

Dissertation

**Effizienterer Einsatz von Schwungradspeichern in  
Fahrzeugen durch interdisziplinäre und  
multidimensionale Optimierung ihres Sub- und  
Supersystems**

eingereicht von

Dipl.-Ing. Armin Buchroithner



Technische Universität Graz

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Betreuer: Univ. Prof. Dr.techn. Gunter Jürgens

# Inhalt

Zusammenfassung .....	7
Abstract .....	8
Formelzeichen .....	9
Abkürzungen .....	10
1 Einleitung .....	11
1.1 Forschungsprojekte und wissenschaftliche Grundlage der Dissertation .....	13
1.1.1 Relevante Publikationen im Zuge der Dissertationstätigkeit.....	14
2 Motivation für eine holistische Betrachtung des Systems <i>Speicher-Fahrzeug-Umgebung</i> .....	15
2.1 Ausgangssituation – Europa in der Energiewende .....	17
2.2 Die Rolle des Transportsektors .....	18
2.3 Die Zukunft der Mobilität .....	19
3 Komplexität, Bedeutung und Gesamtsystemabhängigkeit der Fahrzeugbetriebsstrategie .....	21
3.1 Systembetrachtung – Fahrzeug, Fahrer und Umwelt .....	21
3.2 <i>Subsystem</i> des FESS - Definition und Beschreibung .....	22
3.2.1 Grundlagen kinetischer Energiespeicher .....	22
3.2.2 Unterscheidung nach Übertragung der gespeicherten Energie.....	24
3.2.3 Systemkomponenten eines FESS .....	27
3.3 Stand der Technik im Bereich der Schwungradspeicher.....	29
3.3.1 Bestehende Systeme - Stationäre Anlagen .....	29
3.3.2 Mobile Schwungradspeicher für Fahrzeuge .....	31
3.4 <i>Supersystem</i> eines mobilen FESS - Definition und Beschreibung .....	34
3.4.1 Fahrzeug und Fahrzeugtopologie .....	34
3.4.2 Eigenschaften des Primärtriebs.....	35
3.4.3 Eigenschaften mobiler Energiespeicher .....	36
3.4.4 Geographie, Infrastruktur und Verwendungszweck des Fahrzeugs .....	37
3.4.5 Fahrer und Energiepsychologie .....	37
4 Interaktion zwischen <i>Sub-</i> und <i>Supersystem</i> eines FESS .....	38
4.1 Beispiele der direkten Beeinflussung von <i>Super-</i> und <i>Subsystem</i> des FESS.....	40
4.2 Optimierung im <i>Supersystem</i> .....	41
4.2.1 Einfluss des Fahrzyklus auf das FESS .....	41
4.2.2 Energiebedarf des Fahrzeugs.....	42
4.2.3 Rentabilität eines FESS im Fahrzeug .....	46
5 Optimierung des Speichereinsatzes im <i>Supersystem</i> .....	48
5.1 Emotion versus Ratio - Personenkraftwagen versus Nutzfahrzeug.....	48
5.2 Aspekte des <i>Supersystems</i> von öffentlichem Nahverkehr und Nutzfahrzeugen.....	49
5.2.1 Energetische Betrachtung von Nutzfahrzeugen .....	50
5.2.2 Betriebsbedingungen für Hybridantriebe und Anforderungen an den Energiespeicher	52

5.3	Individualverkehr und Pkw .....	54
5.3.1	Aspekte des <i>Supersystems</i> Pkw.....	54
5.3.2	Fahrer und Psychologie .....	57
5.3.3	Zieleigenschaften mobiler Schwungradspeicher .....	59
5.4	Energetische <i>Threshold-Spezifikationen</i> .....	59
5.4.1	Bestimmung von energetischen <i>Threshold Kriterien</i> für FESS .....	60
5.5	Relevante Erkenntnisse der Systembetrachtung.....	62
5.5.1	Zusammenfassung - Optimierung des <i>Supersystems</i> eines FESS .....	63
5.5.2	Allgemeingültige, erstrebenswerte FESS Verbesserungen .....	63
6	Optimierung im <i>Subsystem</i> .....	64
6.1	Abweichung zwischen <i>Wunsch-</i> und <i>Ist-Eigenschaften</i> .....	64
6.1.1	Analyse von Kosten und Gewicht der Systemkomponenten zweier Prototypen.....	64
6.2	<i>Systeminterne Interdependenzen</i> - Wechselwirkungen zwischen kritischen Komponenten .	67
6.2.1	Kategorisierung der Zusammenhänge .....	68
6.2.2	Kritische Interdependenzen im <i>Subsystem</i> des FESS.....	70
6.2.3	Identifikation kritischer Komponenten.....	71
6.3	Ergebnis: Kritische Komponenten im FESS .....	72
7	Rotor.....	73
7.1	Wesentliche physikalische Zusammenhänge des FESS-Rotordesigns.....	73
7.2	Analyse bestehender Systeme / Stand der Technik .....	76
7.2.1	Schwungräder aus Faserverbundkunststoffen .....	76
7.2.2	Schwungräder aus Stahl .....	78
7.3	Anforderungen abgeleitet aus <i>Supersystem-Analyse</i> .....	80
7.4	Lösungsansatz / Fallbeispiel: Beispiel <i>CMO-Rotor</i> .....	81
7.4.1	<i>Clean Motion Offensive</i> - Das <i>CMO</i> -Rotorkonzept .....	81
7.5	Lösungsansatz / Fallbeispiel: <i>VIMS-Flywheel</i> .....	82
7.5.1	<i>Aufbau</i> des <i>VIMS</i> -Rotors .....	85
7.5.2	Bersttest des <i>VIMS-Rotors</i> .....	88
7.5.3	Zusammenfassung der Ergebnisse – Vollintegrierter Mehrscheibenrotor ( <i>VIMS</i> ).....	94
8	Gehäuse .....	97
8.1	Anforderungen abgeleitet aus <i>Supersystem-Analyse</i> .....	97
8.2	Qualitative Analyse und Übersicht bisheriger Berstversuche .....	99
8.3	Empirische Untersuchungen von Schutzgehäusen.....	101
8.3.1	<i>Aufbau</i> des Berstprüfstands.....	101
8.3.2	Methode und Versuchsablauf .....	103
8.3.3	Zusammenfassung bisheriger Ergebnisse.....	105
8.3.4	Nächste Schritte im Bereich der Gehäuseuntersuchung.....	105
9	Lagerung.....	107
9.1	Analyse bestehender Systeme und Stand der Technik .....	107

9.2	Anforderungen abgeleitet aus der <i>Supersystem-Analyse</i> .....	108
9.2.1	Ermittlung der Lagerlasten .....	108
9.3	Gyroskopische Reaktionskräfte in Schwungradspeichern .....	110
9.3.1	Das <i>Supersystem</i> der Lagerung – Analyse der Umgebungsparameter .....	110
9.3.2	Einfluss FESS-spezifischer Betriebsbedingungen auf die Lagerung .....	110
9.4	Komplexität und Bedeutung der FESS-Lagerauslegung .....	111
9.5	Bestimmung gyroskopischer Lagerlasten.....	112
9.5.1	Schritt 1: Analytische Abschätzung .....	113
9.5.2	Schritt 2: Numerische Simulation .....	115
9.5.3	Schritt 3: Empirische Verifikation.....	119
9.5.4	Conclusio bezüglich gyroskopischer FESS-Lagerlasten.....	121
9.6	Unwuchtkräfte in Schwungradspeichern.....	122
9.6.1	Wuchten und Wuchtmöglichkeiten am Fallbeispiel <i>VIMS</i> -Rotor .....	123
9.7	Nachgiebige Lagersitze für Wälzlager in FESS .....	131
9.7.1	Fallbeispiel <i>CMO</i> -Lagerung.....	132
9.7.2	Untersuchung alternativer Lagersitzkonzepte - Praxisbeispiel <i>LESS</i> .....	133
10	Stationäre FESS – eine Chance „abseits des Automotive-Sektors“ .....	139
10.1	Verringerung des Verlustmoments von FESS-Lagern .....	139
10.1.1	Lagerkonzepte für stationäre Schwungradspeicher .....	139
10.2	Lasten und Reibungsverluste in Wälzlagern für FESS-Anwendungen.....	140
10.2.1	Lagerlasten von stationären Schwungradspeichern.....	140
10.2.2	Analytische Bestimmung des Verlustmoments .....	141
10.3	Lagerlastreduktion bei Schwungradspeichern mit Wälzlagern .....	142
10.3.1	Reduktion der Axiallasten .....	142
10.4	Reduktion der Radiallasten.....	145
10.4.1	Lagersitz aus Gussilikon .....	145
10.4.2	Nächste Schritte der Untersuchung von Low-Loss FESS-Lagern .....	149
11	Zusammenfassung und Ausblick.....	150
	Literaturverzeichnis.....	152

**Eidesstattliche Erklärung**

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

Graz, am .....

.....

(Unterschrift)

**Statutory Declaration**

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Date .....

.....

(signature)

## Danksagung

Mein besonderer Dank gilt **Professor Gunter Jürgens**, der mich bereits bei der Durchführung meiner Diplomarbeit auf die Wichtigkeit der Analyse bestehender Systeme hingewiesen hat, und mir und meiner Arbeitsgruppe während seiner Führung des Instituts stets die Möglichkeit gegeben hat uns uneingeschränkt mit den technischen Problemen der Schwungradtechnologie zu beschäftigen.

Eine besonders wichtige Rolle spielte in diesem Zusammenhang auch **Assoc. Prof. Michael Bader**, ohne dessen umfangreiche Unterstützung und permanente Einbringung von Know-how die Durchführung der zahlreichen empirischen Untersuchungen, welche Kern dieser Arbeit darstellen, nicht möglich gewesen wäre.

Für die direkte und indirekte Mitarbeit an Projekten, deren Inhalte auch in dieser Arbeit diskutiert werden, möchte ich mich bei folgenden Personen herzlichst bedanken:

- **Peter Haidl** für den grenzenlosen Idealismus in Bezug auf den Aufbau der Forschungsgruppe rund um den Themenkreis Schwungradspeicher sowie seine wertvollen Inputs bezüglich der Untersuchung von Wälzlagern im Grenzbereich des technisch Machbaren.
- **Hannes Wegleiter** und **Bernhard Schweighofer** für die exzellente und mittlerweile mehrere Jahre andauernde Kooperation mit dem *Institut für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung*.
- **Christoph Birgel, Stefan Burgholzer, Thomas Czerwinka, Roland Rieger, Thomas Atzlinger** und **Martin Jungreithmair** für die Unterstützung bei Entwurf und Inbetriebnahme des Prüfstandes zu empirischen Untersuchung von Berstgehäusen.
- **Clemens Voglhuber** für seine engagierte Mitarbeit bei der Untersuchung des Verlustmoments von Wälzlagern für Schwungradspeicher.
- **Alexander Haan** und **Rupert Preßmair** für ihren Einsatz während der Machbarkeitsstudie eines Schwungradspeichers für Photovoltaikanlagen.
- **Thomas Muraier**, der wichtige Ergebnisse betreffend das thermische Verhalten von Wälzlagern im Vakuum beigesteuert hat.
- **Alexander Ott, Emanuel Watschinger, Markus Perwein** für ihren hochmotivierten und spontanen Einsatz bei Aufbau, Betrieb und Wartung diverser Sonderprüfstände.

Ich möchte mich herzlichst bei **meinen Eltern Barbara und Manfred** bedanken, die mir diese exzellente Ausbildung und somit den Luxus ermöglicht haben mich akademischen Fragestellungen im Sinne tieferer Forschung widmen zu können. Auch **meiner Lebensgefährtin Melanie**, die mich selbst während ihres Forschungsaufenthalts an der University of California in Berkeley stets ermutigt hat, die Fertigstellung dieser Arbeit konsequent zu verfolgen.

## Zusammenfassung

Das Speichern von Energie muss als größte technologische Herausforderung des beginnenden 21. Jahrhunderts angesehen werden und spielt eine zentrale Rolle in der Dekarbonisierung unserer Gesellschaft. Effiziente Energiespeicher sind nicht nur für den Umstieg auf erneuerbare, volatile Energiequellen unerlässlich, sondern sind auch Schlüsselement sämtlicher mobiler Anwendungen, wobei ihnen im Zusammenhang mit der nachhaltigen Mobilität eine ganz besondere Bedeutung beigemessen werden muss.

Die vorliegende Dissertation behandelt die Optimierung von Schwungradenergiespeichern (Englisch: *Flywheel Energy Storage Systems*, FESS) in Fahrzeugen als Alternative zu konventionellen Lösungen wie chemische Batterien oder Kondensatoren. Trotz der vermeintlichen Einfachheit des physikalischen Prinzips, nämlich der Speicherung von Energie in kinetischer Form, sind bis dato kaum erfolgreiche, serienreife Lösungen am Markt verfügbar.

Im ersten Teil der Arbeit, der *Supersystem-Analyse*, werden Schwungradspeicher durch einen holistischen Ansatz im globalen Kontext bewertet. Äußere Einflüsse wie Fahrzeug, Fahrer, Betriebsstrategie und Umgebung, bis hin zu sozio-psychologische Aspekte werden im Hinblick auf ihre Wechselwirkung mit dem eigentlichen Speicher analysiert. Daraus werden nicht nur optimale Einsatzszenarien für FESS abgeleitet, sondern auch die für einen Markterfolg relevanten Entwicklungsziele definiert. Die *Supersystem-Analyse* stützt sich dabei auch auf eine detaillierte Untersuchung von über 50 historischen Schwungrad-Fahrzeugkonzepten, die im Zuge einer umfangreichen Literaturrecherche zur Evaluierung des Stands der Technik ermittelt wurden.

Auf Basis der im Zuge der *Supersystem-Analyse* eruierten technisch-energetischen spezifischen Zieleigenschaften von Schwungradspeichern folgt im zweiten Teil eine detaillierte Betrachtung des *Subsystems* von FESS. Es werden jene kritischen Komponenten innerhalb des FESS identifiziert, welche für das Erreichen dieser Wunschspezifikationen verantwortlich sind. Unter dem Gesichtspunkt maximaler Kostenreduktion werden konkrete technische Lösungen für die Optimierung der Schlüsselkomponenten diskutiert und deren Eignung durch empirische Untersuchungen validiert. Der Fokus liegt dabei klar auf der Optimierung von *Gehäuse*, *Lagerung* und *Rotor*, wobei zu jedem der drei Baugruppen praxisrelevante Fallbeispiele anhand von zwei im Zuge der Dissertation konstruierter Prototypen gegeben werden.

Abschließend wird ein alternatives, stationäres FESS-Konzept präsentiert, welches die spezifischen Probleme mobiler Schwungradspeicher größtenteils umgeht, aber dennoch einen Beitrag zur nachhaltigen Mobilität zu leisten vermag.

## Abstract

The storing of energy must be considered one of the most important technological challenges of the beginning 21st century and plays a vital role in the decarbonization of our society. Efficient energy storage systems are not only indispensable for the transition to renewable, volatile energy sources, but are also key elements of any mobile application, in particular when it comes to sustainable transportation.

The dissertation at hand deals with the optimization of flywheel energy storage systems (FESS) in vehicles as an alternative to conventional solutions such as chemical batteries or capacitors. Despite the alleged simplicity of the physical principle (i.e. the storing of energy in kinetic form), successful solutions, which are ready for serial production are scarce.

In the first part of this work, the *supersystem analysis*, FESS are evaluated using a holistic approach. Outer influencing parameters like vehicle, driver, operating strategy, environment and even social/psychological phenomena are analyzed regarding their interactions with the storage system itself. As a consequence, not only ideal applications of FESS are derived, but also target properties, which ensure successful market penetration are defined. The supersystem analysis is backed by a detailed investigation of over 50 historical flywheel vehicle concepts, which are the result of a detailed literature research and evaluation of the state of the art.

Based on the technical and energetic target properties that were determined in the *supersystem analysis*, the second part of this work represents an in-depth examination of the FESS's *subsystem*. The components, which play a critical role in achieving these desired properties are identified. Aiming at maximum cost reduction, concrete technical solutions for the optimization of the key components are presented and their suitability is validated by empirical tests. The focus is clearly set in the improvement of housing, bearing system and rotor. Relevant case studies for each component are discussed based on two full scale prototypes that were developed within this dissertation.

Concluding this dissertation, an alternative stationary FESS concept is presented, which avoids the specific problems of automotive flywheels to a vast extent, but is still capable of contributing significantly to sustainable transportation.

## Formelzeichen

<b>Symbol</b>	<b>Bezeichnung</b>	<b>Einheit</b>
$A$	Fläche	$m^2$
$c_w$	Spezifischer Luftwiderstandsbeiwert	-
$E$	Elastizitätsmodul	$N/m^2$
$E_k$	Kinetische Energie	Joule
$E_p$	Potentielle Energie	Joule
$F_a$	Axialkraft	N
$F_{Bed}$	Bedarfskraft	N
$F_{Luft}$	Luftwiderstand des Fahrzeuges	N
$f_R$	Rollreibungskoeffizient	-
$F_r$	Radialkraft	N
$F_{Rad}$	Rollwiderstand des Rads	N
$F_{Steig}$	Steigungswiderstand des Fahrzeuges	N
$g$	Gravitationskonstante	$m/s^2$
$G$	Wuchtgüteklasse	Mm/s
$H$	Drehimpuls	$kg \cdot m^2/s$
$\Delta H$	Höhendifferenz	m
$h_0$	Ausgangshöhe	m
$i$	Übersetzung eines Getriebes	-
$I$	Trägheitsmoment	$kg \cdot m^2$
$K_{dyn}$	Dynamikkennzahl eins Fahrzyklus	-
$K_{Shape}$	Formfaktor des Schwungrades	-
$L$	Länge	m
$m$	Masse	kg
$m^*$	Verallgemeinerte Masse	kg
$M_K$	Gyroskopisches Moment	Nm
$M_R$	Verlustmoment eines Wälzlagers	Nm
$n_{zul}$	Maximale Grenzdrehzahl	UpM
$P$	Äquivalente Lagerlast	kN
$r$	Radius (allgemein)	m
$R$	Äußerer Radius	m
$R_{0,2}$	Streckgrenze	$N/mm^2$
$R_m$	Zugfestigkeit	$N/mm^2$
$s^*$	Schlupf des Rads	-
$u$	Unwuchtmasse	g
$U$	Unwucht	$g \cdot mm$
$v$	Geschwindigkeit	m/s
$v_0$	Ausgangsgeschwindigkeit	m/s
$w$	Auslenkung	m
$W_{Bed}$	Bedarfsenergie	Joule
$W_{Rück}$	Rückgewinnbare Energie	Joule
$x$	Weg	m

<b>Symbol</b>	<b>Bezeichnung</b>	<b>Einheit</b>
$\alpha$	Rotation um die Y-Achse des Fahrzeugs (Nicken)	rad
$\alpha_s$	Steigungswinkel	°
$\beta$	Rotation um die Y-Achse des Fahrzeugs (Nicken)	rad
$\gamma$	Rotation um die Z-Achse des Fahrzeugs (Gieren)	rad
$\gamma_k$	Winkel um die Rotationsachse des FESS	rad
$\lambda$	Drehmassenfaktor	-
$\lambda_j$	Eigenwert der transzendenten Gleichung	-
$\mu$	Querkontraktionszahl	-
$\mu(x)$	Massenbelegung	Kg/m <sup>2</sup>
$\rho_L$	Luftdichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_{max}$	Maximalspannung	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_r$	Radialspannung	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_t$	Tangentialspannung	N/mm <sup>2</sup>
$\Phi_{ish}$	Korrekturfaktor Schmierfilmdicke	-
$\Phi_{rs}$	Einflussfaktor Schmiermittelverdrängung	-
$\omega_j$	Eigenkreisfrequenz	Hz

## Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bezeichnung</b>
<i>ASM</i>	Asynchronmaschine
<i>ATTB</i>	Advanced Technology Transit Bus
<i>CFK</i>	Carbon Fiber Komposite
<i>CMO</i>	Clean Motion Offensive
<i>CVT</i>	Continuously Variable Transmission
<i>E3oN</i>	Effizienter elektrischer Energiespeicher für den öffentlichen Nahverkehr
<i>EMT</i>	Institut für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung
<i>EV</i>	Electric Vehicle
<i>FESS</i>	Flywheel Energy Storage System
<i>FFG</i>	(Österreichische) Forschungsförderungsgesellschaft
<i>FTP</i>	Federal Test Procedure
<i>GRM</i>	Geschaltete Reluktanzmaschine
<i>IME</i>	Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik
<i>KERS</i>	Kinetic Energy Recovery System
<i>LESS</i>	Lebensdauererhöhung von Schwungrad-Speichersystemen
<i>NASA</i>	National Aeronautics and Space Administration
<i>NEDC</i>	New European Driving Cycle
<i>Nfz</i>	Nutzfahrzeug
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>PMS</i>	Permanenterregte Synchronmaschine
<i>PTO</i>	Power Take-Off (Zapfwelle)
<i>PV</i>	Photovoltaik
<i>Ref.</i>	Referenz (Literaturquelle)
<i>TUG</i>	Technische Universität Graz
<i>USV</i>	Unterbrechungsfreie Stromversorgung
<i>VIMS</i>	Vollintegrierter Mehr-Scheiben Aufbau
<i>VKM</i>	Verbrennungskraftmaschine
<i>WLTP</i>	Worldwide Harmonized Test Procedure

# 1 Einleitung

Im Jahr 1973 bekamen die westlichen Industriestaaten die uneingeschränkte Abhängigkeit von nahöstlichen Ölimporten erstmals schmerzhaft zu spüren. Die amerikanische Beteiligung am vierten arabisch-israelischen Krieg führte zu einem Ölboykott, welcher die gesamte Welt überraschte und in weiterer Folge eine Vielzahl von Initiativen zur Untersuchung und Förderung alternativer und erneuerbarer Energiequellen auslöste. Im November 1974 wurde die *Internationale Energieagentur* (IEA) unter U.S. Präsident Jimmy Carter gegründet, welche ein Startbudget von 25 Mrd. U.S. Dollar erhielt [1]. Doch nur kurze Zeit darauf, im Jahr 1979, als Ayatollah Khomeini zur iranischen Revolution aufrief und damit das zweite Ölembargo auslöste, schien die westliche Welt ähnlich überrascht und schlecht vorbereitet wie nur fünf Jahre zuvor.

Mehr als 35 Jahre sind seither vergangen, und trotz aller Klimakonferenzen und Absichtserklärungen der Industrienationen (wie z.B. dem Kyoto-Protokoll) hat sich das globale Verkehrsbild bzw. unser Energiekonsum kaum verändert. Ganz im Gegenteil: Die immer mächtiger werdenden Schwellenländer wie Indien, und vor allem China streben mit gewaltigem Energiehunger dem Zugang zu den größten verbleibenden Erdöl- und Erdgasreserven des Planeten entgegen. Aber ganz gleich, ob der „peak oil“ bereits erreicht wurde, oder sich die Analysten geirrt haben und die Vorkommen doch noch etliche Jahrzehnte reichen: Das Verbrennen von fossilen Energieträgern und der damit verbundene CO<sub>2</sub>-Ausstoß haben bereits jetzt zu einer Klimaveränderung geführt, welche verheerende Folgen für den gesamten Planeten haben [2].

Aber kann die technische Wissenschaft diese Probleme durch Steigerung der Energieeffizienz lösen? In wie weit könnten effiziente Energiespeicher wie das in dieser Arbeit im Detail diskutierte Schwungrad zur einer Verbesserung der Situation beitragen?

„Der erste Schluck aus dem Becher der Wissenschaft macht atheistisch, doch am Grunde des Bechers wartet Gott“, lautet ein Zitat des berühmten österreichischen Quantenphysikers *Erwin Schrödinger*. Etwas weniger dramatisch, aber meist ähnlich irreführend gestaltet sich für viele Techniker der erste Kontakt mit dem Schwungradspeicher. Die charmante Einfachheit des zugrundeliegenden physikalischen Prinzips und die lange Liste an theoretischen Vorteilen gegenüber chemischen Energiespeichern verleiteten in den 60er und 70er Jahren des zwanzigsten Jahrhunderts etliche Wissenschaftler dazu, das Schwungrad als „Allheilmittel“ gegen steigende Energiepreise und das Fehlen mobiler Speicher beinahe prophetenhaft anzukündigen. Zahlreiche populärwissenschaftliche Zeitschriften propagierten in dieser „goldenen Ära“ der Schwungradspeicher, welche ihren Höhepunkt während der beiden schon erwähnten Ölkrisen 1973 und 1979 erlebte, teils fragwürdige Anwendungen dieser Speichertechnologie, wie Abbildung 1 auf unterhaltsame Weise darstellt.



Abbildung 1: Bizarre Anwendungen von „Super Flywheels“ aus einem populärwissenschaftlichen Magazin, 1970 [3].

Aber welche wissenschaftlichen Ziele und technische Eigenschaften müssen de facto erreicht werden, um dieser Technologie zu einem endgültigen Durchbruch und tatsächlichem Markterfolg zu verhelfen? Welche Anwendung ist die vielversprechendste und lohnendste? Findet der Schwungradspeicher sein Zuhause im Rennsport, wo bereits im Jahr 2008 namhafte Rennställe in den Königsklassen *Formel 1* und *Les Mans* etliche Erfolge einfahren konnten? Wird er zum luxuriösen Add-On für hochmotorisierten Oberklasse SUVs, das dem zahlungskräftigen Käufer scheinheilig den grünen Mantel der Bremsenergieerückgewinnung umhängt? Oder bleibt der vielzitierte *Oerlikon Gyrobus* aus dem Jahr 1955,

der als modernisierte Neuauflage der Firma *GKN* auf Londons Straßen neuerdings für Aufregung sorgt, der Prototyp einer idealen Anwendung?

→ Um all diese Fragen zu beantworten reicht eine isoliert-technische Betrachtung des Schwungrads an sich nicht aus, weshalb die vorliegende Dissertation einen holistischen Ansatz verfolgt, der weit über die Optimierung einiger weniger Komponenten des Speichers hinausgeht.

Für den Leser öffnet sich – wie in Abbildung 2 dargestellt - der Blickwinkel ausgehend vom Schwungradspeicher per se, und eine Analyse des *Supersystems*, welche versucht die komplexen Zusammenhänge zwischen Energiespeicher, Fahrzeug und Umgebung zu untersuchen, führt zur Ermittlung erstrebenswerter Spezifikationen und Zieleigenschaften des Speichers. Danach wird der Leser von der obersten hierarchischen Ebene hinabgeführt in das *Subsystem*, zu Betrachtungen mit hohem Detailgrad, wo kritische Komponenten und deren systeminterne Interdependenzen eruiert werden. Den wissenschaftlichen Kern der Arbeit stellt die empirische Untersuchung und detaillierte Schilderung praktischer Lösungsansätze im Bereich des *Rotordesigns*, des *Lagerkonzeptes* und der *Schutzgehäuse* dar.

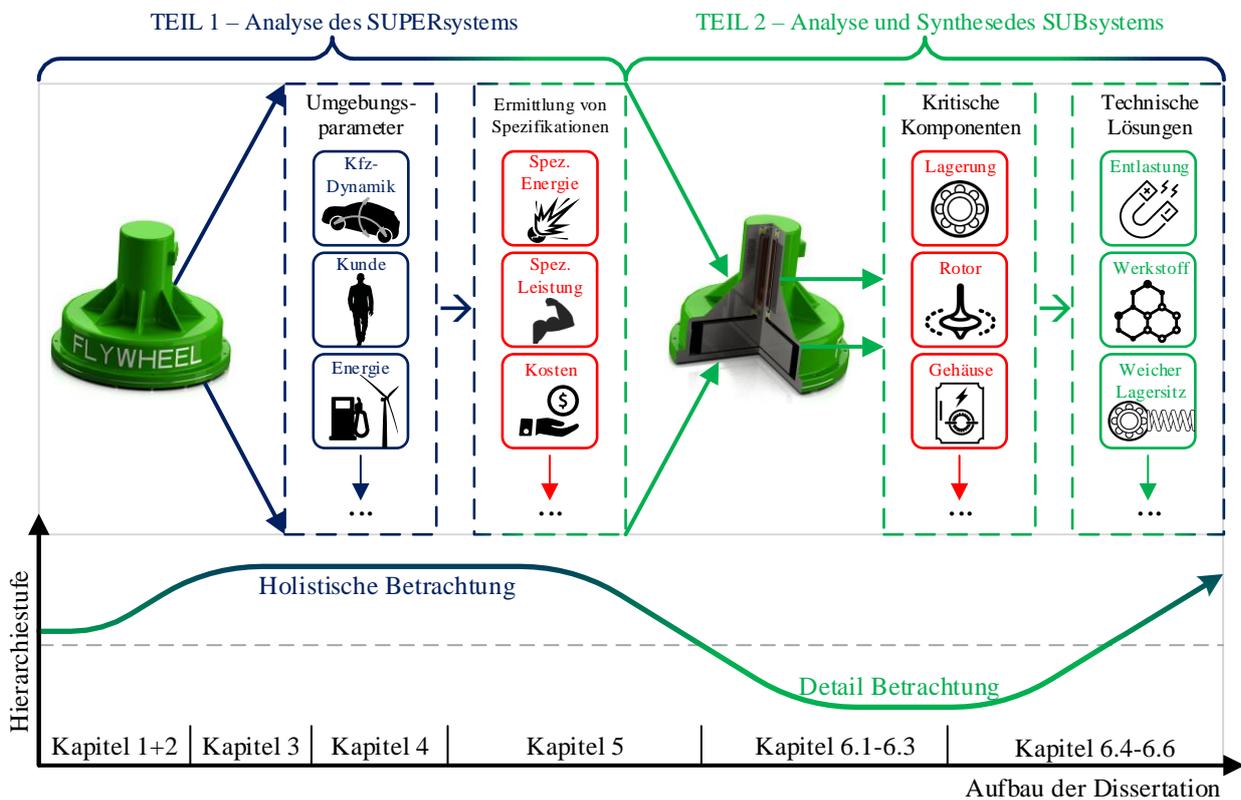
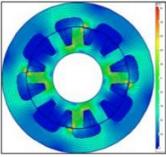
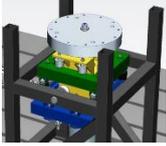
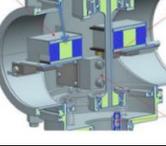
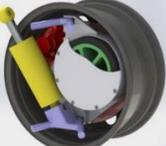
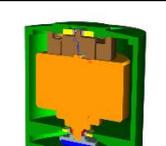


Abbildung 2: Aufbau der Dissertationsschrift aus Sicht des Lesers.

## 1.1 Forschungsprojekte und wissenschaftliche Grundlage der Dissertation

Während der Beschäftigung des Autors am *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* zwischen 2011 und 2016 wurden einige Forschungsprojekte rund um den Themenkreis Schwungradspeicher durchgeführt, welche nicht nur den Großteil der wissenschaftlich-technischen Grundlage für die vorliegende Dissertation darstellen, sondern auch in die Gründung der Arbeitsgruppe „Kinetische Energiespeicher und schnelldrehende Maschinen“ des Instituts mündeten. Eine Übersicht der Projekte und deren relevante Inhalte wird in Tabelle 1 gegeben.

**Tabelle 1: Übersicht der von 2011 bis 2016 durchgeführten dissertationsrelevanten Forschungsprojekte.**

Projekttitle	Kürzel	Bild	Konsortium	Relevante Inhalte	Finanzierung
Effizienter elektrischer Energiespeicher für den öffentlichen Nahverkehr	E3oN		IME, EMT, SKF, Traktionssysteme Austria (TSA)	Untersuchung eines FESS-Außenläuferkonzepts für Nutzfahrzeuge	
Flywheel als Energiespeicher in Hybrid- und Elektrofahrzeugen für den Individualverkehr	Power KERS		IME, EMT, FH Joanneum, Virtual Vehicle	Ermittlung von Lagerlasten am FESS aufgrund der Fahrzeugdynamik und gyroskopischer Reaktionen	
Clean Motion Offensive – Ein Leuchtturmprojekt mit Demonstratorfahrzeug	CMO		IME, EMT, FH Wels, Smart eMobility, Linz AG, uvm.	Entwurf und Inbetriebnahme eines Gesamt-Prototyps mit low-cost-Lagerung und Rotor	
FESS mit vollintegriertem Mehrscheiben-Rotor	VIMS		IME, EMT, SKF, Traktionssysteme Austria (TSA)	Entwicklung, Fertigung und Inbetriebnahme eines FESS für ein schweres Nfz	
Wärmeleitprüfstand	WLP		IME	Untersuchung thermischer Eigenschaften von schnelldrehenden Wälzlagern im Vakuum	
Berstprüfstand	BPS		IME	Empirische Untersuchung von Berstgehäusen für FESS-Rotoren	
Hochintegrierte Energiespeicher für den urbanen Verkehr	HEuV		IME, AMSD	Machbarkeitsstudie über ein Add-on Flywheel im Felgeninnenraum	
Machbarkeitsstudie über dezentrale Low-cost Schwungradspeicher	LCSS		IME, EMT, 4Ward Energy Research GmbH	Untersuchung von Low-cost FESS-Konzepten als Stationär-Speicher für Photovoltaik	

### 1.1.1 Relevante Publikationen im Zuge der Dissertationstätigkeit

Für den Innovationsgehalt und die wissenschaftliche Relevanz des Themas dieser Arbeit bürgt eine Reihe an Veröffentlichungen, unter denen sich einige Peer-Review-Artikel befinden. Die folgende Liste beinhaltet all jene Publikationen, die im Zuge der Dissertation auf Konferenzen und/oder in Fachjournalen veröffentlicht wurden.

1. **A. Buchroithner**, G. Jürgens, „**Schwungradenergiespeicher – Eine Chance für die Automobilindustrie und darüber hinaus**“, *38. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien 2017.
2. **A. Buchroithner**, C. Voglhuber, „**Untersuchung eines verlustarmen Low-cost Lagerkonzepts für Schwungradspeicher – Eine Schlüsseltechnologie für die Speicherung erneuerbarer Energie**“, *12. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen*, Karlsruhe, Deutschland 2017, Juni 2017.
3. **A. Buchroithner**, A. Brandstätter und M. Recheis, „**Determining loads of rolling element bearings in mobile flywheel energy storage systems**“, *IEEE Vehicular Technology Magazine*, Volume: 12, Issue: 3, Seite 83 – 94, Print ISSN: 1556-6072, September 2017.
4. **A. Buchroithner**, A. Haan, R. Preßmair, B. Schweighofer, M. Bader, H. Wegleiter und H. Edtmayer, „**Decentralized Low-Cost Flywheel Energy Storage for Photovoltaic Systems**“, *4<sup>th</sup> IEEE International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application (ICSEEA)*, Bandung Indonesien, Oktober 2016.
5. P. Haidl, M. Zisser, **A. Buchroithner**, B. Schweighofer, H. Wegleiter und M. Bader, „**Improved test rig for vibration control of a rotor bearing system**“, *23<sup>rd</sup> International Congress on Sound & Vibration (ICSV23)*, Athen, Griechenland, Juli 2016.
6. H. Lang, **A. Buchroithner** und M. Bader, „**A holistic approach for technical product optimization**“, *ICDPD 2016 - 18th International Conference on Design and Product Development*, Paris, Frankreich, Jänner 2016.
7. M. Bader, **A. Buchroithner** und I. Andrasec, „**Schwungrad Hybridantriebe im Vergleich mit konventionellen und alternativen Konzepten**“, *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift (Peer Review Article)*, Ausgabe 10/2014 – 116. Jahrgang, Seite 68-73, Oktober 2014.
8. **A. Buchroithner** und M. Bader, „**Hybridfahrzeuge, Energiespeicher und Betriebsstrategien in der modernen Mobilität - Eine technologische Bewertung und Hinterfragung der Praxisrelevanz aus Kundensicht im Zuge einer interdisziplinären Systembetrachtung**“, *13. Symposium Energieinnovation*, Graz, Österreich, Februar 2014.
9. M. Recheis, **A. Buchroithner**, I. Andrasec, T. Gallien, B. Schweighofer, M. Bader, H. Wegleiter, „**Improving kinetic energy storage for vehicles through the combination of rolling element and active magnetic bearings**“, *39<sup>th</sup> Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON 2013)*, Wien, Österreich, November 2013.
10. **A. Buchroithner** und M. Bader, „**Systematische Analyse von Hybridfahrzeugen mit Schwungradspeicher unter Erfassung von Entwicklungstendenzen**“, *VDI-Tagungsband, 8. VDI Wissensforum für innovative Fahrzeugantriebe*, Dresden, Deutschland, November 2012.
11. **A. Buchroithner**, I. Andrasec und M. Bader, „**Optimal system design and ideal application of flywheel energy storage systems for vehicles**“, *IEEE EnergyCon*, Florenz, Italien, September 2012.
12. M. Bader, **A. Buchroithner**, I. Andrasec und A. Brandstätter, „**Schwungradhybride als mögliche Alternative für den urbanen Individual- und Nahverkehr**“, *12. Symposium Energieinnovation*, Graz, Österreich, Februar 2012.
13. **A. Buchroithner** und Michael Bader, „**History and development trends of flywheel-powered vehicles as part of a systematic concept analysis**“, *European Electric Vehicle Congress*, Brüssel, Belgien, November 2011.

## 2 Motivation für eine holistische Betrachtung des Systems *Speicher-Fahrzeug-Umgebung*

Wie bereits in der Einleitung betont wurde, zieht unser Mobilitätsverhalten, welches sich (wie Kapitel 2.1 noch eingehen beschreiben wird) vorwiegend auf den Straßenverkehr stützt, tiefgreifende wirtschaftliche, gesellschaftliche und politische Auswirkungen nach sich. Ebenso ist das Thema des transportbezogenen Energieverbrauchs kein isoliert technisches, da die Effizienz der Mobilität von vielen Faktoren - seien sie persönlicher Natur, oder Umwelteinflüsse - abhängt. Diese Systemabhängigkeit der Effizienz gilt gleichermaßen für ein ganzheitliches Mobilitätskonzept, welches sich aus unterschiedlichen Transportmitteln zusammensetzen kann, wie für den Pkw an sich. Selbst eine hochoptimierte Verbrennungskraftmaschine vermag die Defizite einer schlechten Fahrweise des Endkunden nicht immer zu kompensieren. Das Energieeinsparungspotential durch Fahrertraining mag in manchen Fällen sogar um ein vielfaches höher, als jenes, welches durch motorentechnische Maßnahmen erreichbar ist [5]. Es bedarf keinerlei technischen Hintergrundwissens, um zu verstehen, dass die Verdoppelung der Anzahl der Fahrzeuginsassen auch eine Verdoppelung des Wirkungsgrades der Personenbeförderung mit sich bringt – eine Effizienzsteigerung, die keine aktuell verfügbare technische Maßnahme zu vollbringen vermag.

Doch die alleinige *Verfügbarkeit* effizientester Technologien reicht nicht aus. Die seit mehr als 100 Jahren verfügbare Wärmepumpe zur Beheizung des Gebäudesektors konnte trotz ihrer nachweislich hohen Effizienz ohne entsprechendes Marketing keine wirtschaftlichen Erfolge feiern [4].

Das Konzept eines „Schwungradfahrzeuges“ ist bereits seit 1792 bekannt [6], und die Effektivität des Systems wurde durch etliche Prototypen und Kleinserien demonstriert.

Tabelle 2 zeigt eine Auswahl aus mehr als 50 bisher umgesetzten Fahrzeugen mit Schwungradspeicher. In Anbetracht der Vielzahl an Entwicklungen stellt sich der Leser die berechnete Frage, warum diese Fahrzeuge nicht längst unser Straßenbild prägen. Die soeben genannten gesellschaftlichen und wirtschaftspolitischen Zusammenhänge betreffen Schwungradhybride jedoch genauso wie sämtliche anderen Aspekte der Mobilität. Äußere Parameter wie Gesetzgebung, globale Marktsituation, Straßennetz und Infrastruktur, Energiepreise und das komplexe sozio-psychologische Verhalten des Endkunden bestimmen die Rentabilität eines Flywheels im Hybridfahrzeug. Eine detaillierte Untersuchung dieser Aspekte im historischen Kontext wurde vom Autor in [7] publiziert.

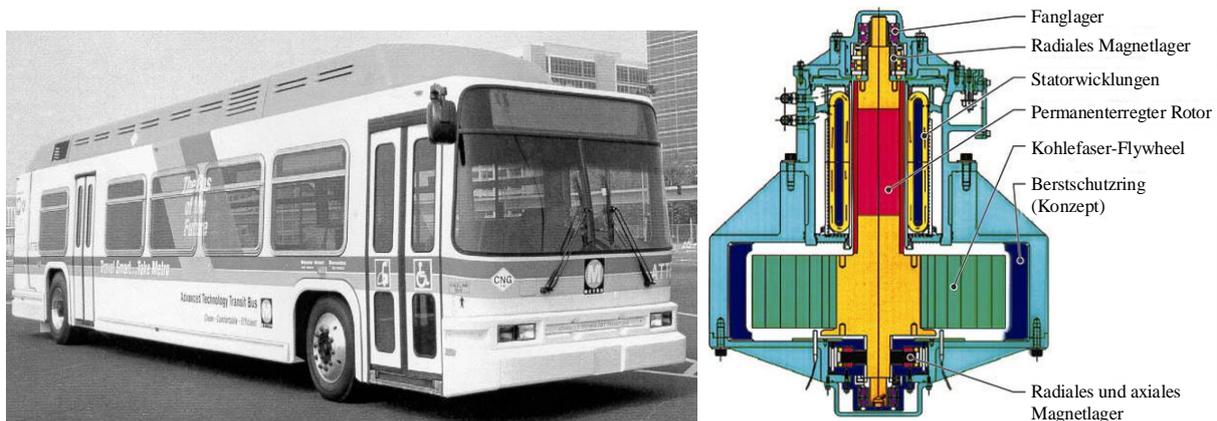
**Tabelle 2: Übersicht der Schwungradfahrzeuge im öffentlichen Verkehr.**

	<b>Jahr</b>	<b>Bezeichnung</b>	<b>Hersteller/Entwickler</b>	<b>Land</b>	<b>Energieinhalt Schwungrad</b>	<b>Max. Drehzahl</b>	<b>Rotor- masse</b>
					<i>kWh</i>	<i>UpM</i>	<i>kg</i>
<b>Ntz</b>	1953	<b>Gyrobus</b>	Oerlikon Werke	CH	9,15	3000	1500,0
	1981	<b>M.A.N. Versuchsbus</b>	M.A.N.	D	1,50	12000	104,0
	1985	<b>New York Bus System</b>	Garrett Corp.	USA	16,00	16000	340,0
	1988	<b>Münchner Stadtbusse</b>	MAN/Neoplan/Magnet-Motor	D	2 x 2,75	11000	181,0
	2002	<b>ATTB</b>	Center for Electromechanics	USA	2,0	40000	59,0
	2006	<b>AutoTram</b>	Fraunhofer Institut	D	4,00	23000	300,0
	2012	<b>GKN</b>	GKN Hybrid Power	GB	0,5	36000	55
<b>Pkw</b>	1792	<b>Kulibin Dreirad</b>	Leutnant I.P. Kulibin	RUS	0,011	500	50,0
	1978	<b>Garrett 4 Passenger Sedan</b>	Garrett Corp.	USA	1,0	25000	22,7
	1993	<b>Chrysler Patriot</b>	Chrysler Motors	USA	1,0	58000	60,0
	1996	<b>Hybrid III</b>	ETH Zürich	CH	0,070	6000	48,0
	2000	<b>Zero Inertia - VW Bora</b>	TU Eindhoven/Van Doorne	NL	0,040	8000	12,2
	2009	<b>Porsche 911 GT3 R Hybrid</b>	Porsche	D	0,20	40000	14,0
	2010	<b>Jaguar XF</b>	Torotrak/Xtrac CVT	GB	0,120	60000	5,0
<b>Schiene</b>	1860	<b>Schuberski Lok</b>	Leutnant Z. Schuberski	RUS	31,670	-	5000
	1974	<b>New York Subway</b>	Garrett Corp.	USA	1,6	14000	4 x 68
	1975	<b>Advanced Concept Train</b>	Boeing Vertol Comp	USA	4,500	11000	-
	1992	<b>PPM 50 Railcar</b>	Parry People Movers	GB	3,750	2600	720
	2001	<b>ULEV-TAPI</b>	CCM	NL	4,000	1500	-
	2004	<b>Lirex MDS K5</b>	Alstom/Magnet-Motor	D	2 x 2	12000	600
	2006	<b>Lirex MDS K6</b>	Alstom/WTZ Rosslau	D	2 x 6	25000	-

Im Zuge einer technisch-wirtschaftlichen Analyse des *Advanced Technology Transit Bus (ATTB)* (vergleiche Abbildung 13 in Abschnitt 3.2.2.2) schrieb *Larry Hawkins*, Gründer und *Director of Technology* der Firma *Calnetix* in einer E-Mail-Korrespondenz mit dem Autor:

*“The program [of the ATTB] was a technical success, but didn't get follow on funding to commercialize.”*

Worin liegt also der Sinn einer isolierten Weiterentwicklung der Schwungradspeichertechnologie, wenn sich selbst seit Jahren verfügbare und nachweislich funktionsfähige Lösungen nicht durchsetzen konnten?



**Abbildung 3: Der Northrop-Grumman Advanced Technology Transit Bus mit Schwungradspeicher [5].**

Der *ATTB* war nur eines von vielen technisch erfolgreichen Konzepten, welches letztlich nie in Serie produziert wurde. Aber woran liegt das? Welche Eigenschaften der Schwungradtechnologie müssen verbessert werden, um einen erfolgreichen Markteintritt zu gewährleisten? Welche technologischen Lösungen können hierfür herangezogen werden? Die vorliegende Arbeit versucht Antworten auf diese und weitere im Zuge der Forschungs- und Entwicklungsarbeiten rund um das Thema Schwungradspeicher auftretende Fragen zu geben.

Doch eines scheint klar zu sein: Selbst, wenn die Vorteile der FESS-Technologie in Bezug auf Reduktion des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes doch geringer wären als erste Ergebnisse vermuten lassen, so geht es letztendlich immer um ökonomischen Profit. Und die Situation war auch vor 20 Jahren nicht anders. *Major Richard Cope*, von der *Advanced Research Projects Agency (USA)* sagte 1994 über die Energiespeicherung in Flywheels [6]:

*“The vision, the technology and the payoff are all clear. But three problems stand in the way: Costs, costs and costs!”*

Ein gutes Beispiel dafür, dass Ökonomie und Politik – also Aspekte des *Supersystems des Schwungradspeichers*, die Rentabilität und somit auch die Forschungsaktivität dieses technischen Sektors beeinflussen, ist in Abbildung 4 dargestellt. Das Diagramm zeigt eine verblüffend starke Korrelation zwischen dem nominellen Rohölpreis und der Anzahl an Entwicklungen im Bereich der schwungradbetriebenen Fahrzeuge.

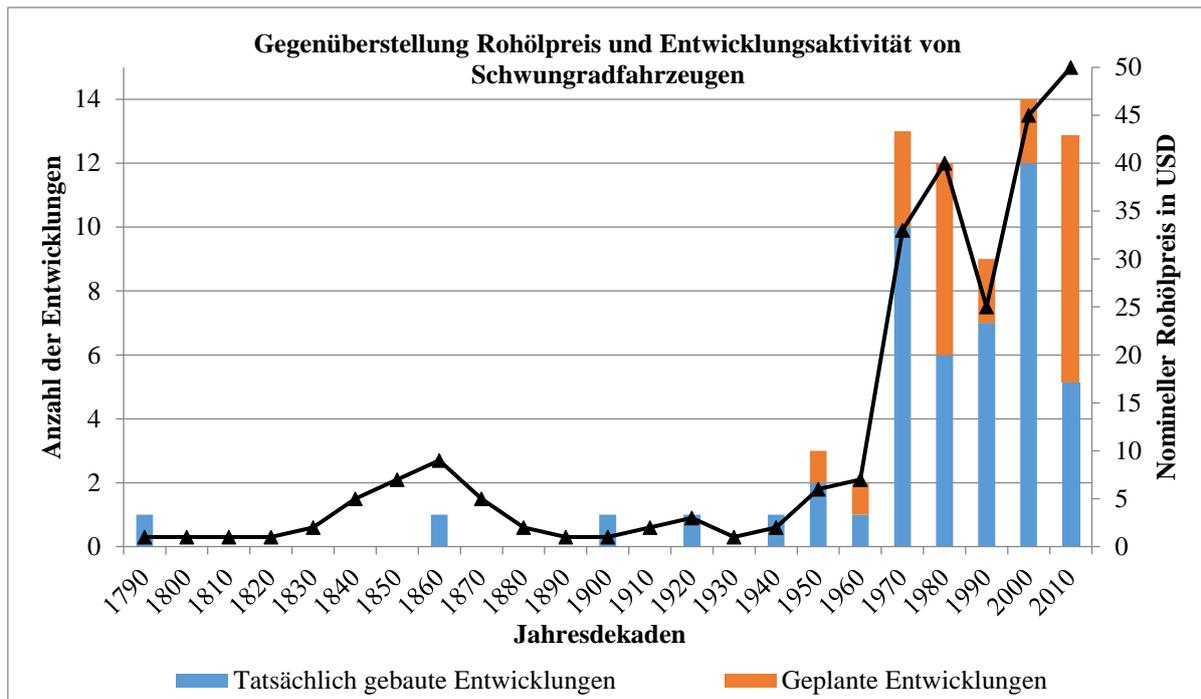


Abbildung 4: Gegenüberstellung von Rohölpreis und Entwicklung bei Schwungradfahrzeugen.

Wenn man daher von der „Optimierung eines Schwungradspeichers für den automobilen Einsatz“ spricht, so können diese *äußeren Faktoren*, die teilweise eine viel größere Tragweite haben als sämtliche Maßnahmen, welche im technischen Bereich zu Verfügung stehen, nicht außer Acht gelassen werden.

Aber auch innerhalb des *Subsystems* des Speichers treten komplexe Interdependenzen auf, welche nur durch eine holistische Betrachtung des Energiespeichers ausreichend erfasst werden können. (Siehe Kapitel 6.2) Wie sich später noch zeigen wird, ist die Lagerung eine der kritischen Komponenten im FESS. Die Ermittlung des Lastkollektivs für die Lagerauslegung bedingt zwangsläufig eine Auseinandersetzung mit äußeren Einflüssen wie Kräften, Beschleunigungen etc., also eine Auseinandersetzung mit dem *Supersystem*.

Diese klassische, technische Systembetrachtung, welche nicht über die Ermittlung der unmittelbaren Lagerbelastung (oder Bauteilbelastung im Allgemeinen) hinausgeht, muss erweitert und auf alle Systemkomponenten des FESS angewandt werden. Dabei müssen auch äußere Einflüsse, welche sich nicht strikt physikalisch bestimmen und quantifizieren lassen – wie zum Beispiel ökonomische Faktoren, Trends und Kundenpsychologie – beachtet und im Kontext systeminterner, sowie systemübergreifender Interdependenzen analysiert werden.

## 2.1 Ausgangssituation – Europa in der Energiewende

Das wirtschaftlich und politisch bedingte Streben Mitteleuropas nach der Unabhängigkeit vom Importgut Öl, propagiert von öffentlichen Persönlichkeiten wie Angela Merkel, bewirkte einen Boom im Bereich der erneuerbaren, vorwiegend *volatilen Energiequellen*, wie Wind und Sonnenenergie. Hier liegt eine der wesentlichen Herausforderungen in der Versorgungs- und Bedarfsglättung durch Speicherung von (vorwiegend elektrischer) Energie. Die fehlende Speicherbarkeit wird nicht umsonst als eine der „sieben Paradigmen der Energiewirtschaft“ bezeichnet [7]. Darüber hinaus gilt es – um vor allem die CO<sub>2</sub>-Emissionen in einem vertretbaren Rahmen zu halten - den Primärenergiebedarf weiter zu senken. Das politische Bestreben der Weltmächte USA, Russland und China Zugang zum Rohstoff Erdöl zu erlangen, hat die Geschichte der Neuzeit auf teilweise dramatische Weise gestaltet. Kriege wurden geführt, Führungsmächte gestürzt und Grenzen neu gezogen, um der fossilen Energieträger Willen. Tausende Kilometer Pipelines, Supertanker und milliardenschwere Konzerngeschäfte

ermöglichen es der gehobenen Mittelschicht der westlichen Industriestaaten ihre Fahrzeuge zu günstigen Preisen zu betanken. Für die Menschen vieler erdöldreicher Länder, besonders der Nicht-OPEC-Staaten resultiert die Ausbeutung ihrer Bodenschätze jedoch in bitterer Armut [1]. Es muss also quasi als die moralische Pflicht des modernen Automobilingenieurs angesehen werden, an der Verringerung des Imports von Öl, oder fossilen Energieträgern im Allgemeinen, zu arbeiten.

Betrachtet man Abbildung 5 links, so erkennt man, dass *Mobilität* und *Gebäudeheizung* den größten Verbrauch aufweisen und somit auch das größte Einsparungspotential bieten. Das Erreichen niedriger Emissionsgrenzwerte kann jedoch weder durch eine politische Reglementierung alleine, noch durch bloße Effizienzsteigerung der Fahrzeuge erfolgen, sondern ist vor allem auf das Bewusstsein und den Willen eines jeden Teilnehmers angewiesen [8]. Eine intensive Zusammenarbeit zwischen Politik, Gesetzgeber, Industrie und Endkunden kann aber nur dann erfolgen, wenn eine *kohärente Auffassung des Begriffs Energie* gegeben ist. Umfragen des *Instituts für Elektrizitätswirtschaft und Energieinnovation* der *TU Graz* haben ergeben, dass Energie eine physikalische Größe ist, welche wir Menschen nur äußerst schlecht wahrnehmen und einschätzen können [9]. Dieser *energiepsychologische Umstand*, welcher in Abschnitt 3.2 noch genauer erläutert wird, führt unweigerlich zu einem teilweisen Fehlverhalten der Bevölkerung im Umgang mit unseren kostbaren energetischen Ressourcen.

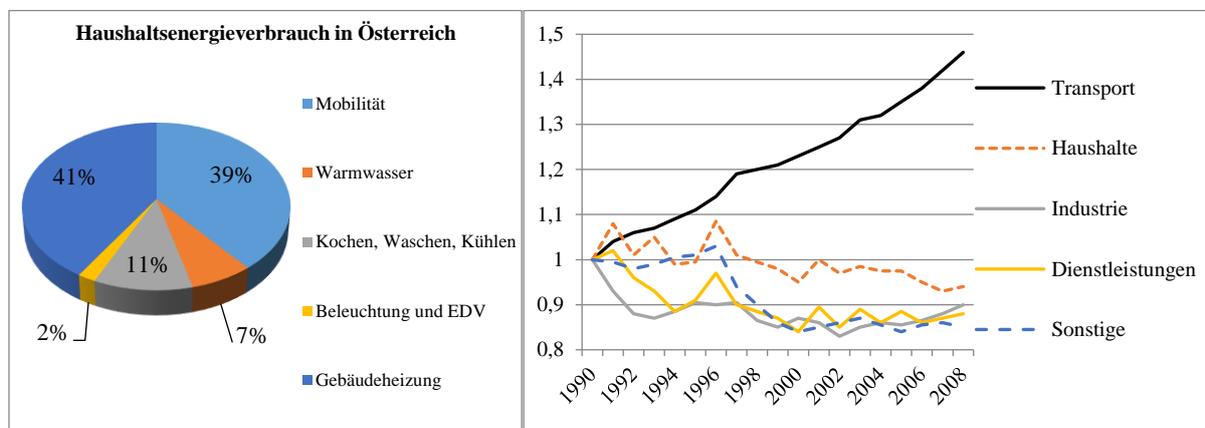


Abbildung 5: *Links* - Durchschnittlicher Energieverbrauch pro Haushalt in Österreich inkl. Mobilität im Jahr 2012 [10]. *Rechts* - Relative CO<sub>2</sub>-Emissionen der verschiedenen Sparten in der EU-27 normiert auf den Verbrauchswert von 1990 [11].

## 2.2 Die Rolle des Transportsektors

Nirgendwo sonst wirkt sich die schwierige Speicherbarkeit von Energie so eklatant aus, wie bei mobilen Anwendungen. Das betrifft nicht nur portable Geräte, sondern vor allem Fahrzeuge. Der Schlüssel zur Fahrzeughybridisierung, -elektrifizierung oder zum „Zero Emission Vehicle“ im Allgemeinen, liegt daher nicht wie man laienhaft annehmen könnte in der Verbesserung der elektrischen Antriebsmaschine, sondern in der Entwicklung effizienter, mobiler Energiespeicher.

Aber das Thema „nachhaltige Mobilität“ ist wie erwähnt längst kein rein technologisches mehr. Viel eher ist es eine Frage der *Interaktion äußerer Parameter* wie Politik, Marketing, Wirtschaft und auch Psychologie des Endkunden geworden. Würde man die Effizienz der Mobilität strikt aus einem technisch-energetischen Blickwinkel betrachten, so erscheint eine Verlagerung des Lkw-Transits auf die Schiene als eine naheliegende, erste Lösung [12]. Theoretisch könnte man die bestehende Infrastruktur nutzen und hätte somit auf einen Schlag den Anteil der reinen „E-Mobility“ im Verkehr vervielfacht. (Dies gilt zumindest für Länder mit einem hohen Anteil an elektrifizierten Bahnstrecken.) Dazu kommt noch, dass durch eine überwiegende Netzgebundenheit der Schienenfahrzeuge in Mitteleuropa der aus erneuerbaren Energien gewonnene Strom direkt genutzt und rekuperierte Bremsenergie (z.B. in Pump-Speicherkraftwerken) gespeichert werden kann. Paradoxerweise ist der Anteil des Schienenverkehrs in Europa seit den Siebzigerjahren des 20. Jahrhunderts aber konsequent zurückgegangen.

Im Jahr 1970 lag der Anteil des Energiebedarfs für den Transport von Personen und Gütern auf der Schiene bei 22%, im Jahr 2010 bei etwa 5%; er ist also auf ca. 1/4 des ursprünglichen Wertes gesunken. Dazu kommt noch, dass der Transportsektor – verglichen zu den restlichen Energieverbrauchern in der EU – das stärkste Wachstum verzeichnet. (Siehe Abbildung 5, rechts.)

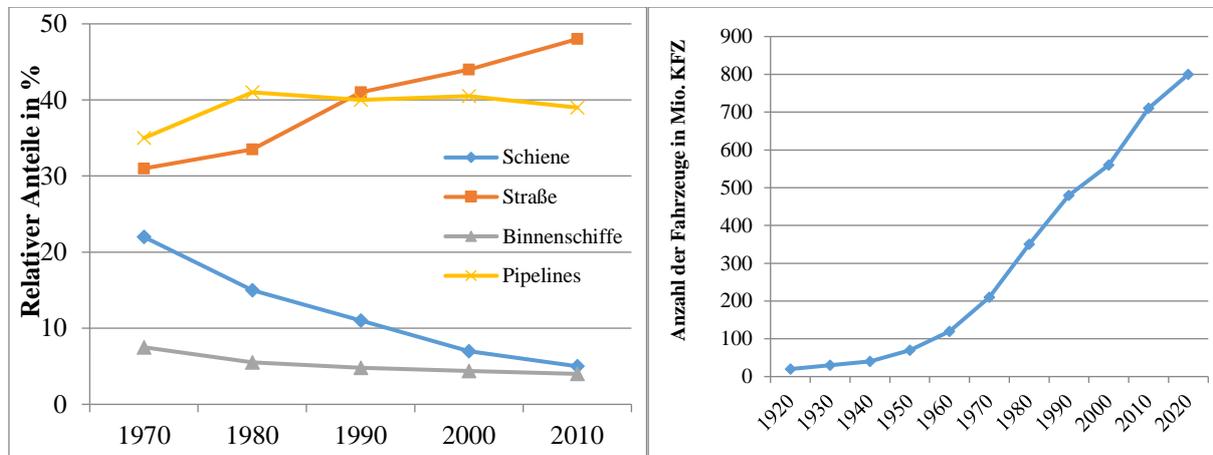


Abbildung 6: Links - Anteile des Energieverbrauchs nach Transportsektor in der EU basierend auf [8] und [13]. Rechts - Verlauf des weltweiten Fahrzeugbestandes, erstellt auf Basis der Daten von [14].

Der Anteil der Elektrofahrzeuge an den Zulassungen fällt jedoch absolut gesehen bescheiden aus. Im Jahr 2010 waren im EU-Durchschnitt nur 0,07% der Fahrzeuge elektrisch angetrieben, wobei Norwegen mit 1,23% als Spitzenreiter hervorging [15]. Im Jahr 2015 waren 0,15% der europäischen Pkws elektrisch [16].

→ Daraus lassen sich drei wesentliche Aussagen ableiten:

1. Es ist offensichtlich, dass die Entwicklung von nachhaltigen Technologien alleine nicht genügt, da diese ja zum Teil schon bestehen (Bspl. Schienenverkehr), aber nicht bzw. nicht ausreichend genutzt werden.
2. Will man sich nicht auf eine Bewusstseinsänderung der Bevölkerung verlassen, so müssen Technologien entwickelt werden, welche *nachhaltiges Handeln* für den Menschen übernehmen, ohne ihn in seiner Freiheit bzw. seinem Komfort merklich einzuschränken.
3. Um die Nutzung und Akzeptanz effizienter Fahrzeuge und nachhaltiger Mobilitätskonzepte zu steigern, reichen wirtschaftliche Motive alleine nicht aus. Neben politischen und legislativen Maßnahmen muss vor allem der Kundennutzen durch einen Mehrwert (Zeiteinsparung, Komfort, Image, etc.) maximiert werden.

### 2.3 Die Zukunft der Mobilität

Die in 2.1 und 2.2 beschriebenen Szenarien verdeutlichen, dass Worte wie „Energiewende“, „Elektrifizierung“ und „Nachhaltigkeit“ nicht ohne Grund immer öfter auf den Titelblättern der Tageszeitungen zu finden sind. Während im Gebäudesektor Wärmeisolierung, Kraft-Wärme-Koppelung und alternative Heizsysteme auf dem Vormarsch sind, scheint sich die Automobilindustrie auf keine *einheitliche Lösung* einigen zu können oder wollen. Der einstige gemeinsame Nenner und Hoffnungsträger der großen Fahrzeugkonzerne, die Elektromobilität, schien sich eine Zeit in einer Krise zu befinden. Wie so oft in einem Produktzyklus folgt der ersten Euphorie das „Tal der Enttäuschungen“. Dies spiegelt nicht nur die sich in Grenzen haltenden Verkaufszahlen (wie bereits in 2.20 beschrieben) und die mangelnde Kundenzufriedenheit<sup>1</sup> bei den reinen Elektrofahrzeugen wider,

<sup>1</sup> Probleme wie die deutlich verkürzte Reichweite der EVs im Winter, lange Ladezeiten und die Gewährleistungs- und Entsorgungsfrage der Batterien konnten bis dato nicht vollends gelöst werden.

sondern auch das unisonore Echo der Fahrzeugingenieure, beispielsweise am *VDI-Kongress für Innovative Fahrzeugantriebe 2012*. Im Rahmen dieser Veranstaltung bezeichnete Prof. Günter Hohenberg den E-Mobility Hype als „in einer Phase der Ernüchterung“ angelangt [17].

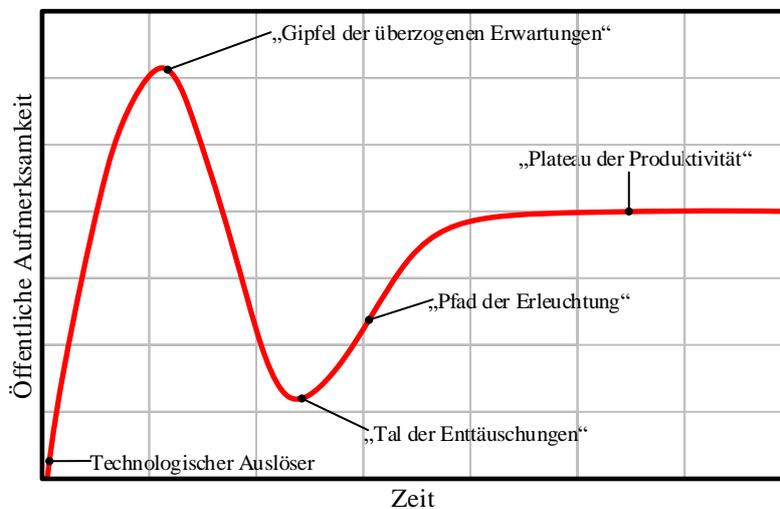


Abbildung 7: Sogenannter „Hype-Zyklus“, welcher die Phasen der öffentlichen Aufmerksamkeit bei Einführung einer neuen Technologie darstellt [18].

Wie sieht also die Zukunft der modernen Mobilität aus? Wie sieht sie die Fahrzeugindustrie und wie der Kunde? Werden neue Batteriekonzepte wie die Zink-Luft-Batterie dem Elektrofahrzeug zur raschen Erlangung einer dauerhaften Popularität verhelfen, oder wird ein Hybridfahrzeug das Rennen machen? Und wenn ja, welches? *Mild*, *Micro* oder *Full*? Oder behält *Daimler* Recht, und die Brennstoffzelle setzt sich durch? Wenn man den aktuellen Ergebnissen der ökonomischen Transformationsforschung Glauben schenkt, so reichen nachhaltige Technologien nicht aus, sondern es bedarf eines völlig neuen Mobilitäts-konzeptes, basierend auf sogenannter „*voluntary simplicity*“ (freiwillige Einfachheit) [19].

Die verschiedenen Ansätze und Zielsetzungen der Automobilgiganten und das Bestreben eines jeden Konzerns seinen eignen Standard zu etablieren<sup>2</sup>, resultiert in einer stark divergenten und isolierten Forschungs- und Entwicklungsarbeit auf dem Sektor der emissionsarmen und emissionsfreien Mobilität. Damit lässt sich erklären, warum manche Technologien, wie zum Beispiel der Schwungrad- oder Druckluftspeicher, bis dato ein entsprechendes Schattendasein führten. Demgegenüber klingt die Vorstellung, dass die Fahrzeugindustrie „mit vereinten Kräften“ ein Ziel verfolgt, verlockend, birgt aber die Gefahr des Übersehens der wahrlich revolutionären und disruptiven Technologien mit sich. Der bekannte Finanzmathematiker und Philosoph *Nassim Nicholas Taleb* bezeichnet selten auftretende, aber wahrlich bahnbrechende Erneuerungen als „*Black Swans*“ (=„schwarze Schwäne“) [20]. Basierend auf Talebs Werken verfasste der US-amerikanische Geschäftsmann und Investor im Bereich der Umwelttechnologie *Vinod Khosla* die „*Black Swan Thesis of Energy Transformation*“ [21]. Khosla ist der Ansicht, dass kleine, inkrementelle Verbesserungen nicht zielführend sind, um monumentale, lebensverändernde Fortschritte im Bereich der Energietechnik zu erlangen. Die hochinnovativen „*Black Swans*“ hingegen weisen eine geringe Wahrscheinlichkeit der erfolgreichen technologischen Umsetzung auf, wie Abbildung 8 darstellt.

→ Sollte jedoch einer dieser unwahrscheinlichen *Black-Swan*-Ansätze umgesetzt werden und einen marktwirtschaftlichen Erfolg erzielen, so wäre dies ein technologischer Quantensprung.

<sup>2</sup> Diskussionen zwischen Automobilkonzernen und Politik betreffend Normstecker für das Laden von Elektrofahrzeugen bzw. ein einheitliches Batteriesystem, welches *battery swapping* erlaubt, scheinen bislang ergebnislos zu sein.

