Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Fakultät für Maschinenwesen Institut für Dampf- und Gasturbinen der RWTH Aachen Prof. Dr.-Ing. Dieter Bohn in Zusammenarbeit mit der Firma ENERCON GmbH, Aurich

Machbarkeitsstudie und Konzept einer stationären Schwungradanlage zur dezentralen, verbraucherorientierten Energiespeicherung

Diplomarbeit

Aachen, im Mai 1996

Autor:cand.-Ing. Florian StrößenreutherBetreuender wiss. Mitarbeiter: Dipl.-Ing. Uwe KrügerBetreuender Professor:Prof. Dr.-Ing. Dieter Bohn



Lehrstuhl und Institut für Dampf- und Gasturbinen Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen Direktor: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Bohn



4030650M / 10.01.96 lfd.Nr.

#### Diplomarbeit für Herrn cand.-ing. Florian Strößenreuther, Matr.-Nr. 176277

<u>Thema:</u> Machbarkeitsstudie und Konzept einer stationären Schwungradanlage zur dezentralen, verbraucherorientierten Energiespeicherung

#### Betreuer: Dipl.-Ing. U. Krüger

In der Elektrizitätswirtschaft erfüllt die Energiespeicherung wichtige Aufgaben. Die Energieversorgungsunternehmen sind gesetzlich verpflichtet, elektrische Energie zu jedem Zeitpunkt in ausreichender Menge zu erzeugen. Das bedeutet, daß sie ihre installierte Kraftwerksleistung der größten von den Verbrauchern benötigten Leistung anpassen und dabei auch die Verfügbarkeiten der verschiedenen Kraftwerkstypen berücksichtigen müssen.

Durch Energiespeicherung kann man eine gleichmäßigere Auslastung und damit eine energetisch günstigere Fahrweise der konventionellen Kraftwerke erreichen. Auch läßt sich die zu installierende Spitzenlastkraftwerksleistung mit Hilfe von Energiespeichern reduzieren. Aktualität gewinnt die Speichertechnologie insbesondere auch beim verstärkten Einsatz regenerativer Energietechniken, die natürlicherweise eine hohe Leistungsschwankung auf der Primärenergieseite besitzen.

Zur erzeugerorientierten Energiespeicherung werden heutzutage Pumpspeicherkraftwerke, Batterieanlagen und Druckluftspeicher genutzt. Diesen wird in Schwachlastzeiten kostengünstig erzeugte Energie zugeführt und in Spitzenlastzeiten wird die gespeicherte Energie wieder in Strom umgewandelt. Die verbraucherorientierte Energiespeicherung hat den Zweck, die Leistungsbezugsgrenzen nicht zu überschreiten und somit eine Glättung in der Leistungsnachfrage zu erreichen. Hierbei ist der Energiespeicher dezentral beim Verbraucher lokalisiert, womit sich die benötigte Speicherkapazität in Grenzen hält. Dezentrale Speichersysteme können ebenfalls zur Überbrückung von kurzzeitigen Ausfallzeiten von Kleinkraftanlagen, wie z. B. Windkraftwerken, oder während eines Stromausfalls dienen.

In dieser Arbeit soll geklärt werden, ob die verbraucherorientierte und die überbrückende Energiespeicherung, die ja eher den Zweck der Leistungsspeicherung erfüllen, mit Hilfe von Schwungradanlagen effektiv und ökonomisch sinnvoll zu erzielen ist. Hierzu wird zunächst ein Überblick über den Stand der Schwungradtechnologie und deren Entwicklungstrends erarbeitet.

Im Anschluß daran wird ein konstruktiver Lösungsansatz für eine konkrete stationäre Schwungradanlage zur Speicherung von 50 kWh elektrischer Energie erstellt. Hierbei soll ein Kompromiß zwischen einer reibungsarmen und kostengünstigen Konstruktion unter Verwendung handelsüblicher Komponenten gefunden werden.

Die Arbeit umfaßt im einzelnen folgende Teilbereiche:

- 1) Einarbeitung in die Schwungradtechnologie und Literaturrecherche
- 2) Erstellen eines Anforderungsprofils für die Anwendung bei einem Verbraucher und bei einer Windkraftanlage
- 3) Erarbeitung konstruktiver Lösungsansätze und Berechnung der kritischen Bauteile
- 4) Bewertung hinsichtlich Funktion, Effizienz und ökonomischer Kriterien für die beiden Anwendungsfälle

Die Arbeit ist in enger Zusammenarbeit mit dem Institut durchzuführen. Schriftliche Ausarbeitungen, Programmcodes und listings, Konstruktionszeichnungen etc. verbleiben beim Institut.

#### Abgabeform:

3

2 Exemplare und das kopierfähige Original (bei Verwendung von Textverarbeitung Kopie auf Disketten); Zeichnungen und Diagramme normgerecht und kopierfähig; Listing aller verwendeten Programme; Speicherung von Source und Ergebnisfiles auf Disketten oder Magnetbändern.

Bolu

# Erklärung

Hiermit erkläre ich, daß ich diese Diplomarbeit selbständig und ohne Hilfe Dritter angefertigt habe. Ich habe nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt, wobei ich die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen und Darstellungen als solche kenntlich gemacht habe.

Aachen, den 14. Mai 1996

Florian Strößenreuther

# Danksagung

Ich möchte folgenden Personen meinen Dank aussprechen, die die Durchführung dieser Diplomarbeit ermöglicht haben bzw. die mir mit Rat und Tat während der letzten Monate beiseite gestanden haben:

Prof. Dr.-Ing. Dieter Bohn und Dipl.-Ing. Uwe Krüger, Institut für Dampf- und Gasturbinen der RWTH Aachen, die die wissenschaftliche Betreuung der Diplomarbeit übernommen haben,

Dipl.-Ing. Torsten Jepsen von der Firma ENERCON GmbH, Aurich, der die Anregung zu dieser Diplomarbeit gab und mit dem ich in mehreren Gesprächen einen regen Gedankenaustausch hatte,

meinen Eltern, die mich das ganze Studium über moralisch und finanziell unterstützt haben,

meinen Freunden, die mir während der Diplomarbeitsphase zu willkommener Ablenkung verhalfen

und schließlich meiner Freundin Martina, die mich die letzten Monate immer wieder aufgemuntert und unterstützt hat.

# Inhaltsverzeichnis

Diplomthema	ii
Bezeichnungen	. vii
1 Einleitung	1
2 Geschichtlicher Rückblick	3
<ul> <li>3 Schwungradentwicklung in den letzten vierzig Jahren</li></ul>	8 8 14
<ul> <li>4 Grundlagen der Schwungradtechnik</li> <li>4.1 Die Schwungradenergiespeicheranlage</li> <li>4.2 Schwungradform</li> <li>4.3 Werkstoffe</li> <li>4.4 Lagerung</li> <li>4.4.1 Wälzlager</li> <li>4.4.2 Gleitlager</li> <li>4.4.2 Gleitlager</li> <li>4.4.3 Magnetische Lager</li> <li>4.4.4 Anordnung</li> <li>4.5 Gehäuse und Vakuum</li> <li>4.6 Elektrischer Anlagenteil</li> <li>4.6.1 Elektrische Maschine</li> <li>4.6.2 Umrichter</li> <li>4.7 Betriebsdatenerfassung und Regelung</li> </ul>	17 17 18 23 25 26 26 27 28 30 33 33 35 36
<ul> <li>5 Schwungrad als Energiespeicher</li></ul>	37 37 39 42 45
<ul> <li>6 Weitere Speichermöglichkeiten</li> <li>6.1 Allgemeines</li> <li>6.2 Hydraulische Speicher</li> <li>6.3 Thermische Speicher</li> <li>6.4 Druckluftspeicher</li> <li>6.5 Batterie</li> <li>6.6 Wasserstofftechnologie</li> <li>6.7 Supraleitender magnetischer Energiespeicher</li> <li>6.8 Vergleich der verschiedenen Speichermöglichkeiten</li> </ul>	47 47 48 50 51 52 54
<ul> <li>7 Speichereinsatz in der elektrischen Energieversorgung</li> <li>7.1 Ort der Energiespeicherung</li> <li>7.2 Verbraucherorientierte Energiespeicherung</li></ul>	55 55 55 56

7.2.2 Strompreise	57
7.2.3 Lastmanagement	59
7.3 Energiespeicherung bei Windkraftanlagen	62
7.3.1 Schwankungen des Windangebotes	62
7.3.2 Überbrückung bei Ausfall von Anlagen	64
7.3.3 Anschluß von Windkraftanlagen ans Netz	64
7.3.4 Netzstabilisierung, Frequenz- und Spannungsregelung	65
7.4 Weitere Anwendungen	66
7.5 Anforderungsprofil einer Schwungradenergiespeicheranlage	67
7.5.1 Anlagenspezifikation	67
7.6 Hypothetischer Lastzyklus	69
8 Entwurf einer Schwungradspeicheranlage	70
8.1 Zusammenhänge zwischen den Entwurfsbereichen	70
8.2 Schwungrad	71
8.2.1 Materialauswahl	71
8.2.2 Lebensdauer und Dauerfestigkeit	71
8.2.3 Festigkeitsberechnung	76
8.2.4 Schwungradform	85
8.2.5 Anordnung des Schwungrades	88
8.2.6 Verbindung Scheibe-Welle	89
8.2.7 Dynamische Betrachtung	90
8.3 Lagerung	90
8.3.1 Axiales hydrostatisches Gleitlager	91
8.3.2 Axiales Wälzlager	94
8.3.3 Auswahl des Axiallagers	98
8.3.4 Radiales Führungslager	98
8.3.5 Schmierung	99
8.4 Elektrischer Anlagenteil	99
8.5 Gehäuse	100
8.5.1 Luftreibung	100
8.5.2 Belastung des Gehäuses	102
8.5.3 Berstschutz	103
8.6 Regelung und Steuerung	103
9 Bewertung der Schwungradenergiespeicheranlage	105
9.1 Verbraucherorientierte Speicherung	105
9.1.1 Verhalten der Anlage	105
9.1.2 Wirtschaftliche Betrachtung	108
9.2 Energiespeicherung bei Windkraftanlagen	112
9.2.1 Wirtschaftliche Betrachtung	112
10 Zusammenfassung	115
11 Literatur	116
12 Anhang	121

# Bezeichnungen

#### Lateinische Buchstaben

- a Rißlänge
- *B* geometrischer Parameter der Scheibe gleicher Festigkeit
- *B<sub>f</sub>* gleichbleibende jährliche Betriebsund Instandsetzungskosten
- $B_n$  im n-ten Betriebsjahr anfallende unregelmäßige Ausgaben
- $b_1$  Größenbeiwert
- *b*<sub>2</sub> Oberflächenbeiwert
- *C* dynamische Tragzahl
- C Konstante
- *C* Werkstoffkennwert nach Paris
- $C_m$  aerodynamischer Reibkoeffizient
- $d_m$  mittlerer Lagerdurchmesser
- E Elastizitätsmodul
- *E* Energie
- *E* jährliche Stromkosteneinsparung
- $e_{zul}$  zulässige bezogene Unwucht
- F Kraft
- $f_{0,1}$  Koeffizienten zur Berechnung der Lagerreibung
- *G* Auswuchtgütestufe
- H Druckverhältnis
- *h* Lagerspalt des Gleitlagers
- *i* Anzahl der Lager
- i Zinsfuß
- J Massenträgheitsmoment
- *K* Formfaktor
- *K<sub>i</sub>* Funktion der Schwungradform und der Zylinderkoordinaten
- L Lebensdauer
- M Moment

- m Masse
- N Lastspielzahl
- *n* doppelt logarithmische Steigung der Rißfortschrittskurve
- n Drehzahl
- P dynamisch äquivalente Lagerbelastung
- P Leistung
- $P_n$  Saldo am Ende des n-ten Jahres
- p Druck
- *p* Lebensdauerexponent
- $\dot{Q}$  Wärmestrom
- *R* Kraftkomponente der Tangentialkräfte in radialer Richtung
- $R_e$  Reynoldszahl
- r Radius
- *S* Schadenssumme nach Miner
- S Sicherheit
- *s* jährliche Teuerungsrate des Strompreises
- $T_G$  Speichergüte
- *t* jährliche Teuerungsrate der Betriebskosten
- t Zeit
- v örtliche Radialverschiebung
- *Y* Geometriebeiwert des Risses
- y Scheibendicke
- Z Fliehkraft

#### **Griechische Buchstaben**

- α Verhältnis von Kranzdicke zu Scheibendicke am Außenrand
- β Verhältnis von Innen- zu Außenradius
- δ Durchmesser der Kapillare

8	Dehnung	Hilf	Hilfsaggregat
η	dynamische Viskosität	i	innen
η	Wirkungsgrad	L	Ladevorgang
φ	Drehwinkel	Lager	Lager
λ	geometrischer Parameter der	т	Mittelwert
	Scheibenkontur	т	Mittel-
λ	Länge der Kapillare	max	maximal
ν	kinematische Viskosität	mech	mechanisch
ν	Querkontraktionszahl	min	minimal
ξ	Pumpenwirkungsgrad	Netz.	Netz
ρ	Dichte	Öl	ölgeschmiert
σ	Spannung	0	Ober-
χ	dimensionsloser Radius	r	radial
ω	Winkelgeschwindigkeit	S	Speichervorgang
Indias		Sch	Schwell-
Indize	s statiant	Schw	Schwungrad
0	Basing dag Zuluka	sp	Speicher
0	Beginn des Zyklus	Т	Tasche
1	Radiallager	t	tangential
2	Traglager	Um	Umrichter
10	10% Ausfallwahrscheinlichkeit	и	Unter-
а	außen	V	Verlust
а	Ausschlag	V	Vergleich
а	Jahr	W	Wechsel-
aero	aerodynamisch	Ζ	Zufuhr
ax	axial	z	Zug
С	kritisch	zul	zulässig
Dicht	Dichtung		
Ε	Entladevorgang		
el	elektrisch		
erf	erforderlich		
f	fest		
G	Gestalt		
<i>g</i>	Gas		

# 1 Einleitung

Der Bedarf an elektrischer Energie steigt weltweit stetig an. Gleichzeitig nimmt die Stromerzeugung aus regenerativen Energien zu. Die Kapazitäten zur Übertragung und Verteilung der elektrischen Energie müssen an den steigenden Verbrauch angepaßt werden. Im Sinne einer zuverlässigen Stromversorgung müssen auch die installierte Kraftwerksleistung und die Reservekapazitäten erweitert werden, um auf die jeweilige Lastsituation reagieren zu können.

Mit dem steigenden Anteil von empfindlicher Elektronik in Telekommunikationsgeräten und Computern werden auch die Anforderungen an die elektrische Energie bezüglich Spannungsqualität und Versorgungssicherheit höher.

Die Energiewirtschaft ist aus Kostengründen daran interessiert, die Erweiterung der Erzeugungs-, Übertragungs- und Verteilungskapazitäten so gering wie möglich zu halten und die Investitionen solange wie möglich hinauszuzögern. Auch aus umweltpolitischer Sicht ist der Versuch sinnvoll, nur soviel Anlagen wie nötig aufzustellen, da somit Rohstoffe und die Energie zur der Herstellung und Montage dieser Anlagen gespart werden kann. Eine Möglichkeit, Kapazitätserweiterungen zu vermeiden, ist die Reduzierung der Spitzenlasten. Daher schaffen die Energieversorgungsunternehmen durch ihre Tarifstruktur Anreize für Stromkunden, ihren Lastbezug zu vergleichmäßigen.

Will ein Stromkunde, z.B. ein produzierendes Unternehmen, die Tarifstruktur zur Kostenersparnis ausnutzen, bedient er sich des verbraucherseitigen Lastmanagements. Zu den Maßnahmen des Lastmanagements gehören die Verlegung eines Teils der Produktion in lastärmere Zeiten, Überwachung der für die Leistungsverrechnung maßgeblichen Viertelstundenmittelwerte der Bezugsleistung, Abschaltung von Verbrauchern nach einer Prioritätenliste, wenn die Gefahr der Überschreitung einer bestimmten Leistungsgrenze besteht, und der Einsatz von Energiespeichern.

Im Zuge der Liberalisierung der elektrischen Energieversorgung werden in Zukunft Energiedienstleistungsunternehmen entstehen, die keinen Strom mehr produzieren sondern mit dem Strom handeln. Sie werden Strom zu Spitzenlastzeiten meistbietend verkaufen oder Kunden mit störungsempfindlichen Geräten elektrische Energie mit sehr geringen Spannungs- und Frequenzschwankungen anbieten. Auch diese Dienstleister werden potentielle Benutzer von Energiespeichern sein.

Die Speicherung findet dabei dezentral statt, das heißt in der Nähe des Stromverbrauchs. Der heute am weitesten verbreitete Speichertyp für die dezentrale Energiespeicherung ist der Batteriespeicher. Doch zeigt die momentane Forschungstätigkeit im Bereich der Schwungradenergiespeicher und der supraleitenden magnetischen Energiespeicher das große Interesse an alternativen Speichermöglichkeiten.

In dieser Diplomarbeit, die in Zusammenarbeit mit der Firma ENERCON in Aurich entstanden ist, wird die Frage geklärt, ob eine große Schwungradenergiespeicheranlage mit einem Energieinhalt von 50 kWh für den dezentralen Einsatz mit einfachen Mitteln realisierbar ist. Hierzu werden zunächst die Entwicklung und die Grundlagen der Schwungradtechnik behandelt. Anschließend folgt ein Überblick über andere Energiespeichermöglichkeiten. In einem konzeptionellen Entwurf wird die Machbarkeit der Schwungradenergiespeicheranlage nach dem Stand der Technik demonstriert. Es wird ein Modell zur Simulation des Anlagenverhaltens erstellt. Der Entwurf wird schließlich nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten bewertet.

# 2 Geschichtlicher Rückblick

Die erstmalige Nutzung der Massenträgheit in Form rotierender Massen läßt sich auf das 6. Jahrtausend vor Christus datieren. In China wurden kleine Spindeln für die Herstellung von Fäden verwendet. Diese Spindeln bestanden aus einem hölzernen Stock als Achse und einer kleinen Scheibe mit zentraler Bohrung aus Stein, Holz, Metall, Ton, Glas oder Knochen, die als Schwungmasse diente (Bild 1(a)). Die Spindel war dabei direkt an den zu spinnenden Fasern aufgehängt und wurde von Hand in Rotation versetzt.

Bis zum 3. Jahrtausend v.Chr. hatte sich diese Spinntechnik bis nach Europa verbreitet. Es ist bemerkenswert, daß in Südamerika keine Spindeln mit Schwungscheiben gefunden wurden, und daß von der Kolonisation weitgehend unberührte Ureinwohner in Peru heute noch ihre Fäden mit Holzstöcken ohne Schwungmasse spinnen [1].



- Bild 1: Historische Schwungräder aus dem asiatischen Raum [1]
  - (a) 6000 Jahre alte Spindel aus Stein mit zentraler Bohrung und wenigen

Zentimetern Durchmesser, Fundort China

- (b) Töpferscheibe aus Mesopotamien, Alter 4000 Jahre, Durchmesser 900 mm, Dicke 80 mm
- (c) Töpferscheibe aus Japan, Axialnadellager mit einer Lagerschale aus Porzellan
- und einem radialen Führungslager
- (d) Töpferscheibe aus Indien in Verbundbauweise (Bambusringe in Lehm)

Eine weitere frühe Anwendung von Schwungrädern ist die Töpferscheibe. Sie kam um 4000 v.Chr. in Verwendung. Diese Verzögerung in der Entwicklung im Vergleich zur Spindel läßt sich mit den Schwierigkeiten erklären, die eine stationäre, reibungsarme Lagerung der sehr viel schwereren Töpferscheiben mit sich bringt.

Die ersten Töpferscheiben bestanden aus Holz, und ihre Existenz läßt sich heute direkt nur noch anhand der steinernen Lager nachweisen. Einfacher ist der indirekte Nachweis anhand der Töpfererzeugnisse, denen man leicht ansieht, ob sie von Hand geformt sind oder auf einer schnell rotierenden Scheibe unter Fliehkrafteinfluß hergestellt wurden. Aufgrund von Funden dieser Art wird heute vermutet, daß das Schwungrad früher als das Rad für die Fortbewegung erfunden wurde und damit das Schwungrad die älteste "Maschine" der Menschheitsgeschichte ist [1]. Die ältesten Töpferscheiben wurden in Vorderasien gefunden. Erst 400 v.Chr. fanden sie den Weg nach Mitteleuropa.

Das Material für Töpferscheiben aus späteren Jahrhunderten variiert von Stein über Holz, Lehm und Ton bis hin zu Verbundmaterialien. Aus in Indien gefundenen Überresten wurde ein sehr interessantes Töpferrad rekonstruiert, das in Bild 1(d) dargestellt ist. Die ringförmige Schwungmasse besteht aus Lehm, in den in tangentialer Richtung Bambusringe eingelegt sind. Zudem wird die Schwungmasse über hölzerne Speichen mit der Achse verbunden. Diese Konstruktion ist in Hinblick auf heutige Faserverbundschwungräder geradezu visionär. Die Töpferscheibe wurde mit den Füßen oder von Hand angetrieben und konnte die Rotation über mehrere Minuten aufrecht erhalten. Dabei erreichte sie Drehzahlen bis zu 100 min<sup>-1</sup>. Für ein in Mesopotamien gefundenes Töpferrad wurde der Energieinhalt zu 0,14 Wh bestimmt.

Solche Eigenschaften waren nur bei einer guten Lagerung möglich. Die Axiallast wurde in der Regel von Nadellagern aufgenommen. Dabei bestand die Lagerschale aus Stein, Porzellan oder Hartholz. Entweder stabilisierte sich die Scheibe durch die Präzession selber oder wurde durch ein radiales Gleitlager geführt. Die Lager wurden zum Teil auch mit Hilfe von pflanzlichen Ölen und Fetten sowie mit Bitumen geschmiert.

Mit der Einführung von Kurbeltrieben in Form von Spinnrädern und Handmühlen wurden die Schwungmassen unentbehrlich zur Glättung der ungleichförmigen Antriebsbewegung. Die sich im Mittelalter immer weiter verbreitenden Wind- und Wassermühlen machten sich auch die Trägheit ihrer drehenden Teile zu Nutze. Durch sie wurde der Einfluß der unstetigen Antriebskräfte oder Lasten verringert und eine gleichmäßigere Drehbewegung erreicht. Zusätzliche rotierende Massen wurden auch bei von Menschenkraft oder von Tieren angetriebenen Geräten angebracht.

Bis ins späte Mittelalter konnten die Philosophen und Naturwissenschaftler das Phänomen der Massenträgheit nicht erklären, und dennoch wurde die Massenträgheit schon seit Jahrtausenden ausgenutzt. Erst Galileo Galilei formulierte im 17. Jahrhundert das Gesetz von der Trägheit der Masse.



Bild 2: Dampfmaschine mit eisernem Schwungrad von James Watt (1784) [1]

Durch die Entwicklung der Dampfmaschinen im 18. Jahrhundert gewannen die Schwungräder weiter an Bedeutung. Gleichzeitig vollzog sich auch ein Wechsel von Holzschwungrädern zu Eisenschwungrädern. Viele Schwungräder wurden gegossen, andere wiederum geschmiedet.

Es ist anzumerken, daß sich die Aufgaben der Schwungräder im Laufe der Zeit gewandelt haben. Waren sie in Form der Töpferscheibe und der Spindel als Energiespeicher zur Aufrechterhaltung der Bewegung benutzt worden, so wurden sie seit der Entdeckung der Dampfmaschine bis ins 20. Jahrhundert als träge Masse zur Vergleichmäßigung von Drehbewegungen eingesetzt. Oft übernahmen die Schwungräder gleichzeitig die Aufgabe von Riemenscheiben. Diese Entwicklung spiegelt sich auch in der Form der Räder wider. Zunehmend wurde die Masse auf dem größten Durchmesser konzentriert und die Verbindung zur Achse mit Hilfe von Speichen hergestellt. Die Auslegung der Schwungräder zielte auf ein möglichst hohes Trägheitsmoment und niedrige Drehzahlen ab.

Die Abmessungen der Dampfmaschinenschwungräder nahmen mit der Zeit beträchtliche Ausmaße an, und die Fliehkraftbelastungen überstiegen manches Mal die Festigkeit der meist aus Gußeisen bestehenden Räder. So wird von einem Schwungrad der Firma Corliss Steam Engine Co. berichtet, das 1891 in Manchester, New Hampshire, U.S.A., auseinanderbrach und dabei drei Arbeiter tötete. Das gußeiserne Schwungrad hatte einen Durchmesser von über 9 m, eine Breite von 2,80 m, eine Masse von 52 t und wurde von 10 Speichen getragen. Der Unfall geschah, als die Antriebsriemen durchrutschten und somit die Last abgeworfen wurde. Das Schwungrad beschleunigte auf eine Überdrehzahl von 61 min<sup>-1</sup> und barst [2].

Auch für die Ende des 19. Jahrhunderts aufgekommenen Verbrennungsmotoren waren und sind heute noch die Schwungräder zur gleichmäßigen Übertragung der Kolbenkräfte auf den Antriebsstrang essentiell. Um die gleiche Zeit wurden auch die ersten Turbomaschinen von Parsons und de Laval entwickelt. Erst mit den aus diesem Bereich gewonnenen Kenntnissen und Berechnungsmethoden konnte der Drehzahlbereich für Schwungräder nach oben erweitert werden. Die Scheibe gleicher Festigkeit, die ursprünglich von de Laval für seine hochtourigen Dampfturbinen entwickelt wurde, ist auch heute noch eine der wichtigsten Formen für Stahlschwungräder.

Als reiner Energiespeicher war das Stahlschwungrad von John A. Howell von 1884 ausgelegt. Bei einer Masse von 160 kg und einer maximalen Drehzahl von 21000 min<sup>-1</sup> speicherte es genug Energie, um einen Torpedo bei einer Geschwindigkeit von 55 km/h 1,5 km weit durch das Wasser zu bewegen. 1911 wurde ein 44 t schweres Schwungrad mit einem Speicherinhalt von 34 kWh an einer elektrifizierten Bergeisenbahnstrecke in Italien installiert [1].

In den zwanziger Jahren verwendete man Motorgeneratoren mit großen Schwungrädern, die Ilgner-Umformer, zum Abfangen von Lastspitzen in Walzwerken und bei Fördermaschinen. 1924 lieferte die AEG einen Ilgner-Umformer, dessen Schwungrad einen Durchmesser von 4 m und eine Breite von 1 m hatte. Bei 750 min<sup>-1</sup> speichert es rund 166 kWh [3]. Bereits 1931 wurde in Kursk in der ehemaligen Sowjetunion eine Schwungradenergiespeicheranlage in Verbindung mit einer Windkraftanlage betrieben.



Bild 3: Schwungrad im mobilen Einsatz [4]

Nicht unerwähnt bleiben soll die Verwendung des Schwungrades bei Spielzeugen wie zum Beispiel Kreisel, Jo-Jo und Diabolo. Bevor die handelsüblichen Trockenbatterien auf dem Markt waren, wurden Spielzeugautos neben Speicherfedern hauptsächlich mit Schwungradenergiespeichern angetrieben.

# 3 Schwungradentwicklung in den letzten vierzig Jahren

## 3.1 Ausgeführte und geplante Anlagen

Den Anfang der modernen Schwungradtechnik machte 1950 die schweizer Firma Örlikon. Sie baute einen mobilen Schwungradenergiespeicher zum Einsatz in Nahverkehrsbussen. Der Speicher wurde an jeder Haltestelle über das öffentliche Stromversorgungsnetz aufgeladen und hatte unter Ausnutzung von Bremsenergierückspeisung einen Aktionsradius von 3,5 km. Sein Speicherinhalt betrug 9,15 kWh<sup>1</sup>.

Die mit diesem Schwungrad ausgerüsteten "Gyrobusse" wurden bis 1969 im Linienverkehr eingesetzt. Das Schwungrad aus Stahl war als Scheibe gleicher Festigkeit mit äußerem Kranz ausgelegt und lief zur Verringerung der Luftreibungsverluste in einer Wasserstoffatmosphäre. Der Befestigung der angeflanschten Wellenenden wurde sehr viel Aufmerksamkeit geschenkt. Da die Flansche elastisch ausgeführt waren, wurde eine Spannungskonzentration am Übergang von den Flanschen zum Schwungrad vermieden.



Bild 4: Schwungradanlage des "Gyrobusses" für mobilen Einsatz [1]

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Im folgenden wird immer der Energieinhalt bei maximaler Drehzahl angegeben, um die Schwungräder besser miteinander vergleichen zu können. Der tatsächliche Nutzenergieinhalt hängt von der Drehzahlbereich ab, in dem das Schwungrad operiert.

Am Max-Planck-Institut für Plasmaphysik in Garching wurde 1974 ein stationärer Schwungradspeicher zur Bereitstellung von 155 MW Leistung für einen Zeitraum von 10-15 s für Fusionsexperimente aufgestellt. Das Schwungrad besteht aus vier geschmiedeten Stahlscheiben konstanter Dicke, die auf eine gemeinsame Welle aufgezogen sind. Der maximale Energieinhalt beträgt 1000 kWh. Aufgrund der kurzen Laufzeit und des vorherbestimmten Einsatzzeitpunktes der Anlage wird auf eine evakuierte Atmosphäre verzichtet, was bei einer Drehzahl von 1650 min<sup>-1</sup> zu Luftreibungsverlusten von 650 kW führt [5,6].

Die Firmen Garret und General Electric entwickelten Ende der siebziger Jahre Schwungradenergiespeicheranlagen mit Stahlschwungrädern zur Rückgewinnung von Bremsenergie für den mobilen Einsatz. Beiden Anlagen ist gemeinsam, daß die Schwungräder aus mehreren dünnen Scheiben zusammengesetzt sind. Bei dem Schwungrad von General Electric wird eine Scheibe gleicher Festigkeit mit äußerem Kranz benutzt [1].

MAN entwarf 1978 im Auftrag des Bundesministerium für Forschung und Technologie eine stationäre Schwungradenergiespeicheranlage, die zur Bremsenergiespeicherung an einer Gefällestrecke der Stuttgarter S-Bahn konzipiert wurde. Mit einem maximalen Energieinhalt von 36 kWh kommt dieser Entwurf dem Inhalt von 50 kWh für die in dieser Studie zu entwerfende Schwungradanlage recht nahe. Das Schwungrad ist als Stahlscheibe gleicher Festigkeit mit äußerem Kranz bei einer Masse von 5 t ausgelegt. Seine Höchstdrehzahl beträgt 2800 min<sup>-1</sup> in einer Luftatmosphäre mit einem Druck von 10 mbar. Das um die Vertikalachse rotierende Schwungrad ist durch ein hydrostatisches Axialtraglager gelagert und wird durch ein Zylinderrollenlager und ein Kugellager radial geführt. Die Lagersitze der Radiallager sind zur Verbesserung der dynamischen Eigenschaften elastisch mit dem Gehäuse verbunden und können beim Durchfahren der kritischen Eigenfrequenzen hydraulisch verspannt werden. Zudem ist ein Axial-Pendelrollenlager als Notlager vorgesehen, auf welches das Schwungrad aufsetzt, falls das hydrostatische Lager ausfällt. Da die MAN-Anlage nicht realisiert worden ist, liegen jedoch keine Betriebserfahrungen vor [7].

Im Gegensatz dazu hat Mitsubishi 1981 und 1988 zwei Schwungradspeicheranlagen tatsächlich gebaut, die zur Bremsenergierückgewinnung und Spannungsstabilisierung an einer Eisenbahnstrecke eingesetzt werden.

Die Anlage der ersten Generation hatte eine vertikale Welle, auf die die Schwungscheibe konstanter Dicke aufgezogen war. Bei einer Masse von 10 t und einer Drehzahl von 1600 min<sup>-1</sup> hatte das Schwungrad einen Energieinhalt von 19 kWh. Die Lagerung bestand aus einem hydrostatischen Axiallager für den Betrieb, einem hydrostatischen Axiallager für den Notlauf, einem axialen Magnettraglager und einem Doppelreihenkonuslager zur radialen Führung. Das Schwungradgehäuse war mit Luft bei einem Druck von 10 mbar gefüllt, während die Gleichstrommaschine der Luft bei Umgebungsdruck ausgesetzt war. Das führte trotz kurzer Speicherzeiten zu einem Wirkungsgrad von nur 70 % [8].

Diese Versuchsanlage absolvierte den Probebetrieb unter realen Bedingungen zufriedenstellend. Bei der Anlage der zweiten Generation werden die Luftreibungsverluste durch den Einsatz einer Drehstrommaschine, die zusammen mit dem Schwungrad in einer Heliumatmosphäre rotiert, verringert. Das Schwungrad selbst ist ein 13,7 t schwerer Massivzylinder mit horizontaler Welle, das mit hydrostatischen Radiallagern gelagert ist. Der Übergang von vertikaler zu horizontaler Welle geschah aus Platzgründen, denn die Anlage ist unter der aufgeständerten Bahnlinie installiert. Der Energieinhalt konnte bei einer Drehzahl von 3000 min<sup>-1</sup> auf 50 kWh gesteigert werden.

An der Technischen Universität Braunschweig wurde 1982 im Rahmen einer Dissertation der Einsatz von Faserverbundwerkstoffen für Schwungräder theoretisch und experimentell untersucht. Besonderes Augenmerk wurde der Auslegung der elektrischen Maschine gewidmet. Das Ergebnis ist ein Prototyp einer permanentmagneterregten Synchronmaschine in Außenläuferbauweise [9].

Die Firma Magnet-Motor in Starnberg entwickelte den "Magnetdynamischen Speicher", ein Hohlzylinderschwungrad aus glasfaserverstärktem Kunststoff, in dessen Inneren eine Permanentmagnetmaschine integriert ist. Die Rotormasse wird durch eine magnetische Lagerentlastung weitgehend getragen. Bei einer Drehzahl von 11.000 min<sup>-1</sup> enthält der "Magnetdynamische Speicher" eine Energie von 2,75 kWh. Der Speicher wurde 1988 in Nahverkehrsbussen von MAN und Neoplan von den Münchner Stadtwerken getestet [5]. Über die Ergebnisse und weiteren Entwicklungen der Firma Magnet-Motor liegen leider keine Informationen vor, da die Firma auf eine schriftliche Anfrage von seiten des Autors nicht reagiert hat. Von der Firma Aerospatiale werden serienreife Schwungradspeicheranlagen für geregelte Notstromversorgungen von Fernmeldeeinrichtungen, Krankenhäusern und kerntechnischen Anlagen angeboten. Eines dieser Modelle mit einem 350 kg schweren Rotor aus Faser-verbundkunststoff speichert 1 kWh und ist vollmagnetisch gelagert [10].

