

# HOCHLEISTUNGS-SCHWUNGMASSENSPEICHER MIT SUPRALEITENDER LAGERUNG – ENTWURFSBETRACHTUNGEN

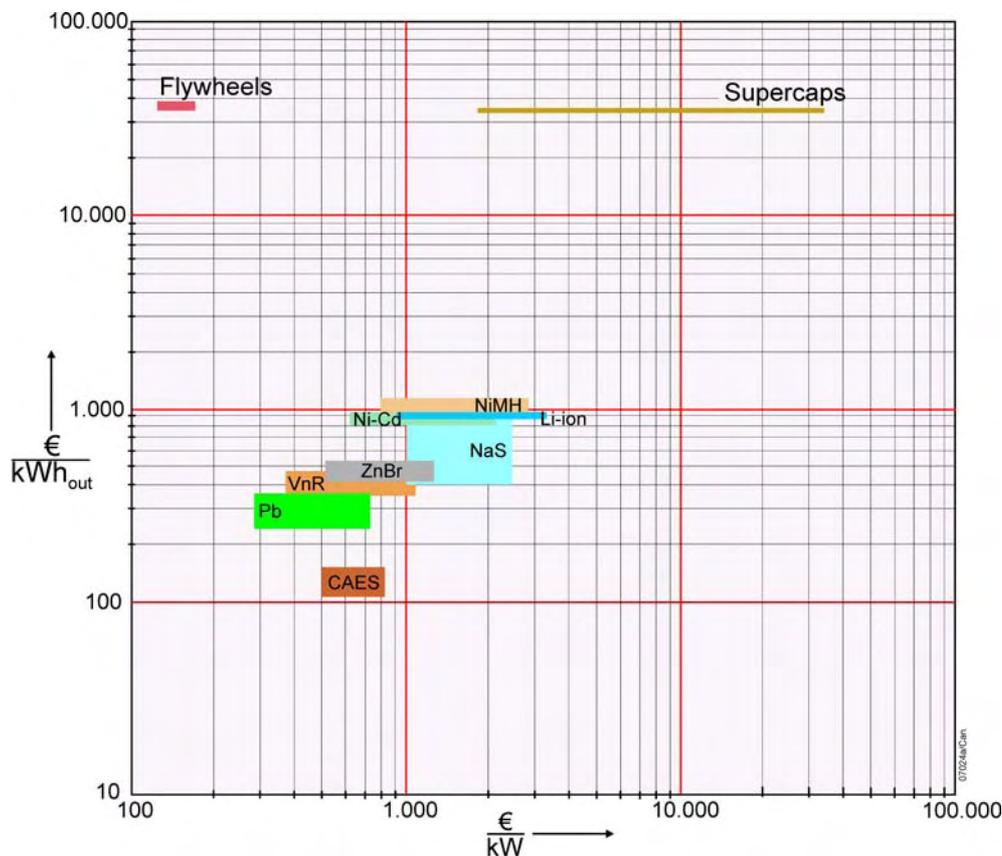
W.-R. Canders, J. Hoffmann, P. Hoffmann, H. May (IMAB)

D. Roestermundt (DLR, Braunschweig)

H. Walter, J. Bock (Nexans Superconductors)

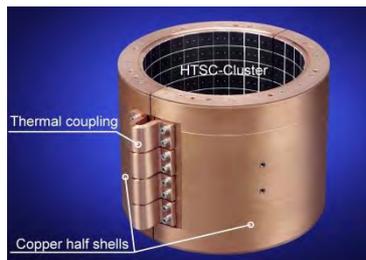
(Kurzfassung des Beitrages zur EESAT 2007, 23.09. - 26.09.2007, San Francisco, USA)

Schwungmassenspeicher gestatten eine nahezu freie Kombination von Energiewandler, Speichermasse und Lagerung. Dadurch können sie flexibel ausgelegt und an unterschiedliche Anforderungen und Betriebsweisen angepasst werden. Jedoch sollten Schwungmassenspeicher immer als typische Kurzzeitspeicher mit hoher spezifischer Leistung bemessen werden. Dies spiegelt sich auch in den Modellkalkulationen der Investitionskosten für Energiespeicher bezogen auf den Netzanschluss wider, die zeigen, dass bei Schwungmassenspeichern Leistung vergleichsweise günstiger als bei Batterien zu bekommen ist, Energie jedoch teurer bezahlt werden muss (**Bild 1**).