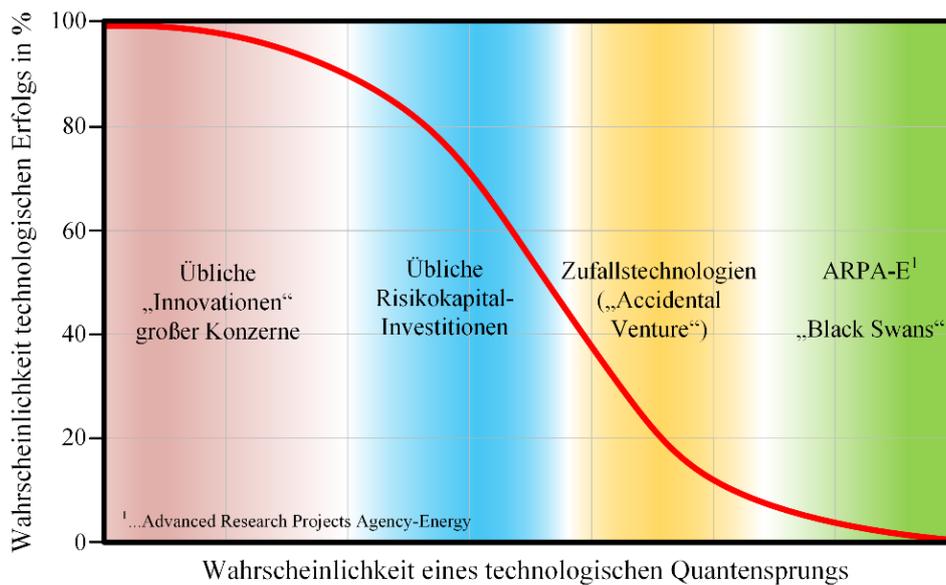


Abbildung 8: Wahrscheinlichkeit der Umsetzbarkeit über Innovationsgehalt und Impact neuer Technologien [21].

Eine sukzessive, inkrementelle Effizienzsteigerung, vor allem bei der Energieerzeugung, kann durch die damit oftmals verbundene Preissenkung sogar zu einem steigenden Verbrauch durch die Bevölkerung führen. Sinken die Betriebskosten der Fahrzeuge, so können sich mehr Menschen einen Pkw leisten, und die CO<sub>2</sub>-Bilanz verschlechtert sich trotz des geringeren spezifischen Verbrauchs. Dieses Phänomen wird als *Rebound Effect* bezeichnet [22].

→ Unabhängig davon, auf welchen Lösungen die zukünftige Mobilität aufbauen wird, es gilt die zu Verfügung stehenden Technologien nicht nur zu beherrschen und zu erzeugen, sondern auch effizient einzusetzen. Gerade im Automobilsektor spielen äußere Faktoren, wie Fahrzyklus oder Verkehr, und nicht zuletzt der Kunde eine entscheidende Rolle, was wiederum ein Plädoyer für eine holistische Betrachtung des *Supersystems* darstellt.

### 3 Komplexität, Bedeutung und Gesamtsystemabhängigkeit der Fahrzeugbetriebsstrategie

#### 3.1 Systembetrachtung – Fahrzeug, Fahrer und Umwelt

Besonders seit der Etablierung genormter Testzyklen, wie z.B. des *New European Driving Cycle (NEDC)*, herrscht landläufig die Meinung, dass die Verantwortung einer Verbrauchsreduktion der Fahrzeuge in erster Linie bei den Fahrzeugentwicklern liegt, und daher eine rein technische Frage sei. Eine Optimierung der Verbrennungskraftmaschine (VKM), Leichtbau und ein „smartes“ Energiemanagement können zweifellos zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs beitragen, aber oftmals bergen äußere Einflüsse, wie die Wahl des Fahrzeuges an sich und dessen Einsatzprofil ein erheblich größeres Potential. Da in manchen Fällen eine exakte Quantifizierung und Ermittlung des wichtigsten Einflussparameters nicht möglich ist, gilt es fortan das Fahrzeug als ganzheitliches, systemabhängiges Optimierungsproblem zu betrachten. Dies bedeutet gleichermaßen, dass all jene Parteien, welche das *Supersystem* des Fahrzeuges gestalten, in einen interdisziplinären Prozess involviert sind und Verantwortung für dessen gemeinsame Entwicklung übernehmen müssen. Abbildung 9 zeigt die Wechselwirkung zwischen Hybridfahrzeug, *Subsystem* (bestehend aus den wesentlichen technischen Komponenten des Fahrzeuges) und *Supersystem*, welches jene äußeren Einflüsse beschreibt, die auf Fahrzeugtopologie, Betriebsstrategie und letzten Endes Energieverbrauch Einfluss haben. Auf das eigentliche *Subsystem des Speichers* bzw. die verschiedenen Hierarchieebenen der Systembetrachtung wird in den Abschnitten 3.2, 3.4 und 4 eingegangen.

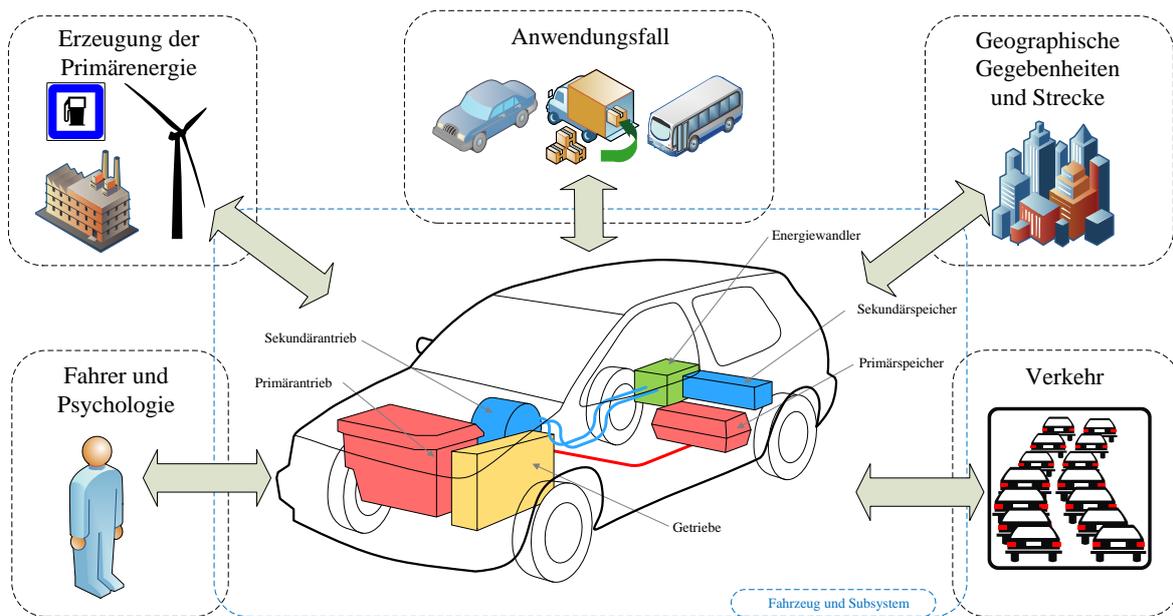


Abbildung 9: Wechselwirkung zwischen Hybridfahrzeug und dessen Umgebung.

### 3.2 Subsystem des FESS - Definition und Beschreibung

Simuliert man – wie heute im modernen Entwicklungsprozess üblich - ein *virtuelles Gesamtfahrzeug*, um die energetischen Spezifikationen des Energiespeichers im hybriden Antriebsstrang zu ermitteln, so „sieht“ das virtuelle Fahrzeug lediglich die Anschlussklemmen eines *idealisierten Referenzenergiespeichers*. Man definiert also das gewünschte Verhalten dieser „blackbox“ nach außen, ignoriert jedoch innere Vorgänge. Wenn es aber um die eigentliche, technische Realisierung des Speichers geht, so sind diese „inneren Vorgänge“ von großer Bedeutung, da sie die für das *Supersystem* relevanten Eigenschaften maßgeblich bestimmen.

Im Falle einer chemischen Batterie sind diese inneren Vorgänge, also Abläufe im *Subsystem* des Speichers, zum Beispiel Diffusionsprozesse, welche vom Aufbau der Batterie abhängen und grundlegende Eigenschaften wie Leistungsdichte, Lebensdauer etc. beeinflussen. Der konkrete Ablauf dieser Prozesse wird jedoch wiederum von äußeren Parametern wie z.B. Temperatur beeinflusst. (Auf die Interdependenzen zwischen *Sub-* und *Supersystem* wird jedoch erst in Kapitel 6.2 in höherem Detailgrad eingegangen.) Die für die energetischen Spezifikationen relevanten Prozesse, welche im *Subsystem* eines Schwungradspeichers ablaufen, sind in erster Linie mechanischer und elektrischer Natur. Die hierfür erforderlichen Komponenten sowie der typische Aufbau eines FESS sind in den folgenden Kapiteln kurz umrissen.

#### 3.2.1 Grundlagen kinetischer Energiespeicher

Wird eine Masse  $m$  auf einer geraden Bahn mit der Geschwindigkeit  $v$  bewegt, so errechnet sich ihre Energie zu:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 \quad (1)$$

Bewegt sich die Masse nun auf einer Kreisbahn, so ist die Geschwindigkeit  $v$  proportional zur Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und dem Radius  $r$  und es gilt:

$$v = r * \omega \quad (2)$$

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}m(r\omega)^2 = mr^2 \frac{\omega^2}{2} \quad (3)$$

Eine Analogie zur longitudinalen Bewegung wird sofort offensichtlich. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  entspricht der Geschwindigkeit  $v$  und der Ausdruck  $mr^2$  ist äquivalent der Masse  $m$  bei der Längsbewegung. Er wird als Trägheitsmoment  $I$  bezeichnet.

$$E_k = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (4)$$

Bei Drehungen um eine räumlich feste Achse ist das Trägheitsmoment eine skalare Größe:

$$I = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2 = \int r^2 dm = \rho \int r^2 dV \quad (5)$$

wobei das Einführen und anschließende Herausheben der Dichte  $\rho$  nur für homogene Körper gilt, deren Dichteverteilung konstant ist. Nachdem viele Schwungräder als zylindrische Scheibe angenähert werden können, folgt das Trägheitsmoment für den ganzen Zylinder mit:

$$I = \int_0^R 2\rho\pi h r^3 dr = 2\rho\pi h \frac{R^4}{4} \quad (6)$$

Da sich die Masse eines Zylinders mit konstanter Dichte zu  $\rho\pi h R^2$  errechnet, ist das Trägheitsmoment:

$$I_{\text{Zyl}} = \frac{1}{2} m R^2 \quad (7)$$

Da eine Erhöhung der Schwungradmasse nur einen linearen Anstieg des Energieinhalts mit sich bringt und die Vergrößerung des Radius durch konstruktive Maßnahmen beschränkt ist, muss die Erhöhung der Drehzahl als eleganteste Methode zum Erreichen hoher Energieinhalte angesehen werden.

Die im Schwungrad gespeicherte Energie lässt sich also durch Formel (4) exakt quantifizieren und auf unterschiedliche Arten zu den Antriebsrädern eines Fahrzeuges führen, wobei mechanische und elektrische Energieübertragung die populärsten Lösungen darstellen. Die dynamische Grundgleichung der Rotation erlaubt einen reversiblen Energieumwandlungsprozess, Leistung kann also auch vom Rad zum Speicher fließen. Darüber hinaus kann diese Fahrzeugtopologie mit unterschiedlichen primären Energie- und Leistungsquellen kombiniert werden, wie Abbildung 10 schematisch darstellt.

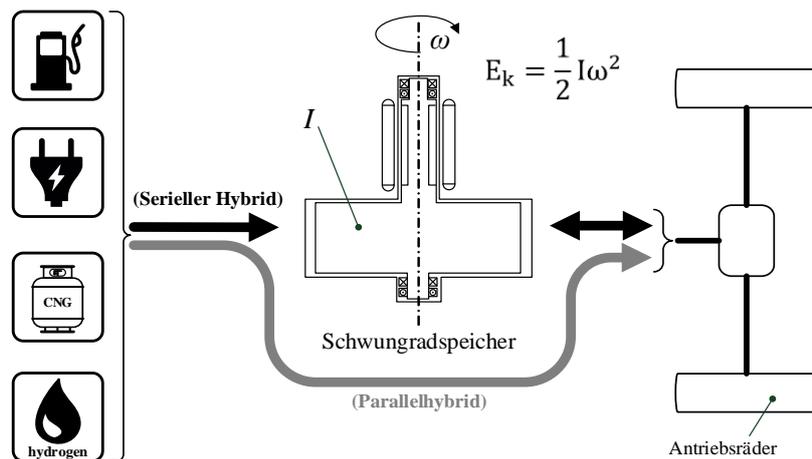


Abbildung 10: Prinzipbild eines Schwungradspeichers in einem Hybridfahrzeug.

Die Beschreibung der Geschichte dieses ältesten Energiespeicherprinzips der Welt beschränkt sich hier auf die Erwähnung der Tatsache, dass bereits vor mehr als 6000 Jahren Töpferscheiben in Mesopotamien zum Einsatz kamen und das erste Schwungradfahrzeug im Jahr 1972 in Russland dokumentiert wurde. Weitere historische Konzepte sind in [23] detailliert beschrieben. Eine umfassende Analyse mobiler Anwendungen von Schwungradspeichern in Fahrzeugen wurde vom Autor dieser Arbeit im Jahr 2011 in [24] durchgeführt und in [25] und [26] zusammenfassend publiziert.

### 3.2.2 Unterscheidung nach Übertragung der gespeicherten Energie

Wie bereits unter 3.2.1 erwähnt, kann die kinetische Energie, welche im Schwungrad gespeichert ist, auf verschiedene Art und zu den Antriebsrädern des Fahrzeuges transportiert werden. Theoretisch wäre sogar eine Druckluftturbine oder ein Hydraulikmotor denkbar, aus Gründen des Wirkungsgrades haben sich bis jetzt jedoch nur 2 Konzepte der Energieübertragung – nämlich *elektrisch* und *mechanisch* - behaupten können. Eine Beschreibung der zwei Methoden folgt in den Abschnitten 3.2.2.1 und 3.2.2.2.

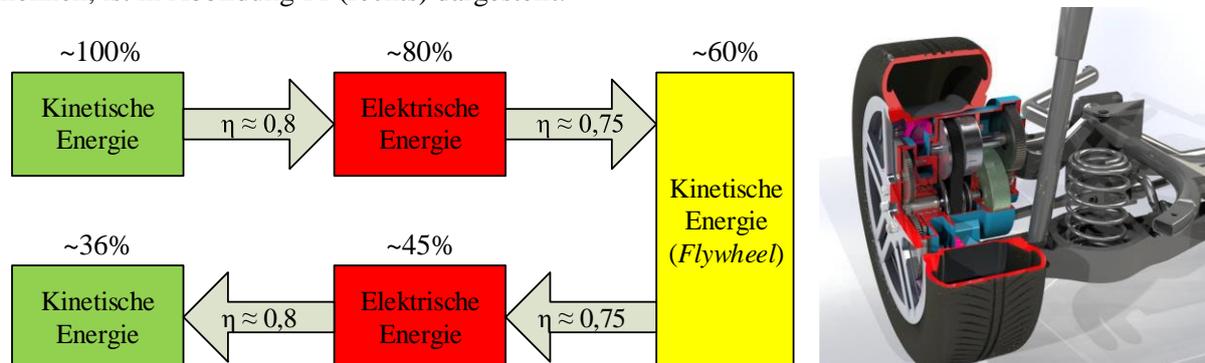
#### 3.2.2.1 Rein mechanische FESS

Mechanische Getriebe zur Leistungsübertragung und Drehmomentwandlung in Fahrzeugen weisen im Allgemeinen relativ hohe Wirkungsgrade von meist über 90% auf [27]. Wird die im Schwungrad gespeicherte Energie mittels mechanischer Elemente übertragen, so kommt der Vorteil zu tragen, dass die Energie stets „mechanisch bleibt“, d.h. nicht in eine andere Energieform umgewandelt werden muss. Diese „Verkürzung“ der Wirkungsgradkette (Vergleiche Abbildung 11, links) erlaubt theoretisch hohe Gesamtwirkungsgrade („*round-trip-efficiencies*“).

Das Problem liegt jedoch in der großen erforderlichen Getriebespreizung, da Schwungräder üblicherweise sehr hohe Drehzahlen (10.000 bis 60.000 UpM) aufweisen und die Raddrehzahl beim Pkw zwischen 0 und etwa 600 UpM liegt. Die zum Einsatz kommenden CVT-Getriebe<sup>3</sup> müssten idealerweise eine Spreizung von 100 oder mehr aufweisen, während in der Realität Werte um 8 erreicht werden. Die verbleibende Differenzdrehzahl beim Ein- oder Auskuppeln des Schwungrades muss durch Schlupf in den vorhandenen Kupplungen ausgeglichen werden. Der Vorgang der Energiespeicherung ins Flywheel im Falle eines regenerativen Bremsvorgangs läuft wie folgt ab:

1. Während der Konstantfahrt des Fahrzeuges ist die Kupplung zwischen Antriebsrädern und CVT zum Schwungrad geöffnet.
2. Der Bremsvorgang wird eingeleitet und die Kupplung zum CVT wird geschlossen, während dieses sich in der niedrigsten Übersetzungsstufe befindet. (Bis zum Erreichen der Synchrondrehzahl der Kupplungsscheiben geht Energie in Form von Wärme verloren.)
3. Ist die Synchrondrehzahl erreicht und die Kupplung weist keinen Schlupf mehr auf, so wird die Übersetzung des CVT vom niedrigsten zum höchsten Wert verschoben, wodurch die Schwungrad-drehzahl steigt und die Drehzahl der Antriebsräder sinkt.
4. Ist das maximale Übersetzungsverhältnis des CVTs erreicht, so wird die Kupplung geöffnet. Die Antriebsräder können durch die Betriebsbremse bis zum völligen Stillstand gebremst werden. Die kinetische Energie nun in der Rotation des mechanisch entkoppelten Flywheels gespeichert ist.

Im Zuge eines Forschungsprojektes an der *TU Graz* wurde eine Machbarkeitsstudie über ein rein mechanisches FESS durchgeführt<sup>4</sup>. Das entworfene Konzept, welches versucht, den im innerhalb der Felge des Pkws vorhandenen Raum zu nutzen, um Bremsenergie im urbanen Verkehr rekuperieren zu können, ist in Abbildung 11 (rechts) dargestellt.



**Abbildung 11: Links - Ungünstige Wirkungsgradkette mehrfacher Energiewandlung eines elektromechanischen FESS. Rechts - Rein mechanisches Konzept eines Schwungradspeichers (Projekt HEuV, vergleiche Tabelle 1 [28]).**

<sup>3</sup> CVT: Englisch für *Continuously Variable Transmission*, ein Getriebe mit kontinuierlicher Übersetzung, ohne diskrete Schalpunkte. Oftmals auch als *Variomatik* bezeichnet.

<sup>4</sup> Siehe Projekt „Hochintegrierte Energiespeicher für den urbanen Verkehr“ in Tabelle 1.

Ein Konzept, welches das Problem der großen erforderlichen Getriebespreizung elegant durch Einsatz einer sogenannten *Geared Neutral* Architektur umgeht und bereits erfolgreich in der Praxis umgesetzt wurde, ist in Abbildung 12 dargestellt. Es handelt sich um ein Versuchsfahrzeug, Typ *Volvo S40*, welches von der *Technischen Universität Eindhoven* zu einem Schwungradhybrid umgebaut wurde. Das Konzept basiert auf rein mechanischem Energietransfer, wobei das Schwungrad aus einem Fiberglas-Verbund mit einem stufenlosen Getriebe (CVT) verbunden wurde. In diesem Fall kam ein *Van Doorne Schubgliederband* zum Einsatz, wobei das CVT im  $i^2$ -Modus betrieben wurde (vergleiche Abbildung 12). Vier hydraulisch betätigte Lamellenkupplungen erlauben eine Vielzahl von Betriebsmodi, wie zum Beispiel den konventionellen CVT-Modus mit VKM im Bestpunkt, oder auch den lokal emissionsfreien Betrieb, bei welchem die VKM abgeschaltet wird und die Energie nur dem Schwungrad entnommen wird [29].

Obwohl dieses rein mechanische System einen hohen Wirkungsgrad (auch bei der Nutzbremmung) erzielt, stößt das Konzept auf Probleme, wenn die VKM im On-Off-Modus betrieben wird, da die Nebenaggregate, wie z.B. Bremskraftverstärker, Servopumpe und Ölpumpen nicht mehr mit der mechanischen Energie der Kurbelwelle versorgt werden können. Die mechanische Entkoppelung der Nebenaggregate und deren Antrieb über elektrische Energie wird in der Fahrzeugindustrie zurzeit auch aus Verbrauchsgründen forciert.

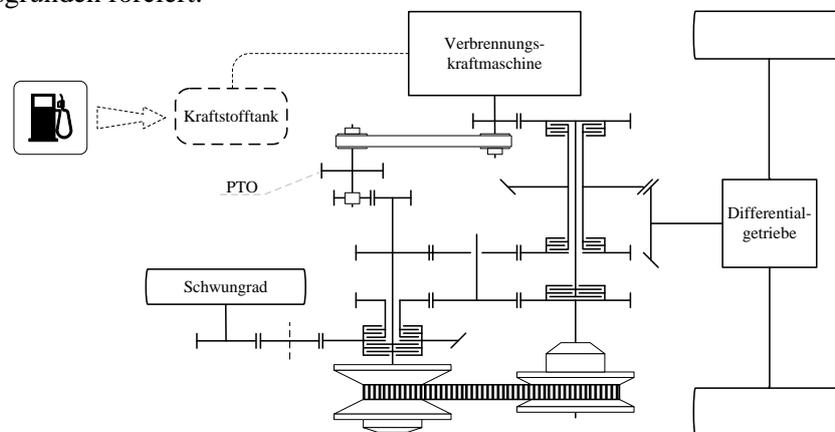


Abbildung 12: Abstraktion des *Volvo S40* Schwungradhybrides der *TU Eindhoven* von 1996, basierend auf [29].

Eine Liste der im Zuge diverser Forschungsprojekte und mittels Literaturrecherche eruierten Vor- und Nachteile von *rein mechanischen* Schwungradspeicherkonzepten ist in Tabelle 3 angeführt.

Tabelle 3: Wesentliche Vor- und Nachteile *rein mechanischer Schwungradspeicher* für Fahrzeuge.

Vorteile		Nachteile	
Bezeichnung	Beschreibung	Bezeichnung	Beschreibung
<b>Hoher Wirkungsgrad</b>	Kinetische Energie wird in mechanischer Form übertragen/gespeichert und nicht mehrfach gewandelt.	<b>Unflexible räumliche Anordnung</b>	Energieübertragung über Wellen und starre Maschinenelemente erfordern räumliche Nähe zu <i>Power Take Off</i> (PTO), d.h. Fahrzeug-getriebe.
<b>Thermisches Verhalten</b>	Verlustwärme fällt in Kupplungen oder Getriebekomponenten an und ist einfach abzuführen	<b>Selbstentladung</b>	Drehdurchführung in Vakuumgehäuse erforderlich, oder hohe Strömungsverluste, falls Schwungmasse bei Umgebungsdruck betrieben.
<b>Hohe Leistungsdichte</b>	Maximale Leistung ist nur durch das maximal übertragbare Moment der Komponenten limitiert.	<b>Verschleiß</b>	Schlupf in Kupplungen sowie CVT-Riementrieb resultiert in mechanischem Abrieb, welcher die Lebensdauer des Systems limitiert.
<b>Kein Altern von Leistungselektronik</b>	Die Lebensdauer von Elektronikkomponenten (MOSFETs, IGBTs) bei elektrischen FESS ist stark von Umgebungsparametern abhängig. Vorhersagen sind schwierig [30].	<b>Geringes Entwicklungspotential</b>	Kosten und Wirkungsgrad von den für FESS relevanten Getriebekomponenten sind nahezu ausgereizt. Eine wesentlich raschere Entwicklung ist im Bereich elektrisch / elektronischer Komponenten zu beobachten.
<b>Low-Cost, Low-Performance System möglich</b>	Spielt der Wirkungsgrad keine Rolle, so kann ein System aus lediglich einer Kupplung und einer Schwungmasse aufgebaut werden.	<b>Beschränkte Ansprech- und Regelzeiten</b>	Elektromechanische FESS können innerhalb von Millisekunden ansprechen, während die Schnelligkeit mechanischer Systeme durch die Trägheit beschränkt ist.

### 3.2.2.2 Elektromechanische FESS

Aufgrund der in Tabelle 3 genannten Nachteile mechanischer FESS und der raschen Entwicklung elektrischer/elektronischer Bauteile sowie dem Trend zunehmender Elektrifizierung des Antriebsstranges werden in dieser Arbeit vorwiegend elektromechanische Schwungradspeicher betrachtet, da diese zudem das größte Entwicklungspotential aufweisen. Der stets größer werdende Bedarf an elektrischer Energie im Fahrzeug<sup>5</sup>, welcher unter anderem auf den vermehrten Einsatz elektrischer Nebenaggregate wie Servopumpe, Klimakompressor oder sogar Turbolader zurückzuführen ist, spricht ebenfalls für elektromechanische FESS.

Typischerweise werden elektromechanische FESS in Fahrzeugen aufgrund ihrer zu geringen spezifischen Energie nicht als alleiniger (Primär-)Energiespeicher eingesetzt, sondern in *paralleler* oder *serieller Hybridanordnung*. (Siehe auch Abschnitt 3.4.1 auf Seite 34.) Der systematische Aufbau des erfolgreichen Versuchsfahrzeuges *Advanced Technology Transit Bus (ATTB)*, welches am *Center for Electromechanics* der *University of Texas*, Austin entwickelt wurde ist in Abbildung 13 dargestellt.

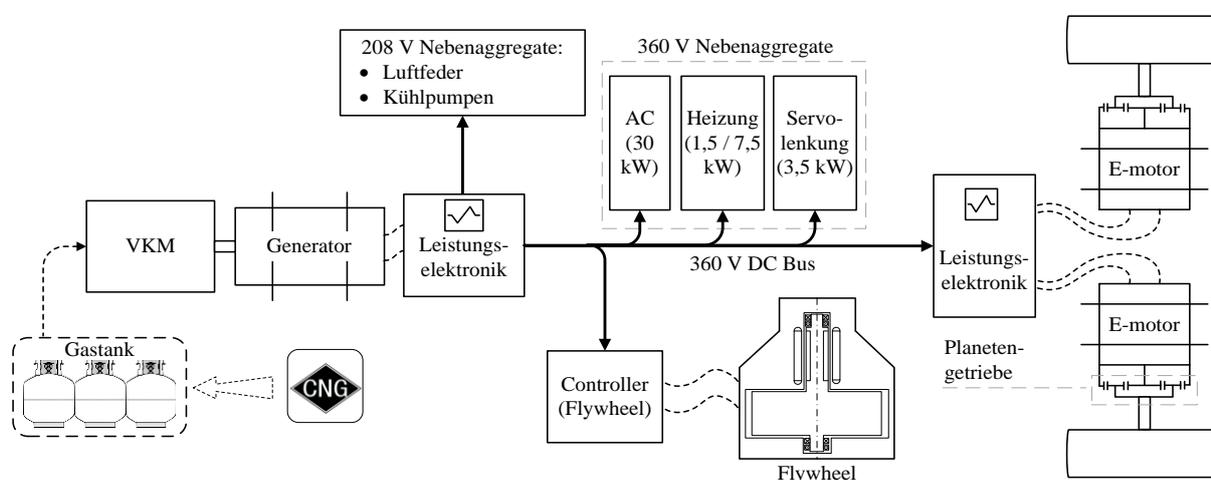


Abbildung 13: Abstraktion des *Advanced Technology Transit Bus*, *Center for Electromechanics*, 2002, basierend auf [31].

Der *Advanced Technology Transit Bus*, kurz *ATTB* wurde von *Northrop Grumman* und dem *Center for Electromechanics* der *University of Texas* entwickelt. Das Fahrzeug stützt sich auf rein elektrischen Energietransfer im Antriebsstrang. Das Basisfahrzeug, ein 12 m langer, 13 Tonnen schwerer Bus wurde als serieller Hybrid aufgebaut und die Karosserieteile aus leichten Verbundwerkstoffen (Sandwich-Bauweise mit Schaumkern) gefertigt. Ein erdgasbetriebener V8-Verbrennungsmotor dient als primäre Leistungseinheit und betreibt einen 360V-Wechselstromgenerator. Die permanente Verfügbarkeit elektrischer Energie erlaubt eine komplette Elektrifizierung der Nebenaggregate [31], [32].

Die Kombination aus konsequentem Leichtbau und einem Verbundwerkstoff-Schwungrad für Nutzbremmung und Lastpunktverschiebung, angewendet auf ein Fahrzeug im öffentlichen Verkehr, ist ein vielversprechendes Konzept, welches großes Potential birgt, wie sowohl die systematische Analyse einer Vorarbeit des Autors in [24], also auch der bereits erwähnte Erfolg des *GKN Gyrodrive* [33] bestätigen.

→ Wenn also in dieser Arbeit der Begriff „Schwungradspeicher“ oder „FESS“ verwendet wird, so wird stets von einer *elektromechanischen Lösung* ausgegangen, außer es wird explizit auf ein rein mechanisches System hingewiesen.

<sup>5</sup> Dies bestätigt auch die geplante Einführung eines 48V-Boardnetzes bei Pkws.

### 3.2.3 Systemkomponenten eines FESS

Der technische Aufbau eines elektromechanischen FESS wirkt auf den ersten Blick trivial, da er nur wenige Systemkomponenten beinhaltet. Im Wesentlichen sind es die in Tabelle 4 angeführten Elemente, aus welchen sich der Energiespeicher zusammensetzt. Ein möglicher und auch typischer Aufbau eines Schwungradspeichers inklusive Peripheriekomponenten ist in Abbildung 14 dargestellt.

Tabelle 4: Wesentliche Komponenten eines mobilen FESS unterteilt in *Sub- und Supersystem*.

	Komponente	Aufgabe	Übliche Ausführung
Subsystem	Schwungmasse	 Erhöhung des Trägheitsmomentes / Speicherung der Energie in kinetischer Form.	Stählerne Scheibe, teils in geblechter Ausführung oder gewickelte Kunstfaserstrukturen (Siehe Kapitel 7 ab Seite 73.)
	Elektrischer Motor/Generator	 Wandlung zwischen kinetischer Energie der Schwungmasse und elektrischer Energie für den Antrieb.	Asynchron- oder Reluktanzmaschine (Keine permanentenregten Typen).
	Lagerung	 Reibungsarme Positionierung und Führung drehender Teile.	Magnetlager oder Wälzlager.
	Gehäuse	 Positionierung aller Komponenten sowie Schutz im Falle von Rotorversagen. Hermetische Dichtheit.	Stahl- oder Aluminiumkonstruktion mit meist zylindrischer Kontur.
	Überwachungsmesstechnik	 Überwachung des Zustandes kritischer Komponenten, sowie des Betriebszustandes im Allgemeinen.	Optische Kontrastsensoren zur Drehzahlmessung, Pt100-Sensoren zur Temperaturmessung, piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer zur Überwachung der Wälzlager, Pirani-Element zur Drucküberwachung.
	Optional: Hubmagnet	 Entlastung der Gewichtskraft des Rotors (axialen Lagerlast).	Neodym-Eisen-Bor-Magnet in Ringform.
Supersystem	Vakuumkomponenten	 Erhalten eines geringen Atmosphärendrucks zur Reduktion der aerodynamischen Verluste	Ein- bis zweistufige Drehschieberpumpen und Standard ISO-K bzw. ISO-F Bauteile
	Leistungselektronik	 Erzeugung eines Hochfrequenten Drehfeldes für den Motor/Generator, sowie gewünschte Spannungswandlung für Ausgabe in einen AC oder DC Zwischenkreis.	Frequenzrichter mit Leistungsschaltelementen wie MosFETS oder IGBTs.
	Kühlung	 Abführen der Verlustwärme des Motor/Generators (Statorwicklungen), sowie Lagern.	Standard Kühlwasserkreislauf mit Kreiselpumpe und Wärmetauscher.
	Gehäuseaufhängung	 Anbindung des FESS-Gehäuses an das Fahrzeug.	Elastomerelemente, Seilfedern oder vollkardanische Aufhängung.

Die Optimierung von Peripheriekomponenten wie *Leistungselektronik*, *Kühlung* und *Vakuumtechnik* ist nicht Bestandteil dieser Arbeit, da diese – wie sich zeigen wird - keine Schlüsselemente in der Entwicklung von FESS darstellen und somit als hinreichend gut gelöst angesehen werden können. Die *Gehäuseaufhängung* hingegen steht durch die Rotordynamik in starker Wechselwirkung mit dem Wälzlager des Schwungradspeichers und wird daher in Kapitel 9.2.1 ab Seite 108 noch genauer betrachtet.

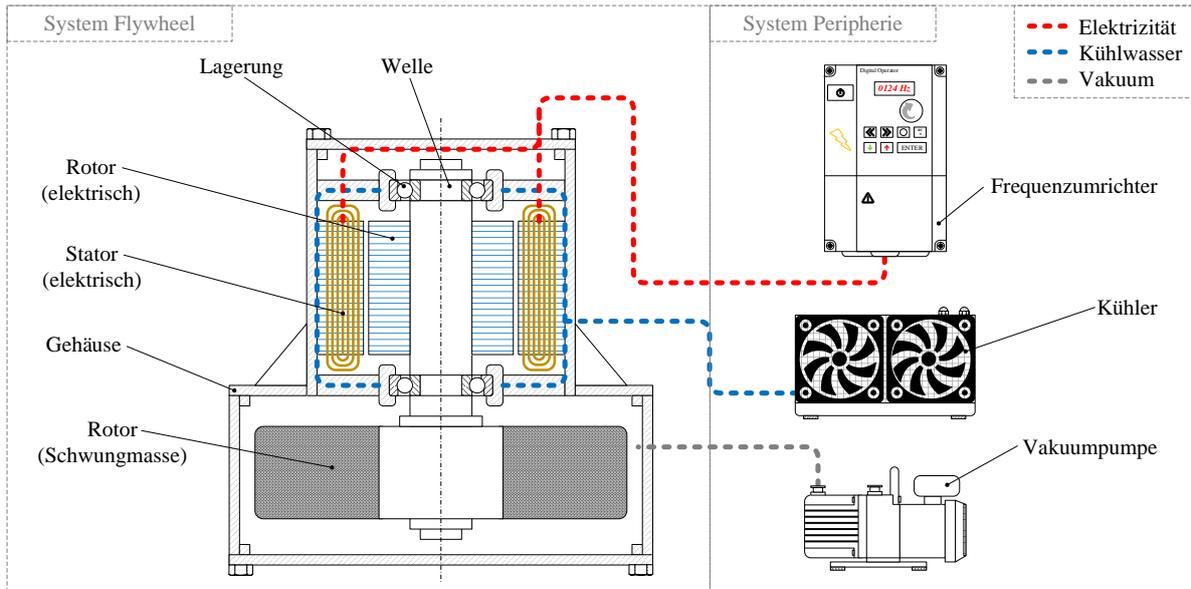


Abbildung 14: Beispiel für Innenläufer samt Rotor mit CFK-Bandage und passivem Hubmagnet zur Lagerentlastung.

Die augenscheinliche Trivialität des Systems ist trügerisch, da die speziellen Betriebsbedingungen des Schwungradspeichers (extrem hohes Drehzahlniveau, Vakuum, gyroskopische Reaktionen, um nur ein paar Aspekte zu nennen) zu komplexen Interaktionen zwischen den Komponenten führen. (Vergleiche Abschnitt 6.2 bzw. Abbildung 47 auf Seite 68.) Verschiedene Anordnungen (Topologien) der wesentlichen Komponenten weisen ein stark unterschiedliches Systemverhalten auf und müssen daher im konkreten Anwendungsfall einzeln betrachtet werden. Eine Übersicht der gängigen Topologien wird in Abbildung 15 gegeben, auf *systeminterne Interdependenzen* wird in 6.2 ab Seite 67 genauer eingegangen.

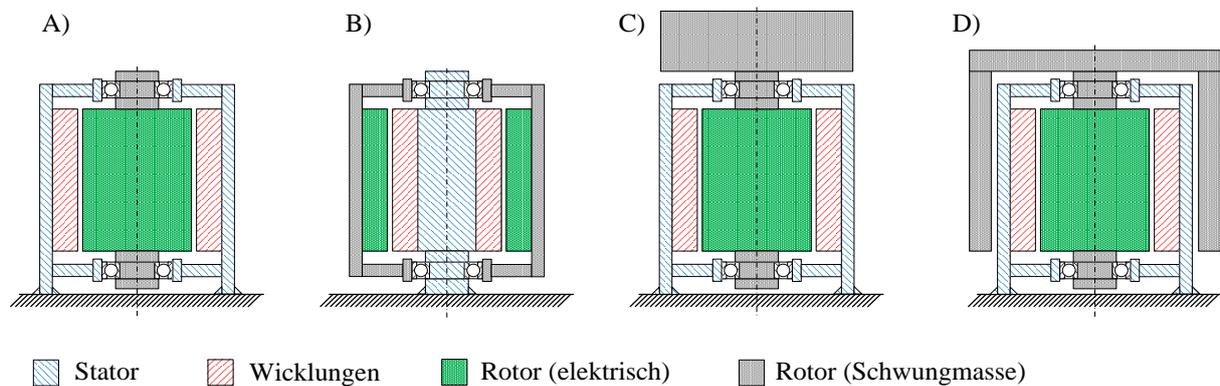


Abbildung 15: Verschiedene Topologien von elektromechanischen Schwungradspeichern. A) Innenläufer, vollintegriert B) Außenläufer C) Innenläufer, aufgelöste Bauweise D) Innenläufer mit Glockenrotor.

### 3.3 Stand der Technik im Bereich der Schwungradspeicher

Bereits der geniale Wegbereiter im Bereich der Entwicklungsmethodik, *Gustav Niemann*<sup>6</sup> propagierte die Analyse bestehender Systeme als ersten Schritt im Entwicklungsprozess eines neuen Produktes. Die historische Entwicklung von Schwungradspeichern im Allgemeinen wurde in [23] und eine auf mobile Systeme bezogene, umfangreiche Analyse wurde vom Autor selbst in [24] dargestellt. Aus Gründen der Übersicht sei eine kurze Zusammenfassung dieser Ergebnisse in Tabelle 5 auf Seite 30 angeführt.

#### 3.3.1 Bestehende Systeme - Stationäre Anlagen

Obwohl die typischen energetischen Eigenschaften heutiger elektromechanischer Schwungradspeicher (d.h. ihre Position im *Ragone-Plot*, vergleiche Abbildung 21) ihre Eignung für einen hochdynamischen Lastzyklus, genau wie er in mobilen Anwendungen auftritt, favorisieren, widmen sich mehr Hersteller der Produktion von Flywheels für den stationären Einsatz. Der Einsatz dieser „Stationär-Flywheels“ betrifft üblicherweise zwei Anwendungsfälle:

- Kurzzeitspeicherung** zum Ausgleich von Spannungsschwankungen im elektrischen Versorgungsnetz, was als „Power Quality Management“ bezeichnet wird. Dabei geht es um die Erhaltung einer einwandfreien, sinusförmigen Wechselspannung und deren Frequenz innerhalb enger Toleranzgrenzen, was beispielsweise für Produktionsmaschinen in der Halbleitertechnik entscheidend ist.
- Eine weitere beliebte Anwendung stellen **USV-Anlagen** (*Unterbrechungsfreie Stromversorgung*) dar. Im Englischen wird von *uninterruptable power supply*, oder UPS gesprochen. Hierbei wird ein *elektromechanischer Schwungradspeicher* genutzt, um die Zeitspanne zwischen einem Stromausfall und dem Start eines Notstromaggregats zu überbrücken und somit den Betrieb einer „kritischen Last“ (z.B. Rechenzentren, Medizinische Instrumente) uneingeschränkt zu gewährleisten.

Das Schema eines USV-Flywheels (Anwendung b) ist in der folgenden Abbildung dargestellt. Diese Arbeit widmet sich jedoch – wie der Titel bereits vorwegnimmt – den mobilen Anwendungen.

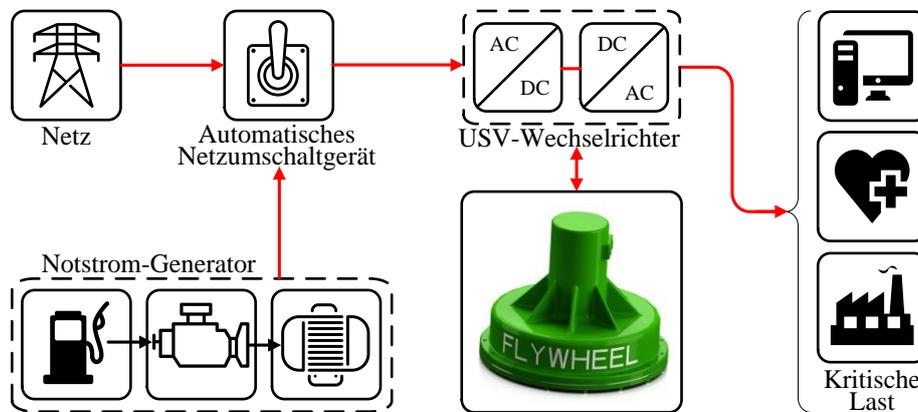


Abbildung 16: Schema eines Schwungradspeichers für unterbrechungsfreie Stromversorgung.

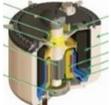
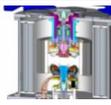
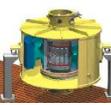
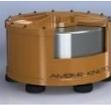
Nebst der eigentlichen Anwendung können folgende Gründe für den zurzeit überwiegenden Einsatz von stationären FESS genannt werden:

- Hoher Bedarf an „Puffer-Kapazität“ im elektrischen Netz aufgrund Integration volatiler Energiequellen
- Höhere Rentabilität und schnellere Amortisation als im Fahrzeug durch „24/7-Betrieb“
- Kein Auftreten gyroskopischer Reaktionen durch Fahrzeugdynamik
- Geringe gravimetrische Energiedichte bzw. hohes Gewicht wirkt sich nicht so negativ aus
- Probleme der „Automotive Zertifizierung“ und Crashesicherheit werden vermieden

<sup>6</sup> *Gustav Niemann*, 1899-1982, Professor für Maschinenelemente an der *TU Braunschweig* sowie *TU München*, gilt als einer der wichtigsten Wissenschaftler im Bereich der Entwicklungsmethodik des Maschinenbaus.

Eine Übersicht über etliche Hersteller stationärer Schwungradenergiespeicher, deren Produkte und Eigenschaften wird in Tabelle 5 gegeben.

**Tabelle 5: Auswahl relevanter kommerzieller und nichtkommerzieller stationärer Schwungradspeicher.**

Hersteller (Bezeichnung)	Bild	Land	Jahr	Typ	Energie	Leistung	Drehzahl	Lebensdauer	Ref.
					<i>kWh</i>	<i>kW</i>	<i>UpM</i>		
Siemens		D	2014	Prototyp	0,5	120	10000	k.A.	[34]
Velkess		USA	2011	Prototyp	5-15	9	9000	10 Jahre	[35]
Aktive Power (CleanSource® 750HD UPS)		USA	2015	Serie	2,9	675	7700	20 Jahre	[36]
Temporal Power		Can	2016	Serie	50	1000	12000	20 Jahre	[37]
Beacon Power		USA	2008	Serie	25	100	16000	k.A.	[38]
Quantum Power		USA	2015	Prototyp	360	150	6000	20 Jahre	[39]
Kinetic Traction Systems		USA	2015	Serie	1,5	333	36000	10 Mio Zyklen	[40]
PowerTHRU		USA	2014	Serie	0,53	225	52000	400 Jahre (bei 6 Jahren Service- Intervall)	[41]
Calnetix Vycon (VDC-XXE)		USA	2015	Serie	1,67	300	36750	20 Jahre	[42]
Rosseta (T4)		D	2011	Kleinserie	1,5	250	50000	20 Jahre	[43]
Piller Powerbridge (Uniblock UBT)		D	2006	Serie	4,6	500	3600	20 Jahre	[44]
Boeing Phantom		USA	2007	Prototyp	5	100	15000	k.A.	[45]
Dynastore		D	2006	Prototyp	11	2000	10000	k.A.	[46]
Amber Kinetics (GEN-2)		USA	2015	Serie	25	6,25	8500	30 Jahre	[47]

### 3.3.2 Mobile Schwungradspeicher für Fahrzeuge

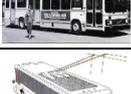
In Fahrzeugen kommen FESS fast ausschließlich in einer parallelen Hybridanordnung als Sekundärspeicher zum Einsatz, wie die Anwendungsbeispiele in Abbildung 12 und Abbildung 13 bereits gezeigt haben. Nach dem Abflauen der „Schwungrad-Euphorie“ der 1970er Jahre erfuhr die FESS Technologie erst einen erneuten Aufschwung als der Rennsport (vorwiegend die *Formel 1*) durch eine Änderung des Reglements im Jahr 2008 auf der Suche nach leistungsstarken Kurzzeitenergiespeichern für Nutzbremseanwendungen war. Es folgten weitere, teils recht erfolgreiche Anwendungen, wie der in Abbildung 17 dargestellte *Porsche GT3 Hybrid* (2010) oder der *Audi R18 E-Tron Quattro* (2012). Ihnen allen sind folgende Charakteristika gemein:

- Sehr hohe spezifische Leistung
- Meist Rotor aus Faserverbund
- Kurze geforderte Lebensdauer
- Hohe Kosten
- Relativ hohe Selbstentladung
- Geringer absoluter Energieinhalt
- Höhere Energiedichte als bei Stationär-FESS

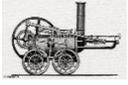
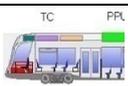
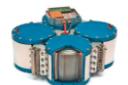


Abbildung 17: Schwungradspeicher im Rennfahrzeug: Schnitt durch den *Porsche GT3 Hybrid* [48].

Tabelle 6: Auswahl relevanter kommerzieller und nichtkommerzieller mobiler Schwungradspeichersysteme.

	Bezeichnung	Bild	Hersteller/ Entwickler	Land	Jahr	Typ	Energieinhalt und Art	Max. Drehzahl	Rotor- masse	Ref.
							<i>kWh</i>	<i>UpM</i>	<i>kg</i>	
Nutzfahrzeuge	<i>Gyrobuss</i>		<i>Oerlikon Werke</i>	CH	1953	Kleinserie	9,15 (elektrisch)	3000	1500,0	[49]
	<i>Gyreacta</i>		<i>Robert Clerk</i>	GB	1961	Prototyp	- (mechanisch)	15000	-	[50]
	<i>M.A.N. Versuchsbus</i>		<i>M.A.N.</i>	D	1981	Prototyp	1,50 (elektrisch)	12000	104,0	[51]
	<i>Stockholm City Bus</i>		<i>Volvo</i>	SWE	1982	Kleinserie	- (elektrisch)	10000	329	[52]
	<i>New York Bus System</i>		<i>Garrett Corp.</i>	USA	1985	Kleinserie	16,00 (elektrisch)	16000	340,0	[53]
	<i>Münchner Stadtbusse</i>		<i>MAN/Neoplan/ Magnet-Motor</i>	D	1988	Kleinserie	2 x 2,75 (elektrisch)	11000	181,0	[54]
	<i>ATTB</i>		<i>Center for Electromechanics, University of Austin</i>	USA	2002	Prototyp	2,0 (elektrisch)	40000	59,0	[5]
	<i>AutoTram</i>		<i>Fraunhofer Institut</i>	D	2006	Prototyp	4,00 (elektrisch)	23000	300,0	[55]

	<b>Hydrogen Hybrid Shuttle Bus</b>		<i>Center for Electromechanics, University of Austin</i>	USA	2008	Prototyp	1,87 (elektrisch)	18000	155	[56]
	<b>Flybus</b>		<i>Ricardo / Torotrac</i>	GB	2009	Kleinserie	0,28 (mechanisch)	60000	15	[57]
	<b>GKN Gyrodrive</b>		<i>GKN Hybrid Power</i>	GB	2012	Serie	0,5	36000	55	[33]
<b>Personenkraftwagen</b>	<b>Kulibin Dreirad</b>		<i>Leutnant I.P Kulibin</i>	RUS	1792	Prototyp	0,011 (mechanisch)	500	50,0	[58]
	<b>VW T2 Schwungrad-hybrid</b>		<i>RWTH Aachen</i>	D	1974	Prototyp	0,211 (mechanisch)	13400	58	[59]
	<b>K-Wagen</b>		<i>N.V. Gulia</i>	RUS	1976	Prototyp	- (mechanisch)	-	-	[58]
	<b>FESS Pinto</b>		<i>Prof. Andy Frank, University of Wisconsin</i>	USA	1976	Prototyp	- (mechanisch)	8000	90,7	[60]
	<b>Garrett Postal Wagon</b>		<i>Garrett Corp.</i>	USA	1978	Prototyp	- (mechanisch)	36000	12,2	[61]
	<b>Garrett 4 Passenger Sedan</b>		<i>Garrett Corp.</i>	USA	1978	Prototyp	1,0 (mechanisch)	25000	22,7	[62]
	<b>GM FX 85</b>		<i>General Motors</i>	USA	1982	Prototyp	- (mechanisch)	-	-	[63]
	<b>Volvo 240 FESS</b>		<i>Volvo</i>	SWE	1983	Prototyp	- (mechanisch)	-	-	[64]
	<b>Chrysler Patriot</b>		<i>Chrysler Motors</i>	USA	1993	Prototyp	1,0 (elektrisch)	58000	60,0	[65]
	<b>AFS 20</b>		<i>American Flywheel Systems</i>	USA	1994	Prototyp	20 x 2,0 (elektrisch)	200000	-	[66]
	<b>Hybrid III</b>		<i>ETH Zürich</i>	CH	1996	Prototyp	0,070 (mechanisch)	6000	48,0	[67]
	<b>Volvo S40</b>		<i>TU Eindhoven</i>	NL	1998	Prototyp	0,12 (mechanisch)	17000	-	[29]
	<b>Zero Inertia - VW Bora</b>		<i>TU Eindhoven / Van Doorne</i>	NL	2000	Prototyp	0,040 (mechanisch)	8000	12,2	[68]
	<b>Porsche 911 GT3 R Hybrid</b>		<i>Porsche / Williams Hybrid Power</i>	D/GB	2009	Prototyp	0,20 (elektrisch)	40000	14,0	[69]
<b>Porsche 918 RSR</b>		<i>Porsche/ Williams Hybrid Power</i>	D/GB	2011	Prototyp	- (elektrisch)	36000	-	[70]	

	<i>Audi e-tron</i>		<i>Audi / Williams Hybrid Power</i>	D/GB	2013	Kleinserie	0,1 (elektrisch)	45000	19,0	[71]
	<i>Volvo S60 Flybrid</i>		<i>Volvo / Flybrid Systems</i>	SWE/GB	2014	Prototyp	0,17 (mechanisch)	60000	6,0	[72]
	<i>Jaguar XF</i>		<i>Jaguar / Torotrak / Xtrac CVT</i>	GB	2010	Prototyp	0,120	60000	5,0	[73]
Schienenfahrzeuge	<i>Schuberski Lok</i>		<i>Leutnant Z. Schuberski</i>	RUS	1860	Prototyp	31,670	-	5000	[58]
	<i>British Rail Class 70</i>		<i>Southern Railway (S.R)</i>	GB	1948	Kleinserie	- (elektrisch)	-	1500	[74]
	<i>Gyro-Lokomotive "MFO EG 120-17"</i>		<i>Maschinenfabrik Oerlikon</i>	CH	1955	Prototyp	5,6 (mechanisch)	3000	3500	[75]
	<i>New York Subway</i>		<i>Garrett Corp.</i>	USA	1974	Prototyp	1,6 (elektrisch)	14000	4 x 68	[3]
	<i>Advanced Concept Train</i>		<i>Boeing Vertol Comp</i>	USA	1975	Prototyp	4,500 (elektrisch)	11000	-	[76]
	<i>PPM 50 Railcar</i>		<i>Parry People Movers</i>	GB	1992	Kleinserie	3,750 (elektrisch)	2600	720	[77]
	<i>ULEV-TAP I</i>		<i>Alstom DDF, CCM</i>	NL	2001	Prototyp	4,000 (elektrisch)	1500	-	[78]
	<i>Lirex MDS K5</i>		<i>Alstom/Magnet-Motor</i>	D	2004	Prototyp	2 x 2,0 (elektrisch)	12000	600	[79]
	<i>ULEV-TAP II</i>		<i>Alstom DDF, CCM</i>	NL	2005	Prototyp	4,0 (elektrisch)	22000	375	[80]
	<i>Lirex MDS K6 „Flytrain“</i>		<i>Alstom/WTZ Rosslau</i>	D	2006	Prototyp	2 x 6 (elektrisch)	25000	-	[81]
Schwungradspeicher-Module	<i>DynaStore</i>		<i>Compact Dynamics</i>	D	2008	Kleinserie	4 x 0,053 (elektrisch)	80000	4 x 1,5	[82]
	<i>HyKinesys - FlyCylinder</i>		<i>PowerBeam Imperial College London</i>	GB	2008	Prototyp	0,44 (mechanisch)	71000	12	[83]
	<i>F1-KERS</i>		<i>Flybrid Systems / Torotrak</i>	GB	2009	Serie	0,11 (mechanisch)	64500	5,0	[84]
	<i>Williams F1/GT3 FESS</i>		<i>Williams Hybrid Power</i>	GB	2009	Kleinserie	0,375 (elektrisch)	45000	47	[71]
	<i>MK I</i>		<i>Flywheel Energy Systems Inc.</i>	CAN	2010	Prototyp	0,77 (elektrisch)	42500	-	[85]
	<i>e-KERS</i>		<i>Enstor Technologies (2014 insolvent)</i>	D	2011	Prototyp	- (elektrisch)	-	5	[86]

### 3.4 Supersystem eines mobilen FESS - Definition und Beschreibung

Das *Supersystem* des FESS umfasst all jene Aspekte und Komponenten, welche sich *außerhalb des Speichers* befinden, jedoch in direkter oder indirekter Wechselwirkung mit dem Schwungrad stehen. Diese hierarchisch übergeordneten Komponenten oder Einflussgrößen können in sich wieder ein eigenes System bilden und werden in einer holistischen Betrachtung auch oftmals sinnvoller Weise zu einer eigenen Einheit zusammengefasst. So werden in manchen Fällen alle relevanten Komponenten des Fahrzeuges zum *Supersystem* „Fahrzeug und Fahrzeugtopologie“ zusammengefasst, um für die relevante Betrachtung entsprechende Systemgrenzen zu setzen. Die Inhalte von Kapitel 3.4 wurden bereits in [87] veröffentlicht.

#### 3.4.1 Fahrzeug und Fahrzeugtopologie

Seit einigen Jahren stehen dem Kunden immer mehr Antriebskonzepte und Fahrzeugtopologien zur Verfügung. Dabei geht es nicht nur um die Wahl zwischen konventionellem oder elektrischem Antrieb, da besonders die diversen „Zwischenstufen“, also Hybridvarianten (*Seriell* vs. *Parallel*, *Micro* vs. *Full Hybrid*) verschiedenste Eigenschaften aufweisen. Nur selten gelingt es dem Pkw-Kunden, sein eigenes Anforderungsprofil ausreichend und objektiv zu definieren und ein dementsprechend optimales Antriebskonzept zu wählen. Abgesehen davon sind beim Pkw-Kauf nur selten wirtschaftlich-energetische Kriterien ausschlaggebend, wie in Abschnitt 3.4.5 noch beschrieben wird. Im Nutzfahrzeugsektor (siehe Abschnitt 5.1) entscheidet hingegen in erster Linie die monetäre Amortisationsdauer über die Fahrzeugtopologie.

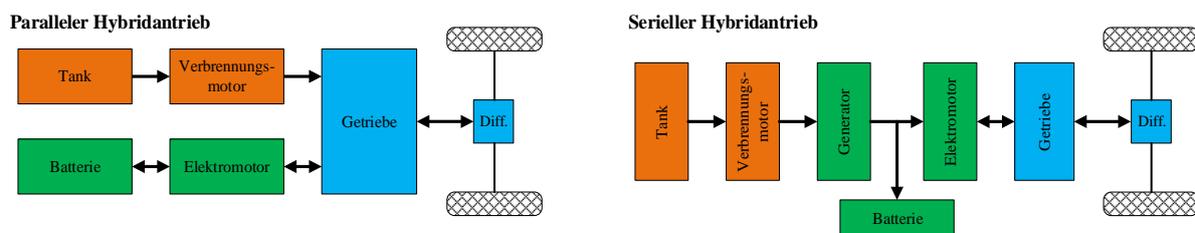


Abbildung 18: Topologie eines *parallelen* und *seriellen* Hybrids (hauptsächlich schwere Nfz) [88].

Fahrzyklus (welcher in Abschnitt 4.2.1 noch genauer analysiert wird) und Fahrzeugtopologie beeinflussen das energetische Rekuperationspotential. Umgekehrt beeinflussen die technischen Eigenschaften der Nutzbremse auch die zu wählende Fahrweise. Als Beispiel sei hier der *Volvo S60 Flywheel KERS<sup>7</sup> Hybrid* kurz diskutiert. Wie Abbildung 19 zeigt, wirkt ein Schwungradspeicher mit mechanischer Energieübertragung auf die Hinterachse des Fahrzeuges, während die Vorderachse mit einem konventionellen Antriebsstrang ausgestattet ist. Wird das Fahrzeug verzögert, so wird die kinetische Energie auf das Flywheel übertragen und dessen Drehzahl erhöht. Bei Bedarf kann die Energie des Schwungrades wieder genutzt werden, um das Fahrzeug zu beschleunigen.

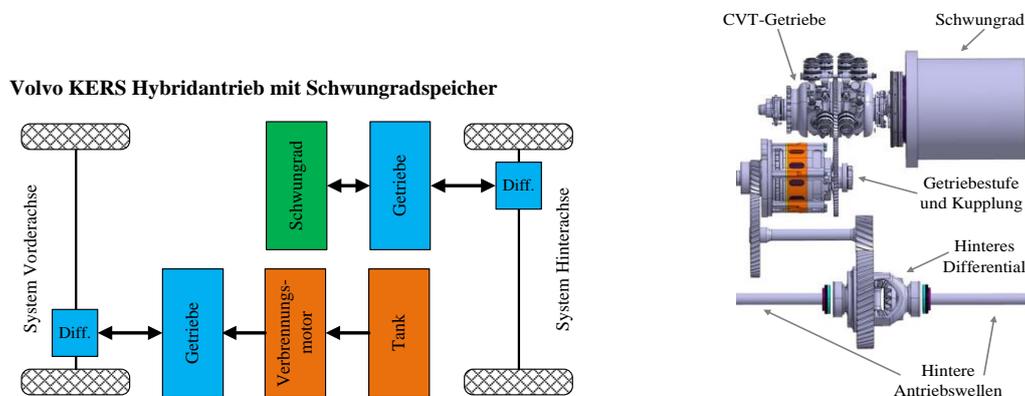


Abbildung 19: Konzept des *Volvo S60 Flywheel KERS* und Detail des Hinterachs-antriebs [89] (rechts).

<sup>7</sup> KERS steht für *Kinetic Energy Recovery System*.

Aufgrund der dynamischen Achslastverteilung muss die Bremsleistung der Hinterräder jedoch erheblich niedriger sein als die der Vorderräder (übliche Bremskraftverteilung vorne zu hinten: 80/20 bis 60/40), wodurch nur ein Teil der theoretisch nutzbaren Energie rekuperiert werden kann. Würde die Nutzbremmung auf die Vorderachse wirken, wäre das bereits ein Vorteil. Optimal im Sinne der Nutzung des Rekuperationspotentials wären hingegen vier Radnabenmotoren, welche generatorischen Betrieb erlauben. Allerdings würde sich in diesem Fall nicht nur die ungefederte Masse des Fahrzeuges erhöhen, sondern es wäre auch ein elektromechanisches FESS mit entsprechend hoher Leistung, sowie entsprechendem Energieinhalt erforderlich.

### 3.4.2 Eigenschaften des Primäranstriebs

Prinzipbedingt erreicht die ideale, *vollkommene VKM*<sup>8</sup> einen Wirkungsgrad von maximal ~67%; in der Praxis schwankt dieser zwischen 0% (Leerlauf) und circa 40% (Bestpunkt) [90]. Generell kann davon ausgegangen werden, dass sich der durchschnittliche Wirkungsgrad einer VKM bei überwiegendem Transientbetrieb (*Stop-and-Go* Verkehr) markant verschlechtert. Abbildung 20 links zeigt, dass der höchste Wirkungsgrad (hier  $\eta = 0,29$ ) nur in einem relativ schmalen Drehzahlbereich in Kombination mit hoher Last erreicht wird. Die durch Hybridisierung des Antriebsstrangs ermöglichte Lastpunktverschiebung wirkt diesem Phänomen entgegen, bringt jedoch das Problem mit sich, dass Motorakustik und Fahrdynamik voneinander entkoppelt werden und ein für den Fahrer ungewöhnliches bis unangenehmes Verhalten an den Tag legen. Diese *psychoakustischen Aspekte* verhindern meist auch den effizienten Betrieb des herkömmlichen Pkws durch extrem niedertouriges Fahren. Diese so genannte *Overdrive*-Charakteristik wird vom Fahrer abgelehnt, da er das Brummen des Antriebsstranges als „schlecht für den Motor“ interpretiert [91]. (Vergleiche auch Kapitel 3.4.5.)

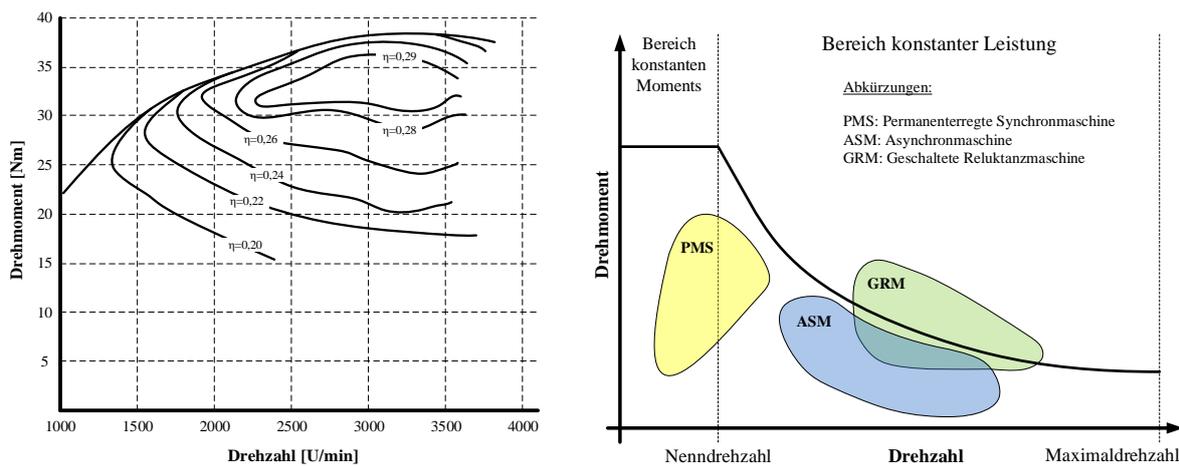


Abbildung 20: Links - Muscheldiagramm eines typischen Otto-Verbrennungsmotors (*Renault Clio*) [59]. Rechts - Betriebsbereiche der unterschiedlichen E-Maschinen, aus den Daten von [88].

Ein Elektromotor hingegen weist ein vorwiegend drehzahlproportionales akustisches Verhalten sowie einen eklatant besseren Teillastwirkungsgrad auf. Im Vergleich zur VKM bieten Asynchronmaschine (ASM) und geschaltete Reluktanzmaschine (GRM) einen relativ großen Drehzahlbereich konstanter Leistung, während die permanenterregte Synchronmaschine (PMS) sehr hohe Anfahrmomente abzugeben vermag (vergleiche Abbildung 20, rechts). Aber diese und weitere Vorteile der Hybridisierung können nur dann vollends ausgeschöpft werden, wenn entsprechende elektrische Energiespeicher - wie zum Beispiel ein elektromechanisches Flywheel, oder chemische Batterien - verfügbar sind.

<sup>8</sup> VKM unter Annahme eines reibungsfreien und adiabaten Verbrennungsprozesses.

### 3.4.3 Eigenschaften mobiler Energiespeicher

Neben der bereits in Abschnitt 2.1 beschriebenen wichtigen Aufgabe der Sicherung einer sauberen und nachhaltigen netzgebundenen Energieversorgung durch volatile Quellen, gewinnen die verschiedenen Energiespeicher natürlich auch im Automobilssektor zunehmend an Bedeutung. Funktionen wie Rekuperation und Lastpunktverschiebung als Produkt der Hybridisierung des Antriebsstranges stehen in enger Wechselwirkung mit den energetischen Eigenschaften der Speicherkonzepte. Die exakte Auslegung eines Energiespeichers für Hybridfahrzeuge kann nur auf Basis eines bekannten Lastprofils, bzw. vorgegebenen Fahrzyklus erfolgen. Generell herrscht ein Streben nach hoher spezifischer Energie und Leistung bei gleichzeitig geringen Kosten und guter Umweltverträglichkeit vor. Leider stehen diese Eigenschaften oft in einem unumgänglichen, physikalischen Widerspruch.

**Tabelle 7: Eigenschaften gängiger Energiespeicher für Hybridfahrzeuge und qualitative Bewertung.**

	Li-Ion Batterie	PB- Batterie	Ni-Cd Batterie	Super-/ UltraCap	Druckluft- speicher	Hydraulik- speicher	Schwungrad- speicher
Energiedichte	***	**	***	*	*	*	*
Leistungsdichte	**	**	***	***	***	***	***
Lebensdauer	**	**	*	**	***	***	***
Kosten	**	**	**	*	***	**	*
Wirkungsgrad	***	***	***	***	*	*	**
Ladedauer	*	*	**	***	**	**	***
Recycling	*	**	*	*	***	***	***
Herstellung	*	**	*	*	***	**	**

Tabelle 7 vergleicht einige mobile Energiespeicher im Zuge einer näherungsweisen, qualitativen Bewertung, welche der Autor bereits in [87] veröffentlichte. Es ist deutlich zu erkennen, dass chemische und elektrische Energiespeicher zwar hohe Energiedichten aufweisen, aber in Punkto Recycling und Herstellungsaufwand schlechter abschneiden als die mechanischen Alternativen. Es ist wichtig an dieser Stelle festzuhalten, dass Kosten und Energie- oder Leistungsdichte für Anwendungen im Automobilbereich die üblicherweise am stärksten gewichteten Kriterien sind.

Die Darstellung der verschiedenen Speicher in einem sogenannten *Ragone-Diagramm* (siehe Abbildung 21) ist ein adäquates Werkzeug, um die optimalen Anwendungsgebiete verschiedener Energiespeicher zu vergleichen. In diesem Diagramm wird die *spezifische Energie* über die *spezifische Leistung* der jeweiligen Speichermedien aufgetragen. Durch die Wahl eines doppellogarithmischen Maßstabs können Energiespeicher unterschiedlichsten Typs und stark divergierender Spezifikationen miteinander verglichen werden. Die Ordinate, welche die spezifische Energie repräsentiert, veranschaulicht also, wie viel Energie pro Gewichtseinheit zur Verfügung steht, während die Leistungsdichte auf der Abszisse ein Maß dafür ist, wie schnell diese Energie abgegeben werden kann.

→ Wird ein Flywheel, so wie z.B. beim *KERS* in der Formel 1 strategisch als „Überhol-Booster“ eingesetzt, so ist die Abgabe einer großen Energiemenge innerhalb kurzer Zeit von Bedeutung. Bei einem Schwungradspeicher, der einen Bus in einem Nahverkehrsnetz von Station zu Station bringen soll, wird man freilich mehr Wert auf den spezifischen Energieinhalt, also in weiterer Folge „Reichweite/kg“ legen.

