

Forschungszentrum Jülich

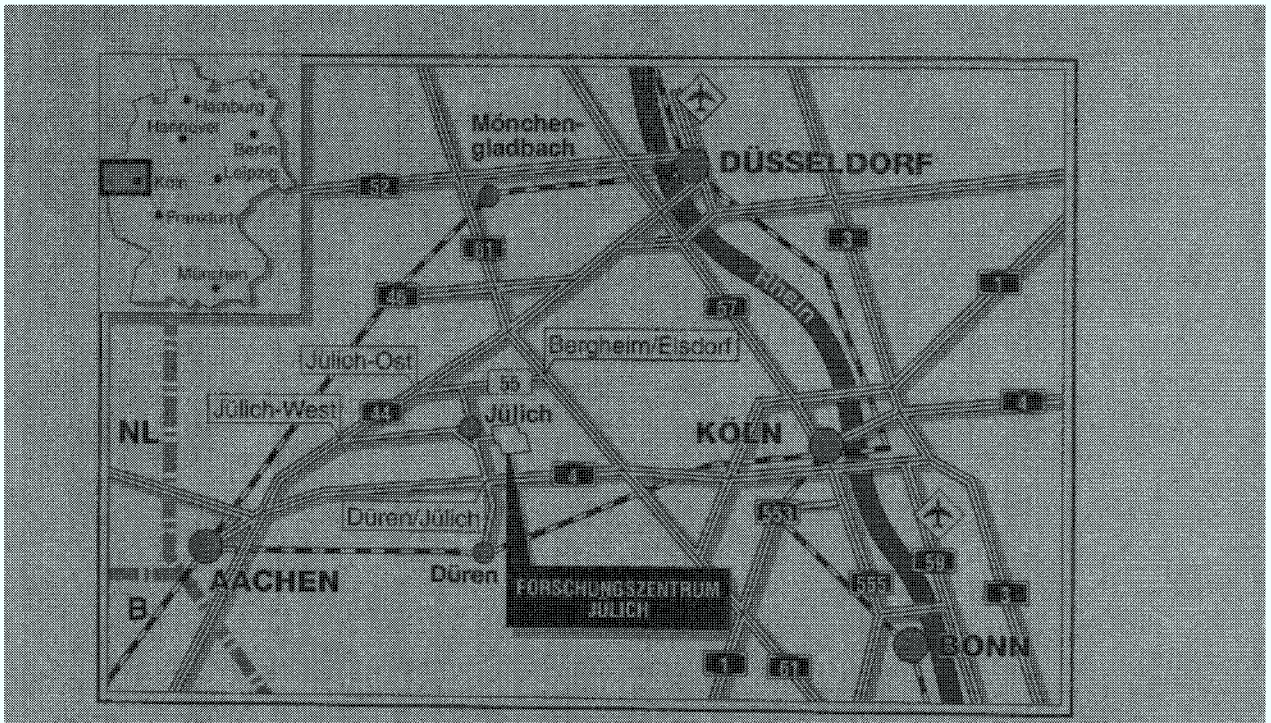


Institut für Grenzflächenforschung
und Vakuumphysik

***Ein Schwungrad-Energiespeicher mit
permanentmagnetischer Lagerung***

Michael Kolk

JUL-3470



Berichte des Forschungszentrums Jülich ; 3470

ISSN 0944-2952

Institut für Grenzflächenforschung und Vakuumphysik Jüli-3470

D82 (Diss. RWTH Aachen)

Zu beziehen durch: Forschungszentrum Jülich GmbH · Zentralbibliothek
D-52425 Jülich · Bundesrepublik Deutschland

☎ 02461/61-6102 · Telefax: 02461/61-6103 · e-mail: zb-publikation@fz-juelich.de

Ein Schwungrad-Energiespeicher mit permanentmagnetischer Lagerung

Michael Kolk

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Grenzflächenforschung und Vakuumphysik (IGV) der Forschungszentrum Jülich GmbH.

Mein besonderer Dank gilt dem Direktor des Institutes, Herrn Prof. Dr. G. Comsa, der die Durchführung dieser Arbeit ermöglichte.

Gleichermaßen gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Seeliger und Herrn Prof. Dr.-Ing. Ch. Troeder für die Durchsicht der Arbeit und das Referat an der Rheinisch – Westfälischen Technischen Hochschule Aachen.

Herrn Dr. J. K. Fremerey danke ich für die fachliche Betreuung und für viele anregende Diskussionen.

Vielen Mitarbeitern und Freunden bin ich zu Dank für Diskussionen, Unterstützung und Zusammenarbeit verpflichtet.

Jülich, im August 1997

Michael Kolk

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
2	Schwungradtechnik	6
2.1	Einführung	6
2.2	Das Schwungradprinzip	8
2.3	Historische Entwicklung der Schwungradtechnik	9
2.4	Elektrische Energiespeicher im Vergleich	12
3	Magnetlager	19
3.1	Magnetlagertechnik	19
3.2	Passive Magnetlager	22
3.3	Passive Dämpfer	27
3.4	Aktive Magnetlager	30
3.4.1	Funktionsweise	30
3.4.2	Vergleich von passiven und aktiven Lagern	32
3.5	Supraleitende Lager	34
3.6	Stabilisierung durch gyroskopische Kräfte	36
3.7	Hilfslager	39
4	Rotordynamik	41
4.1	Dynamik magnetgelagerter Rotoren	41
4.2	Hilfslagerberührungen	51
5	Motor/Generator	57
5.1	Auslegung der elektrischen Maschine	57
5.1.1	Allgemeine Auswahlkriterien	57
5.1.2	Vergleich verschiedener elektrischer Maschinen	59
5.2	Wechselwirkungen zwischen Motor und Lager	64
5.2.1	Statische Wechselwirkungen	64
5.2.2	Dynamische Wechselwirkungen	66

6	Gesamtaufbau	71
6.1	Vakuum- und Sicherheitsgehäuse	71
6.2	Schwungradscheibe	72
6.3	Aufbau der elektrischen Maschine	76
6.4	Befestigung der Motormagnete auf der Welle	78
6.5	Magnetlager und Hilfslager	79
6.6	Meßelektronik	81
6.7	Lastwiderstand	81
7	Sicherheit	82
7.1	Gefahren eines schnelldrehenden Rotors	82
7.1.1	Drehimpulsübertragung an das Gehäuse	82
7.1.2	Splitter	83
7.2	CFK-spezifische Gefahren	86
7.2.1	Rißbildung und Delamination	87
7.2.2	Überdruck	89
8	Meßergebnisse	93
8.1	Trägheitsmoment	93
8.2	Leerlaufverluste mit Asynchronantrieb	94
8.3	Leerlaufverluste mit Synchronantrieb	99
8.4	Statische Drehmomentmessung und Antriebsleistung	102
8.5	Innenwiderstand und Induktivität	103
8.6	Leistungsabgabe und Wirkungsgrad	105
8.7	Extrapolation der Ergebnisse auf Nenndrehzahl	108
9	Einsatz und Erweiterungen	112
9.1	Einsatzmöglichkeiten des Schwungrades	112
9.2	Die Schwungradgröße	113
9.3	Kurzzeitspeicher mit höheren Leistungen	116
9.4	Schwungräder mit größerem Speicherinhalt	117
9.5	Energiespeicher mit geringen Leerlaufverlusten	118
9.6	Schwungradspeicher für Fahrzeuge	119
9.6.1	Energiespeicher und Bremsenergieerückgewinnung in Fahrzeugen . . .	119
9.6.2	Kräfte auf ein Schwungrad im Fahrzeug	120
9.6.3	Schwungradspeicher und Fahrzeugunfälle	123
9.6.4	Stationäre Schwungradspeicher zur Bremsenergieerückgewinnung . .	124
9.7	Schwungradspeicherparks	125
9.8	Verbesserungen	125

<i>INHALTSVERZEICHNIS</i>	3
9.8.1 Zuverlässigkeit	129
10 Zusammenfassung	130
Literaturverzeichnis	133

Kapitel 1

Einleitung

Magnetlager eröffnen dem Maschinenbau neue Möglichkeiten. Mit magnetischen Kräften werden Rotoren berührungslos gelagert. Die Abwesenheit von Reibung ermöglicht hohe Rotationsgeschwindigkeiten quasi verlustfrei im Dauerbetrieb ohne Wärme- und Geräuschentwicklung und ohne Schmierung, Abrieb oder Verschleiß. Diese Eigenschaften prädestinieren Magnetlager für den Einsatz in Schwungrädern. Das alte Schwungradprinzip hat durch moderne Magnetlagertechnik in Verbindung mit neuen Verbundmaterialien weite Einsatzmöglichkeiten, die Schwungräder zu interessanten Konkurrenten anderer Energiespeicher werden lassen.

Motiviert wurde diese Arbeit u.a. durch das Ziel, einen Tag-Nacht-Speicher für die Solarstromanlage „Phoebus“ zu bauen, die auf dem Dach der Zentralbibliothek des Forschungszentrums Jülich montiert ist. Aus experimenteller Sicht war es für das Institut für Grenzflächenforschung und Vakuumphysik (IGV) naheliegender, zunächst statt eines Tag-Nacht-Speichers ein Schwungrad mit hoher Leistungsabgabe zu bauen, um die Wechselwirkung einer leistungsstarken elektrischen Maschine mit permanentmagnetischer Lagerung zu untersuchen.

Der Schwungradspeicher baut auf früheren Anwendungen partiell passiver Magnetlager auf, die im Magnetlagerlabor des Instituts für Grenzflächenforschung und Vakuumphysik des Forschungszentrums Jülich für industrielle Vakuumgeräte entwickelt wurden [1]. Die zugrundeliegende Konstruktion ist hervorgegangen aus einer Zusammenarbeit zwischen der Forschungszentrum Jülich GmbH und der Uranit GmbH (jetzt Urenco Deutschland GmbH) Anfang der 90er Jahre. Das Projekt wurde im Rahmen dieser Arbeit wieder aufgegriffen und mit einigen Veränderungen realisiert. Ein wesentliches Ziel dieser Arbeit ist, den Einsatzbereich für radial passive permanentmagnetische Lager für Rotoren mit größerer Masse und größerem Trägheitsmoment zu erweitern und zu zeigen, daß partiell passive Magnetlager sich auch für große Motor- und Generatorleistungen eignen.

Das 2. Kapitel führt in die Technik und die Verwendung von Schwungrädern ein und

vergleicht sie mit anderen Energiespeichern.

Im 3. Kapitel wird ein Überblick über die verschiedenen Arten der Magnetlagerung und deren Komponenten gegeben.

Es folgt ein Kapitel (4.) über die Besonderheiten der Dynamik eines magnetgelagerten Rotors. Die Untersuchung des Verhaltens des Rotors bei Berührung mit den Hilfslagern führt zu neuen praktischen Konstruktionskriterien der Hilfslager.

Im 5. Kapitel werden Überlegungen zur Auslegung des Motor/Generators eines Schwungradsystems dargestellt, und es wird auf die Wechselwirkungen zwischen der elektrischen Maschine und den Magnetlagern eingegangen.

Der Gesamtaufbau des realisierten Prototypen und seine wesentlichen Baugruppen werden im 6. Kapitel beschrieben.

Im 7. Kapitel werden Sicherheitsaspekte des Schwungrades behandelt.

Die am Prototypen gemessenen Ergebnisse unter anderem zu Verlusten und Leistungsabgabe werden im 8. Kapitel diskutiert.

Im 9. Kapitel werden Anwendungen und Erweiterungen des magnetgelagerten Schwungrades besprochen.

Das letzte Kapitel (10.) faßt die Ergebnisse zusammen und gibt einen kurzen Ausblick auf weitere Einsatzmöglichkeiten permanentmagnetischer Lager.

Kapitel 2

Schwungradtechnik

2.1 Einführung

Die Speicherung von Energie ist seit jeher ein zentrales Thema der Technik und Naturwissenschaften. Insbesondere in einer Zeit knapper werdender Ressourcen sowie des zunehmenden Einsatzes von Energiequellen begrenzter Verfügbarkeit und der hohen Anforderungen an die unterbrechungsfreie spannungs- und frequenzstabile Stromversorgung aus dem Netz hat die Energiespeicherung eine wichtige Bedeutung im Gesamtkonzept der Energiewirtschaft.

In den folgenden Abschnitten wird zunächst auf Schwungräder im allgemeinen eingegangen, um sie dann mit anderen Energiespeichern zu vergleichen.

Schwungrädern kommt seit der frühesten Menschheitsgeschichte eine wesentliche Bedeutung als Energiespeicher zu. Das Schwungradprinzip besteht darin, daß ein Energieangebot als Rotationsenergie gespeichert wird und diese zu einem anderen Zeitpunkt wieder abgerufen und in eine andere Energieform umgewandelt wird. Töpferscheibe und die großen Schwungscheiben der Dampfmaschinen sind Beispiele für die kurzfristige Energiespeicherung, um das diskontinuierliche Kraft- und Energieangebot der Pedalbewegungen des Töpfers oder der Kolben zu glätten und eine kontinuierliche Bewegung zu ermöglichen.

Großen Aufschwung erfuhren Schwungräder durch moderne Materialien und neuartige Lagertechniken in der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts. Insbesondere zur Speicherung von elektrischer Energie in Form von Rotationsenergie wurden und werden Schwungräder diskutiert. Damit treten Schwungräder in Konkurrenz zu Batterien und anderen Speichermedien. Schwungräder können Batterien technisch überlegen sein, weil

- das Verhältnis von Leistungsabgabe zu gespeichertem Energieinhalt von Schwungrädern viel größer als bei gleichgroßen chemischen Energiespeichern gewählt werden kann,

- Schwungräder beliebig viele Ladezyklen und damit eine extrem lange Lebensdauer haben,
- der Anteil der nutzbaren an der gespeicherten Energie sehr hoch ist und damit
- die Energiedichte, d.h. das Verhältnis von nutzbarer Speicherenergie zu Speichermasse von Schwungrädern potentiell größer ist als von Batterien und
- Schwungräder beim Betrieb und bei der Entsorgung keine chemische oder ökologische Belastung darstellen.

Zur Zeit ist allerdings die Energiedichte von Schwungrädern noch kleiner als die von kommerziellen Batterien. Den chemischen Gefahren der Batterien stehen mechanische Gefahren von Schwungrädern gegenüber. Das Gehäuse zum Splitterschutz im Berstfall verringert die Energiedichte. Außerdem wird die Zyklenlebensdauer von Schwungrädern mit großem Drehzahlhub durch Materialermüdung begrenzt.

Das Anwendungspotential von Schwungrädern reicht weit über die bekannten rein mechanischen Anwendungen hinaus. Je nach Auslegung der Schwungräder können sie in Verbindung mit elektrischen Maschinen sinnvoll in den verschiedensten Bereichen eingesetzt werden:

- Als Kurzzeit- und stand-by-Speicher zum Ausgleich von Netzschwankungen und zur Überbrückung von kurzen Netzausfällen, z.B. zur unterbrechungslosen Stromversorgung (USV)
- Als Kurzzeitspeicher mit hoher Leistungsaufnahme und -abgabe in Fahrzeugen mit Elektro- oder Hybridantrieb zur Rückgewinnung von Bremsenergie für den nachfolgenden Beschleunigungsvorgang
- Als Kurzzeitspeicher zum Ausgleich von Lastschwankungen und zum generatorischen Bremsen von Aufzügen, Kränen und Nahverkehrszügen
- Als Spitzenspeicher zum Ausgleich der Lastspitzen im Tagesprofil des Stromversorgungsnetzes
- Als Energiereserve zur Bereitstellung kurzer Leistungsspitzen, z.B. für Schweißanlagen, Einschalt- und Anfahrvorgänge, Kernfusionsexperimente etc.
- Als Tagesspeicher für regenerative Energiequellen begrenzter Verfügbarkeit (Solarzellen und Windräder)
- Als Langzeitspeicher mit geringen Speicherverlusten und hohem Energieinhalt beispielsweise für Tag-Nacht-Speicher oder dezentrale Verbraucher im Inselbetrieb

- Als Phasenschieberanlagen zur Blindstromkompensation in Energieversorgungsunternehmen.

Trotz des wichtigen Zieles, einen Tagesspeicher zu konstruieren, wird der erste realisierte Prototyp in die Kategorie der Kurzzeitspeicher mit hoher Leistungsabgabe fallen. An einer solchen Apparatur lassen sich die Eigenschaften der Magnetlager und besonders die Wechselwirkungen mit der leistungsstarken elektrischen Maschine gut studieren. Im 9. Kapitel werden die Ergebnisse auf andere Energiespeicheranwendungen und dort auch auf Tag-Nacht-Speicher übertragen.

Eine konkrete Anwendung hat ein Schwungrad mit einem großem Verhältnis von Abgabeleistung zu gespeicherter Energie in Anlagen zur unterbrechungslosen Stromversorgung (USV). In Großrechenanlagen, Steuerungen, Sicherheitsanlagen, Verkehrsleitsystemen, Telekommunikationseinrichtungen und vielen anderen Anlagen muß eine unterbrechungsfreie Stromversorgung gewährleistet sein, weil schon der Netzausfall von einer Periode (20 ms) zu unwiederbringlichen Datenverlusten oder Gefahren für Mensch und Umwelt führen kann. Wichtig für USV-Anlagen sind die ständige Verfügbarkeit, die verzögerungslose Zuschaltbarkeit, geringe Verluste im stand-by-Betrieb und, je nach Anwendungsfall, eine hohe Leistungsabgabe. In dieser Arbeit wird gezeigt, daß diese Voraussetzungen von einem magnetgelagerten Schwungrad sehr gut erfüllt werden. Energiespeicher in USV-Anlagen dienen auch zur Überbrückung der Anlaufzeit von Notstromaggregaten, die bis zu einer Minute betragen kann.

2.2 Das Schwungradprinzip

Die in einem Schwungrad gespeicherte Energie ist

$$E = \frac{1}{2} \Theta \omega^2. \quad (2.1)$$

Θ ist das Trägheitsmoment des Rotors und ω seine Winkelgeschwindigkeit. Die Energie und der Drehimpuls

$$L = \Theta \omega$$

ändern sich nicht, sofern keine antreibenden oder abbremsenden Drehmomente am Schwungrad angreifen.

Der Energieinhalt des Schwungrades wird also wesentlich durch seine Rotationsgeschwindigkeit bestimmt. Diese wiederum ist bei magnetisch gelagerten Rotoren einzig durch die Belastbarkeit der rotierenden Materialien aufgrund von Zentrifugalkräften begrenzt und nicht durch die Belastbarkeit der Lager. Eine kurze Überlegung zeigt, daß für hochtourige Schwungräder Materialien geringer Dichte und großer Reißfestigkeit den Materialien hoher Dichte (zur Erhöhung des Trägheitsmomentes) vorzuziehen sind.

Betrachtet wird ein dünner Ring mit Radius r und Dichte ρ . Sein Trägheitsmoment ist

$$\Theta = mr^2.$$

Die Umfangsspannung im Ring ist

$$\sigma = \rho\omega^2r^2$$

und es muß gelten $\sigma_{max} < \sigma_{zulässig}$. Dementsprechend ist die maximal zulässige Rotationsgeschwindigkeit

$$\omega_{max} < \sqrt{\frac{\sigma_{zul}}{\rho r^2}}$$

Die maximale Energiedichte ist also

$$\frac{E_{max}}{m} = \frac{1}{2}\omega_{max}^2r^2 = \frac{\sigma_{zul}}{2\rho} \quad (2.2)$$

Allgemeiner wird die Form des Schwungrades durch den sogenannten Formfaktor k berücksichtigt [2]:

$$\frac{E}{m} = k\frac{\sigma}{\rho}$$

Der Formfaktor ist ein Maß der Spannungsausnutzung eines Materials. Für eine Scheibe gleicher Festigkeit ist der Formfaktor maximal, nämlich $k = 1$. Für eine Scheibe gleicher Dicke mit Innenbohrung ist $k = 0,3$. Für Schwungradscheiben, die aus mehreren Materialien aufgebaut sind, ist der Vergleich verschiedener Formfaktoren irreführend. Der direkte Vergleich der Energiedichte unterschiedlicher Scheiben ist aussagekräftiger.

Hohe spezifische Energiedichten werden also durch große Reißfestigkeit und kleine Dichten der Materialien erreicht. Weiterführende Literatur zum Bau von Schwungradscheiben findet man z.B. in [3, 4, 5]. Die in dieser Arbeit verwendete Schwungradscheibe wird in Kapitel 6.2 beschrieben.

2.3 Historische Entwicklung der Schwungradtechnik

Das Schwungradprinzip, d.h. die Ausnutzung von rotatorischer Trägheit, wurde schon in prähistorischer Zeit in Töpferscheiben und später mit Garnspindeln wahrscheinlich noch vor der Verwendung des Rades für Transportzwecke angewendet [6]. Im Mittelalter finden sich Schwungräder in Laufrädern, Münzpressen, Kränen, Mühlen, Bohrern, Spinnrädern, Webstühlen und vielen anderen Anwendungen. Die Verwendung von Speichenrädern war üblich, um große Trägheitsmomente bei kleinen Massen zu erhalten. Die industrielle Revolution machte mit der Erfindung der Dampfmaschine den weiten Einsatz von Schwungrädern notwendig. Die Kolben der Dampfmaschine produzieren ein periodisch schwankendes Drehmoment, das durch das Schwungrad geglättet wird. Das Schwungrad ermöglicht die Überwindung der Totpunkte der Kolbenbewegung. Die Winkelgeschwindigkeit dieser Schwungräder war relativ klein, und die Anforderung an große gespeicherte

Energien oder große Drehimpulse machte schwere Schwungräder mit großen Durchmessern notwendig.

Karl Benz benutzte in seinem 1885 gebauten dreirädrigen Motorwagen ein Schwungrad mit vertikaler Achse, schon der möglichen Lenkprobleme aufgrund der gyroskopischen Kräfte bewußt¹ [3]. Im 20. Jahrhundert wurde immer wieder versucht, Schwungräder in Fahrzeugen zu verwenden, vorwiegend in Bussen und Zügen und in stationären Anwendungen zur Rückgewinnung und Zwischenspeicherung von Bremsenergie und an Gefällestrecken von elektrischen Bahnen. Eines der berühmtesten Beispiele ist der „Gyrobuss“ von Oerlikon in der Schweiz aus den 50er Jahren [7]. Zweck des Schwungrades war es, den Bus unabhängig von dem Oberleitungsnetz zu machen. Ein 1500 kg schweres Stahlschwungrad wurde auf 3000 UpM beschleunigt und ermöglichte dem Stadtverkehrsbus eine Reichweite von 2,4 km. Das Schwungrad wurde an jeder Haltestelle nachgeladen. Die Ladezeit betrug ein bis zwei Minuten. Beim Laden und Entladen des Schwungrades traten hohe Energieverluste auf, wodurch der Gyrobuss den doppelten Energieverbrauch eines vergleichbaren Oberleitungsbusses hatte.

Die Firma Magnetmotor in Starnberg hat einen 2 kWh Drehmassenspeicher mit permanenterregter Synchronmaschine gebaut [8], der in einem Trolleybus mit Hybridantrieb getestet wurde. Der Schwungradspeicher führt zu einer Energieeinsparung von 25- 30% und ermöglicht die Auslegung der Oberleitung oder des Dieselmotors auf geringere Leistungen.

Eine Übersicht über Schwungräder in Fahrzeugen befindet sich in [9, S.24]. Dort wird auch über die Entwicklung eines 4 kWh, 300 kW-Schwungrades aus Kohlefaserverbundmaterial berichtet, das in einem Bus eingesetzt werden soll.

Ein Beispiel für ein Schwungrad als großer Leistungsakkumulator findet sich im Institut für Plasmaphysik in Garching bei München. Der 233 t schwere Stahlzylinder kann über einen Generator 10 s lang bis zu 155 MW Leistung abgeben. Die Kernfusionsexperimente werden durch das Schwungrad erst möglich, da solche extremen Leistungsspitzen nicht dem regionalen Netz entnommen werden können.

Eine besondere Anwendung finden kleine Schwungräder mit bis zu 15.000 UpM als Gyroskope zur Lagestabilisierung in Satelliten. Bei der Verwendung von Magnetlagern entfällt das Problem der Wartung und der Schmierung im Weltraum. Aktive Magnetlager ermöglichen zudem die Feinverschwenkung der Rotationsachse und damit die Ausrichtung eines Erdsatelliten [10, 11, 12].

Schwungräder mit supraleitenden Lagern befinden sich zur Zeit noch in der Erprobung im Labormaßstab. BORNEMANN *et al.* speicherten mit einer derartig gelagerten Scheibe von 190 mm Durchmesser bei 15.000 UpM 3,8 Wh bei einer maximalen Leistung von 1,5 kW [13].

Mit der Verfügbarkeit von hochfesten Faserverbundmaterialien wird seit zwei Jahr-

¹In späteren Fahrzeugen wurden Schwungräder mit horizontaler Achse quer zur Fahrtrichtung verwendet.

zehnten die Entwicklung von hochtourigen stationären Schwungrädern zur Speicherung von elektrischer Energie vorangetrieben. Die Hoffnung auf eine wesentliche Steigerung der Energiedichte gegenüber Metallschwungscheiben ist berechtigt. Da in den Literaturangaben der Energiedichte sich die gespeicherte Energie teilweise auf die Rotormasse und teilweise auf die Gesamtmasse inklusive der Elektronik und der Vakuuminfrastruktur bezieht, ist ein direkter Vergleich schwierig. Beispielhaft seien die von FLANAGAN entwickelten Hybridschwungradscheiben genannt. Bei 33.520 UpM werden 2,54 kWh gespeichert, die spezifische Energiedichte beträgt $76,6 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$ bezogen auf die Masse des Rotors [14]. Projektiert sind Schwungräder mit einer Energiedichte von $150 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$.

Vollständig aktiv magnetisch gelagerte Verbundmaterialschwungräder werden beispielsweise in [15] (20.000 UpM, 15,9 Wh Inhalt), [16](60.000 UpM, 1 kWh und 200 kW projiziert, bis 20.000 UpM getestet) und [17](175 kg Rotormasse, 15.000 UpM, 1 kWh, 250 kW projiziert) beschrieben.

Bis jetzt wurden partiell passive Magnetlager nur selten in Schwungrädern eingesetzt. SABNIS *et al.* (Sperry Flight Systems, Phoenix/Arizona) [18] entwickelten 1975 ein Schwungrad primär für Satellitenanwendungen. Ein radial passives Reluktanzlager und ein axial aktives Lager halten einen 29 kg schweren Rotor. Getestet wurde dieses Schwungrad bis 7600 UpM. Es speichert eine Energie von 9,5 Wh. Auch das schon erwähnte Satellitengyroskop von 1975 von Aerospatiale (Paris) [12][7700 UpM, 7,1 kg Rotormasse] ist radial passiv gelagert. Daraus wurden weitere Schwungräder entwickelt. POUBEAU (Aerospatiale) [19] beschreibt 1980 (ohne Angabe der Konstruktionsparameter) ein Schwungrad für die Weltraumtechnik mit radial passiver permanentmagnetischer Lagerung. BENEDETTI *et al.* (Aerospatiale) [20] ließen 1984 ein derartig gelagertes stationäres Schwungrad für unterbrechungslose Stromversorgungsanlagen patentieren. Eine praktische Realisierung wird mit einem 370 kg schweren Rotor bei 12.000 UpM angegeben, der 1 kWh nutzbare Energie speichert und eine maximale Leistung von 10 kW abgibt. LEMARQUAND (Grenoble) [21] beschreibt ebenfalls 1984 den Test eines radial aktiv, axial passiv magnetisch gelagerten Schwungrades mit einer Rotormasse von 7,3 kg und einem Energieinhalt von 3,7 Wh bei 7200 UpM.

In dieser Arbeit wird das erste radial passiv permanentmagnetisch gelagerte Schwungrad mit einem Speicherinhalt von über 600 Wh bei einer Nenndrehzahl von 40.000 UpM in Verbindung mit einer elektrischen Maschine realisiert, die für 50 kW Abgabeleistung ausgelegt ist. Es wird gezeigt, daß sich auch radial passive Magnetlager für größere hochtourige Schwungräder als Energiespeicher eignen.

2.4 Elektrische Energiespeicher im Vergleich

In diesem Abschnitt werden elektrische Energiespeicher miteinander verglichen. So unterschiedlich die Speicheranwendungen sind, so vielfältig sind auch die Speichermöglichkeiten. Betrachtet man Schwungräder - wie Batterien - als beliebig kombinierbare Module eines Speichersystems, so kommen 20 Schwungrädern der Größe des Prototyps dieser Arbeit schon in den Megawatt-Bereich. Ein solcher Park von Schwungrädern kann in einigen Bereichen durchaus eine sinnvolle und wirtschaftliche Alternative zu anderen Energiespeichern sein, bzw. neue Möglichkeiten eröffnen. Der Speicherinhalt von Schwungrädern und Batterien ist allerdings klein verglichen mit Großspeichern aus dem Kraftwerksbereich. Die Sekundenreserve eines Kraftwerkes zur Bereitstellung von kurzfristigen Lastspitzen liegt in der Größenordnung von 100 kWh. Sie könnte instantan aus einem großen Schwungradspeicherpark ausgeglichen werden, ohne daß das Kraftwerk aus seiner optimalen Grundlastregelung verfahren wird. Der Ausgleich von Schwankungen im Tageslastprofil erfordert gespeicherte Energien im Gigawattstundenbereich. Dies wird Massenspeichern wie Pumpspeicherkraftwerken, Druckluft- und Dampfspeichern vorbehalten bleiben.

An dieser Stelle sollen nur einzelne Module von relativ kleinen Energiespeichern verglichen werden. Aus der Vielzahl verfügbarer oder projektierter Speicher werden Schwungräder, Batterien, supraleitende Spulen, Kondensatoren und die Wasserstoffspeicherung herausgegriffen. Wichtige technische Vergleichskriterien sind Energieinhalt, Anteil der nutzbaren an der gespeicherten Energie, Masse und Volumen, bzw. spezifische Speicherdichte, Ladezeit und Leistungsabgabe, Wirkungsgrad, Leerlaufverluste, bzw. Selbstentladung und Hilfsenergieverbrauch, Sicherheit, bzw. Gefahren und Umweltbelastung bei Herstellung, Betrieb und Entsorgung, Lebensdauer, Verfügbarkeit und die zum Betrieb notwendige Infrastruktur.

Die folgenden Energiespeicher werden teilweise mit Gleichstrom geladen und erzeugen auch beim Entladen Gleichstrom. Beim Betrieb mit Wechselspannungsnetzen und -verbrauchern muß zwischen Netz und Speicher ein Gleichspannungszwischenkreis mit Drehstromwandlern geschaltet werden. Bei Schwungrädern, Kondensatoren und supraleitenden Spulen muß der Zwischenkreis die Stabilität der Ausgangsspannung regeln, da die vom Speicher erzeugte Spannung mit sinkendem Ladezustand abnimmt. Verluste in Wandlern und Zwischenkreisen werden im folgenden nicht berücksichtigt. Wirkungsgrade beziehen sich also nur auf Laden und Entladen des Speichers sowie auf Leerlaufverluste im Speicher. Der Wirkungsgrad der Wandler liegt für einen Lade- und Entladezyklus über 90% .

Batterien

Batterien sind die am längsten bekannten, am weitesten entwickelten, kommerziell am besten verfügbaren und vorerst billigsten Speicher für elektrische Energie. Die Energie wird elektrochemisch gespeichert. Der klassische Bleiakkumulator besteht aus einer Pb - und einer PbO_2 -Elektrode, die in eine Elektrolytflüssigkeit (H_2SO_4) eintauchen. Werden die Elektroden über einen Verbraucher kurzgeschlossen, so fließt ein Strom und es läuft die Reaktion $Pb + PbO_2 + 2H_2SO_4 \rightarrow 2PbSO_4 + 2H_2O$ ab, wobei $PbSO_4$ an den Elektroden abgeschieden wird. Die durch die elektrochemische Spannungsreihe bestimmte Spannung einer Zelle beträgt 2,2 V. Durch Reihenschaltung vieler Zellen erhält man die gewünschte Klemmenspannung. Wird von außen eine Gegenspannung größer als 2,2 V an die Elektroden angelegt, so läuft die Reaktion in der umgekehrten Richtung ab und der Akkumulator wird geladen. Batterien liefern über einen weiten Ladezustand eine annähernd konstante Gleichspannung.

Die spezifische Energiedichte liegt bei etwa $30 \frac{Wh}{kg}$ für übliche Bleiakkumulatoren und geht bis zu $220 \frac{Wh}{kg}$ für LiS-Batterien. Batterien dürfen im Normalbetrieb nur zu max. 30-50% entladen werden, um ihre Lebensdauer nicht drastisch zu reduzieren. Bei anderen Akkumulatoren ist Tiefentladung problemlos (z.B. NiCd) oder überhaupt nicht (z.B. Na/NiCl₂) möglich. Die Batterien müssen vor Überladung geschützt werden, da sonst der Elektrolyt zersetzt wird. Bei nicht zu hoher Leistungsentnahme liegt die Lebensdauer etwa bei 400 Lade- und Entladezyklen. Bei jedem Modul sollte das Verhältnis von Lade- und Entladeleistung zu gespeicherter Energie einige W/Wh nicht überschreiten, um die Zyklenlebensdauer nicht zu verringern. Insbesondere bei den noch im Entwicklungsstadium befindlichen LiS-Batterien wird eine Kapazitätsverminderung nach häufigem Entladen beobachtet. Die Verwendung von Elektrolytflüssigkeiten bringt ökologische Probleme bei der Herstellung und der Entsorgung der Module mit sich und erfordert Sicherheitseinrichtungen für den Betrieb großer Anlagen. Batterien müssen regelmäßig gewartet werden. In Anlagen zur unterbrechungslosen Stromversorgung werden sie etwa alle zwei Jahre ausgetauscht, auch wenn sie nicht zum Einsatz kommen.

Die Selbstentladung einer Batterie beträgt pro Tag etwa 0,5% des Speicherinhaltes bei 20°C und 2% bei 35°C. Einige moderne Batteriesysteme müssen permanent geheizt (z.B. NaS) oder gekühlt (z.B. ZnCl₂) werden. Der Wirkungsgrad bezogen auf einen Lade-Entladezyklus beträgt 85% und nimmt für höhere Leistungen ab.

Batterien haben im Bereich bis zu einigen hundert kWh Speicherinhalt universelle Anwendungen, wenn keine großen Leistungen erforderlich sind.

Supraleitende Spulen

Supraleitende Spulen (SMES) [22, 23] speichern elektrische Energie in Magnetfeldern. Zu ihrem Betrieb ist Kühlung mit flüssigem Helium notwendig. Die Kühlleistung beträgt einige Prozent des Speicherinhaltes pro Tag. Der Speicherwirkungsgrad ist damit stark von der Zyklendauer abhängig. SMES zeichnen sich durch hohe Lade- und Entladeleistungen, hohe Zyklengeschwindigkeit und ein großes Verhältnis von Leistung zu Speicherinhalt aus. Tiefentladung ist problemlos möglich, die Gefahr einer Überladung besteht nicht. Der Lade-Entladewirkungsgrad beträgt bis zu 95%. Verluste entstehen im supraleitenden Kabel durch Wirbelströme und Kopplungsverluste in dem darin enthaltenen Kupfer und durch Wärmeverluste. Als großer Vorteil der SMES gilt die Möglichkeit der unabhängigen Entnahme von Wirk- und Blindleistung mit Hilfe von Vier-Quadranten-Stellern [24]. Gemäß $\frac{E}{V} = \frac{B^2}{2\mu_0}$ ist für eine 10 Tesla-Spule die gespeicherte Energie pro Volumen $11 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3}$. Dies ist wenig im Vergleich zu Bleiakkumulatoren, deren Volumenenergiedichte $20 - 50 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3}$ beträgt. Im Unterschied zu Batterien beschränkt sich der zur Speicherung genutzte Raum allerdings nicht auf die materielle Struktur der Spule. Mit heutiger Technik können Speicher gebaut werden mit einem Energieinhalt von einigen hundert kWh bei einem Feld von 10 Tesla. Es sind großtechnische SMES-Anlagen mit mehreren GWh Speicherinhalt geplant, die damit in die Größenordnung von Pumpspeicherkraftwerken kommen. Die großen Magnetfelder und magnetischen Kräfte machen eine stabile mechanische Konstruktion und eine magnetische Abschirmung notwendig. Dazu wurde der Einbau in unterirdische Felskavernen vorgeschlagen.

Supraleitende Spulen finden ihren Einsatz bei Speichern mit einer Leistungsabgabe von 1000 MW und mehr. Hier ist zum Beispiel der Pulsbetrieb von Teilchenbeschleunigern zu nennen, aber auch die Sekundenreserve von Kraftwerken.

Kondensatoren

Auch Kondensatoren, die Energie im elektrischen Feld speichern, haben ein sehr großes Verhältnis von Leistung zu Speicherinhalt. Während die Energiedichte nur $2 - 2,5 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$ für kommerziell erhältliche Doppelschichtkondensatoren beträgt und im Labormaßstab bis zu $5 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$ reicht, sind Leistungsdichten von $2000 \frac{\text{W}}{\text{kg}}$ möglich [25]. Die Vorteile von Kondensatoren sind denen der supraleitenden Spulen ähnlich. Beide Systeme sind besonders schnelle Speicher, die kurze Zugriffszeiten und kurze Zyklen erlauben. Dadurch, daß es keine bewegten Massen, keinen Ionentransport und keine Gasbildung gibt, sind Kondensatoren wartungsfrei und haben eine lange Lebensdauer. Von Kondensatoren geht keine mechanische, elektromagnetische oder chemische Gefahr für die Umgebung aus. Ein Nachteil der Kondensatoren ist der große Spannungsbereich beim Entladen, der einen spannungsstabilisierenden Zwischenkreis wie bei Schwungrädern und supraleitenden Spulen notwendig

macht. Da die Energiedichte von Kondensatoren möglicherweise in einiger Zeit an die von Schwungrädern heranreichen wird, ohne bewegte Teile zu enthalten, sind Kondensatoren insbesondere zur Bremsenergieerückgewinnung in Fahrzeugen eine interessante Alternative zu Schwungrädern.

Speicherung von Wasserstoff

Bei der Energiespeicherung mittels Wasserstoffspeicherung wird Wasser mit einem Elektrolyseur in Wasserstoff und Sauerstoff dissoziiert ($2H_2O + 2e \rightarrow 2H_2 + O_2$). Der Wasserstoff wird in Druck-, Flüssiggas- oder Metallhydridspeichern gespeichert und reagiert beim Entladen über eine Brennstoffzelle unter Erzeugung elektrischer Energie wieder zu Wasser. Der obere Heizwert von Wasserstoff ist $40 \frac{kWh}{kg}$. In Metallhydrid- und Druckgasspeichern beträgt der Anteil des gespeicherten Wasserstoffs etwa 1-1,2 Gew.-% von der Gesamtmasse. Typische Speicherdichten sind damit 400 bis $500 \frac{Wh}{kg}$ Speichergewicht ohne Elektrolyseur und Brennstoffzellen. Für den Einsatz von Wasserstoffspeichern in Fahrzeugen ist damit die Energiedichte von Dieselkraftstoff zu vergleichen, die (ohne Tank) etwa 30 mal so groß ist. Die Sicherheitsvorkehrungen zur Aufbewahrung und zum Transport von Wasserstoff sind heutzutage Standardtechniken, obgleich der Einsatz von Wasserstoffspeichern in Personenkraftwagen zusätzliche Maßnahmen erfordert, die die Speicherenergiedichte reduzieren. Ein Elektrolyseur hat einen Wirkungsgrad von 88%, der Wirkungsgrad einer Brennstoffzelle liegt bei 50-60% [26], die Verluste während der Speicherung sind gering, so daß der gesamte Wirkungsgrad eines Lade- und Entladezyklus (ohne Wandlerverluste und Hilfsenergiebedarf) etwa 50 % beträgt.

Die Speicherung von elektrischer Energie durch Elektrolyse von Wasser und Speicherung von Wasserstoff eignet sich besonders für die Langzeitspeicherung von Energie, wenn es nicht auf die Lade- und Entladeeffizienz ankommt. Ein Beispiel ist der Ausgleich saisonaler Schwankungen im Angebot und in der Nachfrage von Solarenergie.

Schwungräder

Für moderne Faserverbundkunststoffe ist die Zugfestigkeit in Faserrichtung inklusive der Epoxid-Matrix größer als $\sigma = 2 \text{ GPa}$ bei einer Dichte von $\rho = 1500 \frac{kg}{m^3}$. Gemäß Formel (2.2) wäre die Energiedichte eines Schwungrades mit optimaler Scheibenform bezogen auf das Rotorgewicht $\frac{\sigma}{\rho} = 400 \frac{Wh}{kg}$. Berücksichtigt man auch die Begrenzung der zulässigen Radialspannung, das notwendige Sicherheits- und Vakuumgehäuse und die elektrische Maschine, so wird es schwierig, 50 Wh Speicherinhalt pro kg Gesamtgewicht zu erreichen. Der Anteil der nutzbaren an der gespeicherten Energie ist sehr groß. Tiefentladung ist möglich. Wegen der kritischen Drehzahlen (s. Kapitel 4) und der bei jedem Zyklus durchfahrenen Materialdehnung kann es sinnvoll sein, den Drehzahlbereich nach unten zu begrenzen. Nach (2.1) entspricht einer Halbierung der Drehzahl schon eine Entnahme von 75% der Energie.

Schwungräder müssen vor Überladung wegen des Erreichens der zulässigen Reißfestigkeit geschützt werden.

Der Generator des Schwungrades erzeugt Drehstrom im Gegensatz zu den anderen Speichern, die mit Gleichstrom ge- und entladen werden. Da die Spannung mit der Drehzahl abnimmt, ist für Konstantspannungsverbraucher ein Zwischenkreis erforderlich.

Ein Vorteil von Schwungrädern ist das große Verhältnis von Leistung zu gespeicherter Energie, das je nach Auslegung $200 \frac{\text{W}}{\text{Wh}}$ und mehr betragen kann. Dadurch sind kurze Ladezeiten und die Entnahme der gespeicherten Energie in kurzer Zeit möglich. Bei gegebener Leistungsentnahme über einen Zeitraum im Minutenbereich kann deswegen die installierte Kapazität von Schwungrädern wesentlich kleiner als die von Batterien sein. Dies ist wichtig für Überbrückungsspeicher in Anlagen zur unterbrechungslosen Stromversorgung.

Hochtourige Schwungräder müssen in grob evakuierten Gehäusen ($p < 10^{-2}$ mbar) laufen, der Hilfsenergieverbrauch hierfür ist gering. Das Gehäuse muß gleichzeitig im Berstfall als Splitterschutz dienen. Die Möglichkeit mechanischer Gefahren ist ein Haupthindernis des Einsatzes von Schwungrädern. Von den hier verglichenen Energiespeichern sind Schwungräder die einzigen mit bewegten Teilen. Dies erfordert für den Einsatz in Fahrzeugen eine besondere Aufhängung, um Beeinträchtigungen des Fahrverhaltens durch gyroskopische Effekte auszuschließen. Magnetgelagerte Schwungräder sind wartungs- und verschleißfrei, ökologisch unbedenklich während Herstellung, Betrieb und Entsorgung, standortunabhängig und geräusch-, emissions- und feldfrei. Schwungräder eignen sich sowohl für kleine dezentrale Anlagen mit besonderen Anforderungen an die Leistungsreserve, als auch für mittlere Modulgrößen. Zur Zeit sind Energieinhalt und massenbezogene Energiedichte von Schwungrädern klein. Das Entwicklungspotential der Schwungräder ist bedeutend. Es ist davon auszugehen, daß Speicherinhalt und Energiedichte deutlich gesteigert werden, und daß damit dann Schwungräder insbesondere den Batterien technisch in verschiedener Hinsicht vorzuziehen sind.

Kostenbetrachtung

Entscheidend bei Auswahl und Einsatz eines Energiespeichers werden neben technischen auch wirtschaftliche Aspekte wie Anschaffungspreis und Betriebskosten sein, die hier nur kurz erwähnt werden sollen.

Die Herstellungskosten eines Schwungrades der Größe des Prototypen dieser Arbeit sind momentan schwer abzuschätzen. Bei großen Stückzahlen nehmen die Produktionsstückkosten ab und die Materialkosten haben einen entscheidenden Anteil an den Gesamtkosten. Es ist damit zu rechnen, daß im Laufe der nächsten Jahre die Materialpreise für Kohlefasern sinken werden. Legt man die zur Zeit niedrigsten Preise für große Abnahmemengen von Fasern zugrunde, so würde allein das Verbundmaterial der Scheibe etwa 500 DM kosten. Durch die recht aufwendige Wickeltechnik sind die Herstellungskosten zur Zeit min-

destens doppelt so groß wie diese Materialkosten [27]. Legt man für die übrigen Rotor- und Gehäuseteile für eine grobe untere Abschätzung nur die Materialkosten zugrunde, so liegen die Gesamtkosten ohne Infrastruktur mindestens bei 10 DM pro Wh installierte Speicherenergie.

Ein Studie [28] zeigt, daß die spezifischen Kosten von SMES für kleine Speichereinheiten noch weit über diesen Kosten für Schwungräder liegen, aber für Einheiten von 1 bis 10 GWh mindestens um eine Größenordnung kleiner sind.

Die spezifischen Kosten von Bleibatterien mit 1 bis 10 kWh Speicherinhalt liegen unter 0,50 DM/Wh und nehmen für Systeme mit größeren Kapazitäten ab.

Aufgrund der vergleichbar niedrigen Speicherkosten werden Batterien weiterhin universelle Verwendung finden. Schwungräder werden vor allem dort eingesetzt, wo hohe Leistungsdichten notwendig sind. Bei Anwendungen mit häufigen und kurzen Lade- und Entladezyklen ist für den Kostenvergleich zu berücksichtigen, daß die Lebensdauer von Schwungrädern wesentlich größer ist als die von Batterien. Unter Berücksichtigung der bei gleicher Leistungsabgabe größeren Kapazität von Batterien und unter Einbeziehung der Wartungs-, Installations- und Entsorgungskosten von Batterien über die gesamte Nutzungsdauer einer Anlage schneiden Schwungräder im Kostenvergleich günstiger ab als Batterien. Die Entwicklung von Schwungrädern für Überbrückungsspeicher in Anlagen zur unterbrechungsfreien Stromversorgung kann also auch wirtschaftlich gerechtfertigt sein.

Zusammenfassung

In der folgenden Tabelle 2.1 werden die spezifische Energiedichte $\frac{E}{m}$, das Verhältnis von Leistung zu Speicherinhalt $\frac{P}{E}$, der Lade-Entladewirkungsgrad η ohne Wandler, Infrastruktur, Gefahren und Einsatzgebiete der vorgestellten Energiespeicher zusammengefaßt.

Speicher	$\frac{E}{m}$ [$\frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$]	$\frac{P}{E}$ [$\frac{\text{W}}{\text{Wh}}$]	η [%]	Infrastruktur/ Gefahren	Einsatzgebiete
Batterien	30-200	≈ 5	80-85	teilw. Kühlung/Heizung Elektrolyte	universell bei kleinem $\frac{P}{E}$
Supral. Spulen			95	Kühlung notwendig große Kräfte und Felder	Schnelle Großspeicher mit großer Leistung
Kondensatoren	2-5	1000			Schnelle Speicher mit geringer E.-dichte
Wasserstoffsp.	400		50	Elektrolyseur, Brennstoffzelle Knallgasreaktion	Langzeitsp. mit hoher Energiedichte und geringen Speicherverl.
Schwungräder	5-50	100-200	90-95	Vakuum Mech. Gefahren	Speicher mit hoher Leistung, kurze Lade- und Entl.-zeiten

Tabelle 2.1: Eigenschaften und Einsatzgebiete verschiedener Energiespeicher im Vergleich

Kapitel 3

Magnetlager

3.1 Magnetlagertechnik

Magnetlager haben die Aufgabe, einen Körper berührungslos durch magnetische Kräfte zu halten. Die Berührungslosigkeit hat gegenüber konventionellen Wälz- und Gleitlagern oder Linearführungen viele Vorteile, so daß einige Anwendungen erst durch Magnetlager möglich werden. In Magnetlagern gibt es keinen mechanischen Kontakt zwischen relativ zueinander bewegten Teilen. Dies bedeutet, von Unfällen abgesehen, vollständige Verschleiß- und Wartungsfreiheit und somit auch eine unendliche Lebensdauer. Es entstehen weder Reibungswärme noch Lagergeräusche, so daß mit Magnetlagern eine fast verlustfreie Lagerung auch bei hohen Rotationsgeschwindigkeiten gewährleistet ist. Die Drehfrequenz eines magnetisch gelagerten Körpers ist selbst im Dauerbetrieb nur durch die Reißfestigkeit der verwendeten Materialien begrenzt und nicht durch die Belastbarkeit der Lager. Weiterhin ist für Magnetlager keine Schmierung notwendig. Magnetlager sind deswegen auch für den Einsatz in kontaminationsgefährdeten Medien, wie in Lebensmittel- oder Blutpumpen, oder im Ultrahochvakuum und für Raumfahrtanwendungen geeignet. Magnetlager sind im Vakuum nicht nur wegen der Schmiermittel- und Abriebfreiheit von besonderem Interesse, sondern auch, weil die aufwendigen Wellendichtungen entfallen, die einerseits immer eine gewisse Leckrate haben und andererseits Reibungsverluste hervorbringen. Dies ist bei Schwungrädern wichtig, die wegen der hohen Oberflächengeschwindigkeiten stets im Vakuum betrieben werden müssen. Im Gegensatz zu Gaslagern, die durch kleine Lagerspalte extreme Anforderungen an die Fertigungspräzision stellen, besteht bei Magnetlagern die Möglichkeit, große Luftspalte zu verwirklichen, den Rotor vollständig zu kapseln und den feststehenden Lagerteil außerhalb der Kapselung anzubringen, so daß Magnetlager auch in korrosiven oder ätzenden Medien oder bei hohen Temperaturen ihren Einsatz finden. Einige Beispiele für industrielle Anwendungen von Magnetlagern sind Turbomolekularpumpen, Gasexpander und -kompressoren, Maschinenspindeln, Schwungräder zur Satellitenstabil-

sierung, Ultrazentrifugen, Licht- und Teilchenstrahlchopper, Linear- und Drehführungen in Reinsträumen und Kristallzuchtanlagen.