**Bild 1:** Spezifische Kosten von Energiespeichersystemen (exemplarisch für komplette Speichersysteme mit  $P_N = 1 \text{ MW}$ )

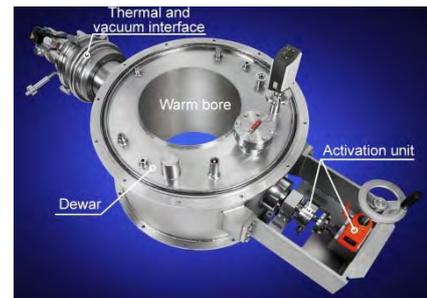
Wenn der Schwingmassenspeicher auf berührungsfreien HTSL-Lagern (Superconducting magnetic bearing, SMB) läuft, beeinflussen die Lagereigenschaften den Entwurf des Speichers in erheblichem Umfang. Das SMB bietet einzigartige Eigenschaften hinsichtlich inhärenter Stabilität und Verschleißfreiheit, wobei die gleiche Betriebssicherheit wie mit anderen passiven Lagern erreicht werden kann, solange die Lasten innerhalb der Designgrenzen des Lagers bleiben. Diese positiven Eigenschaften konnten mit einem Versuchslager von 5000 N Tragkraft nachgewiesen werden, das in Zusammenarbeit mit der Siemens AG und Nexans Superconductors entwickelt und erprobt wurde (**Bilder 2, 3, 4** [1]).



**Bild 2:** Kupferhalbschalen mit HTSL Monolithen bestückt

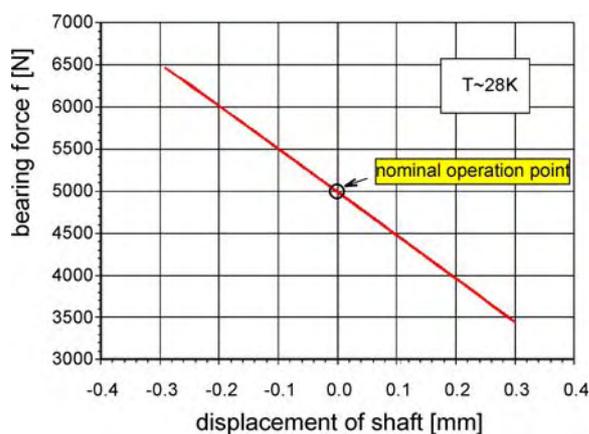


**Bild 3:** Rotor mit NdFeB Magneten, stabilisiert durch CFK Bandagen

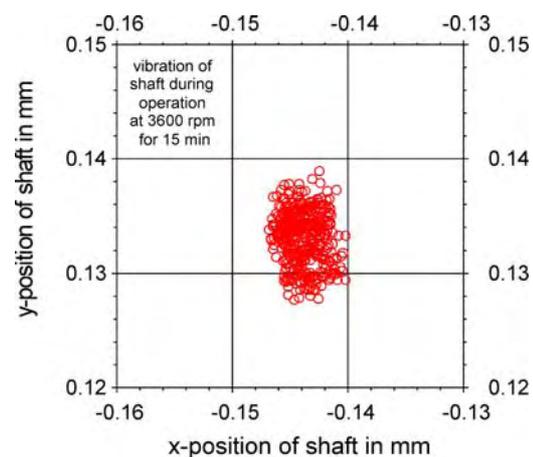


**Bild 4:** Dewar mit Kaltkopf und Aktivierungseinrichtung

Die Messergebnisse zeigten eine lineare Steifigkeit mit vernachlässigbarer Hysterese (**Bild 5**). Nach Durchfahren der kritischen Drehzahl zeigte sich ein sehr ruhiger Lauf des nicht ausgewuchteten Rotors innerhalb eines Rotororbits von 10  $\mu\text{m}$  (**Bild 6**). Die hohe Qualität der thermischen Isolierung ermöglichte eine Notlaufzeit von mehr als 3 Stunden nach Abschalten der Kühlung, bis die kritische Temperatur der Supraleiter erreicht wurde. Damit steht genügend Zeit zur Verfügung, um bei lang dauernden Fehlern die Anlage geordnet herunterzufahren.