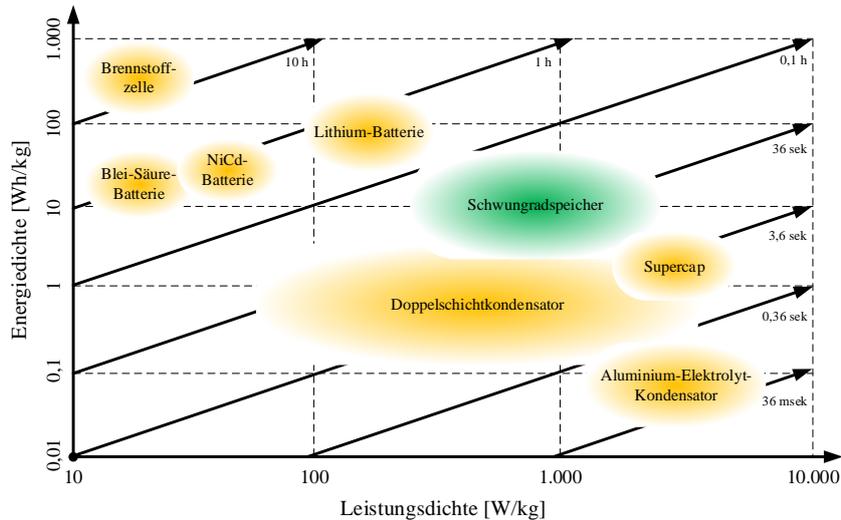


Abbildung 21: Ragone-Plot verschiedener Energiequellen, erweitert aus den Daten von [92].

Traditioneller Weise setzt die technische Forschungs- und Entwicklungsarbeit bei den unter 3.4.1 bis 3.4.3 diskutierten Punkten (also den Elementen des Fahrzeug-Subsystems) an. Der Einfluss auf das Gesamtsystem bzw. das physikalisch mögliche Entwicklungspotential ist aber durch Naturgesetze begrenzt.

### 3.4.4 Geographie, Infrastruktur und Verwendungszweck des Fahrzeugs

📖 → Eine Analyse von **Geographie, Infrastruktur und Verwendungszweck des Fahrzeuges** wurde vom Autor bereits in [87] veröffentlicht und ist dem Anhang (Kapitel I auf Seite 2) zu entnehmen.

### 3.4.5 Fahrer und Energiepsychologie

Aufgrund der hohen technischen Komplexität der modernen Transportmittel kann nicht davon ausgegangen werden, dass die Bevölkerung ein aus energetischer Sicht „richtiges“ Mobilitätsverhalten an den Tag legt. Untersuchungen des *Institutes für Elektrizitätswirtschaft und Energieinnovation* der *TU Graz* haben wie eingangs erwähnt gezeigt, dass Energie eine hochgradig nichtintuitive, schwer fassbare physikalische Größe ist. Unter den Befragten, welche abschätzen sollten „was man mit 1 kWh Energie machen könne“ waren auch Absolventen von (u.a. technischen) Universitäten. (Vergleiche Abbildung 22.)

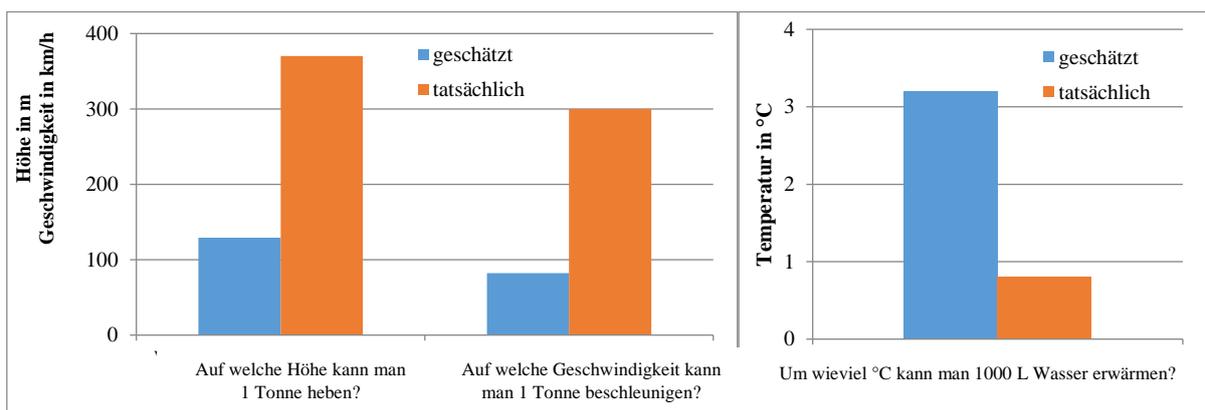


Abbildung 22: Antworten der österreichischen Bevölkerung auf die „1-kWh-Frage“ [9].

Aber nicht nur die Fehleinschätzung des energetischen Aufwandes für die Bereitstellung von thermischer und mechanischer Energie, sondern auch andere sozio-psychologische Effekte beeinflussen das Mobilitäts- und Fahrverhalten des Kunden und in weiterer Folge die Architektur des Antriebsstranges. Mobilität bzw. der Besitz eines Fahrzeuges wird mit folgenden symbolischen Attributen verbunden [4]:

- **Autonomie:** Selbstbestimmung und ein hoher Mobilitätsgrad können beinahe als Grundbedürfnis des modernen Menschen in der westlichen Welt betrachtet werden. Ein Fahrzeug vermittelt dem Eigentümer Freiheit und soll diese auf keinen Fall einschränken.

- **Status:** Mit der Wahl eines Fahrzeuges kann nicht nur sozialer Status demonstriert werden, sondern auch die Bereitschaft in „grüne“ Technologien zu investieren. Nicht selten werden übermotorisierte, schwere Oberklassefahrzeuge auch als Hybrid angeboten (*BMW X6, Porsche Cayenne, VW Touareg* etc.), beruhigen somit lediglich das Gewissen des Käufers und tragen in keiner Weise zur nachhaltigen Mobilität bei. Ebenso werden reine Elektrofahrzeuge oftmals ausschließlich als Zweit- oder Stadtauto zusätzlich zum konventionellen Pkw angeschafft.

- **Fahrerlebnis:** Beschleunigung, Geschwindigkeit, Straßenlage, Reichweite und Geräuschentwicklung sind einige der Fahrzeugeigenschaften, welche die Wahl des Fahrzeuges oder Verkehrsmittels im Allgemeinen erheblich beeinflussen. Unter anderem deshalb war die historische Entwicklung des Automobils bislang vorwiegend von Leistungssteigerung geprägt.

Ein weiterer Punkt, welcher mit der Elektrifizierung des Antriebsstranges zunehmend an Bedeutung gewinnt, ist die *Psychoakustik*. Wie unter Punkt 3.4.2 bereits erwähnt, werden so genannte *Overdrive*-Getriebe aufgrund der niedrigen Motordrehzahl und dem somit niederfrequenten, „brummenden“ Geräusch trotz ihrer Effizienz vom Kunden kaum akzeptiert [91]. Ein ähnliches Schicksal widerfuhr bislang auch dem *CVT-Getriebe*, welches mit seiner kontinuierlich variierbaren Übersetzung den Betrieb der VKM vorwiegend im Bestpunkt (ohne diskrete Schaltpunkte) erlaubt. Der Kunde erwartet bei Betätigung des Gaspedals aber eine Drehzahlsteigerung sowie direkte Proportionalität zur Geschwindigkeit. Bei Einsatz eines CVT kann es jedoch sogar zu einem Abfall der Drehzahl bei steigender Geschwindigkeit aufgrund parasitärer Verluste der Steuerhydraulik kommen [27]. Serielle Hybride können ein ähnliches, nichtintuitives psychoakustisches Verhalten aufweisen, was zu einer Ablehnung im Kundenkreis führen kann.

## 4 Interaktion zwischen *Sub*- und *Supersystem* eines FESS

Selbst bei einer modernen Li-Io-Batterie mit Feststoffelektrolyt und grundsätzlich lagenunabhängigem Verhalten hängen Attribute wie Wirkungsgrad, Selbstentladung, maximale Leistung und nicht zuletzt Lebensdauer von Umgebungsbedingungen wie Temperatur ab [93]. Untersuchungen der *Technischen Universität Eindhoven* haben ergeben, dass die nominelle Reichweite eines reinen Elektrofahrzeuges im Winter, wenn darüber hinaus noch eine erhöhte Nebenaggregateleistung zum Beispiel zum Heizen von Nöten ist, drastisch reduziert wird, wie Abbildung 23 anschaulich zeigt.

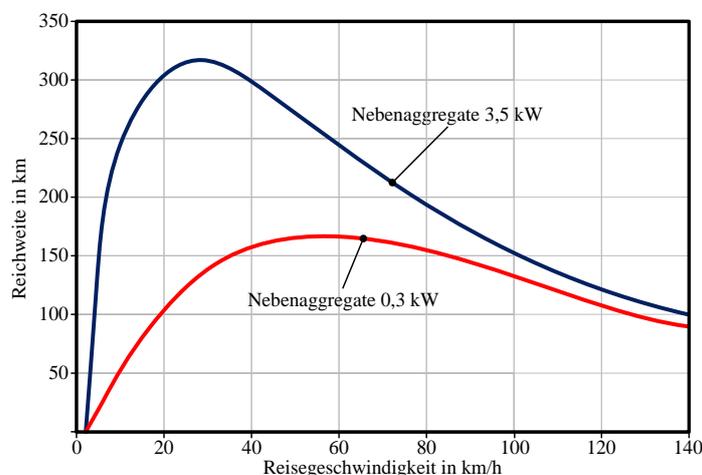
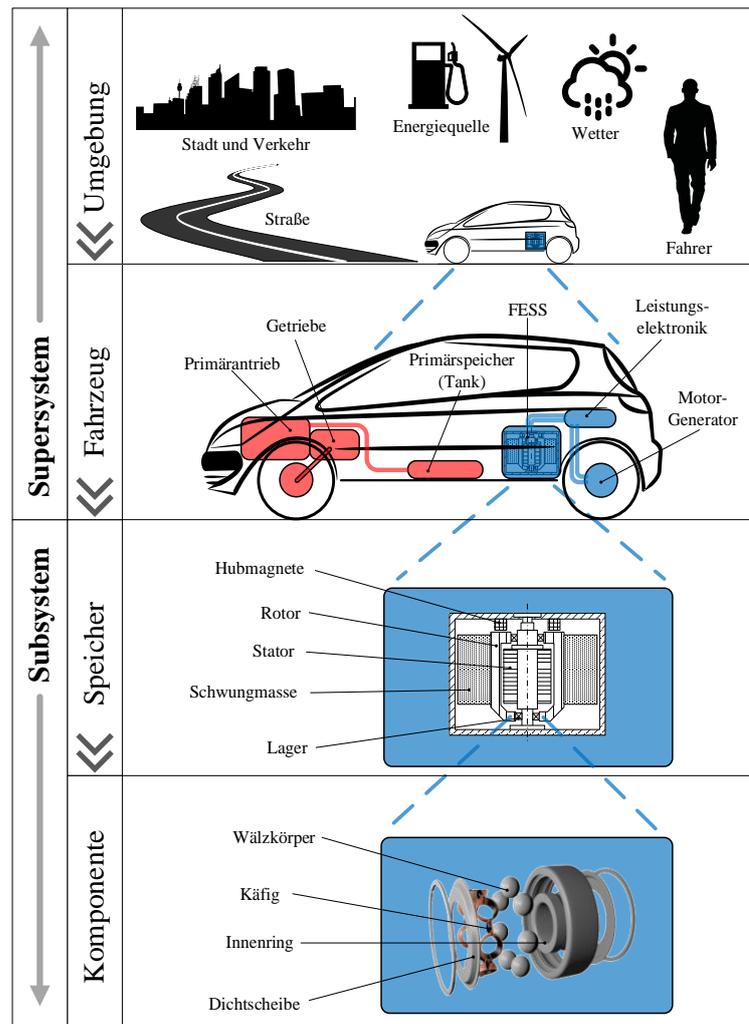


Abbildung 23: Reichweite eines Elektrofahrzeuges (*ECE VW Golf*) in Abhängigkeit von Reisegeschwindigkeit und Nebenaggregateleistung [94].

Auch das Einsatzprofil, welches durch den Kunden definiert wird, beeinflusst die Lebensdauer einer Batterie eklatant. So kann die in Summe maximal umsetzbare Energie durch *Mikrozyklieren*<sup>9</sup> maximiert werden, oftmaliges tiefentladen hingegen vermindert die Lebensdauer. Diese Beeinflussung der „Zellchemie“, also des *Subsystems* des Speichers durch Umgebungsbedingungen fällt bei einem Schwungradspeicher, welcher schnelldrehende mechanische Komponenten in sich beherbergt, noch dramatischer aus. Aus diesem Grund ist es notwendig, das gesamte System durch holistische Betrachtung vom „Groben“ (*Supersystem* – Fahrzeug, Fahrer, Infrastruktur) zum „Feinen“ (*Subsystem* - Details und Komponenten innerhalb des FESS) zu analysieren und eine Systemhierarchie, wie in Abbildung 24 dargestellt, aufzubauen. Das Potential und die Wichtigkeit eines holistischen Ansatzes zur Produktoptimierung am Beispiel Schwungradspeicher wurde vom Autor unter Anderem in [95] dargestellt und publiziert.



**Abbildung 24: Systemhierarchie und Interaktion zwischen Sub- und Supersystem am Beispiel des Wälzlagers im FESS.**

Abbildung 24 stellt die Gliederung des Schwungradspeichers in dessen *Sub-* und *Supersystem* dar. Das *Supersystem* wird aus Gründen der besseren Übersicht wieder in Fahrzeug und Umgebung gegliedert, das *Subsystem* in „Speicher Gesamt“ und „Komponente“, wobei in diesem Fall das Wälzlager, welches sich noch als Schlüsselement entpuppen wird, herausgegriffen wurde. Konkrete Beispiele für die gegenseitige Beeinflussung sind im folgenden Abschnitt (4.1) angeführt.

<sup>9</sup> Entnahme einer Energiemenge, welche nur einem geringen Prozentsatz der Batteriekapazität entspricht, und anschließendes Aufladen.

## 4.1 Beispiele der direkten Beeinflussung von *Super-* und *Subsystem* des FESS

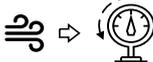
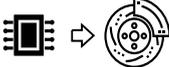
Die in Abbildung 24 gezeigte Systemhierarchie greift das Wälzlager heraus. Obwohl dieses Maschinenelement in Kapitel 9 ab Seite 107 noch tiefgehend behandelt wird, sei an dieser Stelle ein plakatives Beispiel der Interaktion zwischen diesem Element des Speicher-*Subsystems* und dessen Umgebung (*Supersystem*) beschrieben:

→ **Straßenlage und -zustand** beeinflussen die Fahrdynamik (Nicken, Gieren, Wanken und maximale Beschleunigungswerte des Fahrzeuges) und definieren somit die Lagerlasten, inklusive gyroskopischer Reaktionen durch das Kreismoment des Schwungrades.

→ **Fahrzyklus** und erforderliche Speicherdauer definieren die maximal zulässige Selbstentladung und in weiterer Folge das tolerierbare Verlustmoment der Lagerung. Ebenso wird das Drehzahlkollektiv durch den Ladezustand des FESS definiert.

Eine Zusammenfassung der wesentlichen Interaktionen zwischen Aspekten des *Supersystems* und Komponenten des Flywheel-*Subsystems* wird in Tabelle 8 gegeben.

**Tabelle 8: Interaktionsmechanismen zwischen *Sub-* und *Supersystem* eines FESS.**

<i>Supersystem</i> -Aspekt	Interaktionsmechanismus	<i>Subsystem</i> -Aspekt
Infrastruktur und Verkehr 	Dynamik des Fahrzyklus wird durch Straßennetz und Verkehr beeinflusst → Rekuperationspotential und erforderliche Speicherdauer sowie Vorhersehbarkeit des Kollektivs	Zulässiges Verlustmoment des Lagers 
		Strömungsverluste und Vakuumtechnik 
Energiequelle (Primärenergiemix) 	Steigende Preise fossiler Energieträger und sinkende Strompreise → Ersparnis und Rentabilität des Systems	Steigende Stückzahlen → Fertigungsverfahren der Großserie 
Wetter 	Umgebungstemperatur, Fahrwiderstand und Reibungsverhältnisse auf der Straße durch Niederschlag → Maximal mögliche Längs- und Querbeschleunigungen	Viskosität der Schmierstoffe 
		Regelung zur Vermeidung des Überbremsens bei Nutzbremmung 
Fahrer & Psychologie 	Kaufverhalten bzw. maximal zulässiger Preis → Image und Wahrnehmung der Technologie	Einsetzbare Technologien/Komponenten 
Straßenzustand 	Maximale Beschleunigungen im Fahrzeug → Lagerlast- und Drehzahlkollektiv des FESS	Dimensionierung der Lagerung 

An dieser Stelle sei auch auf das Kapitel 6.2.2 ab Seite 70 verwiesen, welches sich mit den *systeminternen Interdependenzen* zwischen den als kritisch eruierten FESS-Komponenten und der Kategorisierung dieser Zusammenhänge widmet.

→ Eine besondere Bedeutung muss der Ausprägung des Fahrzyklus zugesprochen werden, weshalb dieser im folgenden Abschnitt im Hinblick auf das Rekuperationspotential mittels Schwungradspeicher genauer betrachtet wird.

## 4.2 Optimierung im Supersystem

### 4.2.1 Einfluss des Fahrzyklus auf das FESS

Es ist nicht nur das teilweise irrationale und von Marketing-Mechanismen beeinflusste Kaufverhalten des Kunden (vergleiche Kapitel 5.3.1), sondern auch die beinahe unmögliche Vorhersagbarkeit des Fahrzyklus, welche die Speicherdimensionierung im Pkw zu einer schwierigen Aufgabe machen.

Bislang war es der genormte *New European Driving Cycle* (NEDC), der für die energetische Optimierung der meisten Fahrzeuge herangezogen wurde. Der Antriebsstrang und die Betriebsstrategie wurden also bis dato an einen gesetzlich vorgegeben, *synthetischen Fahrzyklus* angepasst. Es ist müßig zu erwähnen, dass eine stark von diesem Normzyklus abweichende Verwendung des Fahrzeuges deshalb erheblich schlechtere Verbrauchswerte mit sich bringt.

Abbildung 25 vergleicht verschiedene Fahrzyklen und beschreibt deren energetische Charakteristika bzw. Implikationen für die Gestaltung des Antriebsstranges.

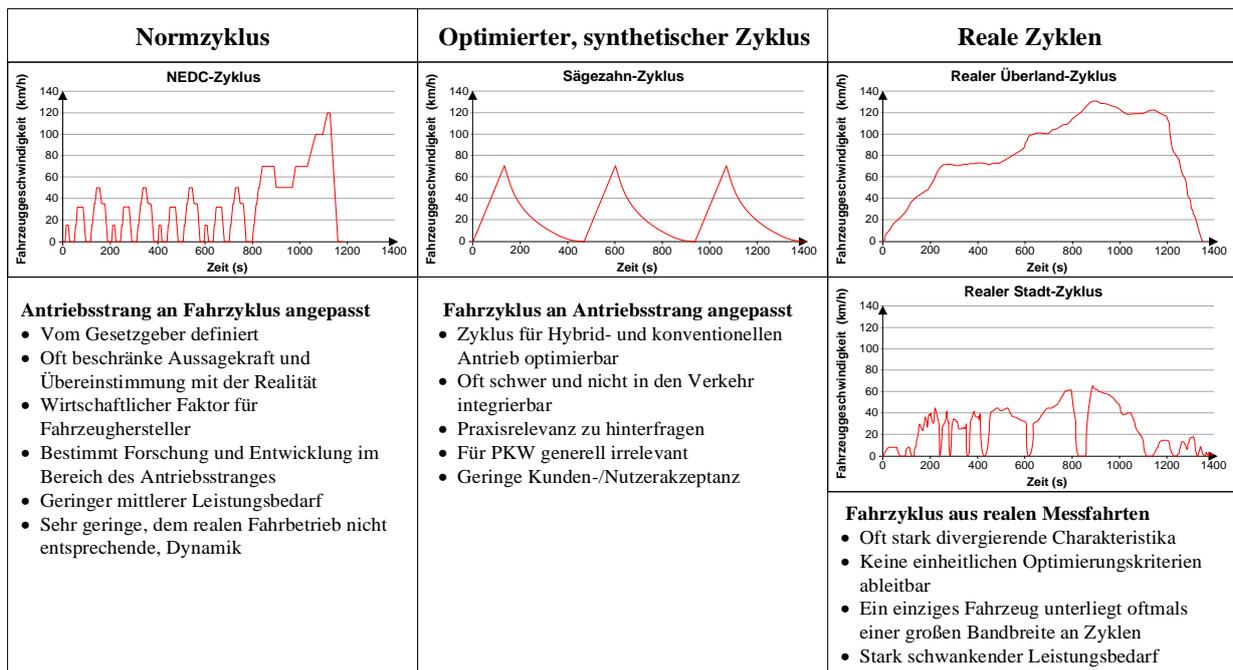


Abbildung 25: Verschiedene Fahrzyklen und deren energetische Charakteristika.

Spätestens seit der „Abgas-Skandale“ um verschiedene große Automobilkonzerne, welche bei ihren Fahrzeugen im Falle eines Normtests modifizierte Motorsteuerungen zum Einsatz brachten, um die CO<sub>2</sub>-Emissionen zu senken, weiß selbst die breite Öffentlichkeit, dass die Zertifizierung auf Basis von Normzyklen problematisch ist [96]. Interessant ist, dass die „Verbrauchoptimierung“ bzw. Erkennung des Fahrzeuges, ob es sich um einen Testzyklus handelt oder nicht, ein offenes Geheimnis war mit welchem viele Fahrzeugingenieure vertraut waren. Selbst Fahrzeuge wie der *Toyota Prius*, denen eine hohe Umweltfreundlichkeit nachgesagt wird, verhalten sich abseits des *NEDC* deutlich weniger effizient – wenn auch innerhalb der gesetzlichen Grenzen [97]. Es ist offensichtlich, dass die Ablöse des *NEDC* durch die so genannte *Worldwide Harmonized Test Procedure* (*WLTP*), also einem aus realen Testfahren generierten Zyklus, der ab 2017 in Europa Standard werden soll, ein Schritt in die richtige Richtung ist. Zwei wesentliche Punkte bleiben in diesem Zusammenhang jedoch ungelöst:

1. Es wird unvermeidbar bleiben, dass viele Pkw-Anwender ihr Fahrzeug auch stark von der *WLTP* abweichend einsetzen. Somit kann zwar eine geringfügige, durchschnittliche Verringerung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes erreicht werden, die Problematik der „Nichtvorhersagbarkeit“ des Fahrverhaltens des individuellen Anwenders bleibt aber bestehen.

2. Der Umstieg auf einen neuen „schärferen“ Testzyklus bringt voraussichtlich wieder „nur“ inkrementelle Verbesserungen und eine sukzessive Verbrauchsreduktion mit sich.<sup>10</sup> Die Entwicklung einer völlig neuen Fahrzeugstruktur oder gar eines neuen Mobilitätskonzeptes wird dadurch nicht in die Wege geleitet.

#### 4.2.2 Energiebedarf des Fahrzeugs

Betrachtet man die Längsdynamik eines Fahrzeuges, so setzt sich die Bedarfskraft für das Kfz bei stationärer Fahrt aus folgenden drei Komponenten zusammen [98]:

- Rollwiderstand  $F_{Rad}$
- Steigungswiderstand  $F_{Steig}$
- Luftwiderstand  $F_{Luft}$

Die Abhängigkeit des Rollwiderstandes von Reifenbauart, Luftdruck, Fahrbahnoberfläche etc. wird generalisiert im Reibungsbeiwert  $f_R$  berücksichtigt und somit ergibt sich:

$$F_{Rad} = m * g * f_R \quad (8)$$

Korrekt Weise müsste  $F_{Rad}$  noch mit dem Cosinus des Steigungswinkels,  $\cos(\alpha_s)$  multipliziert werden, da sich die Radaufstandskraft mit zunehmender Steigung verringert. Da der relative Anteil dieser Änderung für kleine Winkel gering ist, wird dieser hier vernachlässigt.

Da des Weiteren für kleine Steigungswinkel  $\alpha_s$  gilt:  $\sin \alpha_s \approx \tan(\alpha_s)$  folgt:

$$F_{Steig} = m * g * \tan(\alpha_s) \quad (9)$$

Und nach der bekannten *Beziehung von Bernoulli* ist:

$$F_{Luft} = \frac{1}{2} * c_W * A * \rho_L * v^2 \quad (10)$$

Die Bedarfskraft für stationäre Fahrt ist die Summe dieser drei Kräfte. Um das Fahrzeug zu beschleunigen, müssen die Massenkräfte berücksichtigt werden. Werden die *translatorischen* und *rotatorischen* Massenanteile zusammengefasst, so spricht Prof. Hirschberg in [98] von der sogenannten *verallgemeinerten Masse  $m^*$* .

$$m^* = m_A + m_V + m_H + s_V^* \frac{I_V}{r^2} + s_H^* \frac{I_H}{r^2} \quad (11)$$

Der *Schlupf  $s^*$*  an den Vorder- und Hinterrädern spielt bei der überschlägigen energetischen Auslegung nur eine untergeordnete Rolle und kann in diesem Fall mit 1 angenommen werden. Die Trägheitsmomente an der Vorder- bzw. Hinterachse lassen sich nach Formel (12) berechnen. Im Falle eines vorderradgetriebenen Fahrzeuges gilt:

$$I_V = I_{AV} + i_A^2 * (I_G + i_G^2 I_M) \quad (12)$$

$$I_H = I_{AH} \quad (13)$$

Die nun folgende Abbildung 26 zeigt die Verkettung der Trägheitsmomente im Antriebsstrang. Beispielhaft wird ein Pkw mit Vorderradantrieb gezeigt, welcher momentan den höchsten Marktanteil bildet.

<sup>10</sup> Experten rechnen mit einem flottenspezifischen CO<sub>2</sub>-Ausstoss von ca. 95g/km bei Anwendung der WLTP gegenüber 80 – 85 g/km im NEDC [210]

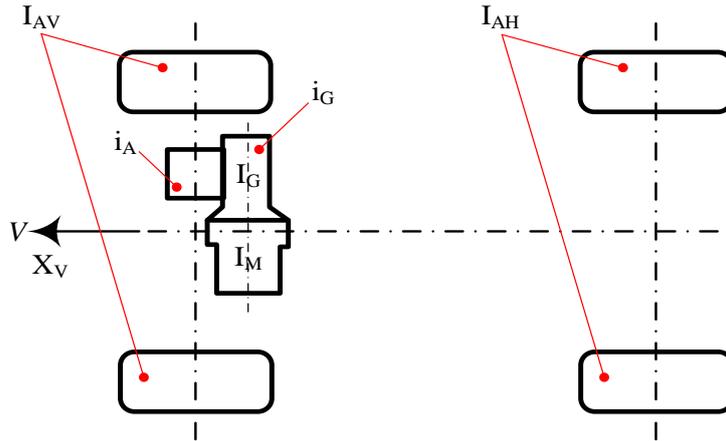


Abbildung 26: Trägheitsmomente im Antriebsstrang eines Pkw mit Vorderradantrieb [98].

Dividiert man die *verallgemeinerte Masse*  $m^*$  durch die Fahrzeugmasse  $m$ , so gelangt man auf den *Drehmassenfaktor*  $\lambda_{DM}$  und die Bedarfskraft für allgemeine, instationäre Fahrt kann wie folgt ausgedrückt werden:

$$F_{Bed} = mg (f_R + \tan(\alpha_s)) + \frac{1}{2} c_W A \rho_L v^2 + m\ddot{x}\lambda \quad (14)$$

Woraus sich mit  $\dot{x} = v$  die allgemeine Bewegungsgleichung des Fahrzeuges formulieren lässt:

$$\ddot{x} + \frac{1}{2} \frac{c_W A \rho_L}{m\lambda} \dot{x}^2 + \frac{g}{\lambda} (f_R + \tan(\alpha_s)) - \frac{F_{Bed}}{m\lambda} = 0 \quad (15)$$

Integriert man die Bedarfskraft über den Weg  $x$ , so erhält man die erforderliche mechanische Energie am Rad, welche durch den Antrieb zu Verfügung gestellt werden muss.

$$W_{Bed} = \int_0^x F_{Bed} dx \quad (16)$$

$$W_{Bed} = \int_0^x mgf_R dx + \int_0^x mg \tan(\alpha_s) dx + \int_0^x \frac{1}{2} c_W A \rho_L \dot{x}^2 dx + \int_0^x m\ddot{x}\lambda dx \quad (17)$$

Da die Bedarfsenergie geschwindigkeits- und beschleunigungsabhängig ist, variiert sie stark je nach appliziertem Fahrzyklus. Eine empirisch ermittelte Näherungsformel für den *NEDC Fahrzyklus* schlägt Prof. Lino Guzzella an der *ETH Zürich* in [99] vor: (Ergebnis in kJ/100 km)

$$W_{BedNEDC} \approx A * c_W 19000 + m f_R 840 + m 11 \quad (18)$$

#### 4.2.2.1 Theoretisch rückgewinnbare Energie

Diese Größe ist für die Auslegung eines Schwungradspeichers wesentlich, jedoch auf keinen Fall für alle Fahrzeugtypen konstant und sollte daher genauer betrachtet werden. Um die rückgewinnbare Energie zu ermitteln, muss zwischen Bereichen positiver ( $\dot{x} > 0$ ) und negativer ( $\dot{x} < 0$ ) Beschleunigung unterschieden werden [59]. Die folgenden Betrachtungen stellen die Grundlage für die in 5.2.1 präsentierten Simulationsergebnisse dar.

Das Geopotential wird in erster Instanz nicht berücksichtigt, das heißt, der Fall einer ebenen Straße betrachtet, wodurch  $\ddot{x} = a$  geschrieben werden kann. Ein synthetischer Beispielzyklus, anhand dessen die Nutzbremmung sowie die bezeichnenden Zeitabschnitte erklärt werden, ist in der folgenden Abbildung 27 qualitativ dargestellt.

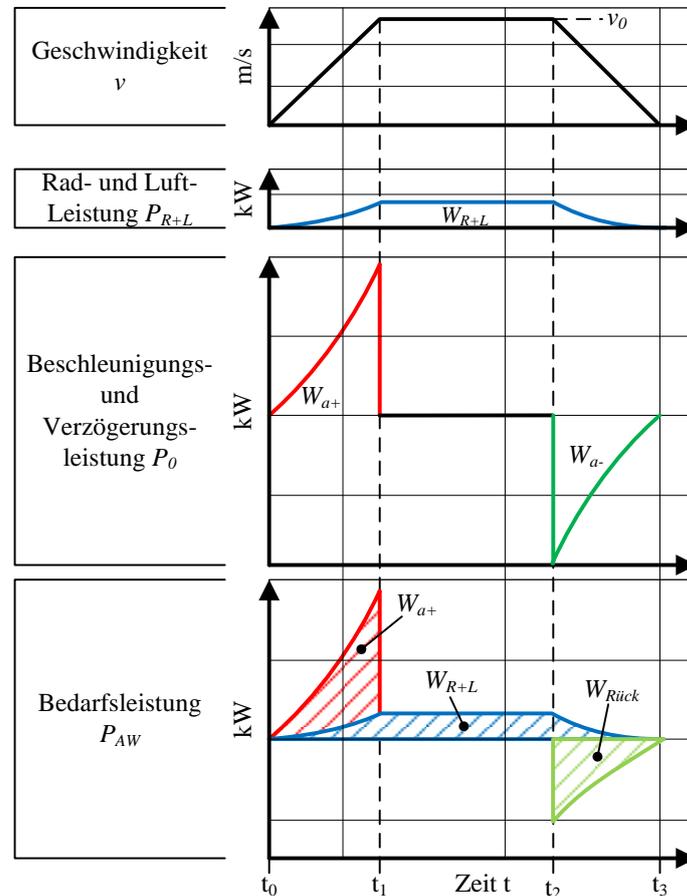


Abbildung 27: Qualitativer Verlauf von Geschwindigkeit, Leistungs- und Energiebedarf eines Kfz, basierend auf [59].

Man erkennt, dass die rückgewinnbare Energie  $W_{Rück}$  – welche geringer ist als die für die Beschleunigung des Fahrzeuges erforderliche – sich zusammensetzt aus:

$$W_{Rück} = \int_0^{t_1} m\lambda a v dt - \int_{t_2}^{t_3} mgf_R v dt - \int_{t_2}^{t_3} \frac{1}{2} c_W A \rho_L v^3 dt \quad (19)$$

Unter der Annahme  $a = const = \frac{dv}{dt}$  kann  $dt = \frac{dv}{a}$  eingesetzt, und das Integral gelöst werden:

$$W_{Rück} = m\lambda \frac{v_0^2}{2} - \frac{mgf_R v_0^2}{a} - \frac{c_W A \rho_L v_0^4}{2a} \quad (20)$$

Abbildung 28 stellt die rückgewinnbare Energie  $W_{Rück}$  zweier Fahrzeuge über die Ausgangsgeschwindigkeit  $v_0$  dar. Das obere Diagramm wurde nach [59] mit typischen Werten für ein Nutzfahrzeug (Fahrzeugmasse 12500 kg), das untere mit Werten für einen kleinen Pkw (Fahrzeugmasse 1100 kg), ermittelt. Wie leicht zu erkennen ist, nimmt  $W_{Rück}$  aufgrund kleinerer Luft- und Radreibungsverluste für konstante Verzögerung  $a$  zunächst mit  $v_0$  zu. Wegen der Zunahme des Luftwiderstandes mit höherer Potenz fällt  $W_{Rück}$  ab einer bestimmten Geschwindigkeit – diese sei  $v_{max}^{Rück}$  genannt – drastisch ab und wird zu Null.

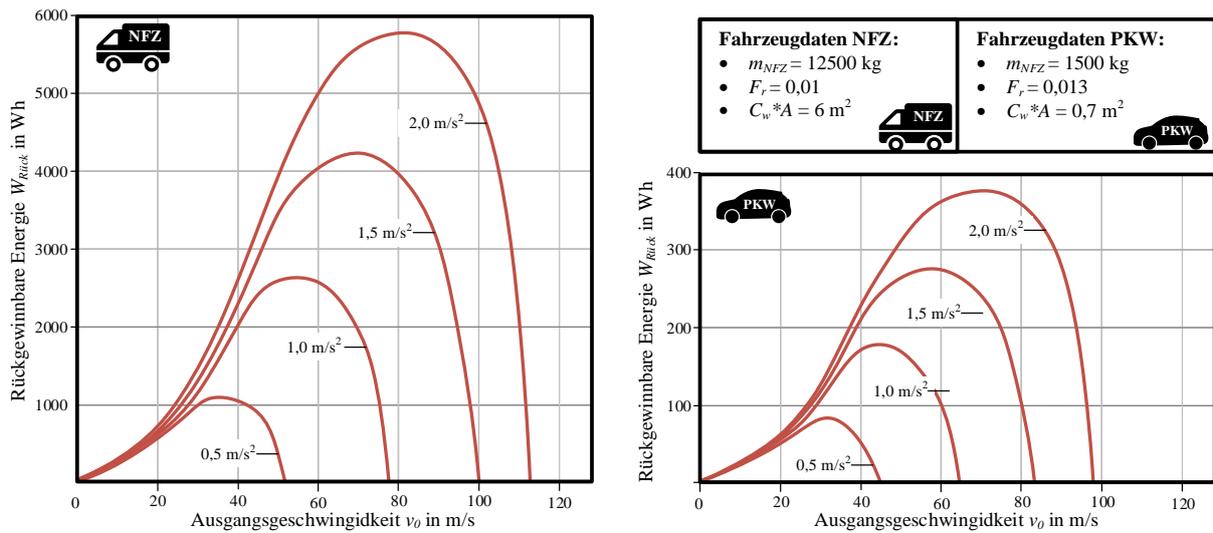


Abbildung 28: Rückgewinnbare Bremsenergie  $W_{Rück}$  in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit  $v_0$  [59].

Wendet man die klassische Extremwertaufgabe auf die Gleichung für  $W_{Rück}$  an und setzt deren erste Ableitung nach der Geschwindigkeit Null, so erhält man:

$$v_{max}^{Rück} = \sqrt{\frac{m\lambda a - mgf_R}{\frac{1}{4}c_w A \rho_L}} \quad (21)$$

→ Es ist gut zu erkennen, dass die rückgewinnbare Energie mit höheren Verzögerungswerten ebenfalls steigt, jedoch extrem starke Verzögerungen zu keiner wesentlichen Effizienzsteigerung der Nutzbremmung führen.

#### 4.2.2.2 Wirksamer Geschwindigkeitsbereich für die Nutzbremmung

$W_{Rück}$  wird klarer Weise im Falle eines Ausrollens des Kfz zu Null und stellt die Forderung einer variablen Verzögerung  $a$ , da die Bedarfskraft  $F_{Bed}$  ebenfalls Null sein muss. Abbildung 29 zeigt den von der kinetischen Energie des Fahrzeuges rückgewinnbaren Anteil in Abhängigkeit der Verzögerung  $a$  für einen typischen Bus im innerstädtischen Verkehr, da dieser wie bereits besprochen die höchste Eignung für Hybridisierung und Nutzbremmung mit sich bringt. Die Abbildung betrachtet den für die Nutzbremmung relevanten Geschwindigkeitsbereich. Die Ergebnisse der gezeigten Simulation wurden vom Autor auch in [100] veröffentlicht und genauer diskutiert.

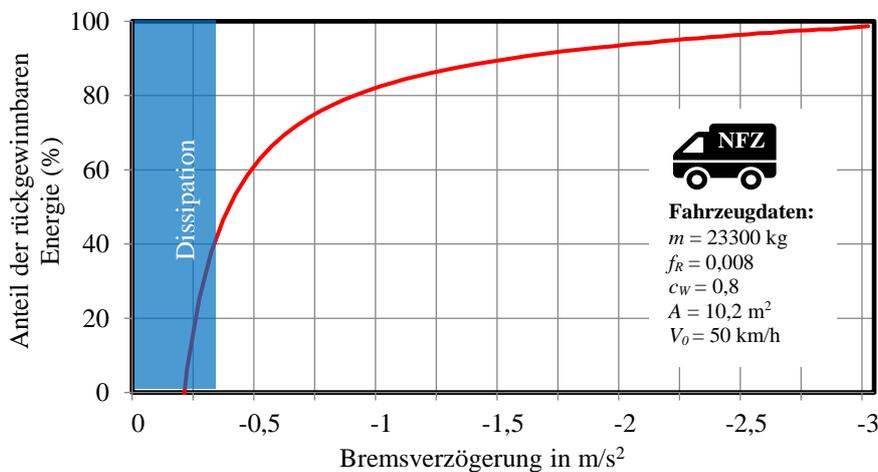


Abbildung 29: Einfluss der Verzögerung auf den Anteil der rückgewinnbaren Energie.

Bis etwa  $0,2 \text{ m/s}^2$  liegt für die angenommenen Fahrzeugdaten ein *Ausrollvorgang* vor und die gesamte kinetische Energie des Fahrzeuges wird in irreversible Reibungsverluste umgewandelt. Somit setzt die Wirksamkeit einer Nutzbremmung erst ab einer Verzögerung von  $0,4 \text{ m/s}^2$  ein, in welchem Fall zwischen rund 50 bis 90 % der kinetischen Energie zur Rückgewinnung zu Verfügung stehen. Im üblichen, komfortablen Fahrbetrieb treten Verzögerungen in der Größenordnung von  $0,4$  bis  $2 \text{ m/s}^2$  auf.

Da der relative Anteil der Fahrwiderstände mit der Geschwindigkeit zunimmt, ist der Anteil der rückgewinnbaren Energie bei der hier vorausgesetzten konstanten Verzögerung für niedrige Ausgangsgeschwindigkeiten größer.

#### 4.2.3 Rentabilität eines FESS im Fahrzeug

In den technischen Wissenschaften dominiert das Bestreben, Erfindungen anhand von quantifizierbaren Spezifikationen zu bewerten. Es ist daher naheliegend, dass der Wunsch besteht, auch die Rentabilität von Schwungradspeichern in Fahrzeugen anhand eines (oder weniger) Vergleichswerte zu bewerten. Wie bereits mehrfach erwähnt, unterliegt die Effektivität der Nutzbremmung in erster Linie der Charakteristik des Fahrzyklus. Es ist daher sinnvoll, das Rekuperationspotential anhand einer *Dynamikkennzahl* ( $K_{dyn}$ ) zu bewerten, welche Aussage darüber gibt, ob der Einsatz eines FESS im Fahrzeug finanziell oder energetisch rentabel ist:

$$K_{dyn} = \frac{\text{Theoretisches Rekuperationspotential}}{\text{Energieaufwand}} \quad (22)$$

→ Ziel ist der Vergleich des Rückgewinnungspotentials verschiedener Fahrzyklen. Zu diesem Zweck werden die Eigenschaften eines Referenzfahrzeuges definiert und auf Basis der unter 4.2.2 beschriebenen Gleichung (17) das energetische Rekuperationspotential verschiedener Fahrzyklen ermittelt.

Eine Zusammenfassung verschiedener Fahrzyklen [101] ist in Abbildung 30 gegeben. Man erkennt, dass der Europäische *Extra-Urban Driving Cycle* (EUDC), also ein Überlandzyklus, wie zu erwarten das geringste Rekuperationspotential aufweist. Es ist anzumerken, dass es bei dieser Betrachtung um eine theoretische Potentialerhebung geht, welche den Wirkungsgrad des Antriebsstrangs mit  $\eta = 1$  annimmt.

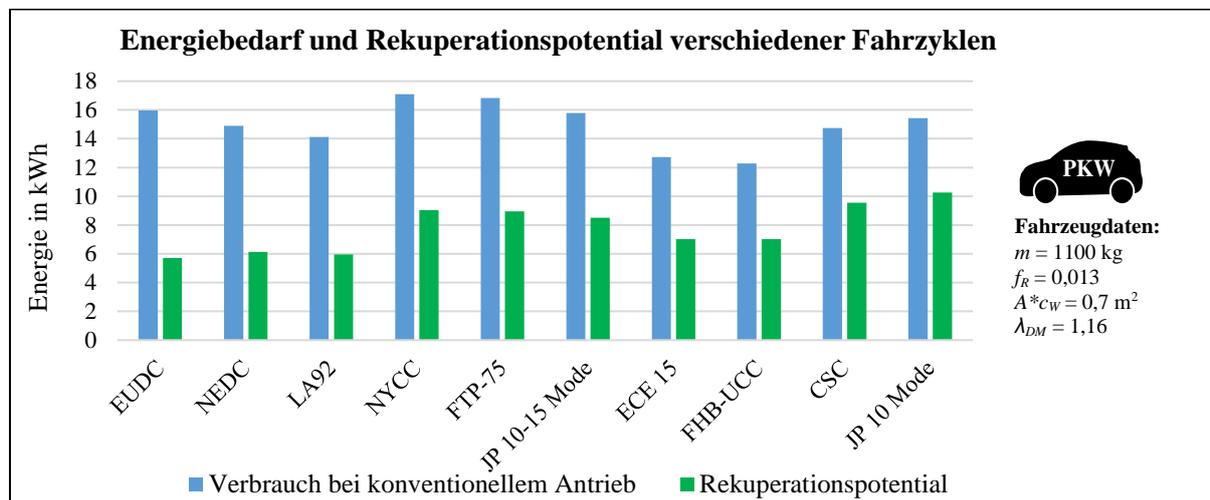
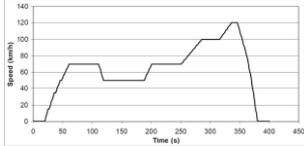
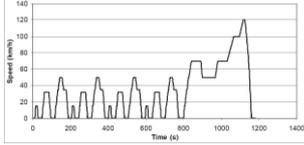
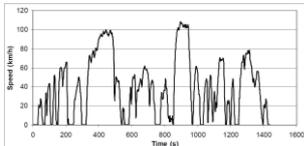
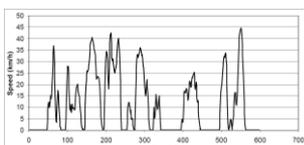
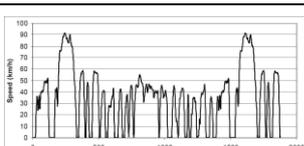
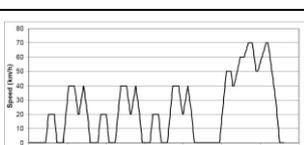
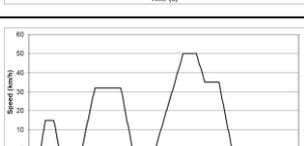
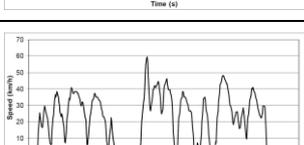
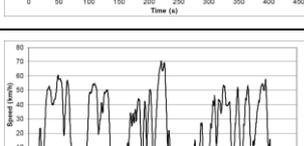
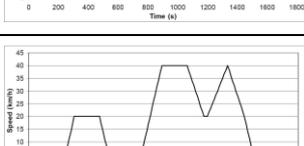


Abbildung 30: Energiebedarf und Rekuperationspotential verschiedener Fahrzyklen errechnet aus den Daten von [101].

Die bereits erwähnte *Zyklus-Dynamikkennzahl* kann als Quotient zwischen Rekuperationspotential und gesamtem Energieaufwand für das Durchfahren eines Zyklus gesehen werden. Tabelle 9 zeigt eine Auswahl an 10 genormten Fahrzyklen und deren *Dynamikkennzahl*. Je höher diese ist, desto besser ist die Eignung für den Einsatz eines FESS im Antriebsstrang. Eine exakte Quantifizierung der finanziellen Amortisationsdauer hängt demzufolge von der jährlichen Kilometerleistung, den aktuellen Kraftstoffpreisen, sowie dem Wirkungsgrad des Fahrzeuges und des FESS ab.

**Tabelle 9: Auswahl an genormten Fahrzyklen und deren *Dynamikkennzahl*  $K_{dyn}$  als Maß für das Rekonvertpotential.**

Fahrzyklus	Abkürzung	Abbildung (aus [102])	Dauer	Länge	Durchschnitt	$K_{dyn}$
			Sek.	km	Km/h	-
<i>Extra-Urban Driving Cycle</i>	EUDC		400	6,95	62,6	0,36
<i>New European Driving Cycle</i>	NEDC		1180	11,0	33,6	0,41
<i>California Unified LA92</i>	LA92		1435	15,8	39,6	0,42
<i>EPA New York City Cycle</i>	NYCC		598	1,9	11,5	0,53
<i>ADR 37 Australia</i>	FTP-75		1874	17,8	34,2	0,53
<i>Japanese Legislative Cycle</i>	JP 10-15 Mode		660	4,17	22,7	0,54
<i>New European Driving Cycle</i>	ECE 15		195	0,99	18,4	0,55
<i>Fachhochschule Biel Urban City Center</i>	FHB-UCC		401	2,47	22,2	0,57
<i>City Suburban Cycle</i>	CSC		1700	10,75	22,8	0,65
<i>Japanese Legislative Cycle</i>	JP 10 Mode		135	663	17,7	0,66

## 5 Optimierung des Speichereinsatzes im *Supersystem*

Das folgende Kapitel erörtert Möglichkeiten der effizienteren Nutzung von Schwungradspeichern durch Anpassung der Umgebung – oder des *Supersystems* (entsprechend der in Abbildung 24 vorgestellte Systemhierarchie) - an gegebene Speichereigenschaften.

### 5.1 Emotion versus Ratio - Personenkraftwagen versus Nutzfahrzeug

Auch wenn Erscheinungsbild und technischer Aufbau eines kompakten Kastenwagens und eines „Family Vans“ sich kaum unterscheiden, so sind der jeweilige Kundenstock, Einsatz und folglich auch ihre Eignung für Hybridisierung des Antriebsstranges grundsätzlich verschieden. Während im Nutzfahrzeugsektor beinahe ausschließlich rational-wirtschaftliche Kriterien die Kaufentscheidung beeinflussen, so ist der Pkw-Bereich hochgradig emotional geprägt, wie Kapitel 5.3 ab Seite 54 noch eindringlich darstellen wird.

→ Es muss bei allen weiteren Betrachtungen unbedingt strikt zwischen Pkw und Nfz unterschieden werden!

Eine wesentliche Voraussetzung für den effizienten Einsatz eines Schwungradspeichers im Fahrzeug ist ein hochdynamischer und vorhersagbarer Fahrzyklus, wie er üblicherweise bei Nutzfahrzeugen im urbanen Nahverkehr zu finden ist. Abbildung 31 zeigt eine vom Autor bereits in [25] und [26] publizierte qualitative Darstellung, welche die Eignung für Fahrzeughybridisierung mittels Schwungrad über die Vorhersagbarkeit des Lastkollektivs zeigt. Während Busse, welche für den Stadtverkehr konzipiert, eine gute Rentabilität eines FESS aufgrund ihres zweckbestimmten Einsatzes garantieren, kann ein und derselbe Pkw-Typ sowohl für überwiegend innerstädtischen als auch reinen Überlandbetrieb (vorwiegend Stationärfahrt) verwendet werden.

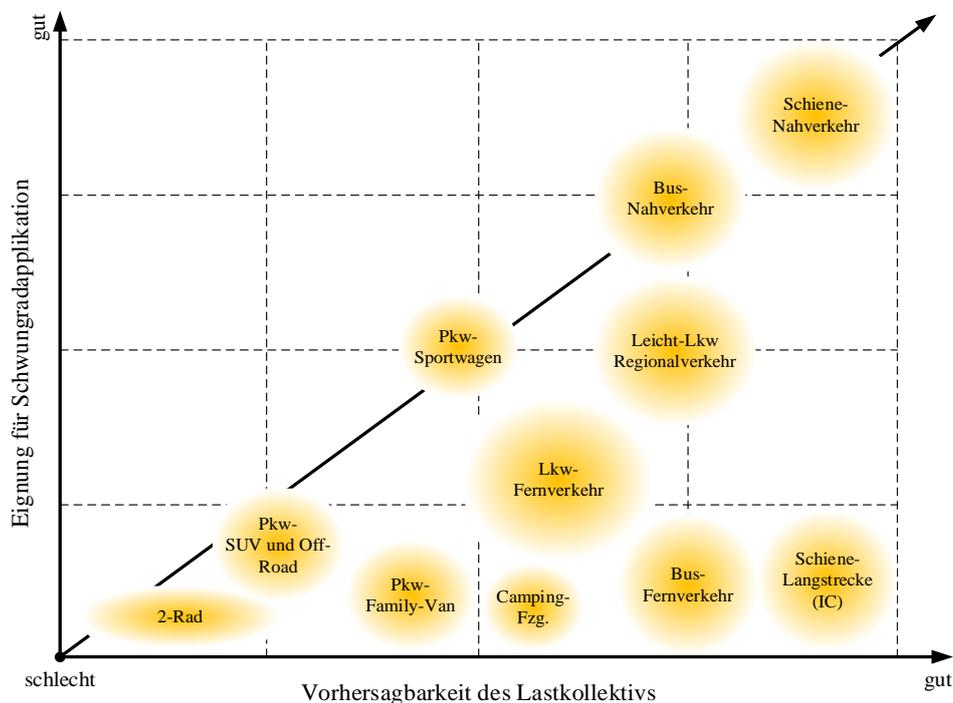


Abbildung 31: Zunahme der Eignung für die Schwungradhybridisierung über der Vorhersagbarkeit des Lastkollektivs (angenäherte qualitative Darstellung).

Für die bereits angesprochene monetäre Amortisationszeit ist das Verhältnis von Betriebsdauer zu Stehzeit von großer Relevanz. Auch hier zeigen Nutzfahrzeuge ein deutlich günstigeres Verhalten, wie Abbildung 32 verdeutlicht.

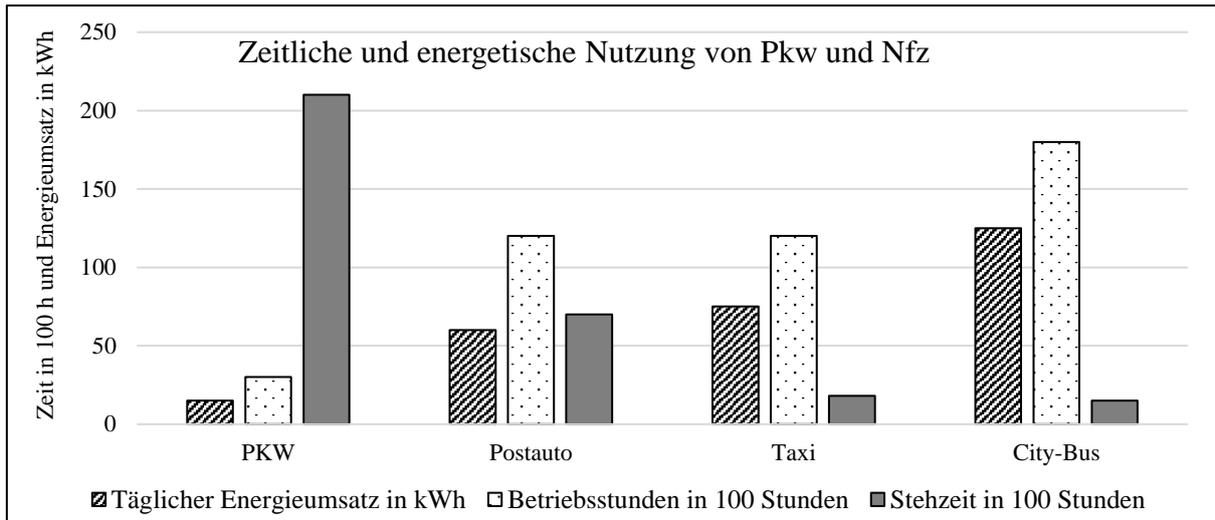


Abbildung 32: Unterschiedliche Nutzung von Pkws und diversen Nutzfahrzeugen im Nahverkehr [103].

## 5.2 Aspekte des *Supersystems* von öffentlichem Nahverkehr und Nutzfahrzeugen

Die Wahl der Betriebsstrategie und des Energiespeichers ist hierbei in erster Linie durch die Streckenführung und wirtschaftliche Aspekte bestimmt. Will sich eine Technologie im Bereich der Nutzfahrzeuge etablieren, so muss diese eine rasche monetäre Amortisation ermöglichen. Dabei sind nicht nur die direkte Reduktion der Betriebskosten (z.B. durch Kraftstoffeinsparung oder staatliche Förderungen) zu beachten, sondern auch sekundäre Effekte. Zu diesen gehört auch die Imagepflege des Verkehrsbetreibers oder der Fahrzeugflotte. Ein „grünes Image“ kann dazu beitragen, Kundenzahlen zu erhöhen, auch wenn tatsächlich keine direkte Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen möglich ist.

Tabelle 10 fasst zusammen, wie sich einige Charakteristika von Nutzfahrzeugen für den urbanen Nahverkehr auf die Hybridisierung des Antriebsstranges (und folglich die Eignung auf Integration eines Schwungradspeichers) auswirken.

Tabelle 10: Charakteristika von Nutzfahrzeugen im innerstädtischen Verkehr und deren Einfluss auf Hybridisierung.

Charakteristik von Nfz im urbanen Verkehr		Positiver Effekt auf Hybridisierung	
Hochdynamischer Fahrzyklus		Hohes Rekuperationspotential	
Geringe Stehzeiten bzw. Speicherdauern		Geringer Einfluss der Selbstentladung	
Gute Vorhersagbarkeit des Lastkollektivs		Einfache energetische Dimensionierung des FESS	
Hohe Kilometerleistung in kurzer Zeit		Rasche monetäre Amortisation	
Wirtschaftliche Aspekte bestimmen Kaufentscheidung		Einsparungspotential des FESS überzeugt Kunden	
Umfassende Förderlandschaft und Wert des „Grünen Image“		Erhöhte die Rentabilität alternativer Antriebskonzepte	
Spezifische Schulung professioneller Fahrer möglich		Anpassen der Verzögerung für optimale Nutzbremmung	

### 5.2.1 Energetische Betrachtung von Nutzfahrzeugen

Wie in Tabelle 10 unten erwähnt, spielt das Fahrverhalten, d.h. die Umsetzung des Fahrzyklus, eine wesentliche Rolle in Bezug auf das Rekuperationspotential. Für den energetisch optimalen Betrieb eines konventionellen Antriebsstranges schlägt *Prof. Ernst Fiala* in [104] einen so genannten *Sägezahn-Zyklus* (vergleiche

Abbildung 25) vor. Das Fahrzeug wird im Bestpunkt der VKM, also bei optimalem Wirkungsgrad bis zu einer Maximalgeschwindigkeit beschleunigt und rollt danach bis zur nächsten Haltestelle aus, ohne kinetische Energie durch die Betriebsbremse zu vernichten. Zwar wird dadurch der Kraftstoffbedarf für den entsprechenden Streckenverlauf auf den physikalisch kleinstmöglichen Betrag reduziert, aber in der Praxis ergeben sich folgende Probleme:

1. Es ist eine eigene Fahrspur von Nöten, da diese Strategie meist nicht in den bestehenden Verkehr integrierbar ist.
2. Die Fahrgäste würden keine extrem niedrigen Ausrollgeschwindigkeiten tolerieren und das Gefühl bekommen, mit einem anderen Verkehrsmittel „besser“ unterwegs zu sein.

Abhilfe können die durch Hybridisierung gewonnenen Freiheitsgrade schaffen. Sie ermöglichen die im Folgenden angeführten Betriebsstrategien und erleichtern die Integration des Fahrzeuges in die bestehende Verkehrslandschaft. Den nachfolgend genannten Vorteilen stehen ein größerer technischer Aufwand sowie eine längere Wirkungsgradkette gegenüber.

1. **Lastpunktverschiebung:** Das Fahrzeug kann selbst bei nahezu optimaler Drehzahl der VKM mit beliebiger Geschwindigkeit beschleunigt werden.
2. **Nutzbremmung:** Anstatt das Fahrzeug ausrollen zu lassen, kann die Bremsenergie zwischengespeichert und zur erneuten Beschleunigung genutzt werden.

Um diese Maßnahmen möglichst effizient umzusetzen, ist eine fahrzeugspezifische Schulung, welche mit professionellen Fahrern durchgeführt werden kann, von Vorteil.

→ Zusammenfassend lässt sich aus den obigen Betrachtungen ableiten, dass Hybridisierung als sinnvolle, vor allem kurzfristige Lösung für Fahrzeuge im urbanen Nahverkehr bzw. für Nutzfahrzeuge mit dynamischem Fahrzyklus im Allgemeinen angesehen werden kann.

#### 5.2.1.1 Simulation von Zyklen und Strategien im öffentlichen Nahverkehr

Der folgende Abschnitt wurde vom Autor in Zusammenarbeit mit *Michael Bader* und *Ivan Andrasec* bereits in [105] veröffentlicht.

Betrachtet man Kraftfahrzeuge im öffentlichen, innerstädtischen Betrieb, so besteht deren übliches Fahrprofil aus einer Aneinanderreihung ähnlicher Einzelzyklen, die sich bedingt durch Ampelphasen und dem Anfahren der Haltestellen ergeben. Diese bestehen vereinfacht dargestellt aus den drei Phasen:

1. **Beschleunigung** aus dem Stillstand bis zur Maximalgeschwindigkeit mit hoher Last.
2. **Konstantfahrt**, bei der nur Luft- und Rollwiderstände überwunden werden müssen.
3. **Bremsung** mit hoher Leistung bis zum Stillstand.

Für die im Folgenden beschriebene Simulation wurde ein geschlossen lösbarer, analytischer Ansatz auf Basis der dynamischen Fahrwiderstandsgleichung des gesamten Fahrzeuges gewählt, welcher in Abschnitt 4.2.2 ab Seite 42 bereits erörtert wurde. Dieser Ansatz erlaubt eine klassische Rückwärtssimulation und einfache, schnelle Paramtervariation aufgrund der extrem kurzen Rechenzeiten. Ausgewählte Szenarien und Betriebspunkte wurden mithilfe eines umfangreichen, kennfeldbasierten *Matlab-Simulink* Modells des *Instituts für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung* der *TU Graz* verifiziert.

Die als Simulationsbasis herangezogene synthetische Fahrstrecke zwischen zwei Haltestellen beträgt ca. 400 m. (Dies ist in erster Näherung dem Braunschweigzyklus entnommen). Dabei werden eine konstante Beschleunigung von  $1 \text{ m/s}^2$  und eine konstante Verzögerung von  $2 \text{ m/s}^2$  angenommen. Dies entspricht

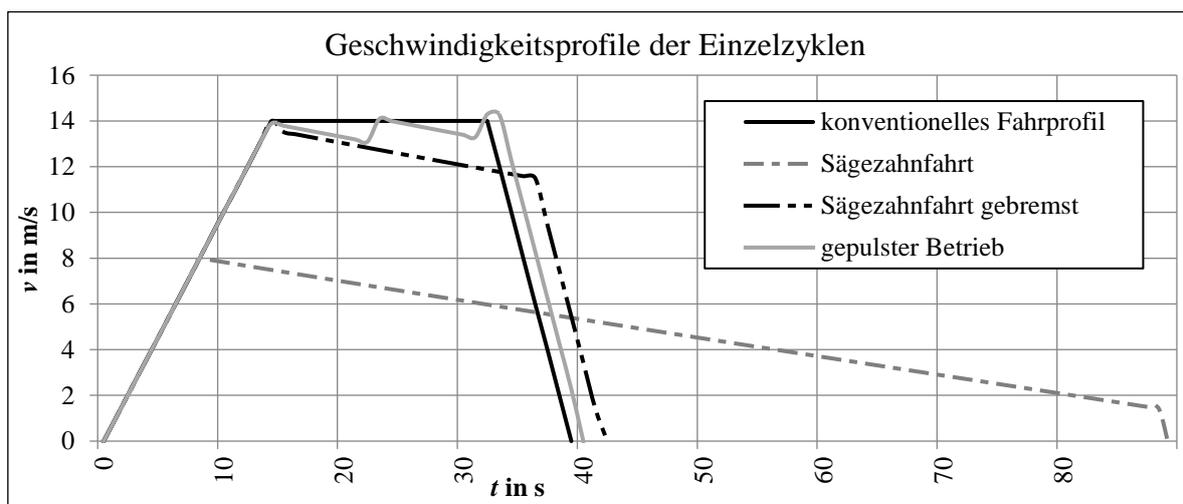
den in Fahrversuchen ermittelten Werten [106]. Roll- und Luftwiderstände, der Energiebedarf von Nebenverbrauchern, sowie der Wirkungsgrad des Hybridsystems werden berücksichtigt.

Die technischen Kennwerte des fiktiven, repräsentativen Linienbusses, welche als Eingangsdaten für die Simulation dienten, sind in Tabelle 11 dargestellt.

**Tabelle 11: Für die Simulation herangezogene Eingangsgrößen eines typischen Linienbusses.**

Eigenschaft	Wert	Einheit
Leergewicht	18900	kg
Sitzplätze	55	-
Durchschnittsgewicht Passagier	75	kg
Gesamtgewicht	23025	kg
Rollreibungsbeiwert	0,008	-
$c_w$ -Wert	0,5	-
Anströmfläche $A$	8	m <sup>2</sup>
max. Leistung der VKM	200	kW

Vom Standpunkt der Effizienz ist ein „Sägezahnprofil“ (vergleiche Abbildung 33), mit Beschleunigung im verbrauchsgünstigen Bereich des Kennfelds der Verbrennungskraftmaschine<sup>11</sup> (VKM) bis zur Maximalgeschwindigkeit und anschließendem Ausrollen ohne VKM-Betrieb anzustreben. Dabei lässt sich der Energieaufwand zwar auf sehr geringe Werte reduzieren, dies geht allerdings zu Lasten der Fahrzeit. Die Umsetzbarkeit dieses Ansatzes erfordert konsequenterweise eine eigene Fahrspur, da das gewünschte Geschwindigkeitsprofil nicht in den bestehenden Verkehr integrierbar ist. Auch die Umsetzung der Sollvorgabe durch den Fahrer und die Akzeptanz des Rollens bei geringer Geschwindigkeit durch die Fahrgäste sind als kritisch anzusehen. Ausgehend vom energieoptimierten Betrieb entsprechend einem Sägezahnprofil (in Abbildung 33 exemplarisch dargestellt für eine Beschleunigung auf ca. 8 m/s und Bremsung unterhalb von 1,4 m/s), bieten sich mehrere Strategien zur Steigerung der Praxistauglichkeit an. Diese stellen eine Annäherung an das konventionelle Geschwindigkeitsprofil, mit entsprechenden Auswirkungen auf Energieaufwand und Fahrzeit, dar. Steigert man im Vergleich zum Sägezahnprofil die Maximalgeschwindigkeit mit anschließendem Ausrollen ohne VKM-Betrieb („segeln“), liegt bei der Annäherung an die nächste Haltestelle ein Geschwindigkeitsüberschuss vor, der mit der Betriebsbremse abgebaut werden muss. Ein weiterer Ansatz besteht darin, die Fahrgeschwindigkeit durch intermittierenden Betrieb der VKM in engeren Grenzen zu halten. In Abbildung 33 sind die Geschwindigkeitsprofile im Zeitbereich, in Abbildung 34 die Fahrzeiten in Relation zum konventionellen Fahrbetrieb dargestellt. Einzig die Sägezahnfahrt weist erhebliche Abweichungen betreffend Reisezeit und Energiebedarf auf.



**Abbildung 33: Geschwindigkeitsprofile unterschiedlicher Betriebsstrategien.**

<sup>11</sup> Ein solches Kennfeld oder „Muscheldiagramm“ wurde bereits in Abbildung 20 auf Seite 14 gezeigt und diskutiert.

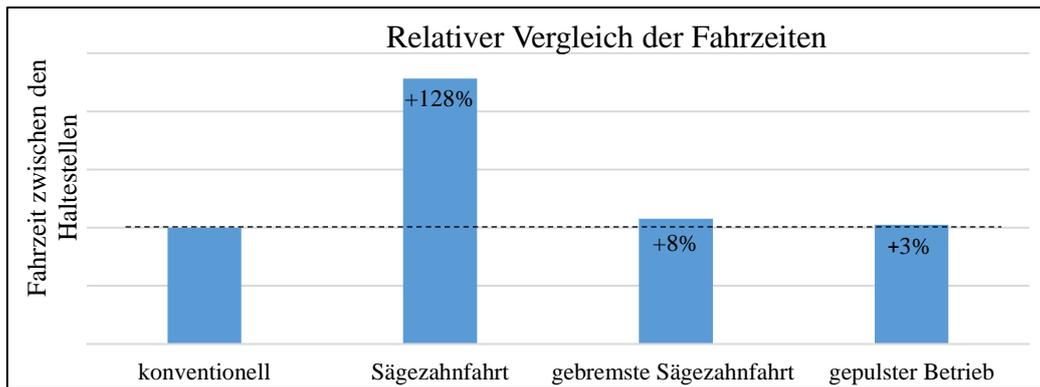


Abbildung 34: Gegenüberstellung der Fahrzeiten bei unterschiedlichen Strategien.

Die Rekuperation der Bremsenergie mittels Schwungradspeicher ist aufgrund des Wirkungsgrades der mehrfachen Energiewandlung – hier mit relativ konservativen 65% (*Round Trip Efficiency*) angenommen – nur in reduziertem Umfang nutzbar.

Bei adäquater Dimensionierung des sekundären Energiespeichers in Bezug auf Leistung und Energieinhalt – in diesem Fall ca. 330 kW und 0,6 kWh – ist im Vergleich zum konventionellen Fahrzyklus durch die Nutzbremmung trotz des pessimistisch angesetzten Wirkungsgrades bereits eine hohe Energieeinsparung möglich. Hier gilt es stets einen Kompromiss zwischen der generatorischen Bremsleistung und rekuperierbaren Energie als technisch-wirtschaftliches Optimum zu finden. In Abbildung 35 ist ein Vergleich des Energieeinsparungspotentials der verschiedenen Strategien, sowie eines Hybridsystems mit dem konventionellen Fahrbetrieb dargestellt.