Ein starrer Körper hat sechs Freiheitsgrade, drei translatorische und drei rotatorische. Die Drehung um die Figuren- oder eine Hauptträgheitsachse wird bei rotierenden Maschinen vom Motor/Generator kontrolliert. Die anderen fünf Freiheitsgrade müssen von den Lagern bestimmt werden. EARNSHAW bewies bereits 1842 [29], s.a. [30], daß es allein mit elektrostatischen Feldern nicht möglich ist, einen Körper in allen Freiheitsgraden berührungslos zu stabilisieren. Dies gilt für alle Coulombschen Kräfte ($F \propto \frac{1}{r^2}$), also auch für magnetostatische Kräfte und Gravitationskräfte, sofern die relative Permeabilität $\mu_r > 1$ ist. Der Beweis des Theorem's von EARNSHAW folgt aus der Betrachtung der Kräfte und Steifigkeiten:

Ein Körper ist im Gleichgewicht, wenn die Summe aller auf ihn wirkenden Kräfte verschwindet. Damit ein Gleichgewicht stabil ist, muß der Körper bei einer kleinen Auslenkung aus der Gleichgewichtslage Kräfte erfahren, die ihn wieder in das Gleichgewicht zurücktreiben. Man definiert nun als „Lagersteifigkeit“ die Ableitung der Kraft nach der betreffenden Richtung, d.h. die Änderung der Kraft bei infinitesimalen Verschiebungen aus der Gleichgewichtslage. Die zusätzlichen Bedingungen für ein stabiles Gleichgewicht, also eine stabile Lagerung in allen Freiheitsgraden, lautet somit:

$$k_x = -\frac{dF_x}{dx} > 0; \quad k_y = -\frac{dF_y}{dy} > 0; \quad k_z = -\frac{dF_z}{dz} > 0$$

Die magnetostatische Energie eines Körpers mit der starren Magnetisierung \vec{M} in einem äußerem Magnetfeld \vec{H} ist

$$E_{mag} = - \int \vec{M} \cdot \vec{H} dV$$

Für die Kräfte gilt

$$\vec{F} = -\text{grad } E_{mag} = \int \vec{M} \nabla \vec{H} dV$$

für $\nabla \vec{M} = 0$. Die Summe der drei Steifigkeiten ist

$$k_x + k_y + k_z = - \int \vec{M} \Delta \vec{H} dV = 0,$$

weil Magnetfelder der Laplaceschen Gleichung $\Delta \vec{H} = 0$ genügen. Deswegen können niemals alle drei Steifigkeiten gleichzeitig positiv sein. Die Lagerung ist in mindestens einem Freiheitsgrad instabil, der deswegen aktiv kontrolliert werden muß. Für zylindersymmetrische Systeme folgt sofort mit $k_{rad} = k_x = k_y$, daß die Axialsteifigkeit $k_{ax} = k_z$ doppelt so groß ist wie die Radialsteifigkeit k_{rad} :

$$k_{ax} = -2 \cdot k_{rad}$$

Weiterhin kann man zeigen, daß für Körper, deren Magnetisierung nicht starr ist, beispielsweise Weicheisenteile in Reluktanzlagern, gilt:

$$k_x + k_y + k_z < 0$$

und damit

$$k_{ax} < -2 \cdot k_{rad}, \quad (3.1)$$

so daß das Verhältnis von Axialsteifigkeit zu Radialsteifigkeit, bzw. von Instabilität zu Stabilität größer als bei eisenlosen Lagern wird. EARNSHAW's Theorem darf allerdings nicht in dem Sinne falsch verstanden werden, daß es überhaupt nicht möglich sei, mit Permanentmagneten Lager zu bauen. Ein Teil der Lagerung kann immer passiv stabil mit Permanentmagneten ausgeführt werden. Es gibt Gleichgewichtspunkte, die in mehreren Freiheitsgraden stabil sind. In mindestens einer Richtung ist die Lagerung mit permanentmagnetischen Kräften im Gleichgewicht instabil, die Steifigkeit ist negativ. Diamagnetische Körper ($\mu_r < 1$) können durch entsprechend geformte Magnetfelder berührungslos und autostabil gegen die Schwerkraft gehalten werden, weil ihre Magnetisierung nicht starr, sondern induziert ist. Die Tragkräfte sind allerdings sehr klein. Auch mit einer zeitlich veränderlichen Magnetisierung, wie sie beispielsweise durch Wirbelströme erzeugt werden kann, ist prinzipiell Stabilität in allen Freiheitsgraden zu erreichen [31]. Auf die regelungsfreie Lagerung mit Supraleitern und durch Kreiselkräfte wird in den Abschnitten 3.5 und 3.6 eingegangen.

In Magnetlagern werden die Lagerkräfte durch magnetische Felder übertragen. Prinzipiell stehen dafür verschiedene Lagerarten zur Verfügung: Permanentmagnetische Lager, auch passive Lager genannt, elektromagnetische Lager, aufgrund der notwendigen Regelkreise auch als aktive Lager bezeichnet, und supraleitende Lager.

Elektrostatische Kräfte sind wie elektrodynamische und magnetische Wechselwirkungen Fernwirkungskräfte, die mit dem Quadrat des Abstandes zwischen den Ladungen abnehmen. Die technische Realisierung eines elektrostatischen Lagers ist nicht sinnvoll, weil die Kräfte sehr klein sind. Die Kraft zwischen zwei Kondensatorplatten mit je 10 cm^2 Fläche im Abstand von $0,5 \text{ mm}$, an denen 1000 V anliegen, beträgt $0,018 \text{ N}$. Dies ist zu vergleichen mit zwei NdFeB-Magneten der gleichen Größe und beispielsweise 2 mm Dicke, die sich mit der 3200fachen Kraft anziehen bzw. abstoßen.

Technisch haben auch Hybridlager große Bedeutung erlangt, bei denen Trag- und Lagerkräfte teilweise durch Permanentmagnete aufgebracht werden und in der instabilen Richtung ein Freiheitsgrad mechanisch gehalten wird. Dieses Prinzip wird in Haushaltsstromzählern und Gas-Ultrazentrifugen zur Urananreicherung angewandt.

Der Regelaufwand für berührungslos gelagerte Rotoren ist am geringsten, wenn die vier radialen Freiheitsgrade passiv mit Permanentmagneten stabilisiert werden und nur ein Freiheitsgrad aktiv mit einem elektromagnetischen Lager um ein instabiles Gleichgewicht herum kontrolliert wird. Für das Schwungrad wurde diese Konfiguration gewählt. Die Lagerung besteht aus einem passiven Radiallager mit Permanentmagneten, das auch die Tragkraft für den Rotor aufbringt, und einem kombinierten Magnetlager, das radial passiv stabil ist und zusätzliche Dämpfungseigenschaften hat und das in axialer Richtung

den Rotor aktiv mit Elektromagneten am Punkt des instabilen Gleichgewichtes zwischen den magnetischen Tragkräften und der Gewichtskraft hält. Dadurch ist die Regelung quasi leistungslos und hervorragend für eine verlustarme Lagerung von Schwungrädern geeignet. Im folgenden werden die einzelnen Komponenten der Lagerung beschrieben: Passive Magnetlager, Dämpfer, aktive Magnetlager und Hilfslager.

Magnetlager müssen immer auf das Gesamtsystem abgestimmt werden. I.a. ist es nicht möglich, ein Kugellager einfach durch ein entsprechendes Magnetlager zu ersetzen, ohne weitere Systemeigenschaften zu beeinflussen. Durch die wesentlich geringere Lagersteifigkeit von Magnetlagern verglichen mit Wälzlagern liegen unterhalb der ersten Biegeeigenfrequenz des Rotors zwei lagerkritische Drehzahlen. Auf die Dynamik magnetgelagerter Rotoren wird im 4. Kapitel eingegangen.

3.2 Passive Magnetlager

Permanentmagnete können radial oder axial stabilisierende Lagerkräfte übertragen. Dazu stehen anziehende und abstoßende Kräfte zur Verfügung. Es gibt prinzipiell je zehn mögliche Kombinationen [32] von radial und axial magnetisierten Ringmagneten, mit denen Axial- und Radiallager aufgebaut werden können. Die Bezeichnung „Axiallager“ wird für Lager verwendet, die axial stabilisierende Kräfte aufbringen. Entsprechend heißen Lager mit radial zentrierenden Kräften „Radiallager“.

Wenn z.B. zwei konzentrische Magnetringe¹ auf Abstoßung radial magnetisiert werden (Abb. 3.1 a), von denen einer am Rotor und der andere am Gehäuse befestigt ist, so hat man ein Lager mit radialer Stabilität, das axial instabil ist. Werden die Magnetringe radial auf Anziehung magnetisiert (Abb. 3.1 b), so erhält man ein Axiallager, das radial instabil ist. Prinzipiell ist die Lage zweier Magnete in Flußrichtung instabil.

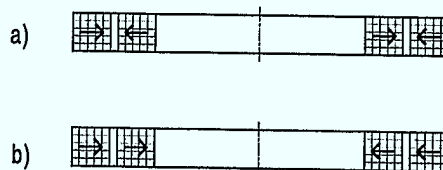


Abbildung 3.1: a) Radiallager und b) Axiallager aus konzentrischen, radial magnetisierten Ringen

Grundsätzlich kann durch Umkehrung der Magnetisierungsrichtung *einer* der beiden Permanentmagnete ein Radiallager in ein Axiallager umgewandelt werden und umgekehrt. Ein Nachteil der Lager mit konzentrischen Ringen und zylindrischem Luftspalt ist, daß nur

¹In dieser Arbeit werden nur rotationssymmetrische Rotoren betrachtet.

geringe radiale Auslenkungen zugelassen werden dürfen, um eine mögliche Berührung der Ringe bei Abweichung von der Sollage zu vermeiden. Schnell rotierende Magnete müssen mit einer hochfesten Bandage versehen werden, da Magnetmaterialien einen kleinen E-Modul haben, sich stark dehnen und schon bei moderaten Spannungen reißen. Wenn der innere Magnetring rotiert, wird der erforderliche Luftspalt durch die Bandage recht groß.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, Magnetringe gleichen Durchmessers zu verwenden, die einen ebenen, axialen Luftspalt haben (Abb. 3.2). Der Luftspalt kann unabhängig von der Bandagenstärke gewählt werden, und die Gefahr einer radialen Berührung besteht nicht. Auch bei Magnetringen mit axialem Luftspalt ist es möglich, sowohl Axial-, als auch Radiallager zu konstruieren.

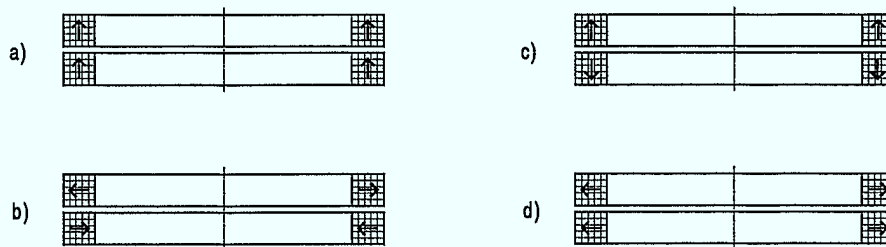


Abbildung 3.2: a) Radiallager mit ebenem Luftspalt aus axial magnetisierten Ringen und b) das dazu äquivalente Radiallager mit radialer Magnetisierung. c) und d) Axiallager mit axialer und radialer Magnetisierung

Stoßen sich Stator- und Rotormagnete ab, so erhält man axial eine positive Steifigkeit, ziehen sie sich an, so ist die radiale Steifigkeit positiv.

Grundsätzlich gibt es für jedes rein permanentmagnetische Lager zwei äquivalente Konfigurationen. Und zwar ändert die Drehung der Magnetisierungsrichtung *aller* Permanentmagnete um 90° (d.h. Überführung axialer Magnetisierung (Abb. 3.2 a) in radiale Magnetisierung (Abb. 3.2 b) und umgekehrt) die Lagerkräfte nicht. Dadurch können Herstellungsvorteile erzielt werden, weil es einfacher ist, einen Magnetring axial aufzumagnetisieren, als radial. Die Drehung aller Magnetisierungsrichtungen um 180° ändert natürlich die Lagerkräfte auch nicht.

Die bisher betrachteten Konfigurationen in Abb. 3.2 mit zwei Magnetringen bringen bei vertikaler Achse für Radiallager durch Anziehung des unteren und für Axiallager durch Abstoßung des oberen Ringes auch Tragkräfte auf, die der Gewichtskraft entgegenwirken. Da die magnetischen Kräfte abstandsabhängig sind, die Gewichtskraft aber nicht, gibt es bei entsprechend starken Magneten bei einem bestimmten Abstand ein Gleichgewicht zwischen beiden Kräften, das für Axiallager stabil und für Radiallager instabil ist.

Wenn der Rotor axial nicht gegen die Gewichtskraft stabilisiert werden muß, wie bei-

spielsweise bei horizontaler Lage der Welle, so erhält man mit einer ungeraden Anzahl von Permanentmagneten Axiallager (Abb. 3.3 a) oder Radiallager (Abb. 3.3 b) mit einem axial stabilen bzw. instabilen Gleichgewicht zwischen zwei magnetischen Kräften, wenn der Rotor axial im Lager zentriert ist. Ein axial stabiles Gleichgewicht ist durch Verschwinden der Summe der Kräfte und eine positive Steifigkeit gegeben. Hierbei sind die beiden äußeren Magnete am Stator und der mittlere Magnet am Rotor befestigt, oder umgekehrt.

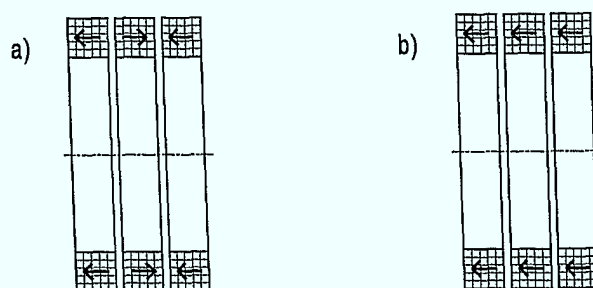


Abbildung 3.3: a) Axiallager und b) Radiallager mit zwei Luftspalten

Wenn die Rotorwelle bei Verwendung eines Magnetlagers nach Abb. 3.3 b) horizontal liegt, so muß das Radiallager auch die Gewichtskraft aufbringen. Passive Magnetlager nach dem beschriebenen Prinzip können gleichermaßen aufgebaut werden, wenn die feststehenden Lagerteile um den „Durchhang“ des Rotors (anteilige Gewichtskraft multipliziert mit der Lagersteifigkeit) nach oben verschoben montiert werden. Wenn die Gewichtskraft des Rotors klein gegen die Lagerkräfte ist, so ist eine beliebige und sogar variable Einbaulage möglich. Dies ist z.B. bei magnetgelagerten Turbomolekularpumpen² durch die hohe passive Lagersteifigkeit möglich.

Die Radialsteifigkeit ist proportional zur Anzahl der Lagerspalte, so daß sie durch Stapeln von mehreren abwechselnd am Stator und Rotor befestigten Ringen erhöht wird.

Bei Konfigurationen wie in Abb. 3.2 a) kann die Steifigkeit außerdem dadurch erhöht werden, daß die Ringe mehrpolig aufmagnetisiert werden, so daß auf jeder Stirnfläche ein Nord- und ein Südpol nebeneinander liegen oder die Ringe jeweils aus zwei konzentrischen, entgegengesetzt axial magnetisierten Ringen des halben Querschnittes oder des halben Volumens zusammengesetzt sind (Abb. 3.4). Bei gleichem Gesamtvolumen der Magnete kann die Radialsteifigkeit bei kleinen Streuflüssen um einen Faktor drei gegenüber Einfachmagnetringen vergrößert werden. Die atomaren magnetischen Momente kann man sich durch mikroskopische Kreisströme erzeugt denken. Diese Kreisströme addieren sich fiktiv im Magneten zu resultierenden Strömen auf den Mantelflächen der Ringe. Die Kraftwirkung hängt quadratisch von dem Strom ab. Für einen Doppelmagnetring sind die Ströme

²z.B. TMP340M von Leybold

auf der gemeinsamen Mittenfläche gleichsinnig. Der doppelte Strom der Mittenfläche ruft die vierfache Wirkung eines Stromes auf den Außenflächen hervor. Doppelmagnete bringen theoretisch also die dreifache Kraftwirkung eines Einzelmagneten auf. Anders ausgedrückt gibt es beim Doppelmagnetring in erster Näherung nächster Nachbarströme verschiedener Magnete (d.h. Luftspalt klein gegen Magnetbreite) sechs anstelle von zwei Wechselwirkungen zwischen Mantelströmen, die zur Steifigkeit beitragen, weil die Ströme auf der Mittenfläche jeweils mit beiden Strömen der Mittenfläche des anderen Magneten wechselwirken. Real ist wegen des Streuflusses nur ein 1,5 bis 2,5facher Wert des Einfachmagneten erreichbar. Die Verwendung von Mehrfachmagnetringen ist besonders bei kleinen Lagerpalten sinnvoll. Gleichzeitig kann die Höhe der Magnetringe bei gleicher Tragkraft kleiner als bei Einfachringen gewählt werden.



Abbildung 3.4: Radiallager mit Doppelmagnetringen

Bei abstoßenden Permanentmagneten ist in Bezug auf die Auswahl der geeigneten Konfiguration das Entmagnetisierungsfeld zu beachten. Dieser Aspekt ist allerdings bei den starken, modernen Seltenerd-Magneten weniger bedeutend. Konfigurationen mit abstoßenden Magneten haben große Streufelder. Für $\mu_r = 1$ haben anziehende und abstoßende Kräfte den gleichen Betrag. Für reale Magnetmaterialien ist $\mu_r > 1$. Der Arbeitspunkt wird auf der B - H -Kurve für abstoßende Magnete zu kleineren B - und H -Werten, verglichen mit einem Einzelmagnet, verschoben. Dieser Effekt wird „Scherung“ genannt. Für anziehende Magnete wird der Arbeitspunkt zu größeren B - und H -Werten verschoben.

Wie gezeigt wurde, gilt für ideale Magnete mit $\mu_r = 1$ und für kleine Verschiebungen $\left| \frac{k_{ax}}{k_{rad}} \right| = 2$. Für reale Magnete mit $\mu_r > 1$ gilt wie bei Anwesenheit von ferromagnetischen Materialien $\left| \frac{k_{ax}}{k_{rad}} \right| > 2$.

Da Innen-, Mitten- und Außenradius, Polbreite, Polanzahl, Magnethöhe, Luftspalt, Anzahl der Magnetringe und Magnetvolumen variiert werden können, setzt die Optimierung eines Magnetlagers ein Bewertungskriterium voraus. Es zeigt sich beispielsweise, daß bei konstantem Magnetvolumen und konstantem Mittenradius für Einfachmagnetringe das Optimum in Bezug auf die Radialsteifigkeit nicht mit der besten Konfiguration in Bezug auf die Tragkraft zusammenfällt. In Bezug auf die maximale Radialsteifigkeit bei konstantem Magnetvolumen und Mittenradius wird das optimale Verhältnis von Magnethöhe zu Polbreite mit zunehmendem Luftspalt kleiner. Vergrößert man das Volumen bei konstantem

Mittenradius, so liegt die maximale Steifigkeit bei größeren Werten von Magnethöhe zu Polbreite. Eine allgemeingültige Optimierungsregel gibt es nicht.

Durch die Verwendung eines Eisenrückschlusses werden Steifigkeit und Kräfte erhöht, aber das Verhältnis von $\left| \frac{k_{ax}}{k_{rad}} \right|$ verschlechtert. Auch eine ferromagnetische Abdeckung der äußeren Poloberflächen ist in diesem Sinne ein Rückschluß zur Verringerung des Streuflusses.

Mit ferromagnetischen Teilen anstelle von Permanentmagneten am Rotor können die Schwierigkeiten aufgrund der schlechten mechanischen Eigenschaften von Permanentmagneten umgangen werden. Wie bereits mit Formel (3.1) erwähnt, wird durch die Eisenteile das Verhältnis von positiver Steifigkeit quer zur Flußrichtung und negativer Steifigkeit, also Instabilität, in der Flußrichtung schlechter (typischerweise 1:5 bis über 1:10) als bei rein permanentmagnetischen Lagern (1:2). Zwischen Magnet und Eisen können nur anziehende Kräfte wirken und zwar werden Ferromagnetika in einem inhomogenen Feld in Richtung hoher Feldstärke gezogen gemäß der Kraft

$$\vec{F} = \{\vec{m} \nabla\} \vec{B}$$

auf einen Dipol \vec{m} in einem magnetischen Feld \vec{B} . Bei Lagern mit ferromagnetischen Teilen und insbesondere bei Reluktanzlagern werden hohe Lagerkräfte durch starke Feldgradienten erreicht. Als „Reluktanzlager“ werden Lager bezeichnet, bei denen die Lagerkräfte auf der Veränderung des magnetischen Widerstandes im Magnetkreis aufgrund einer Veränderung der Lagerspaltweite beruhen. Sie können sowohl als aktive als auch als passive Lager ausgeführt werden.

Die Trag- und Lagerkräfte der Permanentmagnete können analytisch und numerisch berechnet werden. Es gibt eine Reihe von kommerziellen Computerprogrammen, die auf der Methode der finiten Elemente (FEM) (z.B. [33]) oder der Boundary Element Methode (BEM) beruhen. Die Berechnungen zu Lagern, Dämpfern und Motoren dieser Arbeit wurden mit dem BEM-Programm-Paket MAGNETO/OERSTED [34] durchgeführt. Dieses Programm löst die Maxwell-Gleichungen durch Berechnung von Strömen auf den Grenzflächen des Problems, die äquivalente Felder zu den vorhandenen Magnetfeldern erzeugen. Mathematisch gesehen werden Potentiale und ihre Ableitungen durch Green-Funktionen berechnet. Die Geometrie des Problems wird durch endliche Elemente auf den Grenzflächen diskretisiert. Die Integralgleichungen werden dann auf den Elementen numerisch gelöst.

Obwohl es sich bei den Kräften zwischen zwei radial gegeneinander verschobenen Magnetringen um ein dreidimensionales Problem handelt, können die Lagerkräfte auch mit 2D-Rechnungen bestimmt werden. Zweidimensionale Rechnungen des Querschnittes ergeben Kräfte F_x pro Längeneinheit, die mit dem mittleren Umfang $2\pi\bar{R}$ der Magnete multipliziert werden, um die realen Kräfte zu erhalten. Steifigkeiten werden berechnet,

indem die Differenz der Kräfte nach kleiner Verschiebung durch die Verschiebung Δx geteilt wird. Bei Radialsteifigkeiten muß das Ergebnis halbiert werden, weil zu dem Integral der Kräfte über den gesamten Umfang nur die Kraftkomponente in Verschiebungsrichtung beiträgt.

$$k_{rad} = \frac{2\pi \bar{R} F_x}{2\Delta x}$$

Die Kräfte zwischen zwei Permanentmagnetringen können auch analytisch berechnet werden. Dazu werden den Flächen der Permanentmagnete „Magnetladungsschichten“ [35] oder „Mantelströme“ [32] zugewiesen. Die Gesamtkraft ist dann die Summe aller Kräfte zwischen Paaren von Ladungsschichten oder Strömen.

3.3 Passive Dämpfer

Permanentmagnetische Lager bringen, wie gezeigt, Trag- und Rückstellkräfte auf, sie haben nutzbare Lagersteifigkeiten. Diese Lagerart hat allerdings keine Dämpfungseigenschaften, so daß Schwingungen nicht von selbst abklingen. Zusätzlich zu wegabhängigen Rückstellkräften werden also auch geschwindigkeitsabhängige Dämpfungskräfte gebraucht. In der Physik sind zwei Arten geschwindigkeitsproportionaler Kräfte bekannt: Reibungskräfte nach STOKES oder NEWTON und Lorentzkräfte. Reibungskräfte werden in mechanischen Dämpfern ausgenutzt. Wenn sich der Rotor in einem Medium (z.B. Luft) bewegt, so wird die Bewegung gedämpft. Zusammen mit der erwünschten Dämpfung von Radialschwingungen tritt hierbei allerdings immer auch eine tangentielle Reibungskraft auf, die die Rotation bremst. Eine andere Möglichkeit der mechanischen Dämpfung besteht darin, den nichtrotierenden Lagerteil seinerseits gedämpft zu lagern. Dazu kann er beispielsweise in Öl schwimmen oder auf einem viskoelastischen Material gelagert werden.

Eine zweite Dämpfungsart beruht auf elektromagnetischen Kräften. Bewegt sich ein Magnet oder ein stromführender Leiter über einem leitfähigem Material, so werden durch Lorentzkräfte Wirbelströme erzeugt, die wiederum ein Magnetfeld erzeugen, das gemäß der Lenzschen Regel die Bewegung zu hemmen versucht. Energetisch gesehen wird mechanische Schwingungsenergie des Rotors in elektrische Energie des feststehenden Dämpfers umgewandelt und diese durch die Ohmschen Verluste als Wärme dissipiert. Dieser Dämpfer ist sehr effektiv und konstruktiv einfach zu realisieren. Im folgenden wird das im Schwungrad benutzte Dämpfungslager beschrieben [36, 37].

Der Dämpfer (Abb. 3.5) besteht aus zwei rotierenden Permanentmagneten (4), zwischen denen eine feststehende Kupferplatte (5) angebracht ist. Radialschwingungen der Magnete erzeugen Wirbelströme in der Kupferplatte, während durch die Rotation um die Achse keine Wirbelströme erzeugt werden, sofern die Magnetisierung rotationssymmetrisch ist. In Abb. 3.5 sieht man, daß die Magnete von einem Eisenjoch (2) mit Spulen (3) umgeben sind. Durch die Anziehung zwischen den Magneten und dem Eisen wirkt die Dämpfereinheit

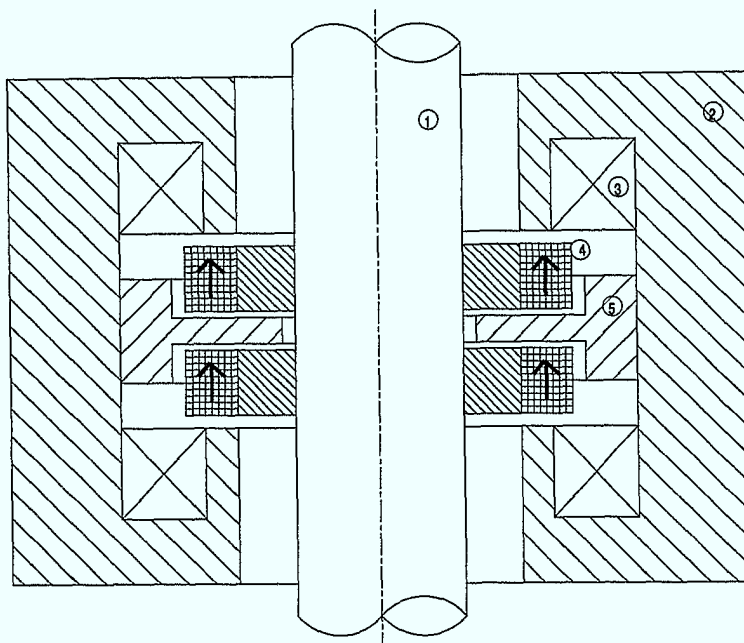


Abbildung 3.5: Das axial aktive, radial passive Lager mit Wirbelstromdämpfer

als radial passiv stabilisierendes Lager. Gleichzeitig dienen die Spulen als Ablenkeinheit zur aktiven Axialstabilisierung des Rotors.

Für den Dämpfer ist es nicht gleichwertig, die Kupferplatte rotieren zu lassen und feststehende Magnete zu haben. Die rotierende Kupferplatte wäre ein innerer Dämpfer, der oberhalb der kritischen Drehzahlen Radialschwingungen anregt, anstatt sie zu dämpfen [38, 39].

Mit numerischen FEM- oder BEM-Berechnungen wird die Wirbelstromverteilung j in der Dämpferplatte mit der Leitfähigkeit σ ermittelt. Eine Abbildung der Wirbelstromverteilung in der Kupferdämpferplatte befindet sich in [37]. Daraus folgen die Ohmschen Verluste

$$P_W = \frac{1}{\sigma} \cdot \int |j|^2 dV. \quad (3.2)$$

Im Vergleich zur mechanischen Reibleistung einer nach STOKES gedämpften harmonischen Schwingung

$$P_{reib} = D \varepsilon^2 \omega_r^2 \cos^2 \omega t$$

folgt die Dämpfungskonstante zu

$$D = \frac{P_W}{\varepsilon^2 \omega_r^2}, \quad (3.3)$$

wobei ε die Schwingungsamplitude und $\frac{\omega_r}{2\pi}$ die radiale Schwingungsfrequenz des Rotors ist. Die Wirbelströme j sind proportional zur Schwingungsamplitude und -frequenz. Wegen

$P_W = fkt(\sigma, Geometrie)(\varepsilon\omega_r)^2$ ist die Dämpfungskonstante $D = fkt(\sigma, Geometrie)$ also unabhängig von Schwingungsamplitude und Frequenz. P_W , also die Dämpfung selbst, hängt auch von der Rotordynamik ab, denn die Schwingungsform bestimmt die Radialauslenkung des Rotors im Dämpfer.

Der Dämpfungsfaktor hat bei konstantem Abstand der Magnete zum Kupfer ein Maximum in Abhängigkeit von der Dicke der Kupferplatte. Wird die Platte zu dick, so ist der Abstand der Magnete zu groß und die Platte wird nicht mehr von den Feldlinien vollständig durchsetzt. Ist die Platte zu dünn, so ist ihr elektrischer Widerstand zu groß und die Wirbelströme werden kleiner. Die Kupferplatte des verwendeten Wirbelstromdämpfers ist 4 mm dick und die Luftspalte betragen jeweils 1 mm. Der Dämpfungsfaktor ist $27 \frac{Ns}{m}$.

Der Außenwulst an der Kupferplatte bewirkt einen besonders guten Kurzschluß der Wirbelströme. Ein solcher Wulst am Innenrand der Platte verbessert die Dämpfungseigenschaften auch, ist allerdings konstruktiv aufwendig.

Aufgrund der Bedeutung der Dämpfer wurden mögliche Verbesserungen im Rahmen dieser Arbeit eingehend untersucht. Insbesondere wurde anhand von numerischen Analysen und von Experimenten überprüft, ob die Dämpfungseigenschaften durch die Verwendung von Doppelmagnetringen verbessert werden können. Die Dämpfungskonstante wird mit einem Biegependel gemessen, an dessen unterem Ende Magnete in verschiedenen Konfigurationen befestigt werden. In geringem, veränderbarem Abstand von den Magneten befindet sich eine Kupferplatte, in der durch Schwingung der Magnete Wirbelströme hervorgerufen werden. Die Pendelauslenkung wird induktiv gemessen und aus der Amplitudenabnahme werden die Dämpfungskonstanten berechnet. Für flache Magnete und kleine Luftspalte ist eine zweipolige Magnetkonfiguration entsprechend Abb. 3.4 mehr (!) als zweimal besser dämpfend als eine gleichgroße Magnetanordnung mit nur einer Magnetisierungsrichtung. Die Erklärung für die überproportionale Zunahme der Dämpfung liegt wiederum in der quadratischen Abhängigkeit der Kraft von dem doppelten Mantelstrom an der gemeinsamen, mittleren Magnetkante des Doppelmagneten. Das Magnetfeld der Doppelmagnete hat aufgrund der stark gekrümmten Feldlinien zwischen den benachbarten Polflächen nur eine geringere Eindringtiefe im Kupfer. Für Magnete, deren Höhe etwa gleich der Breite oder größer ist, und für Konfigurationen, wie bei dem verwendeten Dämpfer, bei denen sich auf beiden Seiten des Kupfers Magnete befinden, sind Einfachmagnete besser dämpfend als Doppelmagnete mit dem gleichen Volumen, weil ein größeres Volumen der Kupferplatte von den Magnetfeldern durchsetzt wird. Außerdem nimmt die Feldstärke im Außenraum der Magnete, also auch in der Kupferplatte, mit zunehmendem Magnetvolumen zu, weil bei dickeren Magneten das eigene Entmagnetisierungsfeld kleiner ist, als bei flacheren Magneten.

Da die erzeugten Wirbelströme proportional zur Leitfähigkeit sind, folgt aus (3.2), daß auch die Ohmschen Verluste und damit die Dämpfungskonstante proportional zur

Leitfähigkeit sind. Die Kühlung des Dämpfers mit flüssigem Stickstoff würde den elektrischen Widerstand um einen Faktor acht [40] verringern, also die Dämpfung um diesen Faktor verbessern.

Ein neuartiger Dämpfer wurde von NGUYEN *et al.* [41] vorgeschlagen, allerdings nicht erprobt [42]. Das Prinzip beruht darauf, daß der magnetische Fluß in einem mehrzweigen Eisenjoch um das Kupfer herumgeführt wird, und Wirbelströme durch Veränderungen des Flusses in den verschiedenen Zweigen erzeugt werden. Für diesen Dämpfer werden Dämpfungsfaktoren berechnet, die um mehr als eine Größenordnung über denen der bekannten Wirbelstromdämpfer liegen, allerdings bringt dieser Dämpfer durch die Anziehung von Magneten und Eisen starke axiale Instabilitäten mit sich.

3.4 Aktive Magnetlager

3.4.1 Funktionsweise

Als aktive Magnetlager werden elektromagnetische Lager bezeichnet, bei denen die magnetischen Kräfte von Spulen so geregelt werden, daß sie der von Sensoren gemessenen Rotorauslenkung entgegenwirken. Aktive Magnetlager bestehen also notwendigerweise aus Sensoren, Spulen als Aktuatoren, die auf Permanentmagnete oder ferromagnetische Teile wirken, und einer Regelelektronik. Ein großer Teil der Arbeiten über aktive Magnetlager befaßt sich mit der Regelungstechnik einschließlich der Meßtechnik und den Regelalgorithmen. Mindestens eine Regelstrecke ist für jeden aktiv kontrollierten Freiheitsgrad notwendig. Der Regler ist meist ein PID-Regler. Wenn die Regelung des Ablenkstromes nicht nur auf dem Wegsignal beruht, sondern auch auf der ersten und gegebenenfalls der zweiten Ableitung, so werden geschwindigkeits- bzw. beschleunigungsabhängige Kräfte erzeugt und das aktive Lager erhält Dämpfungseigenschaften. Bei mehreren aktiv kontrollierten Freiheitsgraden, beispielsweise bei vollständig aktiver Magnetlagerung, können zusätzlich die Sensoren und Ablenkspulen verschiedener Achsen oder verschiedener Ebenen miteinander verknüpft werden, so daß aus der dezentralen Regelung einzelner Freiheitsgrade eine zentrale Regelung aller Freiheitsgrade wird. Damit ist es möglich, verschiedene Situationen wie konische und zylindrische Schwingungsmoden zu erkennen und gezielt zu stabilisieren.

Aktive Magnetlager können im Rahmen der Belastbarkeit der Spulen beliebig steif sein. Die Lagersteifigkeit wird durch die Verstärkung im Rückkopplungskreis bestimmt. Auf die Regelungstechnik radialaktiver elektromagnetischer Lager soll im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen werden.

In dem Schwungrad dieser Arbeit dient das aktive Axiallager nur der Stabilisierung eines Freiheitsgrades um ein instabiles Gleichgewicht, da es, wie gezeigt wurde, nicht möglich ist, allein mit Permanentmagneten ein in allen Achsen stabiles Gleichgewicht zu erzeugen.

Die Regelspulen bringen keine Tragkräfte auf. Der mechanische Aufbau des aktiven Axiallagers des Schwungradprototypen, das kombiniert ist mit einem passiven Radiallager mit Dämpfungseigenschaften, wurde schon im vorangehenden Abschnitt gezeigt (Abb. 3.5). Das Prinzip der Schaltung ist in Abb. 3.6 gezeichnet.

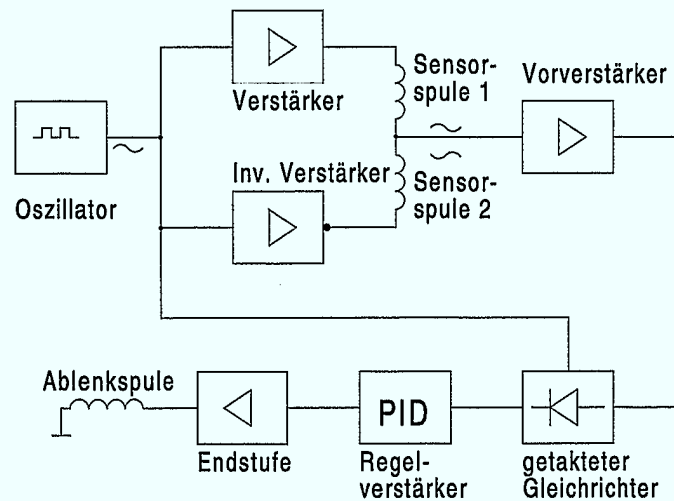


Abbildung 3.6: Funktionsprinzip der Regelstrecke des axial aktiven Magnetlagers

Ein Oszillator, hier als Dreieck-Rechteck-Generator mit nachfolgendem Sinusfilter ausgeführt, erzeugt eine Sinusschwingung mit 60 kHz. Der Sensor zur Messung der Abweichung von der axialen Gleichgewichtslage besteht aus zwei Spulen, von denen eine mit dem Sinussignal und die andere mit dem invertierten Signal angesteuert wird. Die Position des Sensors im oberen Gehäuseteil ist in Abb. 6.1 auf Seite 73 zu erkennen. Eine der beiden Senserspulen schaut auf eine Aluminium-Referenzfläche, die andere auf das obere Wellenende. Die Abstände von den Spulen zu den Flächen sind so eingestellt, daß sich die beiden um 180° verschobenen Teilsignale zu Null addieren, wenn sich der Rotor an der axialen Sollage befindet. Wenn sich der Rotor aus der Sollage verschiebt, so ändert sich die Induktivität der Spule, die auf das Wellenende schaut. Dadurch verschiebt sich die Phasenlage der Teilsignale und das Summensignal ist von Null verschieden. Das Summensignal wird verstärkt auf einen Gleichrichter gegeben, der mit dem Ansteuerungssignal der Senserspulen getaktet ist. Die Gleichrichterausgangsspannung ist der Verschiebung proportional und bei kleinen Auslenkungen hinreichend linear. Der nachfolgende Regelverstärker ist ein PID-Regler. Der PD-Anteil ist im wesentlichen ein RC-Glied. Der ohmsche Widerstand erzeugt einen spannungs- und damit wegproportionalen Strom, während der parallelgeschaltete Kondensator einen Strom erzeugt, der der Axialschwingungsfrequenz proportional ist und damit eine geschwindigkeitsproportionale, dämpfende Komponente erzeugt. Der integrierende Anteil des PID-Reglers dient dazu, bei Abweichungen des Rotors von der Sollage den Strom

der Ablenkspulen langsam wieder auf Null zurückzuführen („Auto-Zero-Regelung“). Die Ausgangsspannung des Regelverstärkers steuert den Endverstärker, der hier als pulsbreitenmodulierte, getaktete Endstufe ausgeführt ist. Die zwei Ablenkspulen (s. Abb. 3.5 (3)) sind in Serie geschaltet und wirken auf die Permanentmagnete (4) des passiven Dämpfers. Ein Vorteil der Permanentmagnete ist, daß mit den Spulen anziehende und abstoßende Kräfte erzeugt werden, so daß beide Spulen zur Ablenkung beitragen. Würden die Ablenkspulen nur mit ferromagnetischen Teilen zusammenwirken, so könnten nur anziehende Kräfte erzeugt werden. Dann ist für jede Richtung und Orientierung eine separate Spule notwendig.

3.4.2 Vergleich von passiven und aktiven Lagern

Zusammenfassend sollen einige Vor- und Nachteile von partiell passiven und von vollständig aktiven Lagern aufgeführt werden. Passive Lager sind inhärent stabil, während die Stabilität aktiver Lager durch einen äußeren Regelkreis erzeugt wird. Es wurde gezeigt, daß es abgesehen von Supraleitern und einigen Spezialfällen nicht möglich ist, eine vollständig passive, berührungslose Magnetlagerung zu konstruieren. Mindestens ein Freiheitsgrad muß aktiv kontrolliert werden, d.h. mit veränderlichen, geregelten Lagerkräften. Auch partiell passive Magnetlager benötigen also mindestens ein aktives Magnetlager. Der Vergleich bezieht sich deswegen auf die Einsatzgebiete von partiell passiven Magnetlagern und vollständig aktiven, in allen Freiheitsgraden geregelten Magnetlagern. Dabei wird bei letzteren zwischen zwei Gruppen unterschieden: rein elektromagnetische Lager und Lager mit passiver Grundlast und aktiver elektromagnetischer Regelung in der Nähe eines stabilen oder instabilen Gleichgewichtspunktes.

Partiell passive Lager haben einen einfachen Aufbau, einen geringen Leistungsverbrauch, eine hohe inhärente Zuverlässigkeit und ein geringeres Gewicht und Volumen als aktive Lager. Eine Konfiguration minimaler Hardware (und damit maximaler Zuverlässigkeit) erhält man für radial passive Lager, die auch die Tragkraft aufbringen und bei denen nur die axiale Instabilität durch ein elektromagnetisches Lager ausgeglichen wird. Dieses System wurde für den Schwungradspeicher gewählt. Nachteile passiver Lager sind die geringe Dämpfung und Steifigkeit. Die kleine Lagersteifigkeit ist für die Rotordynamik von Bedeutung, da unterhalb der ersten Biegeeigenmode der Welle zwei Lagereigenfrequenzen liegen. Passive Lager sind weniger geeignet für große dynamische Lasten. Die Verwendung von Permanentmagneten am Rotor bringt Festigkeitsprobleme mit sich und der Temperatureinsatzbereich der Magnete ist beschränkt. In Reluktanzlagern können die rotierenden Magnete durch rotierende ferromagnetische Teile ersetzt werden. Im Einzelfall kann die Beschaffung von Magneten geeigneter Qualität und Größe problematisch sein.

Es ist natürlich auch möglich, mehrere Freiheitsgrade aktiv und nur einen oder zwei passiv zu stabilisieren. Ein System mit axial passiven und radial aktiven Lagern verbindet

beispielsweise die Vorteile der guten Radialdämpfung aktiver Lager mit der verlustlosen Kompensation der Tragkraft in axialer Richtung mit Permanentmagneten [43]. Findet die radiale Regelung um einen instabilen Gleichgewichtspunkt herum statt, beispielsweise bei einer in Ringmagneten zentrierten Eisenwelle, so ist die Leistungsaufnahme der Ablenkspulen gering. Diese Konfiguration bietet im Gegensatz zu Magnetlagern mit axialem Luftspalt außerdem die Möglichkeit, den vollständig montierten Rotor aus den Lagern herauszuziehen.

Mit passiven Magnetlagern können auch Rotoren von mehreren Tonnen Gewicht gelagert werden. Im allgemeinen gibt es Magnetlagerkonfigurationen, bei denen die Tragkraft durch Magnete aufgebracht wird, deren Masse weniger als 1% der gesamten Rotormasse beträgt. Die magnetischen Kräfte sind proportional zum Volumen der Permanentmagnete. Große Lagerkräfte bringen Probleme bei der Montage der Permanentmagnete mit sich, bzw. erfordern zusätzliche Vorrichtungen für das Aufmagnetisieren der Magnete im montierten Zustand. Bei sehr großen, langsamen Rotoren kann eine permanentmagnetische Entlastung der Wälz- oder Gleitlager sinnvoll sein, auch wenn der zusätzliche Aufwand für eine vollständig berührungslose Magnetlagerung keine wesentlichen Vorteile mit sich bringt.

Vollständig aktive Lager haben den Nachteil des höheren Regelaufwandes und damit teurerer und anfälligerer Elektronik. Die Verwendung von aktiven Magnetlagern und die damit in Kauf genommene Unsicherheit der Regelelektronik sowie der Leistungsverlust in den Spulen sind in vielen Fällen nicht notwendig, weil partiell passive oder permanentmagnetisch entlastete Lager mit gleicher Zweckerfüllung verwendet werden können. Bei vollständig aktiven Lagersystemen und besonders, wenn die Tragkraft elektromagnetisch aufgebracht werden muß, können die Ohmschen Verluste in den Spulen beträchtlich sein und zu Wärmeproblemen führen. Außerdem werden im Rotor Wirbelströme erzeugt, sofern die Spulen nicht wie bei dem Schwungrad mit Permanentmagneten, sondern mit Eisenteilen wechselwirken. Die Wirbelströme hängen von der Einbaulage der Spulen ab. Sie sind groß, wenn der Rotor an wechselnden Feldern vorbeidreht. Üblicherweise muß der Rotor deswegen lamelliert sein. Dies ist im Vakuum wegen der Ausgasung und bei hochtourigen Rotoren wegen der Stabilität nachteilig. Außer Wirbelstromverlusten gibt es auch Hystereseverluste, wenn der Rotor ferromagnetisches Material enthält.

Die Verwendung von vollständig aktiven Magnetlagern ist vorteilhaft, wenn große dynamische Kräfte oder Wechsellasten auftreten, beispielsweise in Gasturbinen und Werkzeugspindeln. Außerdem ermöglicht die aktive Regelung aller Freiheitsgrade eine Verkipfung der Drehachse um kleine Winkel und die flexible parametergeregelter Anpassung an verschiedene Hardwarekonfigurationen, weil eventuell nur die Rückkopplung der Sensorsignale geändert werden muß. Die Lagersteifigkeit kann so groß gewählt werden, daß die Lagereigenfrequenzen außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches liegen. Die Möglichkeit der

Veränderung der Steifigkeit im Betrieb kann vorteilhaft beim Durchfahren oder Verschieben der kritischen Drehzahlen sein. Die Dämpfungseigenschaften aktiver Lager sind gut.

Aktive Lager, auch in partiell passiven Magnetlageranwendungen, haben beim Abheben von den Hilfslagern kurzfristig eine extrem erhöhte Leistungsaufnahme, weil die Lagerspalte unsymmetrisch sind. In passiven Lagern muß zudem die inhärente negative Steifigkeit in der zu regelnden Richtung überwunden werden. Die aufzubringende Kraft ist beim Abheben von den Hilfslagern maximal und verschwindet bei Zentrierung im Magnetlager. Die Abhebestrome bestimmen die Leistung der Stromversorgung, auch wenn die Ströme zur Regelung im Betrieb nur einen Bruchteil der Abhebestrome betragen. Dies ist ein Nachteil von passiven Magnetlagern mit hoher radialer Steifigkeit, weil die damit einhergehende große negative Axialsteifigkeit große Abhebestrome mit sich bringt.

Die Leistungsaufnahme eines vollständig aktiven Lagers, das auch die Tragkraft für einen mit dem Schwungrad vergleichbaren Rotor aufbringt, beträgt etwa 300 W [44]. Zusätzlich erfährt der Rotor Wirbelstromverluste, die ihn nicht nur abbremsen, sondern auch erwärmen. Dies ist zu vergleichen mit den „Reibungsverlusten“ des partiell passiven Magnetlagers des Schwungrades in dieser Arbeit. Im Lager und Dämpfer entstehen bei Nenndrehzahl Wirbelstromverluste aufgrund von Inhomogenitäten und Schwingungen unter 20 W (s. Kap. 8.2). Hinzu kommen etwa 3 W für den Betrieb der Regelelektronik.

Die Tragkraft von Elektromagneten hängt von der Sättigungsmagnetisierung der verwendeten Eisenteile ab. Die elektromagnetischen Kräfte sind proportional zur effektiven Lagerspaltfläche und nicht zum Volumen der Spulen. Größe, Leistungsaufnahme und Wärmeabgabe der Spulen sind bei der Konstruktion zu berücksichtigen.

3.5 Supraleitende Lager

Es wurde schon erwähnt, daß es mit Hilfe von Supraleitern und Permanentmagneten möglich ist, Körper ohne Regelung stabil und berührungslos zu lagern. In der Tat ist die Levitation eines Permanentmagneten über einem Supraleiter und umgekehrt die eines Supraleiters über einem Magneten seit Entdeckung des Phänomens der Supraleitung durch KAMMERLING-ONNES im Jahre 1911 eine beeindruckende Demonstration [45]. Die Forschungsaktivitäten in diesem Gebiet haben sprunghaft zugenommen seit der Entwicklung von Materialien mit höheren Sprungtemperaturen und starker Flußverankerung. In diesem Abschnitt werden die Funktionsweise von supraleitenden Lagern erklärt und einige Vor- und Nachteile aufgezeigt.

Man unterscheidet zwei Arten von Supraleitern. Typ I Supraleiter verdrängen unterhalb der kritischen Sprungtemperatur $T < T_c$ und für äußere Felder $H < H_c(T)$ den magnetischen Fluß vollständig aus ihrem Inneren, indem in einer dünnen Oberflächenschicht Abschirmströme induziert werden. Levitation eines Typ I Supraleiters beruht auf

dem perfekten Diamagnetismus ($\mu = 0$) in diesem Meissner-Zustand. Es gibt genau eine stabile Schwebeposition.

Bedeutender für Anwendungen sind Typ II Supraleiter, zu denen auch die von MÜLLER und BEDNORZ 1985 [46] entdeckten Oxide gehören. Für kleine äußere Felder $H < H_{c1}(T)$ sind auch sie im Meissner-Zustand und für Felder $H_{c1} < H < H_{c2}(T)$ werden sie von quantisierten Flußlinien durchdrungen, die sich gegenseitig abstoßen und idealerweise ein reguläres Dreiecksgitter bilden. Auch hier gibt es eine Sprungtemperatur T_c , bei der beide kritischen Feldstärken H_{c1}, H_{c2} verschwinden. Bei realen Typ II Supraleitern werden die Flußlinien an Materialinhomogenitäten festgehalten. Ohne dieses "flux pinning" würden die Flußlinien durch jeden Strom Lorentzkräfte erfahren und sich dadurch bewegen. Dies induziert eine Spannung, die zum Zusammenbruch der Supraleitung führt. Durch die Flußverankerung hängt das Feld im Inneren des Typ II Supraleiters von seiner Vorgeschichte ab, das Material hat Hystereseigenschaften. In einem wachsenden Magnetfeld ist der Fluß im Supraleiter geringer als in einem abnehmenden Feld gleicher Größe. Auf diesem Prinzip beruht das Schweben über oder das Hängen unter einem Permanentmagneten, denn für jede Bewegung in einem äußeren Magnetfeld ist Energie notwendig, um die Hysterese zu durchlaufen. Die Flußverankerung ist auch der Grund für eine Stabilisierung gegen eine Bewegung parallel zur Oberfläche des Supraleiters. Die Gegenkraft kann durch Verwendung von multipolaren Permanentmagneten stark vergrößert werden. Auch hier erhöht die Verwendung von konzentrischen Mehrfachringlagern die Radialsteifigkeit. Supraleitende Lager sind nicht nur vollständig selbststabilisierend, sondern durch die "flux pinning"-Hysterese auch selbstdämpfend. Supraleiter vom Typ II haben allerdings räumlich nicht vorbestimmte Gleichgewichtspunkte. Sowohl die Entfernung vom Permanentmagneten, als auch die horizontale bzw. radiale Position sind veränderbar und abhängig von der Position beim Abkühlen unter die Sprungtemperatur. In einem Lager müssen alle Bewegungen soweit eingeschränkt sein, daß die Flußlinien nicht in eine neue Verankerungsposition springen können, insbesondere dürfen deswegen auch die Magnetpole nicht zu schmal sein.

Oxid-Supraleiter müssen zur Zeit mit flüssigem Stickstoff gekühlt werden. Gegenüber allen vorhergehenden Supraleitermaterialien bedeutet dies einen großen Fortschritt, weil diese mit flüssigem Helium gekühlt werden müssen. Trotzdem ist die Kühlung für viele Anwendungen eine entscheidende Einschränkung. Axial- und Radialschwingungen sowie Wirbelströme erzeugen im Supraleiter Verlustwärme, die weggekühlt werden muß. Kühlaggregate haben einen schlechten Wirkungsgrad von nur wenigen Prozent, so daß zum Ausgleich von wenigen Watt Wirbelstromverlusten aufgrund von Inhomogenitäten und Schwingungen ein Vielfaches an Kühlleistung zusätzlich zu den Wärmeverlusten aufgebracht werden muß. Die Verwendung von Kryostaten ist notwendig und grundsätzlich mit apparativem Aufwand, energetischen Verlusten und möglichen Ausfällen verbunden. Interessant ist die Anwendung von supraleitenden Lagern besonders dort, wo die Kühlung

sowieso vorhanden ist, also beispielsweise in Kühlmittelpumpen oder in der Weltraumtechnik. Für Schwungräder hingegen ist die Verwendung von Supraleitern nicht vorteilhaft, weil bei einem Ausfall der Kühlung nach einiger Zeit auch die Lagerfunktion ausfällt. Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Lagerprinzip der partiell passiven Magnetlagerung ist der analoge Fall eines Stromausfalls unkritisch, weil die im Schwungrad gespeicherte Energie mittels des Generators lange Zeit zur Eigenstromversorgung des aktiven Magnetlagers ausreicht, in der der Rotor langsam abgebremst wird.