**Bild 5:** Messung der statischen Steifigkeit ( $n=0$ )

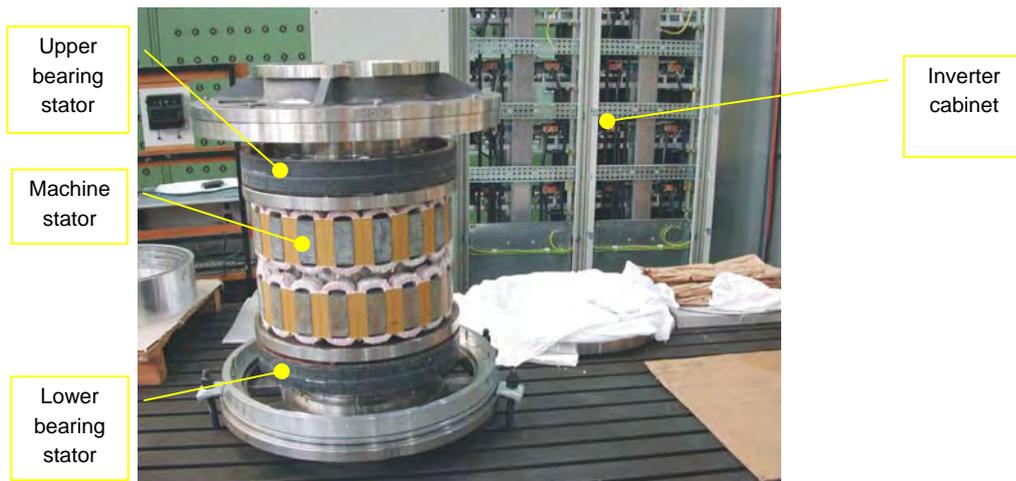


**Bild 6:** Rotorposition bei 3600 rpm (ungewuchtet)

Sogar eine Berührung der Ausschlagbegrenzer gefährdet die Stabilität des Lagers nicht. Nach Verschwinden der Störung kehrt das Lager in den stabilen Zustand zurück. Erfahrungsgemäß ist dies mit aktiven Magnetlagern (AMB) nicht möglich, besonders wenn das Lager durch

EMV-Effekte oder Sensorfehler gestört wird. Dadurch sind HTSL-Lager besonders für Rotoren mit vergleichsweise großem Energieinhalt, wie z. B. Schwungmassenspeicher, besonders gut geeignet.

Für den "DynaStore" Speicher (gefördert durch das BMWi, FKz 0327305 I ) mit 2 MW Leistung und 10 kWh Energieinhalt wurde eine Konstruktion gewählt, bei der die elektrische Maschine und die Lagerung in die Nabe des Rotors integriert wird. Der Rotor dreht sich dabei um eine zentrale Stützstruktur, die mit dem Vakuumkessel fest verankert ist (**Bilder 7 und 8**). Wie die folgenden Überlegungen zeigen, ist diese Bauweise auch hinsichtlich der rotordynamischen Eigenschaften zweckmäßig.