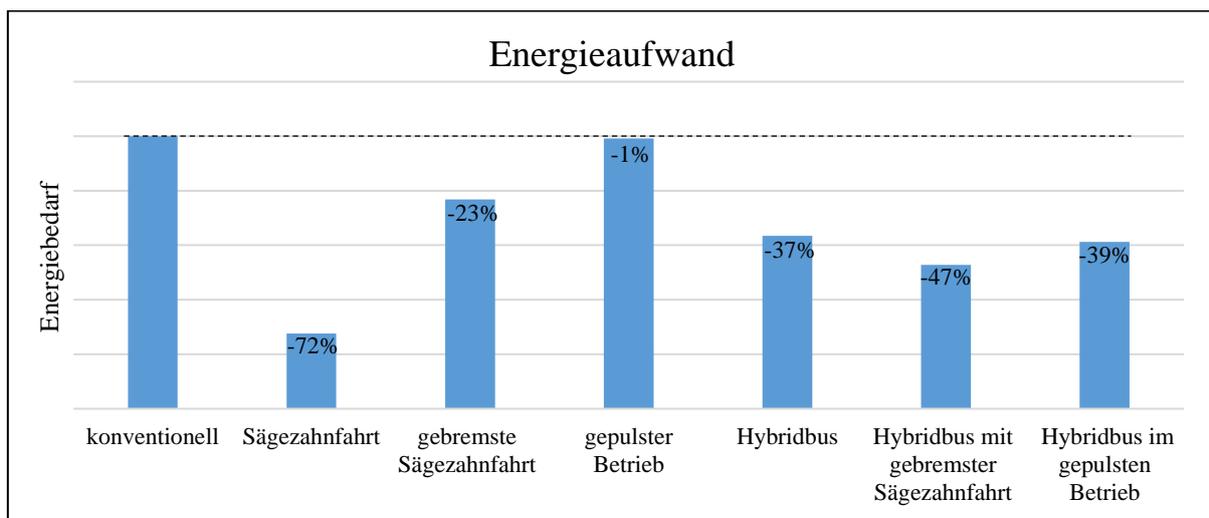


Abbildung 35: Energetischer Vergleich der konventionellen Strategie mit alternativen Geschwindigkeitsprofilen ohne bzw. mit Hybridsystem (Fahrzeug mit Schwungradspeicher) und Bremsenergierekuperation.

### 5.2.2 Betriebsbedingungen für Hybridantriebe und Anforderungen an den Energiespeicher

Grundvoraussetzung für den effizienten Einsatz von Hybridsystemen ist, wie bereits mehrfach erwähnt, ein dynamisches Geschwindigkeitsprofil, wodurch die zwei Aspekte *Lastpunktverschiebung* und *Nutzbremmung* am stärksten zum Tragen kommen. Der Fahrzyklus sollte kurze Konstantfahrstrecken sowie relativ hohe Verzögerungswerte in den transienten Phasen aufweisen. Beispielsweise sind mit einem Bus unter Berücksichtigung der Fahrwiderstände und einer moderaten Verzögerung von 1 m/s<sup>2</sup> bereits über 83% der kinetischen Energie rekuperierbar, bei aus Komfortsicht noch akzeptablen 2 m/s<sup>2</sup> sogar über 94%.

In Abbildung 36 sind das Geschwindigkeitsprofil und der Leistungsfluss des *Braunschweigzyklus* dargestellt. Dies ist ein realer Fahrzyklus im urbanen Linienverkehr. Wenn auch hinlänglich bekannt, so sind die hohen Leistungsspitzen (sowohl bei Beschleunigungs- als auch Verzögerungsvorgängen),

welche die moderate Durchschnittleistung von 36 kW etwa um eine Dekade übersteigen, doch erwähnenswert. Dies bedeutet, dass ein entsprechend leistungsstarker Sekundärspeicher ein signifikantes Downsizing, sowie einen verbrauchsgünstigeren Betrieb der Verbrennungskraftmaschine erlaubt.

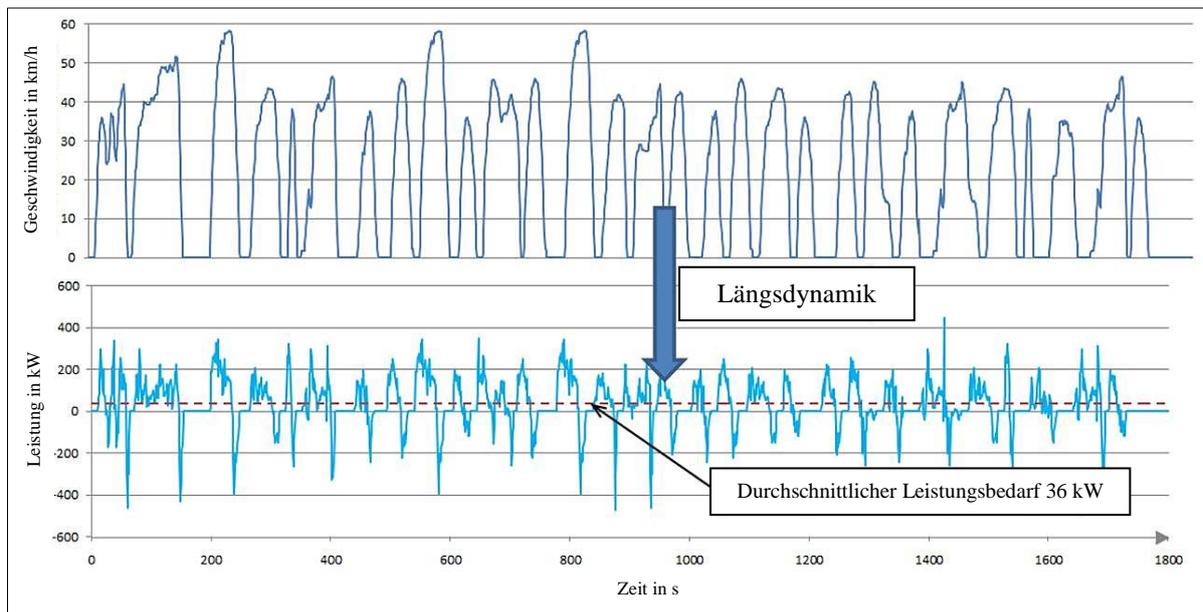


Abbildung 36: Geschwindigkeitsprofil und Leistungsfluss bei einem Stadtbus in einem hochdynamischen Fahrzyklus.

Daraus lässt sich ableiten:

→ Bei der Auslegung des Schwungradspeichers und dessen Leistung ist es zielführend, einen Kompromiss zwischen Leistungsabdeckung und Energieinhalt auf der einen Seite sowie Bauraum, Gewicht und Systemkosten auf der anderen Seite einzugehen.

Für den simulierten Anwendungsfall bedeutet dies, dass bei einer maximalen Generatorleistung des Speichers von 165 kW bereits 95% der Bremsenergie rekuperiert werden kann. Zwar liegt die höchste Bremsleistung deutlich über der maximal möglichen Speicherleistung, aber da die Leistungspeaks nur sehr kurz auftreten, sind die nicht nutzbaren Energieanteile entsprechend gering. Dies unterstreicht die unter 5.1 getätigte Aussage, dass für eine zielgerichtete energetische Dimensionierung des Energiespeichers die Vorhersagbarkeit des Geschwindigkeitsprofils von zentraler Bedeutung ist.

Unter dem Gesichtspunkt der Voraussetzungen *Dynamik des Geschwindigkeitsprofils* und dessen *Vorhersagbarkeit*, zeigt der Bus- bzw. Schienennahverkehr die beste Eignung zur Hybridisierung. Lastpunktverschiebung und Bremsenergierekuperation bei Nutzfahrzeugen erfordern einen sekundären Energiespeicher mit folgenden Eigenschaften:

- Hohe Zyklenzahlen
- Hohe Leistungen bei mittlerem Energieinhalt
- Hohe Zuverlässigkeit (Kein Altern, Temperaturunabhängigkeit, etc.)
- Geringe Wartungs- und Betriebskosten.

Bei genauerer Betrachtung von Tabelle 7 kann man feststellen, dass Schwungradspeicher diese Kriterien durchwegs erfüllen können und in einigen Fällen eine gute Alternative zu den aktuell populären Li-Ion-Batterien darstellen. Aufgrund der bis dato wesentlich geringeren Stückzahlen von *Flywheels* (üblicherweise Prototypen oder Kleinserien) sind jedoch die Anschaffungskosten zurzeit noch relativ hoch. Lösungsansätze, welche in Kapitel 6 (*Optimierung im Subsystem*) noch detailliert vorgestellt werden, verfolgen neben dem Erreichen der in der *Supersystem*-Analyse definierten energetischen Kriterien auch stets das Ziel einer Kostensenkung.

Die wirtschaftliche Rentabilität eines Umstiegs von konventionellen Verbrennern auf Hybridfahrzeuge für den Betreiber eines Verkehrs- und Transportunternehmens hängt aber auch von der momentanen Förderlandschaft sowie der Preispolitik der Energieträger ab. Dieser wesentliche Aspekt des Supersystems bedarf einer eigenen wirtschaftlich-juristischen Analyse, wurde im Detail von *Emes et al.* in [107] untersucht und daher in dieser Arbeit nicht näher erörtert.

→ Tatsache ist, dass vor allem die energetischen Kriterien, aber auch andere unter 5.1 genannte Parameter, wie der größere verfügbare Raum, Nutzfahrzeuge im urbanen Nahverkehr zu klaren Favoriten für den Einsatz leistungsfähiger Schwungradspeicher, wie den in Abbildung 37 dargestellten 145 kW / 0,75 kWh Prototypen, machen.

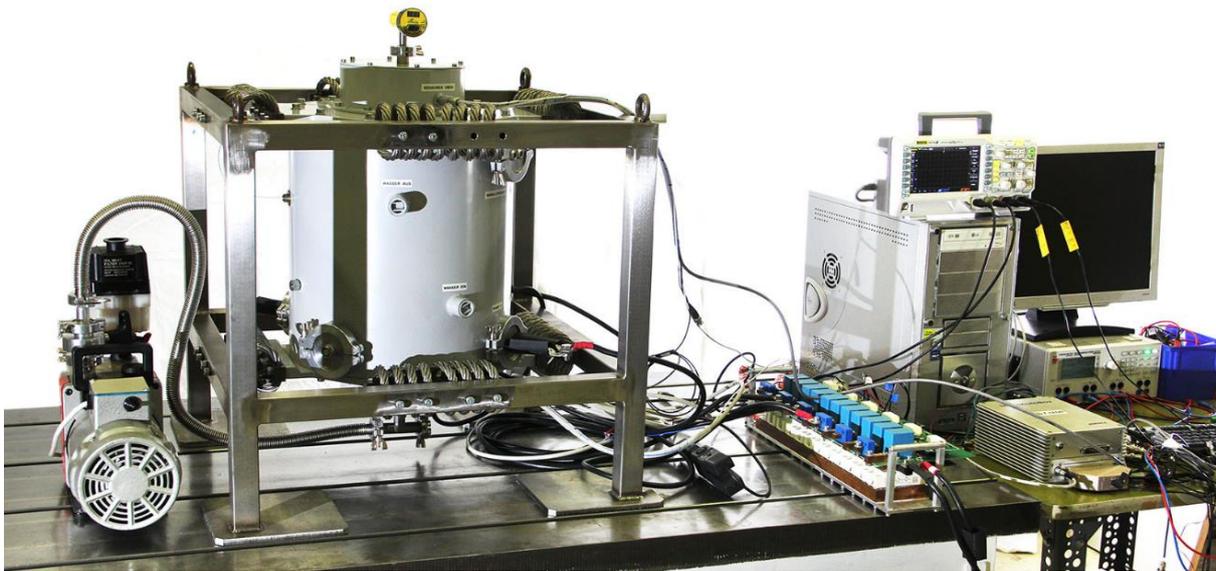


Abbildung 37: Schwungradspeicher für den Nahverkehr auf dem Prüfstand des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik (Prototyp *VIMS-Flywheel*, vergleiche Kapitel 7.5 auf Seite 82).

## 5.3 Individualverkehr und Pkw

### 5.3.1 Aspekte des *Supersystems* Pkw

Wie bereits in Abschnitt 2.3 erwähnt, sehen Skeptiker des Automobils eine *alleinige* Effizienzsteigerung des Antriebsstranges als ungenügend, da die damit verbundene Senkung der Betriebskosten einen *Rebound Effekt*<sup>12</sup> mit sich bringen kann. Viel mehr braucht es den Umstieg von der Pkw-orientierten Einstellung in Mitteleuropa zu einem ganzheitlichen Mobilitätskonzept, in welchem insbesondere der öffentliche Verkehr eine wesentliche Rolle spielt [8]. Aber selbst wenn es gelingt, die *First-Mile/Last-Mile* Problematik<sup>13</sup> in den Griff zu bekommen, ist aus heutiger Sicht nicht mit uneingeschränkter Kundenakzeptanz der öffentlichen Verkehrsmittel zu rechnen, wie Umfragen, deren Auswertung in Abbildung 38 dargestellt ist, gezeigt haben.

<sup>12</sup> *Rebound* oder *Backfire* bedeutet, dass eine Maßnahme einen gegenteiligen Effekt bewirkt. Die Senkung des Kraftstoffverbrauchs beispielsweise kann aufgrund der dadurch geringeren Betriebskosten bewirken, dass Fahrzeuge öfters und von größeren Personengruppen genutzt werden, womit die gesamte CO<sub>2</sub>-Belastung wieder steigt.

<sup>13</sup> *First-Mile/Last-Mile* bezieht sich auf die Schwierigkeit, vom Ausgangspunkt der Reise zu einem Knotenpunkt des öffentlichen Verkehrs zu gelangen und von dessen Endstation zum eigentlichen Reiseziel.

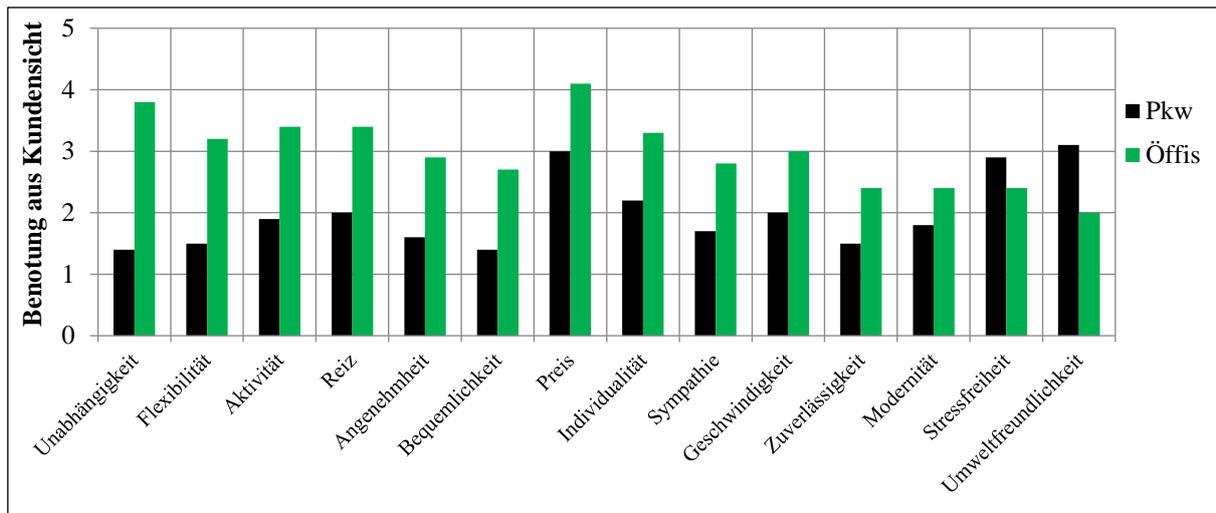


Abbildung 38: Bewertung (analog zu österr. Schulnoten) von Pkw und öffentlichem Verkehr aus Kundensicht [4].

Zwar bewertet der Endkunde die Attribute „Stressfreiheit“ und „Umweltfreundlichkeit“ des öffentlichen Verkehrs besser, in allen anderen Aspekten gewinnt jedoch der Pkw. Es ist also weiterhin mit einem hohen Anteil an Pkws im Verkehr zu rechnen. Die Entscheidungsparameter für den Kauf und Betrieb eines Pkw sind jedoch um ein Vielfaches komplexer als bei Nutzfahrzeugen. Die unter 3.4.5 erörterten energiepsychologischen Überlegungen lassen sich im Wesentlichen in zwei Einflussbereiche gliedern:

1. **Kaufverhalten:** Obwohl aus rational-technischer Sicht *Zweck und Fahrzyklus* die Kaufentscheidung beeinflussen sollten (!), so sind es in Realität meist die unter 3.4.5 (Seite 37) diskutierten symbolisch/psychologischen Attribute, welche den Kauf entscheiden.

2. **Fahrverhalten:** Ein Pkw ist ein Symbol für Autonomie. Der Fahrer lässt sich nicht „bevormunden“ und möchte keine fahrzeugspezifische Schulung, wie es bei Vorhandensein einer Nutzbremsoption jedoch durchaus sinnvoll wäre. Um das Fahrverhalten bei den Pkws zu beeinflussen gibt es zwei grundlegende Möglichkeiten:

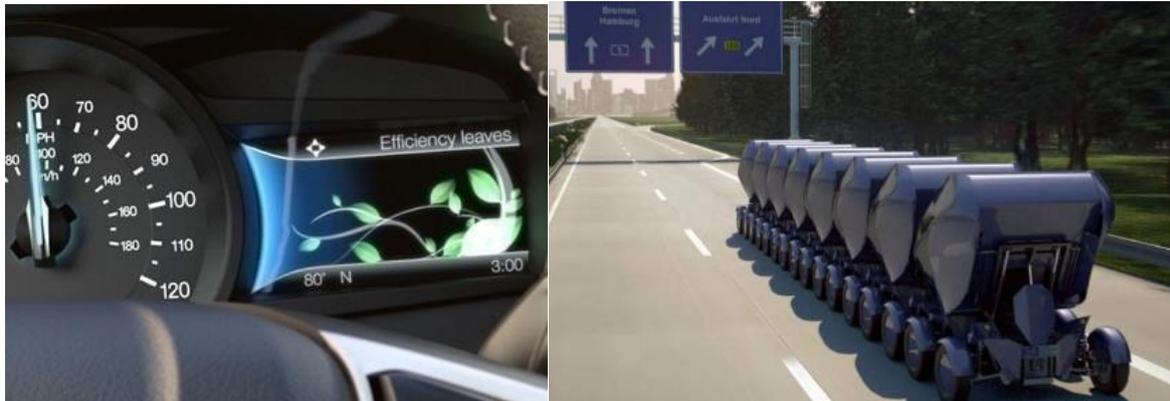
a) Motivation schaffen: Die zunehmende Veränderung des Fahrzeuges zu einem mit Bluetooth, Internetzugang und anderen Schnittstellen ausgestatteten „rollenden Büro“ erlaubt den Vergleich der Fahreffizienz auf persönlicher Ebene oder gar in soziale Netzwerken. Neuheiten wie diese bringen zwar keine Verbesserung aus „umwelttechnischer“ Sicht mit sich, basieren aber auf dem Prinzip der *Market Pull Innovation* [4] und sind dementsprechend erfolgreich. Der Fahrer erfährt persönliche Genugtuung oder Anerkennung in der „Community“ dank einer effizienten Fahrweise. Als Beispiel sei die *Next-Generation SmartGauge* von Ford genannt. Die CO<sub>2</sub>-Einsparung wird in Form von grünen Blättern (o. Ä.) am Armaturenbrett angezeigt. (Siehe Abbildung 39, links.)

b) Technologie übernimmt effiziente Fahrweise: Sie muss dies tun, ohne dass der Kunde es bemerkt bzw. sich eingeschränkt fühlt (*Technology Push Innovation*).

Als langfristige Ideallösung können intelligente, vernetzte Systeme, welche unter Anderem autonomes Fahren und automatische Konvoy-Bildung ermöglichen, angesehen werden. Als Beispiel kann hier das *EO Smart Connecting Car* des Deutschen Forschungszentrums für Künstliche Intelligenz (DFKI) genannt werden (Siehe Abbildung 39, rechts).

Als Zwischenschritt zu diesem Ziel müssen *bestehende* Technologien *effizient verknüpft* werden! Energiespeicher, welche wie das Schwungrad einen exakt bestimmbar Energieinhalt haben, lassen sich optimal mit einem GPS-gestützten Energiemanagement verknüpfen. Durch Eingabe des Reiseziels in das Navigationssystem ist es nicht nur möglich, den Energiebedarf durch Beachtung von Einflussgrößen wie Verkehrsdichte, Kurvenradien und geodätischem Höhenunterschied vorherzusagen, sondern es lassen sich auch im Vorfeld die Energieströme von und zum Sekundärspeicher simulieren und eine *prädiktive Regelung* implementieren. Dadurch übernimmt das Fahrzeug (im Rahmen der technischen Möglichkeiten und der Vorhersagbarkeit der Ereignisse) effizientes „Handeln“, ohne den Fahrer spürbar einzuschränken. Eine der ersten Erfindungen, welche dieses Ziel verfolgte, ist das 1921

vom kanadischen Ingenieur *Alfred Horner Munro* erfundene und heute noch gebräuchliche Automatikgetriebe. Es ermöglicht das Definieren verbrauchsoptimierter Schaltpunkte, senkt somit den Verbrauch und steigert durch zugkraftunterbrechungsfreien Betrieb den Komfort.



**Abbildung 39:** Links - Next-Generation SmartGauge von Ford [108]. Rechts - Konvoy des EO Smart Connecting Car [109].

Um in gewissen, hochbelasteten, urbanen Regionen lokale Emissionsfreiheit zu erlangen, können durch virtuelle Grenzen (*Geofencing*) Zonen definiert werden, in welchen die VKM automatisch abschalten und das Fahrzeug den Vortrieb nur mehr durch den (elektrischen) Sekundärtrieb erfährt. (Abbildung 40.)



**Abbildung 40:** Funktionsprinzip einer emissionsfreien Zone durch *Geofencing*.

Während Tabelle 10 in Abschnitt 5.2 (Seite 49) die Charakteristika von Nutzfahrzeugen im öffentlichen Nahverkehr und deren Auswirkungen auf Fahrzeughybridisierung auf logisch-rationaler Ebene wiedergibt, ist eine derartige Kategorisierung im Sektor des Pkws, bzw. Individualverkehrs nicht möglich. Die Problematik geht dabei stets vom Fahrer (der ja mit dem Kunden bzw. Käufer des Fahrzeuges gleichzusetzen ist) aus. Wie bereits in Kapitel 3.4.5 auf Seite 37 erwähnt, repräsentiert der Besitz eines Automobils das Attribut *Freiheit*, wodurch der Fahrer eine Bevormundung in Bezug auf seine Fahrweise oder gar seine Kaufentscheidung nicht annehmen würde. Einzig die staatliche Gesetzeslage vermag das Fahrverhalten oder das Kaufverhalten zu steuern, indem einerseits Geschwindigkeitsbegrenzungen eingeführt oder finanzielle Anreize im Sinne von steuerlichen Vergünstigungen beim Kauf eines Hybrid- oder Elektrofahrzeuges gesetzt werden. Es sind also der Fahrer und sein auf psychologischen Phänomenen basierendes Verhalten die wesentlichen Einflussgrößen, welche die Interdependenzen zwischen dem *Sub-* und *Supersystem* des Schwungradspeichers gestalten.

Der folgende Abschnitt greift wesentliche Charakteristika des Individualverkehrs mit Pkw heraus.

### 5.3.2 Fahrer und Psychologie

Der Kunde steht im Zentrum der in Abbildung 41 visualisierten Überlegung, da sein Verhalten sich direkt und indirekt auf etliche Aspekte des *Subsystems Schwungradspeicher* niederschlägt. Der Einflussbereich kann in folgende zwei Kategorien unterteilt werden:

#### a) Fahrverhalten:

Das Fahrverhalten des Kunden definiert im Wesentlichen die Dynamik, Nutzungsdauer und Summenhäufigkeit gewisser Fahrmanöver und ergibt folglich den auslegungsrelevanten Fahrzyklus.

- Der **Fahrzyklus** ist die wesentliche Grundlage der energetischen Auslegung des Speichers, welche Kenngrößen wie die Leistung des Motor-Generators oder das Rotordesign (Energieinhalt) definiert.
- **Fahrmanöver und Fahrdynamik** definieren unter anderem die unter 9.2.1 noch detailliert beschriebenen Lagerlasten des FESS-Rotors.

#### b) Kaufverhalten:

Das Kaufverhalten des Kunden fällt die binäre Entscheidung, ob überhaupt ein Fahrzeug mit Schwungradspeicher (oder ein Hybridfahrzeug im Allgemeinen) angeschafft wird oder nicht.

##### → Wirtschaft und Gesetz

Hierbei handelt es sich um eine wechselseitige Beeinflussung. Die wirtschaftlichen und gesetzlichen Rahmenbedingungen definieren die Attraktivität des Kaufs eines Fahrzeuges mit Schwungradspeicher. Andererseits ist es der Kundschaft im Kollektiv möglich, durch die Mechanismen von Angebot und Nachfrage den freien Markt zu gestalten. Wichtige Einflussgrößen sind:

- Energiepreise
- Nationale Förderlandschaft
- Gesetzliche Emissions- und Verbrauchsgrenzwerte
- Marketing und Trends

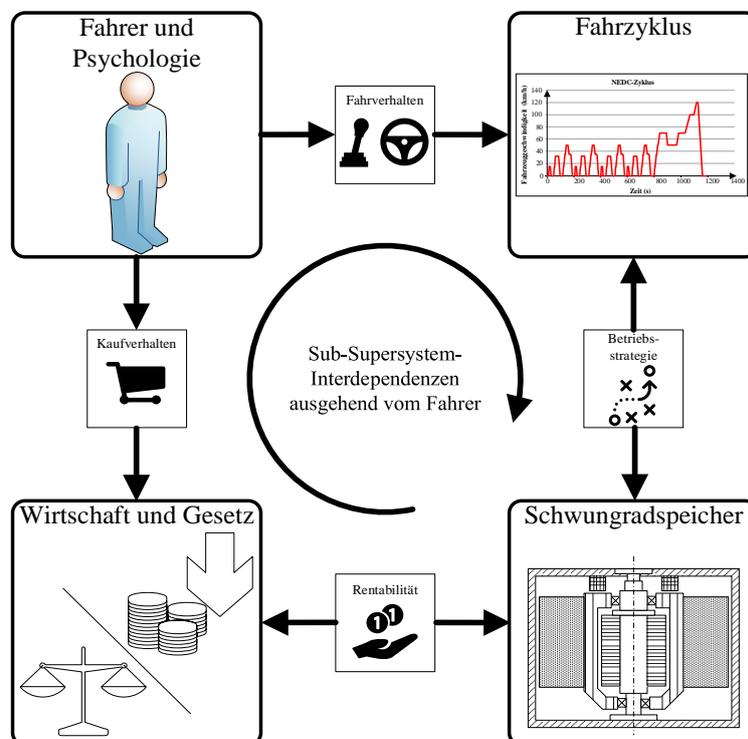


Abbildung 41: Wichtigste Interdependenzen zwischen *Sub-* und *Supersystem* eines Pkws im Individualverkehr.

Das Hauptproblem bei der Auslegung eines FESS für einen Pkw stellt die schlechte (bzw. eigentlich nicht vorhandene) Vorhersagbarkeit des Lastzyklus dar. Wünschenswert wäre jedoch eine *prädiktive Regelung*, welche sich auf Eingaben der geplanten Fahrstrecke durch den Nutzer stützen kann. Ein fiktives Beispiel, welches ein nicht unwahrscheinliches Szenario beschreibt, veranschaulicht die Problematik:

- Angenommen, während einer kurzen Fahrt vom Wohnort des Fahrers zum nahegelegenen Supermarkt wird das FESS durch Lastpunktverschiebung (d.h. durch die VKM) geladen, da die Verzögerungswerte im Kolonnenverkehr nicht ausreichen, um regenerativ zu bremsen. Die Betriebsstrategie antizipiert mögliche Beschleunigungsphasen (*Boost-Phasen*), zu denen es jedoch aufgrund des starken Verkehrsaufkommens nie kommt. Der Speicher wird während der Fahrt nicht entladen.

Als das Fahrzeug abgestellt wird, ist das Flywheel zwar zu 100% geladen, jedoch verbringt der Fahrer zu lange Zeit mit der Erledigung seiner Einkäufe, sodass der Großteil der Energie der Selbstentladung des Speichers zum Opfer fällt. Selbiges gilt für die Heimfahrt. Idealerweise müsste die VKM vor Erreichen des Reiseziels abgeschaltet werden um den letzten Teil des Weges (emissionsfrei) nur mit Hilfe des Schwungradspeichers zurückzulegen.

In diesem Fall können zwei grundlegend verschieden Lösungsansätze verfolgt werden:

### 1. Lösung im Supersystem des FESS – Prädiktive Regelung

Der Umstand, dass heutzutage beinahe jedes Fahrzeug und jedes Smartphone mit einem GPS ausgestattet ist, hat völlig neue Möglichkeiten in Bezug auf prädiktive Regelung des hybriden Antriebsstranges eröffnet. Nach der Eingabe des Reiseziels durch den Fahrer können Geoinformationsdaten wie Höhenunterschiede oder Steigungen entlang der Strecke ermittelt werden und erlauben somit optimale Ausnutzung der im Sekundärspeicher verfügbaren Energie. Apps wie der *Google Traffic Estimator*, welcher die Geschwindigkeit tausender Mobiltelefone auf den Verkehrswegen analysiert und somit auf Durchschnittsgeschwindigkeiten, mögliche Staus oder andere Behinderungen schließt, [110] können ebenfalls implementiert werden. Dadurch wurde in den letzten Jahren ein regelrechter Boom im Bereich prädiktiver Regelungen ausgelöst, wobei an dieser Stelle auf Fachliteratur anderer Autoren (wie z.B. [111], [112] und [113] verwiesen wird). Das Einsparungspotential dieser Regelstrategie, deren Aspekte für die Anwendung eines FESS in Abbildung 42 grafisch dargestellt ist, wird auf maximal 10% geschätzt [114], also deutlich geringer als die knapp bis zu 30% bei Nutzbremmung durch Schwungrad im schweren Nutzfahrzeug und innerstädtischen Betrieb.

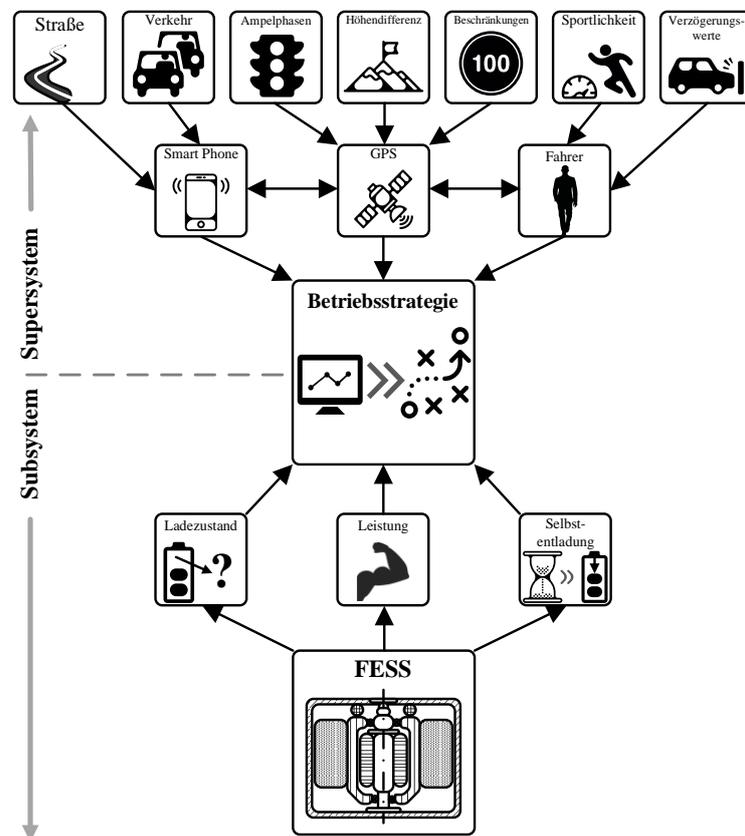


Abbildung 42: Wesentliche Aspekte einer prädiktiven Regelung des Antriebsstranges für einen Schwungradhybrid.

## 2. Lösung im *Subsystem* des FESS - Reduktion der Selbstentladung

Eine Lösung, welche auf den ersten Blick deutlich einfacher erscheint, da sie eine geringere Anzahl an *Interdependenzen im Supersystem* beinhaltet und es dem Kunden erlaubt, sich der Verantwortung einer energieeffizienten Regelungsstrategie zu entziehen, ist die *Reduktion der Selbstentladung des FESS*. Würde der gespeicherte Energieinhalt selbst bei längerem Stillstand des Fahrzeuges erhalten bleiben, würde sich die Notwendigkeit einer prädiktiven Regelung ebenfalls weniger dramatisch auswirken. Für eine ausführliche Beschreibung technischer Lösungen betreffend dieses Problems wird an dieser Stelle auf Kapitel 10.1 „Verringerung des Verlustmoments von FESS-Lagern“ verwiesen.

### 5.3.3 Zieleigenschaften mobiler Schwungradspeicher

#### 5.3.3.1 Wirtschaftliche Betrachtung

Dass das Prinzip eines Schwungradhybrides aus technisch-energetischer Sicht sinnvoll ist und entsprechendes Einsparungspotential mit sich bringt, haben die bereits in Tabelle 6 auf Seite 31 zusammengefassten Beispiele bewiesen. Die reine Steigerung der Wirtschaftlichkeit eines Pkws durch Hybridisierung und Hinzufügen eines sekundären Energiespeichers reicht aber offensichtlich für eine gute Marktdurchdringung nicht aus. Vielmehr muss der Energiespeicher einen *Mehrwert* mit sich bringen, welcher die unter 3.4.5 gelisteten *psychologischen Attribute* des Käufers anspricht. Neben einem dynamischen Fahrverhalten (das durch eine „*Boost-Funktion*“ mittels FESS realisiert werden könnte) legt der Pkw-Kunde aber vor allem Wert auf die Individualisierung seines Fahrzeuges durch Zukauf von Sonderausstattung. Der Psychologe *Alfred Hermann* betont in [115], dass der Kunde zwar ein Serienprodukt kauft, aber möchte, dass es etwas „ganz Besonderes“ ist. Der durchschnittliche Käufer eines *Mini Cooper* investiert 20% des Kaufpreises in Extras [115]. Die Platzierung nachhaltiger Fahrzeugtechnologie im Segment der individuellen Zusatzausstattung bietet eine Möglichkeit, den sanften Übergang zum *Zero Emission Vehicle* zu beschleunigen, definiert aber auch den preislichen Rahmen für den Energiespeicher und die erforderlichen Komponenten im Antriebsstrang. Daraus lassen sich - aus *Kundensicht* - folgende Anforderungen an einen Sekundärspeicher im Pkw ableiten:

- Hohe Leistungsdichte bzw. spezifische Leistung (positiver Einfluss auf die Fahrdynamik)
- Leichte, unkomplizierte Bedienbarkeit
- Einfache Integrierbarkeit in die bestehende Fahrzeugarchitektur
- Geringe oder besser keine Wartungskosten
- Gutes Image der Sekundärenergie (wie z.B. Strom)
- Gutes Recycling des Speichers (wie z.B. Schwungrad)
- Geringe Entwicklungs- und Herstellkosten

Es mag erstaunlich erscheinen, dass Attribute wie eine *hohe Energiedichte* und eine *geringe Selbstentladung* in dieser Liste nicht enthalten sind. Das bedeutet, dass eine geradlinige Annäherung des FESS an die Eigenschaften eines virtuellen Referenzenergiespeichers ohne Analyse des *Supersystems* nicht zielführend ist. Der Kunde kauft oftmals eine aus strikt technischer Sicht suboptimale Lösung.

→ Wichtigster Punkt für die Marktdurchdringung von FESS im Fahrzeugsektor ist daher die Reduktion des Preises und das Erreichen von energetischen Mindestanforderungen, sie seien hier „*Threshold-Spezifikationen*“ genannt, wie im folgenden Abschnitt erläutert.

## 5.4 Energetische *Threshold-Spezifikationen*

Die zentrale Frage, die sich hinter dem Begriff *Threshold Spezifikation* verbirgt ist:

„*Wann ist eine technische Lösung gerade gut genug, sodass der Kunde sie kauft?*“

**Ein Beispiel soll die Überlegungen verdeutlichen:**

Der ideale Referenzenergiespeicher hat eine unendlich hohe Energie- und Leistungsdichte und keine Selbstentladung. Trotzdem geben wir uns mit einer Reichweite von etwa 500 bis 1000 km zwischen Tankstopps auf jeden Fall zufrieden und können daher schlussfolgern, dass eine Tankgröße von ca. 30 bis 80 Litern beim Pkw aus heutiger Sicht ausreichend ist. Kaum ein Kunde fordert ein größeres Tankvolumen oder eine höhere Energiedichte des Treibstoffs. Anders stellt sich die Situation bei der reinen E-Mobility dar. Gewisse Batterietechnologien wie zum Beispiel die Bleibatterie erreichen lediglich zu geringe Energiedichten und finden daher aktuell keinen Einsatz im Elektrofahrzeug. Selbst eine signifikante Senkung der Kosten kann die mangelnde Praktikabilität nicht aufwiegen.

Abbildung 43 zeigt die spezifischen Energien verschiedener mobiler Energiespeicher. Während Lithium Polymer und Lithium-Ionen-Akkus die am weitesten verbreiteten Speichertechnologien für alternative Fahrzeugantriebe sind, finden Hydraulikspeicher und auch Supercaps keine Anwendung als primärer Speicher im Fahrzeug. Sämtliche bisher als „Hauptbatterie“ für EVs eingesetzte Speicher (so auch der Druckluftspeicher) weisen eine spezifische Energie von mindestens 60 Wh/kg auf.

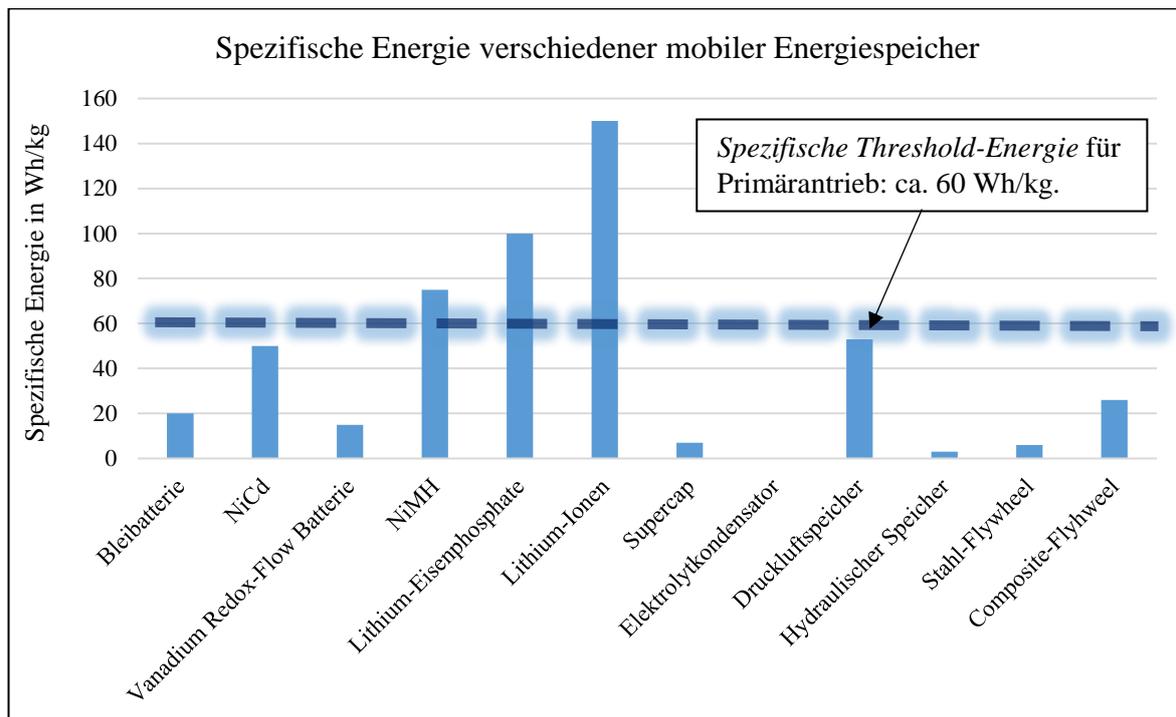


Abbildung 43: *Spezifische Threshold Energie* von Energiespeichern den Einsatz als *Prime Mover* (Erstellt aus Daten von [116], [117], [118] und [119].)

Wie können also solche *Threshold-Kriterien* für einen Schwungradspeicher bestimmt werden? Ab welcher Energiedichte ist ein FESS sinnvoll? Diese Frage lässt sich eben durch Analyse konkurrierender Technologien und deren Dissemination im Markt beantworten.

#### 5.4.1 Bestimmung von energetischen *Threshold Kriterien* für FESS

Dass sich Flywheels entgegen diverser euphorischer Ankündigungen in den 1970er Jahren nicht durchsetzen konnten, ist ein historisches Faktum [24]. Die erreichbaren spezifischen Energien waren trotz der teilweise hohen theoretischen Werte (vergleiche Tabelle 19 auf Seite 75) aufgrund des hohen Gewichts der umgebenden Systemkomponenten (Schutzgehäuse, Vakuumtechnik, E-Maschine, Regelung, Kühlung) schlichtweg noch zu gering. Darüber hinaus macht die hohe Selbstentladung eine mehrtägige Reise mit einem reinen Schwungradfahrzeug bis dato undenkbar.

→ Der Einsatz von FESS in Fahrzeugen erscheint daher ausschließlich als **Nutzbremse**, zur **Lastpunktverschiebung der VKM** oder für den **lokal emissionsfreien Betrieb** sinnvoll!

Die Anforderungen an diesen dynamischen *Leistungsspeicher* unterscheiden sich von den konventionellen *Energiespeichern*, die als Primärenergiequelle in alternativen Fahrzeugen eingesetzt werden. Für die Abdeckung kurzzeitiger Leistungsspitzen kommen üblicherweise Speicher wie Supercaps, Li-Io-Batterien, hydraulische Speicher oder Flywheels zum Einsatz. Tabelle 12 gibt einen Überblick über die Eigenschaften von bisher in Hybridfahrzeugen verbauten Energiespeichern und führt Beispiele an ausgeführten Fahrzeugen an. Es muss angemerkt werden, dass die quantifizierbaren Spezifikationen je Speichertechnologie eine relative Bandbreite abhängig von konkreter Ausführung und Hersteller aufweisen. Darüber hinaus sind die Systemgrenzen nicht bei jedem Speicher eindeutig bestimmbar. Die Werte in der Tabelle beziehen sich jedoch auf *Pack-Ebene*, das heißt das nötige „Packaging“ (Gehäuse, Leistungselektronik, Kühlung etc.) wurde berücksichtigt.

**Tabelle 12: Eigenschaften von bisher in Hybridfahrzeugen eingesetzten Energiespeichern.**

Energie-speicher	Spez. Energie	Spez. Leistung	Energie-dichte	Wirkungs-grad	Selbst-entladung	Zyklus-zahl	Beispiel-Fahrzeug	Ref. <sup>a</sup>
	Wh/kg	kW/kg	Wh/Liter	%	%/Tag			
Bleibatterie	20	0,18	50	50–85	0,1-0,8	500-800	<i>Audi DUO III (1997)</i>	[120], [121]
NiCd	50	0,2	100	70-90	0,05	2000	<i>1976 Alfa Romeo EV Conversion</i>	[122]
Vanadium Redox-Flow Batterie	15	10	20	70-75	0,001-0,1	2000	<i>nanoFlowcell Quant E</i>	[123], [124], [103]
NiMH	75	0,7	200	65-70	0,25-3	500-2000	<i>Toyota Prius II, Honda Insight</i>	[125]
Lithium-Eisen-phosphat	100	0,2	200	75-85	1,5	100-2000	<i>Aptera Typ-1</i>	[126], [127], [128], [129]
Lithium-Ionen	150	0,6	500	80-90	0,25	400-1200	<i>Tesla Model S, Nissan Leaf EV</i>	[130]
Supercap	7	20	10	90-95	1,5	10000	<i>Toyota Yaris Hybrid-R</i>	[131]
Elektrolyt-kondensator	0,05	35	0,5	75-95	3-10	1000-10000	-	[132], [133], [134]
Druckluft-speicher	50	2	50	10-15	0,001	10000	<i>MDI AirPod, PSA Peugeot Citroën Hybrid Air</i>	[135], [136]
Hydraulik-speicher	3	5	2	80-90	0,1	10000	<i>MAN Hydro-Bus</i>	[118], [137],
Stahl Flywheel	10	5	5	90-95	20-80	10000	<i>Oerlikon Gyrobus</i>	[138]
Composite Flywheel	60	6	15	90-95	20-80	10000	<i>GKN Hybrid Power</i>	[139]

<sup>a</sup>... Diese Literaturverweise wurden zusätzlich zu Informationen aus [140] und *Wikipedia.org* hinzugezogen.

Um jene Eigenschaft, welche für die Spezifizierung eines Leistungsspeichers relevant ist, nämlich die *spezifische Leistung*, anschaulich gegenüber zu stellen, wurde die Darstellung in Form eines Balkendiagramms gewählt. Alle Speichertypen, die vorwiegend für Bremsenergierekuperation eingesetzt wurden liegen über oder im Bereich *der Threshold-Linie*.

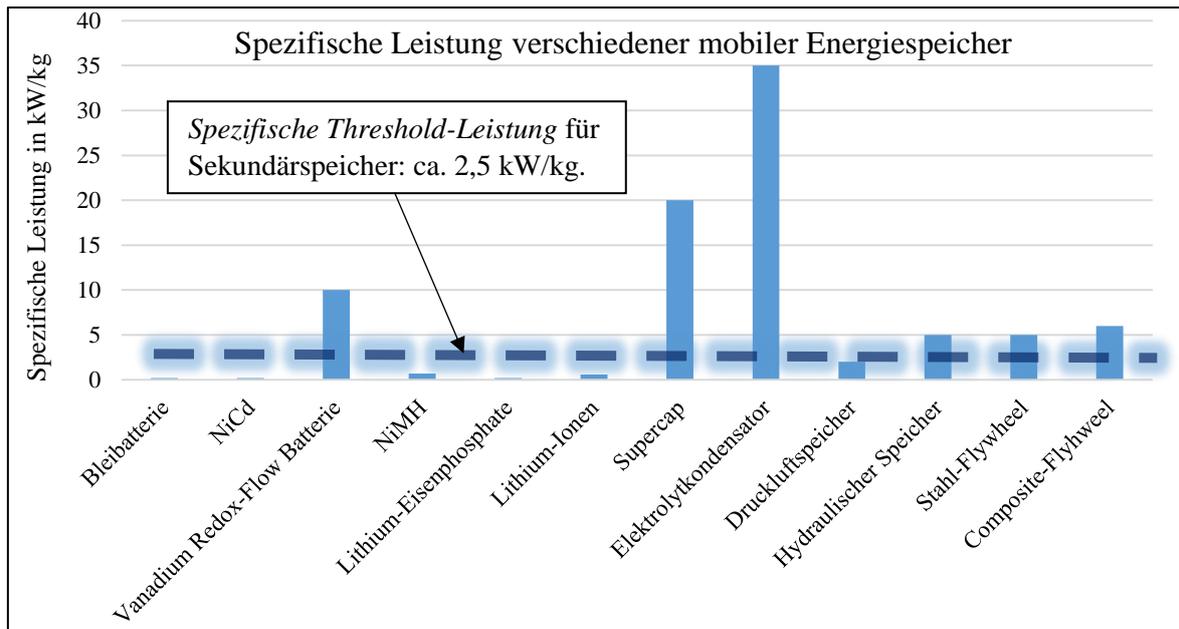


Abbildung 44: Spezifische Leistung verschiedener mobiler Energiespeicher, die in Fahrzeugen eingesetzt wurden.

Auch wenn sämtliche in Tabelle 12 angeführten, quantifizierbare Eigenschaften, wie zum Beispiel Zyklenzahl und Selbstentladung eine essentielle Rolle bei der Auswahl der Speichertechnologie für ein Hybridfahrzeug spielen, so lassen sich vorerst zwei wesentliche energetische Zielsetzungen für FESS definieren:

- **Spezifische Energie:** Diese muss bei Anwendung als *Leistungsspeicher* nicht zwingend die für den Einsatz als *Primärspeicher* geforderte Grenze von mindestens 70 Wh/kg erreichen, **sollte jedoch über 10 Wh/kg liegen**, um gegenüber konkurrierenden Leistungsspeichern wie Supercaps einen Marktvorteil zu erzielen.
- **Spezifische Leistung:** Dieser Wert lässt sich durch Analyse und Vergleich der zurzeit auf dem Markt befindlichen Speicher für Hybridfahrzeuge mit **etwa 2,5 kW/kg festlegen**.

→ Diese beiden „praktischen“ Kriterien definieren das zulässige Gewicht (bzw. Volumen) des FESS im Fahrzeug, wodurch ein erster Anhaltspunkt für die Auslegung bzw. die strategischen Entwicklungsziele im Bereich der Schwungradspeicher gegeben ist.

Weitere Eigenschaften wie *Selbstentladung* und *Wirkungsgrad* sind stark an den Fahrzyklus und die Betriebsstrategie gekoppelt und können daher nur durch numerische Simulation (wie in 5.2.1.1 besprochen) untersucht werden.

## 5.5 Relevante Erkenntnisse der Systembetrachtung

Die Zerlegung des Hybridfahrzeuges in ein *Subsystem*, bestehend aus den Komponenten des Antriebsstranges und eines *Supersystems*, welches Umgebungseinflüsse wie Verkehrsinfrastruktur und Fahrer beinhaltet, ermöglicht eine kritische *holistische Analyse* moderner Fahrzeugtopologien. Mobile Energiespeicher spielen dabei eine entscheidende Rolle, wobei sie in starker Wechselwirkung mit Fahrverhalten und Fahrzyklus stehen. Während Hybridisierung und der Umstieg zu alternativen (auch rein elektrischen) Antriebskonzepten im Bereich der kommerziellen und insbesondere Nutzfahrzeuge für den innerstädtischen Einsatz eine kurzfristige und vielversprechende Alternative darstellt, weisen Hybridisierungs-Maßnahmen im Pkw-Segment ein deutlich geringeres Potential zur Verbrauchsreduktion auf. Grund hierfür sind hauptsächlich sozio-psychologische Aspekte, woraus geschlossen werden kann, dass das größte Optimierungspotential in den Einflussgrößen des

*Supersystems* liegt. Es ist daher unabdingbar, den Übergang von der bislang rein technischen Entwicklung der Fahrzeuge zu einer *interdisziplinären Systemoptimierung*, welche unterschiedliche Disziplinen wie Technik, Psychologie, Politik, Gesetzgebung und Marketing vereint, zu wagen. Somit kann auch ein weiterer Schritt in Richtung ganzheitlichem Mobilitätskonzept als Alternative zum „Status Quo“ des konventionellen Pkws mit Verbrennungskraftmaschine getätigt werden.

Die Analyse bestehender Systeme und erfolgreicher Anwendungen von konkurrierenden Speichertechnologien für Hybridfahrzeuge erlaubt eine Abschätzung der *Threshold-Spezifikationen*, das heißt jener Leistungsmerkmale, die erreicht werden müssen, damit die Schwungradtechnologie am Markt bestehen kann. Eine spezifische Energie von mindestens 10,0 Wh/kg sowie eine spezifische Leistung von mehr als 2,5 kW/kg stellen Mindestanforderungen an die FESS-Technologie dar.

### 5.5.1 Zusammenfassung - Optimierung des *Supersystems* eines FESS

Die holistische Betrachtung und systematische Analyse des *Supersystems* ermöglichte es, wichtige Einflussgrößen und Parameter in Bezug auf den effizienten Einsatz von Schwungradspeichern in Fahrzeugen zu identifizieren. Zusammenfassend lässt sich feststellen:

- Die Forschungs- und Entwicklungsarbeit im Bereich der Energiereicher für Hybridfahrzeuge im Allgemeinen und Schwungräder im Speziellen ist stark von politischen und ökonomischen Phänomenen, wie zum Beispiel dem Rohölpreis geprägt.
- Betrachtungen des psychologischen Verhaltens des Endkunden zeigen, dass die Bereitschaft die Individualisierung des Pkws zu investieren, durchaus gegeben ist; die Zweckentfremdung des Fahrzeugtyps und das individuell stark divergierende Lastprofil machen die Auslegung eines FESS jedoch äußerst schwierig.
- Nutzfahrzeuge im urbanen Nahverkehr bieten nicht nur wegen des dynamischen Fahrzyklus und des hohen energetischen Rekuperationspotentials, sondern sind in erster Linie wegen der guten Vorhersagbarkeit des Lastzyklus eine optimale Plattform um FESS, welche hohe Leistungen bei moderaten spezifischen Energien aufweisen, einzusetzen.
- Entscheidend für die Rentabilität des FESS an Bord eines Fahrzeuges ist (neben dem Preis, wie sich von selbst versteht) einzig und alleine der Fahrzyklus bzw. dessen *Dynamikkennzahl*.
- Vor allem der Vergleich von FESS mit konkurrierenden Speichertechnologien erlaubt es, energetische und wirtschaftliche Entwicklungsziele in Form von so genannten *Threshold Spezifikationen* zu definieren, welche im folgenden Abschnitt zusammengefasst sind.

### 5.5.2 Allgemeingültige, erstrebenswerte FESS Verbesserungen

Auch wenn das Wort „Leistungssteigerung“ in der Automobilindustrie omnipräsent ist, so ist die Steigerung der effektiven elektrischen Leistung eines FESS nicht von übergeordneter Relevanz. Viel mehr hat die Betrachtung der *Interdependenzen von Sub- und Supersystem* des FESS die Verfolgung der untenstehenden Entwicklungsziele als unumgängliche Voraussetzung für einen erfolgreichen Markteintritt von FESS im Fahrzeugsektor ergeben.

- **Steigerung der spezifischen Energie auf über 10,0 Wh/kg.**
- **Erreichen einer spezifischen Leistung von 2,5 kW/kg.**
- **Senkung der Selbstentladung.**
- **Senkung der Kosten.**
- **Ausdehnung der Wartungsintervalle.**
- **Verbesserung der inhärenten Sicherheit und des Images.**

→ Ab nun werden in dieser Arbeit konkrete technische Lösungsansätze betreffend das *FESS-Subsystem* vorgestellt, welche es ermöglichen sollen, die soeben genannten Zieleigenschaften erreichen zu können.

## 6 Optimierung im *Subsystem*

Das *Subsystem des FESS* umfasst wie bereits in Abschnitt 3.2 beschrieben alle Komponenten und Bauteile, welche für den Aufbau und Betrieb des Speichers notwendig sind. Durch Modifikation einzelner Komponenten, wie Lager, Rotor, oder E-Maschine können energetische Spezifikationen des FESS beeinflusst und verbessert werden. Ziel ist die Annäherung der aktuell erreichbaren Eigenschaften eines FESS an die Performance eines Referenzenergiespeichers – zumindest bis zum Erreichen der unter 5.4 beschriebenen *Threshold-Spezifikationen*.

### 6.1 Abweichung zwischen *Wunsch-* und *Ist-Eigenschaften*

Um die Frage zu beantworten, *welche* Komponenten einer Optimierung bedürfen, muss zuerst geklärt werden, welche Eigenschaften des FESS verbessert werden müssen. Die *Wunscheigenschaften* ergeben sich wie in 5.5.1 zusammengefasst aus der Analyse des *Supersystems* und müssen mit dem Stand der Technik im Bereich der Schwungradspeicher verglichen werden, um zu eruieren, welche Speichereigenschaften in erster Linie verbessert werden müssen. Erst nachdem eine mögliche Diskrepanz zwischen Wunsch- und Ist-Eigenschaften identifiziert und genau definiert wurde, kann daraus abgeleitet werden, welche Komponenten des *Subsystems* darauf Einfluss nehmen und daher modifiziert werden müssen.

Um die Abweichung zwischen den Wunsch- und Ist-Eigenschaften von Schwungradspeichern zu definieren, bietet es sich an, einen Vergleich des Standes der Technik im Bereich FESS mit

- a. Referenzenergiespeicher
- b. Konkurrenzspeicher

durchzuführen. Die Definition dieser Eigenschaften ist Teil der Analyse des *Supersystems*. Beide Speicher wurden bereits in den Abschnitten 3.4.3 sowie 5.4 beschrieben. Unter den allgemeingültigen Verbesserungszielen befinden sich jedoch die **Steigerung der spezifischen Energie** (und folglich die Reduktion des Gewichts) sowie die **Senkung der Kosten**. Im Folgenden sollen Prototypen, welche im Zuge dieser Arbeit *am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* entwickelt wurden, bezüglich Kosten und Gewicht der Komponenten genauer betrachtet werden.

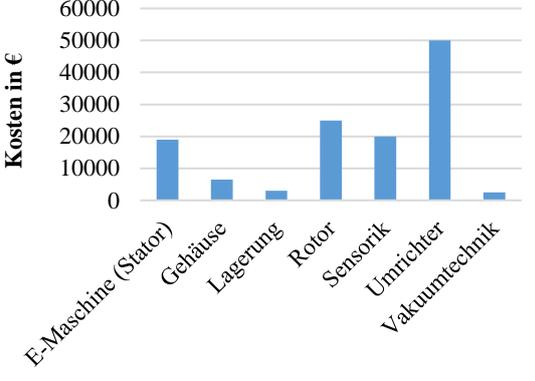
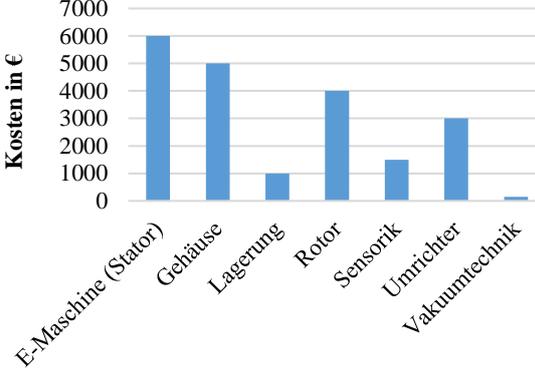
#### 6.1.1 Analyse von Kosten und Gewicht der Systemkomponenten zweier Prototypen

In diesem Abschnitt werden zwei Prototypen verglichen und die Aufteilung von Gewicht und Kosten unter den Systemkomponenten diskutiert. Eine kurze Erklärung bezüglich der Bewertung der Komponenten sowie ein Verweis auf die später folgende, detaillierte Beschreibung der technischen Lösung werden ebenfalls gegeben. Abbildung 45 zeigt jene beiden Fahrzeuge, für welche die Schwungradspeicher in Tabelle 13 konzipiert wurden.



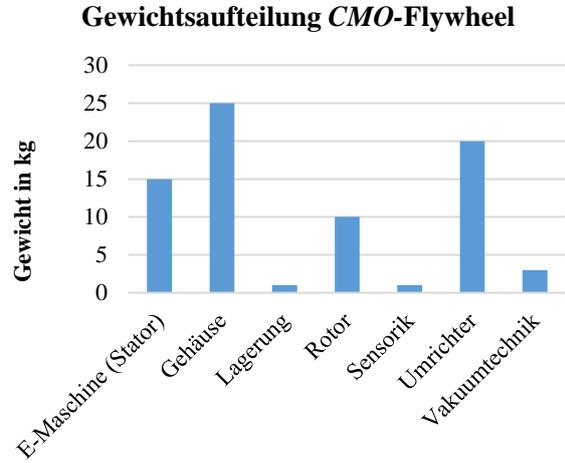
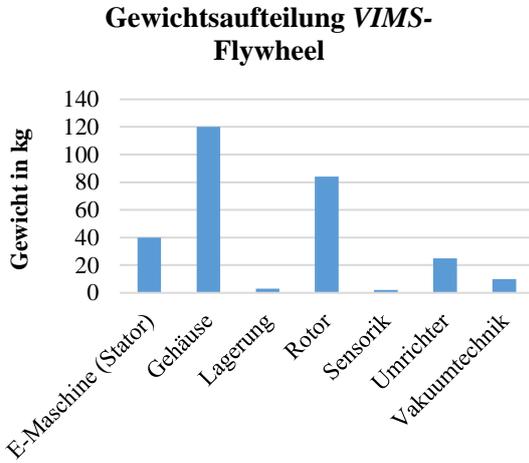
Abbildung 45: Schweres Nutzfahrzeug [141] (Anwendung VIMS-Flywheel) und Konzept des CMO Demonstratorfahrzeuges [142].

Tabelle 13: Gegenüberstellung der Kosten- und Gewichtsauflteilung der Komponenten zweier FESS Prototypen.

VIMS-Flywheel	CMO-Flywheel																																
																																	
<b>Beschreibung</b>																																	
<p>FESS zur Parallelschaltung in einem Serienhybrid (Schweres Nutzfahrzeug im innerstädtischen Betrieb) für Lastpunktverschiebung.</p> <p>→ Siehe 7.5 für genauere Beschreibung!</p>	<p>FESS als Sekundärspeicher in einem Parallelhybrid (Demonstratorfahrzeug für in Österreich entwickelte Technologien für Hybridfahrzeuge).</p> <p>→ Siehe 7.4 für genauere Beschreibung!</p>																																
<b>Technische Daten</b>																																	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energieinhalt: 0,8 kWh</li> <li>• Leistung: 145 kW</li> <li>• Maximaldrehzahl 40.000 UpM</li> <li>• Rotorgewicht: 80 kg</li> <li>• Gesamtgewicht: 280 kg</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Energieinhalt: 0,1 kWh</li> <li>• Leistung: 40 kW</li> <li>• Maximaldrehzahl 60.000 UpM</li> <li>• Rotorgewicht: 11 kg</li> <li>• Gesamtgewicht: 35 kg</li> </ul>																																
<p style="text-align: center;"><b>Kostenaufteilung* VIMS-Flywheel</b></p>  <table border="1" style="display: none;"> <caption>Kostenaufteilung* VIMS-Flywheel</caption> <thead> <tr> <th>Komponente</th> <th>Kosten in €</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>E-Maschine (Stator)</td> <td>~50.000</td> </tr> <tr> <td>Gehäuse</td> <td>~18.000</td> </tr> <tr> <td>Lagerung</td> <td>~8.000</td> </tr> <tr> <td>Rotor</td> <td>~25.000</td> </tr> <tr> <td>Sensorik</td> <td>~20.000</td> </tr> <tr> <td>Umrichter</td> <td>~5.000</td> </tr> <tr> <td>Vakuumtechnik</td> <td>~2.000</td> </tr> </tbody> </table>	Komponente	Kosten in €	E-Maschine (Stator)	~50.000	Gehäuse	~18.000	Lagerung	~8.000	Rotor	~25.000	Sensorik	~20.000	Umrichter	~5.000	Vakuumtechnik	~2.000	<p style="text-align: center;"><b>Kostenaufteilung* CMO-Flywheel</b></p>  <table border="1" style="display: none;"> <caption>Kostenaufteilung* CMO-Flywheel</caption> <thead> <tr> <th>Komponente</th> <th>Kosten in €</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>E-Maschine (Stator)</td> <td>~6.000</td> </tr> <tr> <td>Gehäuse</td> <td>~5.000</td> </tr> <tr> <td>Lagerung</td> <td>~1.000</td> </tr> <tr> <td>Rotor</td> <td>~4.000</td> </tr> <tr> <td>Sensorik</td> <td>~1.500</td> </tr> <tr> <td>Umrichter</td> <td>~3.000</td> </tr> <tr> <td>Vakuumtechnik</td> <td>~0.500</td> </tr> </tbody> </table>	Komponente	Kosten in €	E-Maschine (Stator)	~6.000	Gehäuse	~5.000	Lagerung	~1.000	Rotor	~4.000	Sensorik	~1.500	Umrichter	~3.000	Vakuumtechnik	~0.500
Komponente	Kosten in €																																
E-Maschine (Stator)	~50.000																																
Gehäuse	~18.000																																
Lagerung	~8.000																																
Rotor	~25.000																																
Sensorik	~20.000																																
Umrichter	~5.000																																
Vakuumtechnik	~2.000																																
Komponente	Kosten in €																																
E-Maschine (Stator)	~6.000																																
Gehäuse	~5.000																																
Lagerung	~1.000																																
Rotor	~4.000																																
Sensorik	~1.500																																
Umrichter	~3.000																																
Vakuumtechnik	~0.500																																
<p>*Betrachtet wurden die Kosten für einen Laborprototyp mit Stückzahl 1! Für genauere Beschreibung siehe unten.</p>																																	
<b>Diskussion der Kostenaufteilung</b>																																	
<p><b>E-Maschine (Stator):</b> Relativ hoher Kostenanteil aufgrund der hohen geforderten elektrischen Materialeigenschaften, sowie in erster Linie aufgrund des Fertigungsverfahrens (Laserschnitt der Bleche).</p> <p><b>Gehäuse:</b> Kostengünstige Schweißgruppe aus Baustahl.</p> <p><b>Lagerung:</b> Kostengünstig durch den Einsatz von Wälzlagern → Siehe Kapitel 9.6.1.</p> <p><b>Rotor:</b> Kosten sind in erster Linie vom Fertigungsverfahren (Drahterodieren der Elektrobleche und CNC-Fräsen der Schwungmassebleche) bestimmt. → Siehe Kapitel 7.5.</p> <p><b>Sensorik:</b> Hier wurde nur die für den Prototyp erforderliche Sensorik betrachtet. Die im Serienprodukt eingesetzte Sensorik (Temperaturüberwachung und</p>	<p><b>E-Maschine (Stator):</b> Relativ hoher Kostenanteil aufgrund der geforderten elektrischen Materialeigenschaften, sowie in erster Linie aufgrund des Fertigungsverfahrens (Laserschnitt der Bleche).</p> <p><b>Gehäuse:</b> Höhere relative Kosten durch den Einsatz von Aluminium (Drehteil aus Vollmaterial).</p> <p><b>Lagerung:</b> Kostengünstig durch den Einsatz von Wälzlagern → Siehe Kapitel 9.7.1.</p> <p><b>Rotor:</b> Kosten sind in erster Linie vom Fertigungsverfahren (Drahterodieren der Elektrobleche) bestimmt. → Siehe Kapitel 7.4.</p> <p><b>Sensorik:</b> Wesentliche Sensorik für die Zustandsüberwachung (Temperaturüberwachung und Drehzahlmessung) plus Beschleunigungsaufnehmer, welche die Kosten dramatisch erhöhen.</p>																																

Drehzahlmessung) ist um einen Faktor 10-20 günstiger [143].  
**Umrichter:** Extrem hohe Kosten der Leistungselektronik, da es sich um die Entwicklung eines Prototyps handelte.  
**Vakuumtechnik:** Geringer Kostenanteil durch den Einsatz von Standardkomponenten.

**Umrichter:** Extrem hohe Kosten der Leistungselektronik, da es sich um die Entwicklung eines Prototyps handelte.  
**Vakuumtechnik:** Geringer Kostenanteil durch den Einsatz von Standardkomponenten.



**Diskussion der Gewichtsaufteilung**

**E-Maschine (Stator):** Der Gewichtsanteil des Stators hängt mit den Leistungsspezifikationen zusammen und lässt sich technisch kaum verringern. Es wurde bereits hochwertiges Dynamoblech eingesetzt, um hohe spezifische Energie zu erreichen. Zur Erhöhung des Trägheitsmoments wurden Massebleche aus Vergütungsstahl angebracht (Siehe 7.5.).  
**Gehäuse:** Höchster Gewichtsanteil durch konservative Auslegung und hohe Sicherheitsfaktoren aufgrund des Fehlens von Auslegungs- und Berechnungsvorschriften.  
 → Siehe Kapitel 8.  
**Lagerung:** Geringer Anteil durch Einsatz von Wälzlager und Vermeidung aufwändiger Magnetlager.  
**Rotor:** Hohes Gewicht aufgrund des geforderten Energieinhaltes. Reduktion nur durch veränderte Materialwahl und Durchmessererhöhung realisierbar.  
 → Siehe 7.5.  
**Sensorik:** Geringes Bauteilvolumen/Masse verglichen zur Gesamtmasse des FESS.  
**Umrichter:** Nicht maßgeblicher Anteil aufgrund der hohen Gesamtmasse des FESS.  
**Vakuumtechnik:** Gewicht nicht maßgeblich, Reduktion durch Einsatz einer Membranpumpe statt zweistufiger Drehschieber Pumpe jedoch möglich.