Das 1988 an der University of Ottawa entwickelte Schwungradspeichersystem dient der Speicherung von photovoltaisch erzeugtem Strom zum Betrieb von Signaleinrichtungen im Küstenschutz. Das Schwungrad besteht aus einer Aluminiumnabe und einer Schwungmasse aus glasfaser- und kohlefaserverstärktem Kunststoff und wiegt 186 kg. Der Energieinhalt beträgt bei 23.000 min<sup>-1</sup> rund 8,5 kWh [10].

Einen ganz anderen Weg beschreitet das Rutherford Appleton Laboratory in Großbritannien. Hier wird der Einsatz von Schwungradenergiespeichern in Verbindung mit Windenergie untersucht. Dem Inselbetrieb von Windenergieanlagen kommt dabei eine wichtige Rolle zu. So wurde in einer Versuchsanlage eine Windkraftanlage mit einer Nennleistung von 45 kW, ein Dieselgenerator und ein Schwungradenergiespeicher zusammen betrieben. Das Schwungrad überbrückt dabei Windlöcher im Minutenbereich und vermeidet dadurch häufige Starts des Dieselgenerators. Durch die kurzen Schaltzeiten des Schwungradspeichers, die im Millisekundenbereich liegen, werden zudem Leistungsfluktuationen aufgrund von Windböen vermindert [11].

Andere Untersuchungen des Rutherford Appleton Laboratory beschäftigen sich mit der Anbindung von Windenergieanlagen und Windparks über gering dimensionierte Leitungen an entfernte Verbundnetze, wenn an derselben Anbindung noch Verbraucher liegen. Hier kann mit geringen Speicherleistungen eine beträchtliche Absenkung von Spannungsflackern im Netz erreicht werden [12].

Eine Außenseiterrolle nimmt das Konzept von R.V. Harrowell ein. Er schlägt einen Schwungring aus Naturkautschuk vor, dessen Durchmesser sich unter Fliehkraftbelastung hundert vergrößert. um mehrere Prozent Durch das sich vergrößernde Massenträgheitsmoment ändert sich die Drehzahl dabei nur um wenige Prozent. Dadurch ist es bei geeigneter Auslegung möglich, Strom ohne Frequenzumrichtung ins Versorgungsnetz einzuspeisen. Interessant sind auch die geringen Materialkosten von Naturkautschuk. Allerdings werden dynamische Aspekte in diesem Konzept nicht betrachtet, welche vermutlich zu erheblichen Unwuchtproblemen führen werden [13].

Die University of Maryland in den USA beschäftigt sich schon seit den siebziger Jahren mit Schwungrädern aus Faserverbundkunststoffen. 1992 wurde hier ein Prototyp einer Schwungradspeicheranlage für den Einsatz in einem Satelliten entwickelt, der sich in einer erdnahen Umlaufbahn befindet. Während des 60-minütigen Intervalls, in dem der Satellit auf der sonnenzugewandten Seite der Erde fliegt, wird das Schwungrad mit Solarstrom aufgeladen und versorgt während der 30-minütigen Dunkelheitsphase die Bordgeräte mit Strom.



Bild 5: Schnittbild eines vollmagnetisch gelagerten Schwungrades für die Raumfahrt [14] Der Speicher hat eine Kapazität von 1,3 kWh bei einer Drehzahl von 80.000 min<sup>-1</sup>. Das Schwungrad besteht aus einer hohlen Aluminiumnabe und fünf Hohlzylindern aus aufgewickeltem kohlefaserverstärktem Kunststoff. Es hat bei einem Durchmesser von 25 cm und einer Höhe von 21 cm eine Masse von 15,2 kg. Die Hohlzylinder sind jeweils mit einem Kegelpreßsitz ineinander gefügt. Bei der Rotation treten in den Zylindern hauptsächlich axiale Zugspannungen, also in Faserrichtung, auf. Doch die sehr viel kleineren radialen Zugspannungen wirken senkrecht zur Faserrichtung und sind daher kritischer für die Schwungradfestigkeit. Durch den Preßsitz werden radiale Druckspannungen erzeugt, welche die durch Rotation entstehenden Zugspannungen verringern. Im Innern der Nabe sind die berührungslose Permanentmagnetmaschine und zwei Magnetlager integriert. Permanentmagnete halten das Schwungradgewicht in axialer Richtung und Elektromagneten regeln aktiv die radiale Position des Schwungrades [14].

Ebenso seit den siebziger Jahren betreibt auch das Lawrence Livermoore Laboratory in den USA Schwungradforschung. Es hat 1995 mit der Entwicklung der "Electromechanical Battery" begonnen. Das Konzept ähnelt stark dem zuvor beschriebenen Schwungrad. Es soll auch aus ineinandergeschobenen Hohlzylindern bestehen, die aber durch elastische Separatoren voneinander getrennt und nicht durch einen Preßsitz verbunden sind. Auf eine Nabe aus Metall soll verzichtet und statt dessen Stabmagneten in den innersten Hohlzylinder eingebettet werden. Der Stator soll sich, durch eine Hülle aus Glaskeramik von dem Schwungrad getrennt, außerhalb des Vakuums an der Umgebungsluft befinden. Auch sollen bessere und kostengünstigere Magnetlager entwickelt werden [15].



Bild 6: Projektiertes Schwungrad aus Faserverbundwerkstoff mit vollmagnetischer Lagerung und einem Energieinhalt von 1 kWh bei einer Spitzenleistung von 250 kW [16]

Auch an der ETH Zürich wird momentan an der Schwungradtechnologie geforscht. Vorläufiges Ergebnis dieser Forschung ist das in Bild 6 gezeigte Schwungrad. Interessant an dieser Schwungradanlage ist die Gestaltung der elektrischen Maschine und die vollmagnetische Lagerung.

In bezug auf die magnetische Lagerung von Schwungrädern leistet das Forschungszentrum Karlsruhe einen wichtigen Beitrag. Kernpunkt der Forschung ist ein passives Magnetlager, das aus einem rotierenden Permanentmagneten und einem ruhenden Körper aus supraleitendem Material besteht. Der Supraleiter verankert dabei das Feld des Magneten und stabilisiert ihn in alle drei Raumrichtungen. Zwar muß der Supraleiter auf 77 K gekühlt werden, dafür entfallen aber im Vergleich mit herkömmlichen Magnetlagern die Versorgung der Elektromagneten und die aktive Regelung. Diese Lager wurden in Verbindung mit Kleinschwungrädern erfolgreich getestet. Das Forschungszentrum hat 1995 ein neues Versuchsschwungrad entwickelt. Zwei Schwungscheiben aus Hochleistungsfaserverbundwerkstoff sind über eine Welle miteinander verbunden. Die Welle dient gleichzeitig als Rotor für die Homopolarmaschine mit abschaltbarer Erregung. Oberhalb und unterhalb dieser hantelförmigen Anordnung sind die beiden Magnetlager angebracht. Bei einer Drehzahl von 50.000 min<sup>-1</sup> speichert dieses Schwungrad 300 Wh [17,18,19].

### 3.2 Entwicklung

Um einen Überblick über die Schwungradentwicklung zu gewinnen, sind die Tabellen 6a und 6b (siehe Anhang 12.1) erstellt worden. In diesen Tabellen sind die Merkmale und Daten der oben erwähnten Schwungradenergiespeicheranlagen in chronologischer Reihenfolge aufgeführt. In der folgenden Darstellung ist die maximale Drehzahl über dem maximalen Energieinhalt in Abhängigkeit der verschiedenen Schwungradwerkstoffe aufgetragen.



Bild 7: Zusammenhang zwischen Energieinhalt und Drehzahl

Es ist deutlich zu erkennen, daß die Stahlschwungräder hohe Energieinhalte bei relativ niedrigen Drehzahlen aufweisen, während die Kunststoffschwungräder eine hohe Drehzahl bei niedrigen Energieinhalten besitzen. Das Kautschukschwungrad fällt dabei aus dem Rahmen, da es eine niedrige Drehzahl mit einem niedrigen Energieinhalt miteinander vereint.

Es wird ein Generationsumbruch deutlich, der sich Anfang der achtziger Jahre vollzogen hat. Mit dem Wechsel des Werkstoffes von Stahl zu Kunststoffen änderte sich auch die Schwungradform. Bei den Stahlschwungrädern wird häufig die sogenannte Scheibe gleicher Festigkeit nach Carl Gustav de Laval verwandt. Diese Form hat ihren Ursprung im Turbinenbau, wo die Fliehkräfte, die durch die Schaufelreihen hervorgerufen werden, so auf die Turbinenscheibe wirken, daß das Scheibenmaterial möglichst an jeder Stelle eine gleich hohe Beanspruchung erfährt. Bei der Anlage am Max-Planck-Institut in Garching und den beiden Mitsubishi-Großschwungrädern werden aber ganz einfach Massivzylinder bzw. aus mehreren Scheiben zusammengesetzte Zylinder verwandt, was zu sehr hohen Rotormassen führt.

Ab Mitte der siebziger Jahre wurden von Amerika ausgehend die sogenannten "Superflywheels" entwickelt. Grundgedanke dieser Schwungräder ist die Abkehr von Stahl als isotropem Werkstoff und die Hinwendung zu faserverstärkten Kunststoffen mit der Ausnutzung der von der Faserrichtung abhängigen Werkstoffeigenschaften. Der große Vorteil dieser Kunststoffe sind die sehr hohen Festigkeiten bei gleichzeitig geringer Dichte. Diese Eigenschaft prädestiniert Faserverbundschwungräder für den mobilen Einsatz.

Bei den Schwungrädern aus faserverstärkten Kunststoffen hat sich die aus mehreren konzentrischen Ringen zusammengesetzte Scheibe durchgesetzt. Im Gegensatz zu den mehrachsigen Spannungszuständen bei den Stahlrädern tritt hier hauptsächlich eine Tangentialspannungsbelastung auf, was den anisotropen Werkstoffeigenschaften gerecht wird. Die höheren Festigkeitswerte bei geringerer Dichte lassen hier wesentlich höhere Drehzahlen zu.

Die Motor/Generator-Einheit ist je nach Anwendung unterschiedlich gestaltet. Es finden sich Gleichstrommaschinen wie bei der MAN-Anlage, Drehstrommaschinen und in neuerer Zeit immer häufiger permanentmagneterregte Maschinen.

Während die Großschwungräder älterer Bauart hydrostatisch oder hydrodynamisch gelagert sind, haben die kleineren Schwungräder in der Regel Wälzlager. Da bei beiden Lagerungsarten die Lagerreibung überproportional mit der Drehzahl anwächst, wird bei den hochtourigen modernen Anlagen vermehrt auch die magnetische Lagerung und die magnetische Lagerentlastung eingesetzt.

Bis auf wenige Ausnahmen rotieren die Schwungräder in Luft bei hohem Unterdruck oder aber in Atmosphären mit Gasen geringerer Dichte wie Wasserstoff oder Helium.

Wenn man die Schwungradentwicklung in den letzten Jahrzehnten betrachtet, so ist es auffallend, daß nur wenige Anlagen marktreif entwickelt worden sind. In dem Nachschlagewerk "Wer liefert was" für den deutschen Markt sind zum Beispiel keine Anbieter von Schwungradenergiespeicheranlagen in Deutschland verzeichnet. Es beschäftigen sich hauptsächlich Forschungseinrichtungen bzw. Firmen, die dafür öffentlich gefördert werden, mit dieser Thematik. In der Bundesrepublik wurden seit dem Magnet-Motor-Projekt (1988) nach telefonischer Auskunft eines Mitarbeiter des Bundesministeriums für Bildung und Forschung allerdings keine Bundesfördermittel mehr für die Schwungradtechnologie bereit gestellt [20].

# 4 Grundlagen der Schwungradtechnik

## 4.1 Die Schwungradenergiespeicheranlage



Bild 8: Schema einer Schwungradenergiespeicheranlage

Eine Schwungradenergiespeicheranlage zur Speicherung elektrischer Energie hat prinzipiell den oben abgebildeten Aufbau. Kernstück der Anlage ist das Schwungrad an sich. Es ist mechanisch an die elektrische Maschine gekoppelt. Der rotierende Teil der Anlage ist über die Lagerung mit dem Schwungradgehäuse verbunden. Das Schwungradgehäuse wird durch die Vakuumpumpe evakuiert, um die Luftreibungsverluste zu verringern.

Falls der Schwungradspeicher an ein Drehstromnetz angeschlossen ist, muß der in der elektrischen Maschine erzeugte Strom variabler Frequenz mit Hilfe des Umrichters in einen Strom mit Netzfrequenz umgewandelt werden. Dies kann auch durch ein stufenlos verstellbares mechanisches Getriebe erreicht werden, das zwischen Schwungrad und elektrischer Maschine eingebaut ist. In einem Mikroprozessor werden die erfaßten Betriebsdaten verarbeitet und Signale für die Regelung der Anlage errechnet.

### 4.2 Schwungradform

Ein Schwungrad speichert Energie in Form von Rotationsenergie. Bei Verwendung von stark elastischen Materialien wird zusätzlich potentielle Energie gespeichert. Dieser Anteil ist aber bei Stahl und faserverstärkten Kunststoffen aufgrund der geringen Verformungen unter Fliehkraftbelastung vernachlässigbar. Somit ergibt sich die gespeicherte Energie zu

$$\mathbf{E} = \frac{1}{2} \mathbf{J} \cdot \boldsymbol{\omega}^2 \tag{1}$$

- E Rotationsenergie
- J Massenträgheitsmoment
- ω Winkelgeschwindigkeit

Das Massenträgheitsmoment wird durch die Dichte des Schwungradmaterials und die Form des Schwungrades festgelegt. Der Energieinhalt wird durch eine maximale Drehzahl begrenzt, bei der die zulässige Materialbelastung erreicht wird.

Die massenspezifische Energiedichte ist ein geeignetes Maß, um verschiedene Kombinationen von Schwungradformen und Materialien miteinander vergleichen zu können. Die Energiedichte soll im folgenden hergeleitet werden. Dazu werden die Spannungen innerhalb des Rades betrachtet.

Aus den Verformungsbedingungen, den Hooke'schen Gesetzen und den Gleichgewichtsbedingungen für ein infinitesimal kleines Volumenelement läßt sich ein Differentialgleichungssystem aufstellen. Dabei wirken die Gewichtskraft, die Fliehkraft, das Antriebsmoment bei Beschleunigung oder Verzögerung, eventuell ein Kreiselmoment, Temperaturund Druckdifferenzen als äußere Lasten auf das Schwungrad. In diesem Gleichungssystem läßt sich mit mehr oder weniger viel Aufwand der Belastungszustand an einem beliebigen Ort des Schwungrades in Form des Spannungstensors berechnen.

In einem schnell rotierenden Schwungrad ist die Fliehkraftbelastung dominierend. Die anderen Lasten können vernachlässigt werden [1]. Somit ergibt sich für die sechs voneinander unabhängigen Elemente des Spannungstensors  $\sigma_i$ :

$$\{\sigma_{i}\} = \rho \omega^{2} r_{a}^{2} \{K_{i}(r, \phi, z)\}, \quad i = 1, ..., 6$$
(2)

ρ Dichte

- r<sub>a</sub> Außenradius des Schwungrades
- $K_i$  Funktionen, die nur von der Schwungradform und den Zylinderkoordinaten r, $\phi$  und z abhängig sind

Aus den einzelnen Komponenten dieses mehrachsigen Spannungszustandes wird mit Hilfe einer Festigkeitshypothese eine Vergleichsspannung  $\sigma_v$  errechnet, die einer äquivalenten Belastung im einachsigen Spannungszustand entspricht:

$$\sigma_{v} = f(\sigma_{i}), \quad i = 1, \dots, 6$$
(3)

Die größte im Schwungrad auftretende Vergleichsspannung muß mit der zulässigen Materialbelastung des einachsigen Spannungszustands verglichen werden. Bei der zulässigen Materialbelastung muß die Dauerfestigkeit und die Sicherheit berücksichtigt werden, so daß dieser Wert weit unter der Streckgrenze liegt. Dabei kann der Term  $\rho\omega^2 r_a^2$  aus der Festigkeitshypothese ausgeklammert werden:

$$\sigma_{zul} = \sigma_{vmax} = \rho \omega^2 r_a^2 \max \left\{ f\left(K_i\right) \right\}$$
(4)

Diese Gleichung wird nach  $\omega^2$  aufgelöst und in die Gleichung (1) eingesetzt. Zudem werden beide Seiten der Gleichung durch die Masse m geteilt:

$$\frac{E}{m} = \frac{1}{2} \frac{J}{mr_a^2} \frac{1}{max \left\{ f\left(K_i\right) \right\}} \frac{\sigma_{zul}}{\rho}$$
(5)

Den ersten Teil dieser Gleichung faßt man zu einem Faktor zusammen:

$$K = \frac{1}{2} \frac{J}{mr_{a}^{2}} \frac{1}{max \{f(K_{i})\}}$$
(6)

Dieser Faktor wird Formfaktor genannt und ist nur von der Form und nicht vom Material und den Abmessungen des Schwungrades abhängig. Sein Wert variiert zwischen 0 und 1 und beschreibt, wie gleichmäßig das Material der Schwungscheibe belastet ist. Bei einem Formfaktor von 1, der nur in der Theorie erreicht wird, herrscht an jeder Stelle die gleiche Vergleichsspannung. Bei einem kleineren Formfaktor hat die Vergleichsspannung an einem Ort der Scheibe die zulässige Spannung schon erreicht, während die übrigen Bereiche noch geringer belastet sind. In der Tabelle 1 sind die Formfaktoren für die üblichen Schwungradformen aufgeführt.

Bezeichnung	Darstellung	Formfaktor
ideale Scheibe gleicher Festigkeit (r <sub>a</sub> ω→∞)		1,00
reale Scheibe gleicher Festigkeit		0,70-0,90
reale Scheibe gleicher Festigkeit mit Kranz		0,8-0,95
konische Scheibe		0,70-0,85
Scheibe gleicher Dicke		0,606
dünner Ring		0,50
Scheibe mit Kranz		0,40-0,50
gelochte Scheibe gleicher Dicke		0,303

 Tabelle 1: Formfaktor f
 ür einige gebr
 äuchliche Schwungradformen [1,21]

Setzt man nun die Gleichung (6) in die Gleichung (5) ein, erhält man schließlich die allgemeine Gleichung für die massenspezifische Energiedichte:

$$\frac{E}{m} = K \cdot \frac{\sigma_{zul}}{\rho}$$
(7)

Die massenspezifische Energiedichte ist gut geeignet, eine Abschätzung für ein Schwungrad zu treffen. Man wählt beispielsweise bei einem geforderten Energieinhalt eine Schwungradform und einen Werkstoff und kann somit die benötigte Schwungmasse direkt berechnen.

Die Schwungradgeometrie ist direkt abhängig von der Werkstoffwahl. Man unterscheidet hier zwischen isotropen und anisotropen Materialien. Die Festigkeit eines isotropen Materials ist von der Belastungsrichtung unabhängig. Als typischer Werkstoff für Schwungräder mit isotropen Materialeigenschaften ist Stahl zu nennen.

Die klassische Form von Schwungrädern aus Stahl ist das Rad mit Speichen, bei dem fast die gesamte Masse auf dem größten Durchmesser sitzt. Das Rad ist über Speichen oder eine dünne Scheibe mit der Nabe verbunden. Vorteil dieser Form ist das sehr hohe Massenträgheitsmoment. Allerdings ist die maximale Drehzahl durch das frühzeitige lokale Erreichen der zulässigen Spannung in den Speichen stark eingeschränkt, so daß sich ein großer Energieinhalt nur über eine sehr hohe Schwungmasse erreichen läßt.

Andere Formen sind kompakte, massive Scheiben oder Zylinder. Hier sind die Spannungen im Zentrum des Schwungrades am größten. Die Bereiche am Rand der Scheibe sind nur schwach belastet. In einer dünnen Scheibe herrscht näherungsweise ein zweiachsiger Spannungszustand, und mit zunehmender Scheibendicke bauen sich zusätzlich zu den radialen und tangentialen Zugspannungen noch axiale Druckspannungen auf. Hierdurch wird die Festigkeit des Rotors und damit die zulässige Drehzahl vermindert.

Dem Problem der ungleichmäßigen Materialbelastung trug Carl Gustav de Laval schon Ende des letzten Jahrhunderts Rechnung, allerdings in Hinblick auf die Konstruktion von Turbinenrädern. Er entwarf eine massive Scheibe, die derart profiliert ist, daß die durch die Fliehkräfte hervorgerufenen Materialspannungen an jedem Ort der Scheibe gleich groß sind. Dieser Scheibe wird somit ein Formfaktor von 1 zugeordnet. Voraussetzung dafür ist, daß das Produkt aus Drehzahl und Radius unendlich groß ist.

Bei endlichen Drehzahlen und Radien fällt die Spannung in radialer Richtung im äußeren Durchmesserbereich ab. Um dennoch eine gleichmäßige Spannungsverteilung zu erzwingen, wird am Rand der Scheibe ein Kranz angebracht, der die notwendige Radialspannung in der Scheibe erzwingt und gleichzeitig zur Festigkeit des Schwungrades beträgt. Mit dieser Scheibengeometrie können Formfaktoren von bis zu 0,95 erreicht werden.

Bei massiven Schwungrädern sind zentrale Bohrungen für die Welle oder für Bolzen unbedingt zu vermeiden. Es kommt am Rand der Bohrung zu einer Verdoppelung der Tangentialspannung, da die Radialspannung entfällt. Diese Stelle wird damit zur schwächsten im ganzen Schwungrad. Eine kleine Bohrung hätte somit eine Halbierung des maximalen Energieinhaltes zur Folge.

Werden anisotrope Materialien verwendet, so macht es keinen Sinn, einen möglichst hohen Formfaktor zu haben. So besitzen faserverstärkte Kunststoffe eine Festigkeit in Faserrichtung, die rund zwanzigmal höher als die Festigkeit senkrecht zur Faserrichtung sein kann. Man benötigt also eine Scheibenform, in der ein möglichst einachsiger Spannungszustand herrscht. Der dünne Ring erfüllt diese Forderung am besten, denn er ist hauptsächlich mit Tangentialspannungen belastet. Dennoch sind die Radialspannungen so hoch, daß die Belastung quer zur Faserrichtung überschritten wird, bevor die zulässige Spannung in Faserrichtung erreicht wird.

Heute werden sehr häufig Kunststoffschwungräder eingesetzt, die aus mehreren, ineinandergesteckten dünnen Ringen bestehen. Dabei muß darauf geachtet werden, daß die Radialspannungen durch Wechselwirkungen der Ringe untereinander nicht erhöht werden. Deshalb werden die Ringe mit elastischen Abstandhaltern oder Federelementen entkoppelt.

Eine andere Möglichkeit der Radialspannungsminderung besteht darin, daß die einzelnen Ringe mit Kegelpreßsitzen ineinander gefügt werden. So werden radiale Druckeigenspannungen in dem Schwungrad erzeugt, die die radialen Zugspannungen im Betrieb verringern.

Mit den faserverstärkten Kunststoffen erleben die Speichenschwungräder eine Renaissance. Im Idealfall lassen sich die Tangentialspannungen auf den Ring und die Radialspannungen auf die Speichen aufteilen, so daß man die geforderte Einachsigkeit der Belastung erhält. In der Realität treten aber im Ring Biegespannungen auf, und die Verbindung der Speichen mit der Nabe bereitet einige Probleme.

Nicht unerwähnt bleiben soll das Schwungradkonzept mit einer Tragkonstruktion und aufgewickeltem Stahlseil als Speichermasse. Dabei ist das Stahlseil als anisotropes Material zu betrachten. Doch ist bislang noch kein Stahlseilrotor über das Konzeptstadium hinausgekommen. Zur Erhöhung des Energieinhaltes besteht neben der Formoptimierung und Drehzahlerhöhung noch die Möglichkeit, mehrere Schwungscheiben auf einer gemeinsamen Welle anzuordnen.

### 4.3 Werkstoffe

Wie schon im Kapitel 4.2 erwähnt, werden die Schwungradmaterialien in isotrope und anisotrope Werkstoffe unterteilt. Ihnen werden Schwungradformen zugeordnet, deren Belastungszustände mit den Werkstoffeigenschaften harmonieren. Zum Vergleich verschiedener Werkstoffe wird oft die spezifische Festigkeit herangezogen, die sich als Quotient aus Zugfestigkeit und Dichte eines Materials ergibt. Eine hohe spezifische Festigkeit hat nach Gleichung (7) eine hohe spezifische Energiedichte zur Folge.

In den letzten Jahrhunderten wurden hauptsächlich isotropische Werkstoffe zur Konstruktion von Schwungrädern verwendet, und auch heute bestehen die Schwungräder mit hohen Energieinhalten aus isotropischen Materialien. Ihre spezifischen Festigkeiten sind im Vergleich mit anisotropischen Werkstoffen geringer, dafür lassen sich aber Formfaktoren von bis zu 0,95 realisieren.

Problematisch sind die Versagensmuster von Schwungrädern aus isotropischem Material. Sie brechen in mehrere große Stücke auseinander und enthalten dabei sehr viel kinetische Energie. Das Schwungradgehäuse muß so dimensioniert werden, daß es die auseinanderfliegenden Bruchstücke auffangen kann. Bei der Konstruktion muß ein hoher Sicherheitsfaktor berücksichtigt werden, was den maximalen Energieinhalt schmälert. Wenn eine hohe Energiedichte erreicht werden soll, muß ein Schwungrad aus isotropischem Material vor dem Zusammenbau der Anlage und in regelmäßigen Abständen während des Betriebs mit Ultraschall zerstörungsfrei auf Risse geprüft werden.

Hochfester Stahl ist ein üblicher Schwungradwerkstoff. Stahlguß bietet sich zur Herstellung komplizierterer Schwungradformen wie der Scheibe gleicher Festigkeit an. Bei größeren Schwungrädern werden die Wandstärken jedoch so groß, daß die Gußqualität nicht mehr ausreichend ist und die Festigkeitswerte stark herabgesetzt werden müssen.

Im Gegensatz dazu kann man mit freiformgeschmiedetem Vergütungsstahl selbst große Schwungräder mit hohen Festigkeiten herstellen, diese sind dann jedoch rund 65 % teurer [22]. Der Vergütungsstahl 30 CrNiMo 8, der im Turbinen- und Fahrzeugbau für schwingend beanspruchte Bauteile eingesetzt wird, hat beispielsweise eine Streckgrenze von 1050 N/mm<sup>2</sup>. Doch nicht die hohe Festigkeit allein ist ausschlaggebend für einen Werkstoff. Da ein Schwungrad während des Be- und Entladevorgangs einer Veränderung der Last unterworfen ist, erfährt ein Schwungrad abhängig vom Lastzyklus eine sehr hohe Lastwechselzahl über seine Einsatzdauer. Daher ist eine hohe Dauerfestigkeit und somit ein hoher Zähigkeitswert vom Schwungradmaterial gefordert. Andere isotrope Materialien wie Gußeisen, Bronze oder Holz werden kaum noch benutzt, da sie nur bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten eingesetzt werden können.

Die anisotropen Werkstoffe gewinnen dagegen zunehmend an Bedeutung. Besonders in der mobilen Schwungradanwendung sind sie den Stahlschwungrädern wegen ihren höheren spezifischen Festigkeiten und spezifischen Energieinhalten und damit geringeren Massen eindeutig überlegen. Ihr Versagensverhalten ist nicht so gefährlich, denn es kommt zuerst zu einem Versagen der Kunststoffmatrix. Es tritt eine Delaminierung in radialer Richtung ein, wobei das Schwungrad seine Festigkeit in Faserrichtung nicht verliert. Daher kommt man mit einfacheren und damit leichteren Gehäusen aus.

Neben dem Vergütungsstahl sind die faserverstärkten Kunststoffe die wichtigsten Konstruktionsmaterialien für Schwungräder. Dazu zählen der glasfaserverstärkte Kunststoff (GfK), der kohlefaserverstärkte Kunststoff (CfK) und der aramidfaserverstärkte Kunststoff (unter dem Handelsnamen Kevlar bekannt). Bei den faserverstärkten Kunststoffen werden die Fasern unidirektional in eine Matrix eingebettet. Die Matrix dieser Materialien besteht in der Regel aus verschiedenen Epoxyd-Harzen. Der Verbundstoff hat eine um 50% geringere Festigkeit im Vergleich zur reinen Faserfestigkeit.

Das preisgünstigste Material ist der glasfaserverstärkte Kunststoff. Seine Zugfestigkeit in Faserrichtung ist geringfügig höher, seine Dichte ist rund viermal geringer. Damit ist seine spezifische Zugfestigkeit viermal höher als die von hochfestem Vergütungsstahl. Da sein Elastizitätsmodul niedrig ist, dehnt sich ein Schwungrad aus GfK bei Rotation relativ stark aus, was zu dynamischen Problemen führt und die Schwungrad/Nabe-Verbindung verkompliziert. Die Ermüdungsfestigkeit ist mehr als 70 % geringer als die Zugfestigkeit, da es zu einer Oberflächenschädigung im mikroskopischen Bereich kommt.

Der aramidfaserverstärkte Kunststoff besitzt eine höhere Zugfestigkeit und eine niedrigere Dichte als GfK. Er ist als Kevlar 49, Kevlar 29 und Kevlar 950 T erhältlich und kostet erheblich mehr als GfK. Da in Faserverbundschwungrädern bei geeigneter Formgebung nur Zugspannungen auftreten, spielt der Hauptnachteil von Kevlar, sein schlechtes Verhalten bei Druckspannungen, keine Rolle. Bei der Dimensionierung muß der deutliche Abfall der Festigkeit unter statischer Last berücksichtigt werden, denn die Zugfestigkeit beträgt nach 1000-stündiger statischer Belastung nur noch 60-80 % der ursprünglichen.

Der teuerste Werkstoff dieser Gruppe ist der kohlefaserverstärkte Kunststoff. Seine Festigkeit und sein Elastizitätsmodul sind höher als die seiner Konkurrenten. Ein weiterer Vorteil ist, daß der Elastizitätsmodul von CfK sehr gut maßgeschneidert werden kann. So ist es bei einem Schwungrad aus konzentrischen Ringen möglich, die geringer belasteten inneren Ringe aus elastischerem CfK zu fertigen und somit Materialkosten zu sparen.

Über das Ermüdungsverhalten von Kevlar und CfK finden sich in der Schwungradliteratur widersprüchliche Aussagen. Bei Canders [9] hat CfK ein deutlich geringeren Abfall der Festigkeit unter schwingender Belastung im Vergleich zu Kevlar, Genta [1] stellt es genau umgekehrt dar. Einig sind sich beide darin, daß sowohl CfK als auch Kevlar ein besseres Dauerfestigkeitsverhalten als GfK aufweisen.

Das Stahlseil ist in diesem Zusammenhang als kostengünstiges anisotropes Material anzusehen. Es besitzt eine Zugfestigkeit von bis zu 2500 N/mm<sup>2</sup> bei Durchmessern unter 1 mm, womit es mit CfK und Kevlar konkurrieren kann. Weiterhin ist die Dauerfestigkeit von Stahlseil sehr hoch. Über eine Einbettung von Stahlseil in eine Kunstharzmatrix konnte jedoch nichts in Erfahrung gebracht werden. Es hat allerdings einige Experimente mit aufgewickeltem Stahlseil als Speichermasse von Schwungrädern gegeben.

### 4.4 Lagerung

Die Lagerung von Schwungrädern stellt sich neben der eigentlichen Schwungradgestaltung als das schwierigste Problem beim Entwurf einer Schwungradspeicheranlage dar. An die Lagerung werden mehrere Anforderungen gestellt.

Die Lager müssen hoch belastbar sein, da sie das Rotorgewicht tragen und zusätzlich Unwuchtkräfte und eventuell auftretende Kreiselmomente aufnehmen. Zudem müssen die Lager eine hohe Drehzahlgrenze aufweisen, denn das Schwungrad rotiert mit sehr hohen Drehzahlen. Eine weitere Forderung ist eine geringe Reibung der Lager, um Energie auch über eine Zeitdauer von mehreren Stunden ohne allzu große Verluste speichern zu können. Da das Schwungrad zur Verringerung der Luftreibungsverluste häufig in einem Vakuum läuft, müssen die Lager und die Schmier- und Druckmittel für einen Einsatz bei geringen Drücken geeignet sein. Die letzte Forderung ist schließlich eine akzeptable Lebensdauer.

Für den Einsatz in Schwungradenergiespeicheranlagen stehen Wälzlager, Gleitlager und magnetische Lager zur Verfügung:

#### 4.4.1 Wälzlager

Die einfachste Art von Lagern sind die Wälzlager. Sie unterliegen jedoch Beschränkungen, die ihren Einsatz für die Lagerung von größeren Schwungrädern problematisch macht. Die Drehzahlgrenze sinkt mit zunehmendem Lagerdurchmesser, gleichzeitig steigen die Tragfähigkeit und die Lagerreibung. Sowohl die hohe Drehzahl als auch die hohe Belastung wirken lebensdauerverkürzend. Bei der Auslegung der Lagerung müssen daher Kompromisse gemacht werden.

Auch sollte ein Arbeitszyklus des Speichers vorliegen, bei dem kurze Einsatzzeiten langen Stillstandszeiten gegenüberstehen. Eine Ölnebelschmierung ist wegen der Vakuumatmosphäre nicht möglich. Eine Ölumlaufschmierung ist dagegen gut geeignet und dient gleichzeitig der Wärmeabfuhr. Wälzlager werden in großen Stückzahlen gefertigt und sind daher kostengünstig in der Anschaffung.

### 4.4.2 Gleitlager

Bei den hydrostatischen Gleitlagern werden die Laufflächen durch einen Ölfilm mit einer Dicke von einigen hundertstel Millimetern voneinander getrennt. Der zur Aufnahme der Lasten nötige Öldruck wird durch eine externe Pumpe erzeugt. Die Verlustleistung setzt sich aus Pumpenleistung und Reibleistung im Lager zusammen. Da der Öldruck so geregelt ist, daß sich die Laufflächen nicht berühren, sind hydrostatische Lager praktisch verschleißfrei. Sie sind geeignet, hohe Lasten bei allen Drehzahlen aufzunehmen.