**Bild 7:** Testaufbau des Motors und der HTSL-Lager auf der zentralen Stützstruktur für die Inbetriebnahme unter 1 bar Bedingungen

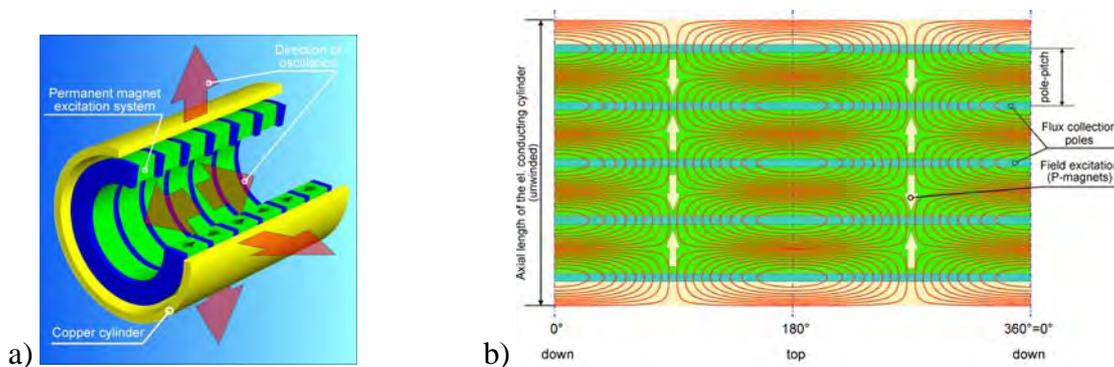


**Bild 8:** Vakuumbehälter und wichtige Rotorteile vor dem Zusammenbau

Zum Durchfahren der kritischen Drehzahlen und zur Beherrschung der Exzentrizitätskräfte der elektrischen Maschine ist eine Mindestdämpfung erforderlich. Dies erfordert zusätzliche Dämpfereinrichtungen, da die Supraleiter selbst infolge ihrer hohen Materialqualität praktisch keine inhärente Dämpfung besitzen. Wie Simulationsrechnungen zeigen, ist hierfür ein Lehrsches Dämpfungsmaß von ca. 3% ausreichend.

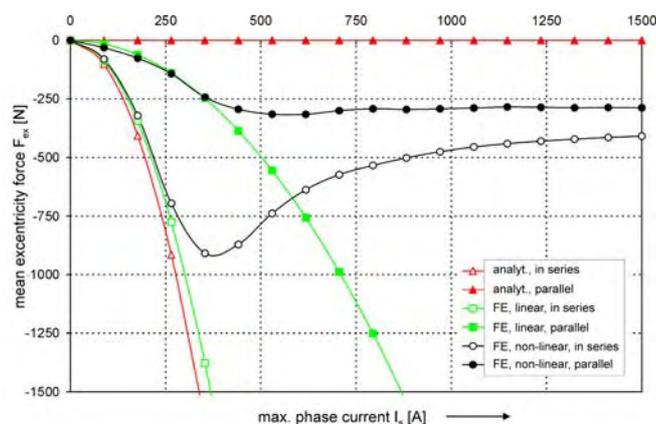
In den meisten Veröffentlichungen über HTSL-Lagerungen wurde die Dämpfung bisher vernachlässigt. Jedoch sind hydraulische oder Reibungsdämpfer in einem berührungsfreien Lager und zudem unter Vakuumbedingungen nicht anwendbar. Deshalb wurden am IMAB unterschiedliche Dämpfereinrichtungen untersucht und erprobt. Diese basieren auf Wirbelstromeffekten und weisen eine ähnliche Konstruktion wie die des supraleitenden Lagers auf. Deshalb lassen sie sich gut in das Lager (**Bild 9**) oder die elektrische Maschine integrieren.

Die Bedämpfung der Rotorextrizität wurde mit einer nichtlinearen Rechnung unter Berücksichtigung der Sättigung des Eisenkreises für eine geschaltete Reluktanzmaschine bestimmt und ist exemplarisch in **Bild 10** dargestellt [3].