**E-Maschine (Stator):** Der Gewichtsanteil des Stators hängt mit den Leistungsspezifikationen zusammen und lässt sich technisch kaum verringern. Es wurde bereits hochwertiges Dynamoblech eingesetzt, um hohe spezifische Energie zu erreichen.  
**Gehäuse:** Höchster Gewichtsanteil durch konservative Auslegung und hohe Sicherheitsfaktoren aufgrund des Fehlens von Auslegungs- und Berechnungsvorschriften.  
 → Siehe Kapitel 8.  
**Lagerung:** Geringer Anteil durch Einsatz von Wälzlager und Vermeidung aufwändiger Magnetlager.  
**Rotor:** Geringerer Masseanteil aufgrund geringem Energieinhalt. Reduktion selbst durch veränderte Materialwahl kaum möglich, da Schwungmasse = E-Maschine.  
 → Siehe 7.4.  
**Sensorik:** Geringes Bauteilvolumen/Masse verglichen zur Gesamtmasse des FESS.  
**Umrichter:** Umrichter wurde als Prototyp eigens für das CMO-FESS entworfen und weist eine nicht optimierte Kühlung sowie eine schwere Kupferplatte als Basis auf.  
**Vakuumtechnik:** Gewicht nicht maßgeblich, da aufgrund des geringeren Evakuationsvolumens eine Membranpumpe zum Einsatz kommt.

**Fazit (gültig für beide Konzepte)**

- Signifikante Kostensenkung durch Vermeidung von Magnetlagern und Einsatz von Wälzlager wurde bereits umgesetzt. (Details zur Lagerauslegung siehe 9.)
- Die hohen Kosten finden ihren Ursprung in den Prototyp-spezifischen Fertigungsverfahren.
- Rotorkosten werden vom Fertigungsverfahren und nicht vom Material bestimmt.
- Anteil des (Berst-)Gehäuses dominiert Gesamtgewicht aufgrund des Fehlens von Berechnungsvorschriften und Erfahrungen mit Leichtbaugehäusen.
- Gewicht des Rotors richtet sich nach gefordertem Energieinhalt. Reduktion nur durch veränderte Materialwahl realisierbar.

## 6.2 Systeminterne Interdependenzen - Wechselwirkungen zwischen kritischen Komponenten

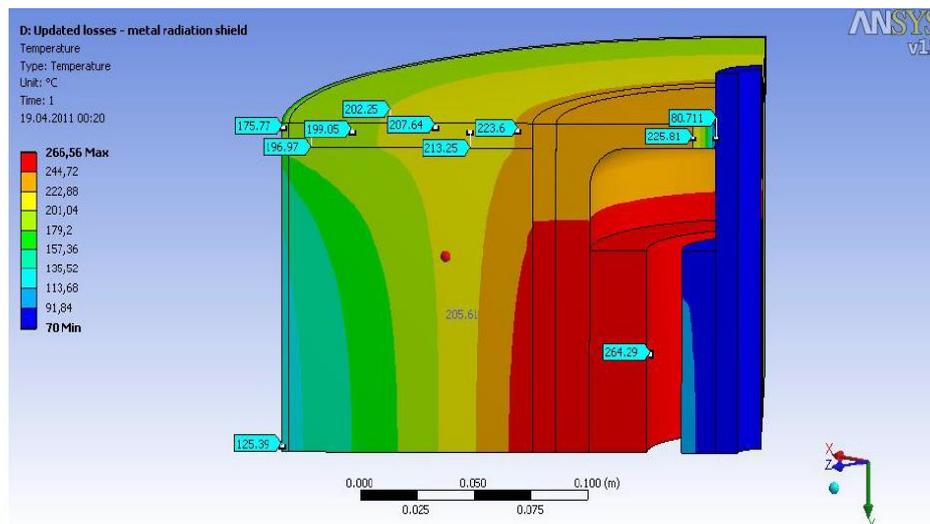
Obwohl die im Fazit von Tabelle 13 aufgelisteten Erkenntnisse suggerieren, dass beispielsweise eine isolierte Veränderung des Rotorwerkstoffes schon zu einer Erhöhung der Energiedichte führt, so muss an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass bereits die Änderung von Eigenschaften *eines* Bauteils aufgrund der starken Wechselwirkung zwischen den hochbelasteten Komponenten innerhalb des FESS oft weitreichende Konsequenzen mit sich bringt. Der Wechsel des Rotormaterials von Stahl auf beispielsweise Glasfaser bringt eine signifikante Veränderung der in Tabelle 14 genannten Eigenschaften mit sich. (Aus Gründen der besseren Lesbarkeit seien hier zusammenfassend nur die wesentlichen Aspekte erwähnt und im konkreten Falle der Rotorauslegung auf Kapitel 7 ab Seite 72 verwiesen.)

**Tabelle 14: Auswirkungen der Veränderung des FESS-Rotormaterials auf umgebende Komponenten.**

Eigenschaft des FESS-Rotormaterials:			Auswirkung auf:
Maximaldrehzahl		→	Lagerauslegung 
Berstverhalten Rotor		→	Gehäuseauslegung 
Alterung und Schadensmechanismen		→	Sensorik und Zustandsüberwachung 
Thermisches Verhalten des Werkstoffs		→	Kühlsystem und Betriebstemperatur 

Die Wahl und Auslegung der Komponenten hat daher nicht nur Einfluss auf Interaktionen mit dem *Supersystem* durch Veränderung der nach außen hin sichtbaren Eigenschaften des Speichers, sondern darüber hinaus auch starke *systeminterne Interdependenzen*.

Besonders die für einen (Strömungs-) verlustarmen Betrieb und somit die Senkung der Selbstentladung notwendige Evakuierung des Gehäuses schlägt sich in komplexen thermischen und konstruktiven Interdependenzen zwischen den Komponenten nieder. Abbildung 46 zeigt die thermische Simulation des Außenläufers mit Kohlefaserbandage (Projekt *E3oN*) mit Hilfe von ANSYS. Während der Stator im Zentrum der Maschine wassergekühlt ist, herrschen am inneren Umfang des Rotors Temperaturen bis 265°C, welche bereits die zulässige Betriebstemperatur des Kohlefaserverbundes übersteigen. Ursache sind die im Rotor auftretenden elektrischen Verluste, welche sich durch das Fehlen konvektiver Kühlung und die zusätzliche Isolation der Kohlefaserbandage kaum abtransportieren lassen. Einzige verbleibende Möglichkeit ist die Wärmeleitung über die Wälzlager, welche in hoher thermischer Belastung des Schmiermittels sowie des Lagers an sich resultiert.



**Abbildung 46: Thermische Simulation eines Außenläufers mit Kohlefaserbandage (Projekt *E3oN*) mit Hilfe von ANSYS.**

Es ist daher nicht möglich, die Eigenschaften des Speichers durch isolierte Modifikation *nur einer* Komponente in zufriedenstellendem Maße zu verbessern. Die scheinbare Verbesserung einer Lösung durch Veränderung der Topo- und Morphologie des Schwungradspeichers bringt meist weitere, andere Komplikationen mit sich, sodass immer ein Zielkonflikt vorliegt, der es erforderlich macht, einen Kompromiss einzugehen. Ein Beispiel, welches eine *Verkettung dreier Zielkonflikte* beinhaltet, sei zur Veranschaulichung in Abbildung 47 skizziert und anschließend beschrieben.

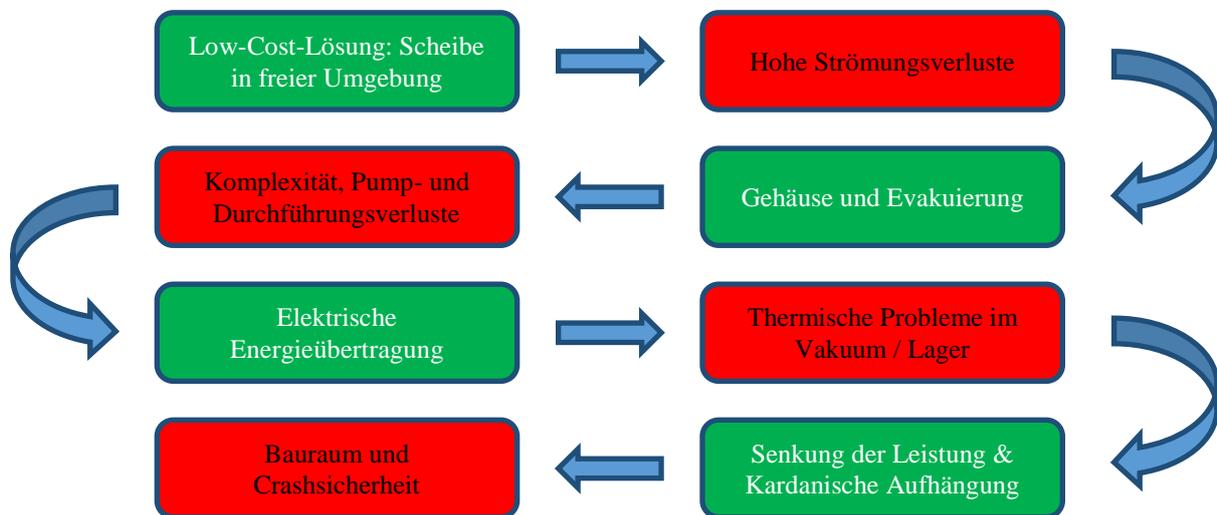


Abbildung 47: Der Schwungradspeicher als *multidimensionales Optimierungsproblem*.

→ Die einfachste Umsetzung eines Schwungrades, ein scheibenförmiger Rotor in freier Umgebungsatmosphäre laufend und mit mechanischer Anbindung, erzeugt erhebliche Strömungsverluste. Versucht man diese durch Evakuierung zu umgehen, entstehen neben dem eklatant höheren Konstruktionsaufwand des Vakuumgehäuses weitere Verluste, nämlich jene der Vakuumdurchführung und der Pumpe.

→ Versucht man in weiterer Folge die Durchführungsverluste zu vermeiden, indem man auf elektrische Energieübertragung setzt und einen Motorgenerator integriert, so stößt man auf thermische Probleme, da die Verlustleistung der elektrischen Maschine im Vakuum nur schwer abzuführen ist.

→ Hat man die thermischen Probleme nun gelöst und versucht man die Vorteile der elektrischen Energieübertragung völlig auszuschöpfen, indem man den elektromechanischen Speicher kardanisch aufhängt, um die gyroskopischen Kräfte zu reduzieren, so stellt man fest, dass der für eine crashsichere Ausführung benötigte Bauraum eklatant ansteigt.

### 6.2.1 Kategorisierung der Zusammenhänge

Basierend auf Erfahrungen bei der Konstruktion und dem Betrieb von FESS wurden Zusammenhänge beschrieben, welche einer *systematischen Kategorisierung* unterliegen müssen. Abbildung 48 zeigt – ausgehend von der zentralen Komponente *Wälzlager* – welche Mechanismen *direkte* und *indirekte* Auswirkungen auf Aspekte des *Sub-* und *Supersystems* des FESS haben.

In Anlehnung an Abbildung 48 lässt sich folgende Kategorisierung der Zusammenhänge vornehmen:

**Horizontale Interdependenzen:** Gegenseitige Beeinflussung von Komponenten innerhalb einer hierarchischen Ebene. Die Zusammenhänge sind also *monosystematisch*.

- **Beispiel im System Speicher:** Das Rotordesign beeinflusst über die auftretenden Unwuchtkräfte die Lagerung. Umgekehrt beeinflusst die Lageranordnung (bzw. deren Steifigkeit) die Eigenfrequenz und Dynamik des Rotors.

- **Beispiel im Systemen *Umgebung*:** Der Fahrer gibt vor, welche Route und folglich Straßenbeschaffenheit er wählt bzw. mit welcher Geschwindigkeit er sich auf ihr bewegt. Umgekehrt, ist die Straßenbeschaffenheit für den Komfort des Fahrers verantwortlich und hat somit Einfluss auf dessen Geschwindigkeitsvorgabe.

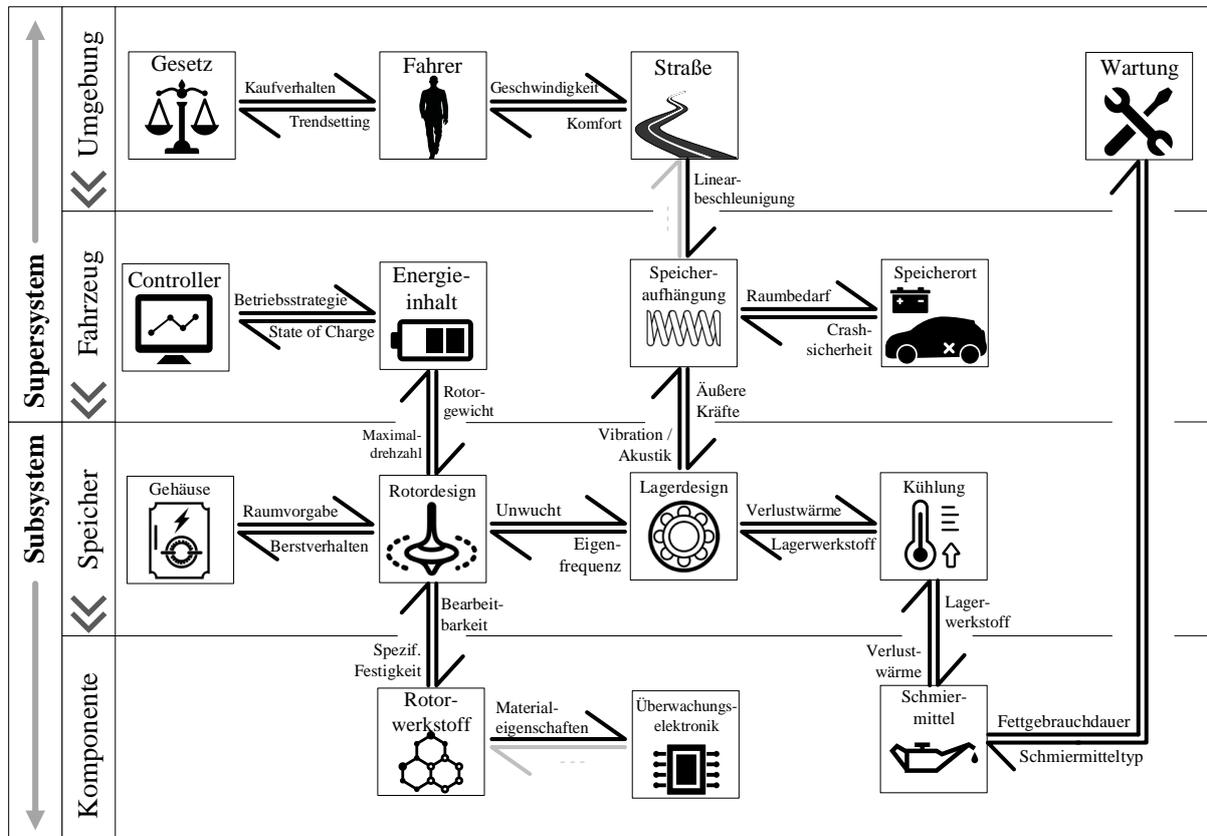


Abbildung 48: Darstellung *horizontaler und vertikaler Interdependenzen* bezogen auf *Sub- und Supersystem* des FESS

**Vertikale Interdependenzen:** Gegenseitige Beeinflussung von Komponenten unterschiedlicher hierarchischer Ebenen. Die Zusammenhänge sind also *transsystematisch*.

- **Beispiel zwischen den Systemen *Komponente* und *Speicher*:** Das generelle Rotordesign hat über die erforderlichen Bearbeitungsschritte (Fertigung) einen erheblichen Einfluss auf die Materialwahl. Umgekehrt gibt das Material vor, welche Rotorgeometrie sinnvoll ist. (Mehr zur Rotorauslegung in Kapitel 7)

Dabei können auch Ebenen übersprungen werden. Das Schmiermittel (System *Komponente*) zum Beispiel hat über dessen Gebrauchsdauer direkten Einfluss auf die Wartungsintervalle (System *Umgebung*)

**Bidirektionale Interdependenzen:** Es liegt eine *gegenseitige* Beeinflussung von Komponenten, wie bei den oben genannten Beispielen vor.

**Unidirektionale Interdependenzen:** Eine Komponente beeinflusst die andere, jedoch nicht umgekehrt.

- **Beispiel einer *unidirektionalen, vertikalen Interdependenz*:** Die Straße hat Einfluss auf die Auslegung der nachgiebigen FESS-Anbindung am Fahrzeug. Umgekehrt ist der Zustand der Straße in keiner Weise von konstruktiven Aspekten des Speicher- oder Fahrzeugsystems abhängig.

## 6.2.2 Kritische Interdependenzen im *Subsystem* des FESS

Das omnipräsente Ziel der Kostensenkung verfolgend etablieren sich im Automobilssektor zusehend computergestützte Entwicklungswerkzeuge, welche praktische Versuche ersetzen sollen. Assoc. Prof. Michael Bader vom *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* der *TU Graz* hat mit seiner Habilitationsschrift „Der versuchsgestützte technische Entwicklungsprozess“ gezeigt, dass der praktische Versuch nach wie vor einen unumgänglichen Schritt im Produktentwicklungszyklus darstellt und noch lange nicht ausgedient hat. Diese Aussage gilt insbesondere für Schwungradspeicher deren hochkomplexe *systeminterne Zusammenhänge* in den frühen Entwicklungsphasen nicht sichtbar sind und sich oftmals erst beim Prototyp zeigen. Ursache hierfür sind nicht nur Aspekte, die bei Vorauslegungen oder ersten Simulationen aufgrund mangelnder Erfahrung vernachlässigt werden, sondern prinzipielle Unsicherheiten wie beispielsweise die erreichbare Wuchtgüte aufgrund eines Fertigungsverfahrens.

**Tabelle 15: Interaktionsmechanismen zwischen *Subsystem*-Komponenten und Aspekten des *Supersystems*.**

Subsystem-Komponente		Interaktions-Effekt		Supersystem-Aspekt	
Vakuum-komponenten		Reibung (Self-discharge)		Dynamik und Lastzyklus	
Lager				Rentabilität	
		Verschleiß + Lebensdauer		Service und Wartung	
Rotordesign		Energiedichte + Sicherheit		Eignung für mobilen Einsatz	
Gehäuse					
Energieübertragung					
a) Elektrisch		maximale Leistung		Eignung für Boosting	
b) Mechanisch					

Die folgend angeführte Liste basiert auf Erfahrungen aus dem FESS-Prototypen- und Prüfstandsbaue, die der Autor während der letzten 5 Jahre generieren konnte: (Freilich ist die Anzahl der Interdependenzen beinahe unendlich, die folgenden wurden jedoch *als kritisch identifiziert* und am *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* im Zuge der Forschungstätigkeit genauer untersucht.)

### → **Rotordynamik:**

Kategorie: *Horizontale, bidirektionale Interdependenz*

- Beteiligte Komponenten/Eigenschaften: Koppelsteifigkeiten, Eigenfrequenz Welle / Rotor, Lager, Lagerschild, Gehäuse, Aufhängung...
  - Spezifischer Prüfstand zur Untersuchung: LESS (siehe Kapitel 9.7 ab Seite 131).

### → **Thermomanagement:**

Kategorie: *Horizontale und vertikale, bidirektionale Interdependenz*

- Beteiligte Komponenten/Eigenschaften: E-Maschine, Kühlsystem, Vakuum, Lager...
  - Spezifischer Prüfstand zur Untersuchung: Wärmeleitprüfstand (siehe Tabelle 1 auf Seite 13).

### → **Selbstentladung:**

Kategorie: *Horizontale und vertikale, bidirektionale Interdependenz*

- Beteiligte Komponenten/Eigenschaften: Lager und Schmierung, Vakuum, Eigenfrequenz Rotor, Rotorwerkstoff, Hubmagnet
  - Spezifischer Prüfstand zur Untersuchung: Selbstentladungsprüfstand (siehe Kapitel 10.3 ab Seite 142).

### 6.2.3 Identifikation kritischer Komponenten

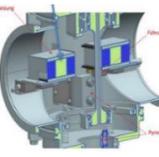
Bei der Identifikation kritischer Komponenten handelt es sich um technische „Enabler“, das heißt Komponenten, welche einen kritischen Einfluss auf Lebensdauer- und Performance des Systems haben. Dabei sind besonders jene Komponenten gemeint, welche eine Schlüsselrolle beim Erreichen der unter 5.4 definierten *Threshold-Spezifikationen* spielen.

Im Fazit von Tabelle 13 sind bereits Informationen über kritische Komponenten enthalten, welche aufgrund der Kosten- und Gewichtsanalyse zweier Prototypen gewonnen werden konnten. Andererseits geht daraus ebenso hervor, dass eine Kostensenkung durch den Einsatz von Wälzlagern (statt aktiven Magnetlagern) erreicht werden kann. Wie bereits erwähnt, geben erst praktische Erfahrungen Aufschluss über die versteckten Probleme, welche die *systeminternen Interdependenzen* mit sich bringen.

#### 6.2.3.1 Die Lagerung als technischer „Enabler“

Die Erfahrung hat gezeigt, dass sich bei Schwungradspeichern tatsächlich (und sprichwörtlich) alles um das Lager dreht. Deshalb wird dieser Komponente besondere Aufmerksamkeit geschenkt. Sämtliche Erfahrungen, die im Zusammenhang mit Wälzlagern während der ersten Forschungsprojekte gesammelt wurden, hatten eines gemeinsam: Bei allen Prototypen und/oder Komponenten-Prüfständen war das Erreichen der geplanten Betriebsdrehzahl schwierig oder nicht wie vorab berechnet möglich! Tabelle 16 stellt die geplanten und bei Erstinbetriebnahme erreichten Drehzahlen zweier FESS-Prototypen und zweier Komponentenprüfstände gegenüber. Bei allen vieren war die Ursache für die unvorhergesehene Veränderung der Maschinendynamik auf ein Problem der Lagerung bzw. eine *systeminterne Interdependenz* zurückzuführen.

**Tabelle 16: Gegenüberstellung von Soll- und tatsächlich erreichten Drehzahlen bei Erstinbetriebnahme verschiedener FESS und Komponentenprüfstände.**

Projekt	Soll-drehzahl	Drehzahl bei Erstinbetriebnahme	Abbruchkriterium	Ursache
VIMS 	37.500 UpM	24.000 UpM	Lagerschädigende Beschleunigungen/ Vibrationen	Resonanz, axiale Lagervorspannung durch thermische Einflüsse verändert
CMO 	60.000 UpM	10.000 UpM	Zu hohe Verlustleistung und thermische Belastung der Lager	Vermutlich fehlerhafte Einstellung der Schmiermittelmenge
Berstprüfstand 	40.000 UpM	24.000 UpM	Lagerschädigende Beschleunigungen/ Vibrationen	Resonanz, reale Lagersteifigkeit geringer als berechnet
Wärmeleitprüfstand 	20.000 UpM	10.000 UpM	Lagerschädigende Beschleunigungen/ Vibrationen	Resonanz, reale Lagersteifigkeit geringer als berechnet

### 6.3 Ergebnis: Kritische Komponenten im FESS

Neben der soeben besprochenen *Lagerung* geht aus der systematischen Analyse bzw. der bisherigen Projekterfahrung hervor, dass das *Gehäuse* und der *Rotor* an sich jene Komponenten sind, welche über Erfolg oder Misserfolg der Schwungradspeichertechnologie entscheiden. Tabelle 17 beschreibt die aktuellen Probleme der *drei kritischen* Komponenten des Subsystems eines FESS und die Entwicklungsziele.

**Tabelle 17: Als kritisch identifizierte FESS-Subsystem-Komponenten und Beschreibung der aktuellen Probleme und Entwicklungsziele.**

Komponente	Aktuelle Probleme	Entwicklungsziele
<b>1. Rotor</b> 	Für das Erreichen der <i>Threshold Energiedichte</i> ist eine Drehzahlsteigerung notwendig. Hohe Kosten durch aufwändige Fertigungsverfahren und Materialwahl (Faserverbund). Bersten des Rotors stellt Sicherheitsrisiko dar.	Senkung der Kosten, Erlangen hoher Sicherheiten bzw. eines günstigen Crash- und Berstverhaltens.
<b>2. Lager</b> 	Magnetlager bringen einen zu hohen Kosten- und Regelungsaufwand mit sich. Wälzlager sind zwar eine kostengünstige Alternative, stellen aber das einzige verschleißbehaftete Bauteil dar, welches u.a. die Selbstentladung dominiert.	Senkung des Verlustmoments bei gleichzeitiger Steigerung der Lager- und Schmiermittellebensdauer.
<b>3. Gehäuse</b> 	Das Gehäuse dominiert die Gewichtsaufteilung unter den FESS-Komponenten und senkt somit die spezifische Energie des Systems. Es ist eine sicherheitskritische Komponente, deren Zulassung und Zertifizierung besonders im Automotive-Bereich als kritisch angesehen werden muss.	Senkung des Gewichts bei Maximierung der Sicherheit im Fall von Rotorversagen und Fahrzeugcrash.

Daraus lassen sich folgende allgemein gültige Maßnahmen für die (Weiter-)Entwicklung von FESS für den Automotive-Einsatz ableiten (prioritär gelistet):

- 1. Kostensenkende Maßnahmen:**
  - Einsatz von Wälzlagern statt aktiver Magnetlager
  - Einsatz von optimierten Stahlrotoren statt gewickelter Faserverbundrotoren
- 2. Sicherheitssteigernde Maßnahmen:**
  - Verbesserung der Berstgehäuse
  - Verbesserung des Rotordesigns
- 3. Lebensdauersteigernde Maßnahmen:**
  - Reduktion der Lagerlasten
  - Erhöhung der Wuchtgüte
- 4. Leistungssteigernde Maßnahmen:**
  - Reduktion des Gehäusegewichts
  - Erhöhung der Rotordrehzahl

→ Es folgt eine tiefgehende Betrachtung und Optimierung der drei als kritisch identifizierten Subsystem-Komponenten *Rotor, Lagerung und Gehäuse*.

## 7 Rotor

Um die Motivation und Vorgehensweise des Designs jener Rotoren, welche unter 7.4 und 7.5 noch genau beschrieben werden besser zu verstehen sind im folgenden Abschnitt die wesentlichen mechanischen Grundlagen zusammengefasst. Unter Abschnitt 7.2 wird der Stand der Technik erhoben bzw. analysiert. Es ist anzumerken, dass das Kapitel *Rotor* an dieser Stelle nur vom Gesichtspunkt der Energiedichte und dem maschinendynamischen Verhalten betrachtet wird. Rotorspezifische Berst- und Versagensszenarien werden im Kapitel *Gehäuse* (vergleiche 8 ab Seite 97) betrachtet.

### 7.1 Wesentliche physikalische Zusammenhänge des FESS-Rotordesigns

Aus den in 3.2.1 besprochenen Punkten geht klar und deutlich hervor, dass der maximale Energieinhalt eines Schwungradspeichers durch die zulässige Drehzahl definiert ist. Diese wiederum wird durch konstruktive Faktoren und Materialeigenschaften limitiert. Werden konventionelle Wälzlager eingesetzt, so begrenzen diese oftmals die Drehzahl, genauso wie die Erwärmung der elektrischen Maschine, falls diese in integraler Bauweise mit dem Schwungrad verbaut ist. Unwuchtkräfte – wie unter 9.6.1 auf Seite 123 noch anhand eines Fallbeispiels erklärt – können die Drehzahl ebenfalls limitieren und zu unüberwindbaren Resonanzen führen bzw. die Lagerlebensdauer signifikant reduzieren (vergleiche Abschnitt 9.6)

Meist sind es jedoch die Fliehkräfte, die den Werkstoff an seine Grenzen treiben und somit den Energieinhalt bzw. die Energiedichte beschränken. Um ausreichende Betriebssicherheit zu gewährleisten und kritische Betriebszustände zu vermeiden, dürfen die Spannungen im Werkstoff die maximal zulässigen Werte nicht überschreiten. Weiterführende Informationen zu den nun folgenden Ableitungen sind den Literaturstellen [144] und [145] zu entnehmen.

Bauteile, welche mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  umlaufen, unterliegen Fliehkräften nach dem *d'Alembert'schen Prinzip*. Diese Trägheitskräfte negativer Massenbeschleunigung können angesetzt werden als:

$$\omega^2 r dm = \omega^2 r \rho dA dr \quad (23)$$

Es gilt nun die Fliehkräfte auf Spannungen zurück zu führen und deren Maximum zu ermitteln. Der erste Fall, der betrachtet werden soll, ist eine umlaufende Vollscheibe.

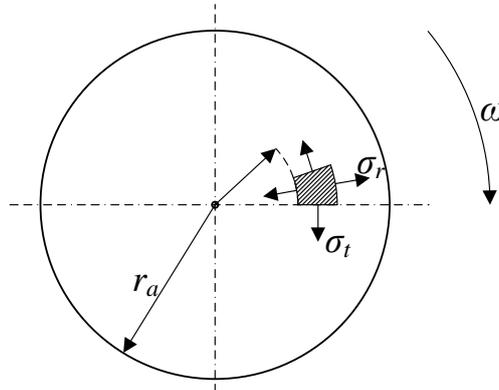


Abbildung 49: Spannungssituation in einer umlaufenden Vollscheibe [144].

Die größten Spannungen sind die Tangentialspannungen  $\sigma_t$  am Zentrum der Scheibe, da hier der tragende Querschnitt am kleinsten ist, jedoch die Fliehkräfte aufgrund der außenliegenden Massen am größten sind [145]. Es gilt

$$\sigma_{t \max} = \rho \omega^2 r_a^2 \frac{3 + \mu}{8} \left[ 2 + \left( \frac{r_i}{r_a} \right)^2 \left( 1 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \right) \right] \quad (24)$$

wobei  $\mu$  die Querkontraktionszahl beschreibt und für Stahl mit ca. 0,3 angenommen werden kann. Nach Vereinfachung des Ausdrucks und Einsetzen des Radienverhältnisses  $r_i/r_a \approx 0$  im Falle einer *kleinen Innenbohrung* erhält man:

$$\sigma_{t \max 0} = \rho \omega^2 r_a^2 \frac{3 + \mu}{4} \quad (25)$$

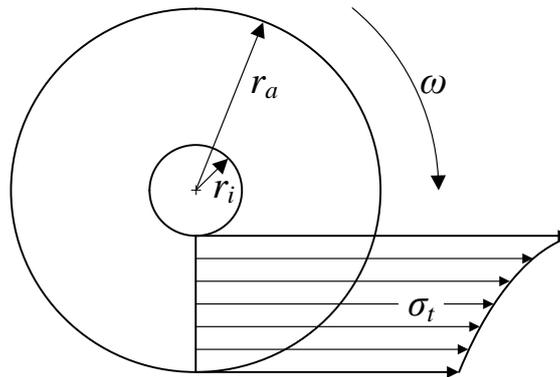


Abbildung 50: Spannungsverlauf in der gebohrten, umlaufenden Scheibe [144].

Ausgehend von den Gleichungen können die Beziehungen für eine ungebohrte Scheibe hergeleitet werden. Setzt man  $r_i = 0$ , so erhält man:

$$\sigma_{t \text{ voll}} = \rho \omega^2 r_a^2 \frac{3 + \mu}{8} \left[ 1 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \left( \frac{r}{r_a} \right)^2 \right] \quad (26)$$

beziehungsweise

$$\sigma_{r \text{ voll}} = \rho \omega^2 r_a^2 \frac{3 + \mu}{8} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_a} \right)^2 \right] \quad (27)$$

Im Mittelpunkt der Vollscheibe gilt  $r = 0$  und in Folge  $\sigma_{t \text{ voll}} = \sigma_{r \text{ voll}}$  mit der Größe:

$$\sigma_{\max \text{ voll}} = \rho \omega^2 r_a^2 \frac{3 + \mu}{8} \quad (28)$$

Man erkennt, dass die maximale Spannung einer Scheibe mit kleiner Bohrung doppelt so groß ist wie die der Vollscheibe. Hochbelastete, schnelldrehende Bauteile sollten also tunlichst ungebohrt ausgeführt werden. Eine Lösung für diese schwierige Welle-Scheibe-Verbindung ist ein angeschmiedetes Wellenende oder ein angeschraubtes Wellenflansch nach *Zwerenz und Schaubberger* [146]. Je weiter axiale Bohrungen vom Zentrum der Scheibe (Drehachse) entfernt sind, desto unwesentlicher ist die Verminderung der Maximaldrehzahl, wie auch die Diskussion des *VIMS*-Rotors unter 7.5. zeigt.

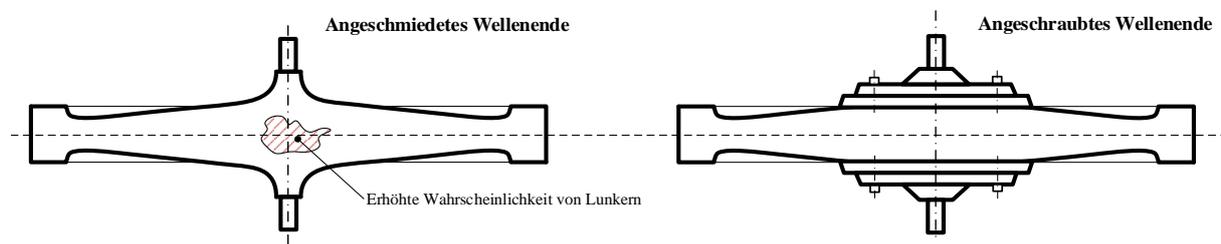


Abbildung 51: Mögliche Welle-Rotor-Verbindungen zur Reduktion der Fliehkräftenspannungen im Zentrum [146].

Betrachtet man nur die Festigkeit des Schwungrades und ignoriert Aspekte der Fertigung oder Systemintegration, so ist es nicht immer sinnvoll, eine Scheibe gleicher Dicke zu betrachten und deren Spannungsverteilung zu berechnen. Vielmehr lohnt es sich, eine optimale Spannungsverteilung vorzugeben und daraus die Dicke der Scheibe abzuleiten. Eine Lösung dieses Problems ist seit Langem bekannt und wird als *de Laval Scheibe*, oder *Scheibe gleicher Festigkeit* bezeichnet.

Der Werkstoff kann optimal ausgenutzt werden für den Fall, dass:

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma \quad (29)$$

Ermittelt man hieraus den Höhenverlauf der Scheibe, so ergibt sich:

$$h(r) = h_0 e^{-\rho(\omega r)^2 / (2\sigma)} \quad (30)$$

Der ermittelte Höhenverlauf in Formel (30) entspricht einem Formfaktor von  $K_{shape} = 1$  in Tabelle 18.

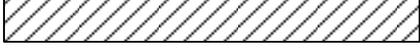
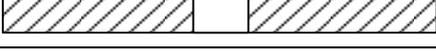
In jedem Fall – egal ob mit oder ohne Bohrung ausgeführt – geht die Dichte des Rotorwerkstoffes linear in die Berechnung der Tangentialspannungen der Schwungscheibe ein. Abschnitt 3.2.1 hat gezeigt, dass der Energieinhalt zwar linear mit dem Massenträgheitsmoment des Rotors, aber quadratisch zu dessen Drehzahl ansteigt.

→ Es folgt, dass sich leichte, hochfeste Werkstoffe am besten für Schwungräder hoher Energiedichte eignen, da sie eine geringere Fliehkraftbelastung hervorrufen und somit höhere Drehzahlen ermöglichen. Die maximal speicherbare kinetische Energie einer Scheibe hängt also vom Verhältnis der Zugfestigkeit  $\sigma_{max}$  zur Dichte  $\rho$  des Werkstoffes ab und lässt sich wie folgt ausdrücken:

$$E_k = K_{shape} \frac{\sigma_{max}}{\rho} \quad (31)$$

$K_{shape}$  ist der sogenannte *Formfaktor des Schwungrades*, welcher im Wesentlichen die Abnahme der theoretischen spezifischen Energie des Rotorwerkstoffes durch praktische Formgebung berücksichtigt und in Tabelle 18 beschrieben wird.

Tabelle 18: Formfaktoren  $K_{shape}$  verschiedener Rotorformen [23].

Beschreibung	Skizze	Formfaktor $K_{shape}$
Ideale Scheibe gleicher Festigkeit		1,0
Reale Scheibe annähernd gleicher Festigkeit		~0,7 - 0,9
Konische Scheibe		~0,7 - 0,85
Zylindrische Scheibe		~0,6
Dünner zylindrischer Ring		~0,5
Zylindrische Scheibe mit Bohrung		~0,3

Die Grenzdrehzahl abhängig von Rotorwerkstoff und Form lautet somit:

$$n_{zul} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{4 \cdot K_{shape} \cdot \frac{\sigma_{max}}{r^2 \cdot \rho}} \quad (32)$$

Hieraus lassen sich die theoretisch erreichbaren gravimetrischen Energiedichten für Schwungräder aus unterschiedlichen Werkstoffen berechnen, wie in Tabelle 19 dargestellt.

Tabelle 19: Materialeigenschaften und theoretische Energiedichte verschiedener FESS Rotorwerkstoffe.

Material	Zugfestigkeit $\sigma_{\max}$ <i>N/mm<sup>2</sup></i>	Dichte $\rho$ <i>Kg/dm<sup>3</sup></i>	Spezifische Energie $\sigma_{\max} / \rho$ <i>Wh/kg</i>
Baustahl	340	7,8	12,1
Standard Elektroblech	400	8	13,9
Vergütungsstahl (42CrMo4)	1100	7,8	36,6
Birkenholz	137	0,65	58,5
Aluminium ("Ergal 65")	600	2,72	61,3
Titan ("ZK 60")	1150	5,1	62,6
Hochfester Stahl (AlSi 4340)	1790	7,83	63,5
FRP (E-Glass/EP 60 %)	960	2,2	132
Kevlar ("Aramid 49EP" / 60 %)	1120	1,33	234
Kohlefaser ("T1000G")	3040	1,5	563

## 7.2 Analyse bestehender Systeme / Stand der Technik

### 7.2.1 Schwungräder aus Faserverbundkunststoffen

Tabelle 19 verdeutlicht das große Potential von Faserverbundrotoren und erklärt, weshalb die Forschung im Bereich der FESS etliche Jahrzehnte lang auf diese Rotorbauweise setzte und dies noch immer tut. Die theoretisch erreichbare Energiedichte der Carbonfaser *TG1000* übersteigt mit 563 Wh/kg sogar jene von handelsüblichen Li-Io-Batterien, welche üblicherweise 100 bis 200 Wh/kg auf Zellebene<sup>14</sup> erreichen, um ein Vielfaches.

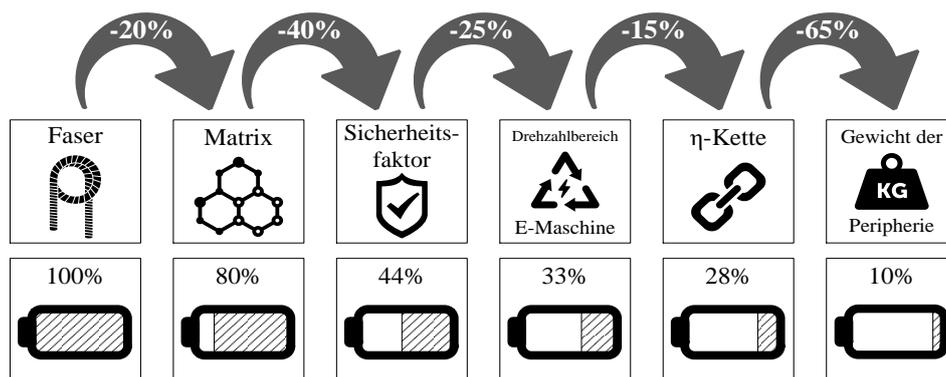


Abbildung 52: Verminderung des theoretischen Energieinhaltes des Faserwerkstoffes durch konstruktive Einflüsse.

Der Masseanteil der Matrix, ein inhärenter Sicherheitsfaktor und vor allem das Gewicht umgebende Systemkomponenten wie Gehäuse, E-Maschine, Frequenzumrichter, Kühlung, etc. verringern diesen theoretischen Wert jedoch signifikant, wie Abbildung 52 zeigt. Diese signifikante Divergenz zwischen realen und theoretischen spezifischen Energien kann auch anhand des Beispiels *NASA G2 Flywheel*, welches in Abbildung 53 dargestellt ist, beobachtet werden. Für Rotoren aus Stahl gilt dieser Prozess ebenso. Zwar entfällt der erste Schritt, die Verminderung von Faser zu Matrix, jedoch weisen Stahlrotoren ohnehin schon eine signifikant niedrigere spezifische Energie auf. Nichts desto trotz stellen Faserverbundrotoren seit den 1970er Jahren den Löwenanteil in FESS-Anwendungen. Diese Composite-Rotoren wurden

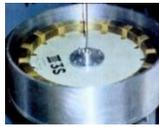
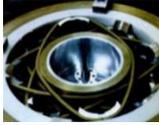
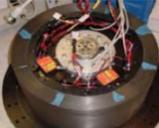
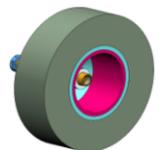
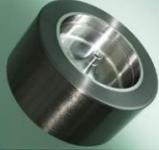


Abbildung 53: NASA G2 Flywheel für Raumfahrtanwendungen [209].

<sup>14</sup> Auf „Packebene“, welche Gehäuse, Balancingplatine und Kühlung beinhaltet, sinkt die spezifische Energie weiter ab.

zum Teil intensiv in Hinblick auf die maximal erreichbare Energiedichte untersucht und Ergebnisse entsprechen publiziert, wie [147] und die Referenzen in Tabelle 20 beweisen. Nachfolgend ist eine Auswahl an repräsentativen Flywheel-Rotoren aus Faserverbundstoffen angeführt.

**Tabelle 20: Übersicht - Flywheelrotoren aus Verbundwerkstoffen**

Bild	Bezeichnung	Hersteller	Jahr	Aufbau	Drehzahl	Spez. Energie <sup>a</sup>	Ref.
	<i>APL Filament Flywheel</i>	John Hopkins Applied Physics Lab	1980	Geflochtener Ring aus Aramidfaser	30 000 UpM	~ 100 Wh/kg	[148]
	<i>Curved Kevlar Spokes Flywheel</i>	John Hopkins Applied Physics Lab	1980	Kevlar-Zylinder mit flexiblen Speichen	36000 UpM	~ 80 Wh/kg	[148]
	<i>PowerRing</i>	LaunchPoint Technologies, Inc.	2005	Wellenloser Kohlefaserring mit Permanentmagneten	8400 UpM	~ 80 Wh/kg	[149]
	<i>ComFess</i>	NEDO - New Energy and Development, Japan	2003	Gewickelter Kohlefaser-Rotor	24000 UpM	~ 22 Wh/kg	[150]
	<i>GKN HP MK4 Flywheel</i>	GKN Hybrid Power	2014	Kohlefaser auf Stahl-Nabe gewickelt	36000 UpM	~ 45 Wh/kg	[151]
	<i>BeaconPower</i>	Beacon Power LLC	2010	Kohlefaser auf Stahl-Nabe gewickelt	15500 UpM	~ 25 Wh/kg	[152]
	<i>NASA G3 Rotor</i>	NASA / Glenn Research Center	2006	Kohlefaser auf Alu-Nabe gewickelt	52500 UpM	~ 120 Wh/kg	[153]
	<i>Flybrid F1 KERS</i>	Flybrid Systems Inc. Torotrak	2009	Kohlefaser auf Alu-Nabe gewickelt	64500 UpM	~ 30 Wh/kg	[154]
	<i>UT-CEM composite flywheel</i>	University of Texas, Center for Electro-mechanics	1998	Multi-Layer Kohlefaser auf Stahl-Nabe	40000 UpM	~ 42 Wh/kg	[32]

<sup>a</sup> ... Es wird die theoretische und maximale *spezifische Energie des Rotors* an sich betrachtet, nicht die des gesamten Speichers.

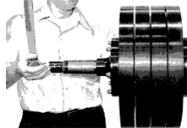
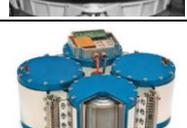
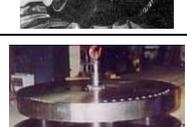
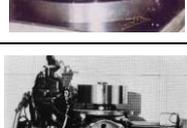
**☞ → Eine umfangreiche Analyse der *State-of-the-Art Faserverbundrotoren* und deren *Werkstoffeigenschaften* ist dem Anhang (Kapitel II A auf Seite 6) zu entnehmen.**

In Tabelle 22 auf Seite 79 werden jedoch die wesentlichen Erkenntnisse in Form einer Gegenüberstellung von Stahl- und Verbundrotoren zusammengefasst.

### 7.2.2 Schwungräder aus Stahl

Tabelle 21 gibt eine Übersicht der Flywheelrotoren aus Stahl. Man erkennt, dass beinahe alle bisherigen Konzepte einen soliden, isotropen Rotor verbaut hatten und die spezifischen Energien deutlich unter jenen von Faserverbundrotoren liegen.

**Tabelle 21: Übersicht - Flywheelrotoren aus Stahl von ausgewählten FESS.**

Bild	Bezeichnung	Hersteller	Jahr	Aufbau	Drehzahl	Spez. Energie <sup>a</sup>	Ref.
	<i>Lockheed Flywheel Transaxle</i>	Lockheed Martin Corp.	1973	Solide, Wellenbohrung	24000 UpM	~25 Wh/kg	[155]
	<i>NYC Subway Flywheel</i>	Garrett Air Research Manufacturing	1974	Solide, wellenlos	14000 UpM	~8,6 Wh/kg	[156]
	<i>MAN Gyrobus Flywheel</i>	M.A.N / Mercedes-Benz	1980	k.A.	12000 UpM	~13,6 Wh/kg	[51]
	<i>Gyreacta</i>	Robert Clerk, England	1961	k.A.	15000 UpM	~4 Wh/kg	[50]
	<i>Gyrobus</i>	Oerlikon Werke, Schweiz	1953	Solide	3000 UpM	~6 Wh/kg	[157]
	<i>Dynastore</i>	Compact Dynamics	2006	Geschichtet (Elektroblech, hochfest)	80000 UpM	~6 Wh/kg	[82]
	<i>Hybrid III Flywheel</i>	ETH Zürich	1999	Solide (42CrMo4)	6000 UpM	~2,5 Wh/kg	[67]
	<i>PPM 60 Flywheel</i>	Parry People Movers	1992	Solide, Wellenbohrung	2500 UpM	~11,8 Wh/kg	[77]
	<i>VW-T2 FESS-Hybrid</i>	RWTH Aachen	1975	Solide (42CrMo4)	13400 UpM	~3,6 Wh/kg	[59]

<sup>a</sup>... Es wird die theoretische und maximale spezifische Energie des Rotors an sich betrachtet, nicht die des gesamten Speichers.

### 7.2.2.1 Entwicklungsziele für Stahlrotoren

Tabelle 22 zeigt eine zusammenfassende Gegenüberstellung der wesentlichen im Anhang (📖 --> Kapitel II, Seite 6) diskutierten Eigenschaften von Stahl- und Faserverbundrotoren.

**Tabelle 22: Zusammenfassung wesentlicher Eigenschaften von Stahl- und Faserverbundrotoren**

	<b>Stahlrotor</b>	<b>Faserverbundrotor</b>
<b>Spezifische Energie</b>	☹️ Geringe spez. Energie aufgrund hoher Materialdichte → Hohe Fliehkraftspannungen.	😊 Hohe spez. Energie durch geringe Materialdichte und Ausnutzung der spezif. hohen Festigkeit in Faserrichtung.
<b>Berstverhalten</b>	☹️ Ungünstig, da Bruch meist in wenige Fragmente mit großer Masse und hoher kinetischer Energie. → Scharfkantige Rotorstücke verlangen robustes und schweres Berstgehäuse.	😊 Günstig, da Bruch meist mit Delamination beginnt und detektiert werden kann. Verreiben von Fasermaterial absorbiert Energie und erzeugt feine Fragmente → Homogene Druckbelastung an Gehäusewand.
<b>Erhaltung der Wuchtgüte</b>	😊 Gut, da gute Maßhaltigkeit, kein Altern, einfaches Anbringen von Wuchtgewichten in Bohrungen oder Schwalbenschwanznut.	☹️ Schlecht, da Altern von Matrixmaterial Eigenspannungen freisetzen kann. Anbringen von Wuchtgewichten schwierig.
<b>Temperaturbeständigkeit</b>	😊 Gut. Signifikante Festigkeitsabnahme erst bei Temperaturen jenseits der Betriebstemperatur von Lagern und Elektroblechen.	☹️ Schlecht. Signifikante Festigkeitsabnahme schon bei Temperaturen von 120 - 200°C abhängig von duroplastischem Matrixwerkstoff.
<b>Thermische Leitfähigkeit</b>	😊 Hoch, dadurch günstig für das Ableiten der Verlustwärme des E-Motors bei integr. Bauweise.	☹️ Niedrig, dadurch thermische Isolation der Verlustwärme von E-Maschine und Wälzlagern.
<b>Herstellungskosten</b>	😊 Geringe Materialkosten, jedoch mehr Material nötig, um auf best. Energieinhalt zu kommen. Geringe Bearbeitungskosten	☹️ Höhere Materialkosten, jedoch weniger Werkstoff für entsprechenden Energieinhalt erforderlich. Mittlere bis hohe Bearbeitungskosten.

Aus Tabelle 19 und Tabelle 22 geht klar hervor, dass eine Steigerung der spezifischen Energie (sprich zulässigen Maximaldrehzahl des Stahlrotors) erforderlich ist, um mit Faserverbundrotoren konkurrieren zu können. Das Thema Bestsicherheit lässt sich aufgrund der komplexen Wechselwirkung der Rotorversagensmechanismen mit dem Gehäuse nicht isoliert betrachten und pauschal beurteilen. (Siehe auch Kapitel 8 "Gehäuse".) Ziel ist ein Rotordesign, welches folgende Eigenschaften aufweist:

- ➔ Sicheren Betrieb im Grenzbereich
- ➔ Frühzeitige Detektion von Überlastung oder Rotorschädigung
- ➔ Günstige, auf das Gehäuse abgestimmte Versagensmechanismen

Verglichen zu der großen Anzahl an Publikationen im Bereich Faserverbundrotoren, scheint es kaum Veröffentlichungen über Low-Cost Stahlrotorkonzepte zu geben. Zwar wird in einigen Literaturstellen wie [23] und [147] darauf hingewiesen, dass solide Stahlrotoren üblicherweise in 2-3 große (und daher energiereiche) Bruchstücke zerbrechen, aber die Konsequenz dieser Aussage scheint der Übergang von Stahl zu anderen Werkstoffen zu sein. Im Zuge einer umfangreichen Literaturrecherche konnten lediglich 2 Stahlrotorkonzepte, welche aufgrund ihrer Topologie ein gutmütiges Berstverhalten aufweisen, gefunden werden:

1. *N.V. Gulia, Rotor aus gewickeltem Stahlband* [58].
2. *Compact Dynamics System, Rotor ausgeführt als Stapel aus Dynamoblechen* [82].

Das zweite der beiden Rotorkonzepte ist in Abbildung 54 dargestellt.

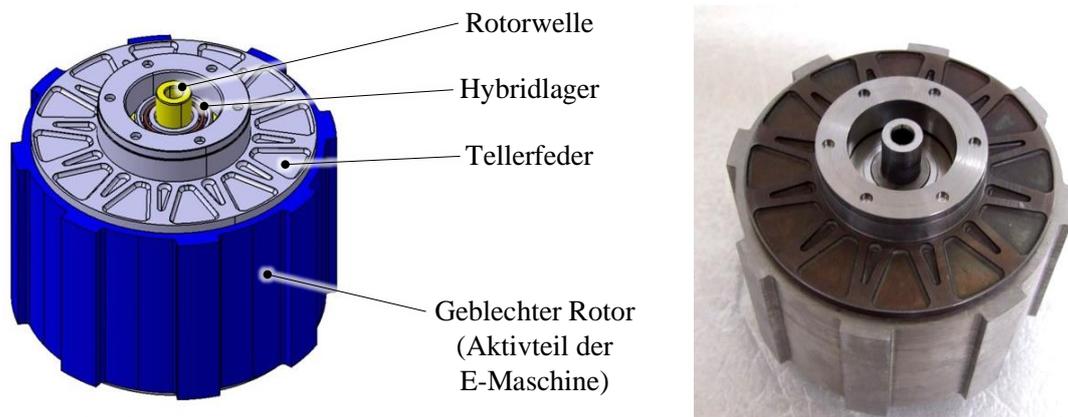


Abbildung 54: Gebleckter Rotor des *Dynastore* Flywheel-Speichers der Firma *Compact Dynamics* [158].

### 7.3 Anforderungen abgeleitet aus *Supersystem-Analyse*

Kaum eine Komponente des Schwungradspeichers weist so umfangreiche und komplexe Zusammenhänge auf wie der Rotor an sich. Die wesentlichsten dieser Interdependenzen können als die 8 *Paradigmen des FESS-Rotordesigns* bezeichnet werden und sind in Abbildung 55 dargestellt.

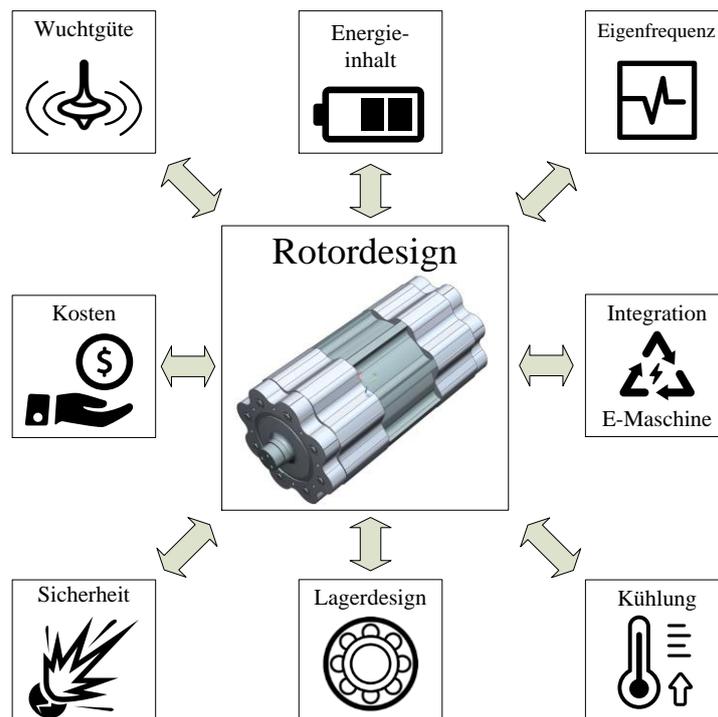


Abbildung 55: Die 8 *Paradigmen des FESS Rotor-Designs* – Wesentliche Einflüsse auf die Gestaltung des Schwungrades.

Unter Berücksichtigung all dieser in Abbildung 55 genannten Eigenschaften gilt es nun entweder die spezifischen Nachteile aktueller Faserverbundrotoren durch neuartige Kunststoffe oder intelligentes Design – wie z.B. matrixlose Rotoren - zu vermeiden oder ein Stahlrotorkonzept zu entwickeln, welches zwei wesentlichen Design-Aspekten gerecht wird:

- ➔ **Steigerung der Energiedichte:** Nur wenn *Threshold Energiedichte* von etwa 10 Wh/kg (vergleiche Abschnitt 5.4) erreicht wird, sind FESS konkurrenzfähig.
- ➔ **Kontrolle des Berstverhaltens<sup>15</sup>:** Nur wenn ein FESS im Kundenkreis als *sichere Technologie* anerkannt wird, hat es eine Chance der Marktdurchdringung.

Erst wenn diese Voraussetzungen erfüllt sind, können die weiteren Vorteile des Stahlrotors gegenüber Faserverbundrotoren – wie in Tabelle 22 beschrieben - zur Geltung kommen. Ein „blindes“ Optimieren der Energiedichte auf ein Niveau jenseits des *Thresholds* und alleiniges Setzen auf Faserverbundrotoren kann aufgrund der hohen Kosten ein Hemmnis für die Marktdurchdringung von FESS darstellen. Es werden folgend 2 vom *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* mitentwickelte Rotorkonzepte vorgestellt, welche auf Stahl als kostengünstigen und gut beherrschbaren Werkstoff setzen.

## 7.4 Lösungsansatz / Fallbeispiel: Beispiel *CMO-Rotor*

📖 ➔ **Eine detaillierte Projektbeschreibung und weitere Informationen zum Design des *CMO-Rotors* sind dem Anhang (Kapitel III ab Seite 12) zu entnehmen.**

Der folgende Abschnitt stellt eine kompakte Zusammenfassung der wesentlichen Rotormerkmale und seiner Entwicklung dar.

### 7.4.1 *Clean Motion Offensive* - Das *CMO*-Rotorkonzept

Beim *CMO Flywheel* handelt es sich um einen Speicherprototyp mit 60 kW Leistung bei 80 Wh für einen Hybrid-Pkw. Die Motivation für einen geblechten Aufbau des Rotors findet sich in der Tatsache, dass der Aktivteil der E-Maschine gleichzeitig die Schwungmasse darstellt. Dieses Konzept einer „vollintegrierten Bauweise“ erlaubt kompakte Abmessungen, also eine höhere volumetrische Energiedichte, was bei mobilen Anwendungen einen entscheidenden Vorteil bietet. Allerdings muss der Rotor, abhängig vom Maschinentyp, entsprechende elektrische und magnetische (Material-)Eigenschaften aufweisen. Die Wahl des Maschinentyps wird im Wesentlichen von zwei Überlegungen beeinflusst:

1. **Fliehkräfte:** Aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeiten ist die Verwendung von Wicklungen und Magneten im Rotor problematisch. (Wuchtgüte und Festigkeit.)
2. **Leerlaufverluste:** Um die Selbstentladung gering zu halten, kommen nur Maschinen mit geringen Leerlaufverlusten (also keine permanenten) in Frage.

Hieraus lässt sich ableiten, dass *geschaltete* oder *synchrone Reluktanzmaschinen* eine gute Eignung für FESS aufweisen. Da die Kühlung des Rotors in der Niederdruckatmosphäre des Schwungrads problematisch ist, ist es nicht nur erstrebenswert, die elektrischen Verluste so gering wie möglich zu halten, sondern diese auch vorwiegend im Stator (welcher im Falle des *CMO Flywheels* eine Wasserkühlung besitzt) auftreten zu lassen. Dies ist durch eine entsprechende Beschaltung des Umrichters möglich [159]. Um Wirbelströme aufgrund der Induktion durch die zeitliche Veränderung des Magnetfeldes im Rotor gering zu halten, ist dieser aus einzelnen 0,35-mm-starken Blechen aufgebaut, welche in den Trennfugen eine elektrisch isolierende Backlackschicht aufweisen. Der Blechstack wird von 8 axial entlang der Rotorzähne verlaufenden Spannstiften zusammengehalten. Es handelt sich daher aufgrund des spannungsoptimalen Verhaltens um einen wellenlosen Rotor. Nachdem keine zusätzlichen Schwungmassen am elektrisch aktiven Teil des Rotors angeflanscht sind, fungiert der Blechstack als alleiniger Energiespeicher. Die Energiedichte ergibt sich als Funktion des Verhältnisses  $\sigma/\rho$  (vergleiche Tabelle 4), woraus ersichtlich wird, dass ein Zielkonflikt zwischen elektrischen und mechanische Eigenschaften des Rotors vorliegt.

<sup>15</sup> Ein „gutmütigeres“ Berstverhalten des Rotors ermöglicht den Einsatz eines leichteren Berstgehäuses und steigert somit ebenfalls die Energiedichte.

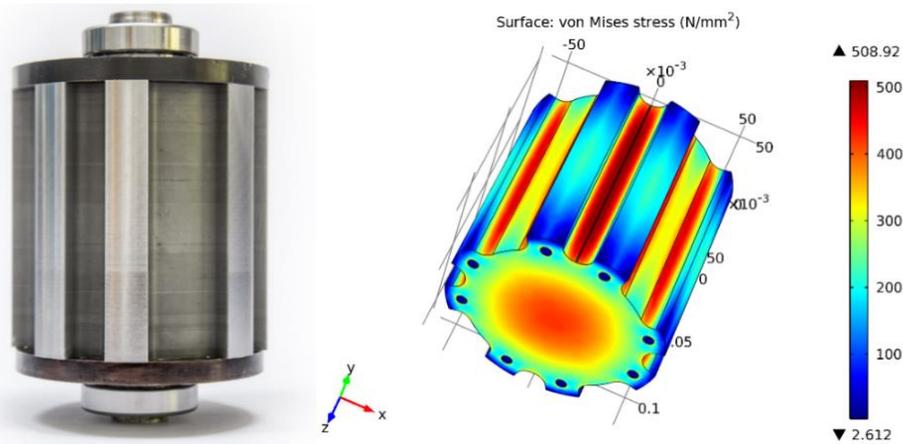


Abbildung 56: FEM-Simulation der Spannungen im CMO-Rotor bei 60000 UpM.

Weichmagnetische Kobalt-Eisen-Legierungen, welche bevorzugt für Rotoren von Reluktanzmaschinen eingesetzt werden, erlauben hohe Flussdichten und eine magnetische Sättigung von bis zu 2,35 T. Die mechanischen Eigenschaften dieser Werkstoffe sind jedoch mit einer Streckgrenze ( $R_{p0,2}$ ) von 190-250 N/mm<sup>2</sup> und einer Zugfestigkeit ( $R_m$ ) von 220-550 N/mm<sup>2</sup> denkbar ungeeignet für die Aufnahme hoher Fliehkräfte. Die mechanische Festigkeit von Kobalt-Eisen-Legierungen kann jedoch durch Einstellen der Temperatur während der Schlussglühung modifiziert werden. Durch eine Glühung bei hohen Temperaturen kann eine optimierte Magnetik erzielt werden, während niedrige Temperaturen verbesserte mechanische Eigenschaften mit sich bringen [160]. Dadurch lässt sich eine theoretische, maximale Energiedichte von 27,4 Wh/kg erreichen. Durch den geschichteten Aufbau kann die Bildung von schweren, hochenergetischen Rotorfragmenten vermieden werden. Der Rotor „pulverisiert“ also im Falle eines Versagens. Ein vergleichbares Konzept wurde von der deutschen Firma *Compact Dynamics* umgesetzt und getestet [161].



Abbildung 57: Bersttests geblechter Rotoren: Prototyp des *Compact Dynamics FI-Moduls* [161].

## 7.5 Lösungsansatz / Fallbeispiel: *VIMS-Flywheel*

Aufbauend auf den Erkenntnissen des FFG-Projektes *E3ON* beschlossen die ehemaligen Konsortialpartner *Traktionssysteme Austria (TSA)* sowie das *Institut für Maschinenelemente (IME)* und das *Institut für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung (EMT)* (beide *TU Graz*) den Prototypen eines FESS mit 1,0 kWh Energieinhalt und 145 kW Peak-Leistung zu fertigen und in Betrieb zu nehmen. Finanziert wurde das Projekt von der Firma *TSA*, wobei der Autor der vorliegenden Dissertation die Projektleitung innehatte. Die Bezeichnung *VIMS* steht für „Voll-Integrierter Mehr-Scheiben Rotor“.

Ausschlaggebend für die Auslegung des Konzeptes war unter anderem der Wunsch eines Konsortialpartners, einen Schwungradspeicher als Alternative zu Supercaps im hybriden Antriebsstrang eines schweren Nutzfahrzeuges einsetzen zu können. Das Fahrzeugkonzept ist in Abbildung 58 dargestellt.

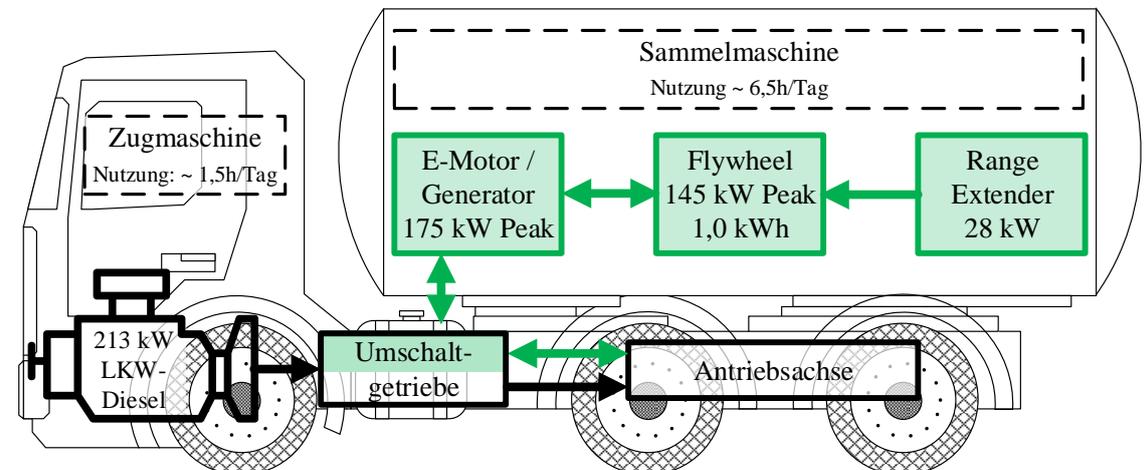


Abbildung 58: Schema der Anwendung des VIMS Flywheels in einem schweren Nutzfahrzeug mit Hybridantrieb.

Da das Nutzfahrzeug für den innerstädtischen Betrieb konzipiert ist und einen relativ geringen durchschnittlichen Energiebedarf aufweist, kommt dem Flywheel in erster Linie die Aufgabe der Lastpunktverschiebung zu gute. Hieraus lassen sich die energetischen Spezifikationen (hohe Leistung bei niedrigem Energieinhalt) ableiten. Die Entwicklungsziele des Projektes sind in Tabelle 23 dargestellt.

Tabelle 23: Anforderungsprofil des VIMS-Flywheels.

Energieinhalt	1 kWh
Max. Leistung	145 kW
Wirkungsgrad (round trip)	~70%
Spind-Down Zeit	> 1h
Systemgewicht	< 300 kg
Lebensdauer	50.000 h

Das Konzept verfolgt aus Gründen der Kompaktheit eine vollintegrierte Topologie. Aktivteil der E-Maschine und Schwunmassen sind zu einem kompakten, walzenförmigen Rotor verbaut und durch Wälzlager gelagert. (Genauere Informationen zur Lagerung siehe Kapitel 9.6.1.2.) Im Gegensatz zum Vorgängerprojekt *E3oN*, bei dem ein Außenläuferkonzept aufgrund des höheren Trägheitsmomentes designed wurde, besitzt das *VIMS-Flywheel* einen klassischen Innenläufer als Rotor. Vorteil dieser Anordnung ist, dass Statorblechpaket und Wicklungen als zusätzlicher Berstschutz im Versagens- oder Crashfall dienen.

Als E-Maschine wurde eine 3-polpaarige, *synchrone Reluktanzmaschine* mit einer Nennleistung von 75 kW und einer Maximalleistung von 145 kW gewählt. Die Drehzahlspannung beträgt 13.000 bis 40.000 UpM, wobei der U/f-Knickpunkt bei 21.000 liegt. Die drei Phasen sind in Sternanordnung verschaltet. Für den Betrieb der Maschine sind zwei *SKAI-Frequenzumrichter* (Typ *SKAI45A2GD12-W24DI*) erforderlich, welche von der Firma *Compact Dynamics* zugekauft wurden. Der Scheitelwert des Phasenstroms beträgt 3 x 320 A bei 680-750V. Stator und Wickelköpfe (in denen der größte Teil der Verlustwärme anfällt) sind direkt an die wassergekühlte Gehäusewand angrenzend eingebaut, wodurch ein guter Wärmetransport gewährleistet wird. Das gesamte System ist in Abbildung 59 schematisch dargestellt.