Eine Konsequenz aus der Hysterese der Tragkräfte [47] von Typ II Supraleitern, auf die selten hingewiesen wird, ist, daß ein Rotor ohne Regelung im Laufe des Betriebs seine Position verändern wird, weil sich die Verluste summieren, anstatt sich wegzumitteln. Dieser Effekt ist unbedeutend bei Kurzzeitexperimenten. Bei Langzeitanwendungen, wenn die Hysterese einige Milliarden mal durchlaufen wird, und sei es auch nur durch sehr kleine Schwingungen, ist dieses Problem zu berücksichtigen.

Wenn Supraleiter nur als Leiter ohne ohmschen Widerstand betrachtet werden, in denen immerwährend fließende Ströme Magnetfelder erzeugen, ohne die diamagnetischen, die Dämpfungs- und die Flußverankerungseigenschaften zu berücksichtigen, so drängt sich ein interessanter Vergleich mit Permanentmagneten auf. Die atomaren „Kreisströme“ kann man sich zu Gesamtströmen addiert denken, die in zwei entgegengesetzten Richtungen an der Innen- und der Außenfläche eines Ringmagneten fließen. In diesem Bild ist auch ein Dauermagnet ein perfekter Leiter, allerdings ohne die anderen Eigenschaften eines Supraleiters. Einem Magnetring des oberen Schwungradlagers mit einer Remanenz von 1,2 Tesla und einer Höhe von 10 mm entsprechen zwei Spulen mit einer Windung auf den Innen- und Außenflächen, in denen ständig und verlustfrei je 9500 A fließen.

3.6 Stabilisierung durch gyroskopische Kräfte

In Ergänzung zu den vorangehenden Ausführungen wird in diesem Abschnitt ein faszinierendes Experiment zu einer regelungsfreien, rein permanentmagnetischen Lagerung beschrieben: Ein rotierender Magnet schwebt oberhalb eines Ringmagneten (Abb. 3.7).

Das Magnetfeld eines Ringmagneten ist in Abb. 3.8 gezeigt. In Abb. 3.9 auf Seite 38 sind die Feldverteilungen entlang der eingezeichneten Schnittlinien A-B und C-D aufgetragen. Die Flußdichte hat oberhalb des Ringmagneten eine radiale Potentialmulde (Abb. 3.9 rechts), die den schwebenden Magnet radial stabilisiert. Sie ist im allgemeinen kleiner als die Bohrung des Ringmagneten, weswegen der Außendurchmesser des schwebenden Magneten auch kleiner als der Innendurchmesser des stehenden Magneten sein muß. Die Potentialmulde wird mit zunehmendem Abstand vom Magneten flacher und verschwindet bei Punkt I in Abb. 3.8.

Das Feld hat ein Maximum bei H (Abb. 3.9 links). Oberhalb dieses Feldmaximums

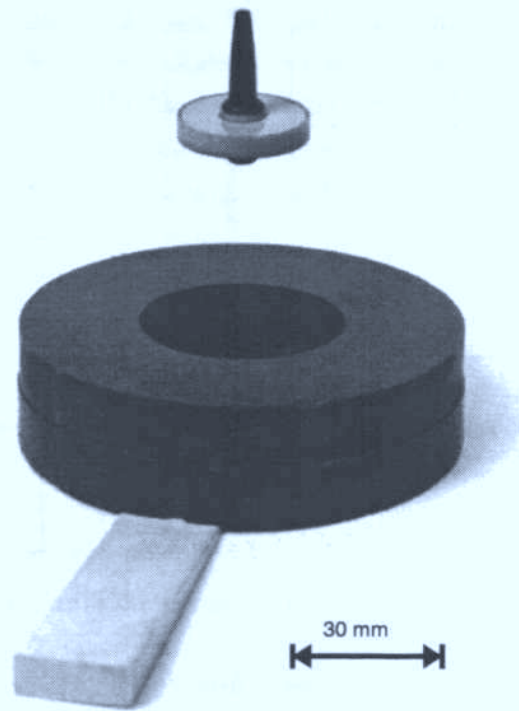


Abbildung 3.7: Ein Magnetkreisel schwebt über einem Ringmagnet. Scheiben auf der Welle dienen zum Austarieren der Kreiselmasse. Der Keil wird zum Höhenausgleich benötigt.

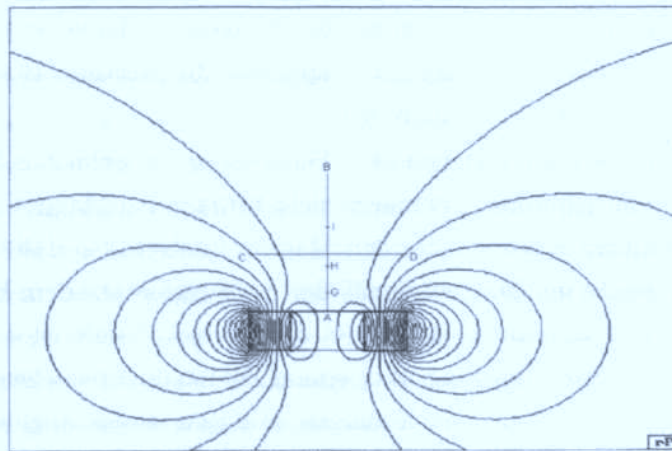


Abbildung 3.8: Das Magnetfeld eines Ringmagneten.

erfährt der schwebende Kreisel eine abstoßende Kraft. Die Abstoßung hat ihrerseits ein Maximum etwas oberhalb des Feldmaximums. Variiert man das Gewicht des schwebenden, entgegengesetzt magnetisierten Magneten so, daß seine Gewichtskraft gleich ist der absto-

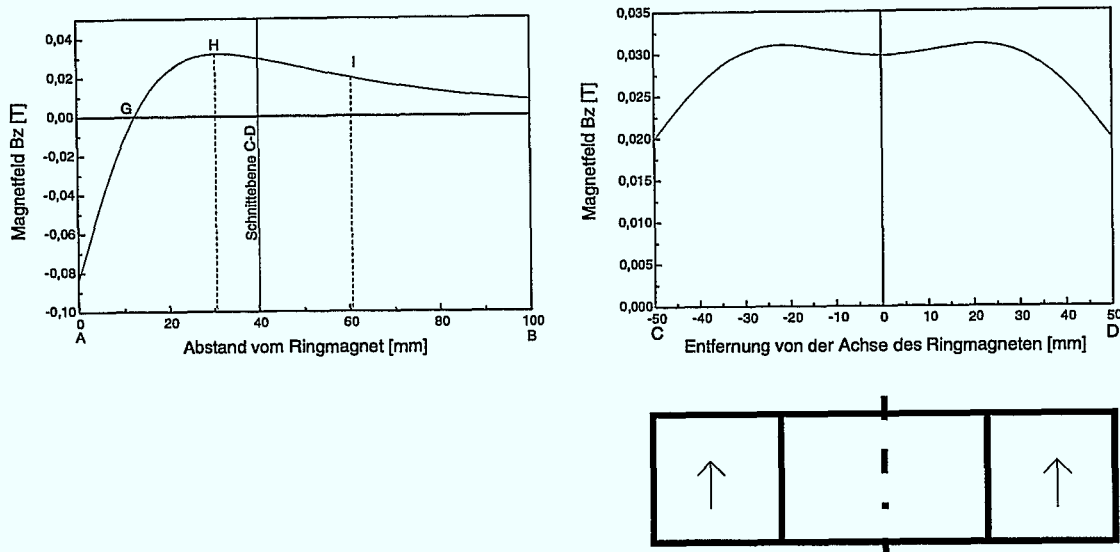


Abbildung 3.9: Links: Betrag der vertikalen Magnetflußdichte B_z in Abhängigkeit vom axialen Abstand über dem Ringmagneten (Schnittlinie A-B in Abb. 3.8). Rechts: B_z 40 mm oberhalb des Ringmagneten in Abhängigkeit vom radialen Abstand zur Symmetrieachse (Schnittlinie C-D in Abb. 3.8).

Wenn die Kraft etwas oberhalb des Abstoßungsmaximums, so ist seine Axialsteifigkeit positiv. Weicht der Magnet nach oben aus, so nimmt die abstoßende Magnetkraft ab und die überwiegende Schwerkraft treibt ihn zurück zur Gleichgewichtsposition. Bei einer Abweichung nach unten kleiner als bis H ist es umgekehrt.

Dieses Experiment verletzt EARNSHAW's Theorem nicht, denn das Schweben des Magneten ist instabil gegen Kippung. Bei einem nicht rotierenden Magnet wird jede Kippung ein verstärkendes Moment erfahren, das den Magnet umdreht, so daß er angezogen wird. Durch die Rotation weicht der Magnet gemäß den Kreiselgesetzen dem kippenden Moment seitlich aus und anstatt zu kippen präzediert der Kreisel. Somit ist es möglich, den rotierenden Magnet ohne jede Regelung über einem Ringmagneten schweben zu lassen, bis der Kreisel durch die Luftreibung nach einigen Minuten soweit abgebremst ist, daß die Drallstabilisierung nicht mehr ausreicht und der Kreisel abstürzt. Eine genauere Analyse des schwebenden Kreisels findet sich in [48].

Diese beeindruckende Art der Lagerung wurde im Hinblick auf ein Spielzeug patentiert und unter dem Namen „Levitron“ vermarktet [49]³. Bisher wurden keine weiteren

³HONES *et al.* benutzen eine Magnetplatte, deren Magnetisierung nicht rotationssymmetrisch ist, und die im Zentrum entgegengesetzt zu den Randzonen magnetisiert ist. Das Funktionsprinzip ist das gleiche wie beim Ringmagneten.

Anwendungen gefunden, weil Kräfte und Steifigkeiten gering sind. Die Tragkräfte werden aufgebracht von einem Teil des Streufeldes des Ringmagneten bei großem Luftspalt. Dies erzeugt nur einen Bruchteil der Tragkräfte, die ein zweiter, gleichgroßer Ringmagnet in Abstoßung oder Anziehung erfahren würde. Das Feld an der Gleichgewichtsposition 40 mm über dem Magneten beträgt nur ein Zehntel des Feldes in 1 mm Abstand direkt über der Oberfläche des Magnetringes.

3.7 Hilfslager

Zusätzlich zu den Magnetlagern sollte jedes Rotorsystem konventionell ausgeführte Hilfslager in Form von Wälz- oder Gleitlagern haben. Hilfslager haben mehrere wichtige Funktionen. Sie schützen den Rotor bei Überlast oder Ausfall der Magnetlager vor einer Berührung mit Teilen des Gehäuses oder Stators und führen ihn sicher bis zum Stillstand, oder bis das Magnetlager wieder seine Funktion erfüllt. Hilfslager werden deswegen auch „Notlager“, „Fanglager“ oder „Rückhaltelager“ genannt. Außerdem dienen Hilfslager dem kontrollierten Absetzen des Rotors in eine Parkposition, wenn aktive Lager abgeschaltet werden.

Hilfslager haben noch eine weitere Aufgabe. Da Magnetlager und insbesondere passive Magnetlager im Vergleich zu konventionellen Lagern kleine Lagersteifigkeiten haben, können Unwuchtkräfte beim Durchfahren der kritischen Drehzahlen größer als die Lagerkräfte werden und den Rotor dezentrieren (s. dazu das folgende Kapitel über Rotordynamik). Ist eine derartige Resonanz nicht genügend gedämpft oder wird sie nicht schnell genug durchfahren, so läuft der Rotor an die Hilfslager an. Der Rotor muß mit Hilfe der Hilfslager sicher durch die Resonanzen geführt werden, bis er überkritisch läuft und wieder von den Magnetlagern gehalten wird. Außer beim Durchfahren kritischer Drehzahlen können Eigenmoden des Rotors auch durch äußere Kräfte angeregt werden, beispielsweise durch Gehäuseschwingungen. Auch hierbei kann es zu einer kurzen Hilfslagerberührung kommen. Wichtig bei der Konstruktion von Hilfslagern ist, daß sie Eigenschwingungen des Rotors nicht anregen, sondern dämpfen. Vor allem dürfen keine biegekritischen Frequenzen angeregt werden. Auf die wichtige Frage, ob der Rotor jenseits der kritischen Drehzahlen oder nach beliebigen Hilfslagerberührungen wieder vom Hilfslager frei kommt, wird im Abschnitt 4.2 über Hilfslagerdynamik eingegangen.

Im Normalbetrieb der Magnetlagerung soll der Rotor frei rotieren, ohne die Hilfslager zu berühren. Die Hilfslager bringen dann keine Lager- oder Reibungskräfte auf. Nicht nur Gleitlager, sondern auch Wälzlager müssen also mit Spiel eingebaut werden. Aufgrund dieses Lagerspiels kann der Rotor bei Hilfslagerberührung in eine Wirbelbewegung gelangen, aus der er nicht mehr frei kommt.

Die konstruktiven Überlegungen zu Hilfslagern müssen die Belastbarkeit konventioneller Lager berücksichtigen. Insbesondere hochtourig umlaufende Rotoren können von

den Hilfslagern möglicherweise nicht im Dauerbetrieb gehalten werden. Eine Belastung der Hilfslager sollte nur im Ausnahmefall vorkommen. Bei Wälzlagern ist darauf zu achten, daß die extreme Beschleunigung des Innen- oder Außenringes bei Hilfslagerberührung nicht zu Schäden an den Kugeln und Käfigen führt.

Kapitel 4

Rotordynamik

Die technische Beherrschung eines schnelldrehenden Rotors verlangt das Verständnis der rotordynamischen Phänomene. In diesem Kapitel werden Grundlagen der Rotordynamik und die Besonderheiten eines magnetgelagerten Rotors erläutert. Zuerst werden Eigenmoden und das Phänomen der kritischen Drehzahlen hergeleitet und die Anregung von Gleich- und Gegenlaufpräzessionen erklärt. Der zweite Abschnitt behandelt die Dynamik eines magnetgelagerten Rotors bei Anstreifvorgängen an die Hilfslager.

4.1 Dynamik magnetgelagerter Rotoren

Jedes System, das Materialien mit endlichem Elastizitätsmodul und Kopplungselemente mit begrenzter Steifigkeit beinhaltet, ist schwingungsfähig. Die einzelnen Teile eines Rotors und ihre Verbindungen können Deformationsschwingungen ausführen, der gesamte Rotor kann sich in den Lagern bewegen, und das Gehäuse kann in sich und auf dem Fundament schwingen. Durch periodische innere und durch äußere Kräfte können Vibrationen angeregt werden, die Laufgeräusche, Wärme, erhebliche energetische Verluste und Materialermüdung erzeugen oder gar in Resonanzen so große Schwingungsamplituden aufbauen können, daß die Rotorwelle verbogen wird und andere Maschinenteile zerstört werden. Um den sicheren Betrieb eines Rotorsystems über die gesamte Lebensdauer zu gewährleisten, müssen die möglichen Schwingungen analysiert werden. Die Anregung von Schwingungen sollte verhindert und angeregte Schwingungen müssen gedämpft werden. Die wirtschaftliche und technische Bedeutung von Turbomaschinen hat eine ausführliche Literatur über Rotordynamik hervorgebracht. Dabei werden überwiegend Phänomene schnelldrehender Maschinen in Wälz- oder Gleitlagern behandelt, bei denen man sich besonders für die Schwingungen des Rotors bei Verbiegung der Welle interessiert. Im Unterschied dazu wird man bei magnetgelagerten Rotoren zuerst Bewegungen untersuchen, die auf der Beweglichkeit des steifen Rotors in den vergleichbar „weichen“ Lagern beruhen. Im folgenden werden

dementsprechend Eigenschwingungen des Systems, die im wesentlichen auf der endlichen Lagersteifigkeit beruhen, „lagerkritisch“ und solche, die auf die endliche Wellensteifigkeit zurückzuführen sind, „biegekritisch“ genannt.

Vor der Herleitung lagerkritischer Phänomene sollen anhand eines bekannten, einfachen Modells einige Grundbegriffe der Rotordynamik eingeführt werden. Dieses Modell wurde schon 1895 von FÖPPL vorgeschlagen [50] und hat seitdem viele wichtige Erweiterungen erfahren. Es handelt sich dabei um einen Rotor mit masseloser Welle, auf der eine oder mehrere massebehaftete Scheiben sitzen. Der Rotor wird von zwei oder mehr Lagern gehalten. Zwischen den Unwuchtkräften, die die Welle verbiegen, und den Rückstellkräften aus der Federsteifigkeit der Welle bildet sich ein Gleichgewicht. Unwuchtkräfte entstehen dadurch, daß der Schwerpunkt des Rotors nicht auf der Rotationsachse, sondern aufgrund von Unsymmetrie oder Masseninhomogenität um eine Distanz ε von der Rotationsachse entfernt liegt. Dadurch erfährt der Rotor bei der Winkelgeschwindigkeit ω eine Zentrifugalkraft

$$|F_Z| = m\varepsilon\omega^2,$$

die die Rotorwelle nach außen verbiegt. Die Federsteifigkeit c der Welle bewirkt eine Rückstellkraft

$$F_R = c\rho,$$

die der Wellenverbiegung ρ proportional ist. Die Zentrifugalkraft der ausgebogenen Welle lautet nun

$$F_Z = m(\varepsilon + \rho)\omega^2.$$

Daraus folgt, daß F_Z und F_R im Gleichgewicht sind, wenn

$$\rho = \varepsilon \frac{\omega^2}{\omega_e^2 - \omega^2},$$

wobei

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

gesetzt wurde. ω_e ist eine Eigenfrequenz des Rotors. An diesem einfachen Modell ist zu sehen, daß es Drehzahlen mit besonders großen Auslenkungen gibt. Hier im Fall des ungedämpften Rotors werden die Amplituden sogar unendlich groß, wenn die Rotordrehzahl ω in die Nähe der Eigenschwingung ω_e des Rotors kommt. Solche Resonanzen werden „kritische Drehzahlen“ genannt. Recht früh wurde erkannt, daß ein Rotor auch *überkritisch* stabil laufen kann, wenn der Rotor durch die Resonanzen genügend schnell hindurchbeschleunigt wird, so daß sich die großen Wellenamplituden des Betriebs mit konstanter Drehzahl in der Resonanz nicht aufbauen können. Aus dem obigen Ansatz folgt, daß die Rückstellkraft in der Resonanz einen Phasensprung macht und im überkritischen Fall der Exzentrizitätserregung um 180° nacheilt. Bei hohen Drehzahlen nähert sich der Betrag der Auslenkung ρ

der Exzentrizität ε . Es ist wichtig, die Exzentrizität des Schwerpunktes klein zu halten, damit in allen Drehzahlbereichen ein ruhiger Lauf ermöglicht wird.

Dieses Modell wird hier nicht weiterverfolgt. Die für magnetgelagerte Rotoren wichtigen lagerkritischen Eigenmoden werden aus den Kreisgleichungen hergeleitet. Die Darstellung folgt der Herleitung in [21]. Dabei sei die Biegesteifigkeit der Welle wesentlich größer als die Radialsteifigkeit der Magnetlager, so daß von einem starren Rotor ausgegangen wird.

Bei den meisten Magnetlagern und so auch bei dem Schwungradsystem ist der axiale Freiheitsgrad von den radialen unabhängig. Mögliche Axialschwingungen des Schwungrades werden im wesentlichen bestimmt durch die von der Regelelektronik vorgegebene Axialsteifigkeit und die Rotormasse. Sie werden durch rotordynamische Effekte praktisch nicht angeregt und deswegen nicht weiter betrachtet.

Sei (X, Y, Z) ein ortsfestes Koordinatensystem, in dem der Rotor um die Z-Achse mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotiert. Der Rotor kann sich um kleine Winkel ψ_x, ψ_y um die X- bzw Y-Achse drehen. In komplexer Darstellung zusammengefaßt lauten die generalisierten Koordinaten

$$\vec{R} = \begin{pmatrix} x + iy \\ \psi_y - i\psi_x \end{pmatrix}$$

Weiterhin sei M eine Diagonalmatrix, die die Masse und das transversale Trägheitsmoment beschreibt:

$$M = \begin{pmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta_q \end{pmatrix}$$

Die Steifigkeiten der Lager werden in der Matrix K zusammengefaßt und die äußere Dämpfung durch Dämpfer und Lager und durch das den Rotor umgebende Medium in der Matrix D ,

$$K = \begin{pmatrix} k_r & k_{r\theta} \\ k_{\theta r} & k_\theta \end{pmatrix} \quad D = \begin{pmatrix} d_r & d_{r\theta} \\ d_{\theta r} & d_\theta \end{pmatrix}$$

Die Lagerkräfte sind

$$\vec{F}_{lag} = -K\vec{R} - D\dot{\vec{R}}$$

und die gyroskopische Kopplung ist

$$\vec{F}_{gyr} = -i\omega G\dot{\vec{R}}$$

Für einen starren rotationssymmetrischen Rotor enthält die gyroskopische Matrix G nur das axiale Trägheitsmoment Θ_a :

$$G = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \Theta_a \end{pmatrix}$$

Die Bewegungsgleichung lautet somit ohne Berücksichtigung der äußeren Kräfte und der Unwuchtkräfte:

$$M\ddot{\vec{R}} + (D - i\omega G)\dot{\vec{R}} + K\vec{R} = \vec{0} \quad (4.1)$$

Die Lösung dieses Systems von homogenen Differentialgleichungen ergibt die Eigenmoden. Werden zusätzlich auch noch Unwuchtkräfte mit einbezogen, so erhält man ein System inhomogener Differentialgleichungen, deren Lösungen die Summen der Lösungen des homogenen Systems mit einer speziellen Lösung des inhomogenen Systems sind. Sei zunächst nur das homogene System (4.1) betrachtet. Die allgemeine Lösung ist die Summe von Funktionen der Art

$$\vec{R} = \vec{U}_l e^{\lambda_l t}$$

mit den Eigenvektoren \vec{U}_l und den Eigenwerten λ_l des Systems, wobei der Index l alle Eigenmoden durchläuft und im folgenden weggelassen wird.

Eingesetzt in (4.1) folgt die Eigenwertgleichung

$$\{M\lambda^2 + (D - i\omega G)\lambda + K\} \vec{U} = \vec{0} \quad (4.2)$$

Hier wird nur der Fall entkoppelter Moden betrachtet, also

$$k_{r\theta} = k_{\theta r} = d_{r\theta} = d_{\theta r} = 0$$

Die Eigenwertgleichung (4.2) in der Form

$$\mathcal{H}\vec{U} = \vec{0}$$

mit

$$\mathcal{H} = \begin{pmatrix} m\lambda^2 + d_r\lambda + k_r & 0 \\ 0 & \Theta_q\lambda^2 + (d_\theta - i\omega\Theta_a)\lambda + k_\theta \end{pmatrix}$$

und der charakteristischen Eigenwertgleichung

$$\det \mathcal{H} = (m\lambda^2 + d_r\lambda + k_r)(\Theta_q\lambda^2 + (d_\theta - i\omega\Theta_a)\lambda + k_\theta) = 0$$

ist eine Gleichung 4. Grades mit den Lösungen

$$\lambda_{1,2} = \frac{-d_r \pm \sqrt{d_r^2 - 4mk_r}}{2m} \quad (4.3)$$

$$\lambda_{3,4} = \frac{-d_\theta + i\omega\Theta_a \pm \sqrt{(d_\theta - i\omega\Theta_a)^2 - 4\Theta_q k_\theta}}{2\Theta_q} \quad (4.4)$$

In diesem idealisierten Fall der kopplungsfreien Eigenmoden sind die ersten beiden Eigenwerte λ_1 und λ_2 sogenannte „zylindrische Moden“, bei denen die Achse in beiden Lagern gleichsinnig verschoben, aber nicht verkippt ist. Der Schwerpunkt bewegt sich auf einem Kreis. Die beiden anderen Eigenwerte sind „konische Moden“, bei denen die Achse in den

Lagern gegensinnig ausgelenkt ist, also gegenüber der Lagersymmetrieachse verkippt ist. Dies ist in Bild 4.1 gezeichnet. Ein realer Rotor hat gemischte Eigenmoden, weil radiale Versetzung und Kippung durch axiale Unsymmetrie und unterschiedliche Steifigkeiten in beiden Lagern gekoppelt sind. Wenn der Rotor „homogen“ gelagert ist, d.h. daß die Steifigkeiten beider Lager sich wie die anteiligen Massen verhalten, dann sind die zylindrischen Moden entartet. Bei inhomogener Lagerung, d.h. bei axialer Asymmetrie, spalten die zylindrischen Moden auf.

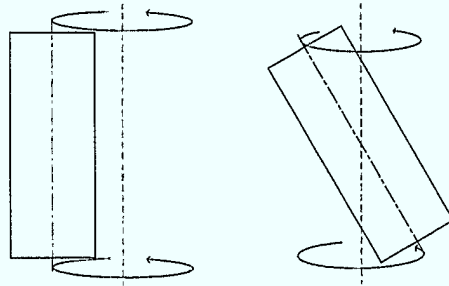


Abbildung 4.1: Zylindrische und konische Eigenmoden

Für eine schwache Dämpfung kann die Reihenentwicklung der Wurzel nach der ersten Ordnung abgebrochen werden und man erhält als Näherung für die ersten beiden Eigenwerte:

$$\lambda_{1,2} \approx -\frac{d_r}{2m} \pm i\sqrt{\frac{k_r}{m}} \left(1 - \frac{d_r^2}{8mk_r}\right) \quad (4.5)$$

Aus der Zerlegung der Eigenwerte in Real- und Imaginärteil

$$\lambda = \delta + i\omega_e, \quad (4.6)$$

erkennt man an der Form der Lösung von Gleichung (4.1)

$$\vec{Z} = \vec{U} e^{\delta t} e^{i\omega_e t}, \quad (4.7)$$

daß $\delta > 0$ eine aufklingende und $\delta < 0$ eine abklingende Schwingung bedeuten. Für die zylindrischen Moden ist immer $\delta < 0$, das System ist also stabil. Weiter folgt aus dem positiven Vorzeichen des Imaginärteils von λ_1 , daß diese Eigenform eine Rotation im gleichen Sinne von ω ist (Gleichlauf), während λ_2 eine Gegenlaufmode ist. Es sei darauf hingewiesen, daß die Eigenwerte in der Realität nicht drehzahlunabhängig sind, weil einerseits die Dämpfung drehzahlabhängig ist und sich andererseits die zylindrischen Moden mit den drehzahlabhängigen konischen Moden mischen.

Zur Untersuchung der konischen Eigenmoden wird der Fall großer Drehzahlen betrachtet, so daß $\Theta_a^2 \omega^2 \gg 4\Theta_q k_\theta$ und $\Theta_a^2 \omega^2 \gg d_\theta^2$ ist. Dann kann wiederum die Entwicklung der

Wurzel nach der ersten Ordnung abgebrochen werden und man erhält als Näherungen für die beiden anderen Eigenwerte:

$$\lambda_3 \approx -\frac{d_\theta}{\Theta_q} + i\frac{1}{\Theta_q} \left(\Theta_a \omega - \frac{d_\theta^2}{4\Theta_a \omega} + \frac{\Theta_q k_\theta}{\Theta_a \omega} \right) \quad (4.8)$$

$$\lambda_4 \approx i\frac{1}{\Theta_q} \left(\frac{d_\theta^2}{4\Theta_a \omega} - \frac{\Theta_q k_\theta}{\Theta_a \omega} \right) \quad (4.9)$$

Aus der Annahme kleiner Dämpfung $d_\theta^2 \ll 4\Theta_q k_\theta$ und der Zerlegung in Real- und Imaginärteil folgt, daß λ_3 eine gedämpfte Gleichlaufmode ist, während λ_4 in erster Näherung ungedämpft ist und gegensinnig zur Rotation. Außerdem nimmt der Imaginärteil von λ_3 mit der Drehzahl zu. Für gestreckte Rotoren ($\Theta_q < \Theta_a$) liegt dabei die Eigenfrequenz von λ_3 oberhalb und für abgeplattete Rotoren ($\Theta_q > \Theta_a$) unterhalb der Rotordrehzahl. Der Wert $\frac{\Theta_a}{\Theta_q} \omega$ entspricht der klassischen Nutationsfrequenz eines schweren Kreisels [51, S. 189]. Aus (4.4) folgt, daß die Absolutwerte der Eigenwerte für Gleich- und Gegenlauf für $\omega \rightarrow 0$ (Stillstand) entarten und erst bei größeren Drehzahlen aufspalten.

Nachdem die Eigenwerte bestimmt sind und zylindrische und konische Moden einerseits und Gleich- und Gegenlauf andererseits unterschieden wurden, wird nun die Anregung der Eigenschwingungen untersucht. Zusätzlich zu den schon erwähnten Unwuchtkräften aufgrund einer Schwerpunktsverschiebung gegenüber der Drehachse gibt es auch Unwuchtkräfte, die auf einer Verkippung der Hauptträgheitsachse gegenüber der Drehachse beruhen. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn eine Scheibe nicht achsparallel zur Welle montiert ist. Im allgemeinen wird ein Rotor sowohl eine *statische* Unwucht durch Exzentrizität des Schwerpunktes als auch eine *dynamische* Unwucht durch unterschiedliche Stellung von Dreh- und Hauptträgheitsachse aufweisen, die durch Auswuchten, also durch Hinzufügen oder Wegnehmen von geeigneten Zusatzmassen in mindestens zwei Ausgleichsebenen möglichst weitgehend beseitigt werden müssen [53].

Die statische Unwucht führt zu einer periodischen Kraft

$$F = m\varepsilon\omega^2 e^{i\omega t},$$

und die dynamische Unwucht führt zu einem periodischen Moment

$$T = \Theta_{xz}\omega^2 e^{i\omega t},$$

so daß die Eigenwertgleichung um die Unwuchtkräfte erweitert wird:

$$\left(M'\lambda^2 + (D - i\omega G)\lambda + K \right) \vec{U}' e^{\delta t} e^{i\omega_e t} = \begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

Es soll an dieser Stelle weder auf die Lösung dieses Gleichungssystems noch auf die notwendige Transformation des Koordinatensystems und der damit verbundenen Änderung

des Trägheitstensors eingegangen werden. Das Ergebnis ist, daß eine statische Unwucht zylindrische Moden anregt, also in beiden Lagern als gleichphasige Schwingung bemerkt wird, während eine rein dynamische Unwucht den Rotor in beiden Lagern gegenphasig schwingen läßt, also konische Moden anregt. Bei realen Systemen sind beide Schwingungsformen gekoppelt. Aus der Form von Gleichung (4.10) folgt, daß, wenn (4.10) für alle t erfüllt sein soll, ω_e das gleiche Vorzeichen wie ω haben muß. Unwuchtkräfte (und alle anderen periodischen inneren Kräfte) können also nur Gleichlaufmoden anregen. Äußere Kräfte wie Erschütterungen und Stöße regen hingegen auch Gegenlaufmoden an, denn ein ebener Stoß kann mathematisch aus zwei entgegengesetzt umlaufenden Kräften zusammengesetzt werden. Die Drehzahlen, bei denen Gleichlaufmoden in Resonanz angeregt werden, sind die „kritischen Drehzahlen“. Ihnen ist beim Anfahren und Auslaufen des Rotors besondere Beachtung zu widmen.

Ein magnetgelagerter Rotor hat zwei lagerkritische Drehzahlen. Das Schwungrad läuft bei Nenndrehzahl oberhalb dieser lagerkritischen Drehzahlen, aber unterhalb der ersten biegekritischen Drehzahl. Der lagerüberkritische Betrieb ist ein Vorteil der geringen Magnetlagersteifigkeit. Auch konventionelle Wälzlager werden teilweise elastisch montiert, um überkritischen Betrieb zu ermöglichen und dadurch die Lagerbelastung durch Exzentrizitätskräfte zu begrenzen.

Die Anzahl der biegekritischen Eigenmoden ist im Gegensatz zu den lagerkritischen nicht begrenzt, weil die Biegelinie des Rotors beliebig viele Maxima und entsprechend viele Nulldurchgänge haben kann. Zu beachten sind aber nur jene, die im Drehzahlbereich des Rotors oder im Frequenzspektrum externer Anregungen liegen. Dabei sind die Eigenmoden drehzahlabhängig und Gleichlaufmoden nehmen mit der Drehzahl zu. Das kann dazu führen, daß eine Eigenfrequenz im Stillstand kleiner ist als die maximale Drehfrequenz, aber bei Nenndrehzahl soweit angehoben ist, daß sie beim Hochlauf nicht gekreuzt wird.

Beim Anfahren des magnetgelagerten Rotors müssen beide lagerkritischen Drehzahlen durchfahren werden. Dafür ist ein Mindestantriebsmoment notwendig [52], sonst bleibt der Rotor in einer Lagereigenschwingung gefangen und kann nicht weiter beschleunigt werden. Idealerweise sind die Beschleunigung und die Dämpfung so stark und die Unwucht so gering, daß der Rotor keine großen Radialamplituden aufbaut. Während dies beim Durchfahren einer biegekritischen Drehzahl zwingend notwendig wäre, ist beim Durchfahren der lagerkritischen Drehzahlen lediglich zu gewährleisten, daß die Hilfslager den Rotor bei Berührung in einer Resonanz sicher führen und ihn überkritisch wieder freigeben. Dies wird im folgenden Abschnitt untersucht.

Anstelle der hier vorgestellten anschaulichen Herleitung der Eigenmoden, wird für die konkrete Berechnung der Rotordynamik des Schwungrades ein Computerprogramm [54] benutzt, das auf der Methode der Transfermatrizen beruht [55]. Die elastische Welle wird rechnerisch aus mehreren diskreten Abschnitten zusammengesetzt, denen Innen- und

Außendurchmesser und zusätzliche Massen und Trägheitsmomente zugeordnet werden. Die Lagereigenschaften werden durch die Angabe der Lagersteifigkeiten an den entsprechenden Stellen berücksichtigt. Transfermatrizen verbinden die Zustandsvektoren von Anfang und Ende eines Abschnittes, die dessen Auslenkung und Biegung beschreiben. Die Eigenfrequenzen sind die numerisch ermittelten Nullstellen der Schwingungsgleichung der verbogenen und ausgelenkten Welle mit drehzahlsynchroner Anregung. Für die Berechnung der Eigenfrequenzen und der Schwingungsformen eignen sich auch FEM-Programme (Methode der finiten Elemente).

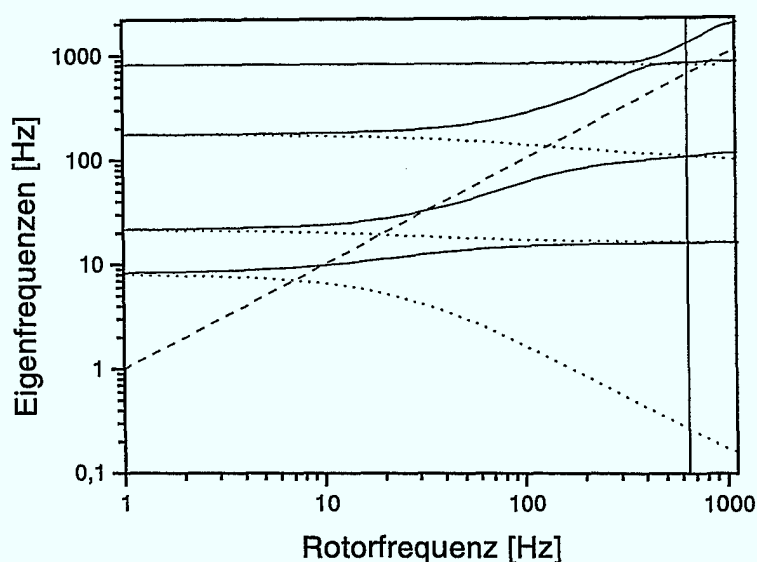


Abbildung 4.2: Eigenfrequenzen des Schwungradrotors. Gleichlaufmoden sind durchgezogen (—), Gegenlaufmoden punktiert (...) und die drehzahlsynchrone Anregung ist gestrichelt (- - -) gezeichnet. Die erste Biegemode ist die Knickschwingung der Scheibe gegen die Welle aufgrund der endlichen Nabensteifigkeit. Sie wurde für die Rechnung durch eine Einkerbung der Welle simuliert.

Anhand der Karte der Eigenfrequenzen des Schwungradrotors (Abb. 4.2) können die Beobachtungen an den anschaulich hergeleiteten theoretischen Eigenmoden präzisiert werden. Es wird hier und im folgenden der Einfachheit halber von den Absolutwerten der Eigenfrequenzen gesprochen, ohne ausdrücklich zu erwähnen, daß die Gegenlaufeigenfrequenzen das umgekehrte Vorzeichen der Gleichlaufeigenfrequenzen und der Rotorfrequenz haben.

Zuerst fällt auf, daß alle Gegenlaufeigenfrequenzen mit der Drehzahl abnehmen, und Gleichlaufeigenfrequenzen mit der Drehzahl zunehmen. Im Stillstand fallen Gegen- und Gleichlauffrequenzen zusammen.

Die Moden, jeweils mit Gegen- und Gleichlauf, lassen sich anhand der Eigenformen identifizieren.

Für $\omega \rightarrow 0$ wären zylindrische und konische Moden nur bei homogener Lagerung (s. S. 45) getrennt. Für das Schwungrad mischen sie sich bei kleinen Drehzahlen. Die Eigenform zeigt, daß sowohl der Schwerpunkt des Rotors versetzt ist, als auch die Achse leicht gekippt ist. Bei hohen Drehzahlen ($\omega \rightarrow \infty$) sind zylindrische und konische Moden getrennt.

Im Stillstand entsprechen die beiden niedrigsten Paare von Gleich- und Gegenlauf-eigenfrequenzen einer Pendelschwingung des Rotors in einem der beiden Lager mit einem Schwingungsknoten in der jeweils anderen Lagerebene. Diese Eigenfrequenzen sind dann

$$\omega_{o/u}^2 = \frac{k_{o/u}}{m_{o/u}},$$

wobei $m_{o/u}$ die anteiligen Massen in der oberen und unteren Lagerebene sind. Wegen der endlichen Rotorlänge und der weichen Aufhängung des Rotors liegt der Schwingungsknoten nicht genau in einer Lagerebene, und der Pendelschwingung ist eine kleine Auslenkung in der anderen Lagerebene überlagert. Die bei 8,5 Hz liegende Eigenfrequenz entspricht einer Schwingung mit einer großen Schwingungsamplitude in der unteren Lagerebene und einer kleinen Amplitude in der oberen Ebene. Bei der Eigenfrequenz, die im Stillstand bei 22 Hz liegt, ist es umgekehrt.

Die Eigenmode mit der kleinsten Frequenz in Abb. 4.2 ist eine lagerkritische Gegenlaufmode. Sie wird als „Gegenlaufpräzession“ bezeichnet. Die Eigenfrequenzabnahme mit zunehmender Drehzahl ist für diese Eigenmode besonders ausgeprägt, deren Frequenz für große Drehzahlen gegen Null geht. Tatsächlich wird nach Anregung des Rotors diese Gegenlaufpräzession beobachtet, die bei hohen Drehzahlen schwach gedämpft ist und nur langsam abklingt.

Die unterste Gleichlaufeigenfrequenz enthält für kleine Drehzahlen konische und zylindrische Anteile. Sie wird bei 10 Hz drehzahlsynchron resonant angeregt und steigt mit zunehmender Drehzahl an, bis sie mit der zweiten Gegenlaufeigenfrequenz entartet und bei hohen Drehzahlen konstant wird.

Die zweite Gleichlaufeigenmode wird als „Nutation“ bezeichnet. Durch die Berücksichtigung der Biege-eigenmoden flacht der Anstieg der Nutationsfrequenz mit zunehmender Drehzahl ab. Die Nutationsfrequenz würde für einen starren Rotor mit zunehmender Drehzahl weiter ansteigen und sich der Asymptote $\frac{\Theta_a}{\Theta_q} \omega$ nähern. Für einen gestreckten, starren und ungedämpften Rotor ($\Theta_q < \Theta_a$) würde diese Eigenfrequenz immer oberhalb der Rotationsfrequenz liegen, für einen abgeplatteten Rotor darunter. Für das Schwungrad ($\Theta_q > \Theta_a$) kreuzt sie die drehzahlsynchrone Anregung bei 30 Hz und liegt bei höheren Frequenzen unterhalb der Rotationsfrequenz.

Das dritte Paar von Gegen- und Gleichlaufmoden gehört zu der Schwingung der

Schwungscheibe gegen die Welle. Die endliche Nabensteifigkeit wurde für die Simulationsrechnung durch eine Einkerbung der Welle an der Schwungradnabe berücksichtigt. Die Nabensteifigkeit ist aus FEM-Rechnungen zur Auslegung der Scheibe bekannt [72]. Die daraus berechnete Eigenfrequenz im Stillstand stimmt überein mit der Messung mit einem Beschleunigungsaufnehmer der Eigenschwingung von 178 Hz nach Anregung der Scheibe. Die fiktive Einkerbung der Welle wird so angepaßt, daß das Simulationsergebnis mit der Messung im Stillstand übereinstimmt. Die Gleichlaufeigenfrequenz dieser Kippschwingung der Scheibe gegen die Welle nimmt mit zunehmender Drehzahl zu, weil die Nabensteifigkeit aufgrund des zunehmenden Dralls steigt. Dadurch wird diese Eigenfrequenz beim Hochlauf nicht resonant angeregt, sondern über die Nenndrehzahl angehoben.

Das oberste in Abb. 4.2 eingezeichnete Eigenmodenpaar beruht auf der Elastizität der Welle. Gleichlauf und Gegenlauf dieser Eigenmode sind über einen weiten Drehzahlbereich entartet. Diese Biegeeigenfrequenz der Welle ist bis zu relativ hohen Rotorfrequenzen drehzahlunabhängig, weil die Welle aufgrund ihres kleinen Trägheitsmomentes kaum durch ihren eigenen Drall stabilisiert wird. Im Drehzahlbereich des Schwungrades gibt es keine drehzahlsynchrone Anregung dieser biegekritischen Moden. Wird die Einkerbung der Welle in der Simulation weggelassen, so ergeben sich etwas höhere Biegeeigenfrequenzen der Welle.

Eigenfrequenzen von Schwingungen, bei denen der gleiche Freiheitsgrad angeregt wird, kreuzen sich nicht. Ein Gleichlaufschwingungszustand kann niemals gleichzeitig mit dem nächsthöheren Gegenlaufzustand auftreten. Die erste lagerkritische Gleichlauffrequenz wird also nicht größer als der Absolutwert der zweiten lagerkritischen Gegenlauffrequenz, weil sich sonst die beiden Wellenenden bei gleichzeitiger Anregung dieser Moden gegensinnig bewegen müßten. Dies ist der Grund für die Entartung der ersten Gleichlaufmode mit der zweiten Gegenlaufmode für große Drehzahlen.

Auch die Frequenzen verschiedener biegekritischer Moden der Welle kreuzen sich aus diesem Grunde nicht. Die Lagerschwingungen können allerdings gleichzeitig mit Biegeschwingungen der Welle und der Scheibe angeregt werden. Auch können sich Biegeschwingungen der Welle mit Eigenschwingungen der Scheibe mischen, weil diese zu verschiedenen Freiheitsgraden gehören.

Die Eigenschwingungen werden durch die Radialbewegung des Rotors im Dämpfungslager gedämpft. Da die Rotationsfrequenz des Schwungrades im Betrieb immer kleiner ist als die biegekritischen Drehzahlen, braucht die innere Materialdämpfung des Rotors nicht beachtet zu werden. Sie könnte zu Instabilitäten führen, wie schon im Abschnitt 3.3 erwähnt wurde. Weiterhin wird das Schwungrad nur ortsfest betrieben, so daß im Normalbetrieb außer beim Durchfahren der lagerkritischen Drehzahlen oder durch die elektrische Maschine keine Störanregungen auftreten. Diese und durch Stöße an das Gehäuse angeregte Eigenfrequenzen werden problemlos gedämpft. Die Dämpfung ist abhängig von

der Schwingungsfrequenz und von der Drehzahl. Schnelle Schwingungen werden schneller gedämpft, weil sie größere Wirbelströme erzeugen. Die Dämpfung hängt außerdem von der Radialamplitude des Rotors an der Stelle der Kupferscheibe ab. Die Schwingungsform und die rotordynamisch bedingte Lage der Schwingungsknoten führen zur Drehzahlabhängigkeit der Dämpfung. Das Prinzip des Lagersystems [56, 57] des Schwungrades mit einem steifen Lager ohne Dämpfer und einem weicheren Lager mit Dämpfer bewirkt, daß die Radialamplituden im oberen Dämpfungslager größer sind und dadurch besser gedämpft werden als im unteren Traglager. Dies wird besonders beim Vergleich der ersten und zweiten lagerkritischen Resonanz deutlich. Während die erste Lagerkritische schlecht bedämpft ist und der Rotor beim Durchfahren die Hilfslager berührt, ist die zweite Lagerkritische durch die großen Amplituden im Dämpflager so stark gedämpft, daß sogar stationärer Betrieb in diesem Resonanzbereich möglich ist, ohne daß der Rotor die Hilfslager berührt.

4.2 Hilfslagerberührungen

In diesem Abschnitt wird das Verhalten des Rotors bei Berührung mit den radialen Hilfslagern untersucht. Den Hilfslagern kommt bei magnetgelagerten Rotoren eine doppelte Bedeutung zu, wie schon im Kapitel 3.7 erwähnt wurde. Sie müssen gegebenenfalls den Rotor beim Durchfahren der kritischen Drehzahlen abstützen und Bewegungen des Rotors begrenzen, die durch äußere Kräfte angeregt werden. Diese beiden Fälle sind deutlich zu unterscheiden. Die Bewegung des Rotors in den Hilfslagern ist äußerst kompliziert und beinhaltet chaotische Phasen [59]. An dieser Stelle soll auf die Frage eingegangen werden, unter welchen Bedingungen der Rotor im Hilfslager gefangen wird und welche Eigenschwingungen des Rotors durch die Hilfslagerberührung angeregt werden können. Hieraus werden praktische Hinweise für die Auslegung von Hilfslagern gewonnen.

Zunächst seien die statischen Kräfte betrachtet, die bei einer Hilfslagerberührung auftreten. Abb. 4.3 zeigt die Kräfte bei einem außen- und bei einem innenangreifenden Lager. Gleit- und Wälzlager unterscheiden sich in diesem Zusammenhang nicht prinzipiell. Ein Lager heißt „außenangreifend“, wenn die Lagerkräfte außen an der Welle angreifen. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn ein Wälzlager auf der Welle montiert wird und in eine Bohrung des Gehäuses ragt. Eine Konstruktion mit ruhendem Hilfslager ist auch möglich. Dazu wird das Wälzlager oder die Büchse eines Gleitlagers am Gehäuse befestigt, und die Welle mit Lagerspiel eingeführt. Ein Lager heißt „innenangreifend“, wenn die Lagerkräfte innen in der Welle angreifen. Ein feststehender Zapfen ragt gegebenenfalls mit einem Wälzlager in eine Aussparung der Welle. Ein axial angreifendes Hilfslager verhält sich im wesentlichen wie ein außenangreifendes Lager.

Am Berührungspunkt treten Reibungs- und Normalkräfte auf. Reibungskräfte F_R sind immer tangential der Drehung entgegengerichtet. Die Normalkräfte F_N sind die Reaktions-

kräfte, die der Rotor bei Berührung der Hilfslagerbegrenzung erfährt. Beim außenangreifenden Lager sind sie nach innen gerichtet und beim innenangreifenden Lager nach außen.

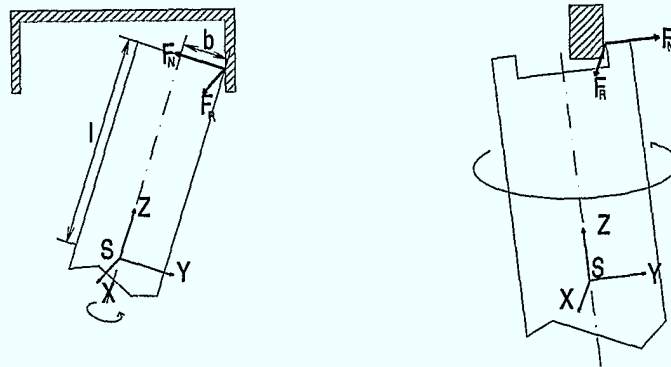


Abbildung 4.3: Kräfte bei Berührung des Rotors mit einem außen- und einem innenangreifenden Hilfslager

In einem mitrotierenden Koordinatensystem (X, Y, Z) berechnen sich die entsprechenden Drehmomente für ein außenangreifendes Lager wie folgt:

$$\vec{T} = \begin{pmatrix} 0 \\ b \\ l \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_R \\ -|F_N| \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} l|F_N| \\ lF_R \\ -bF_R \end{pmatrix} \quad (4.11)$$

Für ein innenangreifendes Lager gilt entsprechend:

$$\vec{T} = \begin{pmatrix} 0 \\ b \\ l \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_R \\ F_N \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -lF_N \\ lF_R \\ -bF_R \end{pmatrix} \quad (4.12)$$

Die dritte Komponente T_z des Drehmomentes ist negativ und bremst gemäß $\dot{L}_z = T_z < 0$ die Eigenrotation L_z . Sie ist proportional zum Lagerdurchmesser und zur Reibungskraft und wegen $F_R = \mu F_N$ auch proportional zur Normalkraft. Hilfslagerdurchmesser sollten deswegen möglichst klein sein.

T_y ist für beide Lagertypen positiv. Das Drehmoment ist proportional zur Rotorlänge und zur Reibungskraft, also auch zur Anpreßkraft. So wie ein schwerer Kreisel senkrecht zur Gewichtskraft ausweicht, versucht der Rotor senkrecht zur Reibungskraft auszuweichen, um so zu präzedieren, daß die Drehimpulsachse in Richtung des Drehmomentenvektors bewegt wird. Die Welle wird in Richtung der positiven Y-Achse, d.h. nach außen gekippt. Bei einem außenangreifenden Lager bewirkt T_y also eine weitere Anpressung, während T_y die Anpreßkraft bei einem innenangreifenden Lager verringert. Innenangreifende Lager wirken somit abhebend [58].

T_x ist für außenangreifende Lager positiv und für innenangreifende Lager negativ. Wiederum weicht der Kreisel senkrecht zur Kraft und zwar hier zur Normalkraft aus und versucht, sich in Richtung des Drehmomentenvektors zu bewegen. Für ein innenangreifendes Lager verkippt T_x den Rotor so, daß der Berührungspunkt am Umfang in Rotationsrichtung weiter nach vorne verlegt wird und bei außenangreifenden Lagern so, daß der Berührungspunkt entgegen der Rotationsrichtung weiter zurück verlegt wird. Dies entspricht der Wirbelbewegung des Rotors beim Abrollen im Hilfslager. In einem innenangreifenden Lager rollt ein Rotor vorwärts und in einem außenangreifenden Lager rückwärts ab. Ein innenangreifendes Lager kann damit Gleichlaufmoden anregen und Gegenlaufmoden dämpfen. Ein außenangreifendes Lager ist gegenlaufanregend und somit gleichlaufdämpfend. Dieser Effekt ist proportional zur Rotorlänge und zur Normalkraft und unabhängig von der Reibung. In Bezug auf die Anpreßkraft sind allerdings auch Zentrifugal-, Unwucht-, Kreisel- und Magnetlagerkräfte zu berücksichtigen. Nach [60, S. 96] und [61, S. 46] ist die Normalkraft (ohne Unwuchtkräfte)

$$F_N = \left(\frac{\omega b}{l}\right)^2 \left(\frac{\Theta_q}{a} + \frac{\Theta_a}{b} - \frac{k_{rad} a}{\omega^2 b^2}\right), \quad (4.13)$$

wobei a der Hilfsagerspalt ist. Der erste Term beschreibt die Zentrifugalkraft aufgrund der Wirbelbewegung, der zweite Term die gyroskopische Kraft und der letzte Term die Rückstellkraft des Lagers. Zentrifugal- und Kreiselkräfte sind anpressend. Magnetlagerkräfte versuchen den Rotor aus dem Hilfslager abzuheben. Wiederum ist also ein kleiner Rotordurchmesser am Berührungspunkt im Hilfslager vorteilhaft, weil die Zentrifugalkraft quadratisch und die gyroskopische Kraft linear von b abhängen. Die Anpreßkraft ist außerdem umso kleiner je länger der Rotor ist. Die Rotorlänge geht also wegen der kleineren Anpreßkraft und des längeren Kraftarms in doppelter Hinsicht in die abhebenden Momente eines innenangreifenden Lagers ein. Auch empirisch zeigt sich, daß die Hilfslagerdynamik leichter zu beherrschen ist, wenn die Hilfslager einen großen Abstand vom Schwerpunkt haben.