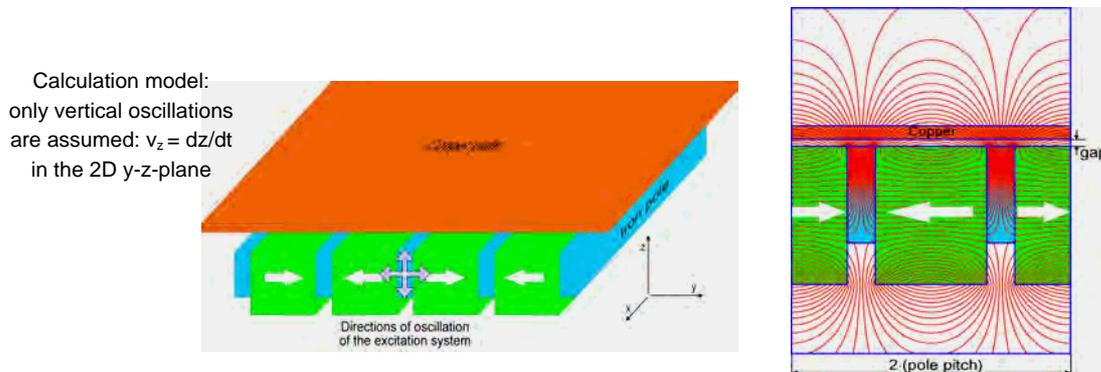
**Bild 9:** a) Prinzipieller Aufbau eines Dämpfers aus Kupferzylinder und Flusskonzentratorpolen

b) Wirbelstromverteilung im Dämpferzylinder (abgewickelt)



**Bild 10:** Bedämpfung der Exzentrizitätskräfte durch parallele Wicklungswege. Die nicht-lineare Rechnung ist durch die schwarzen (Parallelschaltung) und weißen (Reihenschaltung) Punkte gekennzeichnet

Für die Berechnung des Wirbelstromdämpfers genügt eine quasistationäre komplexe Feldberechnung. Die elementaren Entwurfsabhängigkeiten lassen sich aus einer zweidimensionalen numerischen Rechnung in kartesischen Koordinaten ableiten (**Bild 11**).

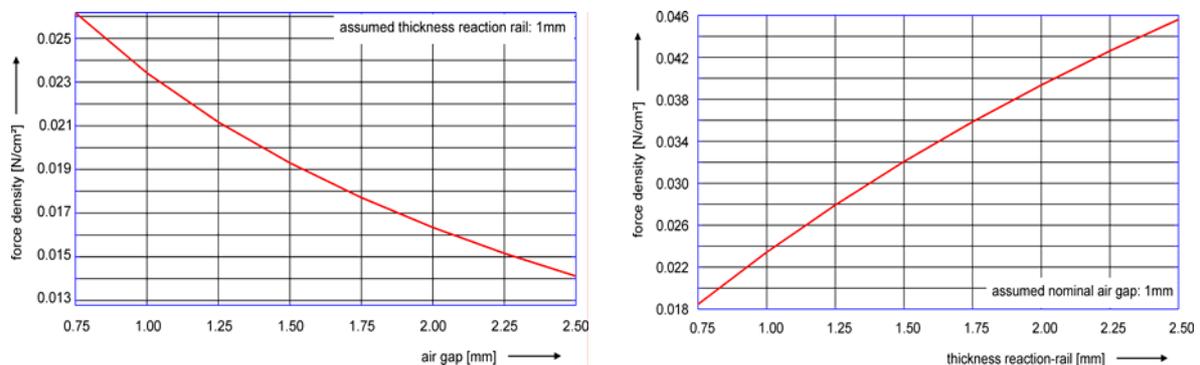


**Bild 11:** Entstehung der Dämpferkraft  $F = k \cdot dz/dt$

Die Dämpferkraft entsteht als Lorentzkraft und gehorcht der Proportionalität

$$F_z \propto \sigma \cdot v_{\max} B^2 \quad (1)$$

Für niedrige Eigenfrequenzen sind Kraft und Geschwindigkeit in Phase. Mit weiteren numerischen Rechnungen konnten die charakteristischen Kurven (**Bild 12**) für den Einfluss des Luftspaltes und der Dicke des Cu-Dämpferzylinders jeweils für die optimale Polteilung bei dem zugehörigen Luftspaltwert berechnet werden. Damit können beliebige Dämpferkonfigurationen ausgelegt werden. Die Ergebnisse wurden durch Modellmessungen validiert.