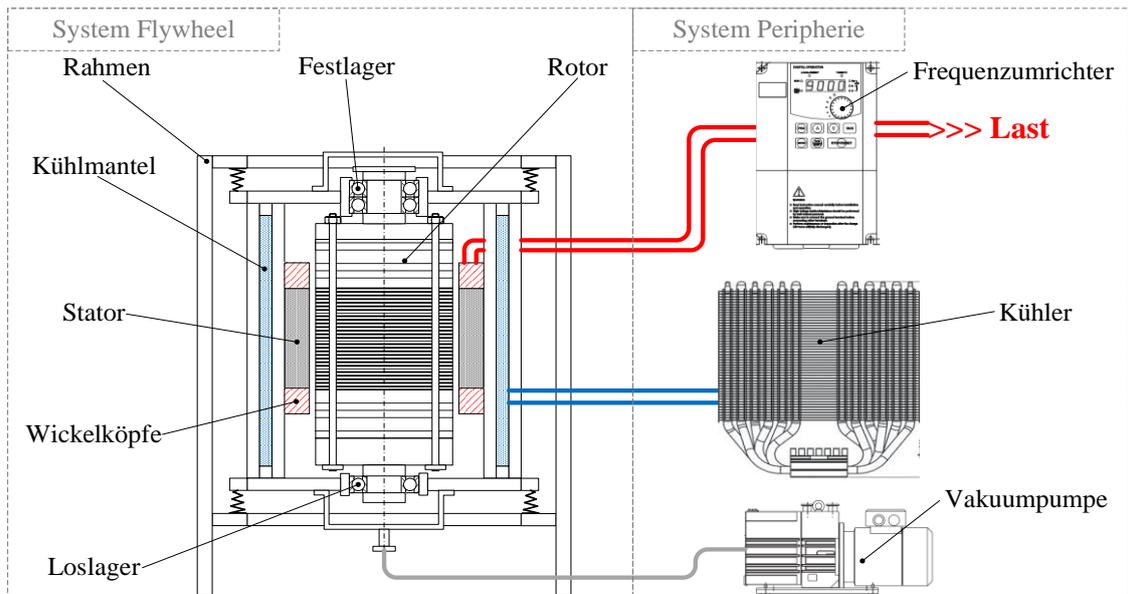


Abbildung 59: Prinzipskizze und Systemübersicht des VIMS-Flywheels.

Die für die Zustandsüberwachung des FESS vorgesehenen Sensoren sind in Abbildung 60 zu erkennen:

- **Beschleunigung/Vibration:** Je ein einachsiger Piezo-Beschleunigungsaufnehmer an den Lagerstellen
- **Drehzahl und Winkel:** Induktiver Drehgeber stirnseitig am Rotor; ein Signal alle 90°
- **Rundlauf und Wuchtgüte:** Zwei 90° versetzte Wirbelstromsensoren, welche radial auf eine kreisrunde Rotorscheibe gerichtet sind
- **Temperatur:** In Summe 30 Temperaturfühler (Typ *PT100* und berührungslose *Pyrometer*) für die Messung der Temperatur an:  
Lageraußenring, Wickelköpfen, Stator, Kühlwassertemperatur.

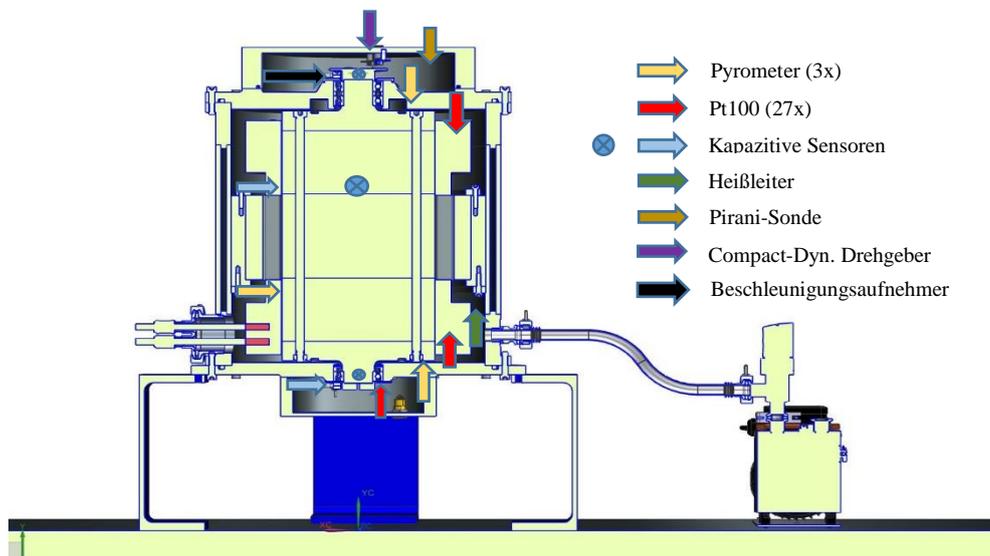


Abbildung 60: Übersicht der Sensorik im VIMS-Flywheel.

Detaillierte Informationen zur Lagerung sind Abschnitt 9.6.1.2 und 9.6.1.4 zu entnehmen.

### 7.5.1 Aufbau des VIMS-Rotors

Um die Fliehkraftspannungen zu minimieren, weist der Rotor ein wellenloses Design auf. (Vergleiche 7.1.) Nachdem jedoch Schwungmasse und E-Maschine in *einem* Rotor integriert sind, ist eine vollständige Vermeidung axialer Bohrungen nicht möglich. Wie in Abbildung 61 dargestellt, wird der mehrschichtige Aufbau des Rotors durch sogenannte *Spannschrauben* zusammengehalten. Die Bohrungen befinden sich relativ nahe des äußeren Umfangs des Rotors und zwischen den jeweiligen Schrauben wurde Material durch „Ausnehmungen“ entfernt. Daraus resultiert eine sogenannte „Blütenblattkontur“ der Schwungmasse, welche sich aus der FE-Optimierung der Fliehkkräfte ergibt. Die Kontur der E-Maschine wird jedoch ausschließlich durch elektrische Auslegungskriterien bestimmt. Die Aufgabe des kreisrunden Messmasseblechs wird in 9.6.1 genauer beschrieben.

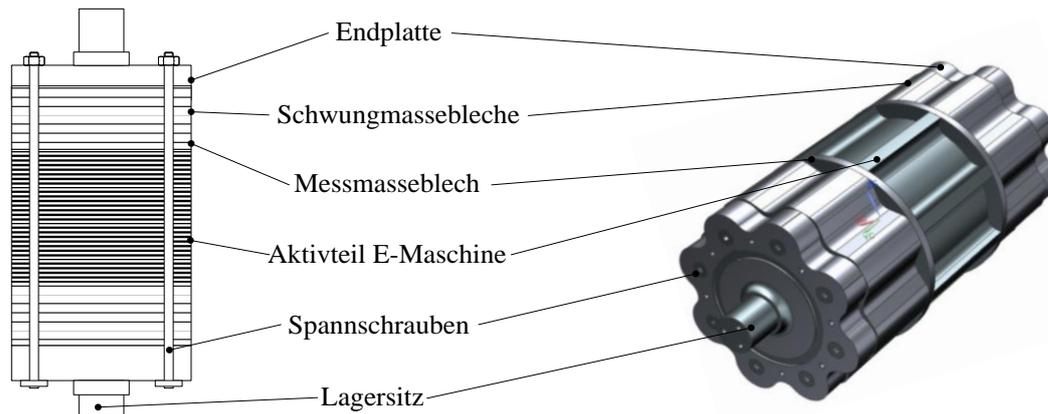


Abbildung 61: Aufbau des VIMS-Rotors.

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass in Summe 2 Rotoren gefertigt wurden. Der in Abbildung 61 dargestellte *Prototyp rotor* und ein verkürzter *Berstorotor* für den in 7.5.2 beschriebenen *Over-Speed-Test*.

Der spezielle Aufbau des Rotors erlaubt eine Realisierung folgender Entwicklungsziele:

**1. Senkung der Kosten:** Der Wechsel von gewickelten Kohlefaserstrukturen hin zu stählernen Rotoren erlaubt eine theoretische Preisreduktion um einen Faktor zwanzig<sup>16</sup> [162]. Der für die Schwungmassenbleche verwendete Werkstoff 42CrMo4 ist in Österreich für etwa 1,79 €/kg erhältlich (Stand 2016) [163].

**2. Steigerung der Energiedichte:** Folgende Eigenschaften des *VIMS-Flywheel* erlauben eine Steigerung der spezifischen Energie gegenüber herkömmlichen Stahlrotoren:

- Die Verwendung hochfester Stähle bzw. auf mechanische Eigenschaften hin optimierte Elektrobleche.
- Ein wellenloses Design, welches den Formfaktor  $K_{shape}$  (vergleiche Formel (31) in Abschnitt 7.1 auf Seite 73) und somit den Energieinhalt verdoppelt.
- Ausnutzung hoher spezifischer Materialfestigkeit durch Vermeidung massiver Bauteile (vergleiche Tabelle 24) aufgrund des geschichteten Rotoraufbaus.
- Die Optimierung der Fliehkraftspannungen im Rotor durch Einführen der „Blütenblatt-Kontur“.

**3. Verbesserung des thermischen Verhaltens:** Die direkt an den Aktivteil der E-Maschine angrenzenden Schwungmassebleche wirken wie eine Wärmesenke bzw. Wärmespeicher und könnten dank ihrer hohen Masse die elektrische Verlustwärme des Rotors „abfedern“ und dank ihrer guten Wärmeleitfähigkeit über die Lager zum wassergekühlten Stator transportieren.

**4. Erhöhung der Sicherheit:** Die inhärente Sicherheit des *VIMS-Rotors* wurde folgendermaßen erhöht:

- Wahl von Stahl als Werkstoff mit dauerfester Charakteristik im Gegensatz zu Faserverbundwerkstoffen (☒ → vergleiche Anhang Kapitel II B, Abbildung 6).

<sup>16</sup> Die Ausschöpfung dieses Reduktionspotentials hängt nicht nur vom Materialpreis ab, sondern bedingt auch optimierte, kostengünstige Fertigungsverfahren!

- Reduktion der maximalen Bruchstückmasse und Energie durch geschichteten Aufbau. (Auf das Berstverhalten von Rotoren bzw. die Implikationen auf das Gehäuse-Design wird in Kapitel 8 eingegangen.)
- Die Wahl von hochfesten (jedoch spröden) Elektroblechen, hochfesten Endplatten sowie duktilen Schwungmasseblechen erlaubt die frühzeitige Detektion einer Überlastung aufgrund von Fliehkräften durch Messen der relativen geometrischen Aufweitung des Rotors, wie in 7.5.2 noch beschrieben.

### Materialwahl:

**1. Elektrischer Motor/Generator:** Hierfür kommt *Vacodur S Plus* der Firma *Vakuumschmelze* zum Einsatz. Es handelt sich um eine weichmagnetische Kobalt-Eisen-Legierung, deren mechanische Eigenschaften durch Wärmebehandlung (Schlussglühen) angepasst werden können. Streckgrenzen jenseits  $800 \text{ N/mm}^2$  sind möglich, wie der durchgeführte Zugversuch in Abbildung 75 (auf Seite 93) zeigt.

**2. Endplatten mit Lagerzapfen:** Da die Endplatten die größten und massivsten Bauteile sind und die Krafteinleitung über die Lagerzapfen erfahren, wurde für diese Teile der „hochwertigste“ Stahl gewählt. Es handelt sich um den Warmarbeitsstahl *W400 VMR* von *Böhler*, der auch unter der Werkstoffnummer 1.2343 und der Bezeichnung X37CrMoV5-1 zu finden ist. Die Bezeichnung „VMR“ bedeutet, dass es sich um einen im Vakuum vergossenen Warmarbeitsstahl handelt, dessen besonders reines Gefüge durch Weichglühen angepasst werden kann, wodurch Zugfestigkeiten von mehr als  $1300 \text{ N/mm}^2$  möglich sind.

**3. Schwungmassebleche:** Hierfür wurde der kostengünstige Vergütungsstahl 42CrMo4 (Werkstoffnummer 1.7225) gewählt. Er wird vorwiegend für Teile hoher Zähigkeit im Flugzeugbau eingesetzt. Seine Zugfestigkeit in Abhängigkeit der Bauteilgröße ist in Tabelle 24 dargestellt.

**4. Spannschrauben:** Aufgrund elektrischer Voraussetzungen verlangt die E-Maschine Spannbolzen aus nicht-ferromagnetischem Material. Hierfür bieten sich *austenitische Stähle* an, wobei der relativ hochfeste 1.4573 (oder X6CrNiMoTi1812 nach DIN 17006) gewählt wurde. Seine Zugfestigkeit erreicht bis zu  $740 \text{ N/mm}^2$  [164].

Tabelle 24: Reduktion der spezifischen Festigkeit von 42CrMo4 bei zunehmender Bauteilgröße [165].

Bauteildicke (mm)	bis 8	8 - 20	20 - 60	60 - 100	100- 160	160-250
Zugfestigkeit $R_m$ (N/mm <sup>2</sup> )	900	750	650	550-500	460-500	390

#### 7.5.1.1 Zusammenbau und Konditionierung des Rotors

Der Zusammenbau eines Rotors in der beschriebenen Bauweise ist aufgrund mehrerer Faktoren ein Prozess, welcher auf die Performance, Lebensdauer und Sicherheit des gesamten Systems Einfluss nimmt. Folgende Probleme mussten gelöst werden:

- **Statische Überbestimmtheit der Spannschrauben:** Fertigungsbedingt muss das Lochbild für die Spannschrauben in jedem Rotorteil (vgl. Abbildung 61) einzeln erzeugt werden. Im Aktivteil der E-Maschine ist aufgrund der geringen Blechstärke von 0,1 mm keine spanende Fertigung möglich.
- **Unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten:** Es ist mit Betriebstemperaturen von  $150^\circ\text{C}$  zu rechnen. Der Wärmeausdehnungskoeffizient der Spannschrauben aus X6CrNiMoTi1812 beträgt etwa  $17,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ , während die Schwungmassebleche lediglich  $11,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$  aufweisen [166], [167].
- **Setzerscheinungen im Blechstapel:** Setzen bewirkt einen Vorspannkraftverlust einer Schraube durch Einebnen von fertigungsbedingten Rauigkeitsspitzen zwischen den verschraubten Bauteilen bzw. Schraubenkopf und Unterlage im mikroskopischen Bereich.
- **Unbekannte mechanische Eigenschaften des E-Maschinen-Blechpakets:** Die mechanischen Eigenschaften des Backlacks (Hocktemperaturklebstoff *VAC HT-01*), welcher die einzelnen 0,1-mm-Bleche voneinander elektrisch isoliert, sowie der Füllgrad waren unbekannt. Eine Messung des Elastizitäts-Moduls des gesamten Blechstacks war erforderlich. Hierfür wurden Probestücke wie in Abbildung 62 dargestellt mit Dehnmessstreifen (DMS) bestückt und mit einer hydraulischen Presse belastet.

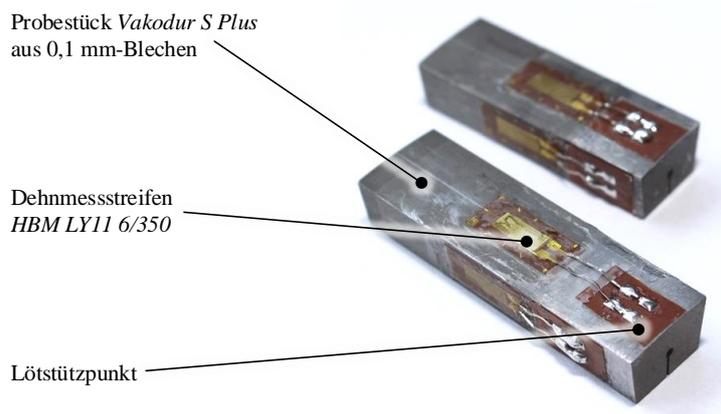


Abbildung 62: Für die Ermittlung des E-Moduls vorbereitete Proben des Blechstacks aus *Vakodur S Plus*.

### Lösungen:

**Statischer Überbestimmtheit** kann nur durch entsprechende Passungswahl und exakte Fertigung (enge Toleranzklassen) entgegnet werden. (Fertigungszeichnung Schraube, bzw. Passung über Länge.) Eventuell durch Nacharbeiten (vorsichtiges Abschleifen) der Passfläche während des Zusammenbaus.

Auch die unterschiedlichen **Wärmeausdehnungskoeffizienten** der verschiedenen Stähle sind physikalische Eigenschaften, die nur schwer zu umgehen sind. (Hinzu kommt, dass die Wärmeausdehnung des *Vakodur-Blechstacks* unbekannt war.) Einzige Möglichkeit liegt in der Wahl eines geeigneten Verhältnisses zwischen Nachgiebigkeit der Schraube und Unterlage, bzw. der Vorspannung, wie das in Abbildung 63 dargestellte *Verspannungsdreieck* zeigt.

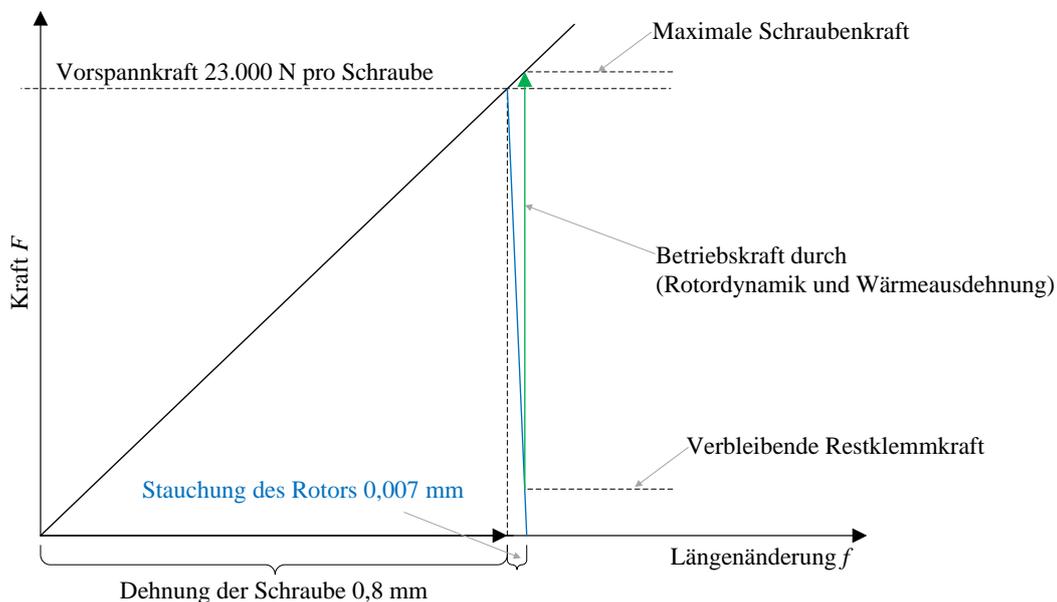


Abbildung 63: Verspannungsdreieck der Spannschrauben des *VIMS-Rotors* (Reale Einbausituation, Werte wurden durch Kraft-Weg-Messungen ermittelt).

**Setzerscheinungen** könnten durch Vorkonditionieren des Rotors vor dem eigentlichen Einbau in das Flywheel-Gehäuse vermindert werden. Die Einebnung der Rauigkeitsspitzen ist ein Prozess, welcher erst im Betrieb und nicht unmittelbar nach der Montage auftritt. Die Anzahl der Lastzyklen, bis zu welchen der Setzvorgang abgeschlossen ist, kann im Vorhinein nicht abgeschätzt werden, wodurch eine Beobachtung des Vorspannkraftverlustes während des Konditionierungsvorganges erforderlich ist. Im Betrieb werden Zyklen der thermischen Expansion sowie aufgrund von Unwucht und magnetischen

Kräften erregte Vibrationen erwartet, welche Setzerscheinungen hervorrufen können. Jene auslösenden Kräfte wurden in einer Konditioniereinrichtung, welche im Wesentlichen eine mechanische Gewindepresse ist, nachgebildet. Abbildung 64 zeigt den fertigen Aufbau schematisch und als Foto. Es ist dabei anzumerken, dass die Schwellbelastung in Rotorlängsrichtung zeitlich vor den Temperaturzyklen in der Thermokammer durchgeführt wurde.

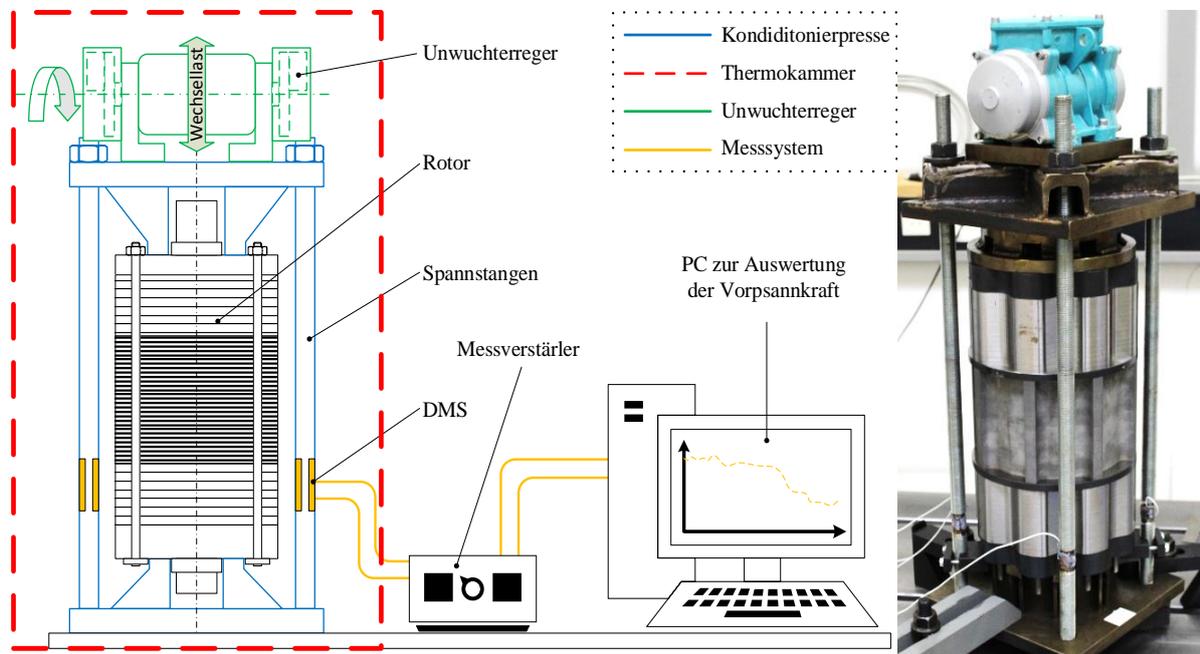


Abbildung 64: Schematischer Aufbau und Foto der VIMS-Rotorkonditioniereinrichtung.

Der Montage und Konditionierablauf des ist im Anhang (📖 --> Kapitel IV A ab Seite 17) beschrieben.

### 7.5.2 Bersttest des VIMS-Rotors

Aufgrund der rotationsymmetrischen Aufteilung der Fliehkräfte und des schichtweisen Aufbaus, war es möglich, eine verkürzte Version des Rotors einem Bersttest zu unterziehen. Die Ergebnisse sind 1:1 auf den eigentlichen Rotor des VIMS Prototypen übertragbar.

Berstversuche eines Rotors dieser Größenordnung werden nur von wenigen Firmen in Mitteleuropa angeboten, wobei in diesem Fall die Firma Schenck Rotec in Darmstadt herangezogen wurde, um den Versuch in einem Schleuderstand Typ „Centrio100“ durchzuführen. Das Drehzahlniveau, bei dem mit einem Versagen des Rotors zu rechnen ist, wurde mit Hilfe von FE-Methoden mit etwa 45000 UpM bestimmt. Um derart hohe Winkelgeschwindigkeiten zu erreichen, muss der zu prüfende Rotor eine äußerst hohe Wuchtgüte aufweisen, da es sonst zu Wellenschwingungen kommen kann, welche die Lager der Antriebswelle schädigen können. Als Abbruchkriterium wurde eine maximale Schwingungsamplitude von 250  $\mu\text{m}$  definiert. Daher war ein genaues Wuchten des Rotors vor dem Berstversuche unerlässlich.

Um eine Taumelbewegung des Rotors zu vermeiden, muss eine weitere maschinendynamische Bedingung erfüllt sein. Das Verhältnis der Trägheitsmomente des Rotors muss  $J_1/J_2$  muss kleiner als 0,7 oder größer als 1,25 sein, wobei  $J_1$  auf die Drehachse des Rotors bezogen ist, und  $J_2$  auf die Querachse durch den Schwerpunkt. Für das Vorwuchten des Berstrotors wurde eine Wuchtmaschine „Schenck Pasio 50“ eingesetzt, welche in Abbildung 65 während des Wuchtvorganges gezeigt wird.



Abbildung 65: VIMS-Berstroter auf Wuchtmaschine Schenck Pasio 50 (links) und „User Interface“ (rechts).

Vor dem ersten Wuchtvorgang wies der Rotor eine „Rohunwucht“ von 300 g\*mm auf, was angesichts der Gesamtmasse des Rotors von 25 kg schon als relativ gut angesehen werden kann. Nach mehreren dynamischen Wuchtdurchgängen bei 700 UpM wurde durch Anbringen einer M6 Madenschraube und durch Platzieren eines 1,9 g schweren Nutsteins eine Restunwucht von 4,2 g\*mm erreicht. Durch diese hohe Wuchtgüte konnte eine sehr geringe Wellenschwingung erwartet und der Bersttest begonnen werden.

Abbildung 66 zeigt die Berstmaschine *Centrio100* der Firma *Schenck Rotec* mit ihren 4 massiven, konzentrischen Stahlringen. Im Zentrum erkennt man ein einfaches Berstgehäuse aus Baustahl, welches zum Zwecke eines qualitativen Bersttests eingesetzt wurde. Der Berstroter hängt bereits an der nachgiebigen Antriebswelle im Zentrum des „Deckels“ der Maschine. Um die Leistungsanforderungen für das Erreichen solch hoher Berstdrehzahlen herabzusetzen und auch die viskose Dämpfung beim Aufprall zu reduzieren, wird der Versuch im evakuierten Raum durchgeführt.

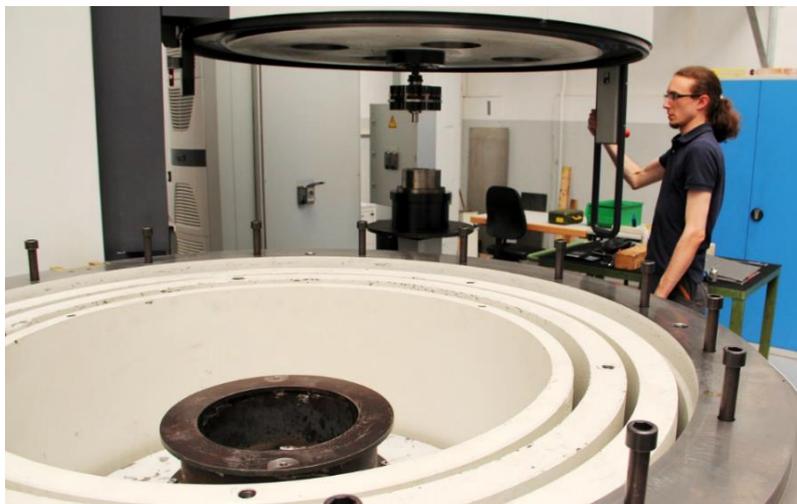


Abbildung 66: Berstroter montiert auf der nachgiebigen Welle des Schleuderstandes vor dem ersten Hochfahren.

### Erster Schleuderdurchgang

Da bei einem Schleuderversuch der Versuchsträger zwangsläufig an seine Streckgrenze und noch weiter betrieben wird, verändert sich die Wuchtgüte über die Drehzahl durch Setzerscheinungen und Plastifizieren des Rotorwerkstoffes. Das Steigern der Drehzahl erfolgt daher stufenweise. Abbildung 67 zeigt aufgenommene Daten des ersten Durchgangs der Schleuderprüfung. Es ist ganz klar zu erkennen, dass die Drehzahlsteigerung von 37500 auf 40000 UpM ein signifikantes Anwachsen der Wellenschwingung (sprich ein signifikantes Verschlechtern der Wuchtgüte) mit sich brachte. Da sich die Wuchtgüte jedoch bei Konstanthalten der Drehzahl auf 40.000 UpM nicht weiter verschlechterte und ein Absenken der Drehzahl auch eine Verringerung der Wellenschwingung mit sich brachte, wurde der Versuch nicht sofort abgebrochen, sondern eine weitere Steigerung auf 42500 UpM vorgenommen.

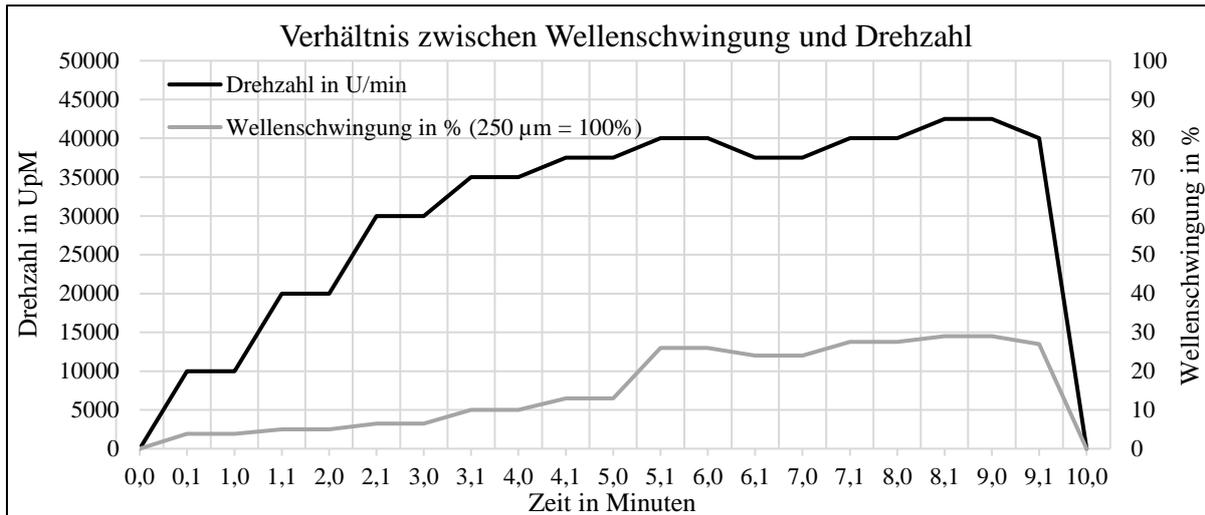


Abbildung 67: Verlauf von Wellenschwingung und Drehzahl während des ersten Schleuderdurchgangs.

Um den Rotor visuell inspizieren zu können und die Ursache für die signifikante Verschlechterung der Wuchtgüte möglicherweise entdecken zu können, wurde der Versuch vorerst beendet. Außerdem war erneutes Wuchten erforderlich, um die geplante Berstdrehzahl von 45000 UpM erreichen zu können. Bei der Sichtprüfung und dem Nachwuchten konnten folgende Ergebnisse festgestellt werden:

- Abfallen der Wuchtgüte (pro Ebene) von 7,5 auf 121 bzw. 5,6 auf 163 g\*mm
- Vermutliche Ursache: Plastifizieren eines Rotorwerkstoffes
- Aufweitung des Schwungmasseblechs (42CrMo4) um ca. 5/10 mm
- Nachwuchten auf 6,2 bzw. 10,1 g\*mm

Die Aufweitung des Schwungmasseblechs aus 42CrMo4 um ca. 5/10 mm ist in Abbildung 68 gut zu erkennen, da die äußere Kontur des montierten Rotors bei der Fertigung überdreht wurde und daher keine Durchmessersprünge aufweisen dürfte.

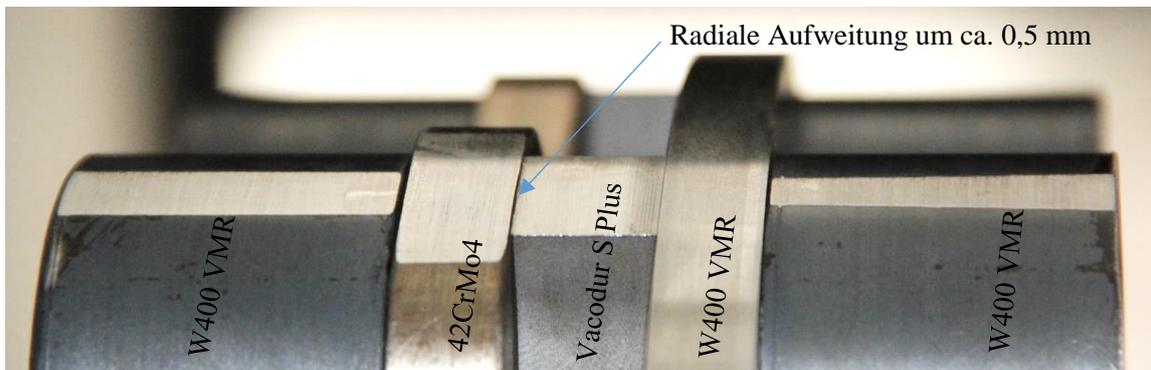


Abbildung 68: Visuelle Prüfung des VIMS-Berstromtors nach einem Lauf bei bis zu 42500 UpM.

Die Ursache der Veränderung der Wuchtgüte lag also im Erreichen der *Streckgrenze* des Schwungmasseblechs aus 42CrMo4, da diese die duktilsten Eigenschaften der verwendeten Rotorteile aufweisen. Die *Zugfestigkeit* der Schwungmassebleche liegt jedoch wie Tabelle 25 zeigt über jener des Blechstacks aus *Vacodur S-Plus*.

Tabelle 25: Gegenüberstellung der mechanischen Eigenschaften der verschiedenen Rotorwerkstoffe des VIMS-Rotors.

Werkstoff	Böhler W400 VMR	42CrMo4	Vacodur S-Plus
Nummer	1.2343	1.7225	-
Streckgrenze (ca.)	900 N/mm <sup>2</sup>	700 N/mm <sup>2</sup>	800 N/mm <sup>2</sup>
Zugfestigkeit (ca.)	1300 N/mm <sup>2</sup>	1200 N/mm <sup>2</sup>	1200 N/mm <sup>2</sup>

## Zweiter Schleuderdurchgang

Die Vorgehensweise beim zweiten Schleuderdurchgang war identisch der des ersten. Die Drehzahl wurde stufenweise erhöht, wobei die Wellenschwingung bis zu 42000 UpM deutlich geringer war, ja sogar mit zunehmender Drehzahl abnahm. Erst bei der Erhöhung von 42000 auf 44000 UpM konnte ein Anstieg der Wellenschwingung von ca. 3% auf etwa 12% bemerkt werden. Ab diesem Punkt stieg die Wellenschwingung jedoch selbst bei Konstanthalten der Drehzahl weiter an und wurde nicht wieder stabil; ein Zeichen dafür, dass die Fliehkräfte derart hoch waren, dass die Rotorbauteile dauerhaft plastisch verformt wurden. Bei 45000 UpM kam es zum Bruch des Rotors, welcher sich durch einen lauten Knall sowie durch einen überproportionalen Ausschlag der Wellenschwingung bemerkbar machte. Der Verlauf der Messgrößen des zweiten Schleuderdurchgangs ist in Abbildung 69 dargestellt.

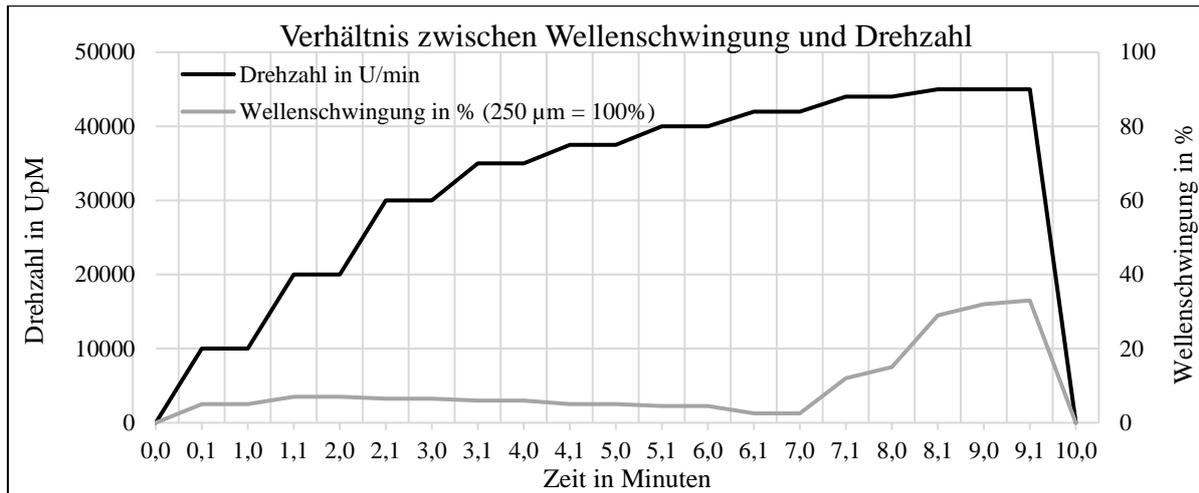


Abbildung 69: Verlauf von Wellenschwingung und Drehzahl während des zweiten Schleudertests bis zum Bruch.

### 7.5.2.1 Qualitative, postmortale Analyse

Nach dem Auslaufen der in der Berstkammer nach wie vor rotierenden Teile wurde das Szenario photographisch dokumentiert und die Daten für eine qualitative, postmortale Analyse aufbereitet.

Der Rotor war in horizontaler Ebene zweigeteilt worden, wobei der untere Teil bestehend aus der massiven Endplatte und der kreisrunden Messmassescheibe (beide aus *W400 VMR*) in das Fanglager der Berstmaschine gefallen war und dort aufgrund der gyroskopischen Stabilisierung für das lange Auslaufen (etwa 10 min) verantwortlich war. Der obere Teil des Rotors hing weiterhin an der Antriebswelle, wobei das duktile Masseblech nach wie vor mit ihm verbunden war. Der Blechstack der E-Maschine aus *Vacodur S Plus* war zur Gänze pulverisiert worden. Abbildung 70 zeigt die Prüfkörper unmittelbar nach Öffnen der Berstkammer.



Abbildung 70: Berstrotor nach Eintreten des Versagens bei 45000 UpM.

Alle noch verfügbaren Fragmente und Bauteile wurden eingesammelt und genau untersucht, um das Versagenszenario so gut wie möglich rekonstruieren zu können. Abbildung 71 zeigt die vom Berstversuch übriggebliebenen Teile. Rechts unten im Bild erkennbar sind Bruchstücke der Spannschrauben, wobei nur mehr 5 der 8 zylindrischen Fragmente in der Berstkammer gefunden wurden.



**Abbildung 71: Vom Berstversuch übriggebliebene Rotorteile.**

Obwohl zwischen Spannschraube und Bohrung durch die Rotorschichten eine annähernd spielfreie Übergangspassung (H7/j6) gewählt wurde, ist in Abbildung 72 links eine extreme Ausweitung der Bohrung im Schwungmasseblech aus 42CrMo4 zu erkennen. Das gleiche Phänomen konnte auch bei der Messmassescheibe aus W400 VMR beobachtet werden, jedoch wesentlich geringer, wie Abbildung 72 rechts zeigt. Ein weiterer Indikator für die höhere Duktilität, aber geringere Festigkeit des 42CrMo4 gegenüber dem vakuumvergossenen Stahl von Böhler. Die Gegenüberstellung der beiden Werkstoffe nach dieser exzessiven Fliehkraftbelastung in Abbildung 73 links bestätigt dies: Der Überstand des Blechs 42CrMo4 gegenüber der massiven Endplatte aus W400 VMR beträgt 0,6 mm.

Die Stirnseiten der Bolzenreste wiesen jeweils starke Indizien für hohe Scherkräfte auf und deuten nicht auf ein Versagen aufgrund von Zugspannungen hin. (Abbildung 74 links.) Des Weiteren wies die ursprünglich zylindrische Kontur eine leichte Biegung der Symmetrieachse auf. Auf der konvexen Seite eines jeden Schraubenbruchstücks befinden sich „eingebackene“ Fragmente der sprödeharten, 0,1mm-starken Vacodur S Plus Elektrobleche. Es ist anzunehmen, dass diese Fragmente durch den Impact am Berstgehäuse mit dem relativ weichen Schraubenwerkstoff X6CrNiMoTi17-12-2 (Nr. 1.4571) verschweißt wurden. Die Umfangsgeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Rotorbruchs betrug knapp 520 m/s (1870 km/h).



**Abbildung 72: Schwungmasseblech aus 42CrMo4 und Messmassescheibe aus W400 VMR mit Resten der Spannschrauben.**



Abbildung 73: Links – Vergleich der fließkraftbedingten Aufweitung der Rotorteile aus  $42CrMo4$  und  $W400 VMR$  nach 45000 UpM. Rechts – Überreste der Spanschrauben, welche auf Höhe des *Vacodur*-Blechstacks abgeschert wurden.



Abbildung 74: Makroaufnahmen einer abgescherten Spanschraube. Links – Draufsicht mit eindeutigen Abscherungen. Rechts – Seitenansicht. Auf der rechten Seite des Bruchstücks sind „aufgebackene“ Fragmente von *Vacodur S Plus* zu erkennen.

### Rekonstruktion des Rotorberstens

Alle Indizien deuten auf einen Ablauf des Versagens hin, der wie folgt rekonstruiert werden kann:

#### 1. Erstes Plastifizieren von Bauteilen bei 42.000 UpM

- Eine signifikante Abnahme der Wuchtgüte war durch Messen der Wellenschwingung zu beobachten. (Vergleiche Abbildung 69.)

#### 2. Bersten des *Vacodur S-Plus* Blechstacks bei 45.000 UpM

- Trotz degressiven Anwachsens der Wellenschwingung kam es zu einem plötzlichen, sich nicht durch Schwingungsmessung abzeichnenden Versagen des Rotors – ein klassischer Spröbruch, der schon vor der postmortalen Analyse darauf hindeutete, dass ein Bruch des *Vacodur*-Blechstacks eingetreten war.
- Dieses spontane, spröde Berstverhalten war aufgrund vorhergehender Zugversuche zu erwarten – siehe Abbildung 75.

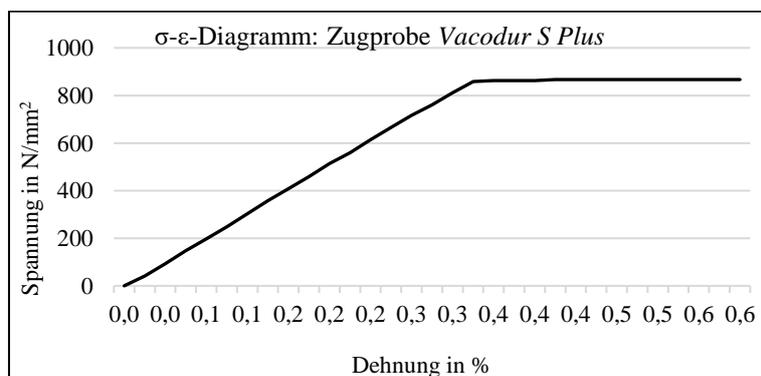


Abbildung 75: Zugversuch einer Probe aus *Vacodur S Plus*, schlussgeglüht für maximale mechanische Festigkeit.

### 3. Abscheren der Spannschrauben

- Die Spannschrauben, welche aufgrund der elektromagnetischen Anforderungen aus nicht-ferromagnetischem und daher relativ niederfestem Material gefertigt werden mussten, konnten den Kräften, welche die Bruchstücke der E-Maschine aufgrund der Fliehkräfte in radialer Richtung auf die Zylindermantelfläche ausübten, nicht standhalten. Nicht nur die geringere Zugfestigkeit der Schrauben aus *I.4571* gegenüber allen anderen Rotorwerkstoffen, sondern auch die unterlegene Härte gegenüber *Vacodur S Plus* machten es möglich, dass sich großflächige Abscherungen wie in Abbildung 74 links bildeten. Die Bruchstücke der Spannschrauben wiesen die exakt gleiche Höhe (12mm) wie der Blechstack der E-Maschine auf.

### 4. Einschlagen der Rotorfragmente

- Mit rund 500 m/s schlugen die Teile des E-Maschinen-Blechstacks, in welchen sich noch die abgeschernten Spannschrauben befanden, in das Berstgehäuse bestehend aus 2 konzentrischen Stahlringen mit je 8 mm Stärke ein.

Abbildung 76 gibt den Ablauf des Rotorberstens in graphischer Form wider.

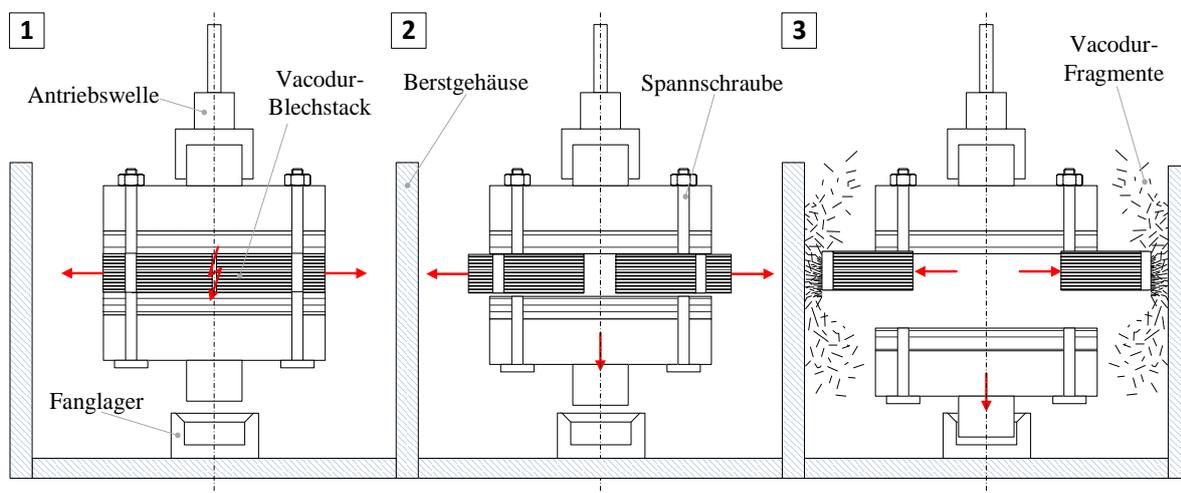


Abbildung 76: Rekonstruktion des Versagenshergangs: 1. Spröbruch des E-Maschinen-Blechstacks, 2. Abscheren der Spannschrauben, 3. Impact der Fragmente der E-Maschine am Berstgehäuse und der unteren Endplatte im Fanglager.

#### 7.5.3 Zusammenfassung der Ergebnisse – Vollintegrierter Mehrscheibenrotor (VIMS)

Die Konstruktion und theoretische Auslegung des vollintegrierten Mehrscheibenrotors barg viele Unsicherheiten, wie unter anderem:

- Statische Überbestimmtheit der Spannschrauben (Passschrauben)
- Mögliche Setzerscheinungen zwischen den Blechen
- Unterschiedlichste thermische Materialeigenschaften
- Unbekannte Materialeigenschaften des Backlacks (Isolators) der Elektrobleche
- Unbekannte gesamte Rotorsteifigkeit
- Unbekannte Schwingungsdämpfung

Nichts desto trotz verhielt sich der Rotor (sowohl beim Bersttest als auch der eigentlichen Inbetriebnahme) wie erwartet. Folgende Vorteile der Konstruktion gegenüber massiven Stahlrotoren, ja sogar gegenüber manchen Faserverbundrotoren, konnten nachgewiesen werden:

**1. Berstverhalten:** Eine geschickte Materialwahl, welche den größten und massivsten Bauteilen den hochwertigsten (festesten) Werkstoff zuweist und den dünnsten Schichten den sprödesten bzw. schwächsten, garantiert ein „gutmütiges“ Berstverhalten. Es gilt:

$$\sigma_{W400\ VMR} > \sigma_{42CrMo4} > \sigma_{Vacodur\ S\ Plus}$$

Obwohl die abgesicherten Segmente der Spannschrauben mit einem Durchmesser von 10 mm und 12 mm Höhe nur ca. 7,4 g wogen, war ihr Einschlag im Berstgehäuse eindeutig erkennbar. Nahezu äquidistant, jeweils in 45° Winkelteilung am Umfang, ist eine deutliche Vertiefung zu erkennen, welche aufgrund der hohen kinetischen Energie der Schraubenstummel (je etwa 1000 Joule oder 0,3 Wh) entstanden sind. Der Stapel aus rund 120 Stück 0,1 mm starken *Vacodur S Plus* Blechen hingegen wurde beim Impact „pulverisiert“, wodurch einerseits ein Teil der Energie in Reibung durch das Schaffen neuer Oberflächen umgewandelt wurde, andererseits erfuhr das Gehäuse dadurch eine nur homogene „Flächenlast“ und wurde nicht punktuell durchstoßen. Das Vermeiden großer, hochenergetischer Bruchstücke im Versagensfall machte sich also bezahlt. Weitere Informationen zur Auslegung von Berstgehäusen und dem Zusammenspiel mit dem FESS-Rotor sind Kapitel 8 zu entnehmen.

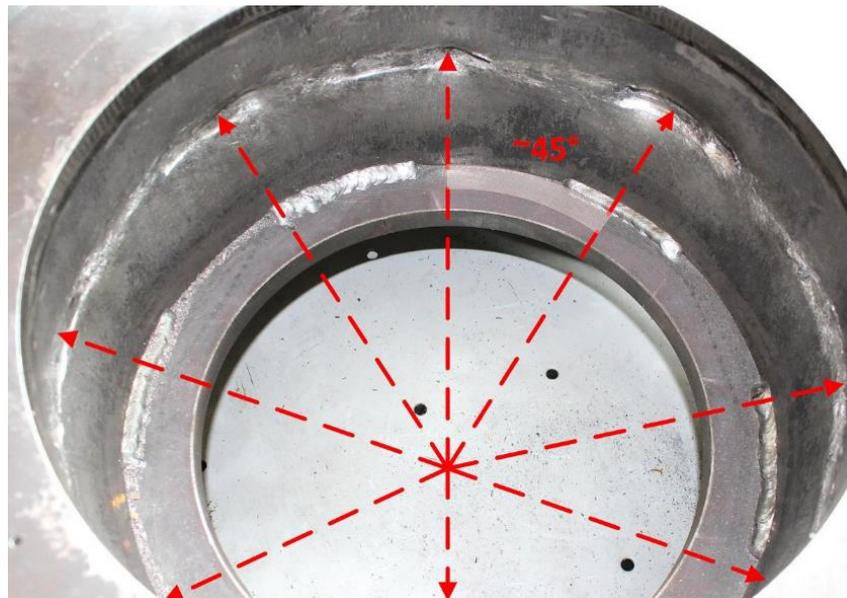


Abbildung 77: Einschläge der Schraubenfragmente im Berstgehäuse des VIMS-Berstrotors.

**2. Überwachung der Betriebssicherheit:** Der Einsatz eines duktilen Stahls als Masseblech erlaubt es, ein Verändern der Wuchtgüte bzw. eine mögliche Überlastung durch Plastifizieren messtechnisch zu erfassen bevor Sprödbbruch der gehärteten Stähle einsetzt. Dies beweisen auch Abbildung 67 und Abbildung 69. Es ergibt sich ein stufenweises Versagen, wobei den dünnsten Rotorschichten die geringste Festigkeit (E-Maschinen Stack mit 0,1 mm Blechen) und die massivsten Teile (Endplatten aus *W400 VMR*, 30 mm stark) die höchste spezifische Festigkeit zugewiesen wurde.

**3. Erreichen und Halten einer hohen Wuchtgüte:** Beide Rotoren, der *Prototyp rotor* mit 472mm Höhe und 84 kg Masse und der *Berst rotor* mit 157 mm Höhe und 22 kg Masse, wiesen im Betrieb keinerlei Veränderung der Wuchtgüte aufgrund von Setzerscheinungen o.Ä. auf. Erst plastische Verformung bei 42000 UpM bewirkte ein Abfallen der Wuchtklasse. Gegenüber gewickelten Faserverbundrotoren ergeben sich zwei wesentliche Vorteile:

- Hinzufügen einer dritten Wuchtebene durch radiale Bohrungen in die stählernen Massebleche möglich. (Vergleiche Abbildung 104.)
- Kein Verändern der Wuchtgüte durch Kriechen stark vorgespannter Fasern in der Matrix.

**4. Gute thermische Eigenschaften:** Während herkömmliche E-Maschinen üblicherweise durch einen axialen Luftstrom gekühlt werden, müssen Flywheel-Systeme aufgrund der evakuierten Atmosphäre mit Wärmestrahlung und -leitung alleine auskommen. (Die Berücksichtigung der thermischen Situation des FESS im Design-Prozess wurde vom Autor bereits in [168] veröffentlicht.) Zwei Eigenschaften stählerner Werkstoffe fallen hierbei besonders ins Gewicht:

- Höhere Temperaturbeständigkeit als CFK oder andere Werkstoffe mit duroplastischer Matrix. Der im Anhang (📖 --> Kapitel II B ab Seite 6) genauer beschriebene Vorteil von Stahl gegenüber Verbundwerkstoffen wurde bei dem hier diskutierten Mehrscheibenrotor voll ausgenutzt. Die Festigkeit von Metallen bleibt bis in höhere Temperaturbereiche erhalten, wie Abbildung 78 zeigt.

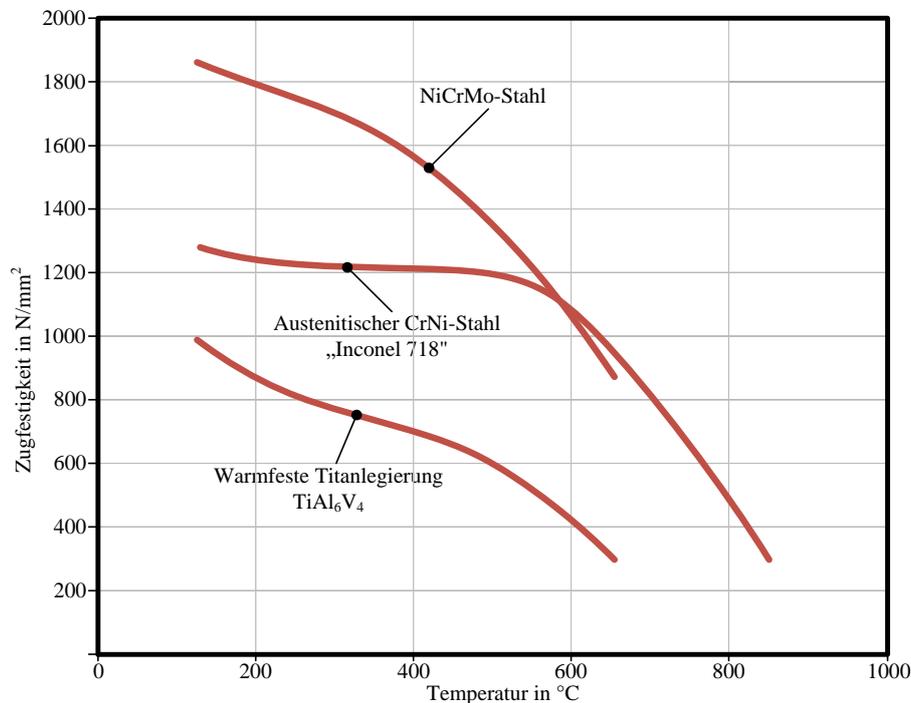


Abbildung 78: Zugfestigkeit von Metallen bei Temperaturerhöhung (Daten aus [169] und [170]).

- Gute Wärmeleitfähigkeit von Stahl. Wie Abbildung 46 bereits gezeigt hat, wirken Kunststoffteile um den Rotor der E-Maschine thermisch isolierend. Im Falle des vollintegrierten Mehrscheibenrotors leiten die axial angrenzenden Schwungmassen deutlich besser, ja sie dienen sogar als thermische Senke bzw. thermisch träge Masse. Dadurch können Temperaturspitzen bei kurzzeitig auftretender, hoher Last abgefangen werden.
- 5. Reduktion der Kosten**
- Die Erzeugung des Rotors ist durch konventionelle Fertigungsverfahren wie Drehen, Fräsen und Bohren möglich. Einzige Ausnahme im Falle des evaluierten Prototyps stellte der Aktivteil der E-Maschine dar, welcher drahterodiert wurde. Bei höheren Stückzahlen oder in Serienproduktion sind allerdings kostengünstigere Verfahren wie z.B. Stanzen möglich.
  - Der Einsatz kostengünstiger Werkstoffe erlaubt einen theoretisch erreichbaren Rotormaterialpreis von etwa 150 Euro. Die spezifischen Kosten des *Böhler W400 VMR* liegen bei 11,00 €/kg, die des *42CrMo4* bei etwa 1,79 €/kg [163].

## 8 Gehäuse

📖 → Dieser Teil der Arbeit wurde aus Gründen der besseren Lesbarkeit signifikant gekürzt. Detaillierte Informationen sind dem Anhang (Kapitel V ab Seite 21) zu entnehmen und beinhalten unter anderem:

- Sicherheitstechnische Anforderungen an mobile Energiespeicher
- Qualitative Analyse und Übersicht bisheriger Berstversuche
- Analyse bestehender Systeme / Stand der Technik
- Relevante Erkenntnisse aus vorhergehenden Forschungsprojekten
- Analytische Berechnungsmethoden zur Auslegung des Flywheel-Berstschutzes

Nichts schadet dem wirtschaftlichen Erfolg einer Technologie mehr, als der Ruf, gefährlich zu sein. Auch wenn kaum Unfälle mit Schwungrädern bekannt sind, bei denen es tatsächlich zu einem Personenschaden kam, so genügen Zwischenfälle wie z.B. der vielzitierte Rotorbruch in der Grid-Stability-Anlage von *Beacon Power*, um das Misstrauen gegenüber der FESS-Technologie zu schüren [171], aber bisher wurden nur wenige Unfälle publik, bei denen das Berstgehäuse durchschlagen wurde und Rotorbruchstücke ausgetreten sind. Zwei prominente Beispiele sind jedoch:

- **2011, Beacon Power:** (📖 → Vergleiche Anhang, Kapitel II B auf Seite 8): Pulverexplosion des Kohlefaserstaubs.
- **2015, Quantum Technologies:** Fehlerursachen wurden von den Betreibern nicht publiziert.



Abbildung 79: Bilder der Explosion in der *Quantum Technologies* Flywheel-Anlage in San Diego, USA [172].

Bei allen weiteren in der Literatur zu findenden Rotor- und Gehäusebeschädigungen handelt sich um vorsätzlich durchgeführte Bersttests im Rahmen wissenschaftlicher Untersuchungen. Da das Berstverhalten von isotropen (meist stählernen) Rotoren ein völlig anderes ist als jenes von anisotropen (Faserverbund-) Rotoren, muss hier eine klare Unterscheidung vorgenommen werden.

### 8.1 Anforderungen abgeleitet aus *Supersystem-Analyse*

Das Gehäuse des Flywheels ist ein Bauteil, dem im Wesentlichen drei Aufgaben zugesprochen werden:

1. **Schnittstelle der Anbindung zwischen beweglichen Teilen des Speichers und dem Fahrzeug**
2. **Gewährleistung der erforderlichen Dichtigkeit für das Vakuum**
3. **Schutzfunktion gegen Austreten von Teilen im Falle eines Rotorversagens / Crashes**

In weiterer Folge soll nur auf die dritte Teilaufgabe eingegangen werden, da die ersten beiden Punkte selbsterklärend sind und auch weitgehend als gelöst angesehen werden können. Die Inhalte von Abschnitt 8.1 wurden vom Autor bereits beim 38. Internationalen Wiener Motorensymposium in [173] vorgestellt.

Abbildung 80 illustriert die 8 wesentlichsten Aspekte des Gehäusedesings, welche sich aus der Betrachtung des *Supersystems* ergeben. Neben dem Sicherheitsaspekt (im Falle von Bersten und Crash), der stets oberste Priorität bei der Konstruktion des Gehäuses haben muss, sind folgende Anforderungen einzuhalten:

1. **Geringes Gewicht:** Die meist hohe spezifische Energie des Rotors alleine beträgt auf Systemebene meist nur einen Bruchteil, da das Gehäuse üblicherweise den größten Gewichtsanteil aufweist.
2. **Gute Integrierbarkeit ins Fahrzeug:** Eine entsprechende Schnittstelle zum Fahrzeug muss geschaffen werden, welche generell beim Nutzfahrzeug aufgrund des großzügigeren Platzangebots leichter zu realisieren ist.
3. **Hohe Steifigkeit und Dämpfung:** Günstige Beeinflussung der Maschinendynamik und Akustik durch die Gehäusestruktur und deren Eigenschaften ist erforderlich.
4. **Eignung für Kühlsystem:** Ein entsprechendes Kühlsystem für Motor-Generator und Lagerung muss in das Gehäuse integrierbar sein.
5. **Geringe Kosten:** Da üblicherweise duktile (Bau-)Stähle zum Einsatz kommen, welche sehr kostengünstig sind, ist besonders auf fertigungsgerechte Konstruktion zu achten.
6. **Ansprechendes Design:** Da der Endkunde vom „Inneren“, d.h. der eigentlichen Technologie des Speichers nichts sieht, spielt das äußere Erscheinungsbild eine zentrale Rolle in Bezug auf Marketing.

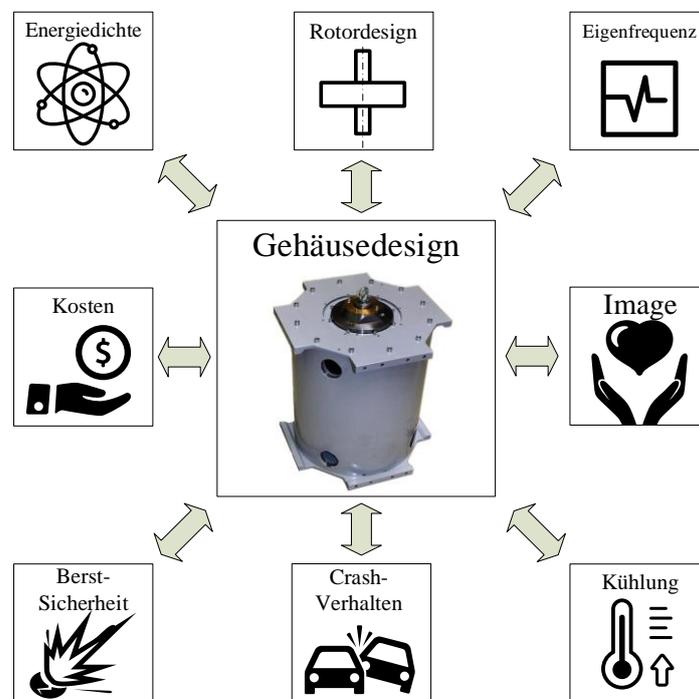


Abbildung 80: Die 8 wesentlichen, wechselseitigen Einflussparameter des Gehäusedesigns für FESS.

Die in der Literatur verfügbaren Auslegungsmethoden für Schwungradgehäuse (NASA [174], Lockheed [175], Genta [23]. --> Vergleiche Anhang Kapitel V auf Seite 17) weisen starke Divergenzen auf und stützen sich zum Teil auf spezifische, empirische Eingangsgrößen. **Fortschritte im Bereich der Gestaltung von FESS-Berstgehäusen sind jedoch aus den folgenden zwei Gründen besonders wichtig:**

1. **Um FESS einen erfolgreichen Markteintritt zu gewährleisten, muss Vertrauen der Bevölkerung in die Technologie geschaffen werden:**

➔ Wie ein kurzes Rechenbeispiel im Anhang ( --> Kapitel VI D ab Seite 26) und die zu Beginn des Kapitels erwähnten Unfälle (vergleiche Abbildung 79) zeigen, so kann das Schadensbild im Falle des Rotorberstens katastrophale Ausmaße annehmen.

→ Auch die Experten *des Oak Ridge National Laboratories* (U.S. Department of Energy) sind sich einig:

„An accident resulting from a containment failure by any one of the flywheel developers would be detrimental to the entire industry“ [176]. Das betrifft auch die Einstellung großer Investoren, welche durch das Zurückziehen ihrer finanziellen Mittel die technische Entwicklung von Schwungradspeichern extrem verlangsamen können. [171].

## 2. Steigerung der Energiedichte durch Senkung des Gehäusegewichts:

**→ Das Erreichen der unter Abschnitt 5.4 erwähnten *Threshold Energiedichte* muss als wesentliches Ziel bei der Entwicklung mobiler Schwungradenergiespeicher angesehen werden.**

### 8.2 Qualitative Analyse und Übersicht bisheriger Berstversuche

Im Allgemeinen wird das Bertverhalten von Faserverbundrotoren als „gutmütiger“ bezeichnet, da sich ein Bruch meist durch Delaminieren der tangential gewickelten Faserschichten durch detektierbare Unwucht abzeichnet und auch der Energieinhalt der einzelnen Bruchstücke (Partikel) geringer ist als beim Stahlrotor. Somit erfährt das Gehäuse – im Idealfall – eine homogene Druckbelastung und wird nicht durch scharfkantige, hochenergetische und harte Bruchstücke lokal über der Festigkeitsgrenze belastet [177].

Dennoch haben Untersuchungen gezeigt, dass auch Faserverbundrotoren unter gewissen Voraussetzungen, bzw. aufgrund bestimmter Fertigungsverfahren ebenfalls zu spontanem Versagen neigen können [178]. Auch die im Anhang (📖 → unter Kapitel II B, Seite 8) bereits erwähnte Staubeentwicklung stellt ein bis dato nicht vollständig gelöstes Problem dar.

Eine detaillierte Erhebung von in der Fachliteratur publizierten Erkenntnissen zum Thema Gehäuseauslegung für Schwungradspeicher und eine darauf basierende qualitative Analyse haben folgende Erkenntnisse gebracht:

1. Die Anzahl an veröffentlichten Ergebnissen von Berstversuchen mit Schwungrädern reicht nicht aus, um eine *statistisch signifikante* qualitative Analyse durchzuführen und eindeutige Konstruktionsrichtlinien (oder wenigstens Empfehlungen) abzuleiten.
2. Die sogenannten *Spin Tests* (oder *Over-Speed Tests*) wurden meist in überdimensionierten, bunkerähnlichen Gehäusen durchgeführt. Untersuchungen von expliziten Leichtbaugehäusen für mobile Anwendungen wurden nur in [179] realisiert, wobei der Rotor des FESS bei diesem Crashtest nicht zu Bruch ging. (📖 → Vergleiche Abbildung 21 im Anhang, Kapitel V auf Seite 19.)
3. Erst 2015 wurde ein Forschungsprojekt mit dem Namen „FlySafe“ vom *UK Research Council* genehmigt und in der Höhe von £764.854 gefördert [180]. Das Projekt hat zum Ziel potentielle Versagensmechanismen von modernen High-Speed Schwungrädern zu untersuchen [181]. Die Ergebnisse, welche *Ricardo Energy*, *Flybrid LLP*, *GKN Hybrid Power*, das *Imperial College London* und die *University of Brighton* erarbeiten sollen, werden wohl noch einige Jahre auf sich warten lassen. Design Guidelines liegen bis dato noch keine vor.

Tabelle 26 und Tabelle 27 geben eine Übersicht über die in der Literatur befindlichen Berstversuche und relevante technische Daten. Es wurde eine Unterscheidung zwischen isotropen (stählernen) und Faserverbundschwungrädern vorgenommen. Es muss angemerkt werden, dass die Anzahl an veröffentlichten Ergebnissen zu diesem Thema gering ist und daher keine statistisch signifikante Aussage zulässt.