Beim Beschleunigen werden drehzahlsynchrone Gleichlaufbewegungen angeregt. Von einem außenangreifenden Hilfslager ist also eher zu erwarten, daß es im Falle der Hilfslagerberührung beim Durchfahren der kritischen Drehzahlen den Rotor wieder frei gibt, weil es, wie gesagt, gleichlaufdämpfend wirkt und deswegen die drehzahlsynchronen Gleichlaufbewegungen nicht anregt. Andererseits verstärkt ein außenangreifendes Lager die Anpressung im Hilfslager, wodurch der Rotor in der Wirbelbewegung im Hilfslager gefangen bleiben kann.

Äußere Stöße regen bei hoher Drehzahl die niederfrequenten und schwächer gedämpften Gegenlaufbewegungen stärker an, so daß in diesem Fall ein innenangreifendes Lager die Sicherheit erhöht, weil es im Falle der Berührung diese Bewegung dämpft. In der Tat wurde beim Abbremsen eines schnellen Rotors durch die Berührung mit einem außenangreifenden

Hilfslager ein gegenlaufbiegekritischer Modus angeregt, der zu einer plastischen Verbiegung des Rotors führte [62]. Daraufhin wurde eine interessante Kombination von außen- und innenangreifenden Lagern konstruiert, die die Vorteile von beiden Lagertypen verbindet [63]. Das außenangreifende Lager ist dabei elastisch gelagert und ermöglicht bei kleinen Kräften Gleichlaufdämpfung, also das problemlose Durchfahren der kritischen Drehzahlen. Werden die Lagerkräfte zu groß, wie es im Fall eines gegenlaufbiegekritischen Absturzes möglich ist, so wird das elastisch gelagerte, außenangreifende Lager soweit ausgelenkt, daß das starr montierte, innenangreifende Lager anspricht, das den Gegenlauf dämpft. Im Schwungrad wurde dieses Kombinationslager nur vorübergehend eingesetzt, da der Rotor nach dem Beschleunigen durch die kritischen Drehzahlen auch aus innenangreifenden Lagern frei kam.

Bei der Bewegung des Rotors in einem oder beiden Hilfslagern ist im Gegensatz zur Bewegung in den Magnetlagern die Betrachtung der biegekritischen Drehzahlen sehr wichtig, weil mit der Hilfslagerberührung die Lagersteifigkeit sprunghaft auf Werte ansteigt, die mit der Wellensteifigkeit vergleichbar sind. Durch Verändern einer der beiden oder beider Lagersteifigkeiten im Kontaktfall werden auch die lager- und biegekritischen Drehzahlen verschoben. Während Gleichlaufmoden und gleichlaufbiegekritische Drehzahlen mit zunehmender Steifigkeit zu höheren Drehzahlen verschoben werden, können Gegenlaufanregungen bei hoher Rotordrehzahl auch zu niedrigeren Frequenzen verschoben werden. Dies ist bei der Berechnung der Anregung von Eigenmoden durch Hilfslagerkontakte zu berücksichtigen.

SZCZYGIELSKI [61] behandelt verschiedene Bewegungsphasen des Rotors und zeigt den Zusammenhang der Hilfslagerbewegung mit der Chaostheorie. Er unterscheidet freie Kreiselung, Stoß, Prellphase, Gleiten und Rollen. Die freie Kreiselung ist der Normalbetrieb mit Magnetlagern ohne Berührung der Hilfslager. Der Stoß ist die erste Kontaktaufnahme des Rotors mit den Hilfslagern. In der Prellphase wird der Rotor nach jeder Berührung mit dem Hilfslager von der Berandung wieder abgestoßen, kreiselt frei und bewegt sich auf einer Präzessionskurve wieder zur Hilfslagerbegrenzung, wo sich nach stoßartiger Berührung und Abstoßung der Vorgang wiederholt. In der Gleit- und Rollphase hat der Rotor ständig Kontakt mit dem Hilfslager, wobei beim Rollen die Geschwindigkeit der Bewegung in der Berandung gleich ist der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors am Berührungspunkt.

Diese Phasen werden auch experimentell am Schwungrad beobachtet. Im Gegensatz zu SZCZYGIELSKI, der die Prellphase nur als Übergangszustand zum Gleiten oder Rollen beschreibt, wurde für anfahrende Rotoren mit schlechtem Wuchtzustand auch eine stabile Prellphase beobachtet.

Der Abhebemechanismus innenangreifender Lager soll verhindern, daß der Rotor in eine kontinuierliche Abrollbewegung im Hilfslager gelangt. Wenn die Rotorbewegung allein durch die Hilfslager bestimmt wird, dann handelt es sich um einen sogenannten geführten Kreisel [60]. Sowohl bei innen-, als auch bei außenangreifenden Lagern pressen die

Kreiselkräfte dann den Rotor an die Berandung an. Die Anpressung wird durch die Zentrifugalkraft aufgrund der Wirbelbewegung verstärkt, die bei gestreckten Rotoren sogar die Kreiselkräfte überwiegt. Durch die Anpressung wird immer mehr Energie von der Rotationsbewegung in die Wirbelbewegung überführt, was zu weiterer Anpressung führt. Die Andruckkräfte übersteigen nach kurzer Zeit die Rückstellkräfte des Magnetlagers. SZCZYGIELSKI [61, Seite 45] kommt zu dem richtigen Ergebnis, daß ein Rotor aus einem außenangreifenden Lager praktisch nicht mehr abheben kann.

Die theoretische Behandlung der Hilfslagerdynamik nach Stoßanregung des Rotors soll im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter ausgeführt werden. Es bleibt festzuhalten, daß mindestens zwei unterschiedliche Verhaltensweisen des Rotors nach Hilfslagerberührung beobachtet werden. Bei der einen berührt der Rotor die Begrenzung nur kurz und präzediert danach wieder frei. Andererseits kommt es auch vor, daß der Rotor nach der Hilfslagerberührung in der Begrenzung gefangen bleibt und prellend, rollend oder gleitend darin umherwirbelt. Einige Bedingungen seien genannt, die dazu beitragen, daß nur das erste Hilfslagerverhalten auftritt und der Rotor in keine dauerhafte Wirbelbewegung gelangt.

Die Versuche am Schwungrad wurden größtenteils mit innenangreifenden Lagern durchgeführt. Sie zeigen, daß die Hilfslager durchaus ihre Funktion auch in dem Sinne erfüllen, daß der Rotor wieder aus den Hilfslagern frei kommt und nach der Berührung wieder von den Magnetlagern gehalten wird. Hierbei ist der Wuchtzustand des Rotors offensichtlich von entscheidendem Einfluß. Bei hinreichender Wuchtgüte berührt der Rotor die Hilfslager in der zweiten kritischen Drehzahl nicht. Die Radialschwingungen sind so gut bedämpft, daß sogar Dauerbetrieb im Resonanzbereich ohne Hilfslagerberührung möglich ist. Beim Durchfahren der ersten kritischen Drehzahl berührt der Rotor die radialen Hilfslager, kommt aber überkritisch von selbst frei. Zwecks Schonung der Gleitlagerbüchse bei häufigen Anfahrvorgängen wird das Magnetlager kurzzeitig abgeschaltet, so daß der Rotor vom axialen Hilfslager gehalten wird. Dadurch wird die Resonanz zu höheren Drehzahlen verschoben und der Drehzahlbereich der ersten Magnetlagerkritischen mit ruhigem Lauf durchfahren. Danach wird das Magnetlager wieder eingeschaltet und der Rotor läuft überkritisch frei.

Nach starker Stoßanregung des Gehäuses berührt der Schwungradrotor ein oder beide Hilfslager kurz, gleitet bei geringer Unwucht ab und kommt wieder frei. Dabei kommt der Rotor nicht in die Prell- oder Rollphase. Die gleitende Berührung ist bei hohen Rotationsgeschwindigkeiten kürzer und die Stoßempfindlichkeit geringer. Die Abnahme der Stoßempfindlichkeit mit zunehmender Drehzahl ist durch die zunehmende Kreiselsteifigkeit begründet. Schlecht gewuchtete Rotoren berühren die Hilfslager schon bei schwächeren Stößen und bleiben mehrfach im Hilfslager in der Prell- oder Rollphase gefangen.

Es zeigte sich experimentell, daß der Rotor in Hilfslagern mit geringer Reibung seltener gefangen wird, als in Lagern mit größerer Reibung. Diese Beobachtung steht nicht in Widerspruch zu dem Abhebemoment innenangreifender Lager, das proportional zur

Reibung ist. Die Reibung ermöglicht eine Angleichung der Umfangsgeschwindigkeiten von Wirbelbewegung und Rotation am Berührungspunkt. Eine hohe Hilfslagerreibung bewirkt also, daß der Rotor leichter in die Rollphase kommt, während er bei niedriger Reibung im Hilfslager abgleitet. Nach (4.13) nimmt die Anpreßkraft eines im Hilfslager abrollenden Rotors mit der Drehzahl zu. Die kinematische Bedingung des Abrollens verlangt, daß am Berührungspunkt die Tangentialgeschwindigkeiten von Wirbelbewegung und Rotation gleich sind. Wenn die Rollbedingung nicht erfüllt ist, also

$$\omega_{whirl}a < \omega b,$$

dann rollt der Rotor nicht ab, sondern gleitet an der Berandung entlang. Die Anpreßkraft ist dann kleiner als nach Formel (4.13), weil im ersten Term, der Zentrifugalkraft, ω durch ω_{whirl} ersetzt wird. In der Gleitphase sind deswegen die Anpreßkräfte wesentlich geringer als in der Rollphase, so daß der Rotor aus einer gleitenden Hilfslagerberührung leichter abheben kann, als aus einer Rollbewegung. Die Hilfslagerreibung sollte auch wegen der Erwärmung der Lager so gering wie möglich sein.

Das Verständnis der Hilfslagerdynamik ist wesentlich für magnetgelagerte Rotoren. Mit den Beobachtungen und Erklärungen in diesem Abschnitt sollen weitere Untersuchungen angeregt werden.

Kapitel 5

Motor/Generator

Das Schwungrad wird während des Ladevorganges durch eine elektrische Maschine beschleunigt. Zum Entladen arbeitet die Maschine generatorisch und wandelt die gespeicherte Rotationsenergie wieder in elektrische Energie um. In diesem Kapitel wird die elektrische Maschine des Schwungrades beschrieben. Außerdem wird ihre Wechselwirkung mit den Magnetlagern untersucht.

5.1 Auslegung der elektrischen Maschine

5.1.1 Allgemeine Auswahlkriterien

Im einfachsten Fall sind Motor und Generator eine einzige elektrische Maschine, deren Rotor fest mit der Schwungradwelle verbunden ist.

Die Auswahl einer geeigneten Maschine hängt von den speziellen Anforderungen des Energiespeichers ab. Die erforderliche Antriebsleistung wird bestimmt durch das zum Durchfahren der kritischen Drehzahlen notwendige Drehmoment und durch die angestrebte Hochlaufzeit auf Nenndrehzahl. Der Hochlauf eines Langzeitspeichers darf möglicherweise mehrere Stunden einnehmen und sein Motor/Generator bedarf keiner Zwangskühlung. Kurzzeitspeicher mit häufigen oder schnellen Lade- und Entladevorgängen erfordern hingegen eine starke Maschine mit entsprechender Kühlung.

Die Generatorleistung sollte den Erfordernissen der Verbraucher angepaßt werden. Der Tag-Nacht-Speicher einer kleinen Solaranlage braucht nur einige kVA Leistung zu erbringen. Für Leistungsspitzenspeicher hingegen liegt die Leistung bei einigen hundert kVA bis zu einigen MVA im Kraftwerksbereich. Der Schwungradprototyp ist für unterbrechungslose Stromversorgungsanlagen von etwa 50 kVA vorgesehen. An die Zeit für einen Hochlauf werden keine besonderen Anforderungen gestellt. Ein zyklischer Betrieb ist nicht vorgesehen, so daß passive Luftkühlung ausreicht.

Für die elektrische Maschine sind ein hoher Gesamtwirkungsgrad und geringe Leerlauf-

verluste wichtig. Der gesamte Wirkungsgrad ist das Produkt der einzelnen Wirkungsgrade vom Wechselstromumrichter des Motors, vom Motor, vom Generator und vom Umrichter des Generators. Die Leerlaufverluste setzen sich zusammen aus Wirbelstromverlusten in der Wicklung und den Wirbelstrom- und Hystereseverlusten im Statorjoch, wobei letztere im Bereich der Betriebsdrehzahlen überwiegen. Die Leerlaufverluste der elektrischen Maschine ergeben zusammen mit Gasreibungs- und Lagerverlusten die Speicherverluste des Schwungrades. Die Leerlaufverluste der beschriebenen elektrischen Maschine mit permanentmagnetischer Erregung machen den weitaus größten Teil der Speicherverluste des magnetgelagerten Schwungrades in einem evakuierten Gehäuse aus.

Obwohl die Speicherverluste ein wichtiges Kriterium im Vergleich des Schwungrades mit anderen Energiespeichern sind und ihnen besondere Aufmerksamkeit zu widmen ist, sind sie von unterschiedlicher Bedeutung für die verschiedenen Speicheranwendungen. Ein Langzeitspeicher sollte primär in Bezug auf die Speicherverluste optimiert werden. Ein Kurzzeitspeicher oder ein stand-by-Speicher in einer Anlage zur unterbrechungslosen Stromversorgung wird eher auf hohe Leistungsabgabe hin ausgelegt werden, weil die im Vergleich zur Abgabeleistung geringen Leerlaufverluste laufend ausgeglichen werden können.

Eine Maschine hoher Leistung hat Eisenteile im Stator. Die ferromagnetischen Materialien bringen für das magnetgelagerte Schwungrad in Verbindung mit den Magneten des verwendeten Synchronmotors außer den erwähnten Verlusten einen weiteren Nachteil mit sich, denn Permanentmagnete und Stator ziehen sich an. Dies führt zu einer Schwächung der Radialsteifigkeit der Magnetlager. Im folgenden Abschnitt über Wechselwirkungen zwischen Motor und Magnetlager wird die resultierende Gesamtsteifigkeit ermittelt.

In Bezug auf die bisher genannten Effekte ist die Verwendung einer möglichst kleinen Maschine vorteilhaft. Sowohl Leerlaufverluste, als auch Lager-Motor-Wechselwirkungen werden kleiner, je kleiner und schwächer die Permanentmagnete sind und je größer der Luftspalt ist. Gleichzeitig nimmt allerdings auch die Leistung ab.

Bei der Auslegung der elektrischen Maschine ist die Größe des Luftspaltes wichtig. Der Luftspalt muß mindestens so groß wie das Spiel in den Hilflagern sein, weil sonst der Rotor den Stator berühren kann. Weiterhin ist es sinnvoll, zwischen Rotor und Stator ein Spaltröhr einzubauen, damit die Wicklungen und Bleche wegen möglicher Ausgasung nicht im Vakuum liegen. Dadurch wird auch die Kühlung der Statorwicklung vereinfacht. Das Spaltröhr muß aus einem unmagnetischen, nichtleitenden Material bestehen.

Da Schwungräder in evakuierten Gehäusen betrieben werden müssen und der Rotor in der magnetischen Aufhängung keinen mechanischen und wärmeleitenden Kontakt zum Gehäuse hat, darf der Rotor nicht durch Wirbelströme erwärmt werden.

Weiterhin kommen Maschinen mit Bürsten und Schleifringen nicht in Frage, die die Vorteile der berührungslosen Lagerung zunichte machen. In diese Kategorie fallen Gleichstrommotoren und Synchronmotoren mit Läuferwicklung.

Ein weiterer Punkt, der bei der Auslegung der elektrischen Maschine berücksichtigt werden muß, ist die maximal zulässige Totzeit bis zur Stromerzeugung. Generatoren, die im Leerlauf abgeregt oder ausgekuppelt werden, haben deutlich geringere Leerlaufverluste als Maschinen, die ständige Sofortbereitschaft ermöglichen, wie sie in USV-Anlagen verlangt wird. Für den realisierten USV-Speicher ist auch eine minimale Verzögerung der Entladebereitschaft inakzeptabel. Deswegen werden hier nur Motor- und Generator-konzepte mit ständig mitlaufenden und erregten Rotoren diskutiert.

Es wird angestrebt, eine möglichst kompakte elektrische Maschine zu verwenden. Da die Spitzenleistungen beim Laden und Entladen eines USV-Speichers nur sehr kurzzeitig auftreten, spielt die bauartbedingte Wärmeabfuhr eine geringe Rolle. Ein 1 kWh-Schwungrad wird von einem 100 kW Motor/Generator in 36 s ge- bzw. entladen. Wenn die Kupferverluste 2%, also 2 kW betragen, so sind 72 kJ Wärme abzuführen. Wenn die Wärme im Kupfer gespeichert würde, dann würde sich eine 10 kg schwere Wicklung um

$$\Delta\vartheta = \frac{72 \text{ kJ}}{10 \text{ kg} \cdot 0,385 \text{ kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}} = 19 \text{ K}$$

erwärmen. Dies ist bei genügend großem Abstand der Lade- und Entladezyklen unproblematisch. Für zyklischen Betrieb oder bei häufigen Lade- und Entladevorgängen müßten die Kupferverluste minimiert werden und es wäre für eine entsprechende aktive Kühlung zu sorgen.

5.1.2 Vergleich verschiedener elektrischer Maschinen

Aus der Vielfalt der verschiedenen Motor/Generatortypen sollen hier einige der häufig verwendeten im Hinblick auf Magnetlager und Schwungrad verglichen werden. Die Motoren unterscheiden sich durch die Art, wie das Rotormagnetfeld erzeugt wird. Die Erzeugung des Stator-drehfeldes ist bei allen Motoren gleich.

Asynchronmotoren

Eine Asynchronmaschine zeichnet sich durch einfachen Aufbau aus. Der Läufer besteht üblicherweise nur aus einem oder mehreren metallischen Käfigen. In dem Käfig werden Ströme zur Erregung des Läufermagnetfeldes erzeugt, indem der Läufer dem Drehfeld mit Schlupf, d.h. mit untersynchroner Drehzahl nacheilt. Die ohmschen Verluste aufgrund der Wirbelströme erwärmen den Rotor. Ein Vorteil der Asynchronmaschine sind geringe Leerlaufverluste, weil der Rotor fast unmagnetisch ist, sofern das Drehfeld abgeschaltet wird.

Asynchronmaschinen mit gutem Wirkungsgrad haben einen kleinen Luftspalt. Im Hinblick auf ein Spaltrohr und die Radialbewegungen des Rotors ist dies ein Nachteil. Außerdem treten dadurch große Radialkräfte auf, die der Magnetlagerung destabilisierend

entgegenwirken. Dieser Effekt wird noch verstärkt, wenn sowohl am Stator, als auch am Rotor ferromagnetische Teile vorhanden sind. Aufgrund der destabilisierenden Kräfte ist die Kombination von Asynchronmaschinen mit permanentmagnetischen Lagern ungünstig.

Die Antriebselektronik kann sehr einfach ausgeführt werden, weil Anlauf und Beschleunigung mit einer konstanten Statorfrequenz möglich sind. Ein Betrieb mit direkter Netzspeisung ist möglich, begrenzt allerdings die Drehzahl auf weniger als 3000 UpM.

Asynchronmaschinen werden als Generator betrieben, indem die Wicklung an einem spannungsführenden Netz liegt, das den zur Erregung notwendigen Blindstrom liefert. Selbsterregung ist durch Schaltung von Kondensatoren zwischen den Phasen und dem Sternpunkt möglich. Das remanente Feld des Läufers induziert dann eine Wechselspannung, die durch die Kondensatoren den Blindstrom liefert, der die Maschine magnetisiert.

Hysteresemotoren

Ein Hysteresemotor ermöglicht wie die Asynchronmaschine asynchronen Anlauf, geht aber bei Nenndrehzahl durch feste Magnetisierung des Hysteresematerials in synchronen Betrieb über. Der Luftspalt und damit die Radialkräfte sind denen der Synchronmaschine ähnlich (s.u.). Während des asynchronen Anlaufes entstehen im Läufer Hystereseverluste. Im Synchronbetrieb werden im Rotor Verluste nur durch Oberwellen des Statorfeldes verursacht. Die Verluste im Stator entsprechen denen einer Synchronmaschine, jedoch ist die Entregung des Läufers im Leerlauf möglich. Die Leistung von Hysteresemotoren ist geringer als die von permanentmagneterregten Synchronmaschinen. Zum Generatorbetrieb mit großen Leistungen sind sie nicht geeignet.

Reluktanzmotoren

Reluktanzmotoren erfordern einen kleinen Luftspalt, wenn große Drehmomente gebraucht werden. Dadurch sind sie für magnetgelagerte Rotoren ungeeignet. Reluktanzmaschinen werden selten als Generator betrieben. Der Generatorbetrieb ist wie bei Hystereseläufern oder Synchronmaschinen möglich, wenn der Läufer eine ständige Eigenmagnetisierung besitzt.

Synchronmotoren

Permanentmagnetisch erregte Synchronmaschinen zeichnen sich durch die Möglichkeit großer Luftspalte aus. Dadurch ist die Wechselwirkung zwischen Drehfeld und Rotor im Vergleich zu anderen Motoren relativ gering. Sie haben einen hohen Wirkungsgrad. Da die Windungsspannung ständig an den Phasen anliegt, sind Synchronmaschinen als Sofortbereitschaftsgenerator verwendbar.

Das Drehfeld eines Synchronmotors muß frequenzgesteuert sein. Asynchrones Anfahren ist nicht möglich. Der Antrieb ist dadurch aufwendiger als der stromgesteuerte für Asynchronmaschinen. Die Frequenzsteuerung ist allerdings für Schwungräder bei der vom Ladezustand abhängigen Drehzahl und überhaupt bei hohen Drehzahlen sogar vorteilhaft. Die kommerzielle Beschaffung einer frequenzgesteuerten Antriebselektronik für hohe Drehzahlen kann jedoch trotz des hohen Entwicklungsstandes schwierig sein.

Im Rotor fallen keine Verluste an. Eventuell durch Oberwellen des Antriebsfeldes erzeugte Wirbelströme sind wegen der geringen elektrischen Leitfähigkeit des Magnetmaterials klein. Ein Nachteil der rotierenden Magnete sind die schon mehrfach erwähnten schlechten mechanischen Eigenschaften. Die geringe Zugfestigkeit und Bruchdehnung erfordern eine Bandagierung der Motormagnete. Dies ist bei der erforderlichen Größe des Luftspaltes zu berücksichtigen. Durch den relativ kleinen Elastizitätsmodul und die mit hohen Drehzahlen verbundene Aufweitung der Magnete ist auch der Befestigung der Magnete auf der Welle besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Darauf wird im Abschnitt 6.4 eingegangen.

Die radiale und die axiale Wechselwirkung zwischen den Magneten und dem Statorfeld sind gering, wie später ausgeführt wird. Die statische Anziehung zwischen den Magneten und dem Stator setzt jedoch die Steifigkeit der magnetischen Lagerung herab. Ein weiterer Nachteil der permanent erregten Synchronmaschine ist die Erzeugung von Wirbelstrom- und Hystereseverlusten im Stator durch die im Leerlauf rotierenden Magnete.

Permanentmagnetisch erregte Synchronmaschinen werden im klassischen Elektromaschinenbau nur für kleine Leistungen verwendet. Durch die hohen Drehzahlen des Schwungrades werden auch bei sehr kompakter Bauweise Abgabeleistungen von 50 kVA erreicht. Sogar eine Auslegung des Generators auf einige hundert kVA ist möglich [64].

Für den Schwungradprototypen wurde eine permanentmagneterregte Synchronmaschine ausgewählt. Unter anderem wird die Wechselwirkung zwischen elektrischer Maschine bei Leistungsabgabe und den Magnetlagern untersucht.

Vergleich von Innen- und Außenläufer

Der rotierende Teil der elektrischen Maschine kann sich innerhalb, außerhalb oder inner- und außerhalb des Stators befinden. Ein Ziel dieser Arbeit ist es, die Funktionsfähigkeit eines einfach aufgebauten, passiv gekühlten Innenläufers zu zeigen und dessen Wechselwirkung mit der magnetischen Lagerung zu untersuchen. Da es in der Literatur über Schwungräder einige Beispiele für die Verwendung von Außenläufern gibt [9, 12, 65, 66] [17, als Beispiel für einen kombinierten Innen- und Außenläufer] sollen hier Drehmoment, Verluste, Radialkräfte und einige Vor- und Nachteile von Innen- und Außenläufern gegenübergestellt werden.

Ein wesentlicher Vorteil von elektrischen Maschinen mit Außenläufern für Schwungräder ist das große Verhältnis von Trägheitsmoment zu Rotormasse. Im Vergleich zu einem Innenläufer liegen die Motormagnete auf einem größeren Durchmesser und tragen mit ihrer Masse mehr zum Trägheitsmoment bei. Motoren mit Außenläufern können eine relativ kurze Bauweise haben, wenn die rotierenden Antriebselemente in die Schwungscheibe integriert werden. Rotordynamisch gesehen kann dies nachteilig sein, weil ein kurzer, abgeplatteter Rotor leichter zu Taumelbewegungen angeregt wird. Der grundsätzliche Aufbau der innenliegenden Statorwicklung bei Außenläufern bringt zwei Grundprobleme mit sich, nämlich das der Kühlung und das der Herausführung der Anschlüsse. Bei innenliegenden Statorn großer Leistung darf die Wärme vor allem nicht an den umgebenden Rotor abgegeben werden, sondern muß gegebenenfalls durch eine aktive Gas- oder Flüssigkeitskühlung aus dem Stator herausgeführt werden. Damit verbunden ist das zweite Problem der elektrischen Anschlüsse und gegebenenfalls das der Kühlmittelversorgung. Sie bestimmen bei einem innenliegenden Stator zumindest auf einer Seite den minimalen Innendurchmesser des Rotors. Das für den Schwungradprototypen verwendete Magnetlagerprinzip würde sehr große Magnetringe und Hilfslager oder eine fliegende Lagerung des Rotors verlangen.

Anders als Außenläufer müssen Innenläufer immer eine Welle haben. In Bezug auf die Biegesteifigkeit und die Verbindung von Welle und Scheibe kann eine lange Welle problematisch sein. Bei dem verwendeten permanentmagnetischen Lagerprinzip wirkt die Welle als Hebel zwischen Schwerpunkt und Dämpfungslager, wodurch der passive Dämpfer besonders effektiv wird und Taumelbewegungen unterdrückt werden. Die Kühlung einer elektrischen Maschine mit Innenläufer ist einfach. Der außenliegende Stator kann wie beim realisierten Schwungrad passiv gekühlt werden. Die durch Leitungs-, Wirbelstrom- und Hystereseverluste im Stator entstehende Wärme wird durch Konvektion an die Umgebung abgegeben. Der Stator ist für die elektrischen Anschlüsse und gegebenenfalls die Kühlmittelversorgung leicht zugänglich.

Die am Rotor anfallenden Verluste sind für beide Typen gleich und hängen von der Motorart ab. Bei Synchronmaschinen sind sie, wie gesagt, gering. Die im Stator anfallenden Verluste sind jedoch gerade bei Synchronmaschinen bei beiden Bauweisen sehr unterschiedlich. Da ein Außenläufer nicht notwendigerweise einen ferromagnetischen Stator haben muß, treten hier nur die geringen Wirbelstromverluste in der Wicklung auf, während ein Innenläufer für ein großes Drehmoment einen Stator mit Eisenjoch haben muß, in dem durch die rotierenden Magnete Hystereseverluste und Wirbelstromverluste verursacht werden.

Mit der Möglichkeit eines eisenlosen innenliegenden Stators ist der zweite Vorteil des Außensynchronläufers verbunden: Er ist radialkräftefrei. Die Magnete eines Innenläufers und das Statoreisen ziehen sich hingegen an und setzen damit die Lagersteifigkeit herab. Auch bei einem innenliegenden Stator wird durch einen inneren Eisenrückschluß das Drehmoment vergrößert. Probleme mit Radialkräften und Hystereseverlusten können vermieden

werden, wenn der innenliegende Eisenrückschluß Teil des Rotors ist. Bei dem sogenannten „Glockenmotor“ umschließen die Rotormagnete die Statorwicklung von innen und außen glockenförmig, so daß der magnetische Kreis auch ohne Eisen weitgehend geschlossen ist. Diese kombinierten Innen- und Außenläufer verbinden somit einige der Vorteile von Innen- und Außenläufern.

Da der Durchmesser der Motormagnetringe eines Innenläufers klein ist im Vergleich zur Schwungscheibe, leisten sie keinen wesentlichen Beitrag zum Trägheitsmoment des Rotors und sind in diesem Sinne zusätzliche Masse, die die spezifische Energiedichte herabsetzt. Die Magnete eines Innenläufers können als Ringe hergestellt werden, müssen aber aufgrund der mechanischen Eigenschaften bandagiert werden. Dies erfordert eine Vergrößerung des Luftspaltes.

Bei Außenläufern kann die Motormagnetmasse auf einem im Vergleich zu Innenläufern großen Durchmesser in die Schwungscheibe integriert werden, so daß die Magnete das Trägheitsmoment erhöhen, ohne nur Zusatzmasse zu sein. Wenn die Magnete eines Außenläufers eingebettet sind in die Schwungscheibe, dann sind sie bandagiert, ohne daß die Bandage den Luftspalt vergrößert. Aufgrund des großen Durchmessers der Magnete werden sie aus Segmenten aufgebaut. Die Segmentierung hat zwei Vorteile. Zum einen können die Segmente keine großen Zugspannungen in Umfangsrichtung aufbauen, so daß die Magnete nicht unkontrolliert reißen. Zum anderen können die Segmente in verschiedenen Richtungen aufmagnetisiert werden. Dies ermöglicht eine bessere Magnetfeldführung, wie am Beispiel eines „Halbach-Magneten“ [67] anhand von Abb. 5.1 erläutert werden soll.

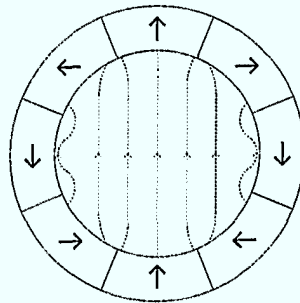


Abbildung 5.1: Ein einpolpaariger Halbach-Magnet.

Die Magnetisierungsrichtung eines Segments geht durch Drehung um $2\pi \frac{M+1}{S}$ aus dem vorangehenden hervor, wobei M die Anzahl der Multipolpaare und S die Anzahl der Segmente ist. Hier ist $M = 1$ und $S = 8$. Im Inneren des Halbach-Magneten ist das Magnetfeld annähernd homogen, und zwar ist die Abweichung von der Homogenität um so kleiner, je mehr Magnetsegmente verwendet werden. Die Flußdichte im Innenraum ist $B_{HB} = B_R \ln \frac{r_a}{r_i}$, wobei B_R die Remanenz, r_a der Außen- und r_i der Innenradius der Ma-

gnetsegmente ist. Im Außenraum verschwindet das Magnetfeld. Diese Magnetanordnung ist damit für Außenläufersynchronmaschinen ideal geeignet.

Eine Boundary-Element-Beispielrechnung zeigt, daß eine eisenlose Außenläufermaschine mit einem Halbach-Magneten aus 16 Segmenten mit einem Innendurchmesser von 150 mm und einem Außendurchmesser von 200 mm bei gleicher Länge und gleichem Strom etwa das gleiche Drehmoment hat, wie die vorhandene Innenläufermaschine mit Eisenjoch (2,8 Nm bei 20 A). Die Abwesenheit des Statoreisens wird also durch eine größere Masse rotierender Magnete kompensiert. Während sich die Magnetmasse dieses Außenläufers gegenüber dem Innenläufer fast versechsfacht, nimmt das auf die Magnete bezogene Trägheitsmoment um einen Faktor 46 zu. Die Energiedichte des Schwungradspeichers bezogen auf die Gesamtmasse nimmt sogar noch stärker zu, weil bei dem Außenläufer die Massen von Welle und Statoreisen entfallen, die kaum bzw. nicht zum Trägheitsmoment beitragen.

Zur Vergrößerung der elektrischen Leistung bei sonst gleichem Aufbau würde bei einem Innenläufer durch eine ferromagnetische Welle das Drehmoment um einen Faktor 1,4 ansteigen. Bei dem Außenläufer würde das Drehmoment durch einen ferromagnetischen Rückschluß innerhalb der Statorwicklung sogar um einen Faktor 1,8 zunehmen.

Für das Schwungrad wurde eine Innenläufermaschine wegen des einfachen Aufbaus und, wie gesagt, zur Untersuchung der Wechselwirkung von elektrischer Maschine und Magnetlager gewählt.

5.2 Wechselwirkungen zwischen Motor und Lager

Der Motor übt auf den Rotor nicht nur ein antreibendes oder abbremsendes Drehmoment aus, sondern zwischen Rotor und Stator wirken auch radiale und axiale Kräfte.

In diesem Abschnitt werden Effekte untersucht, die bei einem magnetgelagerten Rotor mit permanentmagneterregtem Motor oder Generator auftreten. Dabei wird einerseits unterschieden zwischen radialen und axialen Kräften und andererseits zwischen statischen und dynamischen Phänomenen, d.h. zwischen Wechselwirkungen der Motormagnete mit dem Statoreisen und dem Drehfeld des Motors.

5.2.1 Statische Wechselwirkungen

Statische Radialkräfte

Die wichtigste Wechselwirkung zwischen Motor und Magnetlager ist die Anziehung zwischen den Motormagneten und dem Stator. Sind die Motormagnete radial und axial im Stator zentriert, so verschwinden die Summen aller Radialkräfte und aller Axialkräfte. Deswegen fallen diese Kräfte bei einem starr in Wälzlagern gelagerten Motor mit stei-

fer Welle nicht auf. Seien zunächst nur die Radialkräfte betrachtet. Wenn die Welle aus dem Zentrum heraus radial verschoben oder verbogen ist, so sind die Abstände zwischen Läufermagnet und Statorjoch auf beiden Seiten des Rotors unterschiedlich und dadurch erfahren die Magnete eine resultierende Kraft in Richtung des kleineren Abstandes, die - statisch gesehen - die Welle weiter zu dezentrieren versucht, oder - dynamisch gesehen - sie zu Laufinstabilitäten anregen kann [68, 69]. Diese Kraft wird „magnetischer Zug“ genannt. Die Magnet-Stator-Wechselwirkung ist proportional zum Rotordurchmesser D , zur Länge des Motors L , zur Exzentrizität ε , zum Quadrat der Flußdichte B und zum Kehrwert der Luftspaltlänge d [70]:

$$F_{\text{magn.Zug}} \propto \pi DL \frac{\varepsilon}{d} B^2$$

Diese Kraft ist unabhängig von der Magnetisierungsrichtung. Der Motor wirkt also auch im Leerlauf wie ein rotationssymmetrisches „Radiallager“ mit negativer Steifigkeit.

Eine numerische Analyse der elektrischen Maschine des Schwungrades mit eisenlosem Rotor und 200 mm Motormagnetpaket ergibt für den Motor allein eine negative Radialsteifigkeit von $28 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Für eine Welle aus ferromagnetischem Material (Stahl) würde die negative Radialsteifigkeit $62 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ betragen. Um diesen Betrag wird die Gesamtsteifigkeit beider Lager vermindert. Die an beiden Enden der Welle sitzenden Magnetlager üben durch den längeren Hebel zum Schwerpunkt ein größeres stabilisierendes Kippmoment auf den Rotor aus als die Anziehung zwischen den Motormagneten und dem Stator. Durch die Verringerung der Lagersteifigkeit verschieben sich die kritischen Drehzahlen zu kleineren Werten. Die kritischen Drehzahlen von 10,2 Hz und 30,2 Hz, die am Schwungrad mit Asynchronmaschine gemessen wurden, liegen nach Einbau der Permanentmagnete für die Synchronmaschine bei 8 Hz und 28 Hz. Dies entspricht einer Verringerung der Lagersteifigkeit oben von $18,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ auf $16,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ und unten von $220 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ auf $209 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Der Motor mit Eisenwelle und 200 mm Magnetpaket würde die Steifigkeiten auf $13 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ bzw. $190 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ herabsetzen.

Aus diesen Überlegungen folgt, daß es sinnvoll ist, die Motormagnete möglichst in der Nähe des Schwerpunktes zu montieren. Der Rotor wird mit einem steiferen Lager, das näher als das andere am Schwerpunkt liegt, und einem weicherem Dämpfungslager, das weiter als die Motormagnete vom Schwerpunkt entfernt ist, stabilisiert. Die Gesamtsteifigkeit der Lager muß die Instabilität des Motors natürlich deutlich überwiegen, um nicht nur Kippmomente, sondern auch Exzentrizitätskräfte zu kompensieren.

Bis hierhin wurden die Magnetfelder der Lager- und der Motormagnete als voneinander unabhängig angesehen. Ist der Rotor zentriert und beeinflussen sich Lager- und Motormagnetfelder nicht, so verschwindet die Resultierende aller Radialkräfte. Wenn der Abstand zwischen Motor und Lager klein ist, überlagern sich die Magnetfelder. Die Kombination von einem Lager mit axial magnetisierten Magneten und einem Motor mit transversal magnetisierten Magneten kann dazu führen, daß das Motor- und insbesondere das La-

germagnetfeld unsymmetrisch werden und daß dadurch auch auf den zentrierten Rotor dezentrierende Radialkräfte wirken. In diesem Fall ist das Lagermagnetfeld vom Motor durch ein ferromagnetisches Material abzuschirmen.

Statische Axialkräfte

Genauso wie es radiale Kräfte zwischen den Motormagneten und dem Statoreisen gibt, wirken auch axiale Kräfte. Die Motormagnete werden in den Stator hineingezogen, und zwar umso stärker, je weiter die Motormagnete gegenüber dem Stator verschoben sind. Beim Einführen der Motormagnete während der Montage sind die Kräfte am größten. Je kürzer die Magnete im Vergleich zum Stator sind, desto geringer sind die Kräfte. In dem konstruktiv anzustrebenden Fall, daß die Magnete axial mittig im Stator sitzen, verschwinden die statischen Axialkräfte. Dieses Gleichgewicht ist stabil. Die Motormagnete könnten also einen Teil der Axiallagerfunktion übernehmen. Für das 200 mm Magnetpaket ergibt die Rechnung $0,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ Axialsteifigkeit. Dies ist vernachlässigbar wenig im Vergleich zu der axialen Instabilität aufgrund der permanentmagnetischen Lagerung und im Vergleich zu der axialen Lagersteifigkeit, die das axial aktive Magnetlager aufbringt.

Die Kräfte aufgrund einer Verschiebung der Motormagnete gegen den Stator sind statisch, d.h. sie wirken sich bei vertikaler Welle in Bezug auf die Magnetlager wie eine Erhöhung oder Erniedrigung der Rotormasse aus. Statische Axialkräfte werden bei der Einstellung des Gleichgewichtspunktes automatisch berücksichtigt, an dem das axial aktive Magnetlager den Rotor stabilisiert. Sie fallen deswegen im Betrieb nicht auf.

5.2.2 Dynamische Wechselwirkungen

Außer statischen Wechselwirkungen zwischen Motormagnet und Statoreisen gibt es auch Kräfte zwischen dem Motormagnet und dem Drehfeld des Motors, die im folgenden „dynamische Wechselwirkungen“ genannt werden. Es wird sich zeigen, daß die dynamischen Wechselwirkungen im Vergleich zu den statischen Wechselwirkungen klein sind.

Dynamische Radialkräfte

Wiederum werden zunächst nur radiale Wechselwirkungen untersucht und später axiale. Die im Schwungrad verwirklichte Konfiguration mit einem eisenlosen, einpolpaarigen permanentmagnetischen Läufer ist die einfachste Konstellation in Bezug auf die Radialkräfte. Bei einer einpolpaarigen Maschine mit unmagnetischer Welle ist das von den Statorwicklungen erzeugte Magnetfeld in guter Näherung homogen. Ein Dipol, also der Motormagnet, erfährt in einem homogenen äußeren Magnetfeld keine resultierende Kraft, sondern nur ein Drehmoment, sofern die beiden Magnetisierungsrichtungen nicht übereinstimmen. Kräfte können nur durch einen Gradienten des Magnetfeldes erzeugt werden, und zwar wird ein

Permanentmagnet in Richtung zunehmender Feldstärke gezogen. Das Drehfeld sollte also keine zusätzlichen radialen Ablenkkräfte hervorbringen. BEM-Rechnungen zeigen, daß die Feldhomogenität eines Stators mit Zweischichtwicklung etwas besser ist als die eines Stators mit Einschichtwicklung. Für die in Bezug auf Feldhomogenität und Oberwellenarmut optimale Wicklungsschrittweite wurde rechnerisch $1 : v = \frac{5}{12}N + 1$ gefunden, wobei N die Nutenzahl des Stators ist. Die verwendete Maschine mit 24 Nuten hat dementsprechend eine Wicklungsschrittweite von 1:11.

Experimentell findet man allerdings trotz der zu erwartenden Feldhomogenität im Stator eine kleine radiale Versetzung des Rotors, wenn in der Motorwicklung ein Strom fließt. Diese Rotorbewegung wurde nur bei der Synchronmaschine, nicht aber beim Asynchronmotor beobachtet. Die Richtung der Versetzung ist immer in Richtung der Herausführung des Motorkabels aus dem Motor im Motorbetrieb und genau entgegen dieser Richtung im Generatorbetrieb. Der Rotor springt an seine ursprüngliche Position zurück, sobald kein Strom mehr fließt. Es handelt sich nicht um einen Einschalteffekt. Durch die Radialbewegung des Rotors wird beim Hin- und Rückversetzen des Rotors die 1. Gegenlaufeigenmode angeregt, die als Präzession beobachtbar ist. Diese Präzession wird bei allen Strömen und Frequenzen unproblematisch gedämpft, die Versetzung selbst ist unkritisch. Die Versetzung beträgt $5 \mu\text{m}$, also 5% des Hilfslagerspiels, für das 200 mm lange Motormagnetpaket bei 20 A und ist bei kleinerem Strom geringer. Diese Radialversetzung wird auf eine zufällige Asymmetrie der Statorwicklung zurückgeführt. Möglicherweise handelt es sich um eine Wirkung des Streufeldes des Anschlußkabels in der Nähe des Statorendes.

Auch bei anderen Störungen des Antriebsdrehfeldes wurden radiale Rotorbewegungen beobachtet. Im Generatorbetrieb treten auch bei hohen Strömen keine Störungen des Drehfeldes auf, die Windungsspannung ist sinusförmig. Das Antriebsfeld im Motorbetrieb kann jedoch beim Beschleunigen aus verschiedenen Gründen von der Idealform abweichen. Da Phasenwinkel und Frequenz bei jeder Umdrehung neu berechnet werden (s. Kapitel 6.3), führen Fehl- und Störsignale zu Sprüngen im Frequenzanstieg und zu Sprüngen und Fehleinstellungen im Voreilwinkel des Drehfeldes. Zusammen mit der Restmagnetisierung der Statorzähne von einer vorhergehenden Drehfeldeinstellung ist es möglich, daß das Statorfeld lokal und kurzzeitig inhomogen wird, so daß der Rotor radial anregende Ablenkkräfte erfährt. Diese Störungen treten nur bei großen Antriebsströmen und höheren Drehzahlen auf. Der Wechselstromumrichter prägt dem Motor einen konstanten Strom ein. Die Ausgangsspannung des Wechselstromumrichters muß mit steigender Drehzahl zunehmen, weil die Leerlaufspannung des Motors zunimmt. Bei großen Strömen kommt der Ausgangsverstärker in einen nichtlinearen Bereich und die Ausgangsspannung weicht von der Sinusform ab. Oberwellen des Antriebes nehmen zu und Störungen treten verstärkt auf. Durch Störspitzen der Antriebsspannung werden radiale Bewegungen ausgelöst.

Diese Störungen haben in keinem Fall zur Beeinträchtigung der Funktion des Schwung-

rades geführt. Radiale Rotorbewegungen aufgrund von Störungen der Ausgangsspannung des Stromumrichters sind immer nur kurzzeitig aufgetreten. Die Amplitude ist klein im Vergleich zum Hilflagerspiel, allerdings größer als die Radialbewegung aufgrund der Unwucht. Die Störbewegungen haben keine bevorzugte Richtung, akkumulieren nicht und werden schnell gedämpft. Der Antrieb mit kleinen Strömen, bei denen die Ausgangsspannung des Umrichters sinusförmig ist, ist ruhig und auch bei hohen Drehzahlen störungsfrei. Der Antrieb eines magnetisch gelagerten Schwungrades sollte möglichst oberwellenarm und störungsfrei sein.

Bei mehrpolpaarigen Maschinen und Rotoren, die Eisenteile enthalten, ist das äußere Magnetfeld nicht homogen.

Mehrpolpaarige Maschinen haben einen geringeren Streufluß an den Stirnseiten. Ein entscheidender Nachteil ist allerdings, daß die Frequenzwandler mit einer Frequenz arbeiten müssen, die sich aus dem Produkt von der sowieso schon hohen Nenndrehzahl mit der Anzahl der Polpaare ergibt. Dadurch wird die Elektronik aufwendiger und erfordert schnellere Bauteile. Die Hystereseverluste im Stator sind proportional zur Drehzahl und zur Anzahl der Polpaare. Die Wirbelstromverluste im Stator nehmen sogar quadratisch mit der Frequenz zu.

Der Betrag der statischen Radialkraft ist bei mehrpolpaarigen Maschinen abhängig von der Versetzungsrichtung und generell größer als die statische Kraft auf einen exzentrischen einpolpaarigen Rotor. Die dynamische Radialkraft hängt vom Statorfeld ab und nimmt mit zunehmendem Strom zu. Ein mehrpolpaariger Rotor oder ein Rotor mit ferromagnetischer Welle erfährt auch von einem störungsfreien idealen Drehfeld eine radial dezentrierende Kraft, weil das Magnetfeld des Stators einen Gradienten hat. Dadurch wird während des Motor- und Generatorbetriebes die Magnetlagersteifigkeit herabgesetzt. Der Strom muß deswegen soweit begrenzt werden, daß die Gesamtsteifigkeit zur stabilen Lagerung ausreicht. Obwohl rechnerisch bei den üblichen Strömen die dynamischen Radialkräfte klein sind gegen die erreichbaren Lagerkräfte, ist aus diesen Überlegungen heraus eine einpolpaarige Maschine gegenüber mehrpolpaarigen Maschinen bei partiell passiven Magnetlageranwendungen vorzuziehen.

Bei Asynchronmaschinen treten bei kleinen Exzentrizitäten des Rotors große dynamische Radialkräfte auf. Dies liegt zum einen an dem geringen Abstand zwischen Rotor und Stator und zum anderen daran, daß Stator und Rotor aus ferromagnetischem Material bestehen und damit die anziehende magnetische Wechselwirkung sowohl zwischen Drehfeld und Läufer, als auch zwischen dem induzierten Läuferfeld und dem Stator stark ist. Asynchronmaschinen haben geringere Leerlaufverluste als permanentmagneterregte Synchronmaschinen, sind aber für partiell passive Magnetlager wegen dieser großen Radialkräfte weniger geeignet. Mit zunehmendem Schlupf verkleinert sich der Mittelwert der dynamischen Radialkräfte, der die beobachtbare Radialversetzung bewirkt.

Dynamische Axialkräfte

Außer den radialen Wechselwirkungen gibt es auch in axialer Richtung dynamische Effekte der elektrischen Maschine, die nur in Verbindung mit Magnetlagern beobachtet werden. Bei einer Magnetlageranwendung mit einem kleinen, hochtourigen Rotor wurde festgestellt, daß die Leistungsaufnahme des aktiven Axiallagers deutlich steigt, wenn der Rotor aktiv durch ein Gegenfeld des Motors abgebremst wird. Dies bedeutet, daß der Rotor axial ausweicht. Auch beim Schwungrad wurde befürchtet, daß der Rotor axial ausweichen könnte, wenn bei hohen Drehzahlen der Generatorbetrieb eingeschaltet wird und plötzlich große Ströme fließen, die ein starkes, abbremsendes Drehfeld erzeugen. Diese Abweichung von der Sollage kann bei einem axial fixierten Rotor in Wälzlagern nicht beobachtet werden und wird auch vom Magnetlager sofort ausgeregelt. Durch die Regelung des Magnetlagers wird dieses Phänomen zu einem reinen Einschalteneffekt, obwohl es sich eigentlich um eine kontinuierliche Kraftwirkung handelt. Diese Kraft müßte sich durch eine veränderte Spannung der Auto-Zero-Regelung bemerkbar machen. Dies ist eine automatische Ausgleichsregelung der Magnetlagerelektronik, die bei Abweichung des Rotors von der Sollage die Ströme der Ablenkspulen auf Null zurückführt (s. Kap. 3.4.1).

Beim Schwungrad wurde kein axiales Ausweichen beobachtet. Dazu wurden bei niedrigen und hohen Drehzahlen, bei niedriger und hoher Leistungsentnahme, beim Ein- und beim Ausschalten des Motor- und des Generatorbetriebs, bei Motormagnetpaketlängen von 200 mm und 80 mm und bei axial symmetrisch und asymmetrisch montierten Magneten die Auto-Zero-Spannungen und die Ströme der Ablenkspulen gemessen. In keinem Fall konnte ein axiales Ausweichen beobachtet werden. Weder die Spulenströme noch die Auto-Zero-Spannung haben sich bei diesen Versuchen gegenüber dem steady-state-Betrieb geändert.

Die Rechnungen zur axialen Wechselwirkung zwischen Drehfeld und Motormagnet sind notwendigerweise dreidimensional. Sie können nicht mit dem vorhandenen 2D-BEM Programm durchgeführt werden. Einige Überlegungen sollen deswegen die Möglichkeit des axialen Ausweichens erläutern.

Wiederum wird man bei einem Rotor, dessen Motormagnet axial auf die Statormitte zentriert ist, keine Kraftwirkung erwarten. Wenn die Magnetisierungsrichtung des Motormagneten parallel zum Drehfeld läge, so würden sich Rotor und Drehfeld bei axialer Verschiebung anziehen, es wirken also axial zentrierende Kräfte. Bei gegensinniger Magnetisierungsrichtung würden sie sich abstoßen, der Rotor würde also axial weiter dezentriert. Im realen Betrieb stehen die beiden Magnetfelder annähernd senkrecht aufeinander. Die möglichen Kräfte liegen also zwischen denen der Extreme von parallelem und antiparallelem Rotor- und Statorfeld.

Es sei der Lastwinkel im Motor- und Generatorbetrieb betrachtet. Der Lastwinkel ist der Winkel zwischen der Magnetisierungsrichtung der rotierenden Permanentmagnete und

dem umlaufenden Drehfeld des Stators. Im Motorbetrieb beträgt der ideale Lastwinkel 90° . Das Drehmoment des Motors ist maximal, wenn das Drehfeld dem Rotorfeld um eine Viertelumdrehung vorausseilt. Der reale Lastwinkel ist immer kleiner als 90° . Zwischen dem Drehfeld im Stator und den Rotormagneten wirken anziehende Kräfte, die den Rotor einerseits mit dem Drehfeld beschleunigen und andererseits axial zentrieren.