Im Gegensatz dazu baut sich bei den hydrodynamischen Gleitlagern die Tragkraft durch die Strömung des Öls in keilförmigen Lagerspalten ohne zusätzliche Druckversorgung auf. Es besteht keine Last- und Drehzahlbeschränkung nach oben. So werden hydrodynamische Gleitlager auch zur Lagerung von Dampfturbinen eingesetzt.

Nachteilig für den Schwungradeinsatz wirkt sich aus, daß die Tragkraft drehzahlabhängig ist und beim An- und Abfahren ein Gebiet mit teilweiser Festkörperreibung durchfahren wird. Diese führt zu Abrieb und somit zu einer Verringerung der Lebensdauer. Abhilfe kann hier durch eine hydrostatische Anfahrhilfe geschaffen werden, die im niedrigen Drehzahlbereich zusätzlichen Öldruck durch eine Pumpe bereitstellt.

4.4.3 Magnetische Lager

Mit den magnetischen Lagern bzw. der magnetischen Lagerentlastung besteht eine effektive Möglichkeit, die Last von konventionellen Lagern zu verkleinern oder diese ganz zu ersetzen. Es sind kleine Schwungräder ausgeführt worden, die vollmagnetisch gelagert sind. Bislang wurde die magnetische Lagerung für Großschwungräder in der Schwungradliteratur als ungeeignet betrachtet, doch hat die Firma ABB 1988 eine vollmagnetisch gelagerte Kühlmittelpumpe für Kernkraftwerke gebaut, deren Rotor mit einer Masse von 2 t und einer Drehzahl von bis zu 7000 min<sup>-1</sup> läuft [23].



Bild 9: Prinzipbild eines magnetischen Axiallagers

Magnetische Lager werden passiv mit Permanentmagneten, mit aktiv geregelten Elektromagneten oder einer Kombination aus beiden ausgeführt. Hinsichtlich der Verluste sind sie den herkömmlichen Lagern bei weitem überlegen, da die rotierenden und die festen Teile durch einen Luftspalt voneinander getrennt sind. Allerdings steigen der Regelungsaufwand und damit die Kosten an. Eine axiale Lagerung ist bei magnetischen Lagern günstiger als eine radiale, da in der Welle weniger Wirbelstromverluste anfallen.

Nachteilig an den hydrostatischen Gleitlagern und den magnetischen Lagern ist, daß mit erheblichem konstruktivem Aufwand für den Fall Vorkehrungen getroffen werden müssen, daß die Energieversorgung für die Öldruckpumpe bzw. die Elektromagneten ausfällt. Dies ist für den Elektromagneten gravierender, denn die Tragkraft bricht in diesem Fall schlagartig zusammen, während der Öldruck allmählich abfällt. Das Schwungrad muß dann von einer Notlagerung aufgenommen werden, die derart dimensioniert ist, daß sie dem Stoß und der Lagerbelastung bis zum Stillstand des Schwungrades standhalten kann.

4.4.4 Anordnung



Bild 10: Anordnungen von Schwungrädern

Die Schwungradwelle kann sowohl horizontal als auch vertikal angeordnet werden. Bei einer horizontalen Anordnung werden die Gewichtskraft und die Unwucht gleichmäßig auf beide Radiallager verteilt. Axiale Kräfte treten bei dieser Anordnung nicht auf.

Nachteilig wirkt sich aber ein umlaufendes Biegemoment aus, das von der Gewichtskraft hervorgerufen wird und an der Verbindung von Welle und Schwungrad am größten ist. Zwar ist diese Belastung um eine Größenordnung kleiner als die Fliehkraftbelastung, es tritt aber bei jeder Umdrehung ein Lastwechsel auf und nicht wie bei der Fliehkraftbelastung nur bei jedem An- und Abfahren des Schwungrades. Zudem ist die Mittelspannung der Zugschwellbelastung sehr hoch.

Die vertikale Anordnung benötigt ein Axiallager zur Aufnahme der Gewichtskraft und ein oder zwei Radiallager zur Führung und zur Aufnahme der Unwucht. Bei dieser Anordnung sind verschiedene Lagerkombinationen denkbar. Als Axiallager könnte ein hydrostatisches
Gleitlager oder ein Magnetlager und als Radiallager ein Rollenlager verwendet werden. Bei reiner Wälzlagerung stößt das Axiallager irgendwann an die Grenze seiner Belastbarkeit. Durch eine Parallelschaltung von zwei oder mehr Axialwälzlagern kann eine Verteilung der Axiallast auf mehrere Lager herbeigeführt werden. Wenn ein Lager zwar der Belastung standhalten, aber die Grenzdrehzahl nicht einhalten kann, so erreicht man durch eine Reihenschaltung von zwei identischen Lagern, daß sich die Drehzahl halbiert.



Bild 11: Parallel- und Reihenschaltung von Schulterkugellagern zur Verringerung der Belastung bzw. der Drehzahl

Durch Zusammenschalten mehrerer Schwungräder läßt sich der Energieinhalt einer Schwungradspeicheranlage erhöhen, ohne die Abmessungen der Anlage in radialer Richtung und die Drehzahl zu erhöhen. Zudem verhält sich ein aus mehreren kleinen Scheiben zusammengeschaltetes Schwungrad hinsichtlich des Bauteilversagens weniger gefährlich als ein großes Schwungrad gleichen Energieinhaltes.



horizontale Achse, zusammengefaßt horizontale Achse, modular vertikale Achse, zusammengefaßt Bild 12: Zusammenschaltung von zwei oder mehr Schwungrädern zu einer Anlage

Das Zusammenschalten von Schwungrädern bei vertikaler Welle bedeutet eine weitere Belastung des axialen Traglagers und ist damit eher ungünstig. Die horizontale Anordnung ist in diesem Fall günstiger. Der modulare Aufbau hat Vorteile bezüglich des dynamischen Verhaltens. In der MAN-Studie wird zudem nachgewiesen, daß die modulare Anordnung gleiche Lagerverluste wie die zusammengefaßte hat. Beide Anordnungen haben zudem eine geringere Lagerreibung als ein einziges größeres Schwungrad gleichen Energieinhalts [7].

### 4.5 Gehäuse und Vakuum

Das Schwungrad läuft in der Regel in einem geschlossenen Gehäuse. Dabei erfüllt das Gehäuse mehrere Aufgaben, es dient zur Verringerung der aerodynamischen Reibung und somit auch als Schutz vor Überhitzung des Schwungrades und als Sicherheitsbarriere beim Bersten des Schwungrades.

Während die Luftreibung bei langsam laufenden Schwungrädern im Vergleich zur Lagerreibung eine untergeordnete Rolle spielt, erreicht die Luftreibung bei mittel- und schnelldrehenden Schwungrädern die gleiche Größenordnung wie die Lagerreibung, wenn das Schwungrad unter Umgebungsdruck läuft. So macht die Luftreibung bei dem unter Umgebungsdruck laufenden Schwungrad am Max-Planck-Institut in Garching rund 650 kW bei einem Gesamtverlust von 1,5 MW aus. Man kann die Reibung reduzieren, indem man das Schwungrad in einem Gehäuse mit Luft bei Unterdruck oder mit einem Gas geringerer Dichte bei Normaldruck rotieren läßt. Hier wird zum Beispiel Wasserstoff oder Helium benutzt. Allerdings wird der Vorteil der geringeren Dichte durch eine höhere kinematische Viskosität und somit eine höhere Reynoldszahl teilweise wieder zunichte gemacht. Die gängigste Lösung ist daher das luftgefüllte Gehäuse mit Unterdruck.

Die üblichen Drücke, bei denen moderne Schwungräder operieren, liegen zwischen 0,1 und 100 Pa (1 Pa =  $1 \text{ N/m}^2 = 10^{-5} \text{ bar}$ ). So läßt sich die Reibleistung erheblich reduzieren. Neben dem Druck beeinflußt auch der Abstand des Rades zur Gehäusewandung die Reibleistung. Die Reibleistung nimmt bei kleiner werdendem Abstand leicht ab. Wenn der Abstand kleiner als die Grenzschichtdicke der Luftströmung wird, steigt die Reibleistung stark an.

Da die Luftreibung am äußeren Durchmesser größer ist als in der Mitte, erwärmt sich das Schwungrad ungleichmäßig. Bei Stahlschwungrädern ist die Wärmeleitfähigkeit ausreichend groß, so daß es zu keinem übermäßig großen Temperaturgradienten und damit auch nicht zu nennenswerten Wärmespannungen im Material kommt. Bei Faserverbundschwungrädern ist die Wärmeleitfähigkeit wesentlich schlechter und es kann aufgrund von lokalen Überhitzungen zu Wärmespannungen kommen. Die lokalen Überhitzungen selbst sind auch kritisch zu beurteilen, da die Festigkeit von Faserverbundwerkstoffen, und hier insbesondere von Kevlar, bei hohen Temperaturen abfällt.

Eine Schwungradanlage kann nicht hundertprozentig sicher konstruiert werden. Daher müssen Vorkehrungen für den schlimmsten Fall, das Auseinanderbrechen des Schwungrades, getroffen werden. Das Ausmaß des Versagens ist vom Material und von der Form abhängig. Ein Stahlschwungrad bricht bei Totalversagen typischerweise in drei annähernd gleich große Teile auseinander [1]. Das Gehäuse muß dann die gesamte gespeicherte kinetische Energie in Verformungsenergie umsetzen. Für eine stationäre Anlage mit vertikaler Welle bietet sich eine Versenkung des Schwungrades in einer Betonwanne an. Bei Faserverbundschwungrädern kommt es zu einem harmloseren Versagensmuster, da zumeist eine Delaminierung stattfindet, wobei die Fasern das Schwungrad weiterhin zusammenhalten.

Das Gehäuse ist von außen mit atmosphärischem Druck beaufschlagt. Auf dem Boden und dem Deckel eines zylindrischen Schwungradgehäuses mit 2 m Durchmesser, dessen Innendruck 1 mbar beträgt, lastet beispielsweise ein Druck, der einem Gewicht von 31,4 t entspricht. Daher muß das Gehäuse sehr steif konstruiert werden. Das Gehäuse darf sich unter Druck kaum verformen, da sonst die Abdichtung sehr schwierig werden würde.

Läuft nur das Schwungrad im Unterdruck und die elektrische Maschine in Umgebungsatmosphäre, so muß die Welle druckdicht durch das Schwungradgehäuse geführt werden. Dies geschieht mit Hilfe von Wellendichtungen. Aufgrund der hohen Wellendrehzahl und des zur Übertragung des Antriebsmomentes und zur Steifigkeit erforderlichen Durchmessers in der Größenordnung von 50-100 mm würden bei herkömmlichen Feststoffdichtungen wie Radial-Wellendichtringen sehr hohe Reibleistungen und damit hohe Temperaturen auftreten, denen die Dichtungen nicht standhalten könnten. Gleitringdichtungen und Ferrofluiddichtungen sind dagegen besser für diesen Zweck geeignet. Bei der Gleitringdichtung wird ein in Öl rotierender Graphitring axial an eine feststehende Metalloberfläche gepreßt. Die dafür notwendige Kraft wird durch Federn oder Magneten erzeugt. Die Gleitringdichtung kann ein Vakuum von 10<sup>-3</sup> Pa (entspricht 10<sup>-8</sup> bar) aufrechterhalten und hat einen Reibungskoeffizienten von 0,05-0,1 [1]. Da sich auch diese Dichtung durch die Reibung aufheizt, kann eine Ölkühlung unter Umständen notwendig werden.

Die Ferrofluiddichtung ist mit Flüssigkeit gefüllt. In dieser Flüssigkeit sind kleine Magnetit-Partikel gelöst. Die Flüssigkeit trennt die voneinander abzudichtenden Medien und wird durch einem Permanentmagneten am Austreten aus der labyrinthartigen Dichtung gehindert. Da sich bei dieser Dichtung keine festen Körper berühren, ist die Reibung noch geringer als die der Gleitringdichtung. Trotzdem kann es auch nötig sein, die Dichtung wasserzukühlen. Mit einer speziellen Ausführung dieser Dichtung kann ein Vakuum von bis zu 10<sup>-8</sup> Pa gegenüber Atmosphärendruck aufrechterhalten werden. Der Nachteil an dieser Dichtung ist der hohe Preis.

Die Vakuumpumpe dient zum Leerpumpen des Gehäuses und zur Aufrechterhaltung des Vakuums im Betrieb. Ist der Druck im Schwungradgehäuse auf den gewünschten Wert abgesenkt worden, kommt es bei Abschalten der Vakuumpumpe wieder zu einem Druckanstieg. Dieser entsteht durch das sogenannte Ausgasen, bei dem die in tiefere Schichten der Gehäuse- und Schwungradoberfläche eingedrungenen Luftmoleküle mit zeitlicher Verzögerung austreten. Zum Ausgasen trägt auch die in Gewindesacklöchern, Schweißnähten o.ä. eingeschlossene Luft bei.

Das zu Schmierung und Kühlung verwendete Öl bzw. das für ein hydrostatisches oder hydrodynamisches Gleitlager benötigte Drucköl darf im externen Ölkreislauf nicht unter Umgebungsdruck mit Luft in Verbindung kommen, da sich sonst Luft in dem Öl löst, welche im Schwungradgehäuse wieder ausgast.

Besonders, wenn die Anlage Dichtungen an rotierenden Oberflächen aufweist, kommt es zum Druckanstieg durch Leckage. Nach dem idealen Gasgesetz steigt der Druck im Gehäuse bei einer Erwärmung der Luft durch die aerodynamische Reibung an. Wenn dieser Druckanstieg nicht vernachlässigt werden kann, ist es notwendig, die Vakuumpumpe während des Speicherbetriebs intermittierend oder auch ständig laufen zu lassen. In diesem Fall kann es unter Umständen wirtschaftlich sein, eine Vakuumpumpe mit hoher Leistung zum Auspumpen des Gehäuses und eine Vakuumpumpe mit niedriger Leistung zur Aufrechterhaltung des Vakuums einzusetzen.

### 4.6 Elektrischer Anlagenteil

Der elektrische Anlagenteil besteht aus der elektrischen Maschine und dem Umrichter. Die elektrische Maschine dient im generatorischen Betrieb der Umwandlung der mechanischen Energie des Schwungrades in elektrische Energie und im motorischen Betrieb der Umwandlung der elektrischen Energie in mechanische Energie. Bei den Umwandlungsvorgängen entsteht aufgrund von Reibung und elektrischen Verlusten zusätzlich Wärme.

#### 4.6.1 Elektrische Maschine

Man unterscheidet zwischen Gleichstrommaschinen und Drehstrommaschinen. Die Gleichstrommaschine ist die einfachere von beiden. Der Rotor mit den Ankerwicklungen dreht sich in einem zeit- und ortsfesten Magnetfeld. Das Magnetfeld wird durch einen Permanentmagneten oder einen Elektromagneten erzeugt.

Aufgrund der Lenzschen Regel bewirkt ein durch die Ankerwicklungen fließender Strom ein Drehmoment auf den Rotor (motorischer Betrieb). Ein Drehmoment, das auf den Rotor wirkt, ruft eine Drehung hervor, die einen Strom in den Ankerwicklungen induziert (generatorischer Betrieb). Wegen der sich im Laufe einer Umdrehung ändernden Richtung des Magnetfeldes müssen die Ankerwicklungen mit Hilfe des Kommutators periodisch umgepolt werden.

Die Drehstrommaschinen unterscheidet man in synchron- und asynchronerregte Maschinen. Die Synchronmaschine besitzt ein zeitlich konstantes, rotierendes Erregermagnetfeld. Die Drehzahl des Rotors ist mit der Drehzahl des Drehstroms in den Ankerwicklungen identisch. Die Erregerwicklung der Synchronmaschine muß mit Gleichstrom gespeist werden. Zur Übertragung des Gleichstroms auf den Rotor sind Schleifringe erforderlich. Will man Schleifringe vermeiden, so ordnet man eine Drehstromerregermaschine in Außenpolbauart auf der Rotorwelle an. Der so erzeugte Drehstrom wird durch sich mitdrehende Gleichrichter in den gewünschten Gleichstrom umgewandelt. Kleinere Maschinen können auch mit Permanentmagneten ausgeführt werden, da hier die Magnete geringeren Fliehkräften ausgesetzt sind. Eine Möglichkeit, größere Maschinen permanent zu erregen, besteht darin, von der Innenläufer- zur Außenläuferbauweise überzugehen. So werden die Permanentmagnete durch die Fliehkraft an die Rotorwandung gepreßt und können nicht fortgeschleudert werden.

Bei der Asynchronmaschine ist das Magnetfeld weder zeit- noch ortsfest, sondern entsteht durch die Wechselwirkung der Ströme in Rotor und Stator. In den Wicklungen des Stators fließt der von außen zugeführte Drehstrom. Die Rotorwicklungen sind meist über Schleifringe von außen schaltbar. Im Normalbetrieb sind die Wicklungen sternförmig miteinander kurzgeschlossen. Zur Regelung der Maschine können die Wicklungen mit Widerständen in Reihe geschaltet oder von Stern auf Dreieck umgeschaltet werden. Beim Kurzschlußläufer sind die Rotorwicklungen durch Stäbe ersetzt worden. Die Stäbe sind auf den beiden Stirnseiten des Läufers durch Kurzschlußringe miteinander verbunden. Somit werden die Schleifringe überflüssig.

Im Rotor wird ein Drehmoment erzeugt, wenn sich seine Drehzahl von der Drehzahl des elektromagnetischen Statordrehfeldes unterscheidet. Dieser Drehzahlunterschied wird Schlupf genannt. Eilt der Rotor dem Statordrehfeld voraus, so wird er gebremst, und die Bremsleistung wird an das Netz abgegeben, die Maschine arbeitet also im generatorischen Betrieb. Läuft der Rotor langsamer als die Netzdrehzahl, wird er beschleunigt, und die Maschine arbeitet im motorischen Betrieb.

Alle drei Arten von elektrischen Maschinen arbeiten aufgrund von Kupferverlusten, Eisenverlusten und Reibungsverlusten mit Wirkungsgraden zwischen 80 und 97%. Die Kupferverluste entstehen durch den ohmschen Widerstand der Wicklungen, die Eisenverluste durch Hysterese und Wirbelstrom und die Reibungsverluste durch aerodynamische Reibung und Lagerreibung. Letztendlich wandeln sich alle Verlustleistungen in einen Wärmestrom um, der an die Umgebung abgeführt werden muß. Die Wärme wird dabei durch freie oder erzwungene Konvektion oder durch Wärmeleitung transportiert. In der Regel werden größere Maschinen fremdbelüftet.

An dieser Stelle sei auf die Problematik hingewiesen, die sich ergibt, wenn die elektrische Maschine zusammen mit dem Schwungrad im Vakuum läuft. Eine Übertragung von Energie auf den Rotor mit Hilfe von Bürsten ist nicht möglich, und die Wärmeabfuhr muß mit Hilfe von flüssigen Kühlmitteln oder mit Heatpipes (Kühlrohre ohne Fremdenergieversorgung) erfolgen.

#### 4.6.2 Umrichter

Dem Umrichter kommt die Aufgabe zu, den von der elektrischen Maschine erzeugten Strom so umzuformen, daß er in das 50 Hz-Drehstromnetz eingespeist werden kann bzw. den vom 50 Hz-Drehstromnetz bereitgestellten Strom so umzuformen, daß damit die elektrische Maschine im Motorbetrieb arbeitet. Der Umrichter ist damit einem stufenlos verstellbaren Getriebe bei einer mechanischen Übertragung äquivalent. Zudem kann die Steuerung der Schwungradanlage über den Umrichter erfolgen.



Bild 13: Anschluß einer drehzahlvariablen Maschine an das Drehstromnetz mit Hilfe eines in beide Richtungen arbeitenden Umrichters

Ein Umrichter besteht aus einem Gleichrichter, einem Gleichstromzwischenkreis, einem Wechselrichter und einem Steuerkreis und muß so ausgeführt sein, daß er in beide Richtungen arbeiten kann. Besteht der Gleichrichter aus Dioden, so ist er ungesteuert, besteht er aus Thyristoren, so nennt man ihn steuerbar. In den Gleichstromzwischenkreis können Spulen, Kondensatoren und Transistoren zur Steuerung und Glättung von Strom und Spannung eingebaut sein. Wechselrichter älterer Bauart sind aus Thyristoren aufgebaut.

In den letzten Jahren wurden die Thyristoren durch Bipolare, Unipolare und Insulated-Gate-Bipolare Transistoren ersetzt. Diese Transistoren werden nach speziellen Schaltmustern durch die Steuereinheit geschaltet. Zu den Schaltmustern gehören die Puls-Amplituden-Modulation und die Puls-Weiten-Modulation. Mit der Puls-Weiten-Modulation ist es möglich, nahezu sinusförmige Ausgangsspannungen mit einer in weiten Bereichen frei wählbaren Frequenz und Spannung zu erhalten. In Kombination mit modernen Umrichtern haben Drehstrommaschinen mittlerweile ähnlich gute dynamische Regelungseigenschaften wie Gleichstrommaschinen bei Wirkungsgraden von bis zu 92 %.

## 4.7 Betriebsdatenerfassung und Regelung

In diesem Anlagenteil werden die zur Regelung der Schwungradanlage notwendigen Daten verarbeitet. Zu diesen Daten zählen zunächst die zur normalen Betriebsführung notwendigen Größen wie die Drehzahl der elektrischen Maschine und damit des Schwungrades, die Maschinenspannung und der Maschinenstrom, der Phasenwinkel, die Erregerspannung und der Leistungsbedarf des Netzes. Aus diesen Daten werden im Prozessor zusammen mit dem Pulsmuster der Wechselrichter die Steuersignale für die schaltenden Halbleiterelemente errechnet.

Weiterhin kommt der Betriebsdatenerfassung und Regelung die wichtige Aufgabe der Anlagenüberwachung zu. So muß die Anlage bei jeder erdenklichen Störung reagieren und notfalls auch abgeschaltet werden. Mögliche Störungen sind die Überhitzung der elektrischen Maschine, Ausfall der Kühlung der Maschine und der Lager, Ausfall der Lagerschmierung oder Druckölversorgung, ein Überschreiten der maximalen Drehzahl, Schädigung der Lager oder Schäden am Schwungrad.

# 5 Schwungrad als Energiespeicher

## 5.1 Energiefluß

Um die im Schwungrad bei der Energiespeicherung und -entnahme stattfindenden Vorgänge zu verdeutlichen, wird zunächst nur das mechanische System betrachtet und der Drallsatz für das reibungsfrei laufende Schwungrad mit konstantem Massenträgheitsmoment aufgestellt:



Bild 14: Prinzipbild der Energiespeicherung

$$\pm M_{mech} = J \cdot \ddot{\phi} = J \cdot \dot{\omega}$$
 mit  $\frac{d\phi}{dt} = \omega$  (8)

M<sub>mech</sub> mechanisches Moment der Welle

J Massenträgheitsmoment

ω Winkelgeschwindigkeit

φ Drehwinkel

Ist das mechanische Moment positiv, so wird das Schwungrad beschleunigt, es wird Energie eingespeichert. Umgekehrt wird bei einem negativen Moment dem Schwungrad Energie entzogen. Die dabei erbrachte mechanische Leistung ist proportional zur Winkelgeschwindigkeit und zum Moment:

$$P_{\rm mech} = M_{\rm mech} \cdot \omega = J \cdot \dot{\omega} \cdot \omega \tag{9}$$

P<sub>mech</sub> mechanische Leistung

Die während eines Zeitraums  $t_2 - t_1$  gespeicherte bzw. entnommene Energie ergibt sich aus der Integration der Leistung über diesen Zeitraum und ist bekanntermaßen abhängig vom Massenträgheitsmoment und von der Winkelgeschwindigkeit, mit der es rotiert:

$$E_{sp} = \int_{t_1}^{t_2} P_{mech} dt = \int_{t_1}^{t_2} J \cdot \omega \cdot \dot{\omega} dt = J \int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega \cdot d\omega = \frac{1}{2} J \cdot (\omega_2^2 - \omega_1^2)$$
(10)

Im Betrieb unterliegt die Schwungradanlage mehreren Beschränkungen. Zum einem darf die maximale Drehzahl nicht überschritten werden, da sonst das Schwungradmaterial zu stark durch die Fliehkraft belastet würde und es zu einem Materialversagen des Schwungrades käme. Diese Drehzahlgrenze wird durch die Forderung nach einer langen Schwungradlebensdauer noch weiter herabgesetzt. Zum anderen ist die maximale Leistungszufuhr und -abgabe durch den elektrischen Anlagenteil und die Schwungradwelle eingeschränkt.

Bei der elektrischen Maschine unterscheidet man zwischen einer Kurzzeitbelastung und einer Dauerbelastung, wobei die Kurzzeitbelastung weit höher als die Dauerbelastung sein kann. Ausschlaggebend für die Belastungsgrenze ist der durch die Maschinenströme hervorgerufene Temperaturanstieg, der zu einer Schädigung der Wicklungsisolierungen führt. Weiterhin ist das von der Maschine und der Schwungradwelle übertragbare Moment leistungsbegrenzend. Im folgenden Bild sind die Begrenzungen im Fall der Leistungsaufnahme des Schwungrades schematisch dargestellt:



- 38 -

#### Bild 15: Begrenzungen bei der Leistungsaufnahme

Die strahlenförmig auseinandergehenden Geraden geben den linearen Zusammenhang zwischen Leistung und Winkelgeschwindigkeit nach Gleichung (9) mit dem Moment als Parameter wieder. Die größte mögliche Steigung ist demnach bei maximalen Moment gegeben. Soll das Schwungrad im Arbeitsbereich stets eine Mindestleistung zu Verfügung stellen können, so muß die Drehzahl auch nach unten begrenzt werden. Die Grenze ergibt sich aus dem Quotienten aus der Mindestleistung und dem maximal zulässigen Moment.

Ist der elektrische Anlagenteil entsprechend groß dimensioniert, kann man dem Schwungrad nach Gleichung (9) eine beliebig hohe Leistung entnehmen oder zuführen. Man bezeichnet daher einen Schwungradenergiespeicher auch als "Leistungsspeicher", auch wenn dies formal nicht korrekt ist, da man eine Leistung nicht speichern kann. Es wird allerdings bei niedrigen Drehzahlen zunehmend schwieriger, dem Schwungrad Energie zuzuführen und zu entnehmen.

#### 5.2 Verluste

Das oben betrachtete mechanische System ist unvollständig, da außer dem von der elektrischen Maschine erzeugten Moment noch weitere durch Reibung hervorgerufene Momente auf das Schwungrad wirken. Die Lagerreibung erzeugt ein Lagerreibmoment  $M_{Lager}$ , das von der Lagerbelastung und der Drehzahl abhängig ist. Ebenso entsteht durch Luftreibung an dem Schwungrad ein von Drehzahl und Gehäuseinnendruck abhängiges Reibmoment  $M_{aero}$ . Wenn die elektrische Maschine außerhalb des Gehäuses angebracht ist, kommt noch das drehzahlabhängige Dichtungsreibmoment  $M_{Dicht}$  hinzu. Mit diesen zusätzlichen Momenten ändert sich der Drallsatz nach Gleichung (8) wie folgt:

$$\sum M = \pm M_{mech} - M_{Lager}(\omega) - M_{aero}(\omega) - M_{Dicht}(\omega) = J \cdot \dot{\omega}$$
(11)

Diese Gleichung wird mit der Winkelgeschwindigkeit erweitert und man erhält die Differentialgleichung für die Energiespeicherung im reibungsbehafteten Schwungrad:

$$\frac{dE}{dt} = \pm P_{mech}(\omega) - P_{Lager}(\omega) - P_{aero}(\omega) - P_{Dicht}(\omega)$$
(12)

Die Schwungradanlage besitzt zudem einige Hilfsaggregate, die eine Versorgungsleistung  $P_{Hilf}$  benötigen. Zu den Hilfsaggregaten zählen je nach Bedarf der Steuerschrank, eine Niederdruckpumpe für die Ölschmierung und Kühlung bei Wälzlagerung, eine Hochdruckpumpe zur Druckölversorgung und Wärmeabfuhr bei hydrostatischer Lagerung, die Gleichstromversorgung der Elektromagnete bei magnetischer Lagerung, eine Vakuumpumpe für die Gehäuseevakuierung, die abhängig von der Dichtigkeit des Gehäuses auch nur im intermittierenden Betrieb laufen kann, und eine Kühleinrichtung für die elektrische Maschine.



Bild 16: Leistungsfluß in der Schwungradspeicheranlage beim Laden

Im elektrischen Anlagenteil wird beim Laden die aus dem Drehstromnetz entnommene elektrische Leistung  $P_{Netz}$  in die mechanische Leistung der Schwungradwelle umgewandelt. Zuerst wird die Versorgungsleistung der Hilfsaggregate von der Netzleistung abgeführt. Die Umwandlung der Netzleistung in die mechanische Wellenleistung ist verlustbehaftet, und der Leistungsfluß kann aus einer Leistungsbilanz um die elektrische Maschine und den Umrichter erhalten werden:

$$P_{mech} = P_{Netz} - P_{Hilf} - \dot{Q}_{el} - \dot{Q}_{Um}$$
(13)

Bei der Umwandlung der Netzleistung in die mechanische Wellenleistung entstehen in der elektrischen Maschine und im Umrichter Verluste, die sich im Maschinenwirkungsgrad  $\eta_{elL}$  und im Umrichterwirkungsgrad  $\eta_{UmL}$  für den Ladevorgang ausdrücken lassen:

$$\eta_{el,L} = \frac{P_{mech}}{P_{el}}$$
(14)

$$\eta_{\rm Um,L} = \frac{P_{\rm el}}{(P_{\rm Netz} - P_{\rm Hilf})}$$
(15)

Die Gleichungen (14) und (15) werden nun in die Gleichung (12) eingesetzt, und man erhält den Zusammenhang zwischen der Änderung der Speicherenergie und der aus dem Netz entnommenen Leistung während des Ladevorgangs:

$$\frac{dE}{dt} = (P_{\text{Netz}} - P_{\text{Hilf}}) \cdot \eta_{\text{Um,L}} \eta_{\text{el,L}} - P_{\text{Lager}}(\omega) - P_{\text{aero}}(\omega) - P_{\text{Dicht}}(\omega)$$
(16)



#### Bild 17: Leistungsfluß in der Schwungradspeicheranlage beim Entladen

Betrachtet man nun den Entladevorgang der Schwungradanlage, so kehrt sich der Leistungsfluß im elektrischen Anlagenteil um. Der Maschinenwirkungsgrad  $\eta_{el,E}$  und der Umrichterwirkungsgrad  $\eta_{Um,E}$  für den Entladevorgang ergibt sich zu:

$$\eta_{el,E} = \frac{P_{el}}{P_{mech}}$$
(17)

$$\eta_{\rm Um,E} = \frac{(P_{\rm Netz} + P_{\rm Hilf})}{P_{\rm el}}$$
(18)

In die Gleichung (12) eingesetzt, ergibt sich somit der Zusammenhang zwischen der Änderung der eingespeicherten Energie und der ins Netz eingespeisten Leistung:

$$\frac{dE}{dt} = -(P_{\text{Netz}} + P_{\text{Hilf}}) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{Um,E}} \eta_{\text{el,E}}} - P_{\text{Lager}}(\omega) - P_{\text{aero}}(\omega) - P_{\text{Dicht}}(\omega)$$
(19)

Die innerhalb des Schwungradgehäuses, in der elektrischen Maschine und im Umrichter auftretenden Verlustleistungen wandeln sich vollständig in Wärme um, die über die Wärmeströme  $\dot{Q}_{Verlust}$  an die Umgebung abgeführt werden.