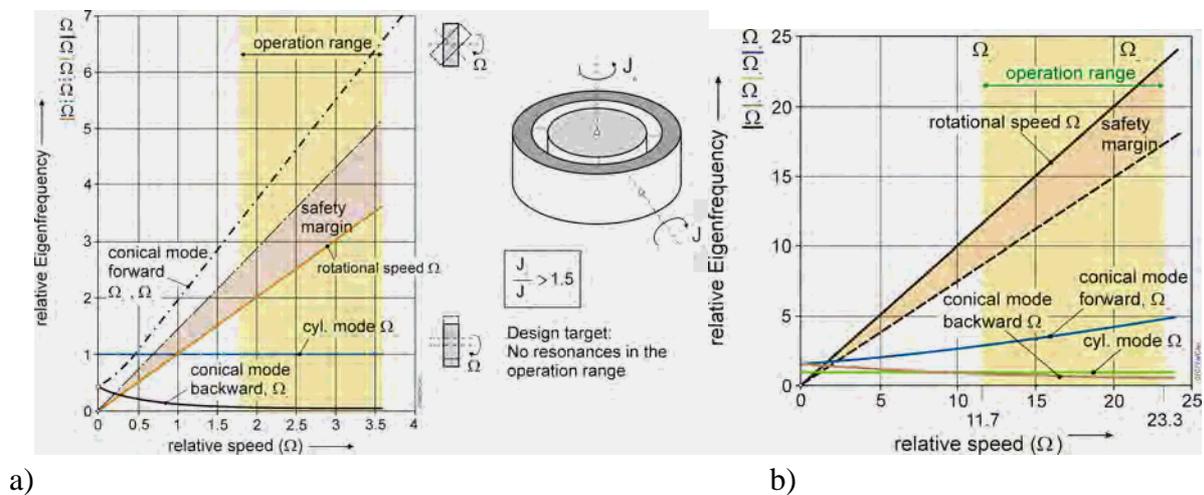
**Bild 12:** Einfluss des Luftspaltes und der Dicke des Dämpferzylinders auf die Dämpferkraft

$$(v_{z,\text{mean}} = 2/\pi \cdot \omega \Delta z_{\text{max}}; f = 13,5 \text{ Hz}; \Delta z_{\text{max}} = 0,27 \text{ mm}; \sigma_{\text{Cu}} = 50 \cdot 10^6 \text{ S/m})$$

Lagersteifigkeit und Dämpfung bilden zusätzliche Randbedingungen für den Rotorentwurf und dessen Trägheitsverteilung. Da supraleitende Lager prinzipiell weiche Lager sind, liegen die Eigenfrequenzen der Starrkörpermoden vergleichsweise niedrig und werden durch die Exzentrizitätskräfte des einseitigen magnetischen Zuges weiter reduziert [3].

Wegen der Kreiseffekte sind die Starrkörpereigenfrequenzen zusätzlich drehzahlabhängig und der konische Schwingungsmodus, bei dem sich die Kreiselachse auf einem Kegelmantel bewegt, wird in die Gleichlauf- und Gegenlaufmoden aufgespalten. Bei scheibenförmigen Läufern ist dieser Effekt besonders ausgeprägt. Die wichtigste Größe zur Beschreibung des

Rotorverhaltens ist das Verhältnis von polarem Trägheitsmoment  $J_p$  zum äquatorialen Trägheitsmoment  $J_a$ . Der Einfluss dieser Größe ist in den Campbell Diagrammen von **Bild 13** veranschaulicht.