Im Generatorbetrieb liegt der Winkel zwischen Drehfeld und Rotorfeld zwischen -90° und 0° , das Drehfeld eilt dem Feld der Permanentmagnete nach. Im Prinzip entsprechen die Verhältnisse im Generatorbetrieb denen im Motorbetrieb, allerdings mit umgekehrter Stromrichtung, also auch umgekehrtem Drehfeld. Das vorausseilende, umgekehrte Drehfeld und das Rotorfeld stoßen sich ab, weswegen der Rotor im Generatorbetrieb abgebremst wird. Der Rotor wird axial dezentriert.

Selbst bei symmetrischer Bauweise wird der magnetgelagerte Rotor axial eine zufällige Asymmetrie gegenüber dem Stator aufweisen. Man sollte also auch dann ein axiales Ausweichen bei großen Generatorströmen beobachten. Es ist bemerkenswert, daß dieses axiale Ausweichen am Schwungrad nicht beobachtet werden konnte. Dies zeigt, daß die auftretenden Kräfte sehr klein sind. Das mögliche Ausweichen des Rotors hängt auch von seiner Masse ab. Denn gemäß $F = ma$ ist bei gleicher Kraft die Beschleunigung a eines schweren Rotors kleiner als die eines leichten. Und je geringer die Beschleunigung ist, desto schneller kann das Magnetlager die Abweichung von der Sollage ausregeln.

Die Abhängigkeit der Auto-Zero-Spannung von der Axialkraft wurde bestimmt, indem auf der Schwungradscheibe Zusatzmassen befestigt wurden und die Auto-Zero-Spannung in Abhängigkeit von der zusätzlichen Gewichtskraft gemessen wurde. Einer Kraft von 1 N entspricht eine Veränderung von 36 mV der Auto-Zero-Spannung, so daß trotz vorhandener Fluktuationen und Drift im Bereich von einigen mV eine Kraft von 0,5 N meßbar sein müßte. Es ist also das wichtige Ergebnis festzuhalten, daß die Magnetlagerfunktion des Schwungrades durch das mögliche Phänomen des axialen Ausweichens selbst bei großen Strömen in der elektrischen Maschine nicht beeinträchtigt wird. Dies gilt auch für die anderen in diesem Kapitel beschriebenen Wechselwirkungen zwischen Motor/Generator und Magnetlagern. Die permanentmagnetischen Lager gewährleisten also auch zusammen mit einer leistungsstarken permanentmagneterregten Synchronmaschine rotordynamische Stabilität.

Kapitel 6

Gesamtaufbau

In diesem Kapitel wird die technische Realisierung des Gehäuses, des Motors, des Rotors, der Lager, der Meßelektronik und des Lastwiderstandes beschrieben. Konstruktionspläne aus einer älteren, vom Institut für Grenzflächenforschung und Vakuumphysik durchgeführten Auslegungsstudie zu Schwungradenergiespeichern lagen zu Beginn der Arbeit bereits vor. Die Erkenntnisse während des Aufbaus und der Versuche machten den Einbau von Meßsystemen notwendig und führten zur Neukonstruktion des unteren Magnetlagers, der Schwungradscheibe und der Befestigung der Motormagnete.

6.1 Vakuum- und Sicherheitsgehäuse

Das Gehäuse hat drei Funktionen: Es legt die Lage der Statorteile von Motor und Magnetlager in Bezug auf den Rotor fest, es dient als Vakuumbehälter und als Splitterschutz. Der Schwungradprototyp wurde für stationäre Anwendungen ausgelegt, so daß eine Gewichtsoptimierung nicht notwendig ist. Das Gehäuse besteht aus Aluminiumdrehteilen, die mit Vitonringen gedichtet sind. Überlegungen zur Sicherheit des Schwungrades werden im folgenden Kapitel ausgeführt.

Die rotierenden Teile müssen sich im Vakuum befinden. Eine Abschätzung¹ ergibt 40 kW Reibungsverlust für das Schwungrad bei Nenndrehzahl in Luft. Die dadurch verursachte Wärmeentwicklung würde zu einer Herabsetzung der Festigkeit der CFK-Scheibe und sogar zum Verdampfen der Epoxidmatrix führen. Die Schwungradscheibe darf deswegen nur im Vakuum betrieben werden. Das Gehäuse wird von einer Turbomolekularpumpe² mit einem Saugvermögen von $50 \frac{1}{s}$ und einer Drehschieber-Vorpumpe gepumpt. Es werden 10^{-4} mbar erreicht. Der Unterdruck wird permanent mit einer Pirani-Röhre³

¹Reibungsverlust einer rotierenden Scheibe im viskosen Medium

$P_{Gasreibung} = 3,64 \cdot 10^{-2} R_A^{4,6} \rho_G \nu_G^{0,2} \omega^{2,8} (1 + 0,82 h s^{-0,3} R_A^{-0,7})$ [2, 71]

²Alcatel 5011

³Leybold-Heraeus Thermovac TM220

überwacht. Durch Ausgasung und mögliche Lecks an den Dichtungen und den elektrischen Durchführungen steigt der Druck nach Abschalten der Pumpen innerhalb von 12 Stunden auf 5 mbar an.

In Abb. 6.1 auf Seite 73 ist das gesamte Schwungrad im Schnittbild gezeichnet und in Abb. 6.2 auf Seite 74 ist das Vakuumgehäuse abgebildet.

Das Gehäuse hat eine Gesamthöhe von 596 mm. Der größte Durchmesser beträgt 560 mm am Berstschutz. Das Schwungrad mit Motor, Gehäuse und Rotor wiegt 100 kg.

6.2 Schwungradscheibe

Das Wichtigste des Schwungrades ist die Schwungradscheibe. Durch sie ist die maximale Drehzahl begrenzt, weil an ihr die größten Umfangsgeschwindigkeiten auftreten.

Gemäß Formel (2.2) wird eine hohe Energiedichte durch ein großes Verhältnis von $\frac{\sigma}{\rho}$ erreicht. Kohlefaserverbundmaterialien (CFK) sind bei kleiner Dichte die Werkstoffe, die in Faserrichtung die größten Spannungen aufnehmen können. Aus CFK können allerdings keine Vollzylinder oder Zylinder mit kleiner Bohrung in Wickeltechnik gefertigt werden. Die Schwungradscheibe des Prototypen wurde von der Firma Urenco Deutschland GmbH, Jülich, ausgelegt [72] und hergestellt. Sie besteht aus einer Nabe aus Aluminium und einer Bandage aus Kohlefaserverbund.

Die Nabe ist aus zwei Teilen zusammengesetzt. Beide Teile sind aus einem Freiformschmiedestück aus AZ 64.79 / AlZnMgCu1.5 gedreht. Der innere Teil mit Wellenansatz und Verbindung zum unteren Magnetlager ist in einen weiteren Aluminiumring eingeschrumpft. Das innere Nabenteil liegt mit einer Lippe an dem Aluminiumring an, wie in Abb. 6.1 zu erkennen ist. Dies sichert zusammen mit der Vorspannung bei hohen Drehzahlen den mechanischen Kontakt. Die Form der inneren Nabe ähnelt einer Scheibe gleicher Festigkeit. Dadurch wird verhindert, daß sich der Wellenansatz bei hohen Drehzahlen verformt.

Die beiden Aluminiumteile werden zusammen in eine Bandage aus Kohlefaserverbund eingepreßt. Die Aluminiumteile werden dabei mit flüssigem Stickstoff gekühlt. Da CFK in Faserrichtung einen negativen Wärmeausdehnungskoeffizienten hat, werden die CFK-Teile vor dem Fügen auf -20°C abgekühlt.

Die hohen Zugspannungen des Faserverbundmaterials können nur ausgenutzt werden, wenn die Hauptspannungen in Faserrichtung auftreten. Im Falle einer rotierenden Scheibe sind die Hauptspannungen Umfangsspannungen. Die CFK-Ringe und Bandagen werden deswegen hergestellt, indem Kohlefasern, die mit Epoxidharz getränkt sind, auf einen Dorn aufgewickelt werden. Die gewickelten Bauteile werden zur Homogenisierung von inneren Spannungen vier Stunden bei 80°C getempert und bei 140°C ausgehärtet. Es ist nicht möglich, eine hochoberflächige Schwungradscheibe aus den wesentlich billigeren Verbundlaminaten aufzubauen, weil dort die Hauptfaserrichtungen radial liegen.

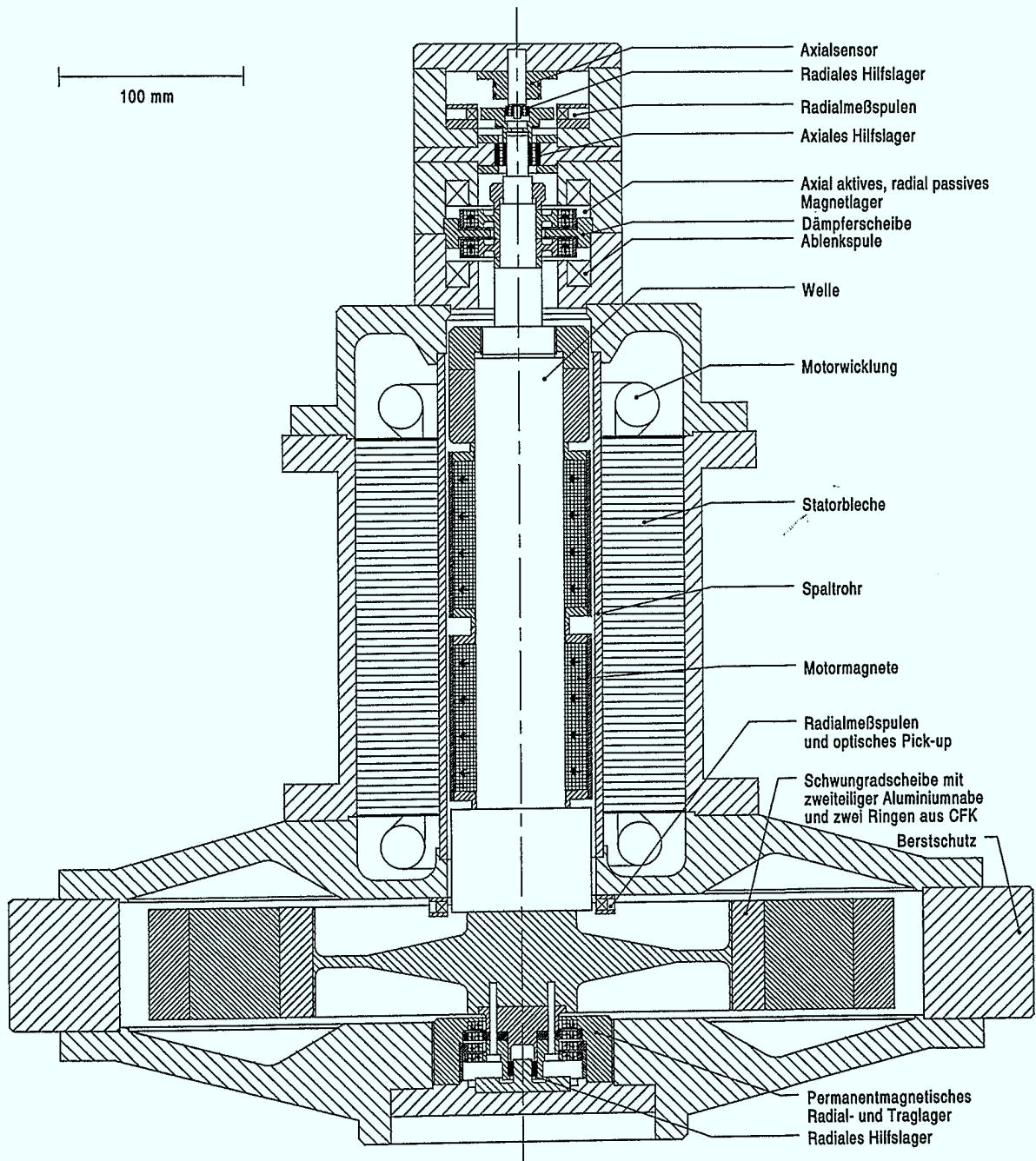


Abbildung 6.1: Der Gesamtaufbau des Schwungradspeichers



Abbildung 6.2: Gehäuseansicht (ohne Sicherheitsstahlglocke)

Bei einer ersten Scheibe mit nur einem Ring aus CFK (Faser T300) wurden schon bei 372 Hz offensichtlich die zulässigen Radialspannungen überschritten, die nur von der Epoxidharzmatrix aufgenommen werden. Es trat ein axial durchgehender Riß in Umfangsrichtung bei einem Durchmesser von 385 mm auf.

Die Neuauslegung der Schwungradscheibe basierte auf derselben zweiteiligen Aluminiumnabe. Der einfache CFK-Ring wurde durch einen inneren Ring mit T300-Fasern und einen äußeren Ring aus hochmoduler Faser M46J ersetzt. Der Außendurchmesser wurde von 423 mm auf 408 mm verringert. Dadurch verkleinert sich das Gesamtträgheitsmoment um 15%, entsprechend reduziert sich die bei Nenndrehzahl gespeicherte Energie. Der Elastizitätsmodul von M46J in Faserrichtung beträgt 435 GPa, der von der T300-Faser 230 GPa. Der äußere hochmodule Ring erzeugt durch die kleinere Dehnung mit zunehmender Drehzahl in dem inneren Ring Kompressionskräfte, die die Radialspannungen vermindern und die Scheibenteile radial zusammenhalten. Die Vorspannung der CFK-Ringe durch Einschrumpfen der Aluminiumteile dient dazu, die von der Matrix aufgenommene Radialspannung zu erniedrigen und die zulässige Spannung in Faserrichtung besser auszunutzen. Die berechneten Radial- und Umfangsspannungen in der Schwungradscheibe sind in Abb. 6.3 gezeigt.

Die maximale Radialspannung der neuen Schwungradscheibe bei Nenndrehzahl betragen 3 MPa. Die zulässigen Radialspannungen werden mit mindestens 12 MPa angenommen. Die maximalen Umfangsspannungen treten jeweils am Innenrand der Kohlefaserverbundringe auf. Rechnerisch ergeben sich Umfangsspannungen bei Nenndrehzahl von maximal

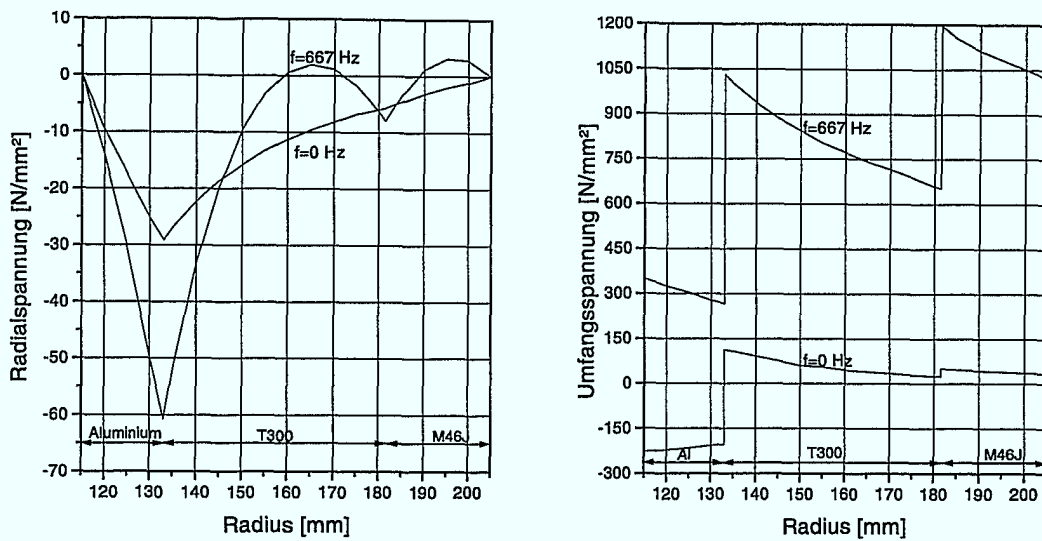


Abbildung 6.3: Radial- und Umfangsspannungen in der Schwungradscheibe im Stillstand und bei Nenndrehzahl, nach [73]

1,03 GPa im Innenring und 1,2 GPa im Außenring. Die T300-Faser des Innenrings hat eine Zugfestigkeit von 3,5 GPa, die der M46J-Faser des Außenrings ist 4,2 GPa. Da im Verbundmaterial die Zugspannungen nur von den Fasern aufgenommen werden, muß die zulässige Zugspannung mit dem Faservolumenanteil multipliziert werden, der hier minimal 60% beträgt. Der Sicherheitsfaktor gegen Faserbruch ist also mindestens 1,75 bezogen auf die Umfangsspannung bei Nenndrehzahl.

Abb. 6.4 zeigt die Schwungradscheibe mit Welle und Motormagneten. Die Schwungradscheibe wiegt 11,2 kg, das sind 52% des Rotorgewichtes. Die Rotationsenergie ist im wesentlichen in dem Kohlefaserverbundmaterial gespeichert. Das Trägheitsmoment der beiden CFK-Ringe allein beträgt 0,2 kgm^2 , also 77% des Trägheitsmomentes des gesamten Rotors ($\Theta_{ges} = 0,26 \text{ kgm}^2$), bei einem Massenanteil von nur 32% ($m_{Rotor} = 23 \text{ kg}$). Die Energiedichte in den CFK-Ringen ist bei Nenndrehzahl $69 \frac{\text{Wh}}{\text{kg}}$, also zehnmal so groß wie die Energiedichte bezogen auf das Gesamtgewicht von Rotor und Gehäuse. Bei der Nenndrehzahl von 40.000 UpM hat die Scheibe eine Umfangsgeschwindigkeit von $853 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und der Außenrand erfährt eine Zentrifugalbeschleunigung vom 350.000fachen der Erdbeschleunigung.

Vor dem Einbau in den Prototypen wurde die Schwungradscheibe zunächst vom Hersteller mit 10% Überdrehzahl geschleudert. Dabei traten in der zweiten Scheibe keine Risse auf. Es folgten weitere Untersuchungen an der Technischen Universität in Dresden [74]. Bei der Untersuchung des Schwungrades mit Ultraschall wurden keine Lunker oder flächigen Materialinhomogenitäten gefunden. Die Messung der Radial- und Tangentialdehnung

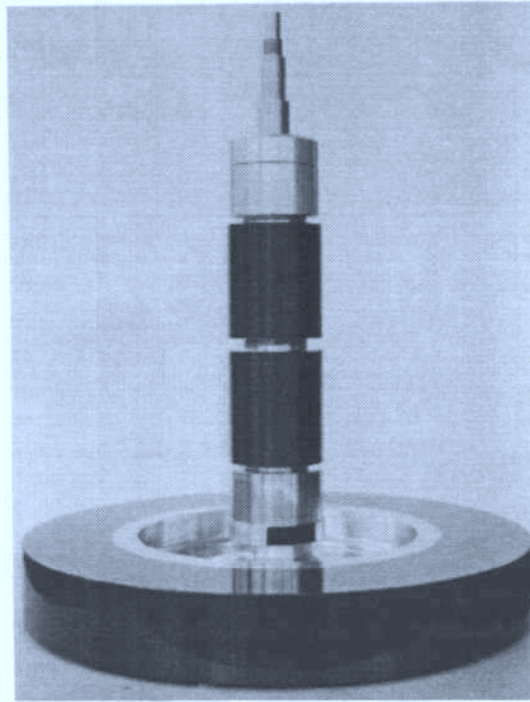


Abbildung 6.4: Der Schwungradrotor (ohne Lagerteile)

bis 14.000 UpM mit aufgeklebten Dehnungsmeßstreifen zeigte, daß die Dehnung der CFK-Ringe geringer ist, als nach der Rechnung erwartet wurde. Das bedeutet, daß auch die realen Radial- und Umfangsspannungen aufgrund der Rotation kleiner als berechnet sind. Die Eigenspannung des Verbundmaterials aufgrund der Vorspannung durch die eingeschrumpfte Aluminiumnabe und aufgrund von Quellung des CFK durch Aufnahme von Luftfeuchtigkeit ist größer als angenommen. Die Faserspannung wird besser ausgenutzt und der Sicherheitsfaktor gegenüber der schlecht kontrollierbaren maximalen Radialspannung ist etwas größer als zunächst vermutet.

Der Rotor mit Scheibe, Welle und Motormagneten wird vor dem Einbau in das Schwungradgehäuse auf eine Wuchtgüte von G2,5 vorgewuchtet. Der vollständig montierte, magnetgelagerte Rotor wird im Gehäuse nachgewuchtet, so daß die zweite kritische Drehzahl ohne Berührung der Hilfslager durchfahren wird.

6.3 Aufbau der elektrischen Maschine

Die elektrische Maschine des Schwungrades ist ein permanentmagneterregter Synchronmotor/generator. Sie wurde nach den Gesichtspunkten der Flexibilität des Aufbaus und der Verfügbarkeit der Komponenten ausgelegt. Der Stator besteht aus einem 200 mm lan-

gen Blechpaket mit 24 Nuten und einer einpolpaarigen Dreiphasen-Zweischichtwicklung in Sternschaltung. Die Wicklungsschrittweite ist 1:11. Der Blechschnitt wurde übernommen von einer als zweipolpaarig ausgelegten Maschine. Dadurch sind die Nuten größer als erforderlich, bzw. das Joch ist schmaler, als es für eine einpolpaarige Maschine günstig wäre. Im Abschnitt 8.3 wird berechnet, inwiefern sich die Hystereseverluste durch einen geeigneteren Blechschnitt verkleinern ließen.

Der Rotor wurde mehrmals verändert. Zunächst wurde anstelle der Permanentmagnete des Motors eine Hülse aus St 37 (Baustahl) eingebaut, die asynchronen Motorbetrieb ermöglichte. Hiermit wurden Leerlaufverluste im Magnetlager und aufgrund von Gasreibung gemessen. Für den Synchronantrieb und den Generatorbetrieb wurde dann zuerst ein Magnetpaket von 80 mm Länge auf der Welle befestigt. Diese Magnete lassen sich in verschiedenen axialen Positionen fixieren, nämlich axial zentriert auf den Stator oder bündig in Bezug auf jedes Statorende. Mit diesen Konfigurationen wurden Axialkräfte des Motors untersucht. Die Magnete bestehen aus kunststoffgebundenem NdFeB 68/62p⁴ ohne magnetische Vorzugsrichtung. Die Magnete werden vor dem Einbau diametral zweipolig aufmagnetisiert. Die Remanenz beträgt $B_R = 0,6$ T. Die Magnete sind mit einer Bandage aus Kohlefaserverbund versehen. Im dritten Schritt wurde die maximale Magnetpaketlänge von 200 mm installiert. In der letzten Stufe wurde für Experimente bei Nenndrehzahl das Schwungrad mit der CFK-Scheibe ausgerüstet. Die Magnete wurden durch zwei Pakete von je 80 mm Länge ersetzt, deren Montage und Bandagierung im Abschnitt 6.4 beschrieben wird.

Die Welle ist gefertigt aus unmagnetischem Edelstahl (1.4306). Sie hat somit keine magnetischen Rückschlusseigenschaften. Durch die Verwendung einer Welle aus ferromagnetischem Material ließe sich die Leistung der elektrischen Maschine vergrößern (s. Kap. 9.3).

Der Luftspalt zwischen Rotormagneten und Statorblech beträgt 8,1 mm, wovon 4 mm durch das Spaltrohr und 2,5 mm von den Magnetbandagen eingenommen werden.

Die Antriebselektronik besteht aus einem Pulsumrichter⁵ mit zusätzlicher Steuerelektronik. Die Sollfrequenz wird von einem Mikrocontroller⁶ gesteuert, der in Assembler programmiert wird. Der Mikrocontroller berechnet die momentane Rotationsfrequenz aus dem Signal eines optischen Pick-up, das aus einer feststehenden Infrarotreflexionslichtschranke und einer Dunkelmarke auf der Welle besteht. Bei jeder Umdrehung wird die Sollfrequenz auf die Istfrequenz aktualisiert. Die Phasenlage des Drehfeldes wird durch das Pick-up-Signal so eingestellt, daß das Drehfeld dem Magnetfeld der Rotormagnete um 90° vorausseilt, um ein maximales Drehmoment zu erhalten.

Der Generatorbetrieb des Schwungrades wird getestet, indem die elektrische Maschine

⁴Handelsname Koerdym 75P, Hersteller: Widia GmbH, Essen

⁵PUS 15/20, Hersteller: AMK, Kirchheim/Teck

⁶Siemens SAB 80C166

an einen Dreiphasen-Lastwiderstand angeschlossen wird (s. Kap. 6.7). Um die Funktion des Schwungrades nachzuweisen, ist dies ausreichend. Für den Einsatz an Verbrauchern, die eine konstante Spannung benötigen, wäre ein Zwischenkreis erforderlich, da die Windungsspannung proportional zur Drehzahl abnimmt. Auf den Test und Einsatz eines derartigen Drehstromwandlers für den Generatorbetrieb wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet.

6.4 Befestigung der Motormagnete auf der Welle

Bei hohen Drehzahlen sind allen Verbindungen und Befestigungen rotierender Teile große Aufmerksamkeit zu widmen. Dies gilt in besonderem Maße für die Befestigung der Motormagnete auf der Welle. Die Magnetringe haben einen Innendurchmesser von 49,5 mm und einen Außendurchmesser von 73,85 mm und sind jeweils 20 mm hoch. Die mechanischen Eigenschaften der Magnete werden durch die Kunststoffmatrix bestimmt. Der E-Modul ist nach eigener Messung 35 GPa, die Zugfestigkeit liegt nach Herstellerangaben unter 20 MPa und die minimale Bruchdehnung beträgt weniger als 1%. Es zeigte sich, daß die Bandagierung der Magnete mit aufgeklebten Hülsen aus Kohlefaserverbund ohne Schrumpf zwar ein Bersten verhindert, aber die Dehnung soweit überschritten wird, daß die Magnetringe schon bei 120 bis 150 Hz radiale Risse bekommen. Außerdem würde sich der Innendurchmesser bei Nenndrehzahl um 0,15 mm aufweiten, so daß eine Drehmomentübertragung an die Welle trotz Klebeverbindung nicht gewährleistet ist. Deswegen wurde eine Halterung für die Magnetringe konstruiert, die einerseits ein Reißen und Bersten der Magnete verhindert und andererseits auch bei Nenndrehzahl eine gute Passung auf der Welle und die Drehmomentübertragung ermöglicht. Das Prinzip dieser Magnetbefestigung ist in der Gesamtzeichnung in Abb. 6.1 auf Seite 73 zu erkennen. Dazu werden jeweils vier Magnetringe von je 20 mm Höhe in eine 2,5 mm dicke Bandage aus T800-Faserverbund gepreßt, deren Innendurchmesser um 0,4 mm kleiner ist als der Außendurchmesser der Magnete. Der notwendige Schrumpf und die Dehnung bei Nenndrehzahl werden nach den Formeln in [75, 76, 77] berechnet. Durch diese Pressung schrumpft der Innendurchmesser der Magnete um 0,14 mm, der Außendurchmesser der Bandage nimmt um 0,22 mm zu. Durch diese Vorspannung der Magnete wird erreicht, daß sie bei Nenndrehzahl entspannt und ungedehnt sind. Die Magnete werden soweit innen aufgedreht, daß ihr Innendurchmesser 0,05 mm größer als der Wellendurchmesser ist. Die Passung des Magnetpakets zur Welle wird durch zwei Edeltstahlnaben ermöglicht, die in beide Enden der Bandage eingeschrumpft werden. Die eigentliche Passung liegt außerhalb der geschrumpften Zone.

Zwei dieser Magnetpakete mit Naben werden auf der Welle axial verspannt und durch Stifte gegen Verdrehen gesichert. Dadurch ist die Drehmomentübertragung gewährleistet. Die effektive Magnetlänge beträgt 160 mm. Diese Befestigung der Magnete erfüllt ihren Zweck und ermöglicht einen flexiblen Aufbau. Sie ist allerdings aufwendig und durch die

Naben wird die effektive Länge der Magnete geringer als die Statorlänge. Eine weitere Verbesserung der Befestigung der Magnete wird in Kapitel 9.8 vorgeschlagen.

6.5 Magnetlager und Hilfslager

Im Schwungrad befinden sich zwei Magnetlagereinheiten. Am unteren Ende des Rotors ist ein passives permanentmagnetisches Lager montiert, das die Tragkraft für den Rotor aufbringt und ihn radial stabilisiert. Es besteht aus vier axial gestapelten, sich anziehenden Magneten, abwechselnd rotierend und feststehend, die wiederum aus je zwei konzentrischen, entgegengesetzt axial aufmagnetisierten Ringen zusammengesetzt sind, wie in Abb. 3.4 gezeigt wurde. Dieses Lager enthält keine Eisenteile. Die Abmessungen der Magnete sind $\varnothing 60 \text{ mm} \times \varnothing 52 \text{ mm} \times \varnothing 44 \text{ mm} \times h 4,7 \text{ mm}$. Sie bestehen aus NdFeB⁷ mit axialer magnetischer Vorzugsrichtung und haben eine Remanenz von $B_R = 1,2 \text{ T}$. In die rotierenden Magnete ist eine Nabe aus Aluminium eingeklebt. Die Magnete sind mit 2 mm starken Bandagen aus T300-CFK umwickelt, um ein Bersten zu verhindern. Die drei ebenen, axialen Lagerspalte sind jeweils 1 mm weit. Die Tragkraft dieses Lagers beträgt 225 N. Die Radialsteifigkeit ist $220 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Dementsprechend ist die axiale Instabilität $-440 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Dieses Lager ersetzt ein vorangehendes mit zwei 10 mm dicken Ringen und einpoliger Oberfläche, das bei fast gleichem Magnetvolumen und 2 mm Luftspalt die gleiche Tragkraft, aber nur $28 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ Radialsteifigkeit aufbringt.

Der Rotor muß durch das zweite Lager in axialer Richtung aktiv elektromagnetisch am Gleichgewichtspunkt zwischen Schwerkraft und magnetischen Anziehungskräften stabilisiert werden. Hierzu ist am oberen Drittel der Welle eine zweite Magnetlagereinheit montiert, in der ein radial passives Lager mit einem aktiven Axiallager und einem passiven Wirbelstromdämpfer kombiniert ist. Dieses Lager wurde in Kapitel 3.3 und 3.4 beschrieben (s. Abb. 3.5). Die Magnete bestehen aus dem gleichen Material (NdFeB mit axialer Vorzugsrichtung) wie die Magnete des unteren Lagers. Auch sie sind mit einer 2 mm starken CFK-Bandage bewickelt. Die Abmessungen der Magnetringe sind $\varnothing 60 \text{ mm} \times \varnothing 44 \text{ mm} \times h 10 \text{ mm}$. Der Lagerspalt zum Eisenjoch beträgt 2 mm, der zum Kupferdämpfer 1 mm. Der Cu-Dämpfer ist 4 mm dick. Die passive Radialsteifigkeit beträgt $18,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$. Für die Instabilität in axialer Richtung wird mit der Boundary Element Methode $-111 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ berechnet. Das Verhältnis von radialer zu axialer Steifigkeit ist also etwa 1:6 und somit dreimal größer als bei rein permanentmagnetischen Lagern ohne Eisen. Die resultierende axiale Gesamtsteifigkeit, also die vom aktiven elektromagnetischen Lager aufgebrachte Steifigkeit vermindert um die negative Steifigkeit aufgrund der Permanentmagnete wurde mit $112 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ gemessen. Die Leistungsaufnahme der Lagerelektronik im Betrieb ist 2,9 W. Die Stromimpuls zum Abheben des Rotors aus den Hilfslagern beträgt kurzzeitig 4,6 A. Die Spannungsversorgung

⁷Handelsname: Neronit 240, Hersteller: Thyssen AG Magnetfabrik Dortmund

der Magnetlagerelektronik wird mit einem Akkumulator für den Fall von Netzausfällen gepuffert.

Die Rechnung ergibt für den radialen Dämpfungskoeffizienten dieser Magnetlagerzelle $27,3 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}$.

Der Abstand zwischen den rotierenden Magneten des unteren und des oberen Lagers wird mit einem Abstandsring so angepaßt, daß die Lagerspalte der beiden Magnete des oberen Lagers symmetrisch zum Kupferdämpfer sind, wenn sich das untere Lager an der Sollposition befindet. Ein weiterer Abstandsring unter den axialen Hilfslagern ermöglicht die Feinjustierung der Rotorlage, so daß die Gewichtskraft des Rotors gleich der Summe der von beiden Lagern aufbrachten Tragkräfte ist und die axiale Regelung wie beschrieben an diesem instabilen Gleichgewichtspunkt stattfindet. Damit werden auch die Abhebekräfte und -ströme aus der oberen und unteren Ruheposition in den Hilfslagern gleich.

Das Schwungrad hat drei Hilfslager. Im unteren Magnetlager befindet sich ein Gleitlager zur radialen Abstützung. In das obere Ende der Welle greift bei Überschreitung der zulässigen Exzentrizität ein Kugellager ein. Und auf der Welle befindet sich ein Präzisionsschräggugellagerpaar, das beim Ausfall oder beim Abschalten der Lagerelektronik den Rotor axial abstützt. Radiale und axiale Hilfslagerfunktionen sind voneinander unabhängig.

Das Gleitlager besteht aus einer Lagerbüchse aus Vespel SP-3⁸ am Rotor und einem feststehenden, polierten Stahlzapfen, zwischen denen das radiale Lagerspiel 0,1 mm beträgt. Bei Vespel SP-3 handelt es um ein Polyamid-Material mit 15% MoS₂-Füllung. Dieses Material hat sehr geringe Reibwerte und eine hohe Wärmebeständigkeit. Der Werkstoff wurde getestet, indem eine Vespel-Probe mit dem Reitstock auf einer Drehbank gegen eine mit 2240 UpM rotierende Edelstahlscheibe gepreßt wurde. Während die Stahlscheibe sofort heiß wurde und schwarz anlief, zeigte Vespel SP-3 keine Veränderungen. Bei einigen Proben traten nach Testende aufgrund der extremen lokalen Temperaturgradienten Risse in der Oberfläche an Stellen auf, die vom Rand weit entfernt sind. Derartige Belastungen können bei Hilfslagerberührung nicht entstehen, weil die Berührungsfläche sehr klein ist. Durch eine geringe Wandstärke der Lagerbüchse ist eine gute Wärmeabfuhr gewährleistet.

Auch das zweite Radiallager ist als innenangreifendes Lager mit 0,1 mm Lagerspiel ausgeführt. Es handelt sich dabei um ein feststehendes Kugellager, das in eine Aussparung der Welle eingreift.

Das axiale Hilfslager besteht aus zwei mitrotierenden Präzisionsschräggugellagern. Es hat nach oben und unten jeweils 0,2 mm Spiel.

⁸Hersteller: Du Pont

6.6 Meßelektronik

Die wichtigsten Meßgrößen des Schwungrades im Betrieb sind außer Motorstrom und Windungsspannung die Drehzahl, sowie Axial- und Radialbewegungen.

Die Drehzahlmessung über ein optisches Pick-up-System wurde schon im Zusammenhang mit der Antriebssteuerung beschrieben. Die Signale einer Infrarotreflexionslichtschranke, die auf eine Dunkelmarke auf der Welle reagiert, werden auf einen Frequenzzähler gegeben, der von einem PC ausgelesen wird.

Die Axialbewegungen des Rotors werden direkt an der Magnetlagerelektronik gemessen.

Radialbewegungen des Rotors werden in zwei Ebenen und zwei senkrecht zueinander stehenden Achsen erfaßt. Dazu sind zwei mal zwei Spulenpaare im Gehäuse montiert, die induktiv den Rotor abtasten. Die Elektronik der radialen Meßspulen entspricht im wesentlichen der Axiallagerelektronik ohne Leistungsverstärker. Die Signale der Radialmeßspulen werden auf x-y-Oszilloskopen dargestellt, die durch das Pick-up-Signal dunkelgetastet werden. Dadurch ist die Feinwuchtung im montierten Zustand möglich.

6.7 Lastwiderstand

Der Lastwiderstand ist eine rein ohmsche Last in Dreieckschaltung mit $10,7 \Omega$ zwischen den Phasen. Die Widerstände werden über ein Schütz mit dem Synchrongenerator verbunden. Damit können dem Schwungrad 25 kW elektrische Leistung bei Nenndrehzahl entnommen werden. Da diese Leistung nur sehr kurzzeitig anfällt, ist es möglich, den Lastwiderstand auf wesentlich geringere Leistungen auszulegen. Die Last ist aufgebaut aus je 36 parallel geschalteten Hochlastdrahtwiderständen pro Phase von jeweils 390Ω und 50 W, so daß eine mögliche Dauerlast von 1800 W pro Phase erreicht wird. Die Widerstände sind auf Aluminiumblöcke geschraubt, die mit ihrer Wärmekapazität die anfallende Wärme aufnehmen. Die Aluminiumblöcke werden an der Oberfläche bei der Abbremsung des Schwungrades von 500 Hz auf Stillstand mit dieser Last etwa $60^\circ C$ heiß. Während der Abkühlzeit darf das Schwungrad nicht mit dieser Last betrieben werden, damit die Widerstände nicht überhitzt werden.

Kapitel 7

Sicherheit

Die im Schwungrad bei Nenndrehzahl gespeicherte Rotationsenergie entspricht der Translationsenergie eines 10 t – Lastkraftwagens bei $74 \frac{\text{km}}{\text{h}}$. In potentielle Energie umgewandelt würde die gespeicherte Energie ausreichen, um einen solchen LKW um 21 m anzuheben.

Diese Vergleiche verdeutlichen das Gefahrenpotential eines Schwungrades und sollen die Bedeutung von Sicherheitsvorkehrungen betonen. In diesem Kapitel werden mögliche Gefahren aufgezeigt und Maßnahmen beschrieben, die das Eintreten eines Schadensfalles verhindern, oder gegebenenfalls den Schaden minimieren sollen.

7.1 Gefahren eines schnelldrehenden Rotors

Die hohe Rotationsgeschwindigkeit der Schwungradscheibe birgt verschiedene Gefahren in sich, die teilweise vergleichbar mit den Gefahren eines Metallrotors und teils spezifisch für Kohlefaserverbundrotoren sind. Zunächst werden die Gefahren einer hochoberflächigen Scheibe im allgemeinen behandelt.

7.1.1 Drehimpulsübertragung an das Gehäuse

Der Drehimpuls $L = \Theta\omega$ ist in abgeschlossenen Systemen eine Erhaltungsgröße. Wenn das schnelldrehende Schwungrad blockiert wird oder wenn der Rotor oder Bruchstücke das Gehäuse berühren und durch Reibung gebremst werden, dann wird Drehimpuls vom Rotor auf das Gehäuse oder das Gestell übertragen. Die dabei auftretenden Drehmomente T hängen gemäß $T = \dot{L}$ von der Zeit ab, in der der Drehimpuls übertragen wird.

Der Fall der Rotorblockierung durch Splitter wird ausgeschlossen, weil einerseits aus dem Kohlefaserverbundmaterial keine massiven Splitter entstehen können und andererseits der Rotor kleinere Teile wie Magnete oder Aluminiumteile zermahlen würde. Es soll deswegen die Drehmomentübertragung für den Fall abgeschätzt werden, daß der Rotor an der Wand reibt. Dieser Schadensmechanismus könnte eintreten, wenn beispielsweise die Wel-

le bricht und die Schwungradscheibe oder größere Bruchstücke im Gehäuse rotieren. Wie später beschrieben wird, ist zu erwarten, daß das Verbundmaterial dabei abgerieben wird und dadurch in der Realität die Drehmomentübertragung kleiner als in dieser Abschätzung ist. Es wird Coulombreibung mit einem Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,25$ angenommen. Die Anpreßkraft ist die Zentrifugalkraft. Sie ist zum Zeitpunkt der ersten Rotorberührung maximal.

$$F_{zen} = m\omega_w^2 s$$

Hier sind s der ursprüngliche Abstand zwischen Scheibe und Gehäuse und ω_w die Winkelgeschwindigkeit der Wirbelbewegung der Scheibe an der Gehäusewand. Für die Abschätzung wird $\omega_w = \omega_0$ gesetzt. Das maximale Reibmoment ist

$$T = \mu F_{zen} r_g$$

Mit $s = 15$ mm und einem Gehäuseinnenradius von $r_g = 0,22$ m ist

$$T \approx 1,5 \cdot 10^5 \text{ Nm.}$$

Dies würde ausreichen, um die Befestigungsschrauben der Gehäuseflansche abzuscheren. Aus der Differentialgleichung der Verzögerung

$$\Theta \dot{\omega} = \mu m s r_g \omega(t)^2$$

ergibt sich, daß die Scheibe unter diesen Annahmen in 0,1 s bzw. 21 Umdrehungen auf 10% der Nennzahl abgebremst wird.

Es sei betont, daß dieser Fall der Drehmomentübertragung von der Scheibe an das Gehäuse so nicht möglich ist, weil das Gegenmoment, das auf den Ring aus Verbundmaterial wirkt, diesen zerstören und auflösen würde. Die Annahme eines konstanten Reibungskoeffizienten zwischen Kohlefaserverbandscheibe und Aluminiumgehäuse dient von daher nur einer oberen Abschätzung.

Um trotzdem eine mögliche Drehimpulsübertragung zu verhindern, die das Gehäuse zerstört oder aus seiner Verankerung reißt, wird das Gehäuse wie eine Scheibenbremse zwischen zwei Flanschen eingespannt. Bei einem Drehstoß kann sich das Gehäuse dadurch selbst drehen, ohne die zulässige Belastung von Verschraubung und Verankerung zu überschreiten.

7.1.2 Splitter

Die Gefahr von hochenergetischen Splintern mit großem Durchdringungsvermögen ist aus dem Turbomaschinenbau bekannt. Die Energie der tangential wegfliegenden Splitter ist

$$E_{spl} = \frac{1}{2} m_{spl} v_t^2,$$

wobei

$$v_t = r_c \omega_0$$

mit dem Schwerpunktradius r_c ist. Die Splitterenergie ist abhängig vom Sektorwinkel des herausgebrochenen Bruchstücks,

$$E_{spl} = m_{Scheibe} \omega_0^2 S_r \frac{\sin^2 \frac{\alpha}{2}}{\pi \alpha} \quad (7.1)$$

und ist maximal für einen Sektor von $\alpha = 133,5^\circ$.

$$S_r = \frac{\int_0^{R_a} r^2 h(r) dr}{\int_0^{R_a} r h(r) dr}$$

berücksichtigt die Querschnittsgeometrie der Scheibe. Segmente mit größerem Sektorwinkel haben eine größere Rotationsenergie, die zur Durchdringung beitragende Translationsenergie ist aber kleiner.

Die Durchschlagkraft der Splitter hängt stark von ihrer Geometrie und von dem Auftreffwinkel auf die Wand ab. Je kleiner der Winkel β zwischen dem Geschwindigkeitsvektor des Splitters und dem Tangentenvektor der Wand ist, desto kleiner ist die Normalkomponente der Geschwindigkeit

$$v_\perp = v_t \cdot \sin \beta,$$

die primär zur Wanddurchdringung beiträgt. Für das Containment von Metallsplittern ist also ein möglichst geringer Abstand vom Rotor zur Gehäusewand vorteilhaft. Spitze Bruchstücke haben ein größeres Durchdringungsvermögen als solche mit einer großen Auftrefffläche. Splitter aus Materialien mit einem kleinen Elastizitätsmodul sind weniger gefährlich als solche aus steiferen Materialien. Für eine ausführliche theoretische und experimentelle Analyse der Wechselwirkung zwischen Bruchstücken von Metallscheiben und dem Containment sei auf die Arbeit von HAGG und SANKEY verwiesen [78].

Das Berstverhalten von Metallscheiben ist im wesentlichen charakterisiert durch die Ausbreitung von radialen Rissen in der Scheibe und durch die Bildung von einigen wenigen relativ großen Bruchstücken. Diese hochenergetischen Splitter haben ein großes Zerstörungspotential (dazu z.B. [79]). Ähnlich verhalten sich auch Verbundmaterialien mit Laminataufbau. Darunter fallen Scheiben aus Glasfaser- oder Kohlefaserverbund in Sandwichbauweise, die aus axial gestapelten Lagen mit kreuzweise quasi-radialer Faserlage bestehen. Diese Scheiben zeigen wie Vollmetallrotoren eine schnelle radiale Rißausbreitung und bilden wenige große Bruchstücke. Bei gewickelten Rotoren, d.h. Rotoren aus Verbundmaterial mit Hauptfaserlage in Umfangsrichtung kann es nicht zur Bildung von derartigen Splittern kommen, wie im nächsten Abschnitt diskutiert wird. Als Annahme des schlimmsten Falles in Bezug auf Splitterbildung der Schwungscheibe wird deswegen die Delamination des Verbundmaterials von außen nach innen betrachtet. Dabei reißt zunächst die

eingepreßte Aluminiumnabe und im Verbundmaterial treten konzentrische Risse auf. Erst wenn der Kohlefaserring nur noch eine Wandstärke von ca. 7 mm hat, wird bei Nenn-drehzahl die zulässige Spannung des CFK-Materials in Faserrichtung überschritten. Diese Angabe ist auch für die Sicherheit im Normalbetrieb wichtig, denn ein Materialfehler im Aluminium, der zum Riß der Aluminiumnabenteile mit Verlust der Eigenspannung führt, verursacht kein Bersten der CFK-Ringe. Als Bruchstück maximaler Energie wird ein Segment des äußeren Nabenrings aus Aluminium von 133° berechnet. Der Rotor wird während der Delamination stark abgebremst. Trotzdem wird hier mit einer Winkelgeschwindigkeit von $\omega_0 = 2\pi \cdot 650 \text{ s}^{-1}$ gerechnet. Dies ergibt mit $r_c = 0,125 \text{ m}$ eine Geschwindigkeit von $v_t = 510 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Das Bruchstück hätte eine Masse von $m_{spl} = 0,8 \text{ kg}$ und eine Energie von $E_{spl} = 110 \text{ kJ}$. Es träfe unter einem Winkel von $\beta = 37^\circ$ auf die Gehäusewand auf, wenn nur die geometrischen Gegebenheiten berücksichtigt werden.

Das Arbeitsvermögen des Berstschutzringes, der die Schwungradscheibe konzentrisch umgibt, wird näherungsweise nach der Gleichung [80]

$$A = 0,5(R_m + R_{P0,2})\delta_5 f(d)$$

bestimmt, wobei der Dimensionseinfluß durch

$$f(d) = 10d^{2,6}$$

berücksichtigt wird. Mit den Materialdaten für Aluminium (AlMg4.5Mn F30) der Zugfestigkeit $R_m = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, der 0,2-Dehngrenze $R_{P0,2} = 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und der Bruchdehnung $\delta_5 = 7\%$ ist das Arbeitsvermögen für den $d = 60 \text{ mm}$ dicken Berstschutzring $A = 700 \text{ kJ}$. Der Sicherheitsfaktor in Bezug auf die Gehäusedurchdringung von tangential wegfliegenden Splittern ist also größer als 6. Zusätzlich wirken in dieser Richtung die Gestellflansche als Berstschutz. Dadurch ist auch weitere Stabilität gegen den inelastischen Stoß der auftreffenden Bruchstücke gegeben. Der Berstschutzring muß auch die Dehnung in Umfangsrichtung aushalten, die die an der Wand entlangreibenden Teile verursachen. Da die Gehäuseflansche ober- und unterhalb der Scheibenebene an der schwächsten Stelle nur 17 mm dick sind, und dementsprechend das Arbeitsvermögen nach obiger Formel nur 26 kJ beträgt, werden zum Schutz gegen mögliche Splitter, die dort die Gehäuseflansche durchdringen könnten, Sandsäcke auf den Flansch gelegt und eine Stahlglocke über das gesamte Gehäuse und diese Sandsäcke gestellt. Experimentelle Tests, die die Berstsicherheit des Gehäuses allein beweisen, sind noch durchzuführen. Dabei ist auch zu prüfen, ob eine Verringerung der Wandstärke zur Verminderung des Gewichtes möglich ist. Als weitere Schutzmaßnahme wird das Schwungrad in einer 1,80 m tiefen, gemauerten Grube im Erdreich montiert. Gehäuse, Gestell und Stahlglocke werden mit weiteren Sandsäcken umgeben. Die Sicherheit gegen Splitter ist damit für die Experimentierphase gegeben. Durch die Sandsäcke wird der Aufbau zusätzlich auch gegen die Folgen des Losreißen im Falle einer Drehmomentübertragung an das Gestell gesichert.

Die den Rechnungen zugrundeliegenden Annahmen geben eine vorsichtige obere Abschätzung für die Gefahr durch Splitter. Der wesentliche Sicherheitsvorteil der Hybridscheibe ist allerdings darin zu sehen, daß es keine Splitterbildung gibt. Der oben zugrundegelegte Fall der vollständigen Delamination ohne Drehzahlabnahme ist unrealistisch. Reißbildende Schadensmechanismen machen sich vor der Delamination durch andere Anzeichen wie Unwucht bemerkbar, so daß das Schwungrad abgebremst werden kann. Bei einer von außen nach innen fortschreitenden Delamination des Verbundmaterials wird der Rotor durch Reibung der Fasern an der Gehäusewand soweit abgebremst, daß die Reißfestigkeit der Aluminiumteile nicht überschritten wird. In diesem Fall kommt es also nicht zur Bildung von hochenergetischen Metallsplintern.

Allgemein sollten stationäre Schwungräder im Unterflurbetrieb eingebaut werden. Insbesondere bei Vollmetallscheiben sollte die Umgebung durch eine energieverzehrende Aufschüttung aus Sand und Kies gesichert sein.

7.2 CFK-spezifische Gefahren

Mit Verbundmaterialien sind, soweit nicht anders angegeben, hier immer Umfangswicklungen mit einer Epoxidmatrix gemeint, weswegen auch von „Wickelrotoren“ gesprochen wird. Auf die schon erwähnten Laminat- und Sandwichstrukturen treffen die folgenden Ausführungen nicht zu. Die Schadensmechanismen von Wickelrotoren unterscheiden sich grundsätzlich von Metallrotoren. Einerseits werden keine massiven Bruchstücke gebildet und andererseits sind Mechanismen möglich, die zur Bildung von Überdruck führen können.

Die kohlefaserverbundspezifischen Gefahren des Schwungrades sind weniger eindeutig zu identifizieren, als die Gefahren, die von einer Metallscheibe ausgehen. Die meisten rotierenden CFK-Anwendungen bestehen nur aus einer relativ dünnen Verbundmaterialscheibe, die in Form einer Bandage (z.B. als Berstschutz für Magnete) oder eines Rohres (z.B. für Gaszentrifugen) gebaut werden. Das Versagensverhalten dünnwandiger CFK-Rotoren ist nach allen bekannten Erfahrungen gutmütig in dem Sinne, daß keine Splitter oder großen Drücke entstehen. Das CFK-Material delaminiert im Berstfall vollständig und es entstehen kleine Partikel von Staub- bis über Streichholzgröße. Druck und Temperaturentwicklung führen i.a. nicht zu einem Zusammenbruch des Vakuums. Ein kurzzeitiger Druckanstieg im Vakuum ist beim sogenannten „Faserabwurf“ zu beobachten. Dies ist das Herauslösen eines hervorstehenden oder fehlerhaften Faserstückchens aus der Oberfläche. Gefahr geht bei dünnwandigen CFK-Rotoren im Vakuum eher von eingebauten Metallteilen wie Deckel und Naben etc. aus, die nach dem Bersten mit großer Geschwindigkeit an der Gehäusewand entlangrotieren.