### 5.3 Wirkungsgrad und Speichergüte

Der Wirkungsgrad der Schwungradenergiespeicheranlage ist von der jeweiligen Betriebsart abhängig. Allgemein ist der Wirkungsgrad als Quotient aus Nutzen zu Aufwand definiert. Da sich die Verlustleistungen mit der Drehzahl ändern, müssen sie über die Zeit aufintegriert werden. Der Wirkungsgrad wird daher mit den Energiedifferenzen gebildet. In der folgenden Abbildung werden der Schwungradenergieinhalt und der Energiesaldo zwischen dem Netz und der gesamten Anlage während eines Speicherzyklus dargestellt:



Bild 18: Energieinhalt eines schematischen Speicherzyklus

Beim Ladevorgang ist der Nutzen die Zunahme der Schwungradrotationsenergie  $E_{L,Schw}$  und der Aufwand die aus dem Netz entnommene elektrische Energie  $E_{L,Netz}$  während des Zeitraumes  $t_1 - t_0$ . Dabei wird die Energie  $E_{L,V}$  als Wärme an die Umgebung abgegeben. Der Ladewirkungsgrad ist daher nach Gleichung (9) (im folgenden werden die Wirkungsgrade von Umrichter und Maschine für Lade- und Entladevorgang als gleich angenommen):

$$\eta_{\text{Lade}} = \frac{E_{\text{L,Schw}}}{E_{\text{L,Netz}}} = \eta_{\text{Um}} \eta_{\text{el}} - \frac{\int_{t_0}^{t_1} (P_{\text{Hilf}} \cdot \eta_{\text{Um}} \eta_{\text{el}} + P_{\text{Lager}}(\omega) + P_{\text{aero}}(\omega) + P_{\text{Dicht}}(\omega))dt}{\int_{t_0}^{t_1} P_{\text{L,Netz}} dt}$$
(20)

Während der Speicherung wird das Schwungrad durch die Reibung im mechanischen Anlagenteil abgebremst. Dabei kommt die Leerlaufverlustleistung der Maschine  $P_{M,Leer}$  als zusätzliche Verlustleistung in der Bilanz hinzu. Es fließt keine elektrische Energie vom Netz in das Schwungrad. Trotzdem wird die zur Versorgung der Hilfsaggregate notwendige Leistung  $P_{Hilf}$  aus dem Netz entnommen, und der Energiesaldo steigt. Die zum Zeitpunkt  $t_2$ übriggebliebene Rotationsenergie  $E_{S,Schw,2}$  ist als Nutzen und die zum Zeitpunkt  $t_1$  im Schwungrad eingespeicherte Energie zuzüglich der aus dem Netz entnommenen Energie  $E_{S,Netz}$  ist als Aufwand anzusehen:

$$\eta_{\text{Speich}} = \frac{E_{\text{S,Schw,2}}}{E_{\text{S,Schw,1}} + E_{\text{S,Netz}}} = 1 - \frac{\int_{t_1}^{t_2} (P_{\text{Hilf}} + P_{\text{M,Leer}} + P_{\text{Lager}}(\omega) + P_{\text{aero}}(\omega) + P_{\text{Dicht}}(\omega))dt}{E_{\text{S,Schw,1}} + \int_{t_1}^{t_2} P_{\text{Hilf}}dt}$$
(21)

Beim Entladevorgang ist der Nutzen die an das Netz abgegebene elektrische Energie  $E_{E,Netz}$ und der Aufwand die Abnahme des Schwungradenergieinhaltes  $E_{E,Sehw}$ . Der Entladewirkungsgrad ergibt sich zu:

$$\eta_{\text{Entade}} = \frac{E_{\text{E,Netz}}}{E_{\text{E,Schw}}} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{Um}}\eta_{\text{el}}} + \frac{\int_{t_2}^{t_3} (P_{\text{Hilf}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{Um}}\eta_{\text{el}}} + P_{\text{Lager}}(\omega) + P_{\text{aero}}(\omega) + P_{\text{Dicht}}(\omega))dt}}{\int_{t_3}^{t_3} P_{\text{Netz}}dt}$$
(22)

Schließlich läßt sich formal auch noch ein Zykluswirkungsgrad aufstellen, in dem die zum Ende des Zyklus an das Netz abgegebene elektrische Energie  $E_{E,Netz}$  ins Verhältnis zur der während des gesamten Zyklus von Netz aufgenommenen Energie  $E_{L,Netz} + E_{S,Netz}$  gesetzt wird.

$$\eta_{Zyklus} = \frac{E_{E,Netz}}{E_{L,Netz} + E_{S,Netz}} = 1 - \frac{\int_{t_0}^{t_1} P_{V,L} dt + \int_{t_1}^{t_2} P_{V,S} dt + \int_{t_2}^{t_3} P_{V,E} dt}{\int_{t_1}^{t_2} P_{L,Netz} dt + \int_{t_1}^{t_2} P_{S,Netz} dt}$$
(23)

Aus der formelmäßigen Betrachtung der hier hergeleiteten Wirkungsgrade lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

- Werden die mechanischen Verlustleistungen und die Leistung für die Hilfsantriebe vernachlässigt, so ist der beste erreichbare Wirkungsgrad beim Laden und Entladen jeweils gleich dem Produkt aus Umrichter- und Maschinenwirkungsgrad.
- Der beste erreichbare Zykluswirkungsgrad ist unter Vernachlässigung der mechanischen Verlustleistungen gleich dem Produkt aus Umrichter- und Maschinenwirkungsgrad zum Quadrat.
- Bei einem reibungsbehafteten Schwungradsystem ist der Wirkungsgrad bei Aufladung und Entladung auf hohem Niveau, das heißt bei einem großen Verhältnis von Netzleistung zu Verlustleistung, günstiger als auf niedrigem Niveau.
- Der Wirkungsgrad ist wegen der Reibleistungen bei niedrigen Drehzahlen besser als bei hohen Drehzahlen.
- Der Speicher- und der Zykluswirkungsgrad sind abhängig vom gewählten Zyklus und können daher für ein- und dieselbe Schwungradanlage bei verschiedenen Fahrweisen völlig unterschiedlich sein.

Der Speicher- und der Zykluswirkungsgrad eignen sich daher nicht als zyklusunabhängige Vergleichsgrößen für die Speichergüte einer Anlage. Das nächste Bild zeigt qualitativ die Abnahme des Energieinhaltes von zwei unterschiedlichen Schwungrädern, nachdem die äußere Energiezufuhr eingestellt worden ist.





Die Steigung der Auslaufkurve ist zu jedem Zeitpunkt gleich der Verlustleistung des Schwungrades. In [22] wird nun die Speichergüte als Quotient aus dem maximalem Energieinhalt (in kWh) und der Verlustleistung (in kW) bei maximaler Drehzahl definiert:

$$T_{\rm G} = \frac{E_{\rm max}}{P_{\rm V}(\omega_{\rm max})}$$
(24)

Die Speichergüte  $T_G$  hat die Dimension einer Zeit und entspricht der theoretischen Zeitdauer in Stunden, in der ein Schwungrad bei konstanter Verlustleistung zum Stillstand kommen würde. Die Speichergüte ist somit allein eine Eigenschaft des mechanischen Teils einer Schwungradanlage, und man kann damit verschiedene Schwungräder bezüglich ihrer Verluste zyklusunabhängig vergleichen.

### 5.4 Speicherstrategien

Die vorangegangenen Überlegungen machen deutlich, daß ein Einsatz von Schwungrädern als Energiespeicher nur bei gewissen Arbeitszyklen oder Aufgaben sinnvoll sein kann.

Bei einem Betrieb, bei dem ein aufgeladenes Schwungrad sich solange dreht, bis ein zufällig eintretendes Ereignis den Entladevorgang auslöst, kann es dazu führen, daß der Zykluswirkungsgrad negativ wird. Das heißt, die Verlustenergie wird größer als die zu Beginn des Zyklus eingespeicherte Energie. Ein zur Notstromversorgung eingesetztes Schwungrad kann trotzdem wirtschaftlich sein, wenn der wirtschaftliche Nutzen einer Sofortreserve z.B. die Verhinderung von Datenverlusten bei Computern oder die Vermeidung von Schäden an empfindlichen technischen Einrichtungen ist, und die dadurch vermiedenen Kosten größer als die Kosten für die Deckung der ständigen Verlustleistung sind. Ein als reiner Energiespeicher arbeitendes Schwungrad kann weder wirtschaftlich noch energieeffizient bei zufälligen Speicherfällen eingesetzt werden.

Im exakt vorherbestimmten Speicherfall ist selbst eine Anlage mit hohen Speicherverlusten sinnvoll, da man hier das Schwungrad unmittelbar nach dem Aufladen auch wieder entladen kann. Ein Beispiel hierfür ist die Garchinger Schwungradanlage [6].

Der sinnvollste Einsatzbereich für Schwungradenergiespeicher sind die zyklisch auftretenden Speicherfälle, bei denen sich jeder einzelne Zyklus in bezug auf Speicherbedarf und Speicherdauer unterschiedlich verhält. Es ist jedoch statistisch ein mittlerer Bedarf ermittelbar, für den der Speicher ausgelegt wird. Um einen sinnvollen Speichereinsatz zu gewährleisten, sollte daher die Laufzeit im aufgeladenen Zustand so kurz wie möglich sein, und die Energieeinspeicherung und Entladung sollte bei hohen Leistungen stattfinden.

# 6 Weitere Speichermöglichkeiten

# 6.1 Allgemeines

Um die Schwungradenergiespeicher mit anderen Techniken vergleichen zu können, soll an dieser Stelle ein Überblick über weitere Möglichkeiten zur Speicherung in der Energieversorgung gegeben werden.

Eine Speicheranlage in der elektrischen Energieversorgung besteht grundsätzlich aus einem Speicher und einem Wandler. Die verschiedenen Speicher kann man nach ihren Verlusten während der Speicherphase in Speicher erster und zweiter Klasse einteilen [22]. Bei Speichern erster Klasse ändert sich die Menge des Speichergutes über die Speicherzeit praktisch nicht, sie speichern also ohne Verluste. Speicher zweiter Klasse speichern verlustbehaftet, die Menge des Speichergutes nimmt mit der Zeit ab. Der Wandler hat die Aufgabe, die elektrische Energie beim Ladevorgang in eine speicherfähige Energieform umzuwandeln und beim Entladen wieder zurückzuwandeln. Er arbeitet nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik immer verlustbehaftet.

## 6.2 Hydraulische Speicher

Bei diesen Speichern ist zwischen Speicherkraftwerken mit und ohne natürlichem Zufluß zu unterscheiden. Zur besseren Vergleichbarkeit der Speicher untereinander werden hier nur die hydraulischen Speicher ohne natürlichen Zufluß betrachtet.

Bei Pumpspeicherkraftwerken wird die elektrische Energie in Form von potentieller Energie des Wassers gespeichert. Das Speichermedium Wasser wird dabei zwischen zwei Becken mit unterschiedlichem Höhenniveau bewegt. Das Laden des Speichers erfolgt dabei mit Hilfe von elektrisch angetriebenen Pumpen. Bei umgekehrter Fließrichtung des Wassers werden Turbinen angetrieben, die mit Generatoren gekoppelt sind, und die gespeicherte Energie wird in elektrische Energie zurückgewandelt. Die Pumpen und die Turbinen moderner Pumpspeicherkraftwerke sind zu Pumpturbinen zusammengefaßt, was Platz und Kosten spart. Das Verhältnis von nutzbarer Energie zu aufgewendeter Energie wird zum einen von den Wirkungsgraden der Pumpturbinen und den Rohrreibungsverlusten der Gefällestrecke und zum anderen von den nicht zu vermeidenden Ruheverlusten aufgrund von Verdunstung und Versickerung des Wassers beeinflußt. Die Umwandlungsverluste liegen für den Pumpbetrieb in der Größenordnung von 15% und für den Turbinenbetrieb in der Größenordnung von 15% und für den Turbinenbetrieb in der Größenordnung von 10%. Die Ruheverluste sind dagegen mit 0-0,05% pro Tag vernachlässigbar, und man kann das Speicherbecken als Speicher erster Klasse ansehen [6,10].

Die speicherbare Energie wird durch die zur Verfügung stehende Fallhöhe und das Volumen der Becken bestimmt. Die Zusammenhänge zwischen den charakteristischen Größen Leistung, Wirkungsgrad, Fallhöhe und Wasserdurchfluß und dem Energieinhalt sind stark nichtlinear. Die in großer Zahl vorhandenen Anlagen zeigen, daß sich mit Pumpspeicherkraftwerken große Mengen elektrischer Energie speichern und Leistungen bereithalten lassen, so daß sich diese Technologie sehr gut für Langzeit- als auch für Kurzzeitspeicherung eignet. Als Beispiel sei das Pumpspeicherkraftwerk Vianden erwähnt. Es ist für eine elektrische Leistung von 1100 MW im Turbinen- und 836 MW im Pumpbetrieb ausgelegt.

Ein wesentlicher Nachteil der Pumpspeicherkraftwerke ist die Abhängigkeit von geeigneten topographischen Verhältnissen. Die Pumpspeicherkraftwerke sind daher meist weit entfernt von den Zentren des Energieverbrauchs, und der Wirkungsgrad der hydraulischen Speicherung wird damit weiter verringert.

Pumpspeicherkraftwerke sind die einzigen großtechnisch realisierten Speicher, die heute im größeren Umfang in der elektrischen Energieversorgung eingesetzt werden.

## 6.3 Thermische Speicher

Charakteristisch an der thermischen Speicherung ist die umwandlungsfreie Speicherung der thermische Energie, die im Zwischenzustand der Energieumwandlung in thermischen Kraftwerken entnommen wird.

Der Dampf wird in einem Speicher, der aus einer oder mehreren Einheiten besteht, zwischengelagert. Man unterscheidet zwischen Gefälle- und Gleichdruckspeichern.

Die Speicherbehälter sind druckdichte Stahlkessel. In diese Kessel strömt bei der Gefällespeicherung der heiße Dampf ein, wobei er kondensiert und seine Verdampfungswärme an das umgebende Wasser abgibt. Dadurch steigt der Druck und die Temperatur des Wassers an. Im vollgeladenen Zustand ist der Dampfspeicher bis etwa 90 % mit Wasser gefüllt.

Beim Ausspeichern wird von den verbleibenden 10% Wasserdampf derselbe entnommen, wodurch der Druck im Speicherkessel abnimmt und eine Nachverdampfung des heißen Wassers stattfindet. Man kann solange Dampf entnehmen, bis die Temperatur im Speicher über die Sättigungstemperatur bei dem jeweiligen Druck ansteigt. Der entnommene Dampf kann dann wieder in die Dampfturbine eingekoppelt werden, allerdings auf niedrigerem Druckniveau als der ausgekoppelte Dampf.

Der Gleichdruckspeicher ist prinzipiell Wärmetauscher und Speicher in einem. Während des Ladevorgangs wird mehr Kesselspeisewasser als notwendig durch überschüssigen Dampf erwärmt und gespeichert. Bei der Entladung wird das heiße Speisewasser entnommen und dem Kessel zugeführt. Da während der Entladung weniger kaltes Speisewasser vorgewärmt werden muß, braucht man hierfür weniger Dampf. So kann der Turbine mehr Dampf zugeführt und somit mehr Leistung erzeugt werden.

Die Ein- und Ausspeicherung der Wärme geschieht bei Gefälle- und Gleichdruckspeichern mit Wirkungsgraden von 0,76-0,985 % in Abhängigkeit von der Schaltung der Speicher im Gesamtsystem [24].

Während der Speicherphase geht trotz Isolierung der Behälter Wärme an die Umgebung verloren, daher sind thermische Speicher in die zweite Klasse einzuordnen.

Das Prinzip der thermischen Speicher wird schon seit den zwanziger Jahren angewandt. Heute werden Dampfspeicher vorwiegend zur ausfallsicheren Versorgung von Prozeßdampf in der chemischen Industrie eingesetzt. Eine Ausnahme bildet das Heizkraftwerk Charlottenburg in Berlin. Hier wurde von 1929 bis zumindest 1987<sup>1</sup> eine Speicheranlage mit einem Nutzvolumen von 4480 m<sup>3</sup> anfänglich zur Abdeckung von Strombedarfsspitzen und später als Sofortreserve eingesetzt [25].

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Es liegen keine Angaben vor, ob diese Anlage heute noch in Betrieb ist. Es ist aber zu vermuten, daßsie nach dem Ende der Insellage West-Berlins auch aus Energieversorgungssicht und dem Anschluß an das Verbundnetz überflüssig geworden ist.

### 6.4 Druckluftspeicher

Die Druckluftspeicherung ist direkt an den Ort der Stromerzeugung durch eine Gasturbinenanlage gebunden. Der Luftkompressionsprozeß des Verdichters kann durch die Druckluftspeicherung zeitlich vom Entspannungsprozeß in der Turbine und somit von der Stromerzeugung entkoppelt werden. Die Kompression findet dabei in Schwachlastzeiten statt. Dabei wird der Verdichter allein vom Generator angetrieben, die Turbine steht still.

Die verdichtete Luft wird bei Drücken bis zu 70 bar in der Regel in großen unterirdischen Hohlräumen wie zum Beispiel Salzkavernen gespeichert. Während der Speicherphase kommt es durch Dichtprobleme und Löslichkeit im Wasser zu einem Druckverlust, der mit 7 % pro Tag angegeben wird. Somit ist auch der Druckluftspeicher ein Speicher zweiter Klasse.

In Spitzenlastzeiten wird dann die verdichtete Luft der Brennkammer und schließlich der Turbine zugeführt. Die Turbinenleistung kann dann vollständig an den Generator abgegeben werden und muß nicht noch zusätzlich den Verdichter antreiben.

Die weltweit erste Druckluftspeicher-Gasturbinenanlage ist seit 1977 in Huntdorf bei Bremen in Betrieb. Sie hat eine Generatorleistung von 290 MW, und die Speicherkapazität reicht für eine vierstündige Entladung bei Vollast aus. Die Anlage arbeitet mit einem Wirkungsgrad von 41,8%, der aber nicht mit einem Speicherwirkungsgrad zu vergleichen ist, da in der Brennkammer zusätzlich chemische Energie zugeführt wird [26,27].

#### 6.5 Batterie

In Batteriespeichern wird elektrische Energie in Form von chemisch gebundener Energie gespeichert. Zur Zeit der Gleichstromversorgungsnetze wurden Batteriespeicher in erheblichem Umfang zur Spitzenlastdeckung und zur Sofortreserveleistung eingesetzt. Allein in Berlin waren 1930 Batterien mit einer gesamten Leistung von 186 MW bei 20-minütiger Entladung installiert [28].

Die Blei-Säure-Batterie ist die am weitesten entwickelte Technologie. Sie wird heute in elektrischen Inselnetzen zur Frequenzregelung eingesetzt. Das Berliner Energieversorgungsunternehmen BEWAG betrieb von 1987 bis 1994 beispielsweise eine Batteriespeicheranlage mit einem Nennenergieinhalt von 14,4 MWh. Diese Anlage wurde geplant, als West-Berlin noch ein Inselnetz war. Mit dem Anschluß an das westeuropäische Verbundnetz wurde die Anlage nicht mehr zur Frequenzregelung benötigt und außer Betrieb genommen. Sie konnte eine Sofortreserveleistung von 17 MW zur Verfügung stellen. Weitere Typen mit wäßrigem Elektrolyt sind die Nickel-Cadmium-Batterie und die Nickel-Eisen-Batterie. Neuere Entwicklungen basieren im Gegensatz dazu auf Hochtemperaturverfahren mit festen Elektrolyten. Hier ist die Natrium-Schwefel-Batterie (NaS) als bekanntester Batterietyp zu nennen. Die kommerzielle Nutzung der NaS-Batterie ist jedoch aufgrund ihrer sehr hohen Kosten fraglich. Eine weitere Entwicklung ist die Zink-Brom-Batterie. Diese Batterietypen befinden sich derzeit jedoch noch in der Prototypphase.

Batterien erreichen Wirkungsgrade von etwa 65-75%. Hinzuzurechnen sind noch die Ruheverluste durch Selbstentladung sowie der Hilfsenergieverbrauch. Die Ruheverluste liegen bei herkömmlichen Blei-Säure-Batterien bei etwa 0,1-0,5% pro Tag, NaS-Batterien erreichen günstigere Werte. Batterien können daher je nach Bauart und Typ als Speicher erster oder zweiter Klasse eingestuft werden. Der große Nachteil von Batterien ist ihre geringe Lebensdauer, die auf wenige tausend Vollzyklen begrenzt ist.

Das Besondere an Batterien ist, daß die Batterie gleichzeitig Speicher und Wandler ist. Batterien arbeiten nur mit Gleichspannung, und es muß beim Einsatz in der elektrischen Energieversorgung zusätzlich eine Gleichrichterschaltung vorhanden sein. Ein generelles Problem der Batterien ist die Gefährdung der Umwelt durch die zum Teil giftigen Inhaltsstoffe.

### 6.6 Wasserstofftechnologie

Der energietechnischen Nutzung der Wasserstofftechnologie wird für die Zukunft eine große Bedeutung beigemessen. Für den Wasserstoff bestehen wegen seiner physikalischen und chemischen Eigenschaften vielfältige Einsatzmöglichkeiten der indirekten Speicherung elektrischer Energie.

In der Elektrolyse wird Wasser mit Hilfe der elektrischen Energie in seine Bestandteile Wasserstoff und Sauerstoff zerlegt. Die Elektrolyse ist nach heutigem Stand das wirkungsvollste Verfahren zur Herstellung von Wasserstoff. Hier ist die alkalische Elektrolyse die am weitesten entwickelte Technologie. Die Hochtemperatur-Elektrolyse verspricht aber bessere Entwicklungsmöglichkeiten mit günstigeren Wirkungsgraden. Der Wirkungsgrad wird in der Größenordnung bis zu 65% bei alkalischer und bis zu 95% bei der Hochtemperatur-Elektrolyse liegen.

Die Speicherung von Wasserstoffgas benötigt ähnliche Komponenten wie die Erdgasspeicherung. Neben den konventionellen Speichermethoden wie Untertagespeicherung, Übertage-Druckgasspeicherung und Flüssigwasserstoffspeicherung gibt es andere Konzepte wie Metallhydrid- und Kryoadsorberspeicherung, die wesentlich höhere Energiedichten erreichen. Die Untertage- oder Übertage-Druckgasspeicherung für den Kurzzeitbereich und die Untertage- oder Flüssigwasserstoffspeicherung für den Langzeitbereich sind aus heutiger Sicht die wirtschaftlich günstigsten Optionen.

Aufgrund der geringen Ruheverluste von weniger als 0,01% pro Tag sowie der erreichbaren hohen Speichervolumina sind sowohl Langzeit- als auch Kurzzeitspeicherung möglich. Wasserstoffspeicher zählen daher zu den Speichern erster Klasse.

Die Rückwandlung des Wasserstoffs in elektrische Energie kann mit Hilfe der konventionellen thermodynamischen Prozesse erfolgen. Der Einsatz von Brennstoffzellen erlaubt eine direkte Umwandlung der chemisch gespeicherten Energie in elektrische Energie. Die Rückwandlung geschieht bei Wirkungsgraden, die auch im Teillastbetrieb größer als 55 % sind. Als Reaktionsprodukt entsteht nur Wasser. Die Kompaktheit der Brennstoffzellen macht auch einen mobilen Einsatz möglich.

Da die Elektrolyse nur mit Gleichspannung betrieben werden kann, und die Brennstoffzelle auch nur Gleichspannung liefert, muß beim Einsatz in der elektrischen Energieversorgung noch ein Umrichter vorhanden sein.

### 6.7 Supraleitender magnetischer Energiespeicher

Im magnetischen Feld supraleitender Spulen lassen sich auf sehr engem Raum große Energiemengen speichern, da die Supraleitung hohe Stromdichten bis 300 A/mm<sup>2</sup> und damit hohe Induktionen ermöglicht. Supraleitende magnetische Energiespeicher haben neben Kondensatoren, die jedoch als Energiespeicher kaum eine Rolle spielen, als einzige

Speicher die Eigenschaft, daß sie die elektrische Energie direkt speichern und nicht in eine andere Energieform umwandeln müssen.

Zur Herstellung der Supraleiter wird heute in der Regel NbTi oder Nb<sub>3</sub>Sn verwendet. Das Problem der Supraleitung ist die Bereitstellung der sehr tiefen Temperaturen und die damit verbundenen Energieaufwendungen in den Kühlanlagen. Die in der Literatur angeführten Angaben zur volumenbezogenen Energiedichte beziehen sich üblicherweise auf das Volumen des von der Spule umschlossenen Magnetfeldes. Bei einer Induktion von 10 Tesla beträgt die Energiedichte ca. 11 kWh/m<sup>3</sup>.

Der Gesamtwirkungsgrad dieses Speichertyps ist wie beim Schwungradspeicher sehr stark von den Speicherzeiten abhängig. Bei Ruheverlusten von etwa 12 % pro Tag kann eine Langzeitspeicherung von vornherein ausgeschlossen werden, der supraleitende magnetische Energiespeicher ist somit als Speicher zweiter Klasse einzustufen. Den einzigen Einsatzbereich stellt auch hier die Kurzzeitspeicherung dar, wobei diese Speicher recht gute Wirkungsgrade erreichen können. Auch bei den supraleitenden magnetischen Speichern muß beim Einsatz in der elektrischen Energieversorgung zusätzlich ein Stromgleichrichter vorhanden sein.

Supraleitende Speicher befinden sich heute noch in der Entwicklungsphase. Ausgeführte Anlagen werden überwiegend eingesetzt, um kurzzeitig Leistung bereitzustellen. Größere Anlagen mit Leistungen im GW-Bereich sind geplant, aber noch nicht realisiert [29].

Speicher	Dampf- speicher	Druckluft -speicher	Pump- speicher	Wasserstoff- speicher	Batterie	Schwung- rad	SMES
Gesamt- wirkungsgrad	65-95%	42 %	65-80%	30-60%	65-75%	70-90%	40-99%
Ruheverluste/Tag	-	5-10%	0-0,05‰	0-0,08%	0,1-0,5%		12 %
leistungsabh. Kosten [DM/kW]	200-500	420	2000-4000	500-3000	400	850	1500- 3000
volumenabh. Kosten [DM/kWh]	110-130	-	1-3	0,1-125	200-2000	8500	60
Entwicklungsstand	ausgereift	ausgereift	ausgereift	Prototyp	Prototyp/ ausgereift	Entwick- lung/aus- gereift	Entwick- lung
typ. Einsatzgebiet	Primär- und Sekundär- regelung	Spitzen- last	Spitzenlast und Sofort- reserve	Langzeit	Kurzzeit, Sofort- reserve	Kurzzeit	Kurzzeit

# 6.8 Vergleich der verschiedenen Speichermöglichkeiten

Tabelle 2: Vergleich der Speichertechniken [19,27,29,30]

Die in Tabelle 2 angegeben Werte sind aus verschiedenen Quellen entnommen. Die große Bandbreite der Werte kommt zustande, weil sich die Werte in den einzelnen Quellen zum Teil erheblich voneinander unterscheiden.

# 7 Speichereinsatz in der elektrischen Energieversorgung

## 7.1 Ort der Energiespeicherung

Mit Hilfe von Energiespeicherung kann prinzipiell die zeitliche Verschiebung zwischen und Nachfrage ausgeglichen Leistungsangebot werden. In der elektrischen Energieversorgung mit Großkraftwerken im Verbundnetz ist eine möglichst gleichmäßige Stromerzeugung wirtschaftlich und ökologisch sinnvoll. Daher wird die Energiespeicherung eingesetzt, um die zeitlich schwankende Leistungsnachfrage der Verbraucher zu glätten. Dies geschieht von Seiten der Energieversorgungsunternehmen hauptsächlich mit Hilfe von Pumpspeicherkraftwerken. Man spricht beim Einsatz dieser Anlagen von einer erzeugerorientierten Speicherung, obgleich eine räumliche Trennung von Erzeugung und Speicherung vorliegt.

Die Fähigkeit von Pumpspeicherkraftwerken, große Mengen Energie speichern und hohe Leistungen zentral gesteuert sehr kurzfristig abrufen zu können, ist für die Leistungsglättung von Vorteil. Der Standort von Pumpspeicherkraftwerken ist aber an geeignete geographische Verhältnisse gebunden. Die daraus resultierende räumliche Entfernung zu den Orten der Stromerzeugung und des Verbrauchs wirkt sich aber wegen der steigenden Übertragungsverluste in den Überlandleitungen nachteilig aus.

Eine Speicherung in räumlicher Nähe zu dem Endverbraucher der elektrischen Energie umgeht den Nachteil der zusätzlichen Übertragungsverluste. Diese Art der Speicherung nennt man verbraucherorientierte, dezentrale Energiespeicherung. Anstelle eines großen Speichers sind viele kleine Speicher nötig. Die Leistungsnachfrage des Verbrauchers wird geglättet, was eine Entlastung der Übertragungseinrichtungen zu Folge hat.

Eine weitere Einsatzmöglichkeit für Speicheranlagen besteht bei der Stromerzeugung mit Windkraft- und Solaranlagen. Hier unterliegen sowohl das Leistungsangebot als auch die Nachfrage zeitlichen Schwankungen.

## 7.2 Verbraucherorientierte Energiespeicherung

Bei dieser Art der Speicherung spielen wirtschaftliche Aspekte eine dominierende Rolle. Daher wird im folgenden kurz auf die Kosten der Stromerzeugung eingegangen.

#### 7.2.1 Kosten für die Energieumwandlung

Der Preis für den Strombezug von Energieversorgungsunternehmen teilt sich in einen arbeits- und einen leistungsabhängigen Preis auf. Diese Differenzierung ist durch die tatsächlich beim Energieversorgungsunternehmen auftretenden Kosten begründet.



Bild 20: Stromerzeugungskosten in Abhängigkeit von der Jahresausnutzungsdauer am Beispiel eines Grundlast-Braunkohlekraftwerkes (nach [31])

Man unterscheidet hier zwischen festen und variablen Kosten. Die einzusetzenden Brennstoffkosten der Kraftwerke sind direkt von der abgenommen Energiemenge abhängig und sind variable Kosten.

Die Kosten für die Bereitstellung der Kraftwerke, der Leitungen, der Umspannanlagen und sonstiger Infrastruktur sowie die Kapital- und Investitionskosten sind vom momentanen, individuellen Verbrauch unabhängig. Sie ergeben sich aus der ständig zur Verfügung stehenden Kraftwerkskapazität, der sogenannten Bruttoengpaßleistung, und der Auslastung der Anlagenkapazität. Die Bruttoengpaßleistung bemißt sich nach der größten zu erwartenden Nachfrage der Summe aller Verbraucher und beinhaltet zudem noch Reservekapazitäten für den Fall eines Kraftwerksausfalls im Verbundnetz.

Um auf die Nachfrageschwankungen der Verbraucher und Ausfälle von Erzeugungskapazitäten reagieren zu können, werden Reserven im Sekunden- und Minutenbereich vorgehalten. Für die Wirkleistungssekundenreserve werden Dampfturbinen in leicht angedrosseltem Zustand gefahren, um dann bei Bedarf noch etwas mehr Leistung abgeben zu können. Auch Pumpspeicherkraftwerke werden zur Wirkleistungssekundenreserve herangezogen. So wird die Zeit überbrückt, bis Gasturbinenkraftwerke hochgefahren sind und Leistung ans Netz abgeben.

Die Androsselung von Dampfturbinen, der schlechtere thermische Wirkungsgrad von Gasturbinen und die Umwandlungsverluste der Pumpspeicherkraftwerke erhöhen jedoch indirekt wieder die Brennstoffkosten.

Viel stärker fallen allerdings die geringen Nutzungsdauern der Stromerzeugungsanlagen für Mittel- und Spitzenlast ins Gewicht. Das in diesen Anlagen gebundene Kapital wird schlecht ausgenutzt. So werden Kernkraftwerke unter anderen aufgrund ihrer sehr hohen Investitionskosten und den im Verhältnis dazu niedrigen Brennstoffkosten ausschließlich im Grundlastbereich gefahren.

Weiterhin kommen noch Nebenkosten hinzu, die sich aus den Personalkosten, den Wartungsaufwendungen und Versicherungsbeiträgen zusammensetzen. Die Nebenkosten lassen sich nicht eindeutig zuordnen und werden daher zu etwa gleichen Teilen in die festen und die variablen Kosten eingerechnet.

#### 7.2.2 Strompreise

Der arbeitsabhängige Strompreis ist an die variablen Kosten und der leistungsabhängige Strompreis an die festen Kosten gekoppelt. Die Abrechnung des Arbeitspreises geschieht durch verbraucherseitige Dreh- oder Wechselstromzähler, die eventuell noch mit einer Tarifschaltung ausgerüstet sind und kontinuierlich die abgenommene Energiemenge erfassen. Der Arbeitspreis wird differenziert nach Tarifabnehmern und Sonderabnehmern.

Zu den Tarifabnehmern zählen Haushalte, landwirtschaftliche Betriebe und Gewerbebetriebe. Für diese wird in der Regel ein fester Arbeitspreis über den ganzen Tag verlangt. Auf Wunsch des Kunden kann der Arbeitspreis nach einem Schwachlast- und einem Hochlastpreis bemessen werden, wobei der Kunde für die Kosten der Tarifschaltung des Zählers aufkommen muß. Als Schwachlastbereich zählt zum Beispiel bei den Aachener Stadtwerken die Zeit zwischen 22.00 Uhr und 4.30 Uhr.

Bei den Sonderabnehmern hängt der Arbeitspreis stark von der Vertragsgestaltung ab und ist in der Regel auch in Lastbereiche unterteilt.

Der Leistungspreis ergibt sich aus den oben aufgeführten Gründen aus den festen Kosten der Energieversorgungsunternehmen. Bei den Tarifkunden wird der Einfachheit halber auf eine Leistungsmessung verzichtet und statt dessen ein pauschaler Leistungspreis berechnet, der aufgrund der Haushalts- bzw. Betriebsgröße geschätzt wird. Verbraucht ein Abnehmer mehr als 10.000 kWh im Jahr, so kann auf Antrag die Leistung gemessen werden, wobei auch hier die Mehrkosten der Messung vom Kunden getragen werden.





Bei den Sonderabnehmern handelt es sich um größere Verbraucher, die mit dem Energieversorgungsunternehmen einem individuellen Vertrag über die Stromversorgung abgeschlossen haben. Zur Berechnung des Leistungsbezugs wird die tatsächlich abgenommene Leistung über eine Meßperiode von 15 Minuten, seltener über eine halbe oder eine ganze Stunde gemittelt. Diese Mittelung der Leistung ist in Bild 21 qualitativ dargestellt. Die Verrechnungsleistung wird abhängig von den vertraglichen Bedingungen bestimmt. Hier lassen sich zwei grundsätzliche Bemessungsgrundlagen erkennen.

Bei der einen Methode wird der Preis für die tatsächlich gemessene Mittelwertleistung nach dem Zeitpunkt der Inanspruchnahme gestaffelt. Dadurch werden vom Energieversorgungsunternehmen Anreize geschaffen, die Zeiten hohen Leistungsbezugs hin zu schwächer ausgelasteten Zeiten zu verschieben.

Die andere Methode besteht darin, daß der Verbraucher bei dem Energieversorgungsunternehmen eine bestimmte Leistung bestellt und für diese auch bezahlt, unabhängig davon, ob er sie tatsächlich in Anspruch genommen hat oder nicht. Der Preis für die bestellte Leistung ist niedriger als der Preis für die beanspruchte Leistung nach der ersten Methode. Wenn der Verbraucher allerdings eine höhere Leistung als die bestellte abnimmt, so muß er einen sehr viel höheren Preis bezahlen, der sich nach der Höhe der Überschreitung richtet.

Oft wird die größte Leistungsspitze innerhalb eines Monats zur Berechnung der "Strafe" herangezogen. Die Leistung wird auch bei dieser Methode über einen 15-minütigen Zeitraum gemittelt. Somit ist der Verbraucher bestrebt, eine möglichst gleichmäßige Leistung abzunehmen, die zudem sehr nahe an der bestellten Leistung liegt, diese aber keinesfalls überschreiten darf. Das wirtschaftliche Risiko für einen ungleichmäßigen Leistungsbezug wird somit vom Energieversorgungsunternehmen an den Verbraucher weitergegeben.

#### 7.2.3 Lastmanagement

Als Hilfsmittel für den Verbraucher zur Minimierung der Strombezugskosten ist das sogenannte Lastmanagement geeignet. Das Lastmanagement beeinflußt den Leistungsbezug in zwei unterschiedlichen Zeitbereichen.