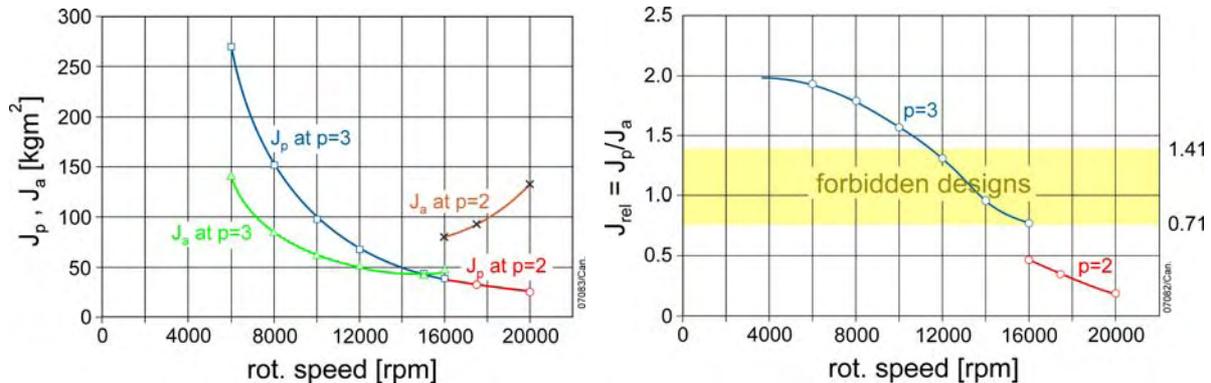
**Bild 13:** Campbell-Diagramme für einen (a) scheibenförmigen und (b) einen zylinderförmigen Rotor (Sicherheitsabstand  $\sqrt{2}$ )

Somit ist die erste Aufgabe, den Rotor so zu gestalten, dass der Betriebsdrehzahlbereich frei von den Resonanzstellen der elastischen Schwingungsmoden [2] ist. Die zweite Aufgabe besteht darin, einen ausreichenden Sicherheitsabstand zur Gleichlauf-Eigenfrequenz des konischen Starrkörpermodes zu halten, um resonanznahe Erregung zu vermeiden. Die Eigenfrequenzen des Gegenlaufes sowie des zylindrischen Modes sind möglichst schnell zu durchfahren, was i. Allg. kein unüberwindliches Problem darstellt. Dies ist sowohl mit einem scheibenförmigen als auch mit einem ausgeprägt zylindrischen Rotor möglich, bei dem zusätzlich auch noch die Resonanzstelle des Gleichlaufes durchfahren werden muss. Für Rotoren mit einem Trägheitsmomentenverhältnis um 1 ist kein stabiler Betrieb möglich (**Bild 13**), da die Gleichlauf-Eigenfrequenz stets nahe der Drehzahlgeraden liegt. Daraus folgt, dass es einen Bereich verbotener Entwürfe mit Trägheitsmomentenverhältnissen nahe  $J_p/J_a = 1$  (Kugeltensor) geben muss.

Berücksichtigt man die verhältnismäßig geringe Dämpfung, ist es ratsam, den üblichen Sicherheitsabstand von  $1/\sqrt{2}$  unterhalb und  $\sqrt{2}$  oberhalb der Eigenfrequenz des Gleichlaufmodes zu wählen. Aus den Betrachtungen zur Trägheitsmomentenverteilung folgt dann, dass es besonders bei großen Leistungen zweckmäßig ist, die elektrische Maschine in die Rotornabe zu integrieren. Die Wahl des Maschinentyps hängt weitgehend von den technischen Anforderungen wie z. B. Rotorverlusten, Bereitschaftsverlusten, Aufferregungszeit oder Wirkungsgrad ab. Mit Rücksicht auf die Bereitschaftsverluste und die Aufferregungszeit wurde im vorliegenden Fall eine geschaltete Reluktanzmaschine (Switched Reluctance Machine, SRM) in Außenläuferkonstruktion ausgewählt.