Bei Schwungrädern aus Verbundmaterial dient das CFK-Material nicht nur der Verstärkung anderer Teile, sondern ist selbst wesentlicher Teil der Schwungmasse. Im Ver-

gleich zu anderen Anwendungen ist in diesem Fall die Schicht aus Verbundmaterial dickwandig und großvolumig. Auch hier führt das Überschreiten der zulässigen Umfangsspannung im allgemeinen nicht zur Bildung von massiven Bruchstücken, weil das Verbundmaterial zerfasert. Bei einem CFK-Rotor, der für einen Sicherheitstest eines Schwungradgehäuses [9] auf zwei diametral gegenüberliegenden Stellen angebohrt wurde, zerplatzte das Faserverbundmaterial in dünne Stücke von der Länge des halben Umfangs [81]. Das einzige dem Autor bekannte Versagen eines CFK-Rotors, bei dem ein massives Bruchstück gebildet wurde, konnte nachträglich auf einen Wickelfehler („Buckling“) zurückgeführt werden [81], bei dem die Fasern nicht gestreckt und glatt in Umfangsrichtung verliefen. Dadurch wurden Umfangsspannungen lokal nicht von den Fasern sondern vom Matrixmaterial aufgenommen. Diese Gefahr wird durch sorgfältiges Wickeln und anschließende Materialprüfung vermieden. Generell ist davon auszugehen, daß gewickelte Teile aus Faserverbundmaterial beim Bruch zerfasern und keine massiven Bruchstücke bilden. Dies ist ein Sicherheitsvorteil gegenüber Metallrotoren. Da die maximal zulässige Reißfestigkeit bei Verbundmaterialien von Bauteil zu Bauteil schwanken kann, muß die Betriebsdrehzahl deutlich unterhalb der Berstdrehzahl liegen. Schleudern der Schwungradscheibe mit 10% Überdrehzahl bedeutet allerdings wegen der quadratischen Abhängigkeit der Spannungen von der Drehzahl im Normalbetrieb um 20% kleinere Kräfte als im Testfall. Auf dem Gebiet der Schadensmechanismen dickwandiger Wickelrotoren ist auf jeden Fall noch weitere Grundlagenforschung notwendig.

7.2.1 Rißbildung und Delamination

Bei Verbundschwungrädern ist die Radialspannung kritischer als die Umfangsspannung. Die zulässige Spannung in Faserrichtung wird weniger leicht überschritten, als die Spannung quer zur Faserrichtung, die nur vom Matrixmaterial aufgenommen wird. Ein durch Materialfehler oder Überlastung entstandener Riß breitet sich daher im Verbundmaterial in radialer Richtung kaum aus und wird in Umfangsrichtung umgelenkt. Die Rißfortpflanzung in axialer und in Umfangsrichtung ist hingegen nur wenig behindert. Die Ausbreitung von Rissen in axialer Richtung kann durch Stapelung von mehreren Scheiben anstelle der Verwendung eines langen Zylinders begrenzt werden. Das erste Versagen der Schwungradscheibe beruht aufgrund der Rißausbreitung primär auf einem lokalen Überschreiten der zulässigen Radialspannung und zeigt sich deswegen i.a. zunächst durch einen oder mehrere konzentrische Risse. Im Betrieb macht sich das Entstehen derartiger Risse durch eine plötzlich auftretende mechanische Unwucht bemerkbar. Die Risse werden sich aufgrund der dadurch nur unwesentlich beeinflussten Dehnung und Umfangsspannung radial kaum öffnen. Auch von einer Scheibe mit konzentrischen Rissen ist deswegen zu erwarten, daß die mechanische Stabilität für den sicheren Auslauf des Schwungrades ausreicht. Diese Annahme wird durch die Erfahrungen beim Schleudern der Schwungradscheibe mit nur einem

Kohlefaserring bestätigt (s.S. 74), bei der der Riß in Umfangsrichtung nicht zu weiteren mechanischen Schäden führte. Die weitere oder gar eine größere Belastung führt zu weiteren Umfangsrissen. Ein totales Versagen oder das Wegfliegen von Teilen außer kleinen Faserstckchen ist durch diesen Vorgang nicht zu erwarten. Der Normalfall ist deswegen ein gutartiges Versagensverhalten von dickwandigen Verbundmaterialscheiben und Zylindern. Das Auftreten von Bruchstücken ist bei Wickelrotoren nicht bekannt, die nicht absichtlich durch Kerben oder Anbohren für Berstversuche geschwächt wurden. Die Rißbildung aufgrund von Radialspannungen wird durch die Verwendung von mehreren konzentrischen Ringen aus unterschiedlichen Fasern vermieden, wobei der Elastizitätsmodul nach außen hin zunehmen muß.

Aus Reißfestigkeitsversuchen mit Verbundlaminaten ist bekannt, daß diese Materialien nach berschreiten der Maximaldehnung kein plastisches Fließen zeigen, sondern abrupt brechen, sobald die Zugspannung zu groß wird. Auch durch Materialermüdung werden bei Wickelrotoren zuerst die Radialspannungen und erst wesentlich später die Spannungen in Faserrichtung überschritten. Bei Schwungrädern kann die dynamische Belastung zur Materialermüdung führen. Bei jedem Beschleunigungs- und Bremsvorgang werden Spannungen auf- und abgebaut. Die dynamische Belastung von Faserverbundkunststoffen führt zu einer Verminderung der ertragbaren Maximaldehnung. Dieser Abfall ist bei glasfaser- und aramidfaserverstrkten Kunststoffen besonders stark [82]. Nach 10^5 Schwingspielen zeigten GFK-Lamine im Zugversuch nur 25% der ursprünglichen Bruchdehnung. Bei AFK waren es 30% nach 10^7 Schwingspielen. Kohlefaserverstrkte Lamine ertragen nach 10^7 Schwingspielen noch 75-80% ihrer statischen Maximaldehnung [82]. bertragen auf die Materialdehnung und Spannungszyklen aufgrund der Drehzahländerung der Schwungscheibe entsprechen 10^7 Schwingspiele 115 Jahre Dauerbetrieb mit 10 Lade-Entlade-Zyklen pro Stunde. Kohlefaserverbundmaterialien sind somit auch für Schwungräder mit häufigen Lade- und Entladezyklen geeignet.

Andere Faktoren, die die Festigkeit des Materials herabsetzen, sind insbesondere der Einfluß von Temperatur und Luftfeuchtigkeit. Die Aufnahme von Luftfeuchtigkeit im Matrixmaterial bis zur Sättigung von 1,2% führt zur Quellung und damit zur Steigerung der Eigenspannung des Verbundmaterials. Dadurch werden Dehnung und Radialspannung bei Rotation geringer. Der Entzug der Feuchtigkeit vermindert die zulässige Spannung. Deswegen wird das Schwungrad für den Einsatz im Vakuum lackiert. Erhöhte Temperatur führt auch zur Herabsetzung der zulässigen Radialspannung. Das Schwungrad muß zur Vermeidung von Gasreibungswrme im Vakuum betrieben werden. Temperaturen über 150°C führen zu dauerhaften Schäden am Verbundmaterial. Mechanische Beschädigungen des Faserverbundkunststoffes müssen genau untersucht werden, weil die Kerbwirkung stärker ist als bei Metallen.

Vor dem Einbau von dickwandigen Faserverbundmaterialien müssen diese auf Herstel-

lungsfehler überprüft werden. Lunker und andere Materialinhomogenitäten sind mit Ultraschall festzustellen. Auch bei fehlerfreien Rotoren kann es beim ersten Beschleunigen zu Faserabwurf aus der äußersten Schicht kommen. Die vollständige oder partielle Delamination eines geschleuderten Wickelrotors ist allerdings nur aufgrund von thermischen oder mechanischen Einflüssen möglich. Wenn der schnelldrehende Rotor feststehende Teile berührt, so wird das Verbundmaterial abgeschliffen. Das Epoxidharz verdampft aufgrund der Wärmeentwicklung und die Kohlefasern werden zu streichholzgroßen Stücken zerschnitten oder zu Staub zerrieben. Dieser Fall ist möglich, wenn die Welle bricht und die Schwungradscheibe oder ein CFK-Segment an der Gehäusewand entlangwirbeln, beispielsweise aufgrund einer plötzlich auftretenden Unwucht infolge von Rißbildung durch Radialspannung. Für die Sicherheit von Wickelrotoren ist deswegen im Gegensatz zu Metallrotoren ein großer Abstand zwischen Scheibe und Gehäuse besser, denn durch den großen Abstand wird die Möglichkeit einer Wandberührung verringert. Aufgrund der Drehimpulserhaltung ist im Falle eines Wellenbruchs die Wirbelgeschwindigkeit und damit die Relativgeschwindigkeit von Verbundmaterial und Wand bei großen Gehäuseinnenradien geringer als bei kleinen.

Wenn die radiale Zugfestigkeit des Verbundmaterials überschritten wird und in der Schwungradscheibe konzentrische Risse auftreten, so führt die dadurch verursachte Unwucht nicht zum Bruch von Welle oder Nabe. Die Scherfestigkeit der Nabe ist

$$\tau_a \approx 0,8 \cdot R_m \approx 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Die zum Bruch durch Zentrifugalkraft notwendige Unwucht wäre

$$m\varepsilon = \tau_a A_{Nabe} \omega^{-2} = 0,07 \text{ kgm}.$$

Bezogen auf die Gesamtmasse der Scheibe entspricht dies einer Exzentrizität von 6 mm, die selbst dann nicht vorkommt, wenn die Hilfslagerzapfen brechen, weil das Radialspiel des Rotors durch die Welle, die Magnete und andere Teile auf maximal 2 mm begrenzt ist. Die Scherfestigkeit der Welle ist größer als die der Nabe. Eine plötzlich auftretende Unwucht führt also nicht zum Bruch der Welle oder Nabe. Dieser Vorgang kann kein freies Herumwirbeln der Scheibe im Gehäuse verursachen. Der radiale Spalt zwischen dem äußeren CFK-Ring und dem Berstschutzring beträgt 15 mm. Damit wird der Kontakt zwischen Verbundmaterial und Gehäuse ausgeschlossen.

7.2.2 Überdruck

Überdruck im Gehäuse kann zur Zerstörung desselben führen¹. Berstende Flansche und herumfliegende Teile stellen eine erhebliche Gefahr für die Umgebung dar. Es sollen drei

¹Im Sommer 1995 wurde von verschiedener Seite über einen Unfall mit einer Kohlefaserverbandscheibe in einem Schleuderstand der IABG in Ottobrunn berichtet [83, 84]. Dabei entstand offensichtlich lokal ein großer Überdruck. Da bis zum Verfassen dieser Arbeit kein offizieller Bericht vorliegt, wird auf diesen Unfall nicht weiter eingegangen.

mögliche Prozesse erwähnt werden, die zum Entstehen von extrem großen Überdrücken im Gehäuse führen könnten. Auch hierbei handelt es sich um verbundmaterialspezifische Gefahren. Die Wirkung der ersten beiden Prozesse ist im Gegensatz zu allen anderen Schadensmechanismen unabhängig von der Rotordrehzahl. Es kann weitere Prozesse geben, die zu Überdruck führen, und es ist nicht bewiesen, daß die aufgeführten Prozesse im Versagensfall wirklich eine Gefahr darstellen. Die folgenden Ausführungen beruhen nicht auf experimentellen Ergebnissen, sondern auf Literaturangaben und theoretischen Überlegungen.

Ausgasung und Verdampfung des Epoxid-Harzes

Das Matrixmaterial der Verbundwerkstoffe ist temperaturempfindlicher als Metalle und Fasermaterialien. Das häufig verwendete Epoxid-Harz bildet wie viele Kunststoffe schon bei Temperaturen um 150°C Gase durch Verdampfen und Ausgasen. Die Temperaturentwicklung durch Luftreibung einer schnelldrehenden Scheibe reicht dazu aus. Eine Temperatur von $450 - 500^{\circ}\text{C}$ kann durch Reibung eines Bruchstückes oder der gesamten Scheibe an der Gehäusewand entstehen. Bei dieser Temperatur läuft der Ausgasungsprozeß sehr schnell ab. Durch die Gasentwicklung kommt es zu einer enormen Volumenvergrößerung, die einen Überdruck im Gehäuse hervorbringt. In [85, Anhang B] wird berechnet, daß bei Verdampfung von 2 lb (0,9 kg) Harz in einen Raum von 175 in^3 (2,9 l) im Gehäuse ein Überdruck von 376 atm entsteht. Das Schwungrad enthält bei einem Faservolumengehalt von 60% etwa 2,7 kg Epoxidharz. Wenn nur das Harz einer äußeren Schicht der CFK-Ringe von 10 mm verdampfen würde, würden sich demnach etwa 1300 l Gas bilden. Dieses Gas nimmt den evakuierten Raum ohne Schwungrad von 7 l ein. Der Überdruck betrüge ohne Berücksichtigung der temperaturbedingten Gasexpansion 200 bar.

Entwicklung von leichtbrennbaren Gasen und Kohlenstoffstaub

Bei dem Ausgasungsprozeß entstehen leichtentzündliche Gase, darunter Methan und andere Kohlenwasserstoffe [86]. Durch den Delaminationsprozess oder die Reibung an der Gehäusewand entstehen zusätzlich kleine Kohlenstoffpartikel und Kohlenstoffstaub, die durch ihre große Oberfläche extrem reaktiv sind. Bricht das Vakuum aufgrund von Gehäusebeschädigungen durch Splitter oder Überdruck zusammen, so kann sich das heiße Staub-Gas-Gemisch bei Kontakt mit Luftsauerstoff explosionsartig selbst entzünden und dadurch weiteren Überdruck erzeugen.

Lokale Druckwirkung durch einen schnellen Teilchenstrom

Während die beiden vorangehenden Abschnitte das Entstehen eines Gehäuseinnendrucks durch Gasentwicklung beschreiben, wird hier auf einen möglichen, rein mechanischen Pro-

zeß eingegangen, der auf der lokalen Wirkung eines schnellen Teilchenstroms beruht. Die Wirkung dieses Prozesses ist stark drehzahlabhängig.

Beim Delaminieren eines hochoberflächigen Faserverbund-Rotors entstehen kleine, schnelle Verbundmaterialteilchen. Auch wenn ein größeres Bruchstück auf eine Gehäusewand trifft, wird dieses Bruchstück sich in kleine Teilchen auflösen, weil durch den Stoß die innere Spannung im Material weit über der Zugfestigkeit in den beiden Richtungen senkrecht zur Faserrichtung liegt. Die FEM-Rechnung eines 10 mm dicken Bruchstückes, das mit $v = 500 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ auf eine starre Wand trifft, zeigte, daß die inneren Zug- und Druckspannungen sowohl die Zug- als auch die Schubfestigkeit um zwei Größenordnungen übertreffen würden, wenn das Material sich nicht auflösen würde. Spannungen in Faserrichtung und die Reibung des Verbundmaterials an der Wand führen zum Faserbruch. Das Material wird also zerrieben. Dabei entstehen kleine, schnelle Partikel aus Matrixmaterial mit kurzen Faserstückchen. Die Teilchenwolke hat eine Vorzugsgeschwindigkeit in der Rotationsebene der Scheibe und übernimmt einen Teil des Drehimpulses. Die Zentrifugalkraft treibt den Partikelstrom nach außen, sofern er nicht erst an der Wand entsteht. Die Teilchen treffen auf die Wand und werden reflektiert, insbesondere auch in Richtungen senkrecht zur Rotationsebene nach oben und unten. Beim Zusammenstoß mit nachfolgenden Teilchen kann die Geschwindigkeitskomponente in axialer Richtung sogar noch vergrößert werden.

Ein treffendes Modell für den Teilchenstrom ist ein flüssigkeitsgefüllter Ballon, der auf eine Wand trifft. Treffen die Teilchen auf Deckel und andere Hindernisse, so wird durch den Impulsübertrag lokal ein großer Druck ausgeübt. Durch die Umlenkung der Partikel können somit auch Flansche in axialer Richtung stark belastet werden.

Um die Größenordnung der wirkenden Kräfte abzuschätzen, werden folgende Annahmen gemacht:

Aus einer 50 mm dicken Verbundmaterialschicht entsteht an der Wand ein Partikelstrom mit einer mittleren Geschwindigkeit von $v = 400 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, also der halben maximalen Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe bei Nenndrehzahl. Der Partikelstrom werde an dem Berstschutzring in die beiden axialen Richtungen geleitet und treffe auf die äußeren Bereiche der Deckel, die in einem Streuwinkelbereich von 0 bis 30° zur Vertikalen liegen. Der axiale Abstand der ebenen Deckel von der Scheibenmitte sei je 50 mm. Für das Schwungradgehäuse ist damit die Auftrefffläche auf einem Flansch $A_f = 0,038 \text{ m}^2$. Es wird der Impulsübertrag aus einer elastischen Reflexion des Teilchenstroms an den Deckeln berechnet. Als Dauer des Impulsübertrages wird 1 ms angenommen. Dies ist die Zeit, die der Partikelstrom braucht, um sich 50 mm, also die Schichtdicke bzw. die Flanschentfernung weit zu bewegen. Die Gesamtmasse der Teilchen sei 2 kg. Der an jeden der beiden Gehäuseflansche übertragene Kraftstoß ist dann $F = \frac{2mv}{2\Delta t} = 8 \cdot 10^5 \text{ N}$. Damit ist der Druck auf den Deckel lokal $P = \frac{F}{A_f} \approx 200 \text{ bar}$. Sicherlich ist die Annahme des Impulsübertrages durch elastische Stöße unzutreffend und die Annahme der Impulsübertragszeit willkürlich. Es soll damit

gezeigt werden, daß durch einen schnellen Partikelstrom eine lokale Druckwirkung möglich ist, die der Wirkung von extremem Überdruck gleichkommt und das Gehäuse zerstören kann.

Die Wirkung eines schnellen Partikelstromes kann durch eine günstigere Form des Berstschutzringes vermindert werden. Durch eine konkave Innenkontur würde beispielsweise verhindert, daß der Partikelstrom in axialer Richtung umgelenkt wird.

Ein weiterer Vorschlag zur Gehäusesicherheit in Bezug auf kleine Faserpartikel, die sich tangential bzw. radial im Gehäuse ausbreiten, wurde von COPPA gemacht [87]. Den Teilchen muß nach Auftreffen oder Entstehen am Berstschutzring die Möglichkeit gegeben werden, das Hauptgefäß unter Energie- und Impulsabgabe zu verlassen. COPPA's Design sieht dafür Hohlräume außerhalb des Berstringes innerhalb des Containments vor, in die die schnellen Partikel durch Öffnungen ober- und unterhalb des Berstringes geleitet werden.

Die Abschätzungen der drei genannten Prozesse zeigen, daß in dem Gehäuse ein Überdruck auftreten kann, dem das Gehäuse nicht standhalten würde. Die Prozesse könnten durch hohe Temperaturen ausgelöst werden, die durch Reibung des Verbundmaterials an der Gehäusewand entstehen. Dieser Schadensmechanismus muß also vermieden werden. Für Schwungscheiben aus Kohlefaserverbundmaterial erhöht deswegen, wie gesagt, ein großer Abstand zwischen Schwungscheibe und Gehäuse die Sicherheit.

Die Gefahr durch Bildung eines schnellen Partikelstroms darf nicht unterschätzt werden. Es ist weiter zu untersuchen, ob dieser Mechanismus bei Kohlefaserverbundmaterialien stattfinden kann, und welche Gegenmaßnahmen die Umgebung wirksam schützen.

Kapitel 8

Meßergebnisse

8.1 Trägheitsmoment

Das Trägheitsmoment Θ des Schwungradrotors muß genau bestimmt werden, weil diese Größe proportional in den Energieinhalt und die aus den Auslaufkurven $f(t)$ bestimmte mechanische Leistung eingeht und damit auch das Meßergebnis für den Wirkungsgrad des Generators beeinflusst.

Rechnerisch wird das Trägheitsmoment durch Integration über alle Einzelteile

$$\Theta = \int r^2 dm$$

ermittelt. Das Ergebnis ist mit der Unsicherheit der Dichte $\rho = \frac{dm}{dV}$ behaftet. Insbesondere für die Bandagenringe der Schwungradscheibe aus Kohlefaserverbundmaterial, deren Dichte vom Faservolumengehalt abhängt, ist $\rho_{cfk} \approx 1,5 \frac{g}{cm^3}$ nicht genügend genau bekannt.

Zur Messung des Trägheitsmomentes wird der Rotor an einem Torsionsstab aufgehängt und zu Drehschwingungen angeregt. Das Trägheitsmoment ergibt sich aus dem Vergleich der Schwingungsfrequenz f_{schw} mit der Frequenz f_{cal} einer zylindrischen Stahl-Scheibe mit bekanntem Trägheitsmoment Θ_{cal} .

$$\Theta_{schw} = \Theta_{cal} \frac{f_{cal}^2}{f_{schw}^2}$$

Das Trägheitsmoment des Rotors mit Kohlefaserverbundscheibe mit Aluminiumnabe und den in Abschnitt 6.4 beschriebenen Magnetpaketen beträgt

$$\Theta = (0,260 \pm 0,001) \text{ kgm}^2$$

Der vorher benutzte Testrotor mit Aluminiumscheibe und dem 200 mm langen Motormagnetpaket hat ein Trägheitsmoment von $0,357 \text{ kgm}^2$.

8.2 Leerlaufverluste mit Asynchronantrieb

Das Schwungrad wurde zunächst mit einem Asynchronmotor betrieben. Anstelle der Motormagnete wird ein Eisenrohr auf der Welle montiert. Eine Frequenzsteuerung des Antriebes ist dann nicht notwendig. Die Frequenz des Drehfeldes ist beim Hochlauf konstant. Der Luftspalt ist für Asynchronmaschinen ungewöhnlich groß. Der Antriebswirkungsgrad dieses Asynchronmotors ist deswegen klein. Bei den folgenden Messungen spielt dies keine Rolle.

Nach Abschalten des Antriebes läuft das Schwungrad frei aus. In Abb. 8.1 ist die Auslaufkurve $f(t)$ für das Schwungrad mit Asynchronmotor und Aluminiumscheibe dargestellt. Aus der Frequenzabnahme $\dot{\omega}$ wird die Verlustleistung

$$P(f) = \Theta \omega \dot{\omega}$$

in Abhängigkeit von der Frequenz $f = \frac{\omega}{2\pi}$ bestimmt (Abb. 8.2). Diese Messungen wurden an dem Schwungrad mit Aluminiumscheibe durchgeführt. Die maximale Drehzahl wurde im Hinblick auf die Festigkeit der Scheibe auf 70 Hz begrenzt.

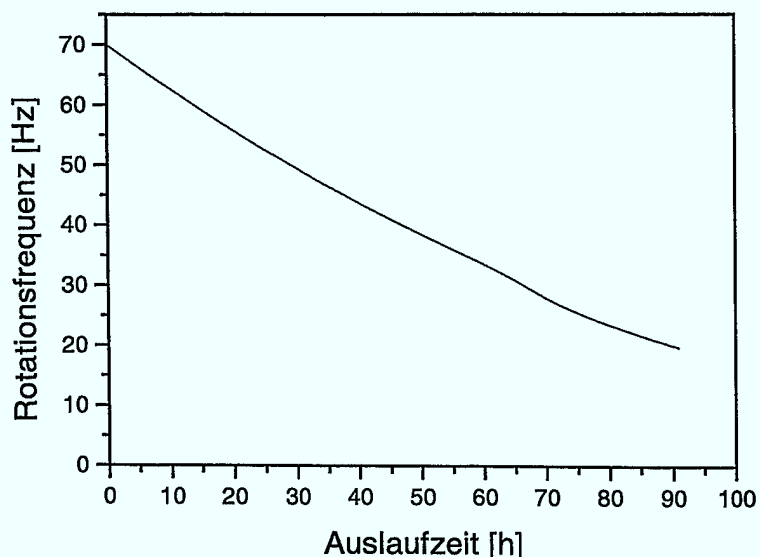


Abbildung 8.1: Auslaufkurve des Schwungrades mit Asynchronmotor. Die starke Frequenzabnahme nach 66 h beruht auf einer Berührung des schlecht gewuchteten Rotors in den radialen Hilfslagern im Resonanzbereich der 2. kritischen Drehzahl.

Eine eventuell vorhandene Restmagnetisierung des Eisenrohres ist kleiner als mit einer Hallsonde meßbar. Wirbelstrom- und Hystereseverluste im Motor werden deswegen bei den folgenden Überlegungen zur Auslaufkurve nicht berücksichtigt. Die Leerlaufverluste des Schwungrades mit Asynchronmotor im Vakuum setzen sich zusammen aus der

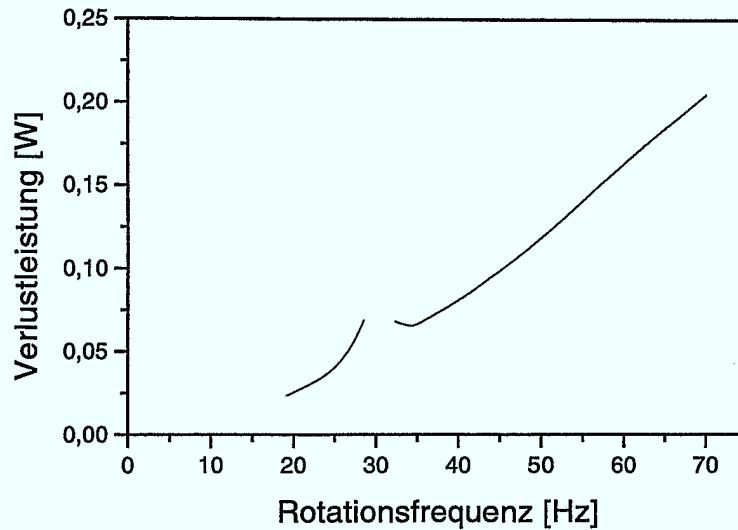


Abbildung 8.2: Verlustleistung in Abhängigkeit von der Rotationsfrequenz, berechnet aus der Frequenzabnahme der Auslaufkurve des Schwungrades mit Asynchronmotor

Restgasreibung, den Wirbelstromverlusten in den Permanentmagneten, Aluminium- und Eisenteilen der Lager und den Verlusten im Cu-Dämpfer aufgrund von magnetischen Inhomogenitäten und exzentrischem Lauf des Rotors durch Unwucht. Der Hilfsenergieverbrauch der Vakuumpumpen und des axial aktiven Magnetlagers wird hier nicht berücksichtigt.

Die aus der gemessenen Auslaufkurve bestimmten Gesamt leerlaufverluste des Schwungrades mit Asynchronmotor betragen 0,21 W bei 70 Hz Rotationsfrequenz. Die Auslaufzeit von 70 Hz bis 7 Hz beträgt eine Woche! Da Gasreibungs- und Wirbelstromverluste quadratisch mit der Frequenz zunehmen, wie im folgenden gezeigt wird, ergibt die Extrapolation dieser Verluste auf Nenndrehzahl ca. 20 W.

Weil sowohl die Verluste, als auch die Rotationsenergie proportional zu ω^2 sind, ist die relative Frequenzabnahme

$$\frac{\dot{\omega}}{\omega} = \frac{P}{2E}$$

unabhängig von der Frequenz.

Die Verluste werden zunächst getrennt nach Gasreibung und „Magnetlagerreibung“ theoretisch behandelt.

Gasreibungsverluste

Zur Abschätzung der Gasreibungsverluste eines rotierenden Zylinders im Hochvakuum wird aus der kinetischen Gastheorie eine analytische Formel hergeleitet. Bei einem Druck von 10^{-3} mbar ist die freie Weglänge der Moleküle 10 cm [88], also größer als der größte Ab-

stand zwischen Rotor und Gehäuse im Schwungrad. Es finden deswegen fast keine Molekül-Molekül-Stöße statt, die die innere Reibung eines viskosen Mediums erzeugen, sondern nur Stöße von Molekülen gegen die Wände und den Rotor.

Wenn ein Molekül auf den rotierenden Zylinder trifft, wird ihm im Mittel der Impuls $m_m v_u$ übertragen, wobei m_m die Molekülmasse ist und $v_u = \omega r$ die Umfangsgeschwindigkeit im Abstand r von der Achse. Der mittlere Drehimpulsübertrag des Zylinders an ein Molekül ist dementsprechend

$$\overline{\Delta L} = m_m \omega r^2.$$

Im Mittel treffen

$$z = \frac{n}{4} \bar{c}$$

Moleküle pro Zeiteinheit auf eine Flächeneinheit der Wand, wobei

$$n = \frac{N}{V} = \frac{p_G}{kT}$$

die Anzahldicke der Moleküle beim Druck p_G ist. \bar{c} ist die mittlere Molekülgeschwindigkeit, für die aus der Maxwell-Verteilung

$$\bar{c} = \sqrt{\frac{8kT}{\pi m_m}}$$

hergeleitet wird [88, S. 24]. Der gesamte mittlere übertragene Drehimpuls pro Zeiteinheit, bzw. das Drehmoment der Gasreibung ist also

$$\begin{aligned} \dot{L} &= T_G = z m_m \omega \int r^2 dA \\ &= \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \sqrt{\frac{m_m}{kT}} p_G \omega \int r^2 dA \end{aligned}$$

Die Verlustleistung durch die Gasreibung ist

$$P = T_G \omega.$$

Für eine Kreisfläche gilt

$$\int_{\text{Kreis}} r^2 dA = \int_0^R \int_0^{2\pi} r^2 r d\varphi dr = \frac{\pi}{2} R^4$$

und für die Mantelfläche

$$\int_{\text{Mantel}} r^2 dA = \int_0^h \int_0^{2\pi} r^2 r d\varphi dh = 2\pi h R^3,$$

so daß die gesamten Reibungsverluste am rotierenden Zylinder

$$P_{\text{Zyl}} = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \frac{M}{R_G T} p_G \omega^2 R^3 (R + 2h)$$

sind. Hierbei wurde die Molekülmasse m_m durch die Molmasse $M = N_A m_m$ und k durch $R_G = N_A k = 8,3145 \frac{\text{J}}{\text{molK}}$ ersetzt. Mit einer durchschnittlichen Molmasse von $M = 28,8 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$ ergibt sich für die Schwungscheibe und die Zylinderflächen der Welle bei einer Temperatur von $T = 300 \text{ K}$ für die Gasreibungsverluste

$$P_{\text{Gasreibung}} = 4,7 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Ws}^2}{\text{mbar}} p_G f^2.$$

Für 70 Hz ist $P_{\text{Gasr.}} = 0,02 \text{ W}$ bei einem Druck von $p_G = 10^{-4} \text{ mbar}$ und $0,23 \text{ W}$ für 10^{-3} mbar . Die Druckmessung mit der Pirani-Röhre erlaubt lediglich die Aussage, daß der Druck kleiner als 10^{-3} mbar ist. Da der reale Druck nicht genau bestimmt wird, ist eine Aufteilung der Gesamtverluste in Restgasreibung und Magnetlagerverluste aufgrund dieser Messung nicht möglich. Die Messung der Verlustleistung in Abhängigkeit vom Druck von 10^{-3} mbar bis 10^3 mbar ließ keine Extrapolation auf „Druck Null“ zu, weil sich gerade im Druckbereich von 10^{-2} mbar bis 10^{-3} mbar die Strömungsverhältnisse ändern und deswegen die Voraussetzung der reinen Molekül-Wand-Stöße nicht mehr zutrifft. Bei höheren Drücken gilt die hier festgestellte Frequenz- und Druckabhängigkeit der Verluste nicht.

Die Verluste hängen im beschriebenen Fall der molekularen Strömung nur vom Quadrat der Winkelgeschwindigkeit ab und nicht wie bei laminarer oder turbulenter Strömung eines viskosen Mediums, d.h. bei höherem Druck von $\omega^{2,8}$ [2, 71].

Da die Gasreibungsverluste für $p_G \leq 10^{-3} \text{ mbar}$ linear vom Druck abhängen und p_G über mehrere Größenordnungen variieren kann, wäre es prinzipiell möglich, aus der Frequenzabnahme eines beliebigen magnetgelagerten Rotors ohne nennenswerte Motorverluste im Leerlauf den Druck grob zu bestimmen oder zumindest das Vakuum zu überwachen. Dieses Prinzip wird im Gasreibungsvakuummeter ausgenutzt, das im Druckbereich von 10^{-3} mbar bis 10^{-6} mbar als internationaler Standard genommen wird [89].

Magnetlagerverluste

Die Magnetfelder der Lagermagnete können prinzipiell Wirbelstromverluste und Hystereseverluste hervorrufen. Analog zur mechanischen Reibung in Wälz- und Gleitlagern wird für das bremsende Moment in Magnetlagern von „Magnetlagerreibung“ gesprochen.

Hystereseverluste in den Magneten und im Eisen sind verschwindend gering, weil keine Ummagnetisierung stattfindet, sondern nur eine winzige Hystereseschleife um den Arbeitspunkt herum durchlaufen wird.

Wirbelströme können durch Inhomogenitäten der Permanentmagnete und durch exzentrischen Lauf induziert werden. Die Inhomogenität der Magnete wurde gemessen, indem über einer Polfläche der Magnetringe eine kleine Spule befestigt wurde. Die Schwankung des Magnetfeldes über den langsam rotierenden Magneten induziert in der Spule eine Spannung $U = -\dot{\Phi}$, die ein Maß für die Inhomogenität der Magnetisierung ist. Der gemessene Unterschied zwischen dem Flußmaximum und Minimum beträgt weniger als

1% des Flusses. Die Wirbelstromverluste aufgrund der Inhomogenität der Magnete sind gering. Hier sollen deswegen nur Wirbelstromverluste aufgrund von exzentrischem Lauf und exzentrischer Montage der Magnete abgeschätzt werden. Wirbelströme können in den Magneten des unteren Lagers, in den Magnethalterungen aus Aluminium und Eisen und im Kupferdämpfer entstehen. Die elektrische Leitfähigkeit der NdFeB-Lagermagnete ist mit $\sigma_{NdFeB} = 0,8 \cdot 10^{-6} \Omega^{-1} \text{m}^{-1}$ sehr klein verglichen mit $\sigma_{Fe} = 10 \cdot 10^{-6} \Omega^{-1} \text{m}^{-1}$, $\sigma_{Al} = 37 \cdot 10^{-6} \Omega^{-1} \text{m}^{-1}$ und $\sigma_{Cu} = 58 \cdot 10^{-6} \Omega^{-1} \text{m}^{-1}$. Die Verluste im Kupferdämpfer sind am größten. Die Berechnung der Dämpfleistung wurde im Abschnitt 3.3 beschrieben. Die Wirbelstromverluste für den exzentrischen Lauf des Rotors folgen unmittelbar aus der Formel (3.3). Wenn die mechanische Unwucht eine Exzentrizität von $\varepsilon = 0,05$ mm bei $f = 650$ Hz verursacht, dann entstehen $P_W = D(2\pi f \varepsilon)^2 = 1,1$ W Wirbelstromverluste im Kupferdämpfer. Nimmt man an, daß alle anderen Leerlaufverluste in den Magnetlagern zusammen etwa genauso groß sind, so zeigt sich, daß die Magnetlagerverluste nur einen kleinen Teil der gesamten Reibungsverluste des Schwungrades ausmachen.

Für einen permanentmagnetisch gelagerten Neutronenchopper mit horizontaler Welle und entregtem Hysteresemotor wurden die Magnetlagerverluste auf „Druck Null“ zu etwa 3 W bei 333 Hz extrapoliert [56]. Die dortigen Magnetlager enthalten größere und mehr Magnetringe anderer Qualität, so daß die Verluste nicht einfach auf das Schwungrad übertragen werden können. Diese Verluste bestätigen aber die Größenordnung der Abschätzung der Magnetlagerverluste im Schwungrad.

Für die eigentlichen Verluste der passiven Magnetlagerung können als Obergrenze somit nur die extrapolierten Gesamtverluste des Schwungrades mit Asynchronmotor zusammen mit den Gasreibungsverlusten von etwa 20 W bei Nenndrehzahl angegeben werden. Sie sind zu vergleichen mit den Verlusten eines konventionell gelagerten Rotors. Die Reibungsverluste in Wälzlagern würden für den Schwungradrotor ohne Berücksichtigung der Leistung der Schmiermittelpumpen mindestens 500 W betragen.

Im Zusammenhang mit der Lagerung mittels Supraleitern wird von einem Reibungskoeffizienten μ gesprochen, der das Verhältnis von Bremskraft zu Gewichtskraft („drag-to-lift ratio“) beschreibt. Nach [90] folgt für einen zylindrischen Magneten aus

$$\frac{dL}{dt} = \left(\frac{1}{2}mr^2\right) \left(2\pi \frac{df}{dt}\right) \approx rF_{drag}$$

der Reibungskoeffizient

$$\mu = - \left(\frac{\pi r}{g}\right) \frac{df}{dt}.$$

Übertragen auf das Schwungrad ist

$$\mu_S = - \frac{2\pi}{m_S g} \frac{\Theta}{R} \frac{df}{dt}.$$

Mit der Frequenzabnahme bei 70 Hz von $\frac{df}{dt} = -2,1 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Hz}}{\text{s}}$ ist

$$\mu_S = 1 \cdot 10^{-5}$$

Der Reibungskoeffizient des 23 kg schweren Schwungrades mit permanentmagnetischer Lagerung und Asynchronmotor ist somit vergleichbar mit den Reibungskoeffizienten $\mu = 9 \cdot 10^{-6}$ bei niedrigen Drehzahlen und $\mu = 5 \cdot 10^{-5}$ bei 15.000 UpM (250 Hz) [13] für einen 2,5 kg schweren Rotor, der mit Permanentmagneten und Supraleitern gelagert wird und in einem Vakuum von $5 \cdot 10^{-4}$ mbar rotiert. Der Reibungskoeffizient eines 0,89 g schweren Magneten über einem Hochtemperatur-Supraleiter bei 200.000 UpM (3,3 kHz) wird mit $\mu = 8,1 \cdot 10^{-6}$ angegeben [90]. Aus [91] entnimmt man für eine permanentmagnetisch gelagerte 4,5 mm-Stahlkugel (0,37 g) eine Abbremsung von $2 \cdot 10^{-14}$ Nm bei 410 Hz. Daraus ergibt sich ein Reibungskoeffizient von $\mu = 2,4 \cdot 10^{-9}$.

Die Reibungszahl bei Rollreibung beträgt typischerweise $\mu = 1 \dots 5 \cdot 10^{-3}$ und für Gleitreibung $\mu = 0,01 \dots 1$. Der Reibungskoeffizient permanentmagnetischer Lager ist also mindestens um 2 bis 3 Größenordnungen kleiner als der von konventionellen Lagern und höchstens gleich groß wie der von supraleitenden Lagern.

8.3 Leerlaufverluste mit Synchronantrieb

Durch die Montage der Motormagnete anstelle der Eisenhülse wird die elektrische Maschine zu einem Synchronmotor und Generator. Zu den beschriebenen Verlusten des Schwungrades mit Asynchronantrieb kommen im Leerlauf die Verluste im Synchronmotor hinzu, weil die rotierenden Magnete Hysterese- und Wirbelstromverluste im Stator erzeugen. Die Messungen in diesem und den folgenden Abschnitten wurden, sofern nicht anders angegeben, mit der Kohlefaserverbund-Aluminium-Scheibe und den in Kap. 6.4 beschriebenen Motormagneten durchgeführt.

Die Auslaufkurve des Schwungrades mit Synchronmotor im Leerlauf ist in Abb. 8.3 gezeigt. Die Werte von 0 bis 350 Hz wurden direkt als $f(t)$ gemessen. Im Frequenzbereich von 350 bis 550 Hz konnten nur die Verluste $p(f)$ gemessen werden, aus denen $f(t)$ berechnet wurde. Die Werte von 550 bis 650 Hz sind extrapoliert.

Die Drehzahl des Schwungrades nimmt aufgrund der Leerlaufverluste innerhalb von 1,75 h von 350 auf 175 Hz ab. Aufgrund des frequenzproportionalen Anteils der Verluste nimmt die Zeit zur Halbierung der Drehzahl beim Auslauf von Nenndrehzahl von 666 Hz auf 333 Hz auf 2,7 h zu.

Die Verlustleistung im Leerlauf beträgt

$$P_{leer} = 4\pi^2 \Theta f \dot{f}.$$

P_{leer} ist als Funktion der Frequenz in Abb. 8.4 dargestellt.

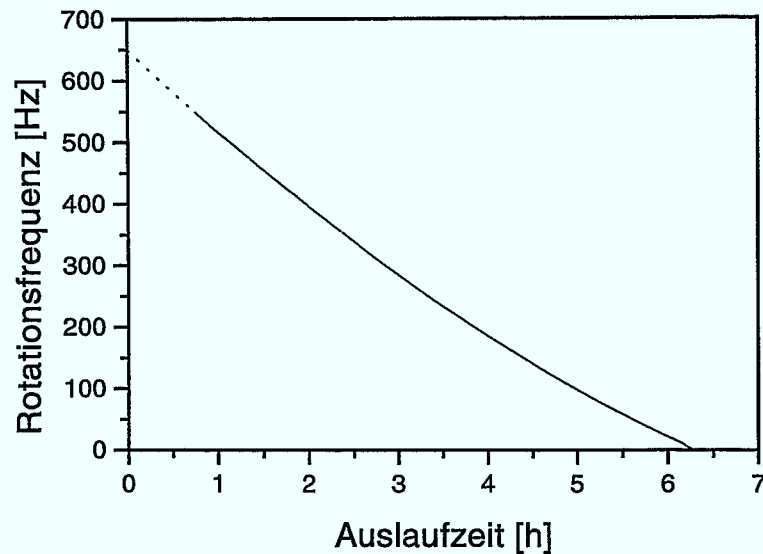


Abbildung 8.3: Leerlaufauslaufkurve des Schwungrades mit Synchronmotor. Die Extrapolation der Messungen auf Nenndrehzahl ist gestrichelt gezeichnet.

Die Verluste im Motor sind mehr als zehnmals größer als die Summe von Gasreibung und Wirbelstromverlusten in den Magnetlagern. Die Annahme, daß alle Verluste linear (Hystereseverluste) oder quadratisch (Wirbelstromverluste im Motor, Magnetlagerverluste und Gasreibungsverluste) von der Frequenz abhängen, führt zu einem Fit nach der Methode der kleinsten quadratischen Abweichungen von

$$P_{\text{leer}}(f) = 0,23 \frac{\text{W}}{\text{Hz}} f + 2,6 \cdot 10^{-4} \frac{\text{W}}{\text{Hz}^2} f^2 \quad (8.1)$$

Aus (8.1) folgt, daß im gesamten Drehzahlbereich des Schwungrades der frequenzproportionale Verlustanteil überwiegt. Hystereseverluste bremsen das Schwungrad also stärker ab als Wirbelstromverluste.

Die Wirbelstromverluste entstehen in den Zähnen und im Joch des Stators und in der Kupferwicklung. Um die Wirbelströme zu verringern ist der Stator aus dünnen Blechen geringer Leitfähigkeit aufgebaut.

Hystereseverluste entstehen durch die Ummagnetisierung der ferromagnetischen Statorbleche bei jeder Umdrehung der Motormagnete. Die Fläche der Hystereseschleife und damit die bei jeder Umdrehung verlorene Energie sind abhängig vom Material und vom Magnetfeld. Die Hystereseverluste lassen sich durch Verwendung eines für die einpolpaarige Maschine günstigeren Blechschnitts verringern. Boundary Element Rechnungen zeigen, daß die Durchflutung des Stators durch die Permanentmagnete auch bei 100 A über zehnmals so groß ist wie der durch das Drehfeld erzeugte Fluß im Joch, der natürlich nur beim Antrieb oder im Generatorbetrieb existiert und deswegen die Leerlaufverluste nicht vergrößert.

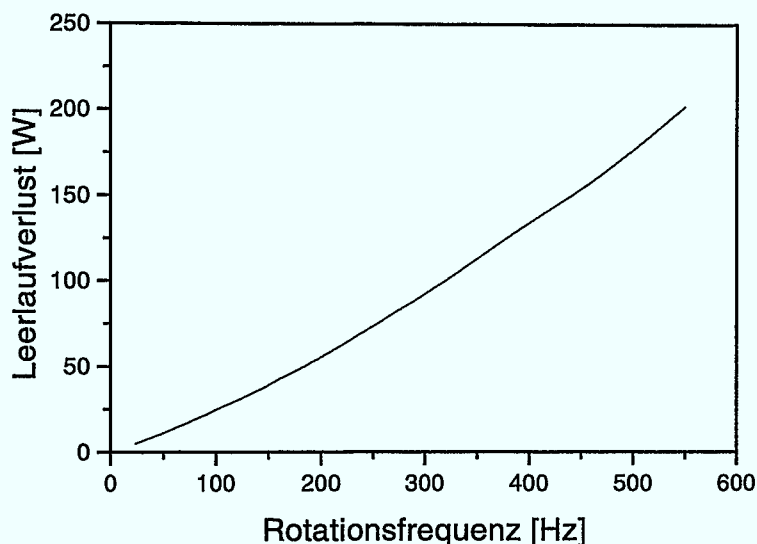


Abbildung 8.4: Leerlaufverlustleistung mit Synchronmotor in Abhängigkeit von der Drehfrequenz berechnet aus der gemessenen Frequenzabnahme

Das Maximum des Flusses aufgrund der Permanentmagnete tritt im Joch (und nicht in den Zähnen) auf und zwar in den Bereichen, die quer zur Magnetisierungsrichtung des Magneten liegen. Die Berechnung der Hystereseverluste ist nicht direkt mit diesem BEM-Programm zugänglich. Sie werden abgeschätzt aus dem maximalen Fluß und den Herstellerangaben für Ummagnetisierungsverluste des Statormaterials. Da die Nuten des vorhandenen Stators mit der einpolpaarigen Wicklung nur halb gefüllt sind, könnte die Stärke des Jochs verdoppelt werden. Für den vorhandenen Stator findet man ein maximales Feld von 1 Tesla im Joch und für einen Stator mit kleineren Nuten und breiterem Joch 0,5 Tesla. Umgerechnet auf die unterschiedliche Jochmasse betragen die Verluste des breiteren Jochs nur 68% der Verluste des schmaleren Jochs. Dieses Verhältnis ist im wesentlichen unabhängig von der Drehzahl. Die in den Leerlaufverlusten des Motors bei kleinen Drehzahlen überwiegenden Hystereseverluste können also allein durch die Wahl eines günstigeren Blechschnittes um ein Drittel reduziert werden.

Während diese Leerlaufverluste möglicherweise für einen Kurzzeitspeicher zwar störend, aber akzeptabel sind, so sind sie für Tag-Nacht-Speicher viel zu groß, weil das Schwungrad für einen 24 h Zyklus nicht einmal seine eigene Verlustenergie speichern könnte. Ein solcher Tagesspeicher würde allerdings mit einer kleineren und damit verlustärmeren Maschine und größerem Speicherinhalt ausgelegt werden. Derartige Erweiterungen werden im 9. Kapitel diskutiert.

8.4 Statische Drehmomentmessung und Antriebsleistung

Das Drehmoment T in Abhängigkeit vom Motorstrom läßt sich einerseits aus der Antriebsleistung P_{an} gemäß $T = \frac{P_{an}}{\omega}$ bestimmen. Andererseits kann das maximal mögliche Drehmoment auch quasistatisch bestimmt werden, wenn ein Gleichstrom $I_{=}$ durch zwei Phasen der Wicklung in Sternschaltung fließt und der magnetgelagerte Rotor zu Drehschwingungen angeregt wird. Bei kleinen Schwingungsamplituden ξ ist die Schwingungsfrequenz gegeben durch

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{dT}{d\xi} \frac{1}{\Theta}},$$

wobei $\frac{dT}{d\xi}$ die Drehsteifigkeit aufgrund des Rückstellmomentes ist und Θ das Trägheitsmoment des Rotors. Das Drehmoment ist maximal, wenn das Drehfeld dem Rotorfeld um 90° vorausseilt, also

$$T = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{dT}{d\xi} = \frac{\pi}{2} (2\pi f)^2 \Theta.$$

Die Schwingungsfrequenz wird mit dem Spulensystem für die Radialbewegung gemessen, das in Abschnitt 6.6 beschrieben wurde.

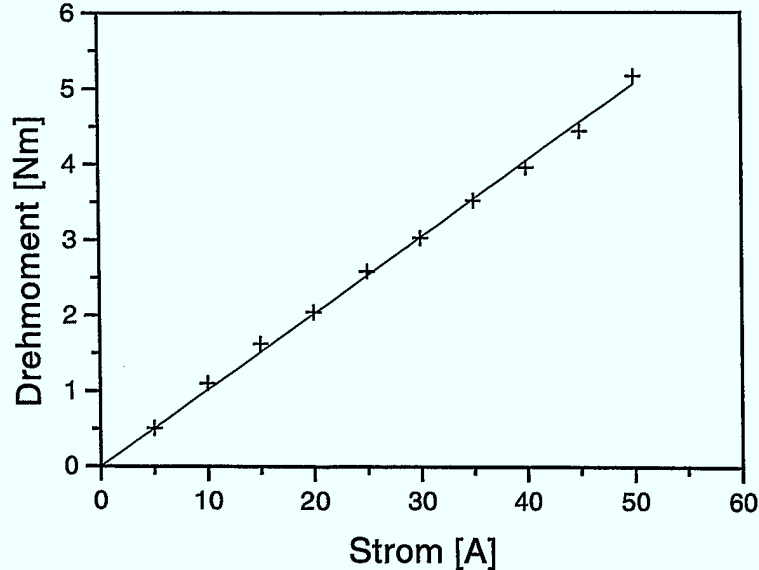


Abbildung 8.5: Quasistatische Messung des Drehmomentes in Abhängigkeit vom Gleichstrom durch zwei Phasen der Motorwicklung

Man sieht in Abb. 8.5, daß das Drehmoment direkt proportional zum Strom ist, und zwar ist

$$T = 0,25 \frac{\text{Nm}}{\text{A}} \cdot I_{=} \quad (8.2)$$

für den Rotor mit Aluminiumscheibe und einer Motormagnetlänge von 200 mm. BEM-Rechnungen zeigen, daß zunächst auch bei größeren als den experimentell zugänglichen Strömen das Drehmoment linear mit dem Strom ansteigt. Sättigungseffekte des Joches machen sich erst bei Strömen von einigen hundert Ampere bemerkbar.

Die mögliche Antriebsleistung ergibt sich prinzipiell direkt aus dem maximalen Drehmoment. Die Phasenlage des Drehfeldes wird wie beschrieben so gesteuert, daß es bei jedem Pick-up-Signal, also einmal pro Umdrehung, dem Rotormagnetfeld genau um 90° vorausseilt. Die Sollfrequenz wird gleichermaßen bei jeder Umdrehung aktualisiert. Da der Rotor während jeder Umdrehung etwas beschleunigt, ist der reale Lastwinkel bis zum nächsten Pick-up-Signal stets etwas kleiner als 90° .

Die Frequenzzunahme des Schwungrades mit Aluminiumscheibe und 200 mm - Motormagnetpaket beträgt $1,23 \frac{\text{Hz}}{\text{s}}$ bei einem Motorstrom von $20 A_{rms}$. Damit ergibt sich die Antriebsleistung

$$P_{an} = \Theta \omega \dot{\omega} = 17,3 \frac{\text{W}}{\text{Hz}} \cdot f,$$

entsprechend einem Drehmoment von

$$T = \frac{P_{an}}{\omega} = 2,75 \text{ Nm}.$$

Dies ist etwas kleiner als der Wert, den man nach (8.2) aus dem maximalen statischen Drehmoment in Abhängigkeit von dem Strom $I_{=} = \frac{1}{\sqrt{3}} 20 A_{rms} = 11,5 \text{ A}$ erhält ($T = 2,88 \text{ Nm}$). Der Unterschied kann u.a. durch die Unsicherheit der Wechselstrommessung begründet sein.