Ein tageszeitlicher Ausgleich wird über eine veränderte Fahrweise von Anlagen und Maschinen erreicht. Es werden regelrechte Fahrpläne aufgestellt und Fertigungs- und Herstellungsprozesse in Zeiten mit niedrigen Arbeits- und Leistungspreisen verlagert, wenn dies mit dem Betriebsablauf einigermaßen in Einklang zu bringen ist. Diese Fahrplanänderung wird zum Beispiel bei Gießereien erfolgreich angewandt, wo die Einschmelzperioden der Elektroöfen in lastarmen Zeiten durchgeführt werden. In die Fahrplanänderung können auch eine betriebsinterne Stromerzeugung oder die Entnahme von Energie aus in Schwachlastzeiten aufgeladenen Speichern einbezogen werden. Für diesen Zweck müßten die Speicher einen hohen Energieinhalt und geringe Umwandlungsund Speicherverluste bei Speicherzeiten um die 10 Stunden besitzen.



Bild 23: Leistungsbezug bei Maximumüberwachung (nach [33])

Die Maximumüberwachung dagegen wird innerhalb der Meßperiode für den Leistungsmittelwert eingesetzt. Die aktuelle Leistungsaufnahme wird über den Zeitraum der Meßperiode überwacht. Zum Ende der Meßperiode wird die Voraussage über die Mittelwertleistung immer sicherer. Verdichten sich die Anzeichen, daß die Mittelwertleistung die gewünschte Lastgrenze überschreitet, werden von der Maximumüberwachung Maßnahmen zur Senkung der Mittelwertleistung ergriffen.

Hierzu können Anlagen und Maschinen nach Maßgabe einer Prioritätenliste abgeschaltet oder gedrosselt oder deren Anfahren verhindert werden. Auch die eigene Stromerzeugung und Entnahme von Strom aus Speichern gehören zu möglichen Maßnahmen zur Lastsenkung.

Der Zeitpunkt des Eingreifens muß sorgfältig gewählt werden, da es zum Ende der Meßperiode immer schwieriger wird, durch einen Eingriff die Mittelwertleistung zu beeinflussen. Wird ein Speicher zur Maximumüberwachung eingesetzt, müssen zudem die Zeiten für die Energieeinspeicherung so festgelegt werden, daß die Aufladung des Speichers nicht seinerseits zu einer Überschreitung der Lastgrenze führt. Der für die Maximumüberwachung eingesetzte Speicher muß genau auf den Verbraucher zugeschnitten sein. Zur Ermittlung der Speicherkapazität und der notwendigen Leistungsabgabe muß die abgenommene Mittelwertleistung über einen längeren Zeitraum statistisch ausgewertet werden.

Hierzu wird in der Regel eine Dauerlinie verwandt. Die Dauerlinie stellt dar, wie oft im betrachteten Zeitraum eine bestimmte Last überschritten worden ist. Sie sagt jedoch nichts darüber aus, ob und in welcher Weise diese Überschreitungen zeitlich zusammenhängen. Wenn man die Meßperioden, deren mittlere Last eine bestimmte Grenze überschritten hat, nach der Dauer der zusammenhängenden Überschreitungen anordnet, so erhält man ein sogenanntes Lastfolgeprofil.



Bild 24: Beispiel eines Lastfolgeprofils (nach [33])

In Bild 24 ist der obere Teil von einem Lastfolgeprofil eines Industriebetriebes für einen Monat beispielhaft gezeigt. Die Meßperiode betrug 15 min. Die Leistungsspitze dieses Monats lag bei 46,2 MW. Es gab in diesem Monat fünf Überschreitungen über die 45,9 MW-Grenze für die Dauer von einer Meßperiode. Legt man die gedachte Lastgrenze um 200 kW niedriger, gab es sechs Überschreitungen von einer Periodendauer, eine Überschreitung für die Dauer von zwei Meßperioden und zwei Überschreitungen für die Dauer von drei Meßperioden.

Soll die Leistungsgrenze allein durch einen Speichereinsatz auf 45,7 MW gesenkt werden, so läßt sich der maximale Speicherbedarf innerhalb einer Bandbreite anhand des

Lastfolgeprofils ermitteln. Im günstigsten Falle müßte ein Speicher einen Nutzinhalt von 150 kWh und im ungünstigsten Falle einen Inhalt von 325 kWh haben und eine maximale Leistung von 600 kW abgeben können, um auch die größtmögliche Lastgrenzenüberschreitung kompensieren zu können.

Für die Lastganganalyse müssen mehrere Monate betrachtet werden, denn es kann zu erheblichen jahreszeitlichen, meist konjunkturell bedingten Unterschieden im Leistungsbezug kommen. Dies hat zur Folge, daß eine Maximumüberwachung in lastarmen Monaten keinen Eingriff mit sich bringt. Das monatliche Lastfolgeprofil gibt keinen Aufschluß darüber, in welchen Abständen die Überschreitungen der gedachten Lastgrenze aufeinander folgen. So wäre es denkbar, daß eine Lastgrenze dreimal an einem Tag überschritten wird und dann die nächsten zwei Wochen nicht mehr. Daher müssen auch alle Tageslastgangkurven für den entsprechenden Monat einzeln analysiert werden, um die Anforderungen an einen Speicher spezifizieren zu können.

Die Entladezeiten für einen Schwungradenergiespeicher in der Maximumüberwachung liegen in der Größenordnung der Meßperioden, in der Regel also 15 min. Dementsprechend erscheint ein Verhältnis von maximaler Entladeleistung (in kW) zum nutzbaren Energieinhalt (in kWh) von vier zu eins als sinnvoll. Da das Schwungrad im aufgeladenen Zustand hohe Verluste hat, sollten die Einsatzzeiten für das Schwungrad in möglichst engen Grenzen vorhersagbar sein.

## 7.3 Energiespeicherung bei Windkraftanlagen

#### 7.3.1 Schwankungen des Windangebotes

Die Erzeugung von Strom aus Windenergie gewinnt mehr und mehr an Bedeutung. In den letzten Jahren gab es zweistellige Zuwachsraten bei der installierten Leistung. Waren Ende 1994 in der Bundesrepublik Windkraftanlagen mit einer Nennleistung von 505 MW installiert, so waren es Ende 1995 schon 1.136 MW. Die Windkraftanlagen produzierten 1995 rund 941 GWh Strom, das sind 378 GWh mehr als im Vorjahr<sup>1</sup> [34].

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Bei den Werten sind nur die in der Betreiberdatenbasis der Ingenieur-Werkstatt Energietechnik zusammengeschlossenen Windkraftanlagen erfaßt.

Diese Werte, die noch vor wenigen Jahren nicht für möglich gehalten wurden, dürfen aber nicht darüber hinwegtäuschen, daß die Stromerzeugung aus Windenergie starken zeitlichen Schwankungen unterliegt. Diese Schwankungen im Windenergieangebot lassen sich in Lang-, Mittel- und Kurzzeitschwankungen einteilen.

In den Wintermonaten ist das Windangebot meist hoch. Doch im Winter gibt es auch Hochdruckwetterlagen mit sehr geringem Windangebot. Diese Schwankungen harmonieren gut mit den Energienachfrageschwankungen, denn im Winter wird aufgrund von Beleuchtung und zusätzlicher Raumwärme deutlich mehr Strom verbraucht als im Sommer. An windschwachen Wintertagen wird jedoch weniger Energie benötigt als an stürmischen Tagen, da es tagsüber aufgrund von Sonnenschein oft heller und das subjektive Kälteempfinden nicht so stark ist [35], was im übrigen ein Vorteil von Windstrom gegenüber dem Solarstrom ist.



Bild 25: Windgeschwindigkeitsvarianzspektrum in einer Höhe von 100 m, basierend auf Messungen von Van der Hoven (1957) (nach [36])

Problematischer für die Stromversorgung aus Windenergie sind die Mittel- und Kurzzeitschwankungen. In Bild 25 ist beispielhaft ein Varianzspektrum des Windes dargestellt. Die Varianz der Windgeschwindigkeit ist proportional zur kinetischen Energie des Windes. Es sind drei relative Maxima bei Frequenzen von 0,01, 0,1 und 70 Schwankungen pro Stunde zu erkennen, was bedeutet, daß die maßgeblichen Schwankungsdauern im Bereich von 4 Tagen, 10 Stunden und einer Minute liegen. Die Schwankungsmaxima sind von dem Ort der Messung abhängig. Anhand späterer Messungen konnte aber nachgewiesen werden, daß die breite Lücke zwischen  $\omega = 0,5$  h<sup>-1</sup> und  $\omega = 20$  h<sup>-1</sup> ein charakteristisches Merkmal beliebiger Windgeschwindigkeitsspektren ist [36].

Für die Schwankungen im Bereich mehrerer Tage ist die allgemeine Wetterlage und damit das Abwechseln von Hoch- und Tiefdruckgebieten verantwortlich. Tageszeitliche Abhängigkeiten ergeben sich vor allem im Sommer durch thermische Effekte aufgrund der Sonneneinstrahlung oder aber in Küstenregionen durch den Einfluß der Gezeiten. Die Schwankungen im Kurzzeitbereich entstehen durch vorüberziehende Tiefdruckwolken und stochastisch auftretende Windböen, also Turbulenzerscheinungen in Bodennähe. Die Geschwindigkeitsänderungen sind dabei sehr hoch, sprunghafte Anstiege von 0,1 bis 12 m/s sind keine Seltenheit.

Durch die kubische Abhängigkeit der Windleistung von der Geschwindigkeit sind sehr große Windleistungsschwankungen die Folge. Diese werden durch einen Mittelungseffekt über die vom Rotor überstrichene Fläche und durch die Massenträgheit von Rotor und Generator etwas gemildert. Die sich mittlerweile bei größeren Windkraftanlagen durchgesetzte Regelung durch Blattwinkelverstellung und der Mittelungseffekt durch einen gemeinsamen Anschluß von mehreren Windkraftanlagen (Windpark) trägt auch zur einer Verminderung der Leistungsschwankung bei.

7.3.2 Überbrückung bei Ausfall von Anlagen

Windkraftanlagen schalten sich gelegentlich von selbst ab, wenn Kontrollwerte wie Generatortemperatur, Drehzahl, Windgeschwindigkeit oder Vibrationen vorgegebene Grenzen über- bzw. unterschreiten. Damit kommt es zu einem plötzlichen, unvorhersagbaren Leistungsabfall, der vom Netz verkraftet werden muß. Bei den heute üblichen Nennleistungen von Windenergieanlagen von 100 kW bis mittlerweile schon 1500 kW sollte ein Speicher zur Überbrückung zumindest einen Teil der ausgefallenen Leistung ersetzen können. Ein Speicher mit einer Speicherleistung von 250 kW könnte bei einem Großteil der Anlagen sinnvoll eingesetzt werden.

7.3.3 Anschluß von Windkraftanlagen ans Netz

Bei Anschluß der Windkraftanlagen an das Verbundnetz der Energieversorgungsunternehmen stellen diese Leistungsschwankungen derzeit kein großes Problem dar.
Schwieriger wird es, wenn viele Anlagen ohne Frequenzumrichter über eine schwache Leitung, durch die auch Verbraucher versorgt werden, an das entfernte Verbundnetz angeschlossen sind. Hier kann es zu einem Flackern der Leitungsspannung und der Netzfrequenz kommen.

In Zukunft wird der Windstrom- und Solarstromanteil an der Stromerzeugung weiter zunehmen. Auch das Verbraucherverhalten wird sich wohl in Bezug auf das Energiesparen weiter verändern. So werden elektrische Geräte und Beleuchtungen nur dann eingeschaltet, wenn sie tatsächlich benötigt werden. Diese auf der einen Seite wünschenswerte Entwicklung führt aber zu einer ungleichmäßigeren Netzbelastung. Der Bericht der Enquete-Kommission "Vorsorge zum Schutz der Erdatmosphäre" spricht von einem Anteil von 15% Strom aus regenerativen Energien an der gesamten Stromerzeugung, der ohne eine Speicherung noch vom Netz verkraftet werden könnte [10].

7.3.4 Netzstabilisierung, Frequenz- und Spannungsregelung

Für eine zukünftige Energieversorgung mit einem hohen Anteil an Stromerzeugung aus regenerativen Energien müssen vermehrt Maßnahmen für eine Glättung der Differenzen zwischen Angebot und Nachfrage getroffen werden. Eine Möglichkeit ist, die Wirkleistungssekundenreserve von thermischen und hydraulischen Kraftwerken weiter zu erhöhen. Durch eine stärker angedrosselte Fahrweise der thermischen Kraftwerke wird deren Wirkungsgrad jedoch schlechter und somit der Betrieb unwirtschaftlicher.

Die andere Möglichkeit besteht darin, den Einsatz von Speichern zu verstärken. Für eine langfristige Speicherung zum Ausgleich der saisonalen Windangebotsschwankungen kommen nur Speicher erster Klasse<sup>2</sup> in Frage, da sonst die Verluste den Speicherinhalt aufzehren würden. Zu den Speichern erster Klasse zählt man Pumpspeicherkraftwerke, Batteriespeicher und Wasserstoffspeicher, nach dem Stand der Technik sind aber nur die Pumpspeicherkraftwerke geeignet, entsprechende Energiemengen über einen längeren Zeitraum zwischenzuspeichern.

Die Energiespeicherung im kurzfristigen Bereich kann aber aufgrund geringer Energiemengen und Speicherzeiten von Batterien und auch von Schwungradspeichern bewältigt werden. Der Speicher erfüllt dann eher die Aufgabe der Leistungsspeicherung. Er

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> nach der im Kapitel 6.1 aufgeführten Definition

muß für kurze Zeit hohe Leistungen aufnehmen und abgeben und schnell reagieren können. Sein Energieinhalt kann dafür entsprechend kleiner sein. Da die Speicheranlage zusammen mit der Windkraftanlage oder dem Windpark weit entfernt von einer Besiedlung liegen kann, muß ein vollautomatischer Betrieb eventuell durch eine Fernüberwachung ermöglicht werden. Die Speicheranlage muß zudem sehr zuverlässig und wartungsarm sein, so daß die Wartungsintervalle ein Jahr nicht überschreiten. Regelmäßige Inspektionen sollten nur im Abstand von mehreren Jahren stattfinden müssen.

# 7.4 Weitere Anwendungen

Aufrgund ihrer Eigenschaft als Leistungsspeicher erschließen sich den Schwungradenergiespeichern weitere mobile und stationäre Anwendungen.

In der mobilen Anwendung wird der Schwungradspeicher hauptsächlich zur Bremsenergierückgewinnung genutzt. Dabei wird das Schwungrad als alleiniger Antrieb, zusätzlich zu einem Verbrennungsmotor oder als Hybridsystem parallel zu einer Batterie mit Elektromotor betrieben.

Zu den stationären Anwendungen zählt zwar auch die Bremsenergierückgewinnung bei elektrischen, über Fahrleitungen angetriebenen Fahrzeugen wie Straßenbahn, S-Bahn, oder Eisenbahn, doch ihr Hauptanwendungsbereich ist die Energieversorgung. Neben den reinen Schwungradspeicheranlagen erscheinen die Hybridsysteme recht vielversprechend.

Eine Kombination von einem Batteriespeicher mit hohem Energieinhalt und einem Schwungrad mit hoher Leistung kann sich intelligent die Aufgabe der Sofortreserve und Frequenzregelung teilen. Im Vergleich zu einer reinen Batteriespeicheranlage kann man so die Hälfte der Batterien einsparen und deren Zyklenzahl verringern, was ihre Lebensdauer verlängert.

Werden Windkraftanlagen in Wind/Diesel-Systemen in Inselnetzen betrieben, so kann die Einschalthäufigkeit von Dieselmotoren mit Hilfe von Schwungrädern stark reduziert werden. Damit verringert sich die Abnutzung der Dieselmotoren und ihr Brennstoffverbrauch und Spannungs- und Frequenzschwankungen im Inselnetz werden reduziert.

Auch in einem Blockheizkraftwerk kann ein Schwungrad zusammen mit einem Wärmespeicher den unterschiedlichen Bedarf von Strom und Wärme ausgleichen und die Stromerzeugung glätten [5].

# 7.5 Anforderungsprofil einer Schwungradenergiespeicheranlage

#### 7.5.1 Anlagenspezifikation

Da in dieser Arbeit eine Schwungradenergiespeicheranlage entworfen werden soll, die zur verbraucherorientierten Energiespeicherung und zur Überbrückung des Ausfalls von Windenergieanlagen eingesetzt werden kann, läßt sich aus oben genannten Überlegungen und den von der Firma ENERCON gestellten Forderungen folgendes Anforderungsprofil erstellen:

maximale Entladeleistung :	250 kW
Moment der el. Maschine :	konstant
Entladedauer :	15 min
Drehzahlbereich :	Nenndrehzahl/3 - Nenndrehzahl
technische Ausführung :	möglichst einfach und robust;
	wenig Zusatzaggregate, da diese die
	Ausfallwahrscheinlichkeit erhöhen;
	einfache und wartungsarme Lagerung;
	keine Wellendurchführung durch das Gehäuse

Aus der Forderung, daß das Moment konstant sein und das Schwungrad auf bis zu 1/3 seiner Anfangsdrehzahl entladen werden soll, ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen der Entladeleistung und der Zeit:

$$P_{E}(t) = P_{E,max} \cdot \left(1 - \frac{2}{45\min} \cdot t\right)$$
(25)

Die Gleichung (11) aus dem Kapitel 5.2 beschreibt die Energieänderung des Schwungrades beim Entladevorgang:

$$\frac{dE}{dt} = -(P_E + P_{Hilf}) \cdot \frac{1}{\eta_{Um}\eta_{el}} - P_{Lager}(\omega) - P_{aero}(\omega)$$
(26)

Dabei werden folgende Verluste angenommen:

$$P_{Hilf}$$
 = 300 W zur Versorgung des Steuerschranks und der Ölpumpe

 $\overline{P}_{Lager}$  = 2 kW über den Drehzahlbereich gemittelte Lagerverlustleistung

 $\overline{P}_{aero} = 1 \text{ kW}$  über den Drehzahlbereich gemittelte aerodynamische Verlustleistung

$$\eta_{el} = 0.96$$
 Wirkungsgrad der elektrischen Maschine [37]  
 $\eta_{Um} = 0.96$  Wirkungsgrad des Umrichters [37]

Durch Einsetzen der Gleichung (25) in die Gleichung (26) und anschließendes Integrieren erhält man die bei der Entladung vom Schwungrad abgegebene Energie zu 45,15 kWh.

Nach Gleichung (10), Kapitel 5.1 läßt sich die abgegebene Energie auch durch Trägheitsmoment und Kreisfrequenz ausdrücken:

$$E_{E} = \frac{1}{2} J \left( \omega_{\max}^{2} - \frac{1}{9} \omega_{\max}^{2} \right) = \frac{8}{9} E_{\max}$$

$$(27)$$

Zur Erfüllung der oben genannten Anforderungen ist somit ein maximaler Energieinhalt des Schwungrades von  $E_{max} = 50.8$  kWh notwendig.

# 7.6 Hypothetischer Lastzyklus





Am Anfang des Zyklus steht der Aufladevorgang der Anlage bis zum maximalen Energieinhalt. In der Zeit bis zur Frühstückspause wird das Schwungrad einmal kurz zum Abdecken einer Lastspitze teilentladen. Da die nächste Lastspitze erst um die Mittagszeit zu erwarten ist, wird das Schwungrad erst kurz vor 11 Uhr wieder voll aufgeladen. Es folgt eine weitere Entladung und Aufladung, bis schließlich die Lastspitze gegen 15 Uhr abgedeckt und das Schwungrad komplett entladen wird. Dieser Lastzyklus wiederholt sich an jedem Arbeitstag und ist als durchschnittliche Belastung anzusehen, die in gewissen Grenzen von Tag zu Tag variiert.

# 8 Entwurf einer Schwungradspeicheranlage

# 8.1 Zusammenhänge zwischen den Entwurfsbereichen



Bild 27: Entwurfsprozeß mit dem Zusammenhang der Entwurfsschritte und der einzelnen Komponenten (grau unterlegt) untereinander

Aus dem obigen Schaubild wird die Abhängigkeit der Entwurfsschritte voneinander und die gegenseitige Beeinflussung deutlich. Die Auslegung des Schwungrades kann relativ unabhängig von den anderen Komponenten geschehen, da es keine Wirkungen dieser Komponenten auf das Schwungrad gibt. Die Lagerung, die elektrische Maschine und der Umrichter sind jedoch abhängig von der maximalen Drehzahl.

# 8.2 Schwungrad

# 8.2.1 Materialauswahl

Obwohl alle in den letzen Jahren gebauten Schwungräder aus faserverstärkten Kunststoffen bestanden, soll das in dieser Arbeit zu entwerfende Schwungrad aus massivem Vergütungsstahl hergestellt werden. Diese Entscheidung hat folgende Gründe:

- Die in der Vergangenheit ausgeführten Anlagen aus faserverstärkten Kunststoff sind vielfach nicht über das Forschungsstadium hinausgekommen. Ihre Energieinhalte liegen in der Größenordnung von 1 kWh und weniger.
- Stahlschwungräder werden seit Jahrhunderten gebaut und betrieben.
- Stahl ist kostengünstiger in der Herstellung und Verarbeitung.
- Es liegen ausreichende Erkenntnisse von mit hohen Drehzahlen rotierenden Stahlscheiben aus dem Turbinenbau vor.
- Schwungräder aus faserverstärkten Kunststoffen laufen mit extrem hohen Drehzahlen, was eine komplizierte Lagerung erfordert

Stahlsorte	Streckgrenze [N/mm <sup>2</sup> ]	Eigenschaften
26 NiCrMoV 14 5	700	wurde in der MAN-Schwungradstudie verwendet
30 CrNiMo 8	1050	geeignet für schwingend beanspruchte Bauteile im Fahrzeug- und Turbinenbau
32 NiCrMoV 14 5	800	-
X2 NiCrMo 18 8 3	1500	martensitaushärtender Edelstahl

Es stehen mehrere Vergütungsstahlsorten zur Verfügung:

Tabelle 3: Verschiedene Vergütungsstähle

Die Stahlsorte 30 CrNiMo 8 scheint für den Einsatzzweck geeignet [38] und wird im folgenden für die Berechnung des Schwungrades verwendet.

## 8.2.2 Lebensdauer und Dauerfestigkeit

Die Lebensdauer des Schwungrades ist von der Höhe der Belastung, der Zahl der Lastspiele und den Zähigkeitseigenschaften des Materials abhängig. Es gibt mehrere Möglichkeiten der Lebensdauerbestimmung. Dazu zählen die lineare Bruchmechanik und die Berechnung nach Wöhler. Soll ein Schwungrad dauerfest ausgelegt werden, so wird bei Traupel eine Auslegungsregel vorgeschlagen, die im Turbinenbau zu Anwendung kommt. Die allgemein übliche Methode ist die Auslegung nach dem Dauerfestigkeitsschaubild, auch Smith-Diagramm genannt.

# 8.2.2.1 Lineare Bruchmechanik

Zentraler Bestandteil der linearen Bruchmechanik ist die Ultraschalluntersuchung des Bauteils. Dadurch können Materialfehler im Inneren des Schwungrades entdeckt werden. Die Genauigkeit der Ultraschalluntersuchung hat jedoch ihre Grenzen, deshalb bleiben Fehler unterhalb dieser Genauigkeitsgrenze unentdeckt. Der größte, gerade nicht mehr erkennbare Fehler ist entscheidend für die lineare Bruchmechanik und heißt Ersatzfehlergröße. Es wird nun angenommen, daß sich ausgehend von diesem Fehler mit zunehmender Lastspielzahl ein Riß im Bauteil ausbreitet. Diese Rißausbreitung kann anhand von Rißfortschrittskurven mit einem analytischen Ansatz berechnet werden. Ein bekannter Ansatz ist die Formulierung der Rißausbreitungsgeschwindigkeit nach Paris [39,40]:

$$\frac{\mathrm{da}}{\mathrm{dN}} = \mathrm{C}(\Delta \mathrm{K})^{\mathrm{n}} \tag{28}$$

a Rißlänge

N Lastspielzahl

C Werkstoffkennwert nach Paris

n doppelt logarithmische Steigung der Rißfortschrittskurve, übliche Werte für Stahl liegen zwischen 2 und 3

und mit

$$\Delta K = (\sigma_{o} - \sigma_{u}) \cdot \sqrt{a\pi} \cdot Y(a)$$
<sup>(29)</sup>

 $\sigma_{_{o,u}}$  Ober- und Unterspannung eines Lastwechsels

Y Geometriebeiwert des Risses

Wenn die Rißlänge einen bestimmten Wert übersteigt, wird die Rißausbreitung instabil, und es kommt nach wenigen weiteren Lastwechseln zu einem Bruch des Bauteils. Dieser Wert wird kritische Rißlänge a<sub>c</sub> genannt und ist wie folgt definiert:

$$a_{c} = \frac{K_{lc}^{2}}{\left(\boldsymbol{\sigma}_{o} \cdot Y(a)\right)^{2} \cdot \boldsymbol{\pi}}$$
(30)

K<sub>Ic</sub> Bruchzähigkeit

Die Ersatzfehlergröße wird unter Annahme einer ungünstigen elliptischen Fehlergeometrie in eine Anfangsrißlänge umgerechnet. Durch Integrieren der Paris-Gleichung mit der Anfangsrißlänge und der kritischen Rißlänge als Integrationsgrenzen kann man nun die Lastspielzahl errechnen, bei der die kritische Rißlänge erreicht wird. Dieses Verfahren hat den Nachteil, daß es theoretisch und mit einiger Unsicherheit behaftet ist. Auch sind die Rißfortschrittskurven und Zähigkeitswerte schwer zugänglich, da sie von der Stahlherstellern nicht veröffentlicht werden.

In der MAN-Studie ist die Lebensdauer nach der linearen Bruchmechanik berechnet worden. Als Material für das MAN-Schwungrad war der Vergütungsstahl 26 NiCrMoV 14 5 vorgesehen. Dieser Stahl besitzt eine Streckgrenze von 700 N/mm<sup>2</sup>. Die Lebensdauer dieses Schwungrades wurde mit Hilfe der linearen Bruchmechanik zu 14 Jahren berechnet. Dabei wurde eine Ultraschall-Ersatzfehlergröße von 2 mm und eine Zykluszahl von 1,125  $\cdot 10^6$  angenommen.

Die maximal zulässige Spannung lag bei 258 N/mm<sup>2</sup>. Somit ergibt sich ein Verhältnis von maximaler Spannung zur Streckgrenze von 0,37. Auf die Streckgrenze von 30 CrNiMo 8 von 1050 N/mm<sup>2</sup> übertragen, würde dies eine maximale Spannung von 387 N/mm<sup>2</sup> bedeuten. Das hier auszulegende Schwungrad wird gemäß dem hypothetischen Lastzyklus zur Maximumüberwachung mit drei Zyklen<sup>1</sup> pro Arbeitstag belastet. Nach 20 Jahren hätte das Schwungrad also 15600 Zyklen erfahren.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Unter Zyklus wird hier ein Aufladevorgang mit dem nachfolgendem Entladevorgang verstanden

# 8.2.2.2 Wöhlerlinie



Ein mehr praxisorientiertes Verfahren ist die Lebensdauerbestimmung nach Wöhler.

Bild 28: Wöhlerkurve mit Spannungskollektiv

In einem Einstufen-Versuch wird die jeweilige Bruchlastspielzahl in Abhängigkeit von der Ausschlagsspannung experimentell ermittelt. Die Ausschlagsspannung wird so lange herabgesetzt, bis Bruchlastspielzahlen im Bereich von  $0,5-1\cdot10^6$  erreicht werden. Belastungen, deren Bruchlastspielzahlen oberhalb von  $0,5-1\cdot10^6$  liegen, nennt man dauerfest. Man erhält die Wöhlerlinie durch Auftragen der Ergebnisse in einem doppeltlogarithmischen Diagramm.

Wirkt nun in einer realen Belastung statt einer konstanten Ausschlagsspannung im Einstufenversuch ein Beanspruchungskollektiv mit ständig wechselnder Ausschlagsspannung auf das Bauteil, geht die rechnerische Lebensdauervorhersage nach Wöhler auch von einem linearem Schädigungszuwachs aus.

Nach der von Palmgren und Miner aufgestellten Hypothese kommt es bei jedem Schwingspiel, dessen Spannungsausschlag oberhalb der Dauerfestigkeit liegt, zu einer Teilschädigung  $1/N_i$ , wenn  $N_i$  die Bruchlastspielzahl der Wöhlerkurve für diesen Spannungsausschlag ist. Bei einem Beanspruchungskollektiv werden die einzelnen Teilschädigungen aufsummiert:

$$S = \sum_{i=1}^{m} \frac{n_i}{N_i} = 1$$
(31)

Das Versagen eines Bauteils tritt ein, wenn die Schadenssumme gleich eins wird. Da diese Vorhersage jedoch mit einer großen Unsicherheit behaftet ist, werden Schadenssummen von S = 0.3 zur Vordimensionierung empfohlen [39].

Für die Zugänglichkeit von Wöhlerkurven gilt dasselbe wie für die lineare Bruchmechanik, es ließ sich keine Literatur über quantitative Wöhlerkurven für die verschieden Stahlsorten finden. Auch eine diesbezügliche Nachfrage im Institut für Werkstoffkunde blieb ohne Erfolg [38]. Man kann sich jedoch aus der Zugfestigkeit und der Streckgrenze eine synthetische Wöhlerlinie berechnen. Dieses Berechnungsverfahren stützt sich auf eine statistische Auswertung einer großen Anzahl von Wöhlerlinien. Nähere Informationen finden sich in [41].

## 8.2.2.3 Verfahren nach Traupel

Die Berechnung nach Traupel ist für Turbinenläufer entwickelt worden und ist keine Lebensdauerberechnung, sondern eine Auslegungshilfe. Die Berechnung besagt, daß die maximale Drehzahl einer rotierenden Scheibe erreicht ist, wenn die Streckgrenze im gesamten Bauteil erreicht ist. Diese Drehzahl läßt sich anhand der Geometrie und der Streckgrenze des Materials bestimmen. Die Auslegungsregel besagt nun, daß die maximale Drehzahl ungefähr 1,5-mal größer als die Betriebsdrehzahl sein soll. Damit kann man die sichere Betriebsdrehzahl errechnen [42]. Diese Methode eignet sich aber nur für einen iterativen Auslegungsprozeß, da die Geometrie wiederum von der zulässigen Höchstdrehzahl abhängig ist.

#### 8.2.2.4 Dauer festigkeitsschaubild

Das in Bild 29 dargestellte Dauerfestigkeitsschaubild ist in seinen äußeren Umrissen [39] entnommen. Es erfolgte anschließend eine Reduktion mit dem Größenbeiwert b<sub>1</sub> und dem Oberflächenbeiwert b<sub>2</sub>. Somit erhält man das Gestaltdauerfestigkeitsschaubild. Da bei einer Überlastung des Bauteils sowohl die Ausschlagsspannung  $\sigma_{Va}$  als auch die Mittelspannung  $\sigma_{Vm}$  ansteigen, muß die Sicherheit gegen Erreichen der Grenzoberspannung  $\sigma_{Go}$  gleich der Sicherheit gegen Erreichen der Grenzausschlagsspannung  $\sigma_{Ga}$  sein. Mit einer Sicherheit von S = 2 ergibt sich somit aus dem Gestaltdauerfestigkeitsschaubild eine Vergleichsoberspannung von 332 N/mm<sup>2</sup>.



Bild 29: Gestaltdauerfestigkeitsschaubild von 30 CrNiMo 8 bei Zugbeanspruchung

## 8.2.2.5 Zulässige Materialbelastung

Da keine Wöhlerkurven bzw. Rißfortschrittskurven und Bruchzähigkeitswerte für die Lebensdauerberechnung verfügbar waren, wird die zulässige Vergleichsspannung anhand der Berechnung der MAN-Studie und des Gestaltdauerfestigkeitsschaubildes festgelegt. Nach ersterer wäre eine Vergleichsspannung von 387 N/mm<sup>2</sup> und nach letzterer eine Vergleichsspannung von 332 N/mm<sup>2</sup> angebracht. Bezieht man die Unsicherheiten beider Berechnungen mit ein, liegt man bei einer Vergleichsspannung von 350 N/mm<sup>2</sup> in einem realistischen Bereich. Dieser Wert ist, wie oben schon erwähnt, ein Schätzwert und bedarf bei einer endgültigen Auslegung einer sorgfältigeren Berechnung.

## 8.2.3 Festigkeitsberechnung

Bei der Festigkeitsberechnung von Schwungrädern geht man in der Regel von einem zweiachsigen, achsensymmetrischen Hauptspannungszustand aus. Das Schwungrad dreht mit konstanter Drehzahl, so daß kein Moment in axialer Richtung wirkt. Die Normalspannungen in axialer Richtung und daraus resultierende Schubspannungen werden

vernachlässigt. Diese Annahme ist nur gültig, wenn die Dicke eines Schwungrades klein gegenüber dem Radius ist. Es wird weiterhin angenommen, daß die Temperatur im gesamten Schwungrad konstant ist.