**Tabelle 26: Schadensbilder von *Stahlschwungrädern* nach Over-Speed Tests.**

Bild	Organisation	Jahr	Beschreibung	Drehzahl	Spez. Energie	Ref.
	<i>Lockheed Martin Missiles Company</i>	1972	Stahlring mit 515 mm Durchmesser und 75 mm Wandstärke	22820 UpM	640 Wh	[175]
	<i>Lockheed Martin Missiles Company</i>	1972	Stahlring mit 12,7 mm Wandstärke und <i>Rotating Liner</i> aus GFK (178 mm stark)	16750 UpM	340 Wh	[175]
	<i>ETH Zürich</i>	1996	Stahlrohr in Beton	k. A.	k. A.	[147]
	<i>IME, TU Graz</i>	2008	Rechteckiges Stahlgehäuse mit 10 mm Wandstärke und Sperrholzauskleidung; Flywheel aus Keramik	8000 UpM	2,5 Wh	<i>IME</i>
	<i>Schenck Rotec / TU Graz</i>	2014	Mehrscheibenrotor (siehe Kapitel 7.5.1) und Stahlgehäuse aus 2 konzentrischen Ringen mit je 8 mm Wandstärke	45000 UpM	280 Wh	<i>IME</i>

**Tabelle 27: Schadensbilder von Schwungrädern aus *Faserverbundstoffen* nach Over-Speed Tests.**

Bild	Organisation	Jahr	Beschreibung	Drehzahl	Spez. Energie	Ref.
	<i>Lockheed Martin Missiles Company</i>	1972	Stahlring mit 515 mm Durchmesser und 75 mm Wandstärke	25000 UpM	k. A.	[62]
	<i>RicardoUK Ltd.</i>	2016	Gewobenes Berst-Flywheel für wiederholbare Berstversuche	90000 UpM	k. A.	[57]
	<i>ETH Zürich</i>	1996	Gewickelter Rotor aus Glasfaser-Rowings	k. A.	k. A.	[147]
	<i>Oak Ridge National Laboratory</i>	1980	Faserflywheel in Stahlgehäuse	k. A.	k. A.	[182]
	<i>Center for Electromechanics, University of Texas</i>		Kohlefaserflywheel in Berstring aus Aramidfaser	35200 UpM	280 Wh	[177]

### 8.3 Empirische Untersuchungen von Schutzgehäusen

Um die Eignung von Berstgehäusen speziell für stählerne Low-Cost-Rotoren zu untersuchen und Auslegungsvorschriften abzuleiten bzw. Simulationsmodelle zu verifizieren, wurde der in Abbildung 81 dargestellte Prüfstand am *Institut für Maschinenelemente* an der *TU Graz* im Rahmen dieser Arbeit entwickelt. Der Prozess umfasste mehrere Iterationsstufen und wurde von Studenten durch Bachelorarbeiten unterstützt.

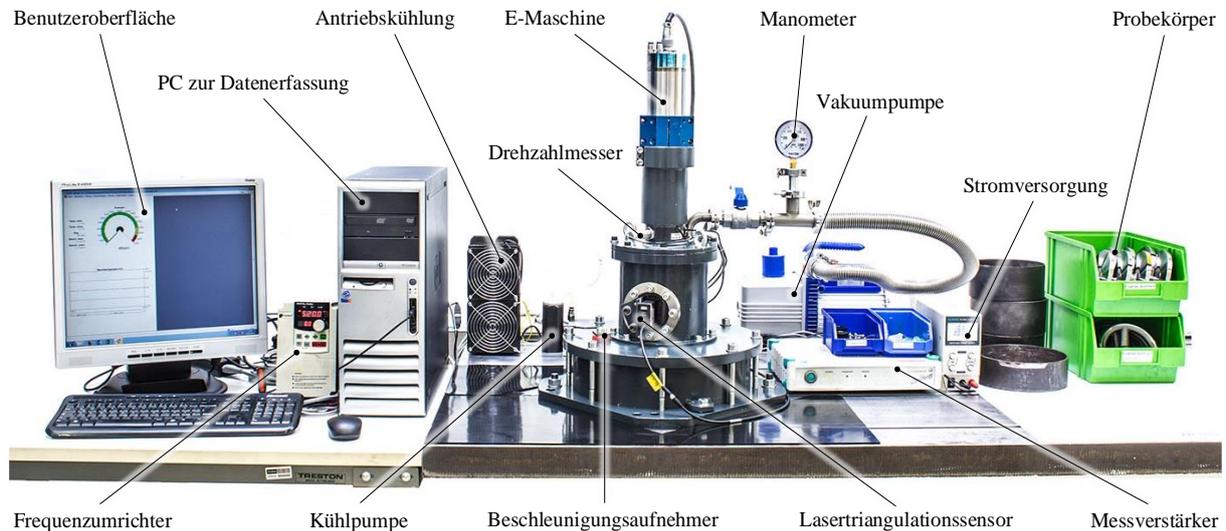


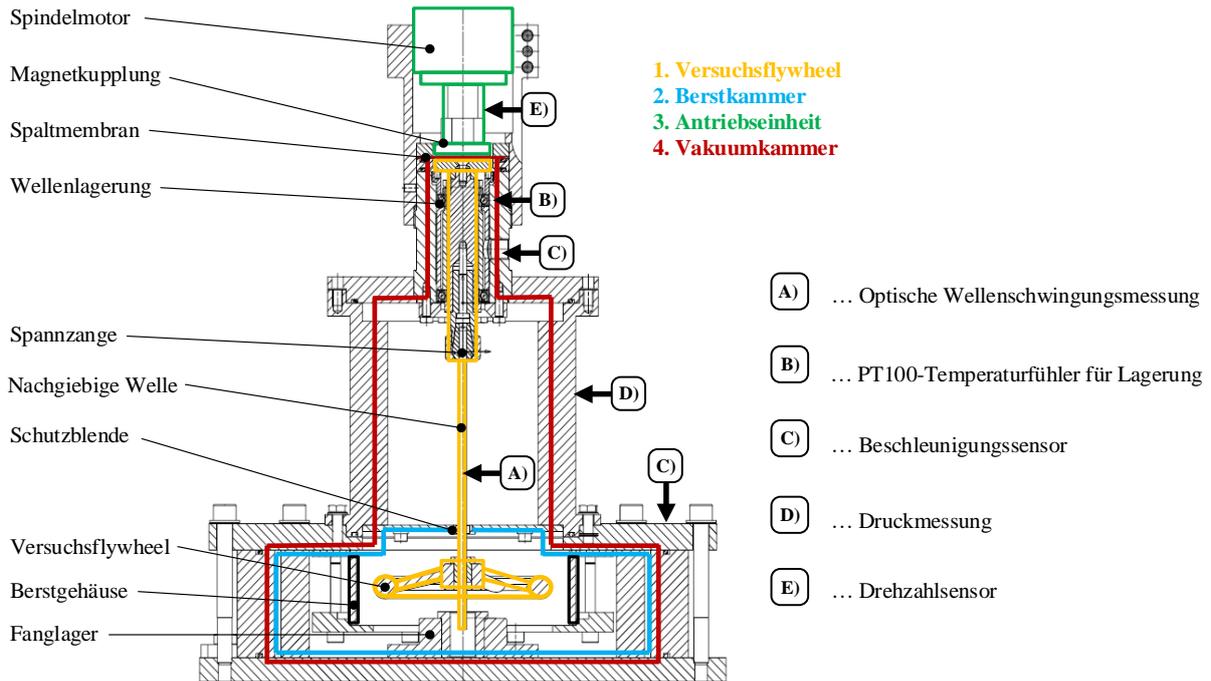
Abbildung 81: Sonderprüfstand zur Untersuchung von Berstgehäusen, TU Graz.

→ Das Ziel dieser empirischen Untersuchungen liegt in der *Ermittlung eines analytischen Zusammenhangs zwischen kinetischer Energie der Rotorbruchstücke und dem Energieaufnahmevermögen einer duktilen Gehäusestruktur*. Mit Hilfe dieses Formelwerks sowie optimierten Simulationsverfahren werden Schwungradgehäuse sicher - jedoch gewichtsoptimiert - ausgelegt werden können.

#### 8.3.1 Aufbau des Berstprüfstands

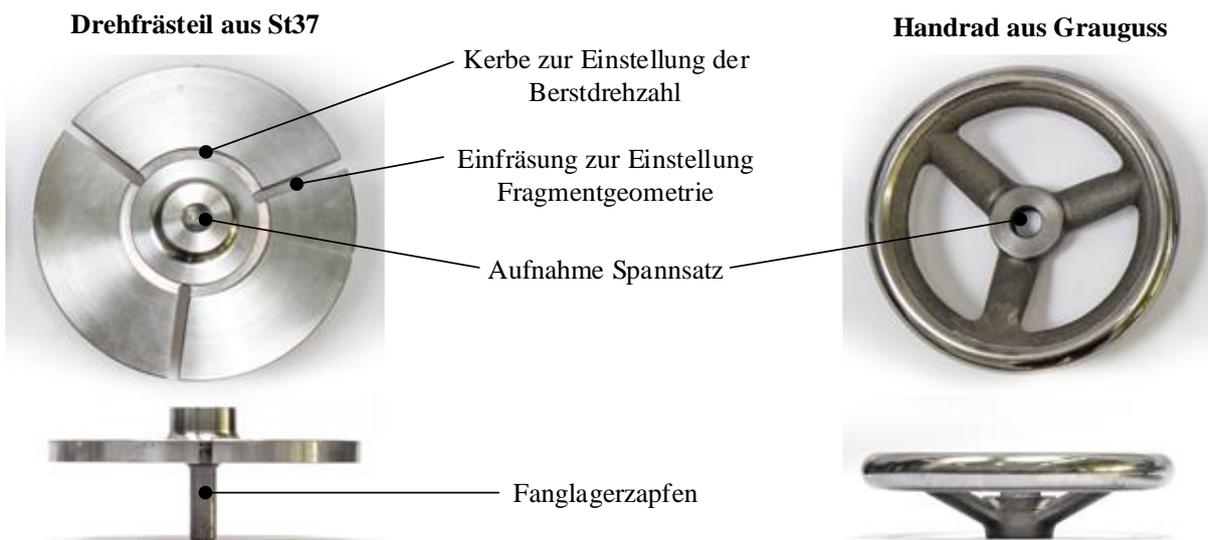
Der Prüfstand kann wie, in Abbildung 82 gezeigt, in 4 wesentliche Einheiten unterteilt werden.

1. **Versuchsflywheel (orange):** Das Versuchsschwungrad, welches im Zuge des Tests zerstört werden soll, ist mittels Spannsatz auf einer auskragend gelagerten, nachgiebigen Welle montiert. Einerseits können somit Resonanzfrequenzen und Unwuchteinflüsse geringgehalten werden, andererseits kann die Übertragung hoher Kraftspitzen während des Berstvorgangs auf die Spindellagerung vermieden werden. Die nachgiebige, 6 mm starke Welle wird durch eine Schutzblende in die Berstkammer geführt, um das Eintreten von Fragmenten hin zur Lagerung bzw. Messtechnik zu unterbinden.
2. **Berstkammer (blau):** in ihr befindet sich das zu prüfende Berstgehäuse. Die äußeren Wände der Berstkammer sind aus 25 mm starkem, massivem Stahl ausgeführt. Am Boden der Berstkammer ist ein Fang- bzw. Gleitlager befestigt, welches die nachgiebige Welle beim Durchfahren der Resonanz vor zu großen Auslenkungen und plastischer Verformung schützt.
3. **Antriebseinheit (grün):** Der Spindelmotor (Asynchronmaschine mit Frequenzumrichter der Firma *Mechatron*) liefert maximal 2,2 kW und 42.000 UpM. Das Drehmoment wird dabei mittels Magnetkupplung auf die nachgiebige Welle übertragen, wodurch es möglich ist, die Berstkammer hermetisch von der Umgebung zu trennen.
4. **Vakuummkammer (rot):** Das Evakuieren der Berstkammer ist aus zwei Gründen von Bedeutung: Erstens würden die aerodynamischen Strömungsverluste hohe Antriebsmomente bedingen, zweitens beeinflusst die viskose Dämpfung und Gasreibung die Ergebnisse der Berstversuche. Das Druckniveau kann mittels zweistufiger Drehschieberpumpe auf rund 0,5 mbar abgesenkt werden.



**Abbildung 82: Schematischer Aufbau des Berstprüfstands inklusive Messtechnik.**

Als Versuchsflywheels wurden ursprünglich Drehfrästeile vorgesehen, bei welchen durch spezielle Formgebung Berstdrehzahl sowie Geometrie der Bruchstücke relativ genau einstellbar war. Da die Fertigung jedoch nicht in einer Aufspannung erfolgen konnte, mussten hohe Kosten (~ 150 €/Stück) in Kauf genommen werden. Eine günstige Alternative bieten geeignete Großserienteile wie zum Beispiel Laufrollen oder Handräder aus Grauguss. Das spröde Bruchverhalten von Grauguss muss als weiterer Vorteil angesehen werden, da duktile Rotoren durch Plastifizieren bereits vor dem Bersten große Unwuchtkräfte hervorrufen oder sich gar von der Verdingung mit der nachgiebigen Welle lösen können bevor es zu einem fliehkraftbedingten Bruch kommt.



**Abbildung 83: Für die Gehäuseuntersuchungen herangezogene Versuchsflywheels mit 160 mm Durchmesser.**

### 8.3.2 Methode und Versuchsablauf

Der eigentliche Berstversuch, das heißt das Hochbeschleunigen des Versuchsschwungrades bis zum Bersten aufgrund von Fliehkraftspannungen dauert nur etwa 15 Sekunden, abhängig von Fanglagerkontakt bei Resonanzdurchfahrt und Trägheitsmoment des Flywheels. Während des Hochfahrvorganges werden Drehzahl, Lagerbeschleunigungen und Wellenschwingung überwacht und aufgezeichnet. Weitgehend zeitaufwändiger gestaltet sich die Versuchsauswertung, welche sich aus folgenden Schritten zusammensetzt:

#### 1. Dokumentation und Rekonstruktion

Nach der Insitu-Fotodokumentation wurden die Rotorfragmente zusammengesetzt und die Einschlagstellen am Berstgehäuse den einzelnen Bruchstücken zugewiesen. Durch genaue Analyse der Schleifspuren an Rotor und Gehäuse sowie durch Zuhilfenahme von Farbmarkierungen kann nicht nur der Erstbruch festgestellt werden, sondern auch bestimmt werden, ob der Rotor durch Fliehkraftspannungen oder beim Einschlag weiter zerbrach.

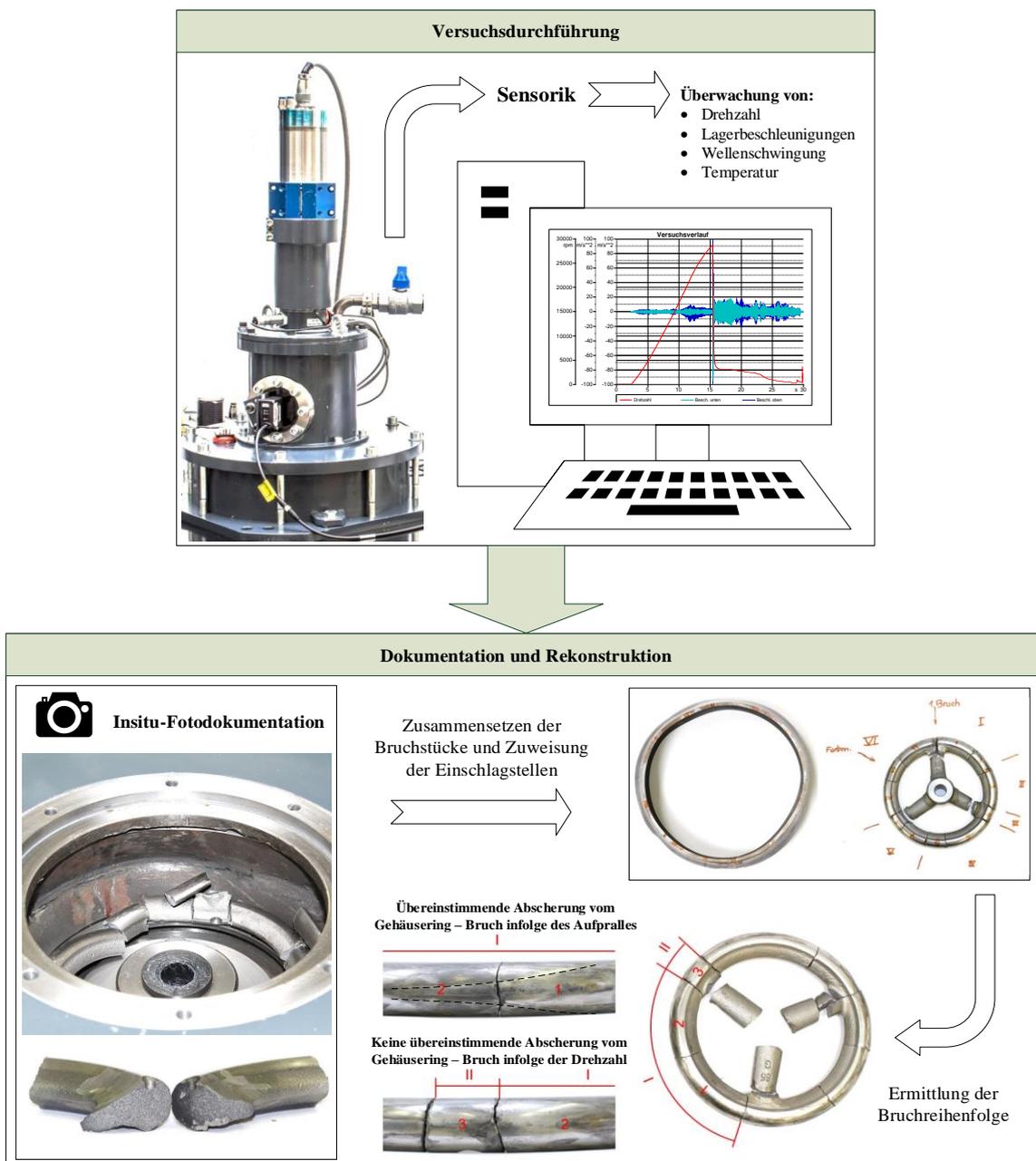


Abbildung 84: Schritt 1 im Berstversuch – Dokumentation und Rekonstruktion.

## 2. Vermessung des Berstgehäuses

Die plastische Formänderungsarbeit, welche in das Berstgehäuse eingebracht wurde, ist ein Maß für das Energieaufnahmevermögen. Wurde der Gehäuse ring durchschlagen, so kann nicht mehr auf die Energieaufnahme rückgeschlossen werden, da ein Teil der kinetischen Energie der Rotorfragmente durch Aufprall in der Berstkammer vernichtet wurde. Die plastische Formänderungsarbeit wird näherungsweise durch Gegenüberstellung der Berstgehäusegeometrie *vor* und *nach* dem Einschlag bestimmt. Hierfür wird der Umfang des Berstringes an mehreren Höhen gemessen und durch ein Polynom 4. Ordnung beschrieben.

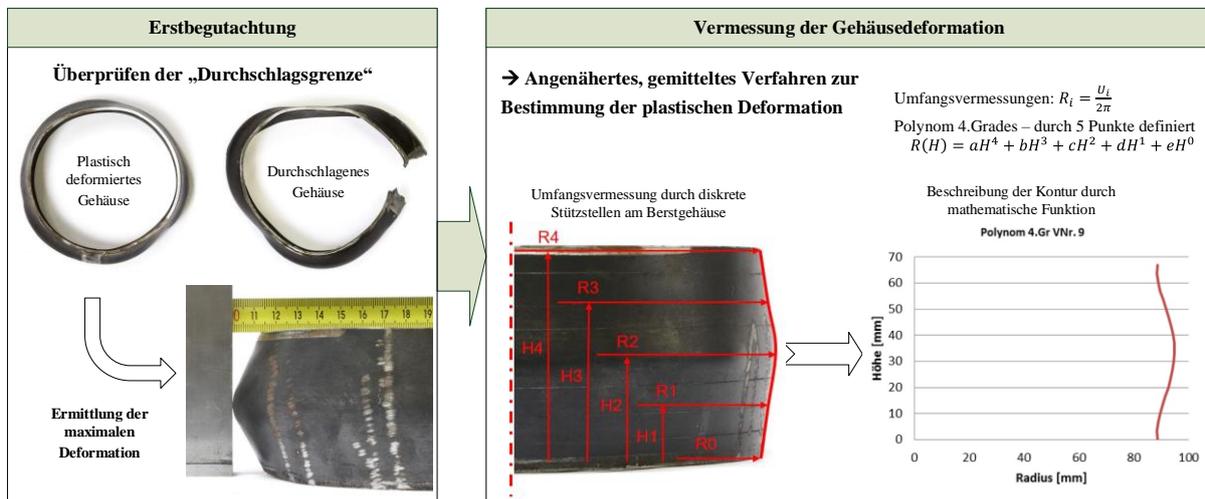


Abbildung 85: Schritt 2 im Berstversuch – Begutachtung und Vermessung der Gehäusedeformation.

## 3. Rechnerische Auswertung

Ziel ist, wie bereits erwähnt, die Ermittlung eines *Zusammenhangs zwischen kinetischer Energie der Rotorbruchstücke und Energieaufnahmevermögen der Berstgehäuse*. In diesem Zusammenhang ist es essentiell, die rotatorischen und translatorischen Anteile der Bruchstückkinematik zu bestimmen (📖 → vergleiche Anhang, Kapitel VI D ab Seite 26).

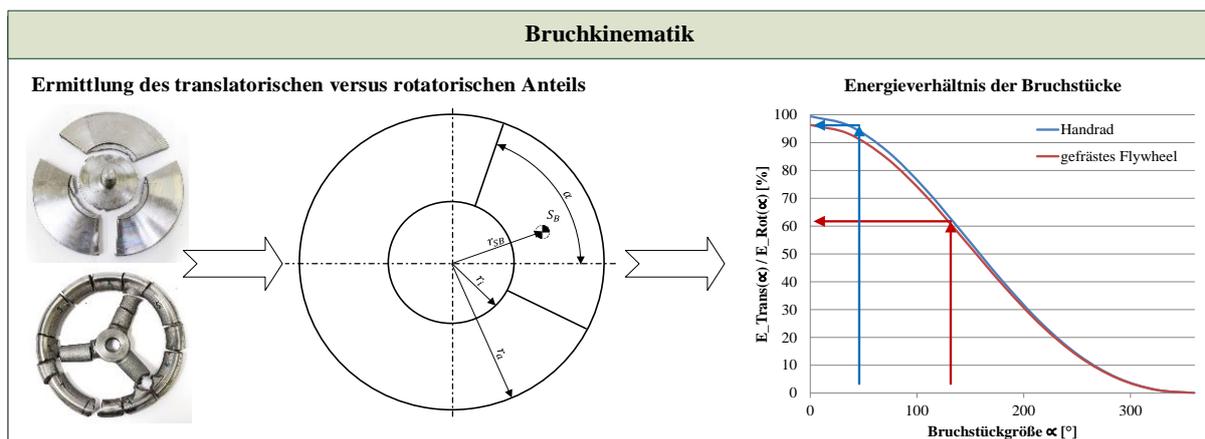


Abbildung 86: Schritt 3a im Berstversuch – Ermittlung der Bruchstück-Geometrie und Energie.

Die Vergrößerung der Gehäuseoberfläche durch plastische Deformation wird in erster Instanz durch Aufsummieren mehrerer Kegelstumpfmantelflächen angenähert. Durch Gegenüberstellen mit der ursprünglichen Zylinderoberfläche kann die Dehnung ( $\epsilon$ ) bestimmt werden. Liegt ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm des Gehäusewerkstoffes vor, so kann die Formänderungsarbeit als Fläche unter der  $\sigma\epsilon$ -Kurve ermittelt werden. Es muss jedoch angemerkt werden, dass Spannungs-Dehnungs-Diagramme

normalerweise durch einen quasistatischen Zugversuch ermittelt werden und dynamische Effekte des ballistischen Impacts vernachlässigt werden.

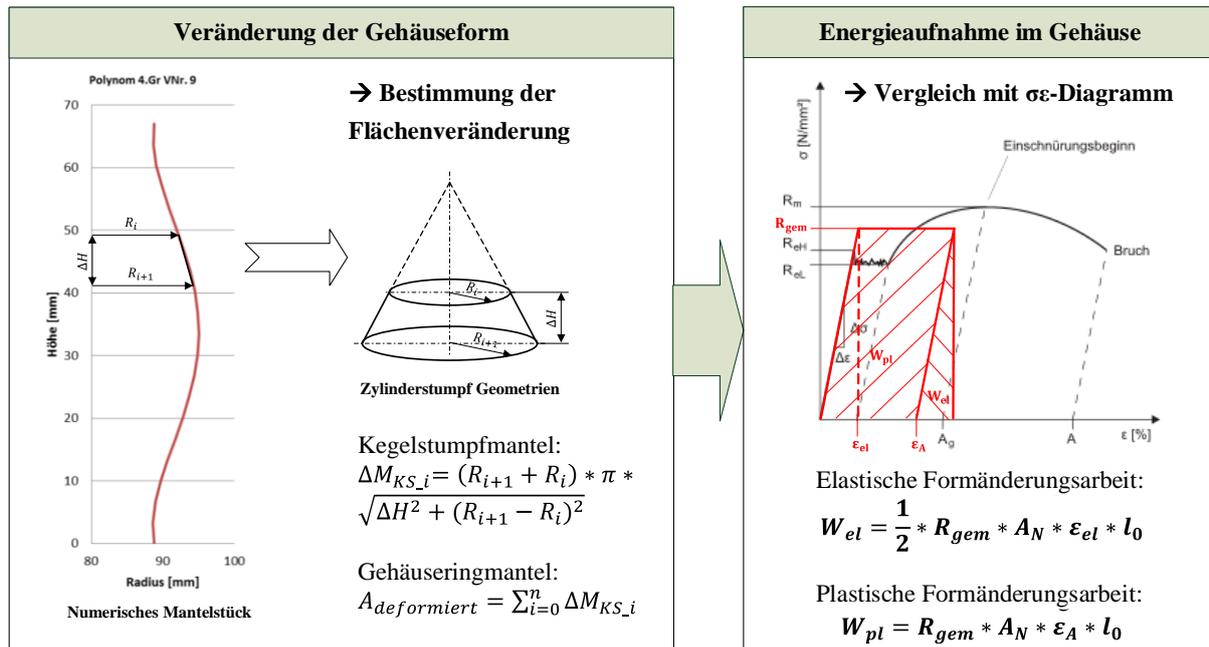


Abbildung 87: Schritt 3b im Berstversuch – Ermittlung der Formänderungsarbeit im Gehäuse

### 8.3.3 Zusammenfassung bisheriger Ergebnisse

Die soeben genannten Methoden, besonders Punkt 3 die rechnerische Auswertung weisen starke Vereinfachungen auf. Folgende Aspekte wurden in der Energiebilanz bis dato nicht berücksichtigt:

- *Elastische* Verformung von Rotor und Gehäuse
- Erwärmung des Systems durch Reibung
- Verdrehen / Verrutschen des Berstrings in der Einspannung
- Dynamische Effekte schneller Formänderung (*Johnson-Cook Materialmodell*)

→ Nichts desto trotz war es durch diesen einfachen Versuchsaufbau bereits möglich, eine Plausibilitätsprüfung der Energiebilanz von Rotorfragmenten und Energieaufnahme des Gehäuses durchzuführen und eine gute Wiederholgenauigkeit zu erreichen.

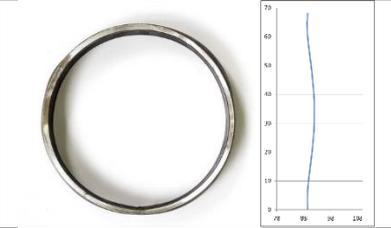
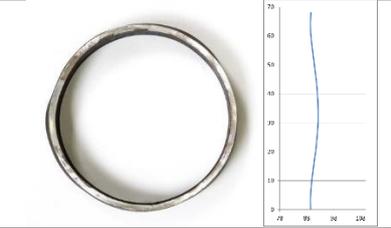
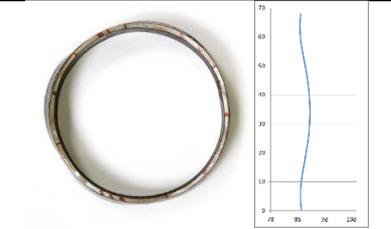
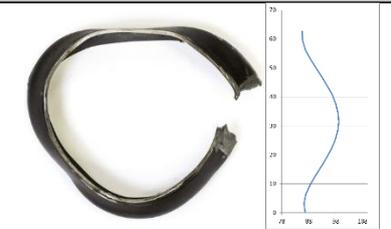
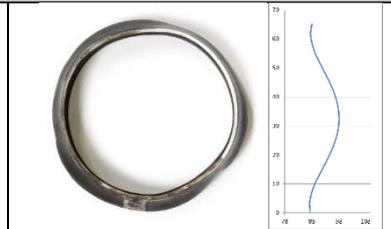
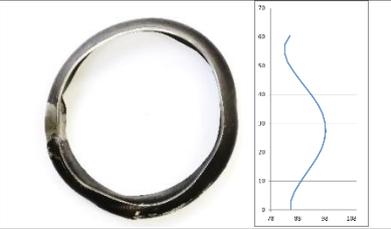
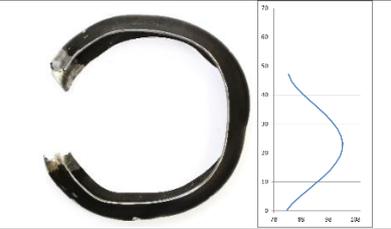
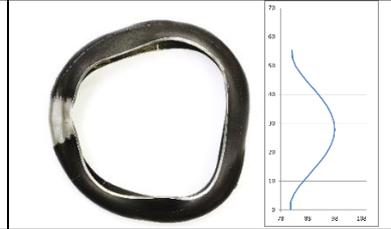
Tabelle 28 fasst einige ausgewählte Berstversuche von Gehäuseringen mit 3 bis 6 mm Wandstärke zusammen. Die aktuellen Energiebilanzen ergeben, dass rund 20 bis 30 % der translatorischen Rotorfragmentenergie in Formänderungsarbeit des Gehäuses umgesetzt werden.

### 8.3.4 Nächste Schritte im Bereich der Gehäuseuntersuchung

Zukünftige Arbeiten widmen sich unter anderem der Vermeidung der unter 8.3.3 genannten Vereinfachungen und können wie folgt zusammengefasst werden:

- Konstruktive Veränderung des Prüfstandes erlaubt eine formschlüssige Einspannung der Berstringe, wodurch Verrutschen des Versuchsträgers und eine Verfälschung der Energiebilanz unterbunden wird
- Vermessung der geometrischen Veränderung des Gehäuses durch 3D-Laserscan für höhere Genauigkeit
- Messung der lokalen Erwärmung des Riges mittels Pyrometer und Berücksichtigung in der Energiebilanz

**Tabelle 28: Zusammenfassung einiger Berstversuche von 6 bis 3 mm Wandstärke.**

<b>Wandstärke 6 mm:</b>		
		
E_Flywheel_trans = <b>5839 J</b> #4 Berstdrehzahl = <b>22630 UpM</b> W_Formänderung = <b>956 J</b> 16,4%	E_Flywheel_trans = <b>6080 J</b> #6 Berstdrehzahl = <b>24460 UpM</b> W_Formänderung = <b>1055 J</b> 17,4%	E_Flywheel_trans = <b>7758 J</b> #11 Berstdrehzahl = <b>28638 UpM</b> W_Formänderung = <b>1943 J</b> 25,1%
<b>Wandstärke 5 mm:</b>		
		
E_Flywheel_trans = <b>5446 J</b> #3 Berstdrehzahl = <b>22338 UpM</b> W_Formänderung = <b>1012 J</b> 18,6%	E_Flywheel_trans = <b>7824 J</b> #12 Berstdrehzahl = <b>28761 UpM</b> W_Formänderung = <b>2308 J</b> 29,5%	E_Flywheel_trans = <b>10047 J</b> #5 Berstdrehzahl = <b>29431 UpM</b> W_Formänderung = <b>2598 J</b> 25,9%
<b>Wandstärke 4 mm:</b>		
		
E_Flywheel_trans = <b>6946 J</b> #7 Berstdrehzahl = <b>24811 UpM</b> W_Formänderung = <b>2069 J</b> 29,8%	E_Flywheel_trans = <b>7763 J</b> #13 Berstdrehzahl = <b>28615 UpM</b> W_Formänderung = <b>2432 J</b> 31,3%	E_Flywheel_trans = <b>9799 J</b> #8 Berstdrehzahl = <b>28210 UpM</b> W_Formänderung = <b>2699 J</b> 27,5%
<b>Wandstärke 3 mm:</b>		
		
E_Flywheel_trans = <b>9104 J</b> #14 Berstdrehzahl = <b>26479 UpM</b> W_Formänderung = <b>2229 J</b> 24,5%	E_Flywheel_trans = <b>10554 J</b> #16 Berstdrehzahl = <b>28644 UpM</b> W_Formänderung = <b>148 J</b> 31,4%	E_Flywheel_trans = <b>11944 J</b> #15 Berstdrehzahl = <b>30739 UpM</b> W_Formänderung = <b>532 J</b> 34,5%

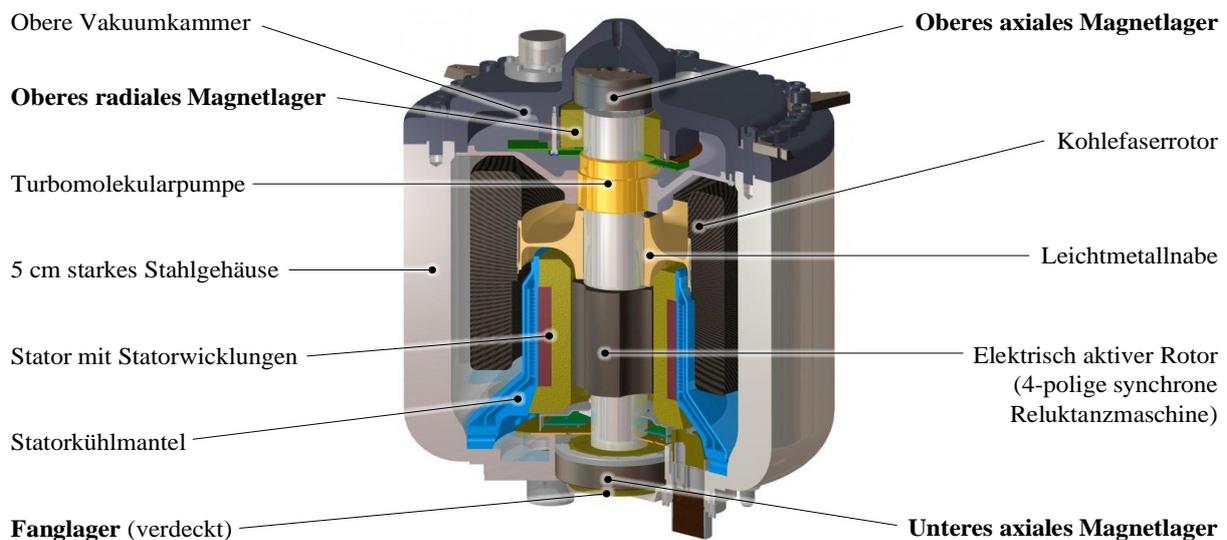
## 9 Lagerung

### 9.1 Analyse bestehender Systeme und Stand der Technik

Im Bereich der Schwungradspeicher haben sich bis jetzt lediglich zwei Lagerkonzepte durchgesetzt:

1. **Wälzlager**, wobei hier üblicherweise Spindellager der „High Precision Serie“ zum Einsatz kommen.
2. **Aktive Magnetlager**, meist sogenannte HTS (*High Temperature Superconducting*) *Magnetic Bearings*.

Alternative Konzepte wie Gleitlager oder aerostatische Lager werden aufgrund der in 9.2 genannten Anforderungen nicht eingesetzt.



**Abbildung 88: Aufbau und Lagerung eines stationären Schwungradspeichers. (Rendering: © 2016 PowerTHRU — A Subsidiary of Phillips Service Industries, Inc.)**

Viele der stationären Schwungradspeicher verwenden aktive Magnetlager, nicht nur wegen des geringen Verlustmoments, sondern in erster Linie wegen der Verschleiß- und Wartungsfreiheit des Systems; eine Eigenschaft, die besonders bei Dauerbetrieb eine zentrale Rolle spielt. Nichts desto trotz benötigen magnetgelagerte Rotoren ein zusätzliches Paar konventioneller Lager, die als *Fanglager* fungieren. Drei Szenarien können ein Eingreifen der Fanglager erforderlich machen:

1. Ein beabsichtigtes Abschalten des Systems
2. Ausfall der Stromversorgung der Magnetlager oder Störung der Steuerung
3. Überschreiten der maximal zulässigen Magnetlagerkraft.

In Fall 2. und 3. besteht die Möglichkeit, dass der Rotor bei maximaler Drehzahl in das Fanglager gerät, wodurch es zu *forward* und *backward whirl* (einem hochenergetischen Umherwirbeln des Rotors im Fanglager) kommen kann [183]. Aufgrund der gespeicherten Energie können Rotor und Fanglager in diesem Fall erheblichen Schaden nehmen. Um dies zu vermeiden, müssen Magnetlager eingesetzt werden, welche sämtliche zu erwartende Lagerlasten abdecken, was besonders bei mobilen Anwendungen in eine Erhöhung von Bauraum und Kosten mündet.

**→ Aufgrund dieser Argumente werden im Folgenden ausschließlich Wälzlager für FESS-Anwendungen genauer besprochen!**

## 9.2 Anforderungen abgeleitet aus der *Supersystem-Analyse*

Kaum ein Maschinenelement vereint so viele Funktionen und beeinflusst die Eigenschaften des Gesamtsystems „Flywheel“ so vehement wie die Lagerung. Drei Eigenschaften müssen an dieser Stelle besonders hervorgehoben werden:

1. **Lebensdauer:** Der theoretische Vorteil, dass FESS grundsätzlich wesentlich höhere Zyklenzahlen als chemische Speicher erreichen können, steht und fällt mit der Wahl und Auslegung der Lagerung.
2. **Reibung:** Die „Achillesferse“ der FESS, die hohe Selbstentladung, ist primär auf die Verlustreibung in den Lagerstellen zurückzuführen.
3. **Kosten:** Um die beiden oben genannten Eigenschaften, die Zyklenzahlen und die Selbstentladung signifikant zu verbessern, bieten sich auf den ersten Blick aktive Magnetlager an. Aber auch diese sind keinesfalls verlustfrei und bringen einen erheblichen konstruktiven und finanziellen Aufwand mit sich, der als kritisches Hemmnis für die serienreife Markteinführung von FESS angesehen werden muss.

Selbstverständlich sind es etliche weitere Aspekte, welche bei der Konstruktion der Lagerung eines Schwungradspeichers beachtet werden müssen. Die 8 wichtigsten davon sind als Piktogramme in Abbildung 89 dargestellt.

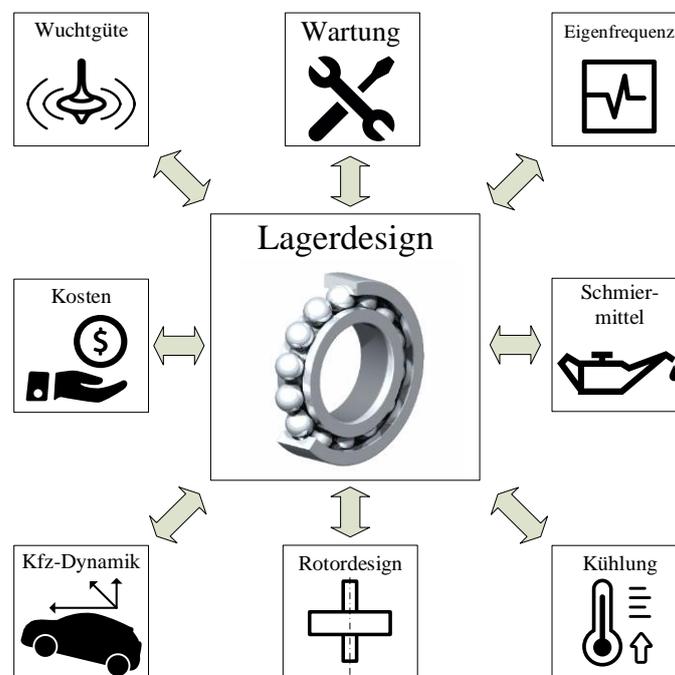


Abbildung 89: Die 8 Paradigmen des Lagerdesigns bei Schwungradspeichern.

### 9.2.1 Ermittlung der Lagerlasten

Unabhängig davon, ob es sich um Magnet- oder Wälzlager handelt, stellt die Berechnung der Lagerreaktionen bei Schwungradspeichern eine besondere Herausforderung dar. Es ist offensichtlich, dass es keine Wälzlagerauslegung ohne durchdachte Analyse oder zumindest Betrachtung des *Supersystems* geben kann, da Drehzahlkollektiv und äußere Belastungen die Berechnung und in weiterer Folge die Lebensdauer erheblich beeinflussen.

→ Das Drehzahlkollektiv (proportional zum *State of Charge* des Speichers) hängt jedoch von der energetischen Betriebsstrategie bzw. vom Einsatz des Fahrzeuges und dem Fahrerwunsch ab. Die Vorhersagbarkeit des Lastkollektivs beim Pkw ist, wie bereits erwähnt, ein schwieriges Unterfangen und lässt sich deutlich besser bei Nutzfahrzeugen ermitteln.

Die auf das Lager wirkenden Kräfte können in zwei Gruppen unterteilt werden:

1. **Durch Fahrdynamik hervorgerufene Kräfte (*Supersystem*)**
  - a. Linearbeschleunigungen durch Bremsen und Verzögern
  - b. Winkelbeschleunigungen durch Nicken, Gieren, Wanken
  - c. Gyroskopische Reaktionen durch Nicken, Gieren, Wanken
2. **Vom Flywheel ausgehende Kräfte (*Subsystem*)**
  - a. Unwuchtkräfte aufgrund von Fertigungstoleranzen

Die Quantifizierung oder größenordnungsmäßige Reihung dieser Kräfte lässt sich nicht allgemeingültig formulieren. Dies liegt besonders daran, dass die erreichbare Wuchtgüte von einer Vielzahl konstruktiver Parameter des Rotordesigns (vergleiche Kapitel 7) abhängt. Für einen repräsentativen Fall (*CMO*-Rotor mit 11 kg Masse, Wuchtgüteklasse  $G=2,5$  und max. 60.000 UpM) wurde jedoch eine Reihung vorgenommen, vorgenommen, die in Abbildung 90 dargestellt ist. Die Fahrdynamik wurde durch reale Messungen im urbanen und ruralen Gebiet rund um die Universitätsstadt Graz in Österreich vorgenommen. Genauere Informationen diesbezüglich sind 9.5.2.1 zu entnehmen.

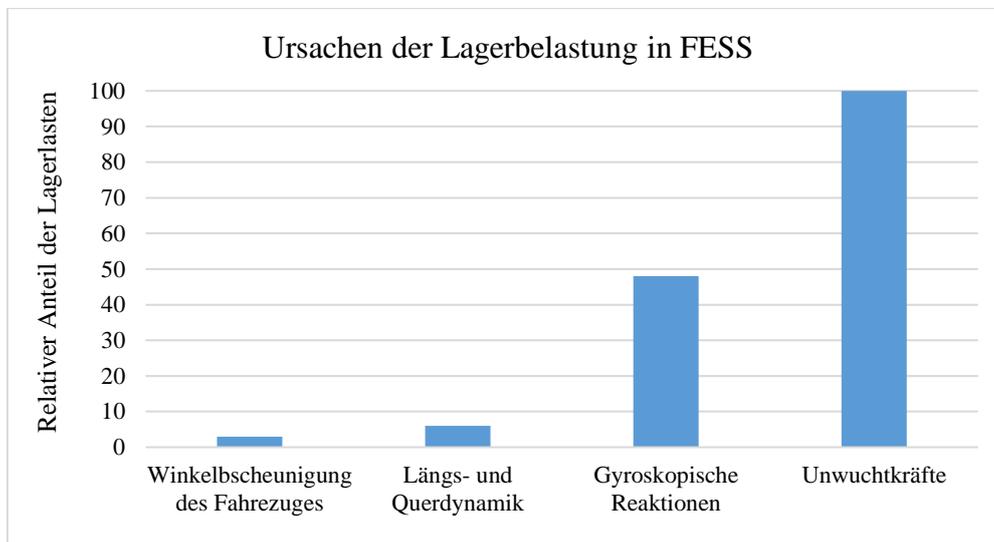


Abbildung 90: Repräsentative, relative Anteile der Lagerlasten eines FESS im Fahrzeug.

Der Grund für die offensichtliche Dominanz der Unwuchtkräfte ist die Tatsache, dass diese den größten Zeitanteil während des Betriebs des FESS aufweisen; sie treten ständig auf, sobald sich das Schwungrad dreht, während alle anderen Lastkomponenten nur dann auftreten, wenn das Fahrzeug eine signifikante Auslenkung erfährt. Die höchsten *absoluten* Lagerlasten werden jedoch durch gyroskopische Reaktionen bzw. die Dynamik des Fahrzeuges hervorgerufen. Nach den aktuellen Theorien der Zeitfestigkeitsrechnung können diese kurzfristig auftretenden Lasten Vorschädigungen hervorrufen, welche die Lebensdauer signifikant reduzieren. Aus diesem Grund ist eine Vorabschätzung der gyroskopischen Lagerlasten unerlässlich und im folgenden Abschnitt genauer erläutert.

Es lässt sich zusammenfassen, dass folgende Belastungsarten die Lagerlebensdauer von Schwungradspeichern definieren und daher so gering wie möglich gehalten werden müssen:

1. **Gyroskopische Reaktionskräfte**
2. **Unwuchtkräfte**

Es folgt eine detaillierte Betrachtung dieser beiden Arten von Lagerlasten in Kapitel 9.3.

## 9.3 Gyroskopische Reaktionskräfte in Schwungradspeichern

Inhalte dieses Kapitels wurden bereits vom Autor unter [184] in englischer Sprache publiziert.

### 9.3.1 Das *Supersystem* der Lagerung – Analyse der Umgebungsparameter

Um eine Lagerung zu konstruieren, die allen bisher ermittelten Anforderungen gerecht wird, muss auf Basis der *Supersystem-Analyse* ein Lastenheft erstellt werden. Aber nicht nur die energetischen Eigenschaften des FESS, welche das Drehzahlspektrum und dessen Summenhäufigkeit definieren, sondern auch gyroskopische Reaktionen, welche aufgrund der Fahrdynamik auftreten, müssen beachtet werden. (Vergleiche Punkt 9.5.2.1). Abbildung 91 zeigt ein Hybridfahrzeug mit Schwungradspeicher und dessen Freiheitsgrade der Bewegung.

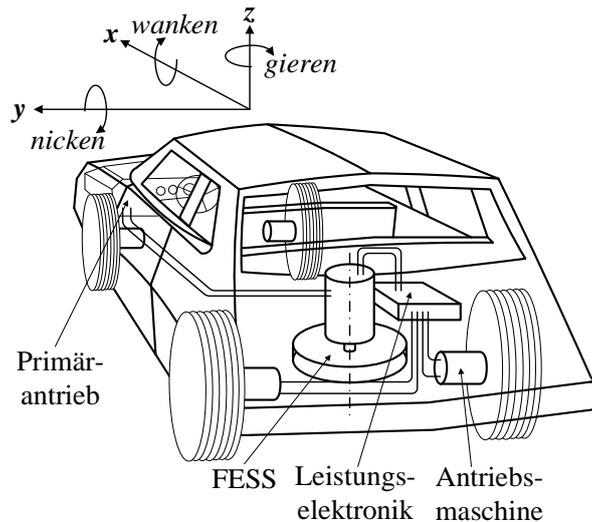


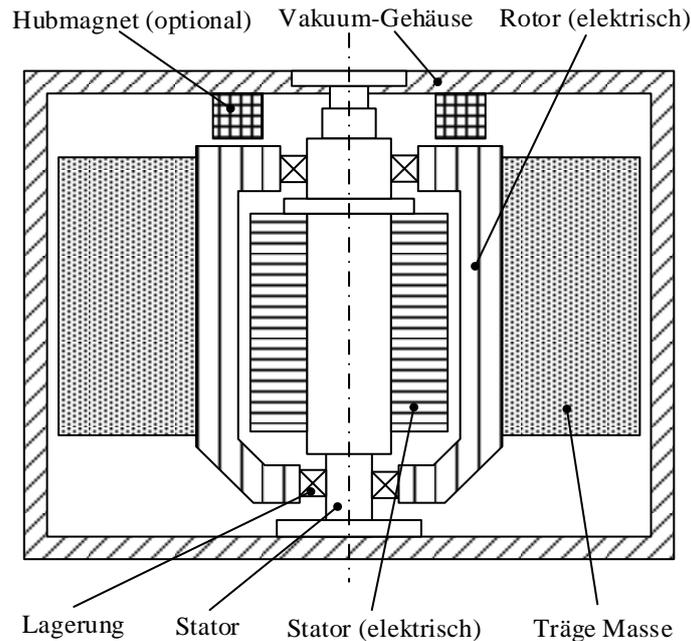
Abbildung 91: Koordinatensystem und Bewegungsrichtungen eines Fahrzeuges mit Schwungradspeicher.

### 9.3.2 Einfluss FESS-spezifischer Betriebsbedingungen auf die Lagerung

Die speziellen Betriebsbedingungen eines mobilen Schwungradspeichersystems haben, wie bereits mehrfach angedeutet, einen entscheidenden Einfluss auf die Auslegung der Wälzlagerung. Die wichtigsten spezifischen Charakteristika und ihre Implikationen auf die Lagerauslegung sind:

- **Vakuum:** Die Lager müssen in einer hermetisch geschlossenen Vakuumkammer laufen, was den Wärmetransport sowie die Schmiermittelversorgung beeinflusst.
- **Fahrzeugdynamik:** Das ganze FESS ist Winkel- und Linearbeschleunigungen ausgesetzt, wodurch direkte Massenkräfte sowie gyroskopische Reaktionen auf die Lager wirken.
- **Extrem hohe Winkelgeschwindigkeiten:** Wie in Abschnitt 7.1 dargestellt, führt der einzige Weg hohe spezifische Energien zu erreichen über eine Drehzahlerhöhung. (Drehzahlen von 20.000 bis 80.000 UpM, bzw. Umfangsgeschwindigkeiten jenseits der 500 m/s sind übliche Werte für FESS.)
- **Einschränkungen bezüglich Platzangebot und Maximalgewicht:** Im Sinne des generellen Leichtbautrends des Automobilssektors und um hohe (gravimetrische) Energiedichten zu erreichen, muss das Gewicht des FESS geringgehalten werden. Eine Anforderung, die gegen den Einsatz aktiver Magnetlager spricht.

Abbildung 92 zeigt die Topologie eines Schwungradspeichers für ein Nutzfahrzeug, welche zu Beginn eines Forschungsprojektes am *IME* vorgeschlagen wurde. Der optionale Hubmagnet hat die Aufgabe die Gewichtskraft des Rotors und somit die Axiallast des Lagers zu reduzieren.



**Abbildung 92: Aufbau eines FESS für ein Nutzfahrzeug – Außenläufer, vollintegrierte Bauweise.**

Bei der genaueren Untersuchung der vorgeschlagenen Topologie, welche auch eine Simulation des thermischen Verhaltens beinhaltet, wurden folgende Effekte betreffend die Lagerung festgestellt:

1. Aufgrund des Alterns des Matrixwerkstoffes der Kohlefaserrotors [185] ist es fraglich, ob eine entsprechend hohe Wuchtgüte über die geplante Lebensdauer eingehalten werden kann. (📖 --> Vergleiche Anhang, Kapitel II B ab Seite 6). Die auftretenden Unwuchtkräfte müssen bei der Lagerauslegung beachtet werden.
2. Die Kohlefaserbandage verhält sich wie ein thermischer Isolator (vergleiche Abbildung 46 auf Seite 67) und schränkt das Abstrahlen und Ableiten der Verlustwärme des elektrischen Rotors erheblich ein. Folglich spielt die Wärmeleitung der Wälzlager eine entscheidende Rolle, wodurch im konkreten Fall eine detaillierte, thermische Analyse vonnöten ist [168].

## 9.4 Komplexität und Bedeutung der FESS-Lagerauslegung

Wie Abbildung 93 zeigt, können sogar kleine Veränderungen des Lastkollektivs erhebliche Auswirkungen auf die Wälzlagerlebensdauer haben. Das Diagramm beschreibt den berechneten Faktor der Lebensdauererhöhung bei Einsatz eines aktiven Magnetlagers parallel zum Wälzlager, um die Lagerkräfte zu reduzieren. Die theoretischen Vorteile dieser (in Abbildung 94 dargestellten Anordnung) wurden zwar unter anderem vom Autor dieser Arbeit in [186] veröffentlicht, aufgrund der hohen Kosten kam es bis jetzt jedoch zu keiner praktischen Umsetzung.

Die Lagerlebensdauerabschätzung beruht auf Fahrzeugmessdaten im normalen Fahrbetrieb (vergleiche Abschnitt 9.5.2), außergewöhnliche Ereignisse wie Missbrauchstests wurden vorerst nicht betrachtet, da die Häufigkeit ihres Auftretens schwer abzuschätzen ist. Abbildung 93 zeigt auch, dass ein langer Radstand die Lagerlasten des FESS reduziert. Längere Fahrzeuge haben aufgrund der Geometrie geringere Nickraten und werden generell weniger „sportlich“ betrieben. Kürzere und leichtere Fahrzeuge, wie Sportwagen, würden also noch stärkere Entlastungsmagnetlager benötigen, um auf dieselbe Wälzlagerlebensdauer zu gelangen wie schwere Nutzfahrzeuge. Das bedeutet, dass die Lagerlasten *fahrzeugabhängig* ermittelt werden müssen, um eine hinreichend genaue Abschätzung der Lebensdauer und Serviceintervalle durchführen zu können. Die Berechnungen wurden entsprechend der *modifizierten Lagerlebensdauerrechnung nach FAG* durchgeführt, was einer Standardprozedur im Maschinenbau entspricht.

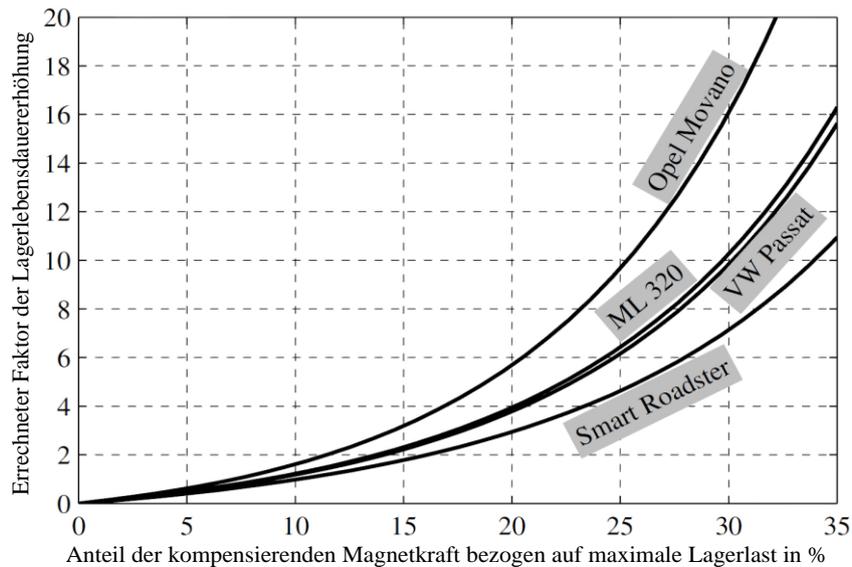


Abbildung 93: Lebensdauererhöhung eines Wälzlagers durch Kraftreduktion mittels parallelem Magnetlager [186].

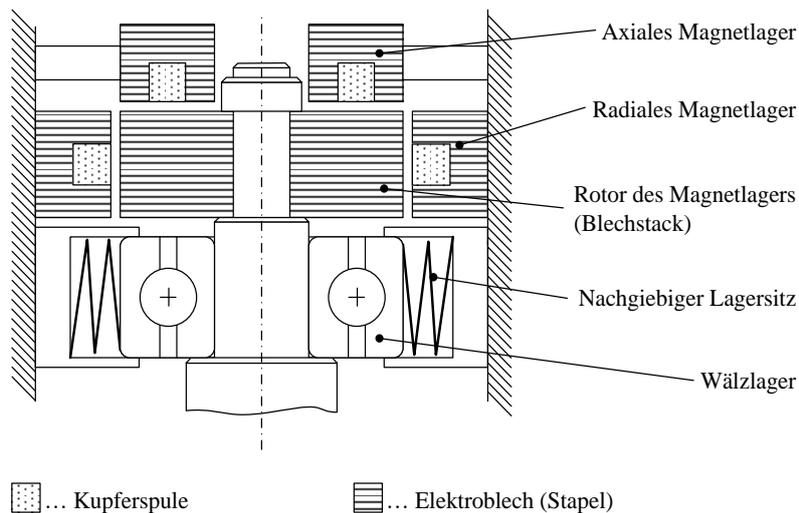


Abbildung 94: Prinzipskizze eines Wälzlagers mit nachgiebigem Sitz und parallelem, aktivem Magnetlager.

→ Die Langlebigkeit der Lagerung bzw. das Erreichen ausgedehnter Serviceintervalle spielt besonders im wichtigen Segment der Nutzfahrzeuge eine entscheidende Rolle. Eine hohe Kundenzufriedenheit aufgrund hoher Zuverlässigkeit des FESS ist der Schlüssel zum Markterfolg und erfordert eine eingehende Analyse der hochgradig nichtintuitiven gyroskopischen Reaktionen der drehenden Schwungmasse.

## 9.5 Bestimmung gyroskopischer Lagerlasten

Die Hauptanteile der Lagerlasten in einem Schwungradspeicher für Automobilanwendungen stellen die *gyroskopischen Reaktionskräfte*, die *Massenkräfte* aufgrund der *Linear- bzw. Winkelbeschleunigung* und die *Unwuchtkräfte* des Rotors dar. Obwohl letztere die Lagerlebensdauer in manchen Fällen stark reduzieren, soll in diesem Abschnitt nicht darauf eingegangen werden, da Rotorbauart und Wuchtmöglichkeiten erst in Kapitel 9.6 diskutiert werden.

### 9.5.1 Schritt 1: Analytische Abschätzung

Wie bereits erwähnt ist die Kinematik eines gefesselten Kreisels (welcher ja nichts anderes ist als ein Flywheel) komplex und hochgradig nichtintuitiv. Ein tiefgehendes Verständnis der Kreiselkinematik ist erforderlich, um eine geeignete Anbindung des FESS an das Fahrzeug sowie eine passende Lagerung auszulegen. Die *Eulerschen Gleichungen der Kreiseltheorie* beschreiben das Verhalten eines *freien Kreisels* (vergleiche Abbildung 95) und können herangezogen werden, um einerseits eine erste Abschätzung der gyroskopischen Lagerlasten vorzunehmen und andererseits wesentliche physikalische Einflussgrößen zu identifizieren. Eine detaillierte Beschreibung der Physik des Kreisels im Allgemeinen und der *Eulerschen Gleichungen* im Speziellen ist in [187] zu finden. An dieser Stelle sollen nur die wesentlichen, für die FESS Lagerauslegung essentiellen Erkenntnisse zusammengefasst werden.

Tabelle 29 beschreibt die relevanten Rotationsachsen, basierend auf der Definition von Abbildung 91.

**Tabelle 29: Beschreibung der Variablen der Fahrzeug- und Kreiselbewegung in Abbildung 91.**

Bezeichnung	Beschreibung
$\alpha$	Rotation um die X-Achse ( <i>Wanken</i> )
$\beta$	Rotation um die Y-Achse ( <i>Nicken</i> )
$\gamma$	Rotation um die Z-Achse ( <i>Gieren</i> )
$\gamma_k$	Winkel um die Rotationsachse des FESS

Obwohl das Schwungrad die Orientierung seiner ursprünglichen Rotationsachse beibehalten möchte, veranlassen äußere Kräfte und Momente eine Veränderung derselben. Daraus folgt, dass die gyroskopischen Reaktionen sich in Form von Stützkraften, das heißt Lagerreaktionen manifestieren und konstruktiv berücksichtigt werden müssen.

Die für die Lagerauslegung relevante Größe ist das *gyroskopische Moment*  $\vec{M}_k$ , welches als die zeitliche Ableitung des *Drehimpulses*  $\vec{H}$  angesehen werden kann (vergleiche Abbildung 95):

$$\vec{M}_k = \frac{d}{dt} \vec{H} + \vec{\omega} \times \vec{H} \quad (33)$$

Der Drehimpuls ist das Produkt des *Trägheitsmoments*  $I_i$  des Kreisels bzw. Schwungrades und dessen *Winkelgeschwindigkeit*  $\vec{\omega}$ :

$$\vec{H} = \begin{pmatrix} I_1 * \omega_1 \\ I_2 * \omega_2 \\ I_3 * \omega_3 \end{pmatrix} \quad (34)$$

Die Winkelgeschwindigkeit kann – nach Transformation in ein ortsfestes Koordinatensystem – wiederum wie folgt beschrieben werden:

$$\vec{\omega} = \begin{pmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{\alpha} * \cos(\beta) * \cos(\gamma + \gamma_k) + \dot{\beta} * \sin(\gamma + \gamma_k) \\ -\dot{\alpha} * \cos(\beta) * \sin(\gamma + \gamma_k) + \dot{\beta} * \cos(\gamma + \gamma_k) \\ \dot{\gamma}_k + \dot{\gamma} + \dot{\alpha} * \sin(\beta) \end{pmatrix} \quad (35)$$

Die soeben angeführten Formeln liefern also die Basis für die analytische Berechnung der gyroskopischen Reaktionskräfte. Es zeigt sich jedoch, dass diese Differentialgleichungen *signifikant vereinfacht* werden können, wenn folgende Voraussetzungen erfüllt sind:

- **Symmetrischer Kreisel:** Das Trägheitsmoment des Kreisels um zwei körperfeste Achsen muss ident sein.
- **Schneller Kreisel:** Die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades ( $\dot{\gamma}_k$ ) muss viel größer sein als jede Komponente der Störgröße  $\vec{\omega}$ .
- **Konstante Winkelgeschwindigkeit:** Die Winkelbeschleunigung des FESS,  $\dot{\gamma}_k$ , um seine eigene Drehachse muss Null sein.
- **Verallgemeinerung der Bewegungsrichtung:** Keine Vektoren, sondern nur Skalare werden betrachtet (da diese ohnehin die relevanten Größen für die Lagerauslegung darstellen.)
- **Kleine Winkelauslenkungen der Störgrößen:** *Nicken, Gieren* und *Wanken* spielen sich üblicherweise in Bereichen  $< 5^\circ$  ab und erlauben daher eine weitere Vereinfachung.

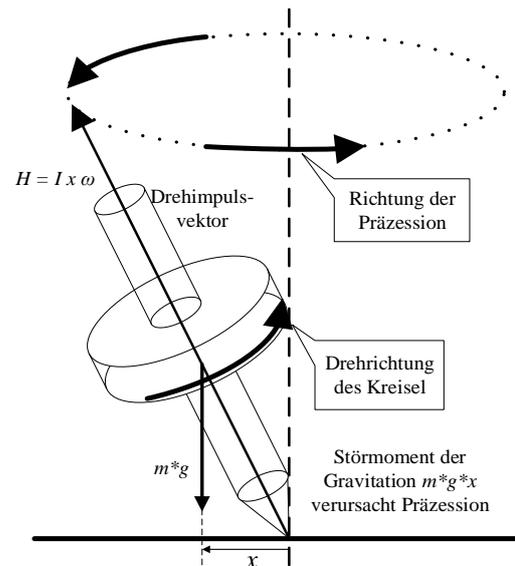


Abbildung 95: Drehimpulsvektor, Präzession und Nutation in einem freien Kreisel.

#### 9.5.1.1 Ergebnisse der analytischen Abschätzung

Werden die soeben genannten Vereinfachungen auf Formel (33), (34) und (35) angewendet, so erhält man folgende skalare Näherungsformel:

$$M_{kf} = H * \omega_i \quad (36)$$

wobei gilt:

$$H = I * \dot{\gamma}_k \quad (37)$$

Wird der Kreisel um eine Drehachse, welche normal auf seine eigene Rotationsachse steht, ausgelenkt, so ändert sich die Richtung des *Drehimpulsvektors*  $\vec{H}$ . Das Schwungrad reagiert daher auf fahrdynamische Manöver mit einem gyroskopischen *Reaktionsmoment*  $\vec{M}_k$ , welches den Drehimpuls des Systems nach dem Impulserhaltungssatz verändert. Solange die *Störwinkelgeschwindigkeit*  $\omega_i$  auf den Kreisel einwirkt, nimmt der gesamte Drehimpuls des Systems zu. Sind die Größen Trägheitsmoment und Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades, sowie Nick- Gier- und Wankraten des Fahrzeuges bekannt, so lässt sich die Größenordnung des gyroskopischen Moments nach der Näherungsformel (36) recht einfach abschätzen. Ist der Abstand der Lagerstellen bereits definiert, dann kann eine erste Vorabschätzung der gyroskopischen Lagerlasten mit hinreichender Genauigkeit erfolgen (vergleiche Kapitel 9.5.4). Tabelle 30 fasst die Möglichkeiten und Grenzen der Näherungsformel zusammen.

Tabelle 30: Vor- und Nachteile der vereinfachten, analytischen Vorabschätzung gyroskopischer FESS-Lagerlasten.

Vorteile	Nachteile
☺ Schnelle und einfache Abschätzung	☹ Vernachlässigt Lastkollektiv
☺ Fahrzeugdynamik kann durch Literaturwerte angenähert werden	☹ Vernachlässigt nichtlineare Fahrdynamik
☺ Ergebnisse der analytischen Formel sind relativ genau (siehe Abschnitt 9.5.3.2)	☹ Vernachlässigt Steifigkeit der Anbindung
	☹ Vernachlässigt Drehzahlkollektiv des FESS abhängig vom Ladezustand

Aus Tabelle 30 geht hervor, dass die vereinfachte, analytische Lösung der *Eulerschen Gleichungen* ein einfach zu handhabendes und effizientes Werkzeug darstellt. Es ist jedoch wichtig anzumerken, dass hiermit lediglich eine „best-case / worst-case“ – Abschätzung durchzuführen ist und eine weitere, detaillierte Analyse des Lastkollektivs unerlässlich ist.

### 9.5.2 Schritt 2: Numerische Simulation

Der nächste und detailreichere Schritt ist der Vergleich der Ergebnisse der analytischen Vorauslegung mit Ergebnissen einer Mehrkörpersimulation (MKS). Hierfür wurde im Zuge einer Diplomarbeit am *IME* [188] die Simulationssoftware *ADAMS* (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) herangezogen. Der Aufbau des Modells ist in Abbildung 96 gezeigt und setzt sich im Wesentlichen aus den folgenden Elementen zusammen:

- Ein *Schwungrad*, beschrieben durch das Trägheitsmoment, seine eigene Drehzahl und Masse.
- Ein *starrer Aufnahmerahmen*, welcher das FESS-gehäuse repräsentiert und durch Masse sowie Trägheitsmoment charakterisiert wird.
- Ein *masseloser Auslenkungsrahmen*, welcher das Fahrzeugchassis darstellt.