Diese Antriebsleistung ist ausreichend, um das Schwungrad in einer Minute auf 70 Hz zu beschleunigen. Die Kohlefaserscheibe mit den beiden insgesamt 160 mm langen Motormagnetpaketen wird mit einem Motorstrom von 12 A in 15 Minuten auf 550 Hz beschleunigt. Der vorhandene Wechselstromumrichter erlaubt auch größere Ströme, so daß die Hochlaufzeit auf fünf Minuten reduziert werden könnte. Eine weitergehende Verkürzung der Hochlaufzeit ist für experimentelle Zwecke nicht notwendig.

8.5 Innenwiderstand und Induktivität

Der Innenwiderstand der elektrischen Maschine wird durch die Kupferwicklung bestimmt. Der Gleichstromwiderstand (Wirkwiderstand) von zwei in Serie geschalteten Phasen mit Zuleitung beträgt $R_i = 180 \text{ m}\Omega$, gemessen mit einer Wheatstone-Brücke. Der elektrische Widerstand des Anschlußkabels des Motors wird aus meßtechnischen Gründen zum Innenwiderstand des Motors gezählt. Die Daten zur elektrischen Leistung beziehen sich somit nur auf die Leistung am Lastwiderstand. Würde die Zuleitung zur Last gezählt, so würde die Angabe des Wirkungsgrades geringfügig größer sein.

Die Induktivität der Wicklung ohne Last wurde bestimmt, indem die Resonanzfrequenz eines Schwingkreises mit der Wicklung als Spule gemessen wurde. Die Induktivität folgt aus

$$\omega_{LC} = \frac{1}{\sqrt{LC}}$$

und beträgt $L = 1$ mH für 100 Hz und nimmt im Bereich der Betriebsfrequenzen mit zunehmender Frequenz leicht ab.

Die Induktivität ändert sich, wenn der Generator mit dem Lastwiderstand verbunden wird. Mit einem RCL-Meter wird eine Induktivität von 0,85 mH bei 100 Hz gemessen. Die Induktivität nimmt linear mit zunehmender Frequenz auf 0,52 mH bei 700 Hz ab.

Der gesamte Innenwiderstand wird als Reihenschaltung des ohmschen und des induktiven Widerstandes angesehen:

$$Z_{in} = \sqrt{R_i^2 + (\omega L)^2}.$$

Bei Nenndrehzahl ist $Z_{in} = 2,6 \Omega$. Daran fällt eine Spannung $U_i = Z_{in}I$ ab, wenn in der Wicklung ein Strom I fließt, so daß die Leiterspannung

$$U_l = U_{ind} - Z_{in}I$$

ist. Die ohmsche Verlustleistung der gesamten Wicklung ist

$$P = 3I^2 R_i.$$

Die in der Wicklung induzierte Spannung ist

$$U_{ind} = -\dot{\Phi},$$

wobei der magnetische Fluß

$$\Phi = n\vec{B}\vec{A}$$

das Produkt aus der magnetischen Flußdichte \vec{B} , der Anzahl n der Windungen und der Windungsfläche A ist. Die zeitliche Ableitung von Φ und U_{ind} sind proportional zur Frequenz. Diese Proportionalität wird experimentell bestätigt. In Abb. 8.6 ist die Spannung zwischen zwei Phasen in Abhängigkeit von der Frequenz im Leerlauf und bei Leistungsentnahme durch den Lastwiderstand dargestellt.

Die Spannung des Generators im Leerlauf ist $U_{ind} = 0,535 \frac{\text{V}}{\text{Hz}} \cdot f$. Die Spannung bei Leistungsentnahme weicht mit zunehmender Frequenz stärker von der Leerlaufspannung nach unten ab, weil der Blindwiderstand mit der Frequenz zunimmt.

Ein kleinerer Lastwiderstand führt bei gleicher Frequenz zu größeren Strömen, so daß an dem Innenwiderstand eine größere Spannung abfällt.

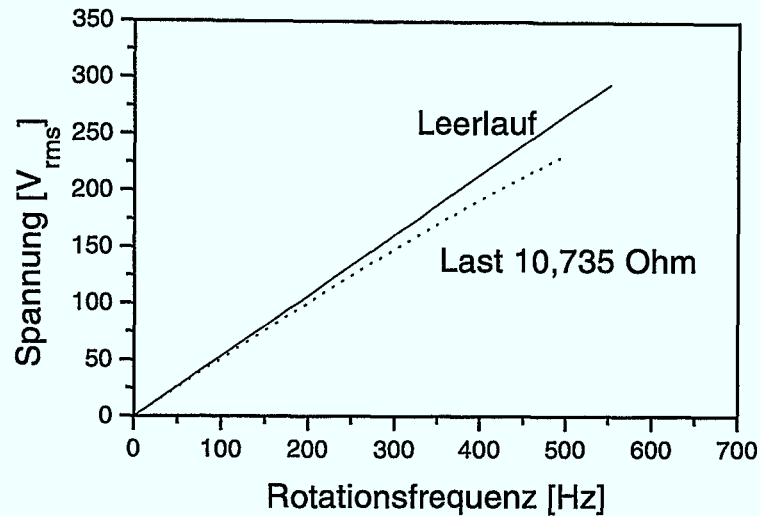


Abbildung 8.6: Generatorspannung in Abhängigkeit von der Frequenz im Leerlauf und bei Leistungsentnahme.

8.6 Leistungsabgabe und Wirkungsgrad

Die Leistungsabgabe des Schwungrades wird mit einer Last von drei im Dreieck geschalteten Widerständen mit $R_{Last} = 10,735 \Omega$ getestet. Der Lastwiderstand wurde im Kapitel 6.7 beschrieben. Die Spannung wird in Abhängigkeit von der Frequenz gemessen. Die elektrische Abgabeleistung beträgt

$$P_{el} = \frac{3U_{Last}^2}{R_{Last}}$$

Das Spannungsmessgerät¹ wird von einem PC ausgelesen. Im Anschluß an jede Spannungsmessung wird ein Frequenzzähler² ausgelesen. Die Frequenzänderung während der Meß- und Auslesezeit des Zählers wird bei der Zuordnung von Spannung und Frequenz berücksichtigt.

Die mechanische Leistung bei elektrischer Leistungsabgabe wird wie die Leerlaufverlustleistung aus der Frequenzabnahme bestimmt:

$$P_{mech} = 4\pi^2 \Theta f \dot{f}$$

Sie ist zusammen mit der elektrischen Leistung in Abb. 8.7 dargestellt. Die entsprechende Auslaufkurve ist in Abb. 8.8 gezeigt.

Die Differenz zwischen mechanischer und elektrischer Leistung setzt sich zusammen aus den Leerlaufverlusten, den ohmschen Verlusten in der Wicklung und den Eisenverlusten aufgrund des Generator Drehfeldes. Die Kupferverluste nehmen quadratisch mit dem

¹Hewlett Packard 3457 A

²Philips 6654 C

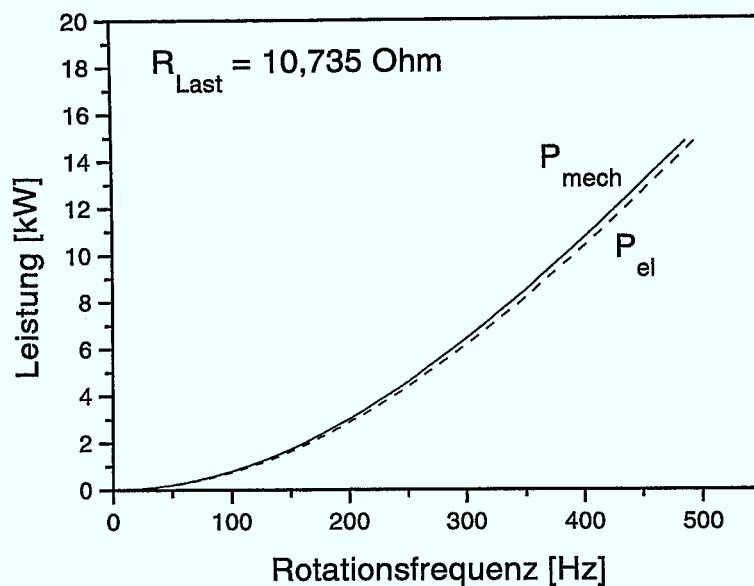


Abbildung 8.7: Mechanische und elektrische Leistung in Abhängigkeit von der Frequenz beim Entladen des Schwungrades über einen Lastwiderstand

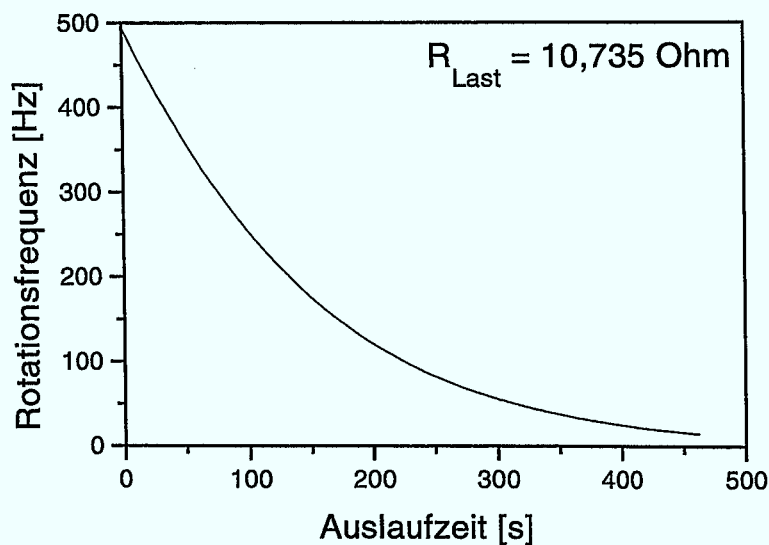


Abbildung 8.8: Auslaufkurve des Schwungrades bei Leistungsentnahme

Strom und damit linear mit der elektrischen Leistung und im wesentlichen quadratisch mit der Frequenz zu. Für diesen Lastwiderstand sind Leerlaufverluste und Kupferverluste bei 250 Hz gleich groß. Für 500 Hz errechnet man aus den Meßdaten etwa 230 W Kupfer- und 175 W Leerlaufverluste. Weitere 50 W sind zusätzliche Verluste im Stator.

Der Entladewirkungsgrad ist das Verhältnis von nutzbarer elektrischer Abgabeleistung und der tatsächlichen mechanischen Leistung:

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_{mech}}$$

Der Wirkungsgrad ist in Abb. 8.9 in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellt. Für Frequenzen unterhalb von 100 Hz nimmt η stark ab, weil der Anteil der Leerlaufverluste an den Gesamtverlusten groß ist und die Leerlaufverluste von der abgegebenen Leistung unabhängig sind. Bei der Entnahme von 15 kW bei 500 Hz ist der Wirkungsgrad $\eta = 0,974 \pm 0,005$. Dies ist ein hoher Wert für eine nicht optimierte elektrische Maschine.

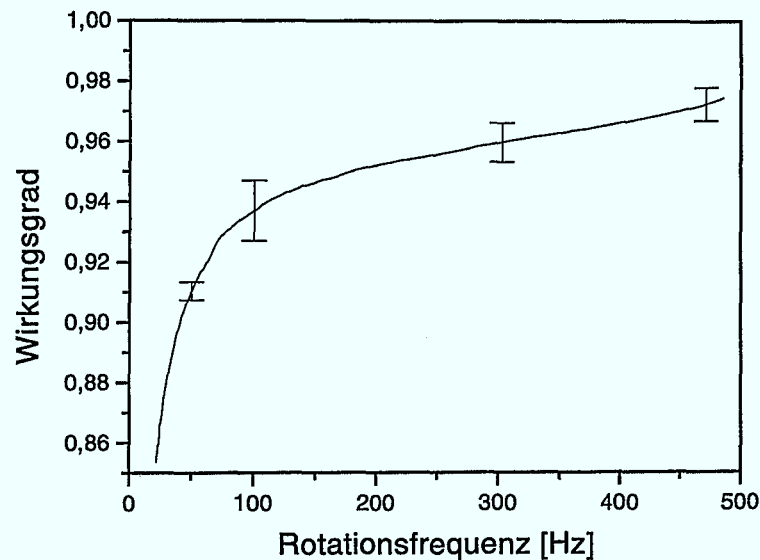


Abbildung 8.9: Der Entladewirkungsgrad $\eta = \frac{P_{el}}{P_{mech}}$ in Abhängigkeit von der Frequenz

Zwischen Strom und Spannung des Generators konnte keine Phasenverschiebung aufgrund der Induktivität der elektrischen Maschine festgestellt werden. Dazu werden die Windungsspannung und der Strom mittels Stromzange auf einem Oszilloskop betrachtet. Die Auflösung beträgt bei dieser Messung 1° , die Messung ist mit diesem Aufbau allerdings nur bis 200 Hz möglich. Der Verschiebungsfaktor wird daher als $\cos \varphi = 1$ angesehen, wie es der rein ohmschen Last entspricht. Der oben dargestellte Wirkungsgrad η ist das Produkt des Wirkungsgrades mit dem Verschiebungsfaktor.

Meßfehler

Die Meßgenauigkeit des Wirkungsgrades ist in Abb. 8.9 für einige Frequenzen exemplarisch eingezeichnet. Der Fehler wird nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz von GAUSS

berechnet. Die beiden größten Anteile kommen von der Unsicherheit der Wechselspannungsmessung für die elektrische Leistung und vom Meßfehler des Trägheitsmomentes für die mechanische Leistung. Der Fehleranteil aus der Ungenauigkeit der Frequenzmessung, der Frequenzabnahme und der Widerstandsmessung sind dagegen klein.

Die Frequenz wird bestimmt, indem die Zeit τ_i von jeweils n Umdrehungen (z.B. $n = 800$ für $300 \text{ Hz} < f < 500 \text{ Hz}$) gemessen wird. Daraus wird die Frequenz $f = \frac{n}{\tau_i}$ berechnet. Der Fehler von τ_i wird durch die Unsicherheit der Triggerschwelle des Pick-up-Signals bestimmt, für die $\Delta\tau_i = 2 \mu\text{s}$ angenommen wird. Da während der Messung die Frequenz abnimmt, wird dem Meßzeitpunkt t_i die mittlere Frequenz des Zeitraums τ_i zugeordnet. Die Meßunsicherheit von f ist $\frac{\Delta f}{f} = \frac{\Delta\tau f}{n} = 2 \cdot 10^{-6}$ für $f = 500 \text{ Hz}$.

Der relative Meßfehler der Wechselspannungsmessung wird vom Hersteller mit 10^{-3} vom Meßbereich angegeben [92]. Der Fehler von 0,3 V im Meßbereich bis 300 V wirkt sich besonders im Frequenzbereich von 60 bis 400 Hz aus, weil die gemessenen Spannungen wesentlich kleiner als der Meßbereich sind. Der Fehler wird für kleinere Frequenzen geringer, weil durch Meßbereichsumschaltung die Messung in einem günstigeren Bereich liegt. Die Meßwerte sind im Rahmen der Anzeigegenauigkeit der Meßgeräte reproduzierbar. Da die Spannungsmessung für kleine Frequenzen bei Messung im großen und im kleinen Meßbereich identisch sind, ist davon auszugehen, daß der tatsächliche Fehler kleiner als angegeben ist.

Der Temperaturkoeffizient der Widerstände wird mit $\pm 25 \text{ ppm}/^\circ\text{C}$ angegeben [93]. Die mögliche Widerstandsänderung von 0,1% aufgrund der Erwärmung der Widerstände um 40°C beim Entladen des Schwungrades machte sich bei der Leistungsmessung nicht bemerkbar. Die gemessenen Leistungen und die Drehzahlabnahme sind auch für kleine Drehzahlen unabhängig von der Anfangsdrehzahl des Auslaufes.

8.7 Extrapolation der Ergebnisse auf Nenndrehzahl

Der Schwungradrotor ist für eine Nenndrehzahl von 666 Hz ausgelegt und wurde vom Hersteller mit 700 Hz geschleudert. Messungen am Schwungradspeicher wurden bis 550 Hz durchgeführt. In diesem Abschnitt werden die Meßergebnisse auf Nenndrehzahl extrapoliert.

Beim ersten Beschleunigen im Drehzahlbereich oberhalb von 550 Hz baute sich bei 565 Hz langsam eine Gegenlaufpräzession auf. Messungen konnten leider nicht durchgeführt werden. Aufgrund der Beobachtung der Radialbewegungen wird geschätzt, daß es sich um die Anregung der ersten Gegenlauf-Lagereigenschwingung handelt, diese Angabe ist allerdings unsicher. Der Rotor wurde dann durch den Lastwiderstand schnell abgebremst. Das System war beim Einschaltvorgang und während der Leistungsabgabe auch in diesem Fall rotordynamisch stabil. Die Präzessionsbewegung war schon bei 550 Hz nicht mehr zu sehen.

Nach dem Abbremsen des Rotors wurde festgestellt, daß sich die Wuchtgüte des Rotors um einen Faktor zwei verschlechtert hat. Daraufhin wurden die weiteren Versuche abgebrochen. Eine der Bandagen der Lagermagnete zeigte eine Beschädigung, die auf Faserabwurf zurückzuführen ist. Dies könnte zu der Präzessionsanregung geführt haben, als die Faser an dem Magnetlagergehäuse gerieben hat. Ein Druckanstieg wurde nicht beobachtet. Die starke Änderung des Wuchtzustandes kann damit nicht erklärt werden. Die Magnetringe mit CFK-Bandagen wurden daraufhin durch Magnetringe mit aufgeschrumpften Stahlbandagen ersetzt, mit denen allerdings noch keine Versuche durchgeführt wurden.

Erfahrungen mit der Scheibe-Welle-Verbindung eines hochtourigen Neutronenchoppers lassen die Vermutung zu, daß auch bei dem Schwungrad bei hohen Drehzahlen eine Setzung der Scheibe-Welle-Verbindung oder der Passung der Aluminiumnabe möglich ist. Eine derartige Veränderung des Wuchtzustandes könnte sich auch bei dem Schleudern der Scheibe beim Hersteller ereignet haben, konnte jedoch aus verschiedenen Gründen zu diesem Zeitpunkt nicht bemerkt werden. Das Schwungrad wurde ohne Welle und Motormagnete geschleudert und beim Schleudern haben sich die provisorischen Wuchtgewichte gelöst, so daß ein Vergleich des Wuchtzustandes vor und nach dem Schleudern nicht möglich war. Der Rotor mit Schwungradscheibe, Welle und Motormagneten wurde erst nach dem Schleudern gewuchtet. Das Innenteil der Aluminiumnabe liegt mit Dehnungslippen an dem aufgeschrumpften Aluminiumring an, wie in der Gesamtzeichnung auf S. 73 zu erkennen ist. Die Radialdehnungen der Lippen und des Aluminiumrings bei zunehmender Drehzahl führen dazu, daß der Druck des Innenteils auf den Aluminiumring in der Mittenebene schwächer ist, als oben und unten. Bei Nenndrehzahl berühren sich Ring und Innenteil sogar nur an den Lippenenden. Die radiale Aufweitung bewirkt eine axiale Kontraktion der Lippen, die dazu führen kann, daß die Lippen in dem Ring axial rutschen. Dadurch könnte es zu einer „Unwuchthysterese“ kommen, so daß sich die Wuchtzustände beim Beschleunigen und Abbremsen unterscheiden.

Die beobachtete Präzessionsanregung ist möglicherweise unabhängig von der Änderung des Wuchtzustandes und nicht durch diesen Dehnungsmechanismus begründet, sondern durch den erwähnten Faserabwurf an der Lagermagnetbandage. Durch einen „stick-and-slip“-Mechanismus der Lippenbewegung aufgrund der axialen Kontraktion könnten allerdings Eigenschwingungen der Schwungradscheibe angeregt werden, die auch eine Präzession des Rotors hervorrufen könnten. In diesem Fall wäre jedoch kein langsames sondern eher ein plötzliches Zunehmen der Präzessionsamplitude zu erwarten.

Obwohl keine Beschädigung der Bandagen der Motormagnetpakete festgestellt wurde, ist es auch möglich, daß diese Magnetringe gerissen sind und die Unwucht hervorgerufen haben. Dieser Fall ist unwahrscheinlich, da die Magnete aufgrund der Vorspannung durch den Schrumpf der Bandagen bei Nenndrehzahl spannungs- und dehnungsfrei sein sollten.

Die Untersuchung dieses Vorfalles wird längere Zeit in Anspruch nehmen und möglicher-

weise eine Neukonstruktion des Schwungradrotors notwendig machen. Da das problemlose Zusammenwirken der permanentmagnetischen Lager mit der leistungsstarken elektrischen Maschine mit Erfolg getestet und mit dem Beweis der Eignung dieser Lager auch für große Leistungsentnahmen das Hauptziel der Arbeit erreicht wurde, jedoch die Optimierung des Rotors kein wesentliches Ziel dieser Arbeit sein kann, werden die Messungen vorerst unterbrochen und nicht weiter in diese Arbeit eingehen. An dieser Stelle werden die Meßergebnisse zu Leerlaufverlusten, Windungsspannung und elektrischer Leistungsabgabe des Schwungradrotors auf die Nenndrehzahl von 666 Hz (40.000 UpM) extrapoliert. Aufgrund des stabilen rotordynamischen Verhaltens beim Einschalten der Last und während des generatorischen Bremsens bei allen Versuchen ist zu erwarten, daß die Lagerung auch bei höheren Leistungsentnahmen und höheren Drehzahlen stabil ist.

Bei der Extrapolation der Leerlaufverluste wird von der Annahme ausgegangen, daß die Verluste nur Anteile haben, die linear oder quadratisch mit der Drehzahl zunehmen. Zu ersteren zählen Hystereseverluste im Motor und in den Lagern, zu den letzteren gehören Wirbelstromverluste im Motor, Lager und Dämpfer und Gasreibungsverluste. Die Leistungsaufnahme der Regelektronik des Lagers ist unabhängig von der Drehzahl, was als großer Vorteil der permanentmagnetischen Lagerung anzusehen ist. Sie wird nicht in den Leerlaufverlusten berücksichtigt. Die Extrapolation des Fit (8.1) auf Nenndrehzahl ergibt 265 W Verluste im Leerlauf.

Die Leerlaufspannung steigt linear mit der Frequenz an. Die Extrapolation der Meßdaten auf Nenndrehzahl führt zu einer Leerlaufspannung von 356 V. Die Frequenzabhängigkeit der Windungsspannung bei Leistungsentnahme ist abhängig von der Last, bzw. vom Strom. Die Extrapolation der Lastspannungskurve auf Nenndrehzahl geht von dem in Kapitel 8.5 beschriebenen Modell des Generators als Stromquelle mit ohmschem und induktivem Innenwiderstand aus. Gemäß

$$U_{Last} = U_{ind} - Z_{in}I = U_{ind} - \sqrt{R_i^2 + (\omega L)^2} \frac{U_{ind}}{\sqrt{(R_{Last} + R_i)^2 + (\omega L)^2}}$$

findet man mit den Meßwerten der Induktivität die Fitparameter

$$L = 0,923 \text{ mH} - 0,591 \frac{\text{mH}}{\text{Hz}} \cdot f$$

und

$$R_i = 0,18 \Omega$$

die die Spannungskurve unter Last in diesem Modell gut wiedergeben. Damit wird die Lastspannung zu $U_{Last} \approx 300 \text{ V}$ bei Nenndrehzahl extrapoliert.

Daraus ergibt sich eine elektrische Nutzleistung von

$$P_{el} = 3 \frac{U_{Last}^2}{R_{Last}} \approx 25 \text{ kW}$$

bei Nenndrehzahl.

Experimente zum Kurzschlußverhalten des Generators bei Drehzahlen bis zu 70 Hz zeigen, daß die Lagerung auch bei höheren Strömen stabil ist. Die Kurzschlußströme betragen bis zu $95 A_{rms}$ pro Phase. Sie sind damit mehr als doppelt so groß, wie der bei 500 Hz gemessene Laststrom. Somit können dem Schwungradspeicher also auch wesentlich größere Leistungen entnommen werden. Deswegen wurde zu Testzwecken ein zweiter, kleinerer Lastwiderstand gebaut, der bei 500 Hz die Entnahme von ca. 30 kW ermöglicht hätte. Extrapoliert auf Nenndrehzahl entspricht diese Last einer elektrischen Leistung von 50 kW.

Kapitel 9

Einsatz und Erweiterungen des Schwungrades

Mit Bau und Test eines Funktionsprototypen wurde gezeigt, daß sich partiell passive Magnetlager für den Einsatz in stationären Schwungradspeichern in Verbindung mit einer leistungsstarken elektrischen Maschine eignen. In diesem Kapitel werden Einsatzmöglichkeiten eines derartigen Speichers mit einem großem Verhältnis von Abgabeleistung zu gespeichertem Energieinhalt beschrieben. Außerdem werden Entwicklungen für weitere Anwendungsgebiete des Schwungrades aufgezeigt.

9.1 Einsatzmöglichkeiten des Schwungrades

Das Schwungrad ist in der beschriebenen Auslegung ein Kurzzeitspeicher, weil die Speicherverluste durch den Motor im Vergleich zu der entsprechenden Selbstentladung von Batterien groß sind. Bezogen auf die Nennleistung des Generators sind die Leerlaufverluste gering ($< 0,5\%$). In einem stand-by-Speicher zur Bereitstellung von vorhersehbar oder unvorhersehbar benötigten Energiereserven können die Verluste laufend ausgeglichen werden. In einem solchen Speicher ist die einfache Diagnose des Betriebs- und Ladungszustandes eines Schwungrades vorteilhaft. Die hohe elektrische Leistung bezogen auf den Energieinhalt ermöglicht es, das Schwungrad in kurzer Zeit und mit gutem Wirkungsgrad zu laden und zu entladen. Mit einem derartigen Speicher sind also kurze Zykluszeiten über eine lange Lebensdauer möglich.

Ein Beispiel für derartige Einsatzmöglichkeiten sind Überbrückungsspeicher in Anlagen zur unterbrechungslosen Stromversorgung. Mit einer Leistung bis zu 50 kW und einem Speichervermögen von 0,5 kWh liegt der Prototyp in einem anwendungsorientierten Bereich für kleine USV-Anlagen und kann chemische Energiespeicher ersetzen. Der Bedarf an solchen Anlagen tendiert zu höheren Leistungen und zu höherem Speichervermögen. Der

modulare Aufbau eines größeren Speichers aus mehreren Einheiten von der Größe des Prototypen ist problemlos möglich. Ein Überbrückungsspeicher mit acht Schwungradmodulen liefert fast eine Minute lang 200 kW und ist damit zum Einsatz in größeren USV-Anlagen geeignet. Die ständige Sofortbereitschaft und die Möglichkeit zur schadlosen, kurzzeitigen Generatorüberlastung sind Vorteile beim Einsatz von Schwungrädern in USV-Anlagen.

Sinnvoll ist auch der Einsatz von Schwungrädern als „Akkumulatoren“ für Einschalt- und Anfahrvorgänge und für den Pulsbetrieb von Hochleistungsverbrauchern. Durch die Möglichkeit, das Schwungrad mit kleinen Leistungen über längere Zeit zu laden und die gespeicherte Energie wieder in sehr kurzer Zeit abzugeben, können Lastspitzen verbraucherseitig ausgeglichen werden. Auf diese Art kann die Netzbelastung reduziert werden. Dies führt bei Anwendung eines Tarifs mit Bezug auf Leistungsspitzen zu einer signifikanten Senkung der Stromkosten. Beispiele für diese Kategorie der Speicher sind Schweißanlagen, kleine Teilchenbeschleuniger, andere Hochstromanwendungen und allgemein Pufferspeicher zum Ausgleich von Lastspitzen.

Schwungräder eignen sich aufgrund der hohen Leistungsaufnahme und -abgabe als Energierückgewinnungsspeicher zum generatorischen Bremsen von Fahr- und Hebezeugen. Bei Kränen und Aufzügen kann einerseits potentielle Energie beim Absenken für das nächste Anheben zurückgewonnen werden, und andererseits können die externen elektrischen Anschlüsse für kleinere bis mittlere Leistungen ausgelegt werden, weil die Energie für die maximale im Hebebetrieb erforderliche Leistung während der Stillstandzeiten im Schwungrad akkumuliert werden kann. Zusätzlich werden die Lastspitzen im Tagesprofil kleiner, weil Aufzüge in Bürogebäuden hauptsächlich zu Beginn und zum Ende der Arbeitszeit benutzt werden.

Auf Schwungräder in Fahrzeugen wird im Abschnitt 9.6 eingegangen.

9.2 Die Schwungradgröße

Die Schwungradgröße bezieht sich auf die Wahl der geometrischen Abmessungen und der maximalen Rotationsgeschwindigkeit. Dadurch wird der Energieinhalt festgelegt. Der limitierende Faktor des Speichervermögens von magnetgelagerten Schwungrädern ist die Reißfestigkeit der Materialien. Radial- und Umfangsspannungen hängen im wesentlichen von dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit $v_u = \omega r$ der Schwungradscheibe ab. Bei vorgegebener maximaler Umfangsgeschwindigkeit und Form des Schwungrades, d.h. gegebener zulässiger Spannung müssen größere Scheiben langsamer rotieren als kleine. In der folgenden Tabelle 9.1 ist die Abhängigkeit einiger charakteristischer Schwungradgrößen von der Winkelgeschwindigkeit und vom Radius der Schwungradscheibe aufgelistet. Zum Vergleich der Energie verschiedener Schwungräder wird dabei vorausgesetzt, daß die Dicke und das Material der Schwungradscheiben gleich ist. Die Angaben zur Skalierung in Tabelle 9.1

gelten für Zylinder mit einem konstanten Verhältnis von Außen- zu Innenradius. Ein generelles Größenoptimum gibt es nicht. Große Speicherinhalte können außer durch ein großes Schwungrad auch durch mehrere kleinere Schwungräder erreicht werden. Die Energiedichte bezogen auf die Rotormasse hängt nur von der Umfangsgeschwindigkeit ab und ist bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit für kleine schnelle Schwungräder und für große langsame gleich.

Umfangsgeschwindigkeit	v_u	$\propto \omega$	r
Masse	m	$\propto -$	r^2
Trägheitsmoment	Θ	$\propto -$	r^4
Gespeicherte Energie	E	$\propto \omega^2$	r^4
Energiedichte	$\frac{E}{m}$	$\propto \omega^2$	r^2
Abgabeleistung	P_{el}	$\propto \omega^2$	$-$
Hystereseverluste	P_{Hys}	$\propto \omega$	$-$
Wirbelstromverluste	P_{WS}	$\propto \omega^2$	$-$
Gasreibungsverluste	P_{Gas}	$\propto \omega^2$	r^4
Umfangsspannung	σ_u	$\propto \omega^2$	r^2
Relative Dehnung	$\varepsilon_r = \frac{\Delta r}{r}$	$\propto \omega^2$	r^2
Absolute Dehnung	$\varepsilon_a = \Delta r$	$\propto \omega^2$	r^3
Drehimpuls	L	$\propto \omega$	r^4
Splitterenergie	E_{Spl}	$\propto \omega^2$	r^3

Tabelle 9.1: Abhängigkeit verschiedener Größen von der Drehzahl und vom Radius der Schwungradscheibe

Während bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit kleine Schwungradscheiben kleinere Gasreibungsverluste haben als größere, steigen die Verluste im Motor mit der Erhöhung der Drehzahl an. Bei gleicher Leistungsabgabe und höheren Drehzahlen ist die elektrische Maschine kleiner. Die volumenspezifischen Motorverluste steigen allerdings mit ω bzw. ω^2 . Nachteilig ist die Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit auch für die Antriebselektronik, die für höhere Frequenzen aufwendiger wird.

Herstellung und Materialprüfung sind einfacher und kostengünstiger für kleine als für große Scheiben. Dies gilt sowohl für die Wickeltechnik der Faserverbundringe als auch in Bezug auf das Zusammenfügen von Verbund- und Nabenteilen mit radialer Vorspannung. Die relative Dehnung wächst bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit quadratisch mit dem Durchmesser, große Scheibenteile müssen also mit größerer Vorspannung zusammengesetzt werden. Der durch Abkühlung der Nabenteile erreichbare relative Schrumpf der Nabenteile ist jedoch radiusunabhängig. Große Ringe und Naben können auch hydraulisch aufgeweitet und zusammengefügt werden. Die Herstellung von Wickelrotoren mit großer Wandstärke

ist schwierig, weil die Vorspannung der Fasern beim Wickeln begrenzt ist, die notwendig ist, um bei großen Schichtdicken einen hohen Faservolumenanteil zu erreichen. Große Schwungradscheiben sind deswegen aus mehreren Ringen mit nach außen zunehmendem Elastizitätsmodul zusammengesetzt.

Da bei einer Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit alle rotierenden Teile, also insbesondere auch die Magnete, eine höhere Zentrifugalbeschleunigung erfahren, vergrößern sich die damit verbundenen Schwierigkeiten. Dies gilt vor allem für die Bandagierung der Magnete, die für schnellere Rotoren relativ zum Durchmesser stärker werden muß. Gleichzeitig lassen sich zum Ausgleich bei kleineren und schnelleren Rotoren sowohl die Lager-, als auch die Motormagnete verkleinern.

Es ist klar, daß Magnetlager mit großen Lagerkräften nicht einfach durch Verwendung entsprechend größerer Magnetringe aus kleineren Lagern hervorgehen, sondern daß eher Magnetlager mit axial und radial gestapelten Ringen und schmalen Lagerspalten verwendet werden. Aus technisch naheliegenden Gründen kann der Lagerspalt nicht beliebig verkleinert werden.

Bei der Größenwahl von Schwungrädern muß auch die Sicherheit berücksichtigt werden. Dazu werden hier wieder zwei Schwungräder verglichen, die die gleiche Umfangsgeschwindigkeit v_u haben und sich in Radius und Drehzahl unterscheiden. Die kinetische Energie eines Splitters ist nach (7.1) von ω^2 und r^3 abhängig. Das Gehäuse eines kleinen schnellen Schwungrades ist also mit weniger Aufwand durchschlagssicher zu gestalten, als das einer großen Scheibe, die langsamer rotiert. Bei sehr großen Scheiben sollte das Schwungrad im Unterflurbetrieb eingebaut werden. Der Berstschutz eines kleinen Schwungrades wird durch eine genügend dicke Wandstärke gewährleistet. Die Durchschlagskraft der Bruchstücke spielt besonders bei Schwungrädern in Fahrzeugen eine Rolle. Ausgehend davon, daß im Berstfall der Kohlefaserverbund zerfasert und keine Sektorbruchstücke entstehen, deren Größe abhängig von der Scheibengröße wäre, so sind kleinere Schwungräder sicherer als große. Die angeführten Überdruckmechanismen sind bei Schwungrädern mit geringerem Verbundmaterialvolumen schwächer und bei großem Abstand zur Gehäusewand auch leichter zu handhaben.

Der Drehimpuls hängt von ωr^4 ab. Das Verhältnis von gespeicherter Energie zum Drehimpuls nimmt mit ω zu und ist unabhängig vom Radius. Kleine Schwungräder haben also einen kleineren Drehimpuls pro Speicherinhalt. Die Aufnahme des Drehstoßes im Fall der plötzlichen Rotorblockierung hängt ab von der Zeit, in der der Rotor abgebremst wird. Nimmt man die vollständige Abbremsung im Verlauf einer Umdrehung an, so ist das an das Gehäuse übertragene Drehmoment $T = \dot{L} = \frac{L}{t_a b} \propto \omega^2 r^4$. Es sind also wiederum kleine, schnelle Schwungräder vorteilhafter als große, langsame.

Die Auslegung hängt von der Anwendung ab. Der modulare Aufbau von Schwungradspeichern wird u.a. aus Gründen der Fertigungs- und Sicherheitstechnik und der Redundanz

einem Park von mehreren kleinen, schnellen Schwungrädern den Vorzug gegenüber einem großen Schwungrad geben.

9.3 Kurzzeitspeicher mit höheren Leistungen

Die Leistungsabgabe des Schwunradgenerators wurde bis 15 kW bei 500 Hz getestet. Extrapoliert auf Nenndrehzahl entspricht dies einer Leistungsabgabe von 25 kW. Da es keine Anzeichen für rotordynamische Instabilitäten aufgrund des Generatorbetriebes gibt, wird davon ausgegangen, daß auch die Entnahme von größeren Leistungen möglich ist. Rechnungen [94] zeigen, daß der Entladewirkungsgrad inklusive des Verschiebungsfaktors dieses Generators bei einer Entnahme von 50 kW Leistung bei Nenndrehzahl auf ca. 83% abnimmt. Wirkungsgrad und Verschiebungsfaktor nehmen bei gleicher Drehzahl für größere Leistungen ab, weil die Blindleistung, die Kupferverluste und die Eisenverluste aufgrund des Drehfeldes mit dem Strom steigen.

Mit der Vergrößerung der Abgabennleistung geht eine Vergrößerung der Leerlaufverluste einher. Die Abgabeleistung ist direkt proportional zur effektiven Motorlänge. Werden die vorhandenen Motormagnetpakete mit Naben durch nabenlose Magnete ersetzt, so wird die effektive Motorlänge von 160 mm auf 200 mm vergrößert und entsprechend auch die Leistung um 25% erhöht. Eine weitere Leistungssteigerung des Schwungradspeichers ist durch eine ferromagnetische Welle möglich. Sie bildet den magnetischen Rückschluß im Läufer. Das Drehmoment und damit die Leistung steigen nach Rechnung mit der Boundary Element Methode bei sonst gleichen Bedingungen durch eine ferromagnetische Welle um einen Faktor 1,4. Da damit verbunden allerdings auch die negative Radialsteifigkeit des Motors zunimmt, ist eine Neuauslegung der Magnetlager notwendig. Die dynamische Wechselwirkung zwischen Drehfeld und Motormagnet nimmt durch einen magnetischen Läuferückschluß zu. Aufgrund der in Abschnitt 5.2 beschriebenen Erfahrung mit dem Schwungrad ohne magnetischen Läuferückschluß und aufgrund von Rechnungen ist allerdings zu vermuten, daß diese Wechselwirkung die passive Magnetlagerung nur gering beeinflusst.

Die Verwendung von Magneten mit höherer Remanenz führt zu einer weiteren Leistungssteigerung. Werden anstelle der isotropen kunststoffgebundenen Magnetringe solche mit diametraler magnetischer Vorzugsrichtung benutzt, so läßt sich die Remanenz und damit das Drehmoment verdoppeln. Obwohl derartige Magnete eine höhere Dichte haben, kann bei gleicher Leistung die Masse der Motormagnete verringert werden, weil ein kleineres Magnetvolumen notwendig ist. Dadurch kann einerseits der Rotordurchmesser verkleinert und andererseits die Motorlänge verkürzt werden. Entsprechend wird die Masse von Wicklung und Statorblechen reduziert und die ohmschen, die Wirbelstrom- und die Hystereseverluste werden verringert und damit der Wirkungsgrad gegenüber der vorhandenen

Maschine verbessert.

Magnetringe mit diametraler Vorzugsrichtung sind im Gegensatz zu den in den Lagern verwendeten mit axialer Vorzugsrichtung ungewöhnlich, aber zumindest prinzipiell herstellbar. Auch eine Segmentierung der Magnete ist möglich.

9.4 Schwungräder mit größerem Speicherinhalt und größerer Energiedichte

Eine Erhöhung der gespeicherten Energie ist durch Vergrößerung des Trägheitsmomentes und der Rotationsgeschwindigkeit möglich. Eine Erhöhung der Energiedichte ist bei gleicher Rotormasse auch durch Reduzierung der Gesamtmasse des Schwungradsystems zu erreichen.

Drehzahl und Größe der Schwungscheibe sind durch die Reißfestigkeit des Materials begrenzt. Schwungräder mit größerem Speicherinhalt haben bei ähnlicher Bauweise größere rotierende Massen. Die Schwungradmasse kann durch Verwendung von axial dickeren oder von mehreren Scheiben erhöht werden. Mehrere dünne Scheiben haben gegenüber einer dicken Scheibe Herstellungsvorteile, eine größere Sicherheit und geringere Axialspannungen. Wenn das Schwungrad mit fünf baugleichen Verbundscheiben ausgestattet wird, so wird die gespeicherte Energie fast verfünffacht, während die Gesamtmasse von Rotor und Gehäuse nur etwa verdoppelt wird. Die Energiedichte des Gesamtsystems nimmt also um einen Faktor 2,5 zu.

Die Vergrößerung des Speicherinhaltes ohne Erhöhung der Rotormasse erfordert eine Verbesserung der Scheibe. Die vorhandene Schwungscheibe wurde mit 700 Hz geschleudert. Da kein Berstversuch zur Ermittlung der maximalen Drehzahl durchgeführt wurde, bei der die Radialspannungen nicht überschritten werden, ist der reale Sicherheitsfaktor unbekannt. Deswegen wird das Schwungrad nur unterhalb der Nenndrehzahl von 666 Hz betrieben, für die es ausgelegt ist. Eine Erhöhung der Drehzahl um 10% bedeutet eine Vergrößerung des Speicherinhaltes um 21%.

Schwungräder aus homogenem Material, z.B. Vollmetallscheiben, nutzen die zulässigen Umfangsspannungen besser aus, wenn sie die Form einer sogenannten „Scheibe gleicher Festigkeit“ mit nach außen abnehmender Dicke haben. Die Herstellung von Scheiben aus gewickeltem Faserverbundmaterial mit einem derartigen Querschnitt ist jedoch nicht möglich. In diesem Fall ist die Drehzahl durch die zulässige Radialspannung begrenzt. Eine „Scheibe gleicher Spannung“ wird deswegen aus mehreren Ringen gleicher Höhe aus verschiedenem Fasermaterial mit nach außen zunehmendem Elastizitätsmodul hergestellt. Die zulässigen Faserspannungen werden durch Verwendung von mehr als zwei Kohlefaserringen besser ausgenutzt. Es bleibt abzuwarten, ob neue Materialien die mögliche Rotationsgeschwindigkeit der Schwungradscheibe wesentlich erhöhen. Die Entwicklung von Fasern mit höherer

zulässiger Zugspannung reicht allein nicht aus, da die matrixbestimmte Radialspannung zur Zeit die mögliche Drehzahl begrenzt.

Für eine Abschätzung der Rotormasse eines Schwungradspeichers mit einem Energieinhalt von 100 kWh pro Modul sei eine einfache Scheibenform angenommen ($\Theta = \frac{1}{2}mr^2$) und die Spannung nur durch die zulässige Umfangsgeschwindigkeit $v_u = \omega r$ berücksichtigt. Dann folgt aus $E = \frac{1}{2}\Theta\omega^2 = \frac{1}{4}mv_u^2$ für Verbundscheiben mit $v_u = 800 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ eine Rotormasse von 2250 kg. Dies entspricht einer CFK-Scheibe mit einer Dicke von 0,5 m und einem Radius von $r = 1$ m bei 7600 UpM. Für diesen Schwungradspeicher kann laut Rechnung ein permanentmagnetisches Entlastungslager verwirklicht werden, bei dem die Magnetmasse weniger als 1% der gesamten Rotormasse beträgt. Die angegebene Umfangsgeschwindigkeit kann mit einer einfachen Scheibe mit Mittenbohrung wegen der Radialspannungen nicht erreicht werden. Da hohe Umfangsspannungen im wesentlichen nur in den äußeren Lagen vorkommen, wäre aus Kostengründen und aus Gründen der Materialausnutzung ein hybrider Aufbau aus mehreren vorgespannten konzentrischen Ringen notwendig. Die Teile könnten beispielsweise von innen nach außen aus Stahl, Aluminium, Glasfaserverbund (GFK) und verschiedenen Kohlefaserverbundmaterialien (CFK) bestehen. Da die Vorteile der berührungslosen magnetischen Lagerung hauptsächlich bei großen Rotationsgeschwindigkeiten ausgenutzt werden, würde für eine derartig große Rotormasse ein magnetisches Entlastungslager in Verbindung mit konventionellen Radial-Wälzlagern ausreichen.

Die Optimierung der Energiedichte des Schwungradspeichers ist für stationäre Anwendungen wegen des Aufwandes und der Kosten nur bedingt sinnvoll und ist nicht Thema dieser Arbeit. Gewichtseinsparungen sind besonders am Gehäuse möglich. Die Verstärkung des Sicherheitsmantels durch Umwicklung mit Faserverbundmaterial erhöht bei verminderter Wandstärke und Masse gleichzeitig die Festigkeit.

9.5 Energiespeicher mit geringen Leerlaufverlusten

Die Analyse der Verluste des Prototypen hat gezeigt, daß von allen Leerlaufverlusten die Hystereseverluste im Statoreisen mit Abstand am größten sind. Es wurde schon gesagt, daß durch die Verbesserung des Blechschnittes des Stators eine Verringerung der Hystereseverluste um 32% möglich ist. Demgegenüber sind Gasreibungsverluste, Dämpferverluste durch Radialschwingungen und Lagerverluste zu vernachlässigen. Beim Bau eines Tag-Nacht-Speichers für Solarstromanlagen ist im Gegensatz zu Kurzzeitspeichern mit hoher Leistung die Minimierung der Speicherverluste besonders wichtig. Die Bereitstellung großer Leistungsreserven ist von untergeordneter Bedeutung, weil Lade- und Entladevorgänge i.a. langsam ablaufen. In erster Näherung sind die Motorverluste seiner Leistung proportional, so daß diese bei einer 5 kW Maschine nur ein Zehntel der Verluste des in dieser Arbeit beschriebenen USV-Speichers betragen. Als „Speicherhalbwertszeit“ $\tau_{\frac{1}{2}}$ sei die Zeit bezeich-

net, in der sich die Rotationsfrequenz durch Speicherverluste halbiert, ausgehend von der Nenndrehzahl. Die Extrapolation der gemessenen Leerlaufverluste auf Nenndrehzahl ergibt etwa 265 W Verlust bei 650 Hz und einen Speicherinhalt von 630 Wh. In der gegenwärtigen Auslegung beträgt $\tau_{\frac{1}{2}} \approx 2,7$ h. Die Reduzierung der Hystereseverluste durch einen anderen Blechschnitt mit breiterem Joch würde $\tau_{\frac{1}{2}}$ auf 3,4 h ansteigen lassen. Eine Reduzierung der Motorleistung um einen Faktor zehn läßt die Motorverluste in die Größenordnung der Gasreibungsverluste schrumpfen. Bei gleichem Energieinhalt und ohne Veränderung des Vakuumsystems würde die Speicherhalbwertszeit auf ca. 15 h ansteigen. Da die Gasreibungsverluste proportional zum Druck sind, könnten die Leerlaufverluste durch eine Verbesserung des Vakuums verkleinert werden. Durch den Einbau von Gettermaterial im Schwungradgehäuse könnte der Leistungsbedarf für die Pumpen vermieden werden. Bei der Verwendung von fünf statt einer Schwungradscheibe würde bei einem Energieinhalt von 2,5 kWh die Zeit zur Frequenzhalbierung über 60 h betragen. Der Energieinhalt würde sich innerhalb von etwa anderthalb Tagen halbieren. Selbst diese Auslegung wäre für Tag-Nacht-Speicher nicht konkurrenzfähig mit chemischen Energiespeichern.

Eine weitere Reduzierung der Motorverluste ist durch die Verwendung von Maschinen möglich, die nicht permanentmagnetisch erregt werden, oder bei denen es keine Eisenteile oder keine Relativbewegung zwischen Eisenteilen und Magneten gibt. Hier können nur die wesentlich geringeren Wirbelstromverluste in der Wicklung auftreten, Hystereseverluste gibt es nicht. Zwischen Magnetlagerung und Motor gibt es dann auch keinerlei radiale Wechselwirkung. Mögliche Bauarten wurden schon bei dem Vergleich von Innen- und Außenläufermaschinen diskutiert. Die Messungen der Leerlaufverluste an dem Schwungrad mit Asynchronmotor bei niedrigen Drehzahlen zeigen, daß Schwungräder ohne Motorverluste durchaus auch als Langzeitspeicher geeignet sind. Auf die Entwicklung eines Antriebskonzeptes mit entregtem oder ausgekuppeltem Läufer im Leerlauf wird hier nicht eingegangen. Werden die Verluste des Schwungrades mit Asynchronantrieb von niedrigen Drehzahlen auf Nenndrehzahl extrapoliert, so beträgt die Speicherhalbwertszeit eines Schwungrades ohne nennenswerte Motorleerlaufverluste mit fünf Scheiben bei einem Druck von 10^{-4} mbar $\tau_{\frac{1}{2}} \approx 200$ h. Damit sind Schwungradspeicher der hier beschriebenen Bauweise durchaus auch für Tag-Nacht-Speicher geeignet.

9.6 Schwungradspeicher für Fahrzeuge

9.6.1 Energiespeicher und Bremsenergierückgewinnung in Fahrzeugen

Für Fahrzeuge besteht in doppelter Hinsicht ein besonderer Bedarf zur Energiespeicherung. Die Energiespeicher, z.B. der Kraftstoff oder die Batterien, ermöglichen dem Fahrzeug, sich zeitweilig unabhängig von der Infrastruktur zur Energieversorgung fortzubewegen. Außerdem können Energiespeicher kinetische Energie, die sonst in Wärme umgewandelt würde,

beim Bremsen für einen späteren Beschleunigungsvorgang zwischenspeichern. Die spezifische Energiedichte aller Speicher elektrischer Energie ist wesentlich geringer als die chemischer Speicher. Aufgrund der begrenzten Reichweite zwischen zwei Ladevorgängen ist die Kundenakzeptanz von Elektrofahrzeugen gering, abgesehen von einigen Spezialanwendungen. Der tatsächliche Reichweitenbedarf eines PKW im Stadtverkehr wird allerdings häufig überschätzt und das Potential von Elektroautos besonders zur lokalen Emissions- und Lärmvermeidung ist groß. Gesetzesinitiativen wie die Forderung der California Energy Commission, daß bis zum Jahre 2003 10% der neu zugelassenen Fahrzeuge abgasfrei ("Zero Emission Vehicles") sein sollen, haben die Entwicklung von Elektroautos vorangetrieben.

Schwungräder haben zur Zeit zwar eine relativ geringe Energiedichte, aber den Vorteil großer Leistungsaufnahme und -abgabe. Sie können dadurch wesentlich schneller als Batterien geladen werden. In Verbindung mit Batterien oder Elektrolyse-Wasserstoff zur Speicherung großer Energiemengen über längere Zeit könnten Schwungräder als ergänzende Kurzzeitspeicher zur Aufnahme und Abgabe von großen Leistungen verwendet werden und Lastspitzen ausgleichen, um die Batteriespeicher nicht überdimensionieren zu müssen und deren Lebensdauer zu verlängern. Schwungräder sollen hier nur in Bezug auf die Rückgewinnung von Bremsenergie bzw. die Bereitstellung von Leistungsspitzen für Anfahrvorgänge erwähnt werden. Gerade hierfür sind Schwungräder besonders geeignet, weil sie eine hohe Leistungsaufnahme und -abgabe erlauben und eine kurze Zyklendauer problemlos möglich ist. Beispiele solcher Anwendungen sind Lieferfahrzeuge mit häufigen Stopps, Busse im Stadtverkehr und vor allem S- und U-Bahnzüge. Der Einsatz von Schwungrädern in Personenkraftwagen ist denkbar.

9.6.2 Kräfte auf ein Schwungrad im Fahrzeug

Bei kleinen und wendigen Fahrzeugen ist die mögliche Beeinflussung des Fahrverhaltens durch gyroskopische Kräfte zu berücksichtigen. Dieser Aspekt ist - falls überhaupt relevant [95] - durch kardanische Aufhängung des Gehäuses und Verwendung von mehreren gegenläufigen Schwungrädern technisch lösbar. In diesem Abschnitt werden andererseits die Kräfte auf ein magnetgelagertes Schwungrad aufgrund der Fahrzeugbewegungen abgeschätzt, um zu Auslegungskriterien für einen Schwungradspeicher mit partiell passiver Magnetlagerung in einem Fahrzeug zu gelangen.