Für das Entwurfsbeispiel eines Schwingmassenspeichers mit einer Nennleistung von 2 MW und 10 kWh nutzbarem Energieinhalt bei unterschiedlichen Maximaldrehzahlen erfolgte die Auslegung in drei Schritten: Zuerst wurde die elektrische Maschine entworfen, wodurch die

Masse und die Trägheitsmomente der Maschine und der inneren Rotorkonstruktion festliegen. Im zweiten Schritt wurde der komplette Rotor entworfen und mit den Gesamtträgheitsmomenten das Campbell-Diagramm berechnet. Daraus folgte dann die Resonanzsituation während des Hochlaufes und innerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches, so dass die Zulässigkeit des Entwurfes beurteilt werden konnte. Für hohe Drehzahlen musste dabei die Polpaarzahl mit Rücksicht auf die Eisenverluste des Stators reduziert werden (Übergang von 6 auf 4 polig in **Bild 14**).



**Bild 14:** Absolute Trägheitsmomente und Trägheitsmomentenverhältnis für einen Schwungmassenspeicher mit den Nenndaten 2 MW, 10 kWh und unterschiedlichen Maximaldrehzahlen

In **Bild 14** ist die Entwicklung der Trägheitsmomente und des Trägheitsmomentenverhältnisses über der Maximaldrehzahl des Speichers dargestellt. Für eine sehr flache Scheibe geht das Trägheitsmomentenverhältnis bekanntermaßen gegen den Grenzwert 2. Es ist festzuhalten, dass sich die gewählten Sicherheitsabstände direkt im Trägheitsmomentenverhältnis abbilden.

## ZUSAMMENFASSUNG

Supraleitende Lager sind wegen ihres inhärent stabilen Verhaltens sehr gut für Rotoren mit hohem Energieinhalt geeignet, wie sie besonders bei Schwungmassenspeichern auftreten. Dies wird durch die Erfahrungen mit einem 5 kN Lager bestätigt. Andererseits weisen diese Lager geringe spezifische Steifigkeiten und eine vernachlässigbare Dämpfung auf, was besonders beim Rotorentwurf des Speichers berücksichtigt werden muss. Durch entsprechende Gestaltung der Motorwicklung und/oder zusätzliche Wirbelstromdämpfer kann für eine ausreichende Dämpfung gesorgt werden. Die Dämpfungseigenschaften elektrodynamischer Dämpfer im typischen Frequenzbereich von Hochleistungsschwungrädern wurden hierzu theoretisch und experimentell untersucht. Bereits mit einer geringen Dämpfung ist das Durchfahren der kritischen Drehzahlen der Starrkörpermoden möglich. Ein schwingungsarmer Betrieb des Speichers erfordert einen ausreichenden Abstand der Betriebsdrehzahl zur Eigenfrequenz des Gleichlaufes im konischen Starrkörpermode, wobei vorausgesetzt ist, dass die elastischen Strukturresonanzen nicht im Betriebsdrehzahlbereich liegen. Der Einfluss dieser Überlegungen auf den Speicherentwurf und die maximale Auslegungsdrehzahl wurde anhand von Entwurfsbeispielen verdeutlicht.

## LITERATUR

- [1] H. Walter, J. Bock, Ch. Frohne, K. Schippl, H. May, W.R. Canders, P. Kummeth, W. Nick, H.-W. Neumueller: *First Heavy Load Bearing for Industrial Application with Shaft Loads up to 10 kN*,  
Proc. EUCAS '05, European conference on applied superconductivity, 11. - 15.09.2005, Vienna, Austria
- [2] W.-R. Canders, F. Laube, S.O. Siems, G. Tareilus: *Dynastore – A Flywheel Energy Storage System for Power Quality Applications in the 10 kWh Class*,  
Proc. EESAT '03, Electric Energy Storage, Applications and Technology, 27. - 29.10.2003, San Francisco, Cal, USA
- [3] F. Laube, W.-R. Canders: *Compensation of unbalanced magnetic pull in switched reluctance machines using parallel pole windings*,  
ICEM '02, Int. Conference on electrical machines, 25. - 28.08.2002, Bruges, Belgium
- [4] M. Holub, R. Palka, W.-R. Canders: *Control of switched reluctance machines for flywheel energy storage applications*,  
ICEM '04, XVI. International Conference on electrical machines, 05. - 08.09.2004, Cracow, Poland