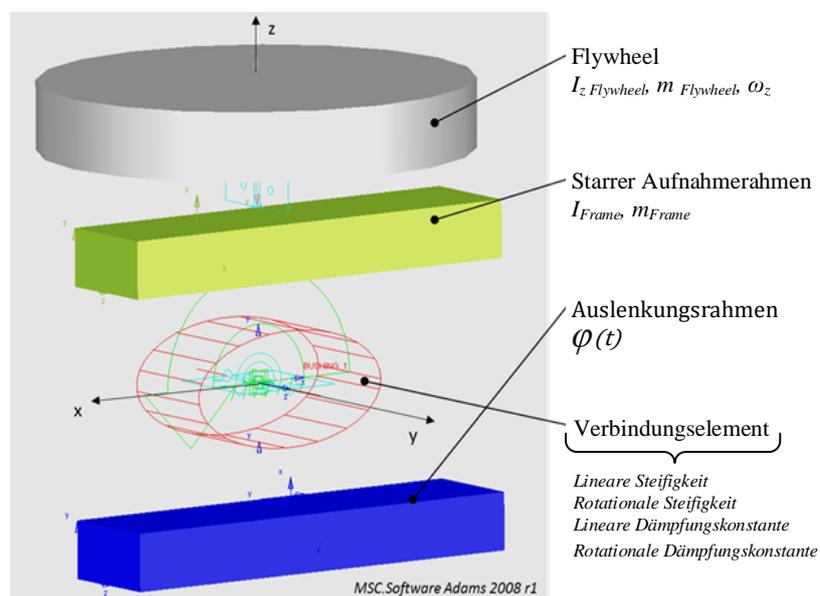


Abbildung 96: Layout des Simulationsmodells in ADAMS [188].

Der *starre Aufnahmerahmen* und der *Auslenkungsrahmen* wurden mit einem *visko-elastischen Verbindungselement* verbunden, welches durch Steifigkeit und Dämpfung aus realen Kraft-Weg-Messdaten definiert wurde. Die wichtigsten Eingangsdaten für die Simulation sind in Tabelle 31 zusammengefasst.

Tabelle 31: Eingangsdaten für numerische Simulation, inklusive gemessener Steifigkeiten der *visko-elastischen Verbindung*.

Eigenschaften des visko-elastischen Verbindungselements								Eigenschaften der starren Körper			
Lineare Steifigkeit		Rotationssteifigkeit		Lineare Dämpfungskonstante		Rotationsdämpfungskonstante		Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
N/mm		Nm/rad		N*s/mm		Nm*s/mm		Hauptträgheitsmoment des Flywheels	$I_z$	1.18	Kg*m <sup>2</sup>
$c_x$	140	$c_{Rx}$	20.2	$d_x$	4480	$d_{Rx}$	100	Sekundärträgheitsmoment des Flywheels	$I_{xy}$	4,6	Kg*m <sup>2</sup>
$c_y$	140	$c_{Ry}$	20.2	$d_y$	4480	$d_{Ry}$	100	Masse des Flywheels	$m_{Flywheel}$	58	Kg
$c_z$	880	$C_{Rz}$	$\frac{672}{7}$	$d_z$	4480	$d_{Rz}$	215	Winkelgeschwindigkeit	$\omega_z$	523	Rad/s
								Trägheitsmoment des starren Aufnahmerahmens	$I_{Frame}$	2.5	Kg*m <sup>2</sup>
								Masse des starren Aufnahmerahmens	$m_{Frame}$	65	Kg $\varphi$

In erster Instanz wurden einfache Lastfälle wie die Fahrt auf eine Rampe untersucht. Die Ergebnisse der Simulation in *ADAMS* wurden mit einer zeitabhängigen, numerischen Lösung der *Eulerschen Gleichungen* in *Matlab* verglichen und zeigten nur geringe Abweichungen.

### 9.5.2.1 Lastkollektiv und Maximalewerte

Werden die vollständige Lösung der klassischen *Eulerschen Gleichungen* mit Messdaten aus dem realen Fahrbetrieb bedatet, so können nicht nur Rückschlüsse auf die maximalen Lagerlasten gezogen werden, sondern auch eine Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion - welche von nun an als *Lastkollektiv* zu bezeichnen ist – ermittelt werden. In diesem konkreten Fall wurde das Lastkollektiv angenähert, da die Datenaufzeichnungsrate nicht unendlich hoch war und die Ergebnisse stark von der gewählten Messstrecke abhängen. Die reale Fahrstrecke des Messfahrzeuges, welche für die Ermittlung der Fahrzeugbeschleunigungen herangezogen wurde, enthält Überlandfahrt sowie innerstädtische Abschnitte und wurde mit einem GPS-Tracker hinreichender Genauigkeit aufgezeichnet.

Die Linearbeschleunigungen wurden mit Hilfe von dreiachsigen Sensoren der Firmen *Disynet* und *PCB Piezotronics* und einem *Texys* Winkelsensor aufgezeichnet. Die reale Fahrgeschwindigkeit über Grund wurde via *Racelogic VBox GPS Speed-Sensor* ermittelt. Die Teststrecke, wie sie in Abbildung 97 dargestellt ist, hat eine Länge von 58,7 km und enthält 11,6 km (also etwa 20%) einspurige Fahrbahn auf innerstädtischen Straßen, 9.2 km (16 %) zwei oder mehrspurige Straßen, 16.4 km (28 %) Überlandstraßen und 21.5 km (37 %) Autobahn.



Abbildung 97: In Rot eingezeichnete Messstrecke rund um Graz, Österreich. (Satellitenbild: 2014 © by DigitalGlobe, 2014 © by Google Inc.)

Tabelle 32: Überblick über die Vereinfachungen der *Eulerschen Gleichungen* und deren Implikationen bezüglich *Rechenzeit*, *Genauigkeit der Spitzenlasten* und *Genauigkeit der durchschnittlichen Lagerlasten* [189].

No.	Beschreibung der Vereinfachung	Rechenzeit	Genauigkeit der Spitzenlasten	Genauigkeit der Durchschnittslagerlasten
V0	Vollständige Lösung der <i>Eulerschen Gleichungen</i>	100 %	100 %	100 %
V1	Rotationssymmetrischer Rotor	69 %	100 %	100 %
V2	Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}_k$ des Schwungrades $\gg$ Störwinkelgeschwindigkeiten $\dot{\alpha}$ , $\dot{\beta}$ und $\dot{\gamma}$ des Fahrzeuges	49 %	99 %	98 %
V3	Vernachlässigung des Ladezustandes des FESS	41 %	99 %	98 %
V4	Vernachlässigung der Winkelbeschleunigung des Fahrzeuges	36 %	98 %	97 %
V5	Reduktion der Fahrzeuggeschwindigkeiten auf eine Richtung	22 %	103 %	97,5 %
V6	Cosinus des Wankwinkels $\beta$ wird mit 1 angenähert	19 %	103 %	97,4 %

Selbst die mit V0 bis V6 stark vereinfachten *Eulerschen Gleichungen* sind ein probates Mittel, um Lagerlasten basierend auf realen Fahrstreckenmessungen vorzunehmen. Die Vereinfachungen sind gültig für die Ermittlung von Maximal- und Durchschnittslasten und weisen eine geringe Abweichung von etwa  $\pm 3\%$  verglichen zur vollständigen Lösung auf, reduzieren die Rechenzeit jedoch um einen Faktor 5. Nichts desto trotz sollte diese Vorgehensweise nicht herangezogen werden, um eine *Lagerlebensdauerrechnung* vorzunehmen, wie Abschnitt 9.5.3 noch zeigen wird. Um die exakten gyroroskopischen Reaktionen auf Basis realer Beschleunigungsdaten zu ermitteln, wurden Messfahrzeuge

von der *Grazer Fachhochschule Joanneum* mit den bereits beschriebenen Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsaufnehmern sowie einem *Dewtron 3010* Datenerfassungssystem ausgestattet, wie Abbildung 98 zeigt.



**Abbildung 98:** Links - *Smart Roadster* ausgestattet mit Messequipment. Rechts – Dazugehöriges mobiles Daten-erfassungssystem (Fotos: *Grazer Fachhochschule Joanneum*).

Die Messfahrzeuge wurden strategisch ausgewählt: Ein kompakter Sportwagen mit sportlichem Fahrwerk, d.h. harter Federung (*Smart Roadster*), eine klassische Limousine (*VW Passat*), ein größerer Oberklasse-SUV (*Mercedes-Benz ML*) und ein Kastenwagen mit langem Radstand (*Opel Movano*). Ein Überblick der maximalen, je Fahrzeugtyp auftretenden Beschleunigungen ist in Tabelle 33 gegeben.

**Tabelle 33:** Zusammenfassung der gemessenen Maximalwerte der Fahrzeugbeschleunigungen und Winkelgeschwindigkeiten im innerstädtischen und Überlandbetrieb.

Fahrzeug	Horizontalbeschleunigung $a_x, a_y$	Vertikalbeschleunigung $a_x, a_y$	Wankrate - X $\omega_x$	Nickrate - Y $\omega_y$
	m/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>	°/s	°/s
<i>Mercedes ML 320</i>	12.2	22.2	16.7	18.1
<i>VW Passat</i>	11.5	25.4	12.7	19.5
<i>Smart Roadster</i>	12.6	21.9	28.2	25.4
<i>Opel Movano</i>	10.6	19.2	16.9	12.2

Ausgehend von den Rohdaten der Sensoren wurden Winkelraten und Auslenkungen des Fahrzeuges berechnet und in die *Eulerschen Gleichungen* eingesetzt. Durch den anschließenden Vergleich mit der Signalverarbeitung konnte gezeigt werden, dass die Vereinfachungen V0-V4 in Tabelle 32 den größten Einfluss auf die abgeschätzte Verteilung der Lagerlasten haben. Speziell im Falle von hohen Sampleraten (> 1 kHz) und stundenlangen Messaufzeichnungen mehrerer Kanäle macht sich die Vereinfachung (V4) bezahlt, da die Rechenzeit bereits halbiert wird.

#### 9.5.2.2 Abschätzung der Lagerlasten bei Missbrauchstests

Um auch selten auftretende Ereignisse wie Fahrzeugmissbrauch oder den klassischen „Parkschaden“ abzubilden, wurden Daten von „Repair Crash Tests“ analysiert bzw. eigens aufgenommen. Ein Missbrauchsszenario ist das Überfahren eines „Speed Bumps“ (in Österreich als „schlafender Polizist“ bezeichnet) bei Geschwindigkeiten jenseits 45 km/h und schiefer Winkel. Ein weiterer untersuchter Fall sind drei schnelle Runden in einem engen Kreisverkehr mit durchschnittlich 30 km/h, um enge Kurvenradien zu untersuchen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass der Einfluss des gyroskopischen Moments auf die Fahrdynamik vernachlässigt wurde. Um diesen Effekt abzubilden, hätte das Fahrzeug mit einer Schwungmasse gleichen Drehimpulses wie das reale FESS während der Messfahrten ausgestattet werden müssen. Eine fahrdynamische Simulation, welche bereits vor den eigentlichen Messfahrten durchgeführt wurde, hat jedoch gezeigt, dass der fahrdynamische Einfluss von FESS,

welche für Pkws dimensioniert wurden, vernachlässigbar ist. Das hierbei betrachtete Flywheel hat einen Energieinhalt von circa 100 Wh bei 60.000 UpM, was einem sehr geringen Drehimpuls verglichen zur Fahrzeugmasse entspricht. Dennoch muss festgehalten werden, dass diese Annahme nicht für alle verfügbaren Flywheels gilt [190]. Schwere, langsam laufende Schwungmassen wie z.B. der im *Perry People Mover* [77] eingesetzte Stahlrotor mit 1m Durchmesser und 500 kg Masse weisen einen signifikant höheren Drehimpuls auf.

Das Ergebnis der Abschätzung der Lagerlasten bei Missbrauchstest ist in Abbildung 99 gezeigt.  $F_{total}$  beschreibt die Maximalkraft, bestehend aus  $F_{linear}$ , der Lagerlast aufgrund der linearen Fahrzeugbeschleunigung und dem gyroskopischen Reaktionsmoment aufgrund der Nick-, Gier- und Wankbewegung des Fahrzeuges.

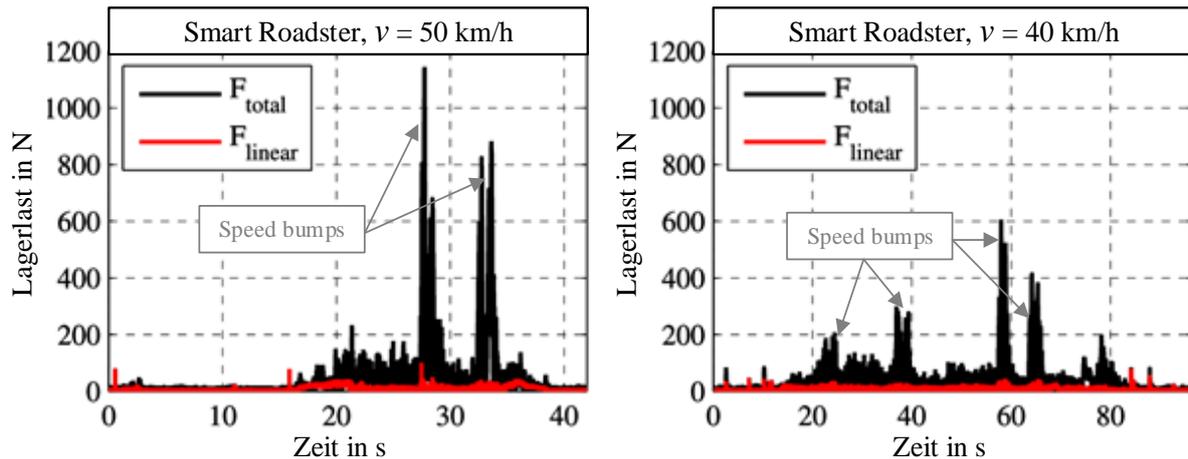


Abbildung 99: Gesamte Lagerlasten eines 100-Wh-Flywheels in einem *Smart Roadster* bei Fahrt über zwei „Speed Bumps“. Im linken Diagramm beträgt die Geschwindigkeit 50 km/h, im rechten 40 km/h [189].

### 9.5.2.3 Ergebnisse der numerischen Simulation

Die Maximalwerte der mittels numerischer Simulation ermittelten Reaktionskräfte stimmten beinahe exakt mit jenen der vereinfachten Näherungsformel überein, was die gute Eignung derselben für eine Abschätzung der Lagerlasten in frühen Entwicklungsstadien bestätigt. Die Abweichung betrug in den meisten Fällen weniger als 3%. Es ist hierbei jedoch anzumerken, dass zwar die maximalen Lagerlasten relativ einfach abgeschätzt werden können, die eigentliche Lagerlebensdauer jedoch signifikant durch die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion, das heißt das eigentliche Lastkollektiv beeinflusst wird und durch die Vereinfachungen der *Eulergleichungen* zu ungenau abgebildet wird. Beim Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den Prüfstandsmessungen aus Kapitel 9.5.3 hat sich gezeigt, dass das gyroskopische Moment um etwa 13% zu gering berechnet wurde. Gründe hierfür liegen in möglichen Messungenauigkeiten sowie der Tatsache, dass die Geschwindigkeitsabhängigkeit der viskosen Dämpfung von Elastomerstrukturen in der Simulation nicht berücksichtigt wurde.

Tabelle 34: Vor- und Nachteile der Bestimmung von FESS-Lagerlasten durch numerische Simulation unterstützt von Messdaten aus dem realen Fahrbetrieb.

Vorteile	Nachteile
☺ Effekt des realen Lastkollektivs kann abgeschätzt werden	☹ Plausibilität der Ergebnisse schwer abzuschätzen, da nichtintuitiv
☺ Reale Fahrdynamik wird berücksichtigt	☹ Gyroskopischer Einfluss des FESS auf das Fahrzeug wird vernachlässigt
☺ “Proof-of-Concept” Simulationen sind einfach möglich	☹ Nichtlineares Verhalten sowie viskose Dämpfung der FESS-zu-Fahrzeug-Anbindung wird vernachlässigt

### 9.5.3 Schritt 3: Empirische Verifikation

Die Einschränkungen der numerischen Simulation, welche in Tabelle 33 und Tabelle 34 sowie in Absatz 9.5.2.3 zusammengefasst sind, ist ein klares Indiz für die Notwendigkeit einer empirischen Untersuchung, welche mit Unterstützung einer Diplomarbeit [188] durchgeführt wurde. Zweck des in Abbildung 100 gezeigten Prüfstandes ist es nicht nur, die Auswirkungen einer nichtlinearen Fahrzeuganbindung des Schwungradgehäuses zu untersuchen, sondern auch die analytischen und numerischen Ergebnisse zu validieren.

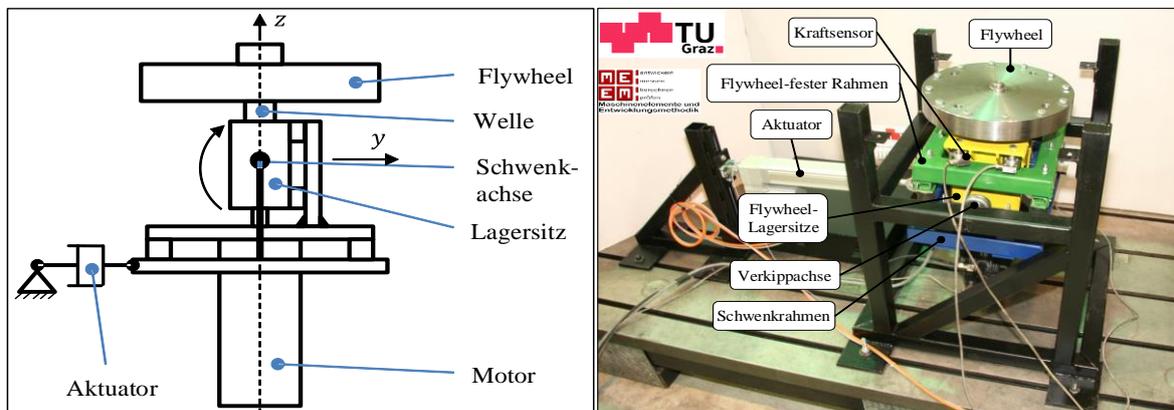


Abbildung 100: Prüfstand des IME für die Bestimmung von FESS-Lagerlasten [188].

Das Prinzip hinter dem Prüfstand ist die direkte Messung gyroskopischer Reaktionskräfte durch erzwungene Auslenkung (Verkippen) eines Schwungrades. Der Rotor, welcher einen Durchmesser von 400 mm und ein Trägheitsmoment von  $1.18 \text{ kgm}^2$  aufweist, kann bis auf 6000 U/min beschleunigt werden, wodurch sich ein Drehimpuls von maximal  $741.4 \text{ kgm}^2/\text{s}$  ergibt. Somit können die meisten für mobile Anwendungen relevanten FESS abgebildet werden, auch kleine extrem hochdrehende Systeme, vorausgesetzt ihr Drehimpuls  $\vec{H}$  übersteigt den Wert von  $741.4 \text{ kgm}^2/\text{s}$  nicht. (Die physikalisch-mathematischen Hintergründe wurden bereits in 9.5.1 erklärt.) Die Rotationsauslenkung (Auslenkung um die X-Achse) wird von einer elektromechanischen Lineareinheit der Firma Festo vorgenommen. Die resultierenden Reaktionskräfte werden durch Kraftmesszellen zwischen Auslenkrahmen und Schwungradlagersitz gemessen und die Reaktionsmomente um die X- und Y-Achse auf Basis der bekannten Geometriedaten errechnet. Das Kollektiv der Winkelauslenkungen wurde, wie bereits in 9.5.2.1 beschrieben, durch reale Fahrzyklen bestimmt und nach abgeschlossener Signalverarbeitung zur Ansteuerung des Linearaktuators verwendet. Zu Beginn der Experimente wurden zwei einfach zu interpretierende Lastzyklen gewählt: die Fahrt über ein „Speed Bump“ sowie das Auffahren auf eine einfache Rampe mit konstantem Winkel, wie in Abbildung 101 gezeigt.

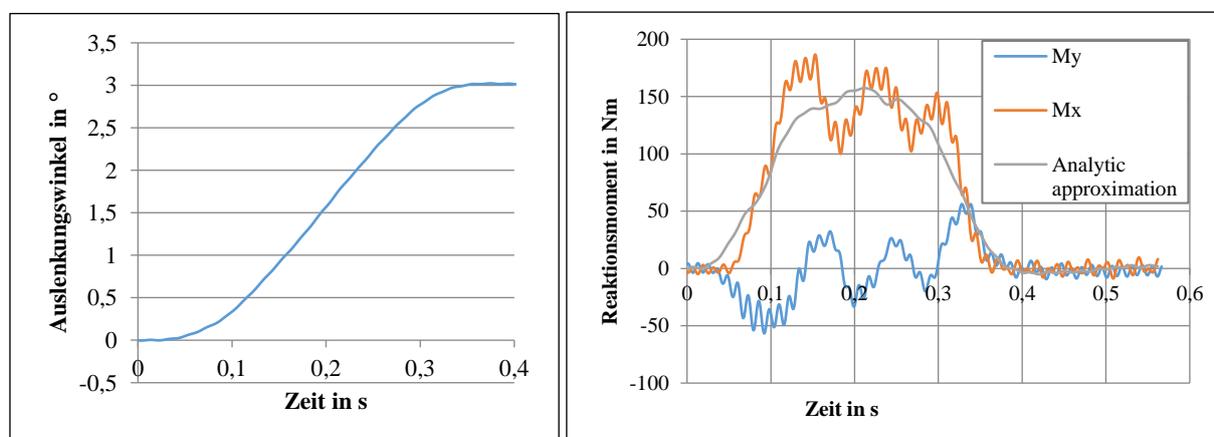
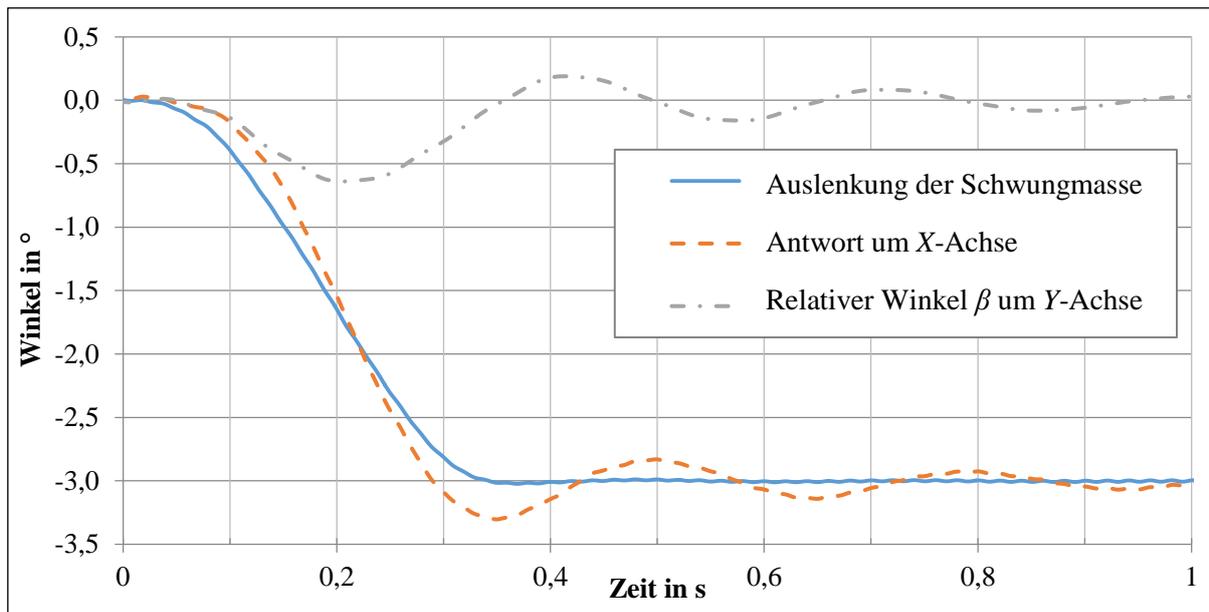


Abbildung 101: Links – Fahrzeugbewegung (Winkelauslenkung) bei Fahrt auf eine Rampe. Rechts – Dazugehörige gyroskopische Antwort des FESS; Gemessenes Moment um X (blau) und Y (grün) sowie zusammengesetzter Absolutwert berechnet mit Näherungsformel (36). (Daten aus [188].)

### 9.5.3.1 Beobachtungen der empirischen Analyse

Betrachtet man die gyroskopische Antwort des Kreisels (FESS) auf die Auslenkung in Abbildung 101, so stellt man fest, dass diese dem mittels Näherungsformel vorhergesagten Verlauf zwar im Großen und Ganzen folgt, jedoch von zwei höherfrequenten Oszillationen überlagert scheint. Es zeigte sich, dass die zweite Schwingung von nicht unbedeutender Amplitude im Bereich 12 Hz ihren Ursprung in der elastischen Deformation der Schwungradaufhängung bzw. des gesamten Prüfstands findet. Ebenso muss das Moment um die X-Achse, welches von der Näherungsformel nicht erfasst wird, berücksichtigt werden. Die hochfrequenten Überlagerungsschwingungen im Bereich von 100 Hz und höher wurden durch Unwuchtkräfte des Schwungrades hervorgerufen. Aufgrund der auskragenden Lagerung der Schwungmasse ruft der umlaufende Kraftvektor ein Moment um die Achsen X und Y hervor. Auch wenn die Elemente und Baugruppen des Prüfstandes nicht als 100-prozentig steif angesehen werden können, so wurde die Gültigkeit der Formel (36) ein weiteres Mal bestätigt. Die folgenden Messungen wurden im Rahmen der bereits erwähnten Diplomarbeit [188] durchgeführt.



**Abbildung 102: Antwort des FESS auf erzwungene Auslenkung.** Obwohl die Schwenkbewegung nur um *eine* Achse erfolgt, erlaubt die elastische Aufhängung dreidimensionale Reaktionsbewegungen aufgrund gyroskopischer Reaktionen [188].

Eine Fahrzeuganbindung zu konstruieren, welche Vibrationen filtert und die gesamten Lagerlasten herabsetzt, ist ein schwieriges Unterfangen. Eine sehr weiche Anbindung mit niedriger Dämpfungskonstante reduziert zwar die mechanische Lagerlast aufgrund von Fahrzeugvibrationen, erlaubt jedoch gyroskopische Mikrobewegungen eines „freien Kreisels“ wie *Präzession* und *Nutation* und erhöht somit die Summe der Lagerlasten. Dieses Phänomen wurde ebenfalls durch den Prüfstand validiert, wie Abbildung 103 zeigt.

Der Grund der Verstärkung der Lagerlasten liegt in der Überlagerung der Geschwindigkeit der Auslenkung während des Lastzyklus (Fahrndynamik) und den gyroskopischen Reaktionen des Schwungrades. Aufhängungen verschiedener Steifigkeit wurden an das Versuchsflywheel angebracht und es zeigte sich, dass die weichste Anbindung mit 12 kNm/rad die höchsten Lagerlasten für diese spezifische Prüfstandskonfiguration hervorruft. Interessanterweise befinden sich die aus Sicht der gyroskopischen Reaktionen optimalen FESS-Fahrzeug-Anbindungen auf dem unteren und oberen Ende der Steifigkeitsskala. Abbildung 103 veranschaulicht, dass entweder eine extrem weiche (d.h. kardanische) oder eine extrem harte (d.h. völlig starre) Anbindung die geringsten Lagerlasten hervorruft<sup>17</sup>.

<sup>17</sup> Eine kardanische Aufhängung kann nur im Falle von elektromechanischen FESS eingesetzt werden, da rein mechanische Systeme aufgrund der Energieübertragung via Getriebe etc. eine starre Anbindung voraussetzen.

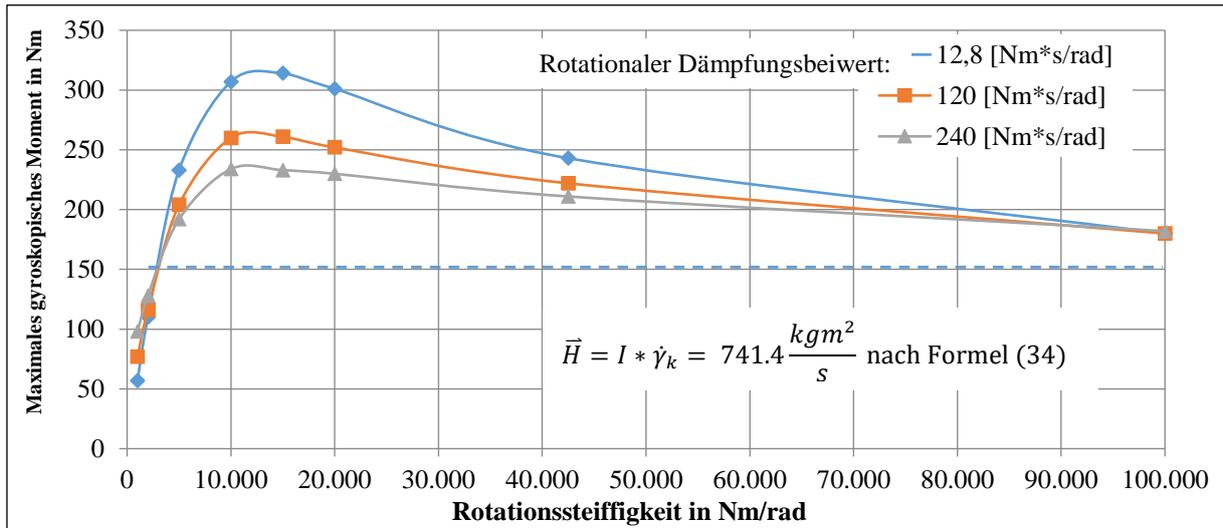


Abbildung 103: Am Prüfstand gemessenes gyroskopisches Reaktionsmoment eines FESS mit einem äquivalenten Drehimpuls von  $741.4 \text{ kgm}^2/\text{s}$  in Abhängigkeit von der Anbindungssteifigkeit [188].

### 9.5.3.2 Ergebnisse der empirischen Verifikation

Die überraschenden Ergebnisse aus Abbildung 103 rechtfertigen ganz offensichtlich den Aufwand für den Bau eines Prüfstandes. Die mit Hilfe der in Abbildung 100 dargestellten Konfiguration durchgeführten Untersuchungen zeigen klare Tendenzen hinsichtlich Auslegung einer FESS-Fahrzeug-Anbindung und deren Einflussparameter.

Sobald Trägheitsmoment und Winkelgeschwindigkeit des zu planenden Schwungradsystems bekannt sind, können die Prüfstandsergebnisse herangezogen und um einen Faktor entsprechend dem Verhältnis der Drehimpulse skaliert werden. Mit dieser Methode kann auch im Vorfeld eine ideale Anbindung des zu konstruierenden FESS an das Fahrzeug ermittelt werden.

Tabelle 35: Vor- und Nachteile der empirischen Ermittlung von FESS-Lagerlasten

Vorteile	Nachteile
☺ Einfluss der Fahrwerks-Anbindung wird abgebildet	☹ Plausibilität der Ergebnisse schwer abzuschätzen da, nichtintuitiv
☺ Einfluss der realen Fahrdynamik wird abgebildet	☹ Gyroskopischer Einfluss des FESS auf das Fahrzeug wird vernachlässigt.
☺ Nicht-lineares Verhalten von Elastomeren und viskoser Dämpfung etc. werden berücksichtigt	☹ Bau und Betrieb des Prüfstandes ist zeitaufwändig und kostenintensiv

### 9.5.4 Conclusio bezüglich gyroskopischer FESS-Lagerlasten

Da kaum Publikationen zu diesem Thema vorliegen, war es notwendig, eigene Untersuchungen am *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* anzustellen. Da das Lager – besonders das Wälzlager – eines der Schlüsselemente im FESS darstellt, ist eine detaillierte Bestimmung der Lasten von höchster Bedeutung. Der vorgestellte Prozess der Lastermittlung besteht aus einem *analytischen*, *numerischen* und *empirischen Schritt*, wobei ein Vergleich der Ergebnisse eine gute Übereinstimmung zeigte. Obwohl sich herausstellte, dass die stark vereinfachte Form der *Eulerschen Gleichungen* hinreichend genaue Ergebnisse für Maximallasten liefert, bestätigte auch die numerische Simulation, dass die Komplexität der Kreiselmechanik und die Nichtlinearitäten diverser Baugruppen eine empirische Untersuchung am Prüfstand notwendig machten. Auch wenn, wie gesagt, die maximalen Lagerlasten mit sehr guter Genauigkeit (~3%) einfach abgeschätzt werden können, so wird die Summenhäufigkeit, sprich der Einfluss des Lastkollektivs im Falle einer einfachen, analytischen

Vorauslegung ignoriert und das Ergebnis der Lagerlebensdauerrechnung verfälscht. Tabelle 36 fasst die wesentlichen Charakteristika der jeweiligen Methoden zusammen.

**Tabelle 36: Vergleich der Ergebnisse der verschiedenen Methoden zur Ermittlung des gyroskopischen Moments von FESS in Automobilanwendungen.**

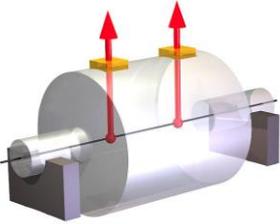
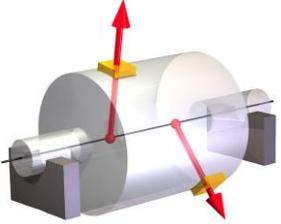
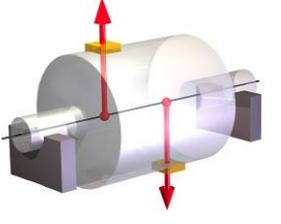
Methoden	Analytisch	Numerisch	Empirisch
<b>Tool / Umsetzung</b>	Vereinfachte <i>Eulersche Gleichungen</i>	<i>ADAMS</i> -Modell in Kombination mit realen Fahrdynamikdaten	Prüfstand mit schwenkbarem Stahlschwungrad
<b>Lastfall</b>	Rampenfahrt nach Abbildung 100	Rampenfahrt nach Abbildung 100	Rampenfahrt nach Abbildung 100
<b>FESS-Anbindung</b>	-	Elastomer 55 ShA	Elastomer 55 ShA
<b>Max. gyroskopisches Moment</b>	219,4 Nm	226,3 Nm	242 Nm
<b>Relativer Fehler</b>	-9,34%	-6,5%	-

→ Verschiedene Fahrzeug-FESS-Anbindungen mit unterschiedlichen Steifigkeits- und Dämpfungscharakteristika wurden auf einem Sonderprüfstand untersucht. Die nichtintuitiven Ergebnisse haben gezeigt, dass entweder eine unendlich weiche Anbindung (z.B. vollkardanisch) oder eine starre Befestigung die geringsten gyroskopischen Lagerlasten hervorrufen.

## 9.6 Unwuchtkräfte in Schwungradspeichern

Während die in 0 beschriebenen gyroskopischen Reaktionen *prinzipbedingt* auftreten, da sie aufgrund des Drehimpulses der Schwungradmasse und der Dynamik des Fahrzeuges zwangsläufig zustande kommen, handelt es sich bei der Unwucht um eine Lagerlast, welche *theoretisch* nicht auftreten müsste. Ursache ist eine *fertigungsbedingte Exzentrizität* zwischen der geometrischen Drehachse und der Schwerachse des FESS-Rotors. Die Unwucht kann dabei sowohl durch geometrische Fertigungsfehler als auch anisotrope Materialeigenschaften hervorgerufen werden. Tabelle 37 gibt einen Überblick über die möglichen Unwuchtarten bei FESS-Rotoren.

**Tabelle 37: Arten der Unwucht von FESS-Rotoren und wesentliche Charakteristika erstellt auf Basis von [191].**

	Statische Unwucht	Dynamische Unwucht	Momentenunwucht
<b>Veranschaulichung</b>			
<b>Ursache</b>	Zwei Unwuchten können die gleiche Richtung und Winkellage haben. Der gleiche Zustand ergibt sich bei einer einzelnen, doppelt so großen Unwucht, die im Schwerpunkt angreift.	Der reale Rotor besitzt theoretisch unendlich viele Unwuchten, die willkürlich verteilt sind. Sie haben weder den gleichen Betrag noch eine eindeutige Winkellage.	Zwei Unwuchten können zwar den gleichen Betrag haben, jedoch in ihrer Winkellage genau um 180° zueinander versetzt sein.
<b>Wirkung</b>	Sie bewirkt eine Verschiebung des Massenmittelpunktes aus der geometrischen Mitte heraus, wodurch der Rotor im Betrieb parallel zu seiner Rotationsachse schwingt	Dynamische Unwucht tritt bei allen Rotoren auf und enthält sowohl statische Unwucht als auch Momentenunwucht, wobei der eine oder andere Anteil überwiegen kann.	Der drehende Rotor führt eine Taumelbewegung um seine Hochachse (senkrecht zur Drehachse) aus, denn die beiden Unwuchten üben ein Moment aus.
<b>Maßnahme</b>	Eine statische Unwucht kann durch Maßnahmen in der Schwerpunktebene ausgeglichen werden. (Anbringen oder Wegnehmen von Rotormasse.)	Zur vollständigen Korrektur der dynamischen Unwucht sind wegen des Momentenanteils zwei Ausgleichsebenen erforderlich.	Zur Korrektur der Momentenunwucht ist ein Gegenmoment erforderlich, also zwei Korrekturunwuchten mit einem bestimmten (axialen) Abstand zueinander.

Auf Hintergründe und Details der Auswuchttechnik wird in dieser Arbeit nicht eingegangen, sondern auf Standardwerke wie „Auswuchttechnik“ von *Hatto Schneider* [192] verwiesen. Als wesentliche Zusammenhänge seien an dieser Stelle noch die Begriffe *Unwucht* und *Wuchtgüte* mathematisch beschrieben. Die *Unwucht*  $U$  ist definiert durch das Produkt der *Unwuchtmasse*  $u$  und deren Abstand von der *Rotationsachse*  $r$ :

$$U = u * r \quad (38)$$

Die *Wuchtgüte*  $G$  ergibt sich zu:

$$G = \omega * U / m_{rotor} \quad (39)$$

Wobei  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit und  $m_{rotor}$  die Masse des Rotors darstellt.

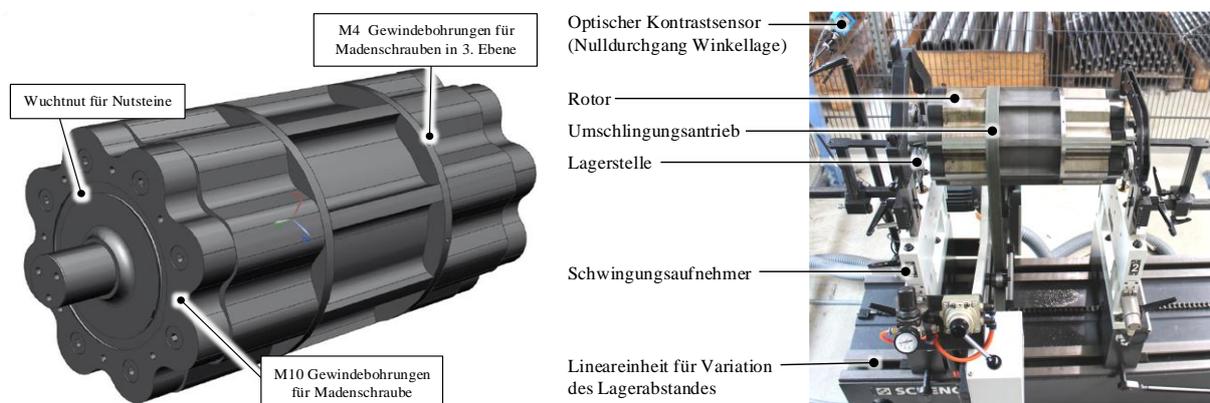
Um die Unwuchtkräfte und Lagerlasten eines FESS zu reduzieren, hilft einzig und alleine (dynamisches) Wuchten des Rotors, das heißt Wegnehmen oder Hinzufügen von Rotormasse, sodass Hauptträgheitsachse und geometrische Drehachse kongruent werden. Da es sich bei den von der Unwucht hervorgerufenen Lagerlasten jedoch um die Abstützung eines mit der Drehfrequenz des Rotors umlaufenden Kraftvektors auf dem Wälzlager handelt, besteht die Möglichkeit diese Reaktionskräfte durch einen *nachgiebigen Lagersitz* zu reduzieren; es liegt ein *überkritischer Betrieb* vor. Da - wie die folgenden Beispiele aus der Praxis noch zeigen werden – eine gewisse Restunwucht nicht vollständig zu vermeiden ist, ist meist eine Kombination der zwei Methoden zielführend:

1. Dynamisches Feinwuchten des Rotors
2. Nachgiebige Lagersitze und überkritischer Betrieb

Man erkennt, dass die *Interdependenzen zwischen FESS-Komponente* – in diesem Fall Rotor und Lagerung – keine isolierte Betrachtung zulassen, sondern eine *holistische, transdisziplinäre Vorgehensweise* erfordern. Rotorfertigung, -design und -montage haben primären Einfluss auf die zu erwartenden Unwuchtkräfte und müssen bereits in den frühen Phasen der Rotorgestaltung berücksichtigt werden, wie das folgende Fallbeispiel zeigt.

### 9.6.1 Wuchten und Wuchtmöglichkeiten am Fallbeispiel *VIMS*-Rotor

Da beim *VIMS*-Flywheel aufgrund des geringen Luftspalts der E-Maschine und der somit sehr geringen zulässigen Auslenkungen des Rotors der Versuch unternommen wurde, eine steife Lagerung für *unterkritischen Betrieb* zu realisieren, mussten die Unwuchtkräfte durch möglichst exaktes Wuchten des Rotors so gering wie möglich gehalten werden. Hierfür sind 3 Wuchtebenen vorgesehen, in denen Gewichte in Form von Madenschrauben oder frei verschiebbaren Nutsteinen angebracht werden können. (Siehe Abbildung 104.)



**Abbildung 104:** *Links* - Möglichkeiten zum Anbringen von Wuchtmassen am *VIMS*-Rotor. *Rechts* - Rotor auf der Wuchtmaschine (*Schenck Rotec HM 40*).

Es ist vorgesehen, dass der Rotor in *zwei Schritten* gewuchtet wird:

## 1. Externes Wuchten auf Wuchtmaschine

Die Lagerzapfen des Rotors werden auf den Laufrollen einer Wuchtmaschine platziert und der Rotor mittels Umschlingungsantrieb auf Drehzahl gebracht. Die Auslenkung der nachgiebigen Aufhängung der Laufrollen wird ermittelt und auf eine Unwucht zurückgerechnet. (Vergleiche Abbildung 104 – rechts.)

## 2. Wuchten des Rotors in eingebautem Zustand

Durch das Aufziehen der Wälzlager bzw. den Zusammenbau des Gesamtsystems verändern sich die Wuchtgüte sowie das mehrkörperdynamische Schwingungsverhalten (veränderte Steifigkeiten und modale Massen) des Systems. Ursache hierfür sind plastische Mikroverformungen und Setzerscheinungen. Dadurch kann ein Wuchten im eingebauten Zustand des Rotors im Gehäuse notwendig werden. Zwei 90° zueinander versetzte, im Gehäuse verbaute, kapazitive Sensoren (*Dataphysics CS 05*) – siehe Abbildung 105 - erfassen die Kontur des kreisrunden Messmasseblechs (vergleiche Abbildung 61 auf Seite 85). Zuerst wird bei hinreichend geringer Drehzahl die Unrundheit des Messmasseblechs ermittelt. Bei höherer Drehzahl wird diese von der Unwucht-bedingten Schwerpunktverschiebung überlagert. Der geometrische Konturfehler muss rechnerisch kompensiert werden (Subtraktion der Unrundheit vom bei höherer Drehzahl erfassten Messsignal).

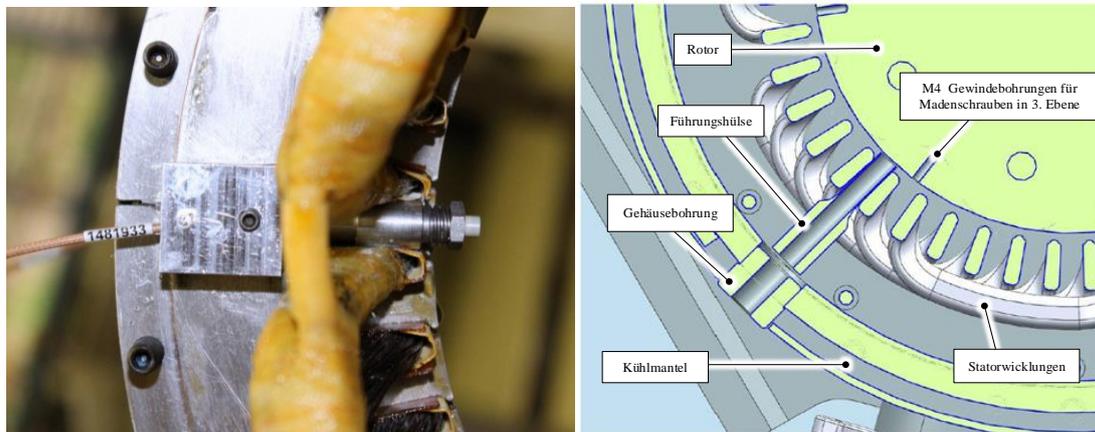


Abbildung 105: Links - Kapazitive Abstandssensoren (CS 05) im Gehäuse. Rechts - Durchführung für Gewindestifte.

Softwarebasiert werden Winkelposition und Größe der Auslenkung bestimmt. Die dafür vorgesehene Software wurde von der Firma *Dataphysics* zugekauft.

Während Abbildung 105 rechts den Zugang zur zentralen Wuchtebene des Rotors durch die Gehäusebohrung zeigt, ist die Möglichkeit des Anbringens/Entfernens von Massen an den Stirnflächen (durch den Lagerschild) in Abbildung 106 zu erkennen.

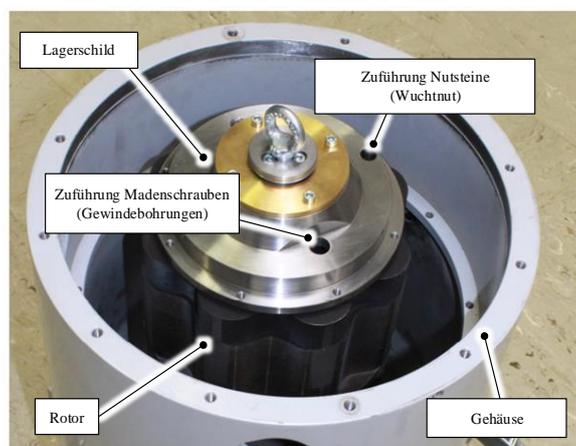


Abbildung 106: Zugänglichkeit der Ausgleichsmassen an den Rotorstirnflächen

### 9.6.1.1 Probleme unterkritischen Betriebs

Die Lagerung des VIMS-Rotors wurde in Zusammenarbeit mit dem Wälzlagerhersteller SKF erarbeitet. Aufgrund des zu erwartenden, hochdynamischen Lastzyklus und der Anwendung in einem Automobil wurde der Fokus auf das Ertragen hoher Lagerlasten (gyroskopischer Reaktionen und Stöße, wie in 9.5 erörtert) und nicht auf die Reduktion des Lagerverlustmoments (vergleiche Abschnitt 10.2) gesetzt. Die Lageranordnung – in Abbildung 107 dargestellt – sieht am oberen Wellenende ein „7008 ACD Duplex Set“ und am unteren ein einzelnes Schrägkugellager derselben Lagertype „7008 CD“ vor. Es handelt sich dabei um SKF-Hochgenauigkeitslager der Reihe "Super-Precision Bearings", also Schrägkugellager mit Keramikwälzkörpern (Siliziumnitrid) für höhere Trag- und Drehzahlen und besonders gute Lauftoleranzen.

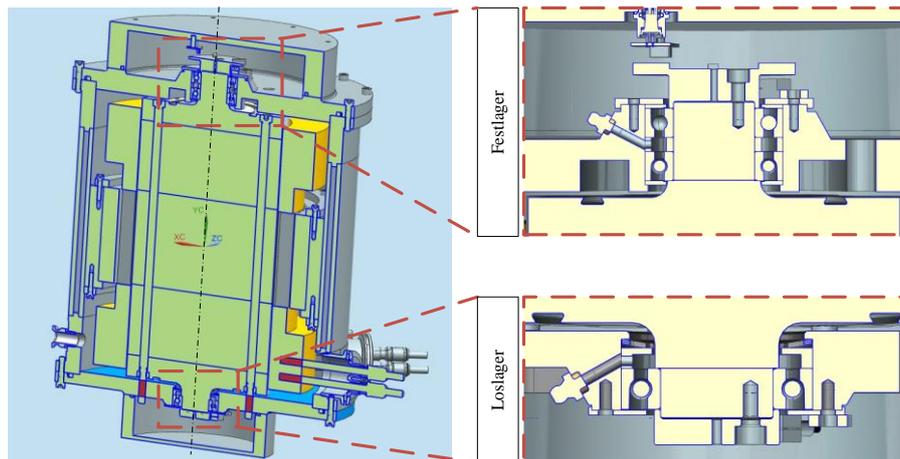


Abbildung 107: Konzept der Lagerung des VIMS-Rotors.

Während das „Duplex Set“ – in diesem Fall eine *Back-to-Back*, also O-Anordnung, wie in Abbildung 108 rechts dargestellt – eine interne, axiale Vorspannung aufgrund der minimalen geometrischen Höhenunterschiede der Lagerringe aufweist, muss das untere Lager mittels Federpaket axial vorgespannt werden. Hierfür wurde ein Tellerfedernpaket der Firma *Schnorr* gewählt, welches eine Vorspannkraft von ca. 150-400 N selbst bei Wärmeausdehnung des Rotors gewährleisten soll.

Wie ebenfalls aus Abbildung 108 hervorgeht, ist der Lagerinnendurchmesser mit 40 mm für Hochdrehzahlenanwendungen relativ groß und reduziert daher die Grenzdrehzahl auf nur etwa 20.000 UpM bei Fettschmierung. Aufgrund der leichten und hochfesten Siliziumnitrid-Wälzkörper kann das Lager nach Absprache mit dem Hersteller zwar Drehzahlen bis zu den geplanten 37.500 UpM ertragen, die Fettgebrauchsdauer und Gesamtlebensdauer wird dadurch jedoch drastisch reduziert. Da es sich bei diesem Projekt um einen Prototyp handelte, wurde diese Einschränkung in Kauf genommen.

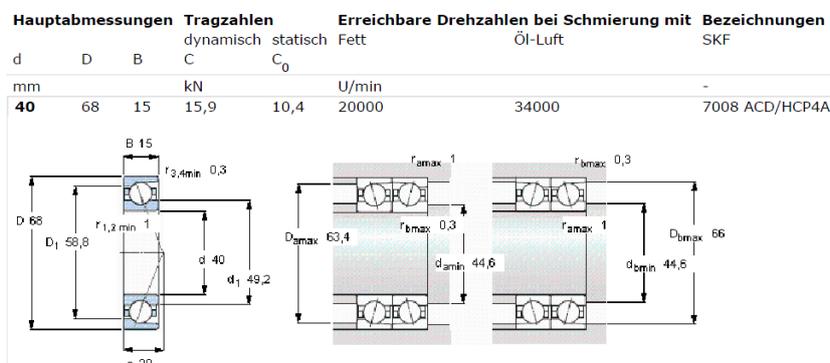


Abbildung 108: Eigenschaften der Wälzlager des VIMS-Rotors [193].

Auf konstruktive Details wie Passungswahl, Schmierung etc. soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden. Vielmehr sollten relevante Ergebnisse der Inbetriebnahme des Prototyps und Auswirkungen auf die Lagerung präsentiert werden.

### 9.6.1.2 Abschätzung der Eigenfrequenz des Systems VIMS-Rotor-Lagerung

Der komplizierte Aufbau des Mehrscheibenrotors, welcher bereits in Kapitel 7.5 im Detail erklärt wurde, machte die Abschätzung der biegekritischen Drehzahl zu einem schwierigen Unterfangen. Große Unsicherheiten waren:

- Gesamtsteifigkeit des Rotors aufgrund der Fügstellen
- Reibungsdämpfung in den Fügstellen
- Mechanische Eigenschaften des Backlacks zwischen den Elektroblechen
- Reale Steifigkeit der Lagerung (inklusive Lagersitze) aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten

Es wurden daher *drei verschiedene Methoden* für die Berechnung herangezogen. Dennoch muss an dieser Stelle angemerkt werden, dass nur die FEM-Simulation auch die Lagerstellen berücksichtigte, während die analytische Berechnung sowie die Eigenfrequenzmessung nur das *System Rotor* betrachtet.

**1. Analytische Berechnung:** Als Grundlage der Berechnung wurde die *freie Biegeschwingung* des Rotors (betrachtet als Kontinuumsschwinger) herangezogen. Diese Biegeeigenschwingung basiert auf der Betrachtung der kinetischen ( $E_k$ ) und potentiellen ( $E_p$ ) Energie eines Balkens mit der Länge  $L$ , der Massenbelegung  $\mu(x) = \rho A(x)$  und der Biegesteifigkeit  $EI(x)$  nach [194]:

$$E_k = \frac{1}{2} \int_0^L \mu(x) \dot{w}^2(x, t) dx \quad (40)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \int_0^L EI(x) w''^2(x, t) dx \quad (41)$$

Wobei  $w$  die Auslenkung des Balkens nach Abbildung 109 bezeichnet.

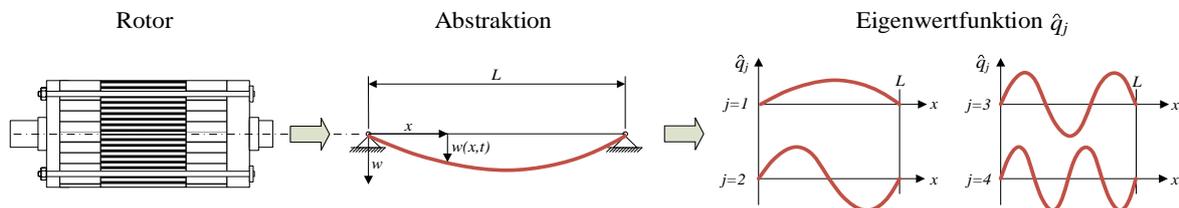


Abbildung 109: Abstraktion des Rotors mit Geometriegrößen der Querschwingung und Eigenfunktionen eines eindimensionalen, beidseitig fest eingespannten Kontinuums.

Die vollständige Herleitung von Formel (40) und (41) zu Formel (45) ist dem Standardwerk „Schwingungen“ von Magnus, Popp und Sextro [194] zu entnehmen. Es folgt eine Differentialgleichung 4. Ordnung, welche die Bewegung des Balkens beschreibt:

$$\mu(x) \ddot{w}(x, t) + [EI(x) w(x, t)] = 0 \quad (42)$$

Die Lösung der Differentialgleichung für Balkenschwingungen setzt eine konstante Massenbelegung  $\mu(x) = \rho A = \text{const.}$  und konstante Biegesteifigkeit  $EI = \text{const.}$  voraus. Des Weiteren wird die Abkürzung

$$k^4 = \omega^2 \frac{\mu}{EI} \quad (43)$$

eingeführt. Die Eigenkreisfrequenzen  $\omega_j$  ergeben sich für die unendlich vielen Eigenwerte  $\lambda_j$  der transzendenten Gleichung in Formel (45).

$$\lambda_j = k_j L = j\pi \quad (44)$$

$$\omega_j = \lambda_j^2 \sqrt{EI / (\rho A L^4)} \quad \text{für } j = 1, 2, 3, \dots \quad (45)$$

Die Geometriegrößen  $A$ ,  $I$  und  $L$  lassen sich genauso wie die Dichte  $\rho$  für den *VIMS*-Rotor einfach ermitteln. Problematischer ist die Bestimmung des E-Moduls ( $E$ ) des *VIMS*-Rotors (bzw. dessen Mittelwerts), welcher durch die Vielzahl an Trennfugen bzw. den Anteil an Backlack zwischen den Schichten des Elektroblechs erwartungsgemäß von dem eines homogenen Stahlrotors abweicht. Der Wert wurde daher, wie in Abbildung 110 dargestellt, experimentell ermittelt. Der gesamte Rotor wurde durch eine speziell angefertigte, mechanische Presse komprimiert und die Stauchung mittels Lasertriangulationssensoren gemessen.

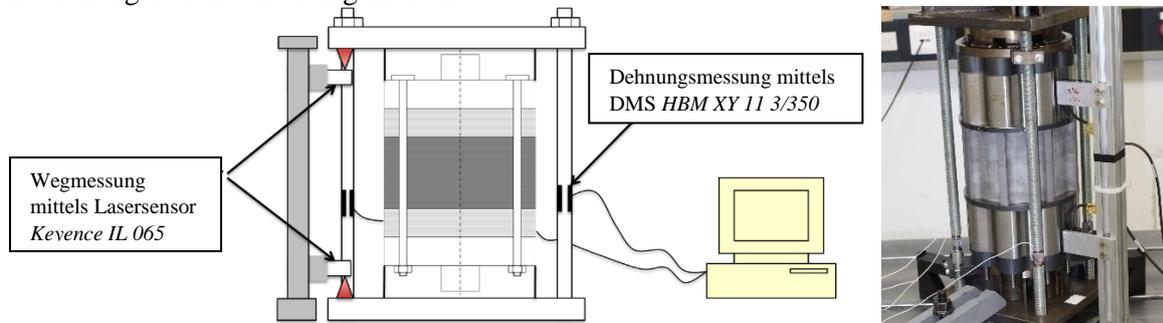


Abbildung 110: Konzept und Foto der E-Modulmessung des *VIMS*-Rotors.

Die Druckkraft wurde zwischen 70% und 100% des Wertes der gesamten Montagevorspannkraft der 8 Spannschrauben variiert und Kraft- sowie Wegergebnisse aus mehreren Messreihen gemittelt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 38 dargestellt.

Tabelle 38: Ergebnisse der Steifigkeitsmessung des gesamten *VIMS*-Rotors

Prozent der Montagevorspannkraft	Kraft	Längenänderung
70 %	42.000 N	0,016 mm
100 %	60.000 N	0,023 mm

Daraus ließ sich eine Federsteifigkeit von etwa  $9 \cdot 10^5$  N/mm bzw. ein E-Modul von  $178.515$  N/mm<sup>2</sup> ermitteln. Eingesetzt in Formel (35) ergibt sich eine Biegeeigenfrequenz des Rotors von etwa 1850 Hz.

**Anmerkung:** Selbstverständlich handelte es sich um eine stark vereinfachte Näherungsrechnung! Der E-Modul konnte aufgrund konstruktiver Restriktionen nur in Längsrichtung erfasst werden, wobei davon auszugehen ist, dass eine starke Anisotropie herrscht, welche eine Abweichung des Wertes in Radialrichtung mit sich bringt!

**2. Numerische Simulation:** Diese wurde durch ein externes Berechnungsbüro (Firma *Dr. Braun*) durchgeführt und stützte sich ebenfalls auf einige signifikante Vereinfachungen. Der gesamte Rotor wurde als homogener Körper betrachtet und als Lagersteifigkeiten wurden Herstellerangaben von  $430$  N/ $\mu$ m ohne Berücksichtigung einer Abmilderung durch Fertigungstoleranzen im Lagersitz angenommen. Es wurde jedoch eine nachgiebige Einspannung der Rotorenden berücksichtigt. Das Simulationsmodell ist in Abbildung 111 dargestellt.

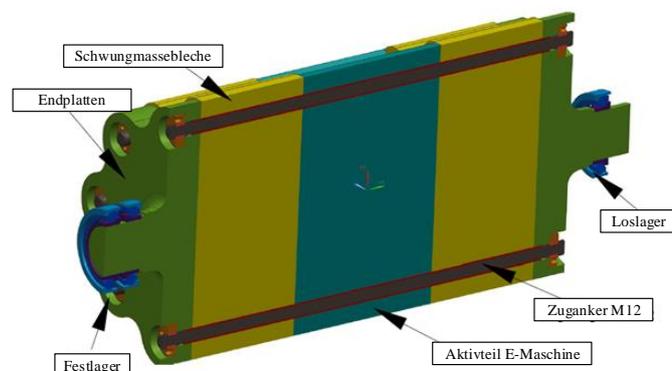
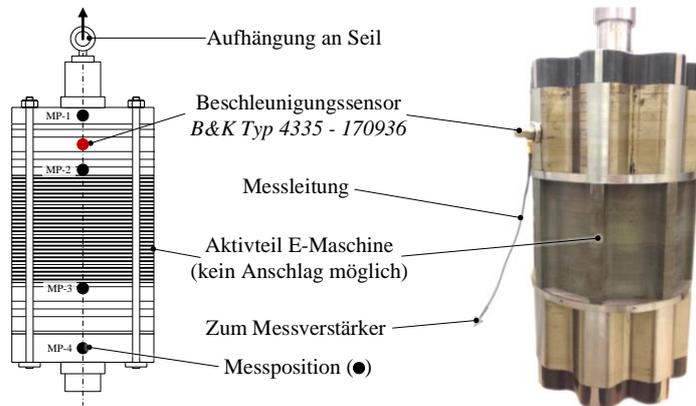


Abbildung 111: Aufbau der FEM-Simulation der Eigenfrequenz.

→ Es wurde eine Eigenfrequenz des Systems Rotor – Lagerung von etwa 265 Hz (das entspricht 15900 UpM) ermittelt.

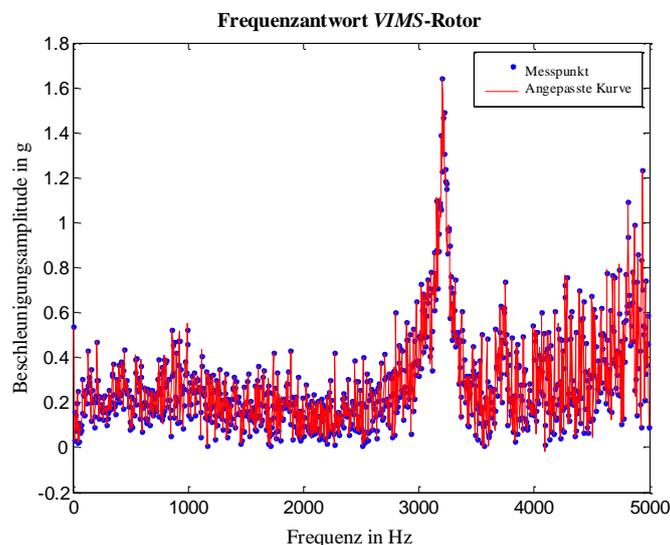
**3. Empirische Messung mittels Impulshammer:** Diese Messung wurde mit freundlicher Unterstützung von Dr. Andreas Marn vom *Institut für Thermische Turbomaschinen* der *TU Graz* durchgeführt. Der Rotor wurde an einer Ringschraube frei aufgehängt und mit einem *Roving Hammer* (Impulshammer) angeregt, wobei ein Beschleunigungsaufnehmer *B&K Typ 4335 – 170936* sukzessive an verschiedenen Stellen angebracht wurde. Auch die Anregung durch den Impulshammer erfolgte an verschiedenen Positionen entlang der Länge des Rotors, wobei der Aktivteil der E-Maschine aufgrund des Risikos der Beschädigung (potentielle Kurzschlüsse der Elektrobleche am äußeren Umfang) ausgespart werden musste. Der Messaufbau ist in Abbildung 112 zu sehen.



**Abbildung 112: Aufbau der Eigenfrequenzmessung des VIMS-Rotors.**

Die Auswertung der Messdaten brachte folgende Erkenntnisse mit sich:

- Bei ~ 3200 Hz ist in allen Messpunkten (MP-1 bis MP-4) ein signifikanter Amplitudenausschlag zu erkennen, was die erste freie Biegeeigenform des Rotors darstellt. (Vergleiche Abbildung 113.)
- Die große Anzahl an sub- und superharmonischen Schwingungen deutet auf nichtlineares Verhalten hin, vermutlich aufgrund von Reibung im Blechpaket.



**Abbildung 113: Beschleunigungsantwort des VIMS-Rotors beim Impulshammertest am Messpunkt MP-2. (Messung mit Unterstützung von Dr. Andreas Marn, Institut für Thermische Turbomaschinen der TU Graz.)**

### Interpretation der Abweichungen der Eigenfrequenzergebnisse

Es lässt sich also eine starke Abweichung der Ergebnisse der drei Methoden zur Ermittlung der Eigenfrequenz feststellen. Diese Abweichung kann folgende Ursachen haben:

- Sowohl die Messung als auch die analytische Berechnung zeigen, dass die Eigenfrequenzen des Rotors an sich (Biegemode) sehr hoch sind. Dies erscheint plausibel unter Berücksichtigung des Länge-Durchmesser-Verhältnisses des Rotors.

- Es ist anzunehmen, dass die realen Lagersteifigkeiten um ein vielfaches geringer sind als vom Hersteller angegeben und daher für die Eigenfrequenzen des *Systems* im betriebsrelevanten Drehzahlspektrum des Flywheels entscheidend sind.
- Die realen Gesamtsteifigkeiten (Lager plus Lagersitz, Lagerschild und relevante Gehäuseteile) können vom reinen Wert des Lagers um einen Faktor 10 abweichen. (Dies deckt sich mit qualitativen Aussagen der Firma *SKF* und eigenen Messungen.)

→ Es zeigt sich daher, dass der Lagerung die entscheidende Rolle in Bezug auf das maschinendynamische Verhalten des gesamten FESS zugesprochen werden muss!

### 9.6.1.3 Einfluss der Lagersteifigkeit auf die Eigenfrequenz des *VIMS*-Rotorsystems

Die Steifigkeit der Wälzlager, welche, wie bereits erwähnt, um ein vielfaches geringer ist als jene des Rotors selbst, hängt von einer Vielzahl von Parametern ab. Diese sind unter anderem:

- |                          |                               |
|--------------------------|-------------------------------|
| • Betriebsbelastung      | • Einlaufzustand              |
| • Vorspannkraft          | • Schmierung                  |
| • Geometrische Anordnung | • Wälzkörperwerkstoff         |
| • Temperatur             | • Formtoleranzen im Lagersitz |
| • Drehzahl               | • Wälzkörpergeometrie         |

Selbstverständlich hat das umgebende Gehäuse einen ebenfalls nicht zu vernachlässigenden Einfluss, dessen Abschätzung aber nur durch komplexe numerische Methoden erfolgen kann.

Des Weiteren gibt *SKF* an, dass die Steifigkeit eine Funktion des  $n \cdot d_m$ -Wertes ist; ein Wert, welcher die mittlere Bahngeschwindigkeit der Wälzkörper beschreibt und somit eine Lagertyp-spezifische Größe ist. Diese Reduktion der Steifigkeit mit steigendem  $n \cdot d_m$ -Wert ist in Abbildung 114 zu sehen.

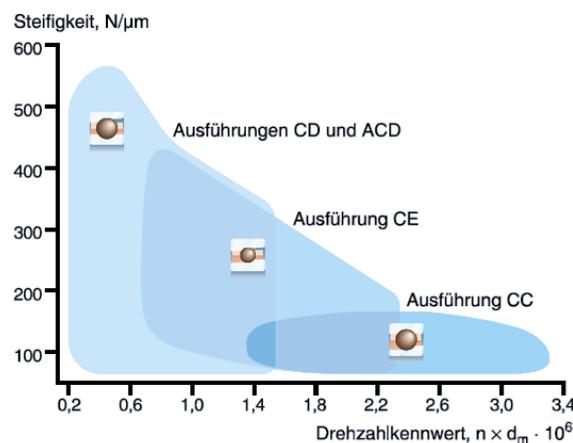


Abbildung 114: Abhängigkeit zwischen Lagersteifigkeit und  $n \cdot d_m$ -Faktor [193].

Um die Signifikanz des Einflusses der Lagersteifigkeit auf das Eigenfrequenzverhalten des gesamten Schwungradspeichers zu demonstrieren, wurden 3 repräsentative Szenarien analytisch, auf Basis des linearen Einmassenschwingers, nachgerechnet. Die Szenarien lauten wie folgt:

#### Fall 1: Annahme höchster Lagersteifigkeit

- Nachgiebigkeit der Lager beruht auf Herstellerangaben.
- Duplex-Set wird durch *eine* Gesamt-Federsteifigkeit als Summe der Einzelsteifigkeiten angenähert.
- Es ergibt sich eine Federsteifigkeit der Festlager von 640.000 N/mm.

#### Fall 2: Verminderung der Lagersteifigkeit unter Berücksichtigung des $n \cdot d_m$ -Wertes

- Verminderung der Federsteifigkeit auf etwa zwei Drittel durch Berücksichtigung des *ACD*-Bereiches in Abbildung 114.
- Angenäherte