# Bild 30: Gleichgewichtsbetrachtung am Element einer rotierenden Scheibe mit beliebiger Form

Das in Bild 30 gezeigte Raumelement erfährt somit aufgrund seiner Masse dm und der Rotation eine Fliehkraft dZ:

$$dZ = dm \cdot \omega^{2} \cdot r = \rho(\omega r)^{2} y dr d\phi$$
(32)  

$$\omega \qquad Kreisfrequenz 
r \qquad Radius 
y(r) \qquad Scheibendicke 
\phi \qquad Zentriwinkel 
\rho \qquad Dichte$$

Die Tangentialspannungen bewirken eine Kraftkomponente R am Raumelement in radialer Richtung (siehe Krafteck in Bild 30):

$$R = 2 \cdot \sigma_t y \, dr \cdot \sin(d \, \phi/2) \approx \sigma_t y \, dr \, d\phi \tag{33}$$

Das Kräftegleichgewicht in radialer Richtung ergibt sich somit zu:

$$\rho(\omega r)^2 y \, dr \, d\varphi + d(\sigma_r y r) - \sigma_t y \, dr \, d\varphi = 0 \tag{34}$$

Durch Differentiation gelangt man schließlich zur folgenden Form:

$$r\frac{d\sigma_{r}}{dr} + \sigma_{r}\frac{r}{y}\frac{dy}{dr} + \sigma_{r} - \sigma_{t} + \rho(\omega r)^{2} = 0$$
(35)

 $\sigma_r$  Radialspannung

 $\sigma_t$  Tangentialspannung

Zusätzlich zum Kräftegleichgewicht werden die Zusammenhänge zwischen Spannungen und Verformungen über das Hook'sche Gesetz in radialer und tangentialer Richtung ausgedrückt:

$$\varepsilon_{r} = \frac{1}{E} \left( \sigma_{r} - \nu \sigma_{t} \right) = \frac{dv}{dr}$$
(36)

$$\varepsilon_{t} = \frac{1}{E} \left( \sigma_{t} - \nu \sigma_{r} \right) = \frac{v}{r}$$
(37)

- $\epsilon_r$  Dehnung in radialer Richtung
- $\epsilon_t$  Dehnung in tangentialer Richtung
- E Elastizitätsmodul
- v Querkontraktionszahl
- v örtliche Radialverschiebung

Die Gleichung (37) wird nach r abgeleitet und in die Gleichung (36) eingesetzt:

$$r\left(\frac{d\sigma_{t}}{dr}-\nu\frac{d\sigma_{r}}{dr}\right)+(1+\nu)(\sigma_{t}-\sigma_{r})=0$$
(38)

Die Gleichungen (35) und (38) bilden ein Differentialgleichungssystem. Anhand dieses Systems kann bei gegebener Form des Schwungrades y(r) die Spannungsverteilung berechnet werden. Es ist aber auch möglich, eine Spannungsverteilung vorzugeben und dann die Form des Schwungrades zu bestimmen.

#### 8.2.3.1 Scheibe gleicher Dicke

Die einfachste Schwungradform ist die Scheibe gleicher Dicke. Hierfür gilt die Bedingung:

$$\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}r} = 0 \tag{39}$$

Die Gleichung (35) wird hiermit vereinfacht, nach  $\sigma_t$  aufgelöst und in die Gleichung (38) eingesetzt. Es ergibt sich eine lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung in  $\sigma_r$ :

$$\frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{3}{r}\frac{d\sigma_r}{dr} + \rho\omega^2(3+\nu) = 0$$
(40)

Die Lösung dieser Differentialgleichung hängt davon ab, ob die Scheibe ein zentrales Loch besitzt oder nicht. Bei einer Scheibe mit zentralem Loch erhält man mit der Randbedingung, daß die Radialspannungen am Außen- und Innenrand der Scheibe null sind, folgende Radialspannungsverteilung:

$$\sigma_{r} = \rho \omega^{2} r_{a}^{2} \frac{(3+\nu)}{8} \left( 1 + \beta^{2} - \frac{\beta^{2}}{\chi^{2}} - \chi^{2} \right)$$
(41)
mit  $\beta = r_{i}/r_{a}$ 
 $\chi = r/r_{a}$ 

Die Tangentialspannungsverteilung erhält man durch Einsetzen von Gleichung (41) in Gleichung (35):

$$\sigma_{t} = \rho \omega^{2} r_{a}^{2} \frac{(3+\nu)}{8} \left( 1 + \beta^{2} + \frac{\beta^{2}}{\chi^{2}} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \chi^{2} \right)$$
(42)

Mit  $\beta = 0$  ergibt sich die Lösung für die Scheibe konstanter Dicke ohne zentrales Loch:

$$\sigma_{\rm r} = \rho \omega^2 r_{\rm a}^2 \frac{(3+\nu)}{8} \left(1-\chi^2\right) \tag{43}$$

$$\sigma_{t} = \rho \omega^{2} r_{a}^{2} \frac{(3+\nu)}{8} \left( 1 - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \chi^{2} \right)$$
(44)

Bei einem Vergleich der Lösungen für die Scheibe mit und ohne Loch fällt auf, daß die Spannungsverläufe für die Scheibe mit Loch für  $\beta \rightarrow 0$  nicht identisch mit denen für die Scheibe ohne Loch sind. Die maximalen Spannungen in tangentialer Richtung treten am inneren Rand bzw. in der Scheibenmitte auf:

$$\sigma_{tmax} = \rho \omega^2 r_a^2 \frac{(3+\nu)}{4}, \text{ mit Loch und } \beta \to 0$$
(45)

$$\sigma_{tmax} = \rho \omega^2 r_a^2 \frac{(3+\nu)}{8}, \text{ ohne Loch}$$
(46)

Die maximale Spannung der Scheibe mit Loch ist also doppelt so hoch wie die maximale Spannung der Scheibe ohne Loch. Dieses wird auch aus dem Bild 30 deutlich:



Bild 31: Spannungsverteilung in einer Scheibe konstanter Dicke

Hierin sind die dimensionslosen Spannungen  $\sigma_{r,t}/\rho\omega^2 r_a^2$  in Abhängigkeit von dem Verhältnis von Innenradius zu Außenradius  $\beta$  über den relativen Radius  $\chi$  aufgetragen. Die Spannungsverläufe für  $\beta \rightarrow 0$  nähern sich immer mehr dem Verlauf für  $\beta = 0$  an, spreizen sich aber in unmittelbarer Nähe des Innenrandes auseinander. Das bedeutet, daß eine noch

so kleine Bohrung eine Verdoppelung der Tangentialspannung zur Folge hat, weshalb durchgehende Bohrungen zur Befestigung der Wellenflansche vermieden werden sollen. Bei der Scheibe ohne Loch sind die Tangential- und Radialspannungen maximal und einander gleich, nämlich 0,4125  $\rho\omega^2 r_a^2$ .

# 8.2.3.2 Scheibe gleicher Festigkeit

Die einfachste Lösung des aus den Gleichungen (35) und (38) gebildeten Differentialgleichungssystems ist die Scheibe gleicher Festigkeit, die bereits im letzen Jahrhundert von de Laval hergeleitet wurde. Es wird angenommen, daß innerhalb der Scheibe die Tangential- und die Radialspannung einander gleich sind:

$$\sigma_{\rm r} = \sigma_{\rm t} = \sigma = {\rm const} \tag{47}$$

Damit fällt die Gleichung (38) weg und die Gleichung (35) vereinfacht sich zu:

$$\sigma_{\rm r} \frac{\rm r}{\rm y} \frac{\rm dy}{\rm dr} + \rho (\omega r)^2 = 0 \tag{48}$$

Diese Differentialgleichung hat die einfache Lösung:

$$y = y_i \cdot e^{-\frac{\rho(\omega r)^2}{2\sigma}} = y_i \cdot e^{-B\chi^2}$$
(49)

mit  $B = \rho \omega^2 r_a^2 / 2\sigma$ 

y<sub>i</sub> Scheibendicke im Zentrum



Bild 32: Kontur der Scheibe gleicher Festigkeit in Abhängigkeit von B

Im Bild 32 ist der Verlauf der relativen Dicke dimensionslos über den relativen Radius aufgetragen. Zunehmende Werte von B bedeuten dabei eine Zunahme des Produktes von Kreisfrequenz und äußerem Radius. Die Voraussetzung für die Scheibe gleicher Festigkeit ist nur erfüllt, wenn auch am äußeren Rand Radialspannung und Tangentialspannung gleich sind. Die Radialspannung ist aber am äußeren Rand null. Daher muß eine Radialspannung am äußeren Rand erzeugt werden.

Man erreicht dies durch einen Kranz, der so bemessen ist, daß seine Radial- und Tangentialspannung an seinem Innenrand gleich der Spannung innerhalb der idealen Scheibe gleicher Festigkeit ist. Der Kranz ist dabei dicker als die Scheibe an ihrem Außenrand. Um die Spannungskonzentration zu vermindern, die durch die sprunghafte Dickenänderung entsteht, wird die Scheibendicke mit Hilfe einer Korrekturkurve sanft an den Kranz angepaßt.



Bild 33: Geometrische Definition der Scheibe gleicher Festigkeit

Bei Genta [1] wird für die näherungsweise Bestimmung der Kranzdimensionen folgende Formel herangezogen:

$$\beta = \sqrt{\frac{1}{B\alpha} \left( \alpha - 1 + 2\sqrt{\frac{\alpha^2 B(B - 1 + \nu)}{(1 - \nu)^2}} + \frac{(\alpha - 1)^2}{4} \right) - \frac{1 + \nu}{1 - \nu}}$$
(50)

Durch den Parameter B (siehe Gleichung (49)) sind die maximale Spannung, die Dichte, der Außenradius und die Drehzahl vorgegeben. Wählt man ein beliebiges Verhältnis von Kranzdicke zu Scheibendicke am Außenrand  $\alpha$ , so erhält man aus Gleichung (50) das Verhältnis von Scheibenradius zu Gesamtradius  $\beta$ , und die Abmessungen des Kranzes sind festgelegt. Nun muß noch eine Funktion gefunden werden, die den Sprung der Scheibendicke entschärft. Genta hat dafür eine Arkustangensfunktion vorgeschlagen, deren Wendepunkt bei  $r_D$  liegt, eleganter ist aber eine aus Exponentialfunktionen gebildete Korrekturkurve, die von Zwerenz und Schauberger [7] benutzt wurde. Diese soll in leicht abgewandelter Form auch in dieser Arbeit zur Anwendung kommen.

$$y = y_{i} \left( e^{-B\left(\frac{r}{r_{a}}\right)^{2}} + \left( \left(\frac{y_{a}}{y_{i}}\right) - e^{-B\left(\frac{r}{r_{a}}\right)^{2}} \right) \frac{e^{\lambda\left(\frac{y}{\beta \cdot r_{a}}\right)} - 1}{e^{\lambda} - 1} \right), \quad \text{für } 0 \le r \le \beta r$$
(51)

Scheibe gl. Festigkeit Korrekturkurve

Für kleine Werte von r dominiert der erste Teil der Gleichung (51). Wenn die Werte von r in die Nähe von  $\beta r_a$  kommen, steigt der zweite Teil der Gleichung rasch an, bis schließlich für r =  $\beta r_a$  die Scheibendicke y gleich der Kranzdicke y<sub>a</sub> wird. Der Parameter  $\lambda$  bestimmt, wie sanft die Scheibenkontur an den Kranz angepaßt wird. Kleine Werte von  $\lambda$  sorgen für einen sanfteren, größere Werte für einen härteren Übergang.

#### 8.2.3.3 Numerisches Verfahren nach Löffler

Die hier vorgestellten Lösungen sind nur Sonderfälle von Scheibenformen. Will man die Spannungen in einer Scheibe beliebiger Form berechnen, so ist eine Lösung des aus den Gleichungen (35) und (38) gebildeten Gleichungssystems nicht mehr analytisch möglich. Als der Computer noch keinen Einzug in die Ingenieurwissenschaft gehalten hatte, setzte man Scheiben beliebiger Form aus kegeligen Teilringen zusammen, für die wiederum geschlossene Lösungen existieren (Verfahren nach Keller und Salzmann [42]).

Mit Hilfe des Computers kann man das Differentialgleichungssystem auch numerisch lösen. Wandelt man das Differentialgleichungssystem in Differenzengleichungen um, so kann man mit wenig Rechenaufwand die Spannungsverläufe berechnen:

$$\Delta \sigma_{r} = r \left( \sigma_{t} - \sigma_{r} - \rho \omega^{2} r^{2} \right) \frac{\Delta r}{r} - \sigma_{r} \frac{\Delta y}{y}$$
(52)

$$\Delta \sigma_{t} = \nu \Delta \sigma_{r} - (1 + \nu) (\sigma_{t} - \sigma_{r}) \frac{\Delta r}{r}$$
(53)

Dieses Verfahren nach Löffler [42] eignet sich für Scheiben mit zentralem Loch und ohne zentrales Loch. Je kleiner die Schrittweite  $\Delta r$  ist, desto genauer ist auch die Lösung. An dieser Stelle soll das Verfahren anhand einer Scheibe ohne Loch beschrieben werden. Bei einer ersten Lösung der Differenzengleichungen werden die Spannungen im Zentrum zu  $\sigma_r(0) = \sigma_r(0) = \sigma$  beliebig gewählt. Nun löst man ausgehend vom Zentrum die Differenzengleichungen für jeden Schritt  $\Delta r$  und erhält die Spannungen  $\sigma_{rI}$  und  $\sigma_{tI}$  an der Stelle  $r + \Delta r$  zu  $\sigma(r + \Delta r) = \sigma(r) + \Delta \sigma$ . Dann setzt man  $\omega = 0$  und  $\sigma_r(0) = \sigma_r(0) = 1$  und berechnet die Lösungen  $\sigma_{rII}$  und  $\sigma_{tII}$ . Die gesuchte Gesamtlösung ergibt sich aus einer Linearkombination von Lösung I und II :

$$\sigma_{\rm r} = \sigma_{\rm rI} + C\sigma_{\rm rII} \tag{54}$$

$$\sigma_{t} = \sigma_{tI} + C\sigma_{tII}$$
(55)

Die unbekannte Konstante C wird aus der Grenzbedingung für die Radialspannung am Außenrand berechnet.

$$C = \frac{\sigma_{ra} - \sigma_{raI}}{\sigma_{raII}} = \frac{-\sigma_{raI}}{\sigma_{raII}}$$
(56)

Somit ist die Spannungsverteilung über die gesamte Scheibe bestimmt.

Es ist zu erwähnen, daß die hier aufgeführten Lösungen auf der Annahme des ebenen Spannungszustandes basieren.

Sowohl bei der Scheibe gleicher Dicke als auch bei der Scheibe gleicher Festigkeit sind die größten Tangential- und Radialspannung einander gleich. Axialspannungen und Schubspannungen treten definitionsgemäß nicht auf. Die Vergleichsspannung an den Stellen maximaler Belastung ist daher gleich der Tangential- oder Radialspannung, unabhängig davon, ob die Vergleichsspannung mit der Normalspannungs-, der Schubspannungs- oder der Gestaltänderungsenergie-Hypothese ermittelt worden ist.

Die Annahme des ebenen Spannungszustandes ist aber nur erlaubt, wenn das Verhältnis von Scheibendicke zu Scheibenradius hinreichend klein und die Steigung der Scheibenkontur hinreichend flach ist. Bei einer Scheibe gleicher Festigkeit mit B = 1,23(siehe Gleichung (49)) und  $y_i/r_a = 0,22$  ist die maximale Spannung in tangentialer Richtung bei einer dreidimensionalen Berechnung 5% größer als mit der Annahme des ebenen Spannungszustandes. Die Axialspannung beträgt 10% maximale ca. der Auslegungsspannung. Wird die Gestaltenergieänderungs-Hypothese angewendet, so wird die Auslegungsspannung schon bei einer um 6% reduzierten Drehzahl erreicht [1]. Dieses macht deutlich, daß die hier beschriebenen Lösungen nur für eine Vorauslegung geeignet sind und unbedingt mit einer Finite-Elemente-Berechnung überprüft werden müssen.

#### 8.2.4 Schwungradform

Nach den vorhergehenden theoretischen Überlegungen sollen nun die für dieses Projekt am besten geeignete Schwungradform und die Schwungradabmessungen festgelegt werden.



Linienart	Formfaktor	Masse [kg]	Mtm J [kgm <sup>2</sup> ]	Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	Radius [mm]	Dicke [mm]
durchgezogen	0,77	5465	3668	3000	1200	250
strichpunktiert	0,606	6922	3668	3000	1033	260
gestrichelt	0,606	6922	4984	2566	1200	190

Bild 34: Daten von drei Schwungrädern mit 50 kWh Energieinhalt

Dazu wurden die oben aufgeführten formelmäßigen Zusammenhänge in den MATLAB<sup>2</sup>-Programmen LOEFFLER.M und KONTUR.M zusammengefaßt und verschiedene Schwungradformen berechnet.

Im Bild 34 sind die Konturen von drei Schwungrädern abgebildet, die einen Energieinhalt von 50 kWh besitzen und deren maximale Spannung 336 N/mm<sup>2</sup> beträgt. Das durchgezogen gezeichnete Schwungrad ist als Scheibe gleicher Festigkeit nach Gleichung (51) mit folgenden Parametern berechnet worden:

 $y_i = 250 \text{ mm}, y_a = 175 \text{ mm}, r_a = 1200 \text{ mm}, B = 1.59, \beta = 0.88 \text{ und } \lambda = 50.$ 

Der Vergleich der beiden Scheiben gleicher Dicke zeigt, daß eine dünnere Scheibe mit größerem Radius bei gleicher Masse langsamer dreht als eine dickere mit kleinerem Radius. Das bedeutet für die dünnere Scheibe, daß die Lagerreibung geringer, die Luftreibung aber größer ist. Da die Luftreibung durch den Unterdruck um einiges kleiner ist als die Lagerreibung, ist eine dünnere Scheibe zu bevorzugen. Allerdings steigt mit zunehmendem Radius die Belastung des Gehäuses durch den Druckunterschied quadratisch

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> MATLAB ist eine interaktive Programmsprache für numerische Berechnungen, Visualisation und Datenanalyse von The MathWorks, Inc.

an, so daß hier ein Kompromiß zwischen Reibungsarmut und Aufwand für das Gehäuse gefunden werden muß.

Es ist zu erkennen, daß die Scheibe gleicher Festigkeit um ca. 1,5 t leichter als die Scheibe gleicher Dicke ist. Mit der Scheibe gleicher Dicke können also Materialkosten gespart und die Lagerreibung verringert werden.



Bild 35: Spannungsverlauf in der Scheibe gleicher Dicke und gleicher Festigkeit

Im Bild 35 sind die mit dem Verfahren nach Löffler errechneten Spannungen in den beiden Scheiben gleichen Durchmessers über den Radius aufgetragen. Die Voraussetzung für die Scheibe gleicher Festigkeit, daß Tangential- und Radialspannung gleich groß und konstant über den Radius sind, kann bis in Kranznähe sehr gut erfüllt werden. Die maximale Spannung tritt im Scheibenzentrum auf und weicht von der Auslegungsspannung nur um 14 N/mm<sup>2</sup> ab.

Die Drehzahl von 3000 min<sup>-1</sup> ist nicht ungewöhnlich für große Stahlscheiben. Für Dampfturbinenläufer ist dies die Standarddrehzahl, so daß genügend Erfahrungen mit der Fliehkraftbelastung und der Materialermüdung vorhanden sind. Die Belastung von Schwungrädern ist zudem geringer, da die thermische Belastung entfällt. Auch für den

elektrischen Anlagenteil ist ein Drehstrom im Bereich von 16,6-50 Hz und die Umrichtung auf die Netzfrequenz von 50 Hz ein gängiger Bereich.

Daher wird die Scheibe gleicher Festigkeit mit den obigen Daten für die weitere Konstruktion gewählt.

8.2.5 Anordnung des Schwungrades

Im Kapitel 4.4.4 wurden die horizontale und die vertikale Anordnung der Schwungradrotationsachse bereits erläutert. Die horizontale Anordnung hat gegenüber der vertikalen zwei Vorteile:

- die Lagersitze sind für Wartung und Überprüfung frei zugänglich,
- durch Aneinanderreihen von mehreren Schwungrädern ist eine modulare Erweiterung der Anlage problemlos möglich.

Folgende Argumente sprechen für eine vertikale Anordnung:

- es tritt kein umlaufendes Biegemoment an der Scheiben-Wellenverbindung auf, da die Gewichtskraft des Schwungrades mit der Lagerkraft des Axiallagers auf einer Wirkungslinie liegt,
- es müssen keine Querkräfte durch die Scheiben-Wellenverbindung übertragen werden,
- das Gehäuse ist einfacher, da es rotationssymmetrisch aufgebaut ist und keine zusätzlichen Füße zur Ableitung des Schwungradgewichtes an die Umgebung benötigt,
- das Gehäuse kann in eine Betonwanne abgesenkt werden, wodurch ein zusätzlicher Berstschutz überflüssig wird,
- die Schmierung des unteren Lagers kann beim Ausfall der Ölpumpe durch Fluten des Lagertopfes gewährleistet werden.

Da die zu entwerfende Anlage nicht prinzipiell erweiterungsfähig sein soll, und das untere Lager nach dem Anheben des gesamten Schwungrades mittels eines Kranes erreichbar wird, überwiegen die Vorteile einer vertikalen Anordnung, weshalb dieser Entwurf in vertikaler Schwungradanordnung ausgeführt wird.

#### 8.2.6 Verbindung Scheibe-Welle

Die naheliegende Verbindung von der Scheibe mit der Welle ist ein angeschmiedetes Wellenende, das aber aus fertigungstechnischen Gründen nicht zu lang werden darf. Bei der Scheibe gleicher Festigkeit bedeutet ein angeschmiedetes Wellenende einen weiteren Dickenzuwachs im Zentrum der Scheibe. Dadurch steigt die Fehlstellenwahrscheinlichkeit, die ohnehin im Zentrum am größten ist, noch weiter an. Gleichzeitig erschwert ein angeschmiedetes Wellenende die Ultraschallprüfung in diesem kritischen Bereich erheblich. Ein Verspannen der Wellen und des Schwungrades durch einen zentralen Zuganker, wie es bei Gasturbinen oft üblich ist, hat wiederum eine Verdoppelung der Tangentialspannungen an der Bohrung zur Folge und ist deshalb abzulehnen. Auch eine direkte Verschraubung eines Wellenflansches mit dem Schwungrad hat eine enorme Kerbwirkung am Gewinde im Schwungrad zur Folge.



Bild 36: Varianten der Scheibe-Welle-Verbindung

Eine Lösung dieses Dilemmas wurde von Zwerenz und Schauberger [7] vorgeschlagen. In einiger Entfernung vom Zentrum wird ein Ring angeschmiedet. An diesen Ring wird nun der Wellenflansch angeschraubt. Dieser Ring muß so hoch sein, daß die Gewindesacklöcher noch einen ausreichenden Abstand von der ursprünglichen Scheibenkontur an dieser Stelle besitzen und somit keine Spannungskonzentrationen hervorrufen. Dabei muß der Konstruktion des Wellenflansches besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden, da sich dieser weit weniger durch Fliehkrafteinfluß ausweitet als das Schwungrad an sich. Der Flansch muß also in radialer Richtung elastisch, gleichzeitig jedoch biegesteif sein, um dynamische Probleme zu vermeiden. Man erreicht dies durch eine Schlitzung in radialer Richtung.

# 8.2.7 Dynamische Betrachtung

Ein Schwungrad mit 5465 kg und einem Drehzahlbereich von 1000-3000 min<sup>-1</sup> wird sicherlich einige Eigenfrequenzen im Betriebsdrehzahlbereich haben. Die Grundfrequenz wird schätzungsweise unter 1000 min<sup>-1</sup> liegen und nur beim An- und Abfahren durchlaufen werden. Die Eigenschwingungen können durch eine einstellbare Dämpfung der Lagerung mittels hydraulischer Spannzylinder verringert werden.

Die Eigenschwingungen des Schwungrades werden durch Unwuchtkräfte und -momente angeregt. Daher ist das Schwungrad vor Inbetriebnahme sorgfältig auszuwuchten. In der Richtlinie VDI-2060 wird für Schwungräder und Werkzeugmaschinen eine Auswuchtgütestufe von G = 6,3 empfohlen. Dieser Empfehlung soll in der Konstruktion gefolgt werden.

# 8.3 Lagerung

Beim Betrieb der Schwungradanlage werden die Lager stark strapaziert. Die Hauptbelastung wird durch das Eigengewicht des Schwungrads hervorgerufen. Die Gewichtskraft ist drehzahlunabhängig und wirkt in axialer Richtung. Zusätzlich wird durch eine Unwucht des Schwungrades eine umlaufende, drehzahlabhängige Kraft erzeugt. Die Unwucht ist abhängig von der Auswuchtgütestufe G, die nach der VDI-Richtlinie 2060 zu G = 6,3 bestimmt wurde. Das Radiallager wird auch durch einen einseitig wirkenden magnetischen Zug  $F_z$  der elektrischen Maschine belastet. Die Größe dieser Kraft ist jedoch unbekannt.



Bild 37: Äußere Kräfte und Lagerkräfte

Mit einem Verhältnis der Lagerabstände von a/b = 2,3 ergeben sich folgende Lagerbelastungen bei der Höchstdrehzahl von 3000 min<sup>-1</sup>:

Lager 1: Radialkraft  $F_{1r} = 3.3 \text{ kN}$ 

Lager 2: Axialkraft  $F_{2ax} = 53,6 \text{ kN}$ 

Radialkraft  $F_{2r} = 7,4 \text{ kN}$ 

Im folgenden soll das Axiallager einmal als hydrostatisches und einmal als Wälzlager berechnet und anschließend verglichen werden.

8.3.6 Axiales hydrostatisches Gleitlager

## 8.3.6.1 Aufbau

Ein hydrostatisches Axiallager ist ein stark belastbares Lager und ist den Kräften und Drehzahlen, die der Einsatz in der Schwungradspeicheranlage mit sich bringt, auf jeden Fall gewachsen. Bei richtiger Betriebsweise ist die Lebensdauer eines hydrostatischen Lagers praktisch unbegrenzt, lediglich die Pumpe oder die Filteranlage müssen beizeiten ausgetauscht werden. Der Aufbau eines hydrostatischen Axiallagers ist denkbar einfach und wird im nächsten Bild dargestellt:



Bild 38: Hydrostatisches Axiallager mit Kapillare als Drossel

Der Versorgungsdruck  $p_z$  des Öls wird beim Durchfließen der Kapillare des Durchmessers  $\delta$  und der Länge  $\lambda$  auf den Druck  $p_T$  gedrosselt. Das Öl in der Lagertasche kann nur durch den sehr engen Lagerspalt h entweichen. Der Druck fällt dabei über dem Lagerspalt ab. In [39] werden folgende Formeln für die Lagerkraft und das Druckverhältnis H gegeben:

$$F = \frac{\pi}{2} \frac{1 - \rho^2}{\ln(1/\rho)} r_a^2 p_T, \text{ mit } \rho = \frac{r_i}{r_a}$$
(57)

$$\frac{p_{Z}}{p_{T}} = H = 1 + \frac{64\lambda h^{3}}{3\delta^{4} \ln(1/\rho)}$$
(58)

## 8.3.6.2 Leistungsaufwand

Der Leistungsaufwand für den Betrieb des Lagers setzt sich aus der Reibleistung  $P_{reib}$  im Lager und der Antriebsleistung der Pumpe  $P_{p}$  zusammen:

$$P_{\rm reib} = (\pi/2)(1 - \rho^4) \eta \omega^2 r_a^4 / h$$
(59)

$$P_{\rm P} = \frac{2\ln(1/\rho)}{3\pi(1-\rho^2)^2} \cdot \frac{F^2h^3}{\eta r_{\rm a}^4} \cdot \frac{H}{\xi}$$
(60)

η dynamische Zähigkeit des Öls

ξ Wirkungsgrad der Pumpe

Diese formelmäßigen Zusammenhänge wurden in dem MATLAB-Programm HYDRO3D.M zusammengefaßt. Damit wird der Leistungsaufwand des hydrostatischen Lagers in Abhängigkeit vom Lagerradius  $r_a$  und dem Verhältnis von Taschenradius und Lagerradius  $r_i/r_a = \rho$  berechnet. Der Berechnung liegen folgende Annahmen zugrunde:

H = 3	[]	Druckverhältnis
δ=0.0005	[m]	Durchmesser der Lagerdrosselbohrung
λ=0.1	[m]	Länge der Lagerdrosselbohrung
n=3000	$[\min^{-1}]$	Drehzahl der Schwungrades
ξ=0.85	[]	Wirkungsgrad der Pumpe
$\rho_0 = 0.87 \cdot 10^3$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte von HLP-Öl bei Umgebungsdruck
$E=2.10^{9}$	[Pa]	mittlerer Kompressionsmodul
v=18	$[mm^2/s]$	kinematische Viskosität



Bild 39: Leistungsaufwand des hydrostatischen Axiallagers in Abhängigkeit vom Lagerradius und vom Verhältnis von Taschenradius zu Lagerradius bei  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ 

Im Bild 39 ist der Leistungsaufwand dreidimensional dargestellt. Der Leistungsaufwand wird bei einem Lagerradius von 50 bis 70 mm und einem möglichst großen Wert von  $\rho$  minimal. Das Verhältnis von Taschenradius zu Lagerradius ist aber aus Festigkeitsgründen

nach oben hin begrenzt, da ansonsten der verbleibende Steg dem Taschendruck nicht mehr standhalten kann. Bei einem Verhältnis von  $\rho = 0.9$  beträgt der Leistungsaufwand ca. 680 W.

- 8.3.7 Axiales Wälzlager
- 8.3.7.1 Berechnung

In die Berechnung eines Wälzlagers gehen die mittlere Drehzahl, die gewünschte Lebensdauer und die Lagerlasten ein. Die mittlere Drehzahl ergibt sich aus der Integration des tatsächlichen Drehzahlverlaufes. Als tatsächlicher Drehzahlverlauf wird ein Drehzahlverlauf verwendet, der aus der Simulation der Schwungradenergiespeicheranlage mit dem hypothetischen Lastzyklus als Input errechnet worden ist.

Die mittlere tägliche Drehzahl wird durch Integration zu 707 min<sup>-1</sup> berechnet. Da das Schwungrad aber nur an Arbeitstagen laufen soll, reduziert sich die mittlere wöchentliche Drehzahl zu 505 min<sup>-1</sup>. Die gewünschte Lebensdauer soll 5 Jahre betragen. Die Lagerlasten wurden oben schon bestimmt.



Bild 40: täglicher Drehzahlverlauf mit dem hypothetischen Lastzyklus nach Kapitel 7.6 Die allgemeine Lebensdauerformel für dynamisch beanspruchte Lager lautet [43]:

$$L = L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p}$$
(61)

- $L_{10}$  nominelle Lebensdauer in  $10^6$  Umdrehungen, die mindestens 90% einer größeren Anzahl von gleichen Lagern erreichen
- C dynamische Tragzahl in [kN]
- P dynamisch äquivalente Lagerbelastung in [kN]
- p Lebensdauerexponent, für Kugellager ist p = 3 und für Rollenlager ist p = 10/3

Mit der mittleren Lebensdauer n<sub>m</sub> ergibt sich die Lebensdauer in Jahren L<sub>a</sub>,:

$$L_{10} = n_{\rm m} \cdot L_{\rm a} \cdot 10^{-6} \cdot \left[\frac{365 \cdot 24 \cdot 60\,{\rm min}}{{\rm min}}\right] \tag{62}$$

Man erhält also für das Verhältnis von C/P:

$$\frac{\mathrm{C}}{\mathrm{P}} = \left(0,5256 \cdot \mathrm{n_{m}} \cdot \mathrm{L_{a}}\right)^{\frac{1}{\mathrm{P}}}$$
(63)

Nun wurde versucht, ein Wälzlager zu finden, das die Anforderungen erfüllt. Das Ergebnis dieser Suche ist in der nachfolgenden Tabelle dargestellt:

Lager	P [kN]	C <sub>erf</sub> [kN]	C [kN]	$n_{Ol} [min^{-1}]$	Bezeichnung
Schrägkugellager	33,14	364,22	265	2400	FAG 7234B
Kegelrollenlager	72,64	628,33	300	3000	33022
Kegelrollenlager	77,72	672,27	380	2600	30221A
Axial-Pendelrollenlager	62,48	540,45	530	2000	29416E
Axial- Zylinderrollenlager	53,6	463,64	465	1400	K81232
Zymuenonemager					

Tabelle 4: Berechnung diverser Lager bei  $n_m = 505 \text{ min}^{-1} \text{ und } L_a = 5 \text{ Jahre}$ 

Man kann aus der Tabelle entnehmen, daß keines der Lager die Anforderungen an die Drehzahlgrenze von 3000 min<sup>-1</sup> und die dynamische Tragzahl gleichzeitig erfüllt. Wird die Drehzahlgrenze eingehalten, so ist die Tragzahl viel zu klein und umgekehrt. Das Schrägkugellager erfüllt beide Anforderungen am ehesten. Daher wird nun versucht, durch eine Kombination von zwei Schrägkugellagern den Belastungen gerecht zu werden. Mögliche Kombinationen von Schrägkugellagern sind eine Tandemanordnung oder eine Hintereinanderschaltung nach Bild 11. Die Tragzahl eines Schrägkugellagers in Tandemanordnung ist allerdings nicht doppelt so groß wie die Tragzahl eines Einzellagers, sondern verringert sich wie folgt:

$$C = i^{0,7} \cdot C_{\text{Einzellager}}$$
(64)

i Anzahl der Lager

Bei der Hintereinanderschaltung halbiert sich die mittlere Drehzahl, wenn beide Lager identisch sind. Die Axiallast bleibt für beide Lager gleich groß.