Wie im Kapitel über Rotordynamik ausgeführt, bewirkt jedes Drehmoment \vec{T} eine Drehimpulsänderung $\dot{\vec{L}} = \vec{T}$, und umgekehrt ruft die Änderung des Drehimpulses insbesondere die Lage der Drehimpulsachse ein Drehmoment hervor, das vom Rotor über die Lager auf die Aufhängung und das Fahrzeug wirkt. Die Rotation des Drehimpulses \vec{L} mit der Winkelgeschwindigkeit $\vec{\Omega}$ wird als „Präzession“ bezeichnet. Es gilt $\dot{\vec{L}} = \vec{\Omega} \times \vec{L}$. Die Bewegung des Fahrzeuges beinhaltet Winkelgeschwindigkeiten um drei zueinander senkrechte Achsen, die üblicherweise als Gier-, Roll- und Nickachse bezeichnet werden. Die

größten Winkelgeschwindigkeiten treten im normalen Fahrbetrieb um die vertikale Gierachse auf. Die kleinste Beeinträchtigung des Fahrverhaltens und die geringsten Momente auf den Schwungradrotor ergeben sich also bei vertikaler Schwungradwelle.

Bei den auf das Schwungrad wirkenden Kräften wird zwischen den folgenden Situationen unterschieden:

1. Beschleunigen und Bremsen
 - (a) Kräfte durch Massenträgheit
 - (b) Kräfte durch Bewegungen um die Nickachse
2. Kurvenfahrt
 - (a) Zentrifugalkräfte und gyroskopische Kräfte
 - (b) Kräfte durch Bewegungen um die Rollachse
3. Dynamische Kräfte
 - (a) Stöße durch Unebenheiten
 - (b) Kräfte durch Änderung der Fahrbahnneigung
 - (c) Kräfte durch Lenkbewegungen

Die unter 1a und 2a aufgeführten Beschleunigungs- und Zentrifugalkräfte werden durch Massenträgheit hervorgerufen. Es gilt $F = m \cdot a$. Für die Beschleunigung sei $a = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ angenommen. Dies entspricht gemäß $a = \frac{v}{t}$ einer Abbremsung von $v = 90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ auf 0 in $t = 6,25 \text{ s}$ oder gemäß $a = \frac{v^2}{r}$ einer Fahrt in einer Kurve mit einem Radius von $r = 48 \text{ m}$ und einer Geschwindigkeit von $v = 50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$. Die Lager müßten zusammen 92 N zusätzlich aufbringen, um den 23 kg schweren Schwungradrotor abzustützen. Umgerechnet auf die verschiedenen Steifigkeiten und die unterschiedlichen Abstände der Lager vom Rotorschwerpunkt würde der Rotor oben um 1,5 mm und unten um 0,25 mm auswandern. Die Massenträgheitskräfte überschreiten also die Magnetlagerkräfte und führen dazu, daß der Rotor die Hilfslager berührt. Dieser Schwungradspeicher wurde für den stationären Einsatz ausgelegt und ist nicht geeignet für den Einsatz in Fahrzeugen. Die Relativbewegung zwischen Rotor und Gehäuse bzw. Fahrzeug ist umso geringer, je steifer die Lager sind und je leichter der Rotor ist. Für ein Fahrzeug ist es aus Sicherheits- und Platzgründen ohnehin günstiger, mehrere kleine anstelle eines größeren Schwungradmoduls mitzuführen. Ein Modul mit 100 Wh Speicherinhalt könnte beispielsweise mit einem Scheibenradius von 0,1 m, einer Drehzahl von 75.000 UpM und einer Rotormasse von 4 kg (oder weniger) verwirklicht werden. Sollen die angenommenen Beschleunigungskräfte von einem einzigen Permanentmagnetlager in der Nähe des Schwerpunktes aufgenommen werden und die Rotorbewegung weniger als

das halbe Hilfsagerspiel von 0,1 mm betragen, so müßte das Magnetlager für diesen Rotor eine Steifigkeit von $320 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ haben. Dies entspricht einem Lager wie dem vorhandenen Traglager mit sechs anstelle von vier Doppelmagneten. Radial passive Magnetlager können also durchaus auch für Schwungräder in Fahrzeugen ausgelegt werden!

Die Kräfte 1b, 2b, 3b und teilweise auch 3c beruhen auf Nick- und Rollbewegungen. Da das Schwungrad allein als elektrischer Energiespeicher dient und nicht mechanisch an den Antriebsstrang gekoppelt ist, ist es möglich, das Schwungrad kardanisch zu lagern und somit Bewegungen um die Fahrzeugdrehachsen auszugleichen. Auch Schwingungsentkopplung durch seismische Aufhängung des Schwungrades ist möglich und kann die Wirkung dynamischer Kräfte aufgrund von äußeren Anregungen (3a) auf den Rotor vermindern. Die Schwingungsanregung des Rotors hängt auch von der Einbaulage des Schwungradspeichers ab. Grundsätzlich sind Vertikalbeschleunigung und Schwingungsamplitude in der Nähe des Fahrzeugschwerpunktes am geringsten und im Heck hinter der Achse und vorne vor der Vorderachse am größten. Dies spielt bei Bussen eine Rolle, deren Hecküberstand hinter der Hinterachse als Hebel wirkt. Vertikalbewegungen werden bei vertikaler Wellenlage durch das axial aktive Magnetlager ausgeglichen und gedämpft.

Kräfte und Drehmomente aufgrund der Fahrzeugneigung sind unabhängig von der Position des Schwungrades im Fahrzeug. Sie hängen wegen $\vec{T} = \vec{\Omega} \times \vec{L}$ von der Winkelgeschwindigkeit des Rotors um die Fahrzeugdrehachsen ab. Alle rotierenden Teile im Fahrzeug tragen dazu bei, daß die Bewegungen um die Achsen miteinander gekoppelt werden. Das gilt für ein Schwungrad in besonderem Maße. Beim Bremsen nickt das Fahrzeug vorne ein, so daß durch ein Schwungrad mit vertikaler Welle ein Drehmoment erzeugt wird, welches das Fahrzeug um die Rollachse kippt. Eine derartige Beeinflussung des Fahrzeuges wird sowohl durch kardanische Aufhängung des Schwungrades, als auch durch paarweise gegenläufige Schwungräder verringert, die allerdings die inneren Momente auf das Gestell vergrößern. Zur Abschätzung der gyroskopischen Momente auf den Rotor sei wieder eine Kurvenfahrt mit einer konstanten Beschleunigung von $a = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ angenommen. Der Rollwinkel sei konstant $\zeta = 5^\circ$. Mit $|\Omega| = \frac{v}{r} = \frac{a}{v}$ folgt für die Winkelgeschwindigkeit um die Nickachse $\Omega_y = \frac{a}{v} \sin \zeta = 0,025 \text{ s}^{-1}$. Die gyroskopischen Momente sind proportional zur Drehzahl des Schwungrades. Es ist also ausreichend, nur den voll aufgeladenen Schwungradspeicher zu betrachten, weil bei geringerem Ladezustand geringere Momente wirken. Für ein Schwungrad mit einem Drehimpuls wie dem des Prototypen bei Nenndrehzahl ergibt sich ein Drehmoment von $T_x = 26 \text{ Nm}$. Die Magnetlagerkräfte des oberen Lagers würden hierdurch überschritten werden. Mit $E = \frac{1}{2} \Theta \omega^2$ und $\vec{L} = \Theta \vec{\omega}$ folgt

$$\vec{T} = \vec{\Omega} \times \frac{2E}{\omega} \frac{\vec{\omega}}{\omega}.$$

Bei gegebener Speicherenergie E sind die gyroskopischen Momente \vec{T} bei hohen Drehzahlen geringer. Für Fahrzeuge ist es somit auch aus diesem Grund besser, hochtourige

Schwungräder mit kleinem Trägheitsmoment zu verwenden. Bei dem oben vorgeschlagenen kleineren Schwungrad beträgt das Drehmoment in der Kurvenfahrt nur $T_x \approx 14$ Nm. Die Lagerkräfte werden in diesem Fall nicht überschritten.

Aufgrund der dynamischen Kräfte in Fahrzeugen scheinen aktive Magnetlager für die Lagerung von mobilen Schwungrädern besser geeignet zu sein als passive Lager. Bei Straßenverkehrsfahrzeugen treten in Stärke und Richtung ständig wechselnde Kräfte aufgrund von Fahrbahnunebenheiten auf. Stöße in vertikaler Richtung würden bei dem Lager-system des Schwungrades durch die aktive Regelung ausgeglichen werden. Quer- und Längskomponenten der Kräfte regen allerdings Präzessionen an. Deswegen muß die Dämpfung radialer Schwingungen für mobile Schwungräder verbessert werden. Außer der mechanischen Schwingungskopplung des Fahrzeugaufbaus vom Fahrwerk, die auch zum Komfort der Insassen beiträgt, und der Schwingungskopplung der Schwungradaufhängung vom Fahrzeugaufbau ist auch eine aktive anstelle der passiven Dämpfung des Rotors möglich, auf die hier nicht weiter eingegangen wird.

Die Abschätzungen in diesem Abschnitt zeigen, daß der Einsatz von radial passiv magnetgelagerten Schwungrädern in Fahrzeugen möglich ist. Hierfür sind weitere Entwicklungen notwendig. Gegenüber vollständig aktiven Magnetlagern ist der geringe Leistungsbedarf der permanentmagnetischen Lagerung vorteilhaft.

9.6.3 Schwungradspeicher und Fahrzeugunfälle

Im Rahmen dieser Arbeit können die Überlegungen zur Sicherheit von Schwungrädern in Fahrzeugen nur gestreift werden.

Aufgrund des notwendigen Sicherheitsgehäuses ist die Energiedichte von Schwungrädern gering. Gehäuse und Aufhängung müssen auch bei einem Fahrzeugunfall vollständige Sicherheit bieten und die Energie und den Drehimpuls des Schwungrades dissipieren. Aufgrund von Sicherheitsbedenken haben die meisten großen Automobilhersteller die Entwicklung von Schwungrädern für PKW gestoppt. Auch das ehrgeizige „Patriot“-Projekt von Chrysler, einen Rennwagen mit Gasturbine, elektrischem Antrieb und Schwungradspeicher zu bauen, wurde 1996 eingestellt [96].

Bei kleinen Rotoren aus Faserverbundmaterial ist das Sicherheitsproblem am leichtesten zu handhaben, gerade weil im Versagensfall keine hochenergetischen Splitter gebildet werden. Die Entwicklung von einem zuverlässigen und gewichtsoptimierten Containment für CFK-Hochgeschwindigkeitsrotoren [84] ist eine der Hauptaufgaben für den Einsatz von Schwungrädern zur Bremsenergieerückgewinnung in Fahrzeugen.

Die im vorangehenden Abschnitt zugrundegelegten Annahmen über Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten gelten für den normalen Fahrbetrieb. Bei einem Zusammenprall des Fahrzeuges mit einem Hindernis, bei einem seitlichen Stoß im vorderen oder hinteren Fahrzeugbereich durch ein anderes Fahrzeug, beim Schleudern oder Überschlag treten

jedoch Kräfte, Beschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten auf, die ein Vielfaches derer im Normalbetrieb betragen. Die meisten Kräfte wirken jedoch nur sehr kurzzeitig und zwar mit Beschleunigungen in Richtung der Fahrzeuglängs- oder querachse und mit Rotationen um die Vertikale. Die Hilfslager müssen so dimensioniert sein, daß sie den Rotor auch bei diesen Beschleunigungen halten und möglichst nicht beschädigt werden. Eine bei Unfällen automatisch ausgelöste Kurzschlußentladung könnte die Dauer der Bewegung des Rotors in den Hilfslagern reduzieren.

9.6.4 Stationäre Schwungradspeicher zur Bremsenergieerückgewinnung

Die Rückgewinnung von Bremsenergie in schienengebundenen Fahrzeugen mit häufigen Beschleunigungs- und Bremsvorgängen führt zu einer Energieeinsparung und zu einer Minderung der Leistungsspitzen. Außerdem verringert das generatorische Bremsen die Abnutzung der Bremsklötze, was zusätzlich zur Einsparung der Primärenergie bei einer Amortisationsrechnung berücksichtigt werden muß. Es bieten sich prinzipiell zwei Möglichkeiten an [97, 98]. Einerseits könnte die Bremsenergie in einem im Fahrzeug mitgeführten Schwungrad individuell zwischengespeichert werden. Eine andere Möglichkeit der Bremsenergieerückgewinnung haben Schienenfahrzeuge mit Elektroantrieb, insbesondere U-Bahnen. Während die Rückspeisung der beim generatorischen Bremsen anfallenden Energie ins Netz wegen der hohen Leistungen mit großen Verlusten und zusätzlichen Leistungsspitzen verbunden ist, ist die Zwischenspeicherung über das Netz in lokale stationäre Speicher energetisch zweckmäßig. Der ortsfeste Speicher vermeidet alle Schwierigkeiten der Sicherheit und der dynamischen und gyroskopischen Kräfte. Passive Magnetlager können also vorteilhaft eingesetzt werden. In großen Umsteigebahnhöfen könnte der Speicher die Bremsenergie eines ankommenden Zuges für den nächsten abfahrenden Zug bereithalten. Eine Studie kommt zu dem Ergebnis, daß ein 1 MWh Schwungradspeicher mit einem Gesamtwirkungsgrad von 60% bei U-Bahnen im Takt von drei Minuten täglich 15 MWh Energie pro Richtung und Station einsparen könnte [99]. Eine ähnliche Studie [100] schlägt einen solchen Speicher für eine Gefällestrecke der Stuttgarter Straßenbahnen vor. Da bei kurzen Speicherzeiten die Lager- und Leerlaufverluste eine wesentlich geringere Rolle spielen, als der Lade-Entlade-Wirkungsgrad, sind Magnetlager bei großen Schwungrädern hauptsächlich in Bezug auf Verschleiß, Wartung und Wellendichtungen vorteilhaft. Anstelle von berührungsloser Magnetlagerung ist bei schweren Rotoren auch ein Hybridlager mit magnetischer Entlastung sinnvoll. Hingegen lassen sich die in beiden Studien aufgeführten Schwierigkeiten bei der Herstellung großer Schwungradscheiben bei gleichzeitig hoher Energiedichte durch die Verwendung von mehreren kleineren Modulen mit höherer Umdrehungszahl vermeiden, die durch Magnetlager im Dauerbetrieb ermöglicht werden. Die Magnetlager würden außerdem das aufwendige Schmiermittelsystem überflüssig machen. Der Einsatz von vielen relativ kleinen, partiell passiv magnetgelagerten stationären Schwungrädern zur Rückgewinnung

von Bremsenergie von Zügen könnte eine zukunftssträchtige Möglichkeit zur Energieeinsparung sein.

9.7 Schwungradspeicherparks

Da Schwungräder wechselwirkungsfrei mit ihrer Umgebung sind, lassen sich viele kleine Module zu einem großen Speicher kombinieren. Außer einer deutlichen Kostenreduzierung bei der Herstellung sinkt mit zunehmender Anzahl auch der Infrastrukturaufwand. Bei einer großen Modulanzahl sind einige Schwungräder redundant. Dies erhöht die Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit des Gesamtsystems und erleichtert die Wartung der Einzelmodule. Ausgehend von einem Schwungradspeicher mit fünf Scheiben und einem Zehntel der Leistung des Prototypen hätte ein Modul einen nutzbaren Energieinhalt von ca. 3 kWh und eine Abgabeleistung von 5 kW. Die Leerlaufverluste würden etwa 50 W betragen, also 1% der Nennleistung. Die Lade- und Entladezeit beträgt bei diesem Verhältnis von Leistung zu Speicherinhalt unabhängig von der Anzahl der Module 36 Minuten.

Mit 500 derartigen Schwungradmodulen könnte 1,5 MWh Energie gespeichert werden. Dieser Schwungradspeicherpark kann 2,5 MW Leistung aufnehmen und abgeben. Für Energieversorgungsunternehmen könnte dieser Speicherpark als kleiner bis mittlerer Speicher für den Lastspitzenausgleich in Frage kommen. Vorteil der Schwungräder ist hierbei die ständige Verfügbarkeit bei relativ geringen Speicherverlusten. Eine Anwendung wäre der schnelle Ausgleich der Fluktuation der Leistungsbereitstellung von großen Solar- und Windkraftanlagen.

Bei der „Sekundenreserve“ handelt es sich um eine Pflicht der Kraftwerks- und Verbundnetzbetreiber, eine Reserveleistung von 2,5% der Netzbelastung zur Primärregelung verfügbar zu halten. Davon muß die Hälfte innerhalb von 5 s, der Rest innerhalb von 30 s bereitgestellt werden. Ein Schwungradpark mit größerer Leistung käme somit für kleine Kraftwerke in Frage. Anstelle einer zentralen Leistungsreserve bietet sich aufgrund des modularen Aufbaus der dezentrale Einsatz von Schwungrädern oder Schwungradparks zum Lastspitzenausgleich und zur Spannungs- und Frequenzstabilisierung oder als Überbrückungs- und Rückgewinnungsspeicher an. Schwungradspeicher sind eher als verbraucherseitige denn als erzeugerseitige Speicher anzusehen.

9.8 Vorschläge zu Technischen Verbesserungen des Schwungradspeichers

Der in dieser Arbeit vorgestellte Schwungradspeicher ist ein Laborprototyp, mit dem gezeigt werden sollte, daß das Prinzip der radial passiven permanentmagnetischen Lagerung auch für Rotoren über 20 kg in Verbindung mit einer leistungsstarken elektrischen Maschine

geeignet ist. Zur Vorbereitung eines Industrieprototypen oder eines Serienmodells müssen weitere Tests durchgeführt werden, die über den Rahmen dieser Arbeit und die Möglichkeiten des Forschungszentrums Jülich hinausgehen. Bei der Konstruktion des Schwungrades mußte die Verfügbarkeit der Komponenten berücksichtigt werden. Beispielsweise ist es schwierig, NdFeB-Magnete von hinreichender Homogenität und Größe in kleinen Stückzahlen zu beschaffen. Da bei großen Stückzahlen die anteiligen Werkzeugkosten abnehmen, unterliegt die Konstruktion eines Serienmodells einigen der Beschränkungen von Einzelmodellen nicht. Ein weiterer Konstruktionsaspekt war beim Prototypen die Flexibilität des Aufbaus. Rotor, Gehäuse und Magnetlager wurden mehrfach geändert und den experimentellen Erfordernissen angepaßt. Bei der Entwicklung eines Serienmodells hingegen spielen hauptsächlich die Produktionskosten eine Rolle, so daß die Vereinfachung der Bauteile und die Reduzierung der Anzahl der Komponenten wichtig sind. In diesem Abschnitt werden einige Konstruktionsvorschläge zur Verbesserung des Schwungradspeichers gemacht, die die Entwicklung weiterer Schwungradspeicher vorbereiten sollen.

Gehäuse

Für die Serienreife eines Schwungrades ist die Sicherheit wesentlich. Dafür sind Berstversuche notwendig. Die Erkenntnisse aus diesen Tests könnten die Konstruktionsüberlegungen nachhaltig beeinflussen und weitere Veränderungen notwendig machen. An dieser Stelle werden deswegen nur Vorschläge zur Verbesserung der Konstruktion aufgeführt, die während der Experimente mit dem Prototypen auftraten.

Das Gehäuse kann sowohl in Bezug auf die Sicherheit, als auch in Bezug auf die Masse verbessert werden. Zur Verhinderung der Übertragung von Drehimpuls von der Scheibe oder von Bruchstücken an das Gehäuse sollte zusätzlich oder anstelle der drehbaren Befestigung des Gehäuses im Gestell eine drehbare hochfeste Innenhülse die Schwungradscheibe umgeben. Ein Nachteil der vorhandenen Konstruktion ist, daß bei einer Drehimpulsübertragung an das Gehäuse die Vakuumschlüsse abreißen würden. Besser geeignet wäre von daher ein drehbar gelagertes zusätzliches Rohr innerhalb des Gehäuses, das den Rotor umschließt und verhindert, daß der volle Drehstoß von der Scheibe an das Gehäuse übertragen wird. Ein mehrstufiger Berstschutz bietet gute Möglichkeit zur Energiedissipation und zum Containment schneller Teilchen. Zusätzlich könnte eine konkave Innenkontur dieser Hülse oder des vorhandenen Berstringes die Gefahr der Reflexion eines Teilchenstroms in Richtung der axialen Flansche vermindern. Der Berstring aus Aluminium könnte durch einen dünneren Stahlring mit Aramidfaserverstärkung ersetzt werden. Die Abstände des Gehäuses von den Faserverbundteilen der Scheibe sollten erhöht werden.

Zur Reduzierung der Kosten könnten die Aluminiumdrehteile durch Gußteile ersetzt werden, wobei allerdings wegen der Ausgasung aus dem Material mit einer Verschlechterung des Vakuums zu rechnen ist. Mehrere Einzelteile von Gehäuse- und Motorflanschen

können zu einem Bauteil zusammengefaßt werden. Dies vereinfacht die Herstellung, vermindert Leckmöglichkeiten an Dichtungen und erhöht die Zuverlässigkeit. Dichtungen und Durchführungen können verbessert werden und das Gehäuse kann versiegelt werden, so daß die Leckrate verkleinert wird und zum Erhalt des Vakuums nicht permanent gepumpt werden muß. Die Leck- und Ausgasungsrate muß so gering sein, daß bei geringen Anforderungen an das Vakuum (10^{-1} mbar) gar nicht nach Abpumpen und Gehäuseversiegelung nachgepumpt werden muß. Höhere Anforderungen an das Vakuum (10^{-3} mbar, d.h. geringere Leerlaufverluste) könnten durch Gettermaterial im Schwungradgehäuse erfüllt werden.

Eine notwendige Verbesserung ist außerdem ein besserer Zugriff zu den Wuchtebenen des Schwungrades im montierten Zustand. Dadurch wird die Feinwuchtung vereinfacht und kann genauer durchgeführt werden.

Motor

Mehrere Vorschläge zur Verringerung der Leerlaufverluste des Motors und zur Vergrößerung der Leistungsabgabe des Generators wurden schon beschrieben. Die Statorbleche wurden von einer zweipolpaarig ausgelegten Maschine übernommen und haben deswegen zu große Nutausparungen. Ein Blechschnitt mit kleineren Nuten und einem breiteren Joch würde den magnetischen Fluß im Joch verringern und damit die Hystereseverluste reduzieren. Ein größerer Gesamtquerschnitt der Wicklung würde zur Verringerung des Innenwiderstandes und damit zur Verringerung der ohmschen Kupferverluste führen. Die Verringerung der Windungszahl führt zur Reduzierung der Spannung. Der absolute Spannungshub bei Leistungsentnahme wird dadurch kleiner. Außerdem wird die Induktivität und damit der Blindwiderstand verringert, wodurch der Verschiebungsfaktor $\cos \varphi$ größer wird. Der Blindwiderstand wird allerdings nicht nur durch die Windungsanzahl, sondern auch durch das Statoreisen bestimmt.

Die Verringerung der Motormagnetmasse ist durch Verwendung stärkerer Magnete mit kleinerem Volumen möglich. Die Magnetpakete mit Nabe haben sich für die Experimente mit dem Prototypen bewährt. Zur Vereinfachung der Herstellung wird jedoch vorgeschlagen, die Magnetringe direkt auf die Welle aufzukleben und anschließend die CFK-Bandagen mit Untermaß aufzupressen. Dabei können die Magnete auch nicht nach innen wegknicken. Außerdem werden dadurch die Stahlnaben entbehrlich, und die volle Statorlänge von 200 mm wird genutzt. Aufgrund der geringen Axialfestigkeit der aus Umfangslagen geringer Steigung gewickelten Bandagen sollte die Länge einer Bandage etwa 100 mm nicht überschreiten.

Der Schwungradspeicher sollte mit einem Notbremswiderstand ausgerüstet sein, der ähnlich wie der Lastwiderstand aufgebaut ist. Der Bremswiderstand sollte die schnelle Entladung des Schwungrades ermöglichen und so klein sein, daß der Motor mit dem maximal zulässigen Strom belastet wird. Zusammen mit einer automatischen Unwuchterkennung

würde dies eine selbsttätige Schnellabschaltung ermöglichen.

Für die Versorgung eines Konstantspannungsverbrauchers ist für den Generator ein Gleichspannungszwischenkreis mit Wechselrichter erforderlich, der auf das Gesamtkonzept einer Energiespeicheranlage für unterbrechungslose Stromversorgung o.ä. angepaßt wird.

Lager

Die permanentmagnetischen Lager haben sich als sehr zuverlässig erwiesen. Die Lagersteifigkeit des oberen Lagers kann auf einfache Weise erhöht werden, indem außer den beiden rotierenden Magneten mit dem dazwischenliegenden Kupferdämpfer ein weiterer Magnet am Rotor angebracht wird und sich zwischen zwei rotierenden Magneten ein gleichgroßer am Gehäuse befestigter Magnet befindet [101]. Die Erhöhung der Steifigkeit und insbesondere auch die Erhöhung der Dämpfung ist notwendig, wenn schwerere Rotoren oder elektrische Maschinen mit ferromagnetischem Wellenrückschluß verwendet werden, oder wenn der Schwungradspeicher äußeren Anregungen wie Stößen und Fundamentalschwingungen ausgesetzt ist.

Wegen der Bruchgefahr beim Einschrumpfen der Nabe wird empfohlen, die Naben ohne Schrumpfung in die Magnetringe zu kleben und diese dann mit einer Bandage aus hochfestem, unmagnetischem Stahl oder aus CFK mit Untermaß zu versehen. Zur Erhöhung der Sicherheit gegen Magnetbruch und abfliegende Magnetstücke können die Magnetringe auch mit einem dünnen unmagnetischen Blech gekapselt werden [57].

Die Notstromversorgung des axial aktiven Lagers wird zur Zeit über einen Akku gewährleistet. Es wäre zweckmäßig, die Notstromversorgung des Magnetlagers und eventuell des Vakuum- und Notbremssystems aus dem Zwischenkreis des Generators zu entnehmen, so daß der Schwungradspeicher bei Netzausfall sich selbst versorgt und frei von wartungsintensiven Komponenten ist.

Das Hilfslagerverhalten wurde mit diesem Prototypen nur bei niedrigen Drehzahlen getestet. Für den industriellen Einsatz müssen diese Untersuchungen auf den vollständigen Betriebsdrehzahlbereich ausgedehnt werden. Dazu sind Absetzversuche und Experimente zum Auslaufverhalten in den axialen Hilfslagern bis Nenndrehzahl notwendig. Das Verhalten in den radialen Hilfslagern wurde bei Drehzahlen bis 50 Hz durch Stöße an das Gehäuse getestet. Bei diesen Versuchen wurde der Schwungradspeicher teilweise vom Gestell losgeschraubt und an einem Kran aufgehängt. Diese Art der Tests wurden aus Sicherheitsgründen bei höheren Drehzahl nicht durchgeführt. Zum Nachweis der Erdbbensicherheit wäre dies notwendig.

Rotor

Konstruktive Verbesserungen am Rotor dienen der Erhöhung der zulässigen Drehzahl bzw. des Sicherheitsfaktors. Die Entwicklung einer Schwungscheibe mit höherer Energiedichte ist

nicht Thema dieser Arbeit. Die Verwendung von mehreren axial gestapelten Scheiben zur Erhöhung des Energieinhaltes ist möglich, sofern die weiter oben vorgeschlagenen Änderungen zur Erhöhung der Tragkraft und der Steifigkeit des Lagersystems vorgenommen werden.

9.8.1 Zuverlässigkeit

Elektronik, Hilfslager und Vakuumsystem verhielten sich in allen Experimenten funktionsgemäß und zeigten keine Störungen. Ein Riß in einem der Lagermagnete führte zu keiner Beeinträchtigung der berührungslosen Lagerung. Der Riß konnte auf eine fehlerhafte Montage zurückgeführt werden.

Für den Schwungradspeicher liegen keine Langzeitbeobachtungen vor, so daß Aussagen über Dauerbetriebszuverlässigkeit und Ausfallwahrscheinlichkeit zur Zeit nicht möglich sind. Die Betriebszuverlässigkeit der Elektronik wird als hoch eingestuft, weil die Regelschaltung nur wenige Komponenten enthält, die zudem nur mit kleinen Leistungen betrieben werden. Die Zuverlässigkeit des Magnetlagersystems wird durch den jahrelangen Dauerbetrieb von Teilchenstrahlchoppern bewiesen.

Kapitel 10

Zusammenfassung

Partiell passive Magnetlager eignen sich zur berührungslosen Lagerung hochtouriger Rotoren. Anhand eines Schwungradprototypen wurde gezeigt, daß die permanentmagnetische Aufhängung einen 23 kg schweren Rotor sicher im Dauerbetrieb führt. Zum erstenmal wurde diese Art der Aufhängung mit einer leistungsstarken elektrischen Maschine kombiniert. Die magnetische Lagerung ist auch bei der Entnahme von 15 kW elektrischer Leistung aus dem Schwungradspeicher rotordynamisch stabil, wie durch das abrupte Zuschalten eines Lastwiderstandes auf den Synchrongenerator gezeigt wurde. Es gibt keine Anzeichen für ein instabiles Verhalten bei höherer Leistungsentnahme.

Das Magnetlager stabilisiert den Rotor radial passiv durch permanentmagnetische Kräfte, die auch die Tragkraft aufbringen. In axialer Richtung wird der Rotor aktiv quasi leistungslos elektromagnetisch um einen instabilen Gleichgewichtspunkt geregelt. Minimale Lagerverluste und geringe Leistungsaufnahme prädestinieren permanentmagnetische Lager für stationäre Schwungräder. Außerdem zeichnet sich diese Lagerung durch einen geringen Betriebsaufwand an Regelelektronik aus und benötigt keine Kühl- oder Schmiermittel. Der erprobte Anwendungsbereich radial passiver Magnetlager wird durch den Stabilitätsnachweis mit dem Schwungrad in Bezug auf größere Massen und Trägheitsmomente und stärkere Antriebe und generatorische Leistungen erweitert.

Der Schwungradspeicher besteht aus einer Kohlefaserverbandscheibe mit angeflanschter Motorwelle. Der Rotor wird über eine permanentmagnetisch erregte Synchronmaschine angetrieben und zum Entladen generatorisch abgebremst. Ein einfaches Motorkonzept mit Innenläufer ermöglicht passive Kühlung.

Einige technische Daten des Schwungradspeichers sind in Tab. 10.1 auf Seite 132 zusammengefaßt. In dem Schwungradspeicher werden 630 Wh bei Nenndrehzahl gespeichert. Die Motorverluste im Leerlauf bewirken, daß die Speicherhalbwertszeit von Schwungrädern geringer ist als von chemischen Batterien. Die Leerlaufverluste des Schwungrades betragen jedoch weniger als 0,5% der Nennleistung des Generators. Die Leistungsaufnahme und Ab-

gabe von Schwungradspeichern bezogen auf die gespeicherte Energie ist wesentlich größer als die von chemischen Speichern, so daß kurze Ladezeiten und die Entnahme der Energie in sehr kurzer Zeit ermöglicht werden. Der Schwungradspeicher ist deswegen weniger als Langzeitenergiespeicher, sondern eher als Speicher zur Aufnahme und Bereitstellung großer Leistungen mit gutem Wirkungsgrad, kurzer Zykluszeit und langer Zykluslebensdauer geeignet. Der Einsatz von Schwungrädern als Langzeitspeicher setzt eine elektrische Maschine mit geringen Leerlaufverlusten voraus, während für das Schwungrad dieser Arbeit ein Generator mit ständiger Sofortbereitschaft gewählt wurde. Ein vorteilhafter Einsatz findet sich als Überbrückungsspeicher in Anlagen zur unterbrechungslosen Stromversorgung.

Eine Abschätzung der Kräfte in einem Fahrzeug hat gezeigt, daß permanentmagnetische Lager auch für kleine mobile Schwungräder entwickelt werden können. Schwungräder mit diesem Lagersystem könnten somit als Bremsenergie rückgewinnungsspeicher Batterien in Elektrofahrzeugen ergänzen. Dafür ist insbesondere auch die Entwicklung eines Sicherheitscontainments mit geringer Masse notwendig, um die spezifische Energiedichte des Schwungradspeichers zu vergrößern.

Mit dem Nachweis der Eignung von partiell passiven Magnetlagern für Schwungräder wird der Weg für weitere Entwicklungen hoctouriger Rotoren und mechanischer Energiespeicher geöffnet. Das permanentmagnetische Lagersystem wird in Licht- und Teilchenstrahlchoppern, Turbomolekularpumpen und anderen Maschinen benutzt und könnte vorteilhaft zusammen mit einer leistungsstarken Maschine außer in Schwungrädern unter anderem beispielsweise auch in Gasexpandern, Turbogebbläsen, Hochgeschwindigkeitsgeneratoren und Analysezentrifugen eingesetzt werden.

<u>Rotor</u>	
Hybridscheibe mit Aluminiumnabe und Kohlefaserverbundbandage	
Masse	23 kg
Trägheitsmoment	0,26 kgm ²
Durchmesser der Scheibe	408 mm
Nenndrehzahl	666 Hz (40.000 UpM)
Maximale Testdrehzahl	550 Hz (33.000 UpM)
<u>Gehäuse</u>	
Gesamtmasse inkl. Rotor	100 kg
Höhe	596 mm
Vakuum	10 ⁻³ mbar
<u>Energieinhalt und Leistungsabgabe</u>	
Energieinhalt bei Nenndrehzahl	630 Wh
Nennleistung bei Nenndrehzahl	50 kW
Maximale entnommene Leistung (550 Hz)	15 kW
Elektromechanischer Wirkungsgrad	97,4%
<u>Motor/Generator</u>	
Zweipoliger, permanentenerregter Synchronmotor/Generator mit Innenläufer und passiver Kühlung	
<u>Magnetlagerung</u>	
Radialstabilisierung	passiv
Axialstabilisierung	aktiv, quasi leistungslos
Tragkraftherzeugung	durch Permanentmagnete

Tabelle 10.1: Technische Daten des Schwungradspeichers

Literaturverzeichnis

- [1] K. Boden, J.K. Fremerey, "Industrial Realization of the "System KFA-Jülich" Permanent Magnet Bearing Lines", Proc. MAG'92, Virginia 1992, pp. 43-60
- [2] J.W. Biermann, „Untersuchungen zum Einsatz von Schwungradenergiespeichern als Antriebsselemente für Kraftfahrzeuge“, Dissertation, RWTH Aachen 1981
- [3] G. Genta, "Kinetic Energy Storage", London 1985
- [4] R.F. Post und S.F. Post, "Flywheels", Scien. Am., 229/6 (1973) 17-23
- [5] Flywheel Technology Symposium, (Proceedings), Oct. 1980, Scottsdale, Arizona
- [6] V.G. Childe, "Rotary Motion", in "A History of Technology", vol. 1, ed. by C. Singer, E.J. Holmyard, A.R. Hall, Oxford 1954
- [7] "The Oerlikon Electogyro", Automobile Engineer, dec. 1955, pp. 559-566
- [8] G. Reiner, K. Reiner, „Energetisches Betriebsverhalten eines permanenterregten Drehmassenspeichers in Theorie und Praxis“, pp. 59-81, in „Energiespeicher für Strom, Wärme und Kälte“, VDI-Berichte Nr. 1168, 1994
- [9] F.J.M. Thoolen, "Development of an advanced high speed flywheel energy storage system", Dissertation, Eindhoven 1993
- [10] R. Sindlinger, „Magnetisch gelagertes Schwungrad zur Satellitenstabilisierung“, BMFT - Forschungsbericht W 79-38, Teldix GmbH, Heidelberg, 1979
- [11] A. Nakajima, "On-Orbit Experiments with Small Satellites", Proc. of the 7th int. Symp. on space technology and science, pp. 1465-1470, Tokyo 1990
- [12] Aerospatale, "Design and Development of a Momentum Wheel with a mainly passive magnetic bearing", ESTEC Contract No. 2038/73 P.P, Final Report July 1975
- [13] H.J. Bornemann *et al.*, "A Flywheel for Energy Storage with frictionless High Temperature Superconductor Bearings", pp. 543-545, Proc. 4th Int. Symp. on Magn. Bearings, Zürich 1994

- [14] R.C. Flanagan, "Design, Manufacture and Test Results for four high Energy Density Fibre Composite Rotors", 21st Energy Conversion Engineering Conv., San Diego 1986, pp. 901-907
- [15] D. Pang, D.K. Anand, J.A. Kirk, "Parameter design and optimal control of an open core flywheel energy storage system", 3rd Int. Symp. on Magnetic Suspension Technology, Tallahassee, Dec. 1995, pp. 289-301
- [16] R.F. Post, D.A. Bender, B.T. Merritt, "Electromechanical Battery Program at the LLNL", 29th Energy conversion engineering conf., Washington, AIAA, 1994, pp. 1367-1373
- [17] M. Ahrens, A. Traxler, P. Burg, G. Schweitzer, "Design of a magnetically suspended Flywheel Energy Storage Device", 4th int. Symp. on Magn. Bearings, August 1994, Zürich, pp. 553-558
- [18] A.V. Sabnis, J.B. Dendy, F.M. Schmitt, "Magnetically Suspended Large Momentum Wheels", AIAA Mechanics and Control of Flight Conference, Anaheim/California, Aug. 5-9, 1975, pp. 1-10
- [19] P. Poubeau, "Inertia Wheel", US-Patent Nr. 4,211,452 vom 8. Juli 1980
- [20] A. Benedetti *et al.*, "Equipment for storage of energy under kinetic form and recovery thereof in electrical form and method of using such equipment", US-Patent Nr. 4,444,444 vom 24. April 1984
- [21] G. Lemarquand, „Suspension magnetique d'un systeme tournant - Application au volant d'inertie“, Dissertation, Grenoble 1984
- [22] P. Komarek, „Hochstromanwendungen der Supraleitung“, Teubner, Stuttgart, 1995
- [23] "Supraleitung in der Energietechnik“, VDI Berichte 733, VDI-Verlag Düsseldorf, 1989
- [24] T. Fleischer *et al.*, „Technikfolgenabschätzung zur Energiespeicherung in Supraleitenden Spulen (SMES)“, in VDI Berichte 1168, „Energiespeicher für Strom, Wärme und Kälte“, VDI-Verlag Düsseldorf, 1994, p. 245 ff.
- [25] R. Knorr, B. Willer, „Neue Kondensatoren für die Energiespeicherung“, in [24], p. 201 ff.
- [26] H. Barthels *et al.*, "Phoebus Jülich, An Autonomous Energy Supply System Comprising Photovoltaics, Electrolytic Hydrogen, Fuel Cell", Hydrogen 96, 11th World Hydrogen Energy Conference, 23-28 June 1996, Stuttgart
- [27] Th. Bäumer, Urenco Deutschland GmbH, private Mitteilung 1997

- [28] W. Bayer *et al.*, „Supraleitende Energiespeicher zur Bereitstellung schneller Reserveleistung in der elektrischen Energieversorgung“, *Elektrizitätswirtschaft* Jg. 92 (1993), H 8, pp. 446 - 452
- [29] S. Earnshaw, *Trans. Cambridge Philosophical Society* 7/1 (1842) 97-112
- [30] W. Braunbek, *Z. Phys.* 112 (1939) 753
- [31] T. Lembke, „Wirbelstrominduzierende Magnetlager“, Europäische Patentanmeldung vom 12.10.93, Veröffentlichungsnummer 0 594 033 A2, s.a. die darin zitierten Patente
- [32] J.P. Yonnet, „Etude des Paliers Magnetiques Passifs“, Dissertation, Grenoble, 1980
- [33] Programm und Handbücher: ANSYS, (FEM-Rechnungen) Rev. 5.0, Swanson Analysis Systems, Inc., Houston, USA
- [34] Programme und Handbücher: Magneto Ver. 2.9 (statische Magnetfeldberechnung 2D und RS) und Oersted Ver. 2.4 (Wirbelstromberechnung 2D und RS), Integrated Engineering Software, Inc., Winnipeg, Kanada
- [35] M. Marinescu, „Analytische Berechnungen und Modellvorstellungen für Systeme mit Dauermagneten und Eisen“, Dissertation, Braunschweig 1980
- [36] J.K. Fremerey, A. Weller, „Magnetlager zur dreiachsigen Lagerstabilisierung von Körpern“, Deutsche Patentanmeldung DE 3409047 vom 13.3.84
- [37] M. Marinescu, N. Marinescu, W. Bernreuther, „A 2-D Treatment of the Eddy Currents Induced by Transversal Oscillations of Permanent Magnet Rings in Conducting Axisymmetric Plates“, *IEEE Trans. Magnetics* 28/2 (1992) 1386-89
- [38] J.P. Den Hartog, „Mechanical Vibrations“, New York 1956⁴
- [39] G. Genta *et al.*, *Proc. 3rd Int. Symp. Magnetic Bearings*, Virginia 1992, pp. 255-264
- [40] *American Institute of Physics Handbook*, Tab. 4-13, McGraw-Hill, New York, 1972³
- [41] V. Nguyen, J. Delamare, J.P. Yonnet, „A Passive Damper for Magnetic Suspension“, *IEEE Trans. Magnetics*, 30/6 (1994) 4749-51
- [42] J. Delamare, private Mitteilung 1995
- [43] K. Boden, D. Scheffer, „Magnetische Lagerung“, Deutsches Patent 1750602 vom 17.5.1968
- [44] R. Herzog, Mecos Traxler AG, Winterthur/Schweiz, private Mitteilung 1997

- [45] H. Kammerling-Onnes, Commun. Phys. Lab. Univ. Leiden, 120b (1911) 3
- [46] J.G. Bednorz, K.A. Müller, Z.Phys. B64 (1986) 189
- [47] F.C. Moon, M.M. Yonoviak, R. Ware, "Hysteretic Levitation Forces in Superconducting Ceramics", Appl. Phys. Lett. 52 (1988) 1534-36
- [48] M.V. Berry, "The Levitron: An Adiabatic Trap for Spins", Proc. Royal Soc., A 452 (1996) 1207
- [49] E.W. Hones, W.G. Hones, "Magnetic Levitation Device and Method", US Patent 5404062 vom 4. April 1995
- [50] A. Föppl, „Das Problem der Lavalschen Turbinenwelle.“, Der Civilingenieur, 4 (1895) 335-342
- [51] H. Goldstein, „Klassische Mechanik“, Wiesbaden 1989¹⁰, p. 146
- [52] R. Gasch, H. Pfützner, „Rotordynamik“, Springer 1975, p. 60
- [53] K. Federn, „Auswuchttechnik“, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1977
- [54] J.K. Fremerey, „Gyrodyn“, Programm zur Berechnung von Eigenmoden und kritischen Drehzahlen
- [55] M. Savci, „Programmierte Ermittlung der kritischen Drehzahlen von Wellen unter Berücksichtigung ihrer Lagersteifigkeiten und der Kreiselwirkung“, Konstruktion 23 Heft 2 (1971) 41-45 Februar 1971
- [56] J.K. Fremerey, "Radial Shear Force Permanent Magnet Bearing System with Zero-Power Axial Control and Passive Radial Damping", in "Magnetic Bearings", Proc. First Int. Symp. Zürich 1988, ed. G. Schweitzer, Springer 1989, pp. 25-31
- [57] J.K. Fremerey, „Magnetische Lagerung mit Permanentmagneten zur Aufnahme der radialen Lagerkräfte“, Deutsche Patentanmeldung DE 38 08 331 A1 vom 12.3.1988
- [58] G. Innerhofer *et al.*, Teldix GmbH, „Anordnung zur magnetischen Lagerung“, Deutsche Patentanmeldung DE 27 41 062 A1 vom 13.9.1977
- [59] W. Szczygielski, G. Schweitzer, „Dynamics of a high speed rotor touching a boundary“, in „Dynamics of Multibody Systems“, IUTAM Symposium, Udine/Italy, Springer Verlag (1985), ed. by G. Bianchi, W. Schiehlen, p. 287-298
- [60] K. Magnus, „Kreisel – Theorie und Anwendungen“, Springer, 1971

- [61] W.M. Szczygielski, „Dynamisches Verhalten eines schnell drehenden Rotors bei Anstreifvorgängen“, Dissertation, ETH Zürich, 1986
- [62] J.K. Fremerey, private Mitteilung
- [63] J.K. Fremerey, J. Rübiger, „Hilfslagersystem für einen am Stator schwebend gelagerten Rotor“, Deutsche Patentanmeldung DE 42 10 042 C 2 vom 27.3.1992
- [64] W.R. Canders *et al.*, „MTG400: A Magnetically Levitated 400 kW Turbo Gasexpander System for Natural Gas Expansion“, Proc. 4th Int. Symp. on Magn. Bearings, Zürich 1994, pp. 435-440
- [65] Th.W. Grundkowski, J.M. Olberman, G. Fischer, „Flywheel Surge Power Unit Development“, EnV Conference, Dearborn, 1/1995
- [66] J.A. Kirk, D.K. Anand, Da-Cheng Pang, „Performance of a magnetically suspended Flywheel Energy Storage System“, 4th int. Symp. on Magn. Bearings, August 1994, Zürich, pp. 547-552
- [67] K. Halbach, „Design of permanent Multipole Magnets with oriented rare Earth Cobalt Material“, Nucl. Instr. Meth. 169 (1980) 1-10
- [68] J. Früchtenicht, H. Jordan, H.O. Seinsch, „Exzentrizitätsfelder als Ursache von Laufinstabilitäten bei Asynchronmaschinen“, Archiv für Elektrotechnik, 65 (1982) 271-281
- [69] W. Kellenberger, „Der magnetische Zug in Turbogenerator - Rotoren als Ursache einer Instabilität des mechanischen Laufes“, Archiv für Elektrotechnik, 50 (1966) 253-265
- [70] E. Wiedemann, W. Kellenberger, „Konstruktion elektrischer Maschinen“, Springer 1967
- [71] H. Schlichting, „Grenzschicht-Theorie“, Verlag G.Braun, Karlsruhe 1964
- [72] J. Humpert, Uranit GmbH, Technische Notiz Nr. 7.02.00/02/91, „Auslegungsrechnungen für ein Energiespeicher-Schwungrad für die KFA-IGV“
- [73] J. Humpert, Urenco Deutschland GmbH, „Radial- und Umfangsspannungen des KFA-IGV-Schwungrades“, private Mitteilung vom 24.1.1996
- [74] R. Grothaus, Kurzbericht: „Dehnungsmessungen an einem CFK/Al-Hybridschwungrad“, ILK-039701, Technische Universität Dresden, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, 5. März 1997
- [75] Dubbel, „Taschenbuch für den Maschinenbau“, hrsg. von W. Beitz und K.H. Küttner, Springer Verlag 1995¹⁸, Kapitel 6.3.2

- [76] W.D. Pilkey, "Formulas for Stress, Strain and Structural Matrices", Chapter 19, New York 1994
- [77] Hütte, „Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften“, hrsg. von H. Czichos, Springer 1991²⁹, Kapitel E 5.10
- [78] A.C. Hagg, G.O. Sankey, "The Containment of Disk Burst Fragments by Cylindrical Shells", J. of engineering for Power, Trans. ASME, (April 1974), pp. 114-123
- [79] E. Sonnichsen, "Ensuring spin test safety", Mech. Engineering, (Dec. 1993), pp. 72-77
- [80] P. Agatonovic, „Durchschlagsversuch vom DESAVAC-Verdichtergehäuse“, Strukturnotiz EGS 80 11 10, MAN-MT, zitiert nach J. Humpert, Urenco, Technische Notiz Nr. 2.13.12/01/92
- [81] F.J.M. Thoolen, Center for Construction and Mechatronics, Nuenen/The Netherlands, private Mitteilung 1997
- [82] G.W. Ehrenstein, „Faserverbund-Kunststoffe“, Kap. 6.4, Hanser Verlag, München, Wien, 1992
- [83] Private Mitteilungen von G. Fischer, BMW AG München, R.Grothaus, TU Dresden, R.F. Post, Lawrence Livermore National Laboratory
- [84] S. Ashley, "Designing safer flywheels", Mech. Eng. 118/11 (1996) 88-91
- [85] A.D. Sapowith, W.E. Handy, "Composite-Flywheel burst-containment study", Lawrence Livermore National Laboratory, University of California, Livermore, California 94550, Document No. AVSD-0350-81-RR (8 April 1982)
- [86] H. Lee, K. Neville, Handbook of Epoxy Resin, New York, McGraw-Hill, 1967, zitiert nach [85]
- [87] A. Coppa, „Energy storage flywheel housing design concept development“, Lawrence Livermore National Laboratory, Report Nr. UCRL - 15448, 1982
- [88] M. Wutz, H. Adam, W. Walcher, „Theorie und Praxis der Vakuumtechnik“, Braunschweig 1988
- [89] G. Messer *et al.*, "Intercomparison of Nine National High-vacuum Standards under the Auspices of the Bureau International des Poids et Mesures", Metrologia 26 (1989) 183-195
- [90] B.R. Weinberger *et al.*, "Low friction in high temperature superconductor bearings", Appl. Phys. Lett. 59 (1991) 1132-1134

- [91] J.K. Fremerey, B. Lindenau, "Ultra-Low-Friction, Zero-Power Magnetic Suspension System of the Spinning Rotor Vacuum Gauge", in "Magnetic Bearings", Proc. First Int. Symp. Zürich 1988, ed. G. Schweitzer, Springer 1989, pp. 53-58
- [92] Hewlett Packard, HP 3457 A Multimeter, Operating Manual, 1986
- [93] Farnell, Bauteile für die Elektronik, Katalog 1997
- [94] F. Wolff, Herborn, Finite Elemente Rechnungen zur Auslegung eines permanentmagnetisch erregten Generators für die KFA, private Mitteilung, Jan. 1995
- [95] Die Erkundigung bei verschiedenen Automobilherstellern ergab sehr unterschiedliche Einschätzungen des Einflusses von Schwungrädern auf das Fahrverhalten: G. Fischer, BMW AG, private Mitteilung vom 13.2.1996: „Das Schwungrad hat keinen größeren Einfluß auf das Fahrverhalten als andere rotierende Teile. Bei größeren Leistungen als 25 kW ist die Momentaufnahme im Fahrzeug ein Problem.“, U. Seiffert, VW AG, „Trotz gegenläufiger Schwungräder ließen sich die Versuchsfahrzeuge nur mit Anstrengung dazu bewegen, um die Kurve zu fahren“, zitiert nach Auto Bild vom 11. Juni 1994, p. 69
- [96] B. Maloney, The Auto Channel, 12.6.1996
- [97] F. Oudendahl, "Flywheel energy storage units for electric public transport busses and for commuter train sets", p. 125, in "Energy conservation in industry", proc. of the int. sem. held in Düsseldorf 1984, ed. by A.S. Strub and H. Ehringer, VDI-Verlag 1984
- [98] E.P. Burch, "Electric Traction for Railway Trains", 1911, zitiert nach [3]
- [99] O. Brandstädter, MAN, BMFT FB T 76-58, „Energiespeicherung mit stationären Schwungradanlagen“, 1976
- [100] W. Zwerenz, H. Schaubeger, MAN, BMFT FB T 78-11, „Stationäre Schwungrad-Energiespeicheranlage SSB“, 1978
- [101] P. Reimer, H. Schneider, J.K. Fremerey, „Magnetlagerzelle“, Europäische Patentanmeldung EP 0 572 441 B1 vom 13.2.1992

Bildnachweis:

Abb. 6.3: nach J. Humpert [73]

Alle anderen Zeichnungen und Fotos: M. Kolk

Forschungszentrum Jülich



Jül-3470
Dezember 1997
ISSN 0944-2952