Lager	P [kN]	C <sub>erf</sub> /P	C <sub>erf</sub> [kN]	C [kN]	$n_{Ol} [min^{-1}]$	Bezeichnung
Tandemanordnun g	33,14	6,76	224,03	224	3400	FAG 7322B.UA
serielle Anordnung	33,14	8,72	288,98	300	2600	FAG 7328B

Tabelle 5: Kombination von zwei Schrägkugellagern

Für beide Kombinationen lassen sich geeignete Lager finden. Ein Vergleich der beiden Kombinationen zeigt, daß die Tandemanordnung ein kompakteres Lager ermöglicht. Auch ist es unklar, ob die Hintereinanderschaltung nicht zusätzliche dynamische Probleme bereitet. Daher ist das Schrägkugellager in Tandemanordnung das geeignetste Wälzlager für die axiale Lagerung der Schwungradanlage. Das Lager FAG 7322B.UA (das Nachsetzzeichen UA bedeutet, daß das Lager in Tandemanordnung eingebaut werden kann) besitzt folgende Abmessungen:

Wellendurchmesser:	110 mm
Außendurchmesser:	240 mm
Breite:	50 mm

# 8.3.7.2 Leistungsaufwand

Im Wälzlager tritt aufgrund von Hysterese des Lagermaterials, Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung ein Reibmoment auf. Der Reibungsverlust läßt sich nach SKF [1] näherungsweise bestimmen. Das Reibmoment  $M_{reib}$  setzt sich aus einem drehzahlabhängigen ( $M_0$ ) und einem lastabhängigen Teil ( $M_1$ ) zusammen:

$$\mathbf{M}_{\text{reib}} = \mathbf{M}_0 + \mathbf{M}_1 \tag{65}$$

Die Reibleistung ist gleich dem Produkt aus Reibmoment und Winkelgeschwindigkeit:

$$P_{\rm reib} = M_{\rm reib} \cdot \omega \tag{66}$$

Der drehzahlabhängige Teil des Reibmomentes ergibt sich zu:

$$M_{0} = f_{0} \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_{m}^{3} \cdot 10^{-10} \text{ in } [N \cdot m]$$
(67)

$\mathbf{f}_0$	Koeffizient,	abhängig	von	Lagerart	und	Schmierung	(	=	4	für
	Ölumlaufsch	mierung und	l Schrä	igkugellage	r in Ta	ndemanordnun	g)			
				2						

- v kinematische Viskosität in  $[mm^2/s]$
- n Drehzahl in [min<sup>-1</sup>]
- d<sub>m</sub> mittlerer Lagerdurchmesser in [mm]

Der lastabhängige Teil läßt sich wie folgt ausdrücken:

$$\mathbf{M}_{1} = \mathbf{f}_{1} \cdot \mathbf{d}_{m} \cdot \max(\mathbf{F}_{r}; \mathbf{F}_{1}) \text{ in } [\mathbf{N} \cdot \mathbf{m}]$$
(68)

- f<sub>1</sub> Koeffizient, abhängig von Lagerart (=  $0,001 \cdot (P_0/C_0)^{0,33}$  für Schrägkugellager in Tandemanordnung)
- $F_1$  Last, abhängig von Lagerart (= 1,4· $F_a$ -0,1· $F_r$  für Schrägkugellager in Tandemanordnung)

Für das Lager FAG 7322B in Tandemanordnung berechnet sich die Reibleistung bei einer Betriebsviskosität des Öles und der Höchstdrehzahl  $n = 3000 \text{ min}^{-1} \text{ zu}$ :

 $P_{reib} = M_{reib} \cdot \omega = 3207 \text{ W}$ 

# 8.3.8 Auswahl des Axiallagers

Den Berechnungen zufolge hat das hydrostatische Gleitlager im Vergleich zum Schrägkugellager in Tandemanordnung eine deutlich geringere Reibleistung. Die Berechnung ist aber sehr überschlagsmäßig und eine experimentelle Untersuchung könnte besseren Aufschluß über die tatsächlichen Reibungsverluste geben.

Die geringe Lebensdauer ist ein weiterer Nachteil des Wälzlagers. Das Wälzlager muß Abstand von im 5 Jahren ausgetauscht werden. Es ist aber wahrscheinlich auch dann immer noch kostengünstiger als ein Gleitlager mitsamt seinen Versorgungsaggregaten.

Beide Lagertypen benötigen eine Ölpumpe und einen Ölkreislauf. Die Pumpe für die Ölumlaufschmierung des Schrägkugellagers dient jedoch nur dazu, das Lageröl zu transportieren und kann deshalb klein ausgeführt werden, während die Pumpe des Gleitlagers einen sehr hohen Druck erzeugen und sehr leistungsfähig sein muß.

Ein weiterer Nachteil des Gleitlagers ist, daß die Tragfähigkeit des Lagers bei einem Ausfall der Pumpe zusammenbricht. Daher muß eine Notstromversorgung für die Pumpe und ein zusätzliches Notlauflager vorgesehen werden, was die Konstruktion weiter verkomplizieren würde.

Mit Rücksicht auf die Kosten, die Einfachheit und die Robustheit der Konstruktion soll hier dem Schrägkugellager in Tandemanordnung der Vorzug gegeben werden.

## 8.3.9 Radiales Führungslager

Das radiale Führungslager ist weit geringer belastet als das Axiallager. Mit p = 10/3 für Rollenlager erhält man nach Gleichung (63) für  $C_{erf}/P = 8,65$ . Selbst wenn das radiale Lager die ganze Zeit mit der Unwucht bei der Höchstdrehzahl belastet würde und der magnetische Zug durch eine Verdoppelung der Lagerlast berücksichtigt wird, beträgt die erforderliche Tragzahl nur  $C_{erf} = 57,06$  kN. Ein Zylinderrollenlager der Bauart NU eignet sich am besten als radiales Loslager.

Das Lager FAG NU2210E erfüllt die Anforderungen mit der dynamischen Tragzahl C = 78 kN und der Drehzahlgrenze  $n_{\tilde{o}l} = 8000 \text{ min}^{-1}$  zur Genüge. Seine Abmessungen sind:

Wellendurchmesser: 50 mm

(69)

Außendurchmesser:	80 mm
Breite:	16 mm

#### 8.3.10 Schmierung

Aufgrund des Unterdrucks, der im Schwungradgehäuse herrscht, ist eine Ölnebelschmierung nicht realisierbar. Eine Ölumlaufschmierung ist hingegen möglich. Es ist in Erwägung zu ziehen, die Pumpe für die Ölumlaufschmierung mechanisch an die Schwungradwelle zu koppeln, da der Schmier- und Kühlölbedarf drehzahlabhängig ist. Dadurch kann man einen zusätzlichen Elektromotor für den Pumpenantrieb einsparen. Für den Fall, daß die Pumpe ausfällt, muß ein auf höher liegendem Niveau befindlicher Ölbehälter vorhanden sein, aus dem das Öl durch die Schwerkraft auf die Lager läuft. Die Größe dieses Behälters muß so bemessen sein, daß die Schmierung bis zum Stillstand des Lagers gewährleistet ist. Dieser Behälter dient durch seinen Wärmeaustausch mit der Umgebung gleichzeitig als Ölkühler.

Bei der Auslegung des Ölkreislaufes ist darauf zu achten, daß das Öl nicht dem Umgebungsdruck ausgesetzt wird, da sich sonst Luft im Öl lösen und innerhalb des Vakuumgehäuses wieder ausgasen würde. Eine Aufrechterhaltung des Vakuums würde somit erschwert. Die meisten Schmieröle haben einen Dampfdruck, der einen Betrieb im Vakuum mit bis zu 1 Pa ermöglicht [1]. In noch niedrigeren Vakuumregionen müssen spezielle Vakuumöle verwendet werden.

# 8.4 Elektrischer Anlagenteil

Die Regelbarkeit der Maschine über einen weiten Drehzahlbetrieb macht entweder eine umrichtergespeiste Asynchronmaschine mit Schleifringläufer, eine Gleichstrommaschine oder eine Stromrichter-Synchronmaschine erforderlich. Wie schon im Kapitel 4.6.1 erwähnt, stellt der Betrieb im Vakuum hohe Anforderungen an die elektrische Maschine. Eine Maschine mit Schleifringen kann nicht im Vakuum betrieben werden.

Daher scheiden sowohl die Asynchronmaschine mit Schleifringläufer als auch die Gleichstrommaschine aus, und es bleibt die Stromrichter-Synchronmaschine mit Erregermaschine übrig. Die Stromrichter-Synchronmaschine hat dabei ähnlich gute Regelungseigenschaften wie die Gleichstrommaschine. Die Erregermaschine ist eine Außenpolmaschine, deren Anker auf der Welle der Synchronmaschine sitzt. Die Erregerleistung wird als mechanische Leistung der Welle entnommen und berührungslos mit Hilfe der Erregung der Erregermaschine gesteuert. Die so erzeugte Wechselspannung wird durch mitrotierende Gleichrichter in eine Gleichspannung umgewandelt und den Erregerwicklungen der Synchronmaschine zugeführt [44]. Die Synchronmaschine wird zweipolig ausgeführt, um einen möglichst geringen Frequenzhub von der Maschine zum Netz und umgekehrt zu haben. Bei Höchstdrehzahl beträgt der Frequenzhub somit 0 Hz. Die Synchronmaschine erreicht dabei einen Wirkungsgrad von bis zu 96%, der allerdings bei niedrigeren Drehzahlen leicht abfällt.

Ein weiteres Problem des Vakuumbetriebs ist die Wärmeabfuhr aus dem Läufer. Durch die geringe Dichte der Luft im Gehäuse ist die Wärmeübertragung durch Konvektion stark eingeschränkt, und die Wärmeabfuhr findet hauptsächlich durch Strahlungsaustausch mit der Gehäusewandung statt. Das Schwungrad stellt mit seiner großen Masse eine Wärmesenke dar, in die die Wärme aus dem Läufer über die Welle durch Wärmeleitung transportiert wird. Wird die Wärmeentwicklung im Stator zu groß, kann man das Öl für die Lagerschmierung zusätzlich durch Bohrungen im Stator pumpen, um so die Wärme abzuführen. Der Stromrichter wird so ausgeführt, daß er sowohl für den Motorbetrieb als auch für den Generatorbetrieb geeignet ist. Er arbeitet entweder mit einer Puls-Weiten-Modulation oder nach einem mathematischen Modell, das nach den optimalen Schaltzeitpunkten der Halbleiter des Wechselrichters und der optimalen Maschinenmagnetisierung bei variabler Belastung berechnet wird [45]. Der Stromrichter erreicht dabei einen Wirkungsgrad von 95-98%, der wie bei der Synchronmaschine zu kleineren Drehzahlen hin leicht abfällt.

## 8.5 Gehäuse

## 8.5.6 Luftreibung

Durch die Rotation des Schwungrades in einer Gasatmosphäre kommt es wegen der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Schwungrad und Gas zu einem Reibmoment. Dieses Reibmoment kann man unter Annahme des Schwungrades als dünne Scheibe durch folgende Gleichung ausdrücken [1]:
$$M_{aero} = \rho_g \omega^2 r_a^5 C_m$$
 in [N·m]

 $\rho_{\rm g} \qquad \text{Dichte des Gases}$ 

- ω Kreisfrequenz
- r<sub>a</sub> äußerer Radius

C<sub>m</sub> Reibkoeffizient

Der Reibkoeffizient  $C_m$  ist von der Machzahl, der Reynoldszahl und der Knudsenzahl abhängig. Auf die genauen Zusammenhänge soll hier nicht näher eingegangen werden. Der Einfluß der Machzahl kann bei dünnen Scheiben vernachlässigt werden. Die Luftströmung in der auszulegenden Anlage ist bei Umgebungsdruck turbulent, geht aber bei abnehmendem Druck in eine laminare Strömung über. Die Knudsenzahl ist sehr viel kleiner als eins, das heißt, daß die Luft sich als kontinuierliches Medium bewegt und nicht als freie Molekularströmung betrachtet werden muß.

Somit ergibt sich für den Reibkoeffizienten C<sub>m</sub>:

$$C_m = 0.146 \cdot R_e^{-1/5}$$
, für turbulente Strömung ( $R_e \ge 5 \cdot 10^4$ ) (71)

$$C_m = 3.87 \cdot R_e^{-1/2}$$
, für laminare Strömung ( $R_e < 5 \cdot 10^4$ ) (72)

mit

$$R_{\rm e} = \rho_{\rm g} r_{\rm a}^2 \,\omega/\eta \tag{73}$$

η dynamische Viskosität

Durch Ineinandereinsetzen der letzten drei Gleichungen und Multiplikation mit der Kreisfrequenz erhält man schließlich die aerodynamische Reibleistung:

$$P_{aero} = 0.146 \cdot \rho_g^{4/5} r_a^{23/5} \omega^{14/5} \eta^{1/5}, \quad \text{für } R_e \ge 5 \cdot 10^4$$
(74)

$$P_{aero} = 3,87 \cdot \rho_{g}^{1/2} r_{a}^{4} \omega^{5/2} \eta^{1/2}, \quad \text{für } R_{e} < 5 \cdot 10^{4}$$
(75)

(70)

Die Berechnung der aerodynamischen Reibleistung wurde in dem MATLAB-Programm REIBAERO.M als Funktion der Drehzahl implementiert.



Bild 41: Aerodynamische Reibleistung einer dünnen Scheibe mit 2,4 m Durchmesser in Abhängigkeit vom Gehäusedruck

Die Ergebnisse der Berechnung sind im Bild 41 dargestellt. Daraus wird ersichtlich, daß der Gehäusedruck auf 0,1 mbar (10 Pa) abgesenkt werden muß, um bei Maximaldrehzahl eine Reibleistung zu erhalten, die kleiner als 1 kW ist. Vakuumtechnisch stellt dieser Unterdruck kein Problem dar, wenn die Anlage keine Wellendurchführung durch das Gehäuse hat. Der Unterdruck kann mit einer einstufigen Vakuumpumpe hergestellt werden, wobei man je nach Ausführung der Pumpe den gewünschten Druck innerhalb einer Viertelstunde erreicht [1].

### 8.5.7 Belastung des Gehäuses

Besitzt das Gehäuse eine zylindrische Form mit einem Durchmesser von 2,5 m, so lastet auf dem Boden und dem Deckel ein Druck, der einer Masse von 50 t entspricht. Daher müssen Boden und Deckel entsprechend steif ausgeführt werden. Die in Hinblick auf die Festigkeit des Gehäuses optimale Form ist ein Kessel. Umbaut man jedoch das Schwungrad mitsamt der elektrischen Maschine mit einem Kessel, so wird das Volumen des Gehäuse übermäßig groß. Ein Zylinder mit kegeligem Boden und Deckel bietet einen guten Kompromiß zwischen Steifigkeit und geringem Volumen. Deckel und Boden bestehen aus Stahlblech und werden mit Rippen aus Doppel-T-Trägern in radialer Richtung verstärkt. Der Boden wird mit der Außenwandung fest verschweißt. Der massive Axiallagertopf ist in den Boden eingefügt. Der Deckel wird mit der Außenwandung verschraubt. Die Zentrierung des Deckels geschieht über einen Bord, der mit einer Spielpassung an der Innenseite der Wandung anliegt.

Mit dem Deckel ist ein Rohr verschweißt, das den Stator der elektrischen Maschine aufnimmt. Das Rohr wird mit einem Deckel abgeschlossen, der zugleich das Führungslager aufnimmt. Am Deckel, an der Außenwandung und am Boden sind Reibflächen angebracht, die das Schwungrad auffangen und abbremsen, falls es wegen eines Bruchs der Welle oder dem Versagen eines Lagers zu einem Ausbrechen des gesamten Schwungrades kommt. Die Reibflächen wandeln dann die kinetische Energie des Schwungrads in Wärme um.

### 8.5.8 Berstschutz

Da ein gewisses Restrisiko besteht, daß das Schwungrad auseinanderbricht, muß die Umgebung vor umherfliegenden Bruchstücken geschützt werden. Man könnte dies durch ein sehr starkes Gehäuse erreichen, das die Bruchstücke zurückhält. Eine einfachere Lösung bietet sich an, indem man das Schwungrad mit dem Gehäuse bis über den Deckelrand in einer Wanne aus Beton im Boden versenkt. Das Gehäuse wird außen und am Lagertopf mit elastischen Dämpfungselementen vom Boden abgestützt. So wird eine Übertragung von Vibrationen der Anlage an die Umgebung vermieden.

### 8.6 Regelung und Steuerung

Der Steuerschrank beinhaltet die Umrichterschaltung, die Betriebsdatenerfassung, die Regelung und den Netzanschluß der Schwungradenergiespeicheranlage.

Die Regelung der Anlage sorgt dafür, daß die wichtigen Größen der Anlage bestimmte Grenzen nicht überschreiten. Die sicherheitstechnisch wichtigste Größe ist die Drehzahl des Schwungrades. Die Auslegungsdrehzahl darf auf keinen Fall überschritten werden, da sonst im schlimmsten Fall das Schwungrad auseinanderbricht. Im günstigsten Fall verkürzt sich nur die Lebensdauer, was sich jedoch negativ in der wirtschaftlichen Bilanz auswirkt. Eine Drehzahlbegrenzung nach unten ist notwendig, wenn man zu jedem Zeitpunkt eine Mindestleistung einspeichern können will.

Die Leistungsabgabe und -aufnahme muß begrenzt werden, da die Wicklungen der elektrischen Maschine nicht zu warm werden dürfen. Dabei ist die Grenze für eine kurzzeitige Leistung um ein mehrfaches höher, als die Grenze für eine länger andauernde Leistung. Die Stellgröße der Regelung wirkt auf die Leistungselektronik des Umrichters.

Neben den normalen Betriebsbedingungen können aber auch Störfälle auftreten. Dazu zählen ein Ausfall der Stromversorgung, ein Lagerschaden, der Bruch der Welle oder der Verbindungsschrauben, ein Leck im Gehäuse und ein Ausfall der Pumpe. Bei einem Ausfall der Stromversorgung aus dem Netz benötigt der Steuerschrank trotzdem Strom. Entweder wird der Strom hierfür durch Abbremsen des Schwungrades selbst erzeugt oder aus einer Batterie entnommen.

Kündigt sich aufgrund von zunehmenden Vibrationen und/oder einer Temperaturerhöhung des Lagers ein Lagerschaden an, so muß das Schwungrad schnell zum Stillstand gebracht werden, um größeren Schaden zu vermeiden. Dies geschieht über die elektrische Maschine. Ist eine Einspeisung des Bremsstromes in das Netz nicht möglich, so muß die Energie in Bremswiderständen in Wärme umgewandelt werden. Um die Bremsreibung zu erhöhen, kann ein Ventil geöffnet und das Gehäuse auf Atmosphärendruck gebracht werden.

Bei einem Lagertotalschaden, einem Bruch der Welle oder der Verbindungsschrauben verliert das Schwungrad seine Führung und muß provisorisch geführt werden, bis es zum Stillstand kommt. Dazu dienen die Reibflächen am Durchmesser des Schwungrades.

Die in diesem Kapitel erarbeiteten konstruktiven Lösungsansätze sind im Bild52, Anhang 12.5 in einer Zusammenstellungszeichnung zusammengefaßt.

### 9 Bewertung der Schwungradenergiespeicheranlage

### 9.1 Verbraucherorientierte Speicherung

### 9.1.1 Verhalten der Anlage

Um das Betriebsverhalten der Schwungradenergiespeicheranlage besser beurteilen zu können, wurde die Anlage in dem Programm SIMULINK<sup>1</sup> nachgebildet und der Leistungsfluß simuliert.



Bild 42: Modell der Schwungradenergiespeicheranlage in SIMULINK

Als Eingangsgröße der Simulation dient der hypothetische Tageslastzyklus nach Kapitel 7.6, der in Form seiner Eckwerte im gleichnamigen Block gespeichert ist.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> SIMULINK ist eine Programmerweiterung von MATLAB und ermöglicht es, selbst sehr komplexe physikalische und mathematische Systeme auf graphische Weise zu modellieren und simulieren. Die Simulationsergebnisse können dann mit MATLAB analysiert und visualisiert werden.

Der Block "Drehzahlbegrenzung" sorgt dafür, daß die Drehzahl nicht über 3000 min<sup>-1</sup> ansteigt und im Normalbetrieb nicht unter 1000 min<sup>-1</sup> absinkt. Im Block "Umrichter" werden die Umrichterverluste nachgebildet. Der Umrichterwirkungsgrad kann wahlweise als konstant oder als drehzahlabhängig in Form einer Kennlinie modelliert werden. Dasselbe gilt auch für den Block "Elektrische Maschine". Eingangsgrößen dieser beiden Blöcke sind jeweils Leistung und die Kreisfrequenz und die Ausgangsgröße ist jeweils eine Leistung. Diese Blöcke sind der Vollständigkeit halber im Anhang in den Bildern 47, 48 und 49 dargestellt. Die kleinen Blöcke, die jeweils nur einen Eingang haben, sind die Variablen, die SIMULINK nach MATLAB exportiert und in dessen Arbeitsspeicher schreibt.



Bild 43: Modell des Leistungsflusses im mechanischen Teil der Anlage

Der Kern des Anlagenmodells ist der Block "Schwungrad". Er ist nach der Differentialgleichung für den Leistungsfluß im mechanischen Teil der Anlage (Gleichung (12)) modelliert. Die mechanische Wellenleistung wird abzüglich der Reibleistungen integriert. Der Schalter sorgt dafür, daß die in der Welle gespeicherte Energie nicht negativ werden kann. Aus der Energie wird mit  $E = \frac{1}{2} J\omega^2$  die Kreisfrequenz berechnet. In den Blöcken "Lagerreibung" und "Luftreibung" werden die MATLAB-Programme REIBLAGR.M und REIBAERO.M (siehe Anhang 12.2.4 und 12.2.5) aufgerufen und für jeden Zeitschritt die Reibleistung berechnet.

SIMULINK Control Panel							
Euler 🔷	Runge-Kutta 3	Runge-Kutta 5	$\diamond$	Adams			
$\bigcirc$ Gear $\bigcirc$	Adams/Gear						
Start Time:	0.0			ОК			
Stop Time:	55800			Cancel			
Min Step Size:	0.0001						
Max Step Size:	100						
Tolerance:	1e-4						
Return Variables:							

Bild 44: SIMULINK-Simulationsparameter

Bevor die Simulation gestartet wird, müssen die Simulationsparameter festgelegt werden. Die Start- und Stopzeit versteht sich von selbst. Die Simulationsschrittweite muß mit Bedacht gewählt werden, da eine zu große Schrittweite zu Simulationsungenauigkeiten und eine zu kleine Schrittweite zu langen Rechenzeiten und großen Datensätzen führt. Von großer Bedeutung für die Simulationsgenauigkeit ist das Integrationsverfahren, das im oberen Bereich des Control Panels gewählt werden kann. Die Verfahren "Euler", "Runge-Kutta 3", " Runge-Kutta 5" und "Linsim" eignen sich gut für die Simulation linearer Systeme. Da das Anlagenmodell vor allem im Block "Drehzahlbegrenzung" zahlreiche Nichtlinearitäten aufweist, sind diese Verfahren ungeeignet. Die Verfahren "Adams" und "Gear" arbeiten bei nichtlinearen Systemen besser. In den hier durchgeführten Simulationen wurde eine Kombination aus beiden Verfahren gewählt.

Die Ergebnisse der Simulation mit den Parametern nach Bild 44 und dem Lastzyklus nach Bild 26 sind im Anhang 12.4 im Bild 50 dargestellt. Bei der Simulation wurden der Wirkungsgrad der elektrischen Maschine und des Umrichters als konstant über die Frequenz angenommen. Es ist zu erkennen, daß die Lagerreibung ca. um den Faktor 5 größer ist als die aerodynamische Reibung bei 0,1 mbar Gehäuseinnendruck. Die Lagerreibung verhält sich dabei ungefähr proportional zur Drehzahl, und die aerodynamische Reibung verhält sich proportional zum Energieinhalt.

Bei der Betrachtung des Energieinhaltes fällt auf, daß der Speicherverlust pro Zeiteinheit auf hohem Drehzahlniveau größer ist als auf niedrigem. Der Speicherverlust ist in beiden Fällen geringer als der Verlust während der Lade- und Entladephase.

Integriert man die Leistungsverläufe gemäß Gleichung (23) über die Zykluszeit, so erhält man einen Zyklenwirkungsgrad von

$$\eta_{zylkus} = 0,733.$$

Dieser Wirkungsgrad ist jedoch nur für den angenommenen Zyklus gültig. Für andere Zyklen und Speichereinsätze muß der Wirkungsgrad jeweils neu berechnet werden.

Aus dem Quotienten aus maximalen Energieinhalt und Verlustleistung bei Höchstdrehzahl läßt sich die Speichergüte des Schwungrades berechnen, die unabhängig vom jeweiligen Zyklus ist (siehe dazu Kapitel 5.3).

Die Speichergüte beträgt

 $T_G = 12,84 \text{ h},$ 

das heißt, bliebe die Verlustleistung konstant auf ihrem Wert bei Höchstdrehzahl, würde das Schwungrad ohne äußere Leistungszufuhr nach knapp 13 Stunden zum Stillstand kommen.

Der Zykluswirkungsgrad der Schwungradenergiespeicheranlage kann sich im Vergleich mit dem Wirkungsgrad eines Batteriespeichers oder eines Pumpspeicherkraftwerkes durchaus sehen lassen.

### 9.1.2 Wirtschaftliche Betrachtung

Die Wirtschaftlichkeit einer Schwungradspeicheranlage wird ermittelt, indem die Aufwendungen für die Anlage den zu erwartenden Einsparungen der Strombezugskosten gegenübergestellt werden. Die Ermittlung der Anlagen- und der Betriebskosten gestaltet sich schwierig, da keine geeigneten Vergleichswerte vorliegen. Daher sind die folgenden Abschätzungen mit Vorsicht zu genießen. Die einzelnen Posten sind dabei an die wirtschaftliche Betrachtung in der MAN-Studie angelehnt [7].

Anlagen- und Gebäudekosten	
Schwungrad	200.000 DM
Gehäuse, Welle und Lagerung	100.000 DM
Schmierölversorgung, Vakuumtechnik	10.000 DM
Elektrische Maschine	100.000 DM
Umrichter	100.000 DM
Regelung und Datenerfassung	50.000 DM
Gebäude, Brückenkran	150.000 DM
Bettung	10.000 DM
Summe	720.000 DM <sup>2</sup>
jährliche Betriebskosten	
Wartung	2.000 DM
Betriebsmittel	3.000 DM
Summe	5.000 DM
<u>Unregelmäßige Betriebskosten</u> alle 5 Jahre Lagererneuerung	20.000 DM
une 5 sume Dagerermenerung	20.000 DW

alle 8 Jahre Ultraschallprüfung 20.000 DM

Die jährlichen Einsparungen sind noch schwieriger abzuschätzen. Sie ergeben sich aus einer Absenkung der Strombezugsgrenze und eventuell den Kosten, die eingespart werden können, wenn eine Erweiterung der Versorgungseinrichtungen durch die Glättung des Lastbezugs überflüssig wird. Die Einsparungen können jeweils nur für einen konkreten Einsatzfall in Abhängigkeit vom Vertrag mit dem Energieversorgungsunternehmen abgeschätzt werden. Daher wird diese wirtschaftliche Betrachtung im Hinblick darauf

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Die Kosten für die einzelnen Posten mögen etwas hoch erscheinen, die Summe ist jedoch verglichen mit den kalkulierten Gesamtkosten für die MAN-Schwungradenergiespeicheranlage mit einem Energieinhalt von 36 kWh in Höhe von 962.000 DM [7] noch recht niedrig.

durchgeführt, für welche jährlichen Einsparungen sich akzeptable Amortisationszeiten ergeben.

Die innerhalb eines Betriebsjahres anfallenden Instandhaltungs- und Betriebskosten und die Zinsen der Schuldenlast werden von den jährlichen Einsparungen abgezogen. Der verbleibende Restbetrag wird zur Tilgung der Schulden verwendet. Dabei muß der Einfluß von der Strompreisentwicklung, der Zinsen und der Instandhaltungskosten mit berücksichtigt werden.

Das folgende Amortisationsmodell ist für eine Abschätzung der Wirtschaftlichkeit der Schwungradspeicheranlage geeignet:

$$P_n = P_{n-1} \cdot (i+1) - (B_f + B_n) \cdot (1+t)^{n-1} + E \cdot (1+s)^{n-1}$$
(76)

- $P_n$  Saldo am Ende des n-ten Jahres
- $P_{n-1}$  Saldo am Ende des vorhergehenden Jahres
- $B_f$  gleichbleibende jährliche Betriebs- und Instandsetzungskosten
- $B_n$  im n-ten Betriebsjahr anfallende unregelmäßige Ausgaben
- *E* jährliche Stromkosteneinsparung
- *i* Zinsfuß in %
- *t* jährliche Teuerungsrate der Betriebskosten in %
- *s* jährliche Teuerungsrate des Strompreises in %



Bild 45: Amortisation der Schwungradenergiespeicheranlage

Der Berechnung lag die Annahme eines Zinsfußes von 8%, eine jährliche Teuerungsrate der Betriebskosten und des Strompreises von 3% zugrunde. Es ergeben sich somit Amortisationszeiten zwischen 8 und 15 Jahren. Um die Schwungradenergiespeicheranlage sinnvoll einsetzen zu können, sollte die jährliche Einsparung mindestens 100.000 DM betragen.

Da diese Berechnung nur auf groben Schätzungen beruht, werden die Einflüsse der einzelnen Parameter der Amortisationszeitberechnung genauer untersucht. Hierzu eignet sich das Sensitivitätsdiagramm, das im folgenden Bild zu sehen ist:



Bild 46: Sensitivitätsdiagramm der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Der Nullpunkt dieses Diagramms repräsentiert die Berechnung der Amortisationszeit mit den oben angegebenen Werten und einer jährlichen Einsparung von 100.000 DM. Bei den nachfolgenden Berechnungen wurde jeweils ein Parameter der Gleichung (76) in 5%-Schritten variiert, während die anderen Parameter konstant gehalten wurden. Aus dem Diagramm geht deutlich hervor, daß die maßgeblichen Parameter die Anlagenkosten und die jährlichen Einsparungen sind. Weiterhin ist der Einfluß des Zinsfußes und der Strompreisteuerungsrate nicht vernachlässigbar. Die festen Betriebskosten und ihre Teuerungsrate sind unbedeutend für die Berechnung der Amortisationszeit. Bei der Betrachtung der Ergebnisse stellt sich jedoch die Frage, ob die Schwungradenergiespeicheranlage mit den herkömmlichen Batteriespeicheranlagen konkurrieren kann. Batterien haben zwar eine deutliche geringere Lebensdauer, aber die Batteriekosten an sich haben nur einen geringen Anteil an den Kosten einer Batteriespeicheranlage. Die weitaus größeren Kosten entstehen durch die Leistungselektronik und das Gebäude. Daher fällt ein Austausch der Batterien selber weniger ins Gewicht.

### 9.2 Energiespeicherung bei Windkraftanlagen

### 9.2.1 Wirtschaftliche Betrachtung

Der Einsatz der Schwungradenergiespeicheranlage zur Überbrückung des Ausfalls einer Windenergieanlage muß aufgrund der niedrigen Speichergüte hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit kritisch beurteilt werden. Da der Einsatzzeitpunkt nicht vorhersagbar ist, kann es sein, daß ein Vielfaches des Schwungradenergieinhaltes durch Leistungsverluste verloren geht, bevor der Speicher zum Einsatz kommt. Da sich zumindest heute die Zuverlässigkeit des erzeugten Stromes nicht im Abnahmepreis widerspiegelt, besteht auch kein finanzieller Anreiz, einen Speicher einzusetzen. Im Hinblick auf die Liberalisierung des Strommarktes könnte die Qualität der elektrischen Energie jedoch im Preis berücksichtigt werden. Dann könnte man wieder über einen Speichereinsatz nachdenken.

Um das Spannungsflackern in schwachen Netzanbindungen zu verringern, können Schwungradenergiespeicheranlagen mit wesentlich kleineren Energieinhalten zum Einsatz kommen. Hierzu sind am Imperial College in London theoretische Untersuchungen mit dem Ergebnis durchgeführt worden, daß die Leistung der Schwungradanlage jedoch in der Größenordnung von einigen hundert Kilowatt liegen soll [12]. Der Einsatz könnte dann sinnvoll sein, wenn an diese Netzanbindung auch Verbraucher mit empfindlichen Geräten angeschlossen sind, die vor dem Spannungsflackern geschützt werden müssen. Ob der Verbraucher, der Windkraftanlagenbetreiber oder ein Energiedienstleistungsunternehmen die Energiespeicheranlage betreibt, ist von der weiteren Entwicklung des Strommarktes abhängig.

### 10 Zusammenfassung

- Der erarbeitete Überblick der Schwungradentwicklung der letzten Jahrzehnte hat ergeben, daß ein Generationenwechsel von großen, massiven Stahlschwungrädern hin zu kleinen Schwungrädern aus Faserverbundwerkstoffen stattfindet. Zwar sind die tatsächlich eingesetzten Schwungräder hauptsächlich aus Stahl, aber die Forschung konzentriert sich seit nunmehr zwanzig Jahren auf die sogenannten "Superflywheels". Diese Schwungräder zeichnen sich durch eine hohe Energiedichte und damit eine kompakte Bauweise aus. Sie rotieren bei Drehzahlen im Bereich von 10.000 100.000 min<sup>-1</sup>. Auch in bezug auf die Lagerung ist eine Trendwende hin zu reibungsarmen, magnetischen Lagern zu verzeichnen. Die neueste Entwicklung auf diesem Gebiet sind die supraleitenden Magnetlager, die sich selbststabilisieren und daher keine aktive Regelung benötigen. Bis zum Jahr 1999 soll am Forschungszentrum Karlsruhe die in Betrieb befindliche Schwungradenergiespeicheranlage mit 300 Wh Kapaziätät und 10 kW Leistung zu einer Anlage mit 10 kWh Kapaziätät und 200-300 kW Leistung weiterentwickelt werden. Allerdings sind die Stahlschwungräder den "Superflywheels" in puncto Energieinhalt weit überlegen.
- Da die in dieser Arbeit zu entwerfende Schwungradenergiespeicheranlage einen Energieinhalt von 50 kWh haben sollte, wurde auf die bewährte Technik von Stahlschwungrädern zurückgegriffen. Die Berechnungen im Entwurfsteil dieser Arbeit belegen, daß eine Anlage mit den gewünschten Spezifikationen technisch machbar ist.
- Mit 30 CrNiMo 8 ist ein Werkstoff verfügbar, der den hohen Anforderungen an das Schwungradmaterial genügt. Dieser Vergütungsstahl hat eine hohe Streckgrenze und findet in weiten Bereichen des Maschinenbaus für schwingend beanspruchte Bauteile Anwendung. Beispiele für Bauteile sind Achsen, Wellen, Turbinenschaufeln und Fahrzeugkomponenten.
- Unter den gegebenen Bedingungen stellte sich die Scheibenform der Scheibe gleicher Festigkeit mit äußerem Kranz als die beste Lösung heraus. Mit dieser Form erreicht man die größtmögliche Energiedichte für Stahlschwungräder und damit auch die geringste Lagerbelastung bei gegebener Drehzahl, was für die Reibleistung und die Lebensdauer der Wälzlager von Bedeutung ist.

- Es konnte nachgewiesen werden, daß eine Lagerung des Schwungrades mit Wälzlagern möglich ist. Unter dem angenommenen Lastzyklus für den Einsatz in der Maximumüberwachung errechnet sich jedoch eine Lebensdauer von nur 5 Jahren. Daher ist abzuwägen, ob nicht doch eine hydrostatische Lagerung oder sogar eine magnetische Lagerung bzw. Lagerentlastung sinnvoller wäre. Zudem ist die Reibung bei der hydrostatischen und magnetischen Lagerung geringer.
- Zur Reduzierung der aerodynamischen Reibung auf ein vertretbares Maß ist eine Evakuierung des Gehäuses unabdingbar. Um eine aerodynamische Reibleistung von weniger als ein Kilowatt zu erzielen, muß der Gehäuseinnendruck auf 0,1 mbar abgesenkt werden.
- Um das Verhalten der Schwungradenergiespeicheranlage unter dem Einfluß eines Lastzyklus besser beurteilen zu können, wurde ein Modell der Anlage entwickelt. Mit dem Programm SIMULINK wurde das dynamische Verhalten simuliert. Es ergab sich damit ein Zyklenwirkungsgrad von  $\eta_{zvlkus} = 0,733$ . Dieser Zyklenwirkungsgrad ist im Vergleich mit dem Wirkungsgrad eines **Batteriespeichers** oder eines Pumpspeicherkraftwerkes akzeptabel. Wegen der Drehzahlabhängigkeit der Verluste ist ein Einsatz von Schwungrädern nur dann sinnvoll, wenn die Anlage nur für kurze Zeit voll aufgeladen ist und ansonsten bei niedrigen Drehzahlen im Stand-By-Betrieb läuft. Der Einsatz eines Schwungrades in Verbindung mit Windenergieanlagen ist aufgrund der Unvorhersagbarkeit des Leistungsbedarfs nicht ratsam.
- Betrachtet man den Einsatz dieser Schwungradenergiespeicheranlage aus wirtschaftlicher Sicht, so ergibt sich unter den getroffenen Annahmen eine Amortisationszeit zwischen 8 und 15 Jahren. Es ist fraglich, ob nicht eine Batteriespeicheranlage finanziell günstiger wäre. Die Lebensdauer von Batterien ist zwar deutlich geringer, dafür ist der Anteil der Batteriekosten an den Anlagenkosten geringer. Der Preis von Batterien ist aufgrund der Massenproduktion sehr günstig. Zudem ist der Aufwand für die Leistungselektronik geringer, da die Batterien mit Gleichspannung gespeist werden und daher nur ein Wechselrichter benötigt wird.
- Als Fazit der aus der Arbeit gewonnenen Erkenntnisse läßt sich feststellen, daß das Schwungrad zwar die älteste "Maschine" der Weltgeschichte ist, es dennoch nichts an Attraktivität eingebüßt hat, sondern im Gegenteil in den letzten Jahrzehnten weiter an

Bedeutung gewonnen hat. In nicht allzulanger Zeit werden die "Superflywheels" bis zur Marktreife entwickelt worden sein und dann den anderen Speichertechniken Konkurrenz machen.

### 11 Literatur

[1] Genta, G.

"Kinetic Energy Storage: Theory and Practice of Advanced Flywheel Systems", Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Torino, Butterworths, London, 1985

[2] Manning, C.H.

"A Novel Fly-wheel"
Nachdruck aus Am. Soc. Mech. Eng. Trans. 13:618-632, 1892
aus "Mechanical, Thermal, and Chemical Storage of Energy", Seite 234-235,
University of California, Hutchinson Ross Publishing Company, Stroudsburg, P.A,
U.S.A., 1981

[3] Euler, K.-J.

"Alte und neue Verfahren zur Speicherung von Energie"
Haus der Technik Essen, Vortragsveröffentlichungen, Heft 451, S. 23-33,

Vulkan-Verlag Dr. W. Classen, Essen, 1980

- [4] Maculay, D."Maculay's Mammut-Buch der Technik" Tessloff Verlag, Nürnberg, 1995
- [5] Steiner, G.

"Schwungradspeicher"

Tagung Energiespeicherung zur Leistungssteigerung, VDI Berichte 652, S.69-87, Düsseldorf, 1987

- [6] Knobloch, A., Kottmair, M., Schlüter, W., Vau, G.
  "Large Flywheel Power Supply for Fusion Experiments in the Max-Planck-Institut für Plasmaphysik, Garching, Germany" aus "Mechanical, Thermal, and Chemical Storage of Energy", Seite 305-319, University of California, Hutchinson Ross Publishing Company, Stroudsburg, P.A, U.S.A., 1981
- [7] Zwerenz, W. Schauberger, H.
   "Stationäre Schwungrad-Energiespeicheranlage SSB"
   MAN-Neue Technologie, Bundesministerium für Forschung und Technologie, Forschungsbericht T 78-11, Fachinformationszentrum Energie, Physik, Mathematik GmbH, Eggenstein-Leopoldshafen, 1978
- [8] Marayama, N.
   "Stabilisierung der Fahrleitungsspannung mittels Schwungrad"
   Elektrische Schnellbahn Keihin, Tokio, Elektrische Bahnen, Band 90, Heft 4, S.125-129, Oldenbourg, 1992

[9] Canders, W.-R.

"Zur Berechnung von Schwungradenergiespeichern aus Faserverbundwerkstoff mit elektrischem Energiewandler"

Dissertation, Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Universität Braunschweig, 1982

[10] Burkner, W.

"Speicher elektrischer Energie"

aus "Energie und Klima", Band 6, Seite 395-458, Enquete-Kommission "Vorsorge zum Schutz der Erdatmosphäre", Economica-Verlag, Bonn, 1990

### [11] Infield, D.G.

"An Assessment of Flywheel Energy Storage as applied to Wind/Diesel Systems" Energy Research Unit, Rutherford Appleton Laboratory, Wind Engineering, Band 14, Heft 2, Seite 47-61, 1990

[12] Polhaus, F.

"Investigation of Dynamic Control of Wind Farms connected to a Grid via a Weak Link"

Diplomarbeit, Imperial College of Science, London und Institut für Elektrische Anlagen und Energiewirtschaft, RWTH Aachen, 1993

[13] Harrowell, R.V.

"Elastomer Flywheel Energy Store"

International Journal of Mechanical Sciences, Band 36, Heft 2, S.95-103, Pergamom Press Ltd, 1994

### [14] Pang, D., Ries, D.M., Lashley, C.M., Kirk, J.A., Anand, D.K.

"Composite Flywheel Design for a Magnetically Suspended Flywheel Energy Storage System"

Magnetic Bearings, Proceedings of the Third International Symposium, University of Virginia, Alexandria, USA, Seite 559-567, 1992

### [15] Post, R.F.

"Electromechanical Batteries - Energy Storage for the Future"

Lawrence Livermore National Laboratory,

http://www.llnl.gov/IPandC/opportunities93/10-TRANSPORTATION/ElecMechBattery.sht ml, Internet, 1995

## [16] von Burg, P."Kinetic Energy Storage"

ETH Zürich, Schweiz, Internet: "http://www.iem.ee.ethz.ch/energy.html", 1996

[17]	Bornemann, H.J.
	"Ultralow Friction in a Superconducting Magnetic Bearing"
	Third Int. Symp. on Magnetic Suspension Technology, NASA Langley Research
	Center, Tallahassee, Florida, U.S.A., 1315.12.1995
[18]	Bornemann, H.J.
	"Schwungradspeicher mit passiven supraleitenden magnetischen Lagern"
	Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, KfK-Nachrichten, Jahrg. 26, 3/94, S.209-214
[19]	Bornemann, H.J.
	"Verlustarmer Schwungmassenspeicher mit supraleitenden Magnetlagern"
	Tagungsband Symposium "Wirtschaftlichkeit elektrischer Energiespeicher"
	Hannover, 23.04.1996
[20]	Marx,
	Bundesministerium für Bildung und Forschung,
	Telefongespräch vom 8.01.1996
[21]	Simpson, L.A.
	"Kinetic Energy Storage of Off-Peak Electricity"
	aus "Mechanical, Thermal, and Chemical Storage of Energy", Seite 264-289,
	University of California, Hutchinson Ross Publishing Company, Stroudsburg, P.A,
	U.S.A., 1981
[22]	Brandstätter, O.
	"Energiespeicherung mit stationären Schwungradanlagen"
	MAN-Neue Technologie, Bundesministerium für Forschung und Technologie,
	Forschungsbericht T 76-58, Zentralstelle für Luft- und Raumfahrtdokumentation
	und -information der DFVLR e.V., München, 1978
[23]	Schweitzer, G.
	"Magnetic Bearings"
	Proceedings of the First International Symposium, ETH Zürich, Switzerland,
	68. June, Springer Verlag, Berlin, 1988
[24]	Musil, L.
	"Die Wirtschaftlichkeit der Energiespeicherung für Elektrizitätswerke"
	Dissertation, Sächsische Technische Hochschule zu Dresden, Verlagsbuchhandlung
	Julius Springer, Berlin, 1930
[25]	Mareske, A.
	"Heißwasserspeicherung zum Lastausgleich"
	Tagung Energiespeicherung zur Leistungssteigerung, VDI Berichte 652, S.127-146,

Düsseldorf, 1987

### [26] Mattick, W. et al.

"Huntdorf - The World's first 290-MW Gas Turbine Air-Storage Peaking Plant" aus "Mechanical, Thermal, and Chemical Storage of Energy", Seite 122-130, University of California, Hutchinson Ross Publishing Company, Stroudsburg, P.A, U.S.A., 1981

[27] Quast, P.

"Druckluftspeicher"

Tagung Energiespeicherung zur Leistungssteigerung, VDI Berichte 652, S.89-108, Düsseldorf, 1987

[28] Krämer, K.

"Der Entwicklungsstand von Bleiakkumulatoren und alkalischen Akkumulatoren" Tagung Energiespeicherung zur Leistungssteigerung, VDI Berichte 652, S.191-200, Düsseldorf, 1987

[29] Riedel, P.

"Einsatz supraleitender magnetischer Energiespeicher in der elektrischen Energieversorgung"

Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6, Nr.314, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1994

[30] Sierig, J.

"Photovoltaik und Energiespeicher in elektrischen Energieversorgungssystemen" Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik der RWTH Aachen, Aachener Beiträge zur Energieversorgung, Band 6, Verlag der Augustinus Buchhandlung, 1993

### [31] Knoche, K.F.

"Umdruck zur Vorlesung Energiewirtschaft"

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der RWTH Aachen, 1991

### [32] Bergmann, C.

"Die Leistung - eine kostenorientierte Abrechnungsgrundlage für die Lieferung leistungsgebundener Energie"

Tagung Energiespeicherung zur Leistungssteigerung, VDI Berichte 652, S.19-38, Düsseldorf, 1987

### [33] Rudolph, M.

"Lastmanagement - Methoden und Resultate"

Tagung Energiespeicherung zur Leistungssteigerung, VDI Berichte 652, S.39-54, Düsseldorf, 1987

[34] Ahmels, P., Hrsg.

"Neue Energie"

Mitgliederzeitschrift des Interessenverbandes Windkraft Binnenland e.V., Osnabrück, Nr.2, 1996

[35]	Klug, R.
	"Netzleistungseinsparung durch den Betrieb eines Windparks"
	Stadtwerke Emden, Neue Energie, Nr.10, 1995
[36]	Sørensen, B.
	"Renewable Energy"
	Niels Bohr Institute, University of Copenhagen, Academic Press, London, 1979
[37]	Jepsen, T.
	Gespräch vom 4.12.1995
	Firma ENERCON GmbH, Aurich
[38]	N.N.
	Gespräch mit einem Mitarbeiter des Instituts für Werkstoffkunde der RWTH
	Aachen vom 12.01.1996
[39]	Beitz, W., Küttner, KH.
	"Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau"
	17., neu bearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1990
[40]	Deckelmann, G.
	"Lebensdauervorhersage dynamisch beanspruchter Bauteile unter Berücksichtigung
	des gekrümmten Verlaufs der Wöhlerlinien"
	Dissertation, TU Hamburg-Harburg, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 5, Nr.199,
	VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
[41]	N.N.
	"Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguß und Grauguß"
	Verein deutscher Eisenhüttenleute, Bericht ABF 11
[42]	Traupel, W.
	"Thermische Turbomaschinen"
	ETH Zürich, Band 2, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1968
[43]	N.N.
	"Kugellager - Rollenlager - Nadellager"
	FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, Publikation Nr. WL 41 610/3 DA, 1989
[44]	Müller, G.
	"Grundlagen elektrischer Maschinen"
	VCH Verlagsgesellschaft, Weinheim, 1994
[45]	N.N.
	"Wissenswertes über Frequenzumrichter"
	Danfoss A/S, Dänemark, 1991

### 12 Anhang

- 12.1 Übersicht über Schwungradanlagen
- 12.2 MATLAB-Programme
- 12.3 SIMULINK-Blöcke
- 12.4 Simulationsergebnisse
- 12.5 Konstruktionszeichnungen

Name der Anlage	Einsatzart	Einsatzzweck	Rotormaterial	Schwungradform	Generator/ Motor	Anordnung	Lagering
Iloner-Umformer	stationär	Lastalättung	Stabl	Scheibe			
nghei-Onnonnei	stational	Lastgiattung	Stan	Schelbe		-	
				Scheibe gleicher Festigkeit mit			Zylinderrollenlager als Führungslager und
Fa. Örlikon	mobil, Nahverkehrsbus	Bremsenergierückgewinnung	CrNiMo	äußerem Kranz	Asynchronmaschine	vertikal	Zwillingsschulterkugellager als Traglager
		Leistungsspeicher zur		4 geschmied. Scheiben mit zentr.	doppelgespeiste		hydrodynamische Radialtraglager mit hydrostatis
Max-Planck-Institut Garching	stationär	Fusionsforschung	Stahl	Bohrung	Drehstrommaschine	horizontal	Anfahrhlife
Fa. Garret	mobil, U-Bahn	Bremsenergierückgewinnung	Stahl	4 Scheiben	_	-	-
	,						
MAN	-t-ti-ulla C D-hu	Deserves in the second	26 NIC-M-37 14 5	Scheibe gleicher Festigkeit mit	2 Children was him a		Zylinderrollenlager als Führungslager, hydrostat
IVIAIN	stationar, S-Bann	Dieinsenergierückgewinnung	20 INICINIOV 14 5	auberem Kranz	2 Gierchstrommaschinen	vertikai	Axianager als i ragiager mit Kegeirollennotlage
				6 Scheiben gleicher Festigkeit mit			
General Electric	mobil, Nahverkehrsbus	Bremsenergierückgewinnung	Stahl	äußerem Kranz	-	-	-
		Bremsenergierückgewinnung/S nannungsabfallkompensation an		Massiyscheibe mit zentraler			hydrostatisches Axialtraglager mit magnetischer Lagerentlastung und Doppelreihenkonuslager al-
Mitsubishi, 1. Generation	stationär	Eisenbahnstrecke	NiCrMoV	Bohrung	Gleichstrommaschine	vertikal	Führungslager
		Bremsenergierückgewinnung/S					
Miteubishi 2 Generation	stationär	pannungsabfallkompensation an	NiCrMoV	Massivzvlinder	Drehstrommaschine	horizontal	hydrostatische Radialtradager
Witsubishi, 2. Ocheration	stational	Lischballisticeke	Nabe: Stahl,	iviassiv2.yindei	Diensuominasemine	nonzontai	
			Ring:CfK, Speichen:		Synchronmaschine mit		
TU Braunschweig	mobil	Bremsenergierückgewinnung	Kevlar 29	Kunststoffring mit Speichen	Dauermagneterregung	-	-
	mobil, Dieselspeicher-						
Fa. Magnet-Motor	Elektrobus	Bremsenergierückgewinnung	GfK	Hohlzylinder	Permanentmagnetmotor	-	magnetische Lagerentlastung
Fa. Aerospatiale	stationär	Notstromversorgung	Faserkunststoff	-	-	-	-
University of Ottawa	stationär	Speicher photovoltaisch erz. el.	A1/GfK/CfK		_		
charterony of Ottawa			one enc	-	-	-	
		Speicher zur Überbrückung von					
Rutherford Appleton Lab.	stationär	Windlöchern	Stahl/Laminat	-	mechanische Ubertragung	-	-
				Elastomerschwungrad mit			
Harrowell	stationär/mobil	universeller Speicher	Naturkautschuk	drehzahlabh. Durchmesser	-	-	-
			Stah1/Enoury/				
University of Maryland	mobil, Satellit	Speicherung von Solarstrom	Carbonfaser	1 Metallring und 5 CfK-Ringe	Permanentmagnetmotor	-	vollmagnetisch
		- •					-
Electromechanical Datte	mohil	Dromoononoioniioltoorrain	CfV	Vielfeshring in Seheihanfer-	Halbach-Array		vallmagnatiash
Electromechanical Battery		Diemsenergieruckgewinnung	Hochleistunge-	Hantelförmiger Rotor mit zwei	innenlaufende Homopolar	-	vonnagnetisch
			Faserverbund-	durch die Welle verbundenen	maschine mit abschaltb.		selbststabilisierende supraleitende magnetische
Forschungszentrum Karlsruhe	stationär	El. Energieversorgung	werkstoff	Scheiben	Erregung	vertikal	Lagerung

# 12.1 Übersicht über Schwungradanlagen

Name der Anlage	Gehäusedruck	Trägheits- moment	Rotormasse	Schwungrad-	max. Energieinhalt	Energiedichte	max. Leistung	max. Drehzahl	Baujahr	Quelle	Kommentar
	[bar]	[kg·m <sup>2</sup> ]	[kg]	durchmesser [m]	[kWh]	[Wh/kg]	[kW]	[min <sup>-1</sup> ]			
Ilgner-Umformer	-	193,760	50,000	4	166	3.32	-	750	1924	[3]	-
Fa. Örlikon	Wasserstof	f 656	1,500	1.6	9.15	6.1	-	3,000	1950	) [1,10]	bis Ende der sechziger Jahre im Einsatz
Max-Planck-Institut Garching	1	242,000	230,000	2.9	1000	4.35	mot. 5.700 gen. 155.000	) 1,650	1974	[6]	Luftreibungsverluste 650 kW
Fa. Garret	-	10.7	4×75	-	3.2	10.7		14,000	1975	5 [10]	mit Getriebe
MAN	0.01	3,070	5,000	2.35	36.7	7.34	mot. 828 gen. 345	2,800	1978	3 [7]	Studie im Auftrag des BMFT, ist nicht ausgeführt worden
General Electric		-	-	-	-	-	-	-	1980	) [1]	-
Mitsubishi, 1. Generation	0.01	5,100	10,000	2	19.88	1.98	750	1,600	1981	[8]	Prototyp Woitzenstwicklung der orsten Aulose, seit
Mitsubishi, 2. Generation	Helium	n 3,600	13,700	1.44	50	1.82	mot. 1.800 gen. 3.000	3,000	1988	8 [8]	1988 im Dauerbetrieb an einer Eisenbahnstrecke
TU Braunschweig	-	0.564	11.2	0.54	0.935	-	-	33,000	1982	2 [9]	Versuchsschwungrad mit besonderem Augenmerk auf die el. Maschine
Fa. Magnet-Motor	-	15	-	0.67	2.75	-	110	0 11,000	1987	7 [5,10]	-
Fa. Aerospatiale			350	-	1	2.85	3	<u> </u>	1987	7 [10]	-
University of Ottawa	-	10.5	186	-	8.5	46	-	23,000	1988	3 [10]	-
Rutherford Appleton Lab.	-	20	-	-	0.2	-	4	2,500	1990	[11]	Schwungrad zur Reduzierung der Anspringhäufigkeit des Diesels eines Wind/Diesel-Systems
Harrowell	-	-	250	1,00-3,00	0.25	1	-	2,400	1992	2 [12]	Konzept, Besonderheit ist die Quasidrehzahlkonstanz bei veränderlichem Trägheitsmoment
University of Maryland		0.133	15.2	0.25	1.3	65	-	80,000	1992	. [13]	-
Electromechanical Battery	1,0-1,3-10-4	0.016	1	-	1	1000	-	200,000	1995	5 [15]	Designstudie
Forschungszentrum Karlsruhe	6,6-10*	3 -	10	0.25	0.3	30	10	50,000	1995	[16,17,18]	Forschungsanlage, soll zu einer 100 kWh- Anlage weiterentwickelt werden

- 123. -

### 12.1 MATLAB-Programme

### 12.1.1 LOEFFLER.M

```
% Programm zur Berechnung der Spannungsverteilung in einem Schwungrad mit
 beliebigem Dickenverlauf, benötigt die Kreisfrequenz und die Kontur des
Schwungrades in Form der Vektoren r (Radius) und h (Dicke am Radius r)
8
% als Eingangsgrößen, wobei beide Vektoren dié gleiche Länge haben müssen
% Definition des Inkrementes
dr=max(r)/100;
% Diskretisierung der Schwungradkontur
ri=0:dr:max(r);
y=interp1(r,h,ri);
bi=y/2;
ri=ri';
% Ouerkontraktionszahl
ny=0.3;
% Randbedingungen der Lösung I
sr1(1)=200e8;
                    %[N/m^2]
                                  Radialspannung
st1(1)=sr1(1);
                    å
                                  Tangentialspannung
% Berechnung der Lösung I
sr1(2)=sr1(1)+sr1(1)*(y(2)-y(1))/y(1);
st1(2)=st1(1)+ny*(sr1(2)-sr1(1));
for i=2:(length(y)-1)
  srl(i+1)=srl(i)+(stl(i)-srl(i)-rho*(ri(i)*omega)^2)*dr/ri(i)-...
                                            srl(i)*(y(i+1)-y(i))/y(i);
  st1(i+1)=st1(i)+ny*(sr1(i+1)-sr1(i))-(1+ny)*(st1(i)-sr1(i))*dr/ri(i);
end
% Randbedingungen der Lösung II
sr2(1)=1;
st2(1)=1;
% Berechnung der Lösung II
sr2(2)=sr2(1)+sr2(1)*(y(2)-y(1))/y(1);
st2(2)=st2(1)+ny*(sr2(2)-sr2(1));
for i=2:(length(y)-1)
      sr2(i+1)=sr2(i)+(st2(i)-sr2(i))*dr/ri(i)-sr2(i)*(y(i+1)-y(i))/y(i);
      st2(i+1)=st2(i)+ny*(sr2(i+1)-sr2(i))-(1+ny)*(st2(i)-sr2(i))*dr/ri(i);
end
% Linearkombination von Lösung I und II
C=-sr1(length(y))/sr2(length(y));
sr=sr1+C*sr2;
st=st1+C*st2;
% graphische Ausgabe des Ergebnisses
% trägt die Spannungen über dem Radius auf
plot(ri,sr.*le-6,ri,st.*le-6)
```

### 12.1.2 INERTIA.M

```
% Programm zur Berechnung des Volumens, der Masse, des Trägheitsmomentes
% und des Formfaktors eines Schwungrades, benötigt die Kontur des
% Schwungrades in Form der Vektoren r (Radius) und h (Dicke am Radius r)
% als Eingangsgrößen, wobei beide Vektoren die gleiche Länge haben müssen
% Diskretisierung der Schwungradkontur
ii=100;
deltar=max(r)/ii;
ri=0:deltar:max(r);
h=b.*2;
hi=interp1(r,h,ri);
% Berechnung des Volumens
V_0=0:
Vu=0;
for i=1:(length(ri)-1)
      Vo=Vo+(2*pi*hi(i)*(ri(i)+deltar/2)*deltar);
      Vu=Vu+(2*pi*hi(i+1)*(ri(i)+deltar/2)*deltar);
end
V=(Vo+Vu)/2;
% Berechnung der Masse
             %[kg/m^3]
rho=7860;
                          Dichte
m=rho*V;
% rechnet das Massenträgheitsmoment aus
Jo=0;
Ju=0;
for i=1:(length(ri)-1)
      Jo=Jo+(2*pi*rho*hi(i)*(ri(i)+deltar/2)^3*deltar);
      Ju=Ju+(2*pi*rho*hi(i+1)*(ri(i)+deltar/2)^3*deltar);
end
J=(Jo+Ju)/2;
% Berechnung des Formfaktors
k=0.5*J*omega^2*rho/(m*max(st));
% Ausdruck der errechneten Werte
                                                       ',num2str(V),' [m<sup>3</sup>]'])
',num2str(m),' [kg]'])
',num2str(J),' [kg*m<sup>2</sup>]'])
',num2str(k),' []'])
disp(['
                                   Volumen
disp(['
                                   Masse
disp(['
                                   Trägheitsmoment
disp(['
                                   Formfaktor
```

### 12.1.3 KONTUR.M

% Programm zu Berechnung der Kontur einer Scheibe gleicher Festigkeit mit % äußerem Kranz sigmad=350e6; %[N/m^2] zulässige Vergleichsspannung rho=7830; %[kg/m^3] Dichte alpha=2.4; Verhältnis von Kranzdicke zur äußeren 8[] Scheibendicke 8 ra=1.2 %[m] Außenradius Scheibendicke im Zentrum yi=0.25 %[m] n=3000;%[min^-1] Maximaldrehzahl ny=0.3;8[] Ouerkontraktion %[s^-1] omega=2\*pi/60\*n; Kreisfrequenz % dimensionsloser Geometrieparameter

```
B=rho*omega^2*ra^2/(2*sigmad);
                                      <sup>8</sup>[]
% Berechnung der Kranzdimensionen nach G. Genta
% Verhältnis von Kranzinnen- zu Außendurchmesser
beta=sqrt((alpha-1+2*sqrt((alpha^2*B*(B-1+ny))/(1-ny)^2)+...
                         (alpha-1)<sup>2</sup>/4)/(B*alpha)-(1+ny)/(1-ny))%[]
% äußere Scheibendicke
yd=yi*exp(-B*beta<sup>2</sup>);
% Scheibenkontur nach Genta
r1=0:ra/1000:(beta*ra-ra/1000);
h1=yi*exp(-B*(r1/ra).^2);
r2=beta*ra:ra/1000:ra;
h2=alpha*hd*ones(size(r2));
r=[r1 r2];
% Ergebnisplot
figure(1)
b=[0.5*h1 0.5*h2];
plot(r,b,'w',r,-b,'w')
axis('equal')
hold on
% Berechnung nach Zwerenz und Schauberger
% Kranzbreite
a=(1-beta)*ra
% Kranzdicke
ya=alpha*yd/2
% Anpassungsfaktor
lambda=50
% Scheibenkontur nach Zwerenz und Schauberger
i=1000;
delta=ra/i;
r1=0:delta:ra-a-delta;
bs=(yi/2).*exp(-B.*(r1/ra).^2);
bk=(yi/2).*(ya/(yi)-exp(-B*(r1-a)/ra)).*...
                         (exp(lambda.*(r1/(ra-a))))/(exp(beta)-1);
b1=bs+bk;
r2=ra-a:delta:ra;
b2=(ya/2)*ones(size(r2));
r3=ra;
b3=ba;
r=[r1 r2 r3];
b=[b1 b2 b3];
% Ergebnisplot
plot(r,b,r,-b,r1,bs,r1,bk)
line([ra ra],[ya/2 -ya/2])
set(gca, 'Units', 'centimeters', 'Position', [1.5 1.5 13 10], 'FontName', 'Times-
Roman', 'FontSize', 10)
axis([0 1.3 -0.5 0.5])
figure(1)
```

hold

8	Ausdruck	der	${\tt errechneten}$	Konturparameter		
di	_sp(['			Außendurchmesser	',num2str(ra),'	[m]'])
di	_sp(['			Dicke/Mitte	',num2str(yi),'	[m]'])
di	_sp(['			Dicke/Kranz	',num2str(ba),'	[m]'])
di	sp(['			Breite/Kranz	',num2str(a),'	[m]'])

% Aufruf des Programms LOEFFLER.M zur Berechnung des tatsächlichen Spannungsverlaufes und zur graphischen Darstellung loeffler

% Aufruf des Programms INERTIA.M zur Berechnung des Volumens, der Masse, % des Trägheitsmomentes und des Formfaktors inertia

### 12.1.4 REIBAERO.M

```
function Pa = reibaero(omega)
% berechnet die aerodynamische Reibleistung eines Schwungrades,
% Eingangsgröße ist die Kreisfrequenz des Schwungrades
% Definition der Parameter
                                  Gehäuseinnendruck
p=1e1;
                    %[N/m^2]
T=313;
                                  Temperatur
                    %[K]
                                  Schwungradradius
ro=1.2;
                    %[m]
                    %[J/(kg*K)] Gaskonstante
Rstern=287.2;
m=4.782e-26;
                                 Molekülmasse
                    %[kg]
a=3.68e-10;
                    %[m]
                                  effektiver Moleküldurchmesser
K=1.38e-23;
                                 Bolzman-Konstante
                    %[J/K]
% Beginn der Berechnung
n=30/pi*omega;
                                 % Schwungraddrehzahl
rho=p/(Rstern*T);
                                 % Dichte
v=sqrt((8*K*T)/(pi*m));
                                % Durchschnittsgeschwindigkeit der Moleküle
lambda=m/(sqrt(2)*a^2*rho*pi); % freie Weglänge der Moleküle
eta=0.5*rho*v*lambda;
                                 % dynamische Viskosität
Re=ro^2*rho*(pi/30*n)/eta;
                                % Reynoldszahl
% Berechnung des Reibmomentes
if Re>5e4
                                 % turbulente Strömung
      Ma=0.146*rho<sup>(4/5)</sup>*ro<sup>(23/5)</sup>*eta<sup>(1/5)</sup>.*(pi/30.*n).<sup>(9/5)</sup>;
else
                                 % laminare Strömung
      Ma=3.87*ro^4*sqrt(rho*eta*(pi/30*n).^3);
end
% Berechnung der Reibleistung
Pa=Ma*(pi/30.*n);
```

### 12.1.5 REIBLAGR.M

function Plg = reiblagr(omega) % berechnet die Reibleistung eines Schwungrades in Abhängigkeit der % Kreisfrequenz des Schwungrades % Definition der Parameter Fa=9.81\*5465; Axialkraft 8[N] Fr=7.4e3; Radialkraft %[N] % Umrechnung von Kreisfrequenz in Drehzahl n=30/pi\*omega; % axiales Schrägkugellager in Tandemanordnung % Parameter: foa=4; Koeffizient für die Lagerart 8[] %[mm^2/s] ny=20;dynamische Viskosität dma=175; % [ mm ] mittlerer Lagerdurchmesser Coa=224\*1e3; %[N] statische Tragzahl des Lagers Poa=33.14\*1e3; %[N] statisch äquivalente Last % Berechnung des drehzahlabhängigen Reibmomentes Moa=foa\*1e-7\*(ny\*n).^(2/3)\*dma^3\*1e-3; %[Nm] % Berechnung des lastabhängigen Reibmomentes M1a=0.001\*(Poa/Coa)^0.33\*(1.4\*Fa-0.1\*Fr)\*dma\*1e-3; %[Nm] % Gesamtreibmoment des Axiallagers Ma=Moa+M1a; % radiales Zylinderrollenlager % Parameter: fora=3; 8[] %[mm^2/s] ny=20;dmr=60; % [ mm ] Cor=32.5\*1e3; %[N] % Berechnung der drehzahlabhängigen Lagerlast Por=5465\*2e-5\*omega.^2/2; %[N] % Berechnung des drehzahlabhängigen Reibmomentes Mor=fora\*1e-7\*(ny\*n).^(2/3)\*dmr^3\*1e-3; %[Nm] % Berechnung des lastabhängigen Reibmomentes M1r=0.00025\*Por\*dmr\*1e-3; %[Nm] % Gesamtreibmoment des Radiallagers Mr=Mor+M1r; % Gesamtreibleistung der Schwungradlagerung Plg=(Ma+Mr).\*omega;

### 12.1.6 HYDRO3D.M

```
% Programm zur Berechnung des hydrostatischen Axialgleitlagers
% Berechnungsformeln siehe Dubbel, G100
% Variation des Lagerradius und des Verhältnisses von Taschenradius zu
% Lagerradius
% Definition der Parameter
m = 5465;
                                Masse des Schwungrades
                   %[kg]
g=9.81;
                   %[m/s^2]
                                Gravitationskonstante
                                Durchmesser der Lagerdrosselbohrung
delta=0.0005;
                   %[m]
lambda=0.1;
                   %[m]
                                Länge der Lagerdrosselbohrung
H=3;
                   8[]
                                Verhältnis von Pumpendruck zu Taschendruck
n=3000;
                   %[1/min]
                                Drehzahl des Schwungrades
ksi=0.85;
                                Wirkungsgrad der Pumpe
                   8[]
                   %[kg/m^3]
rho0=0.87e3;
                                Dichte von HLP-Öl bei Umgebungsdruck
E=2e9;
                   %[Pa]
                                mittlerer Kompressionsmodul
ny=18;
                   %[mm^2/s]
                                dynamische Viskosität
ra=0.04:0.005:0.125
                                  %[m]
                                          Lageraußenradius
rhol=[0.1:0.05:0.95 0.975 0.99]
                                          Verhältnis von Taschenradius zu
                                 8[]
                                          Lageraußenradius
                                  õ
% Beginn der Berechnung
for j=1:length(ra)
  for i=1:length(rhol)
      % Druck in der Lagertasche
      pt(i)=2*log(1./rhol(i))./(pi*(1-rhol(i).^2)*ra(j).^2)*m*g;
      % Versorgungsdruck
      pz(i)=H*pt(i);
      % dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck
      eta0=ny*1e-6*rho0; %[Pa*s]
      % dynamische Viskosität bei Taschendruck
      eta=eta0*exp(3.5e-9*(pt(i)-1e5));
                                         %[Pa*s]
      % Lagerspalt
      h(i,j)=(delta^4/(lambda*(64/(3.*log(1/rhol(i))*(H-1))))).^(1/3);
      % Reibleistung im Lager
      Pf(i,j)=pi/2*(1-rhol(i).^4)*eta*(pi/30*n)^2*ra(j).^4./h(i,j);
      % Pumpenleistung
      Pp(i,j)=2*log(1./rhol(i))*(m*g)^2*h(i).^3*H./...
                         (3*pi*(1-rhol(i).^2).^2*eta*ra(j).^4*ksi);
  end
end
% graphische Ausgabe der Ergebnisse
set(gcf,'paperunits','centimeters','Papertype','a4letter',...
                                                'units', 'centimeters')
% zeichnet ein Netz über der xy-Ebene, dessen Höhe dem Leistungsaufwand
% entspricht
mesh(ra,rhol,(Pf+Pp)/1000)
% Ansichtswinkel
view([30,30])
```

### 12.2 SIMULINK-Blöcke



Bild 47: Block "Drehzahlbegrenzung"



Bild 48: Block "Umrichter"



Bild 49: Block "Elektrische Maschine"

## 12.3 Simulationsergebnisse



- 132 -

### 12.4 Konstruktionszeichnungen



Bild 51: Durch einfache geometrische Formen angenäherte Scheibe gleicher Festigkeit



Bild 52: Zusammenstellungszeichnung der Schwungradenergiespeicheranlage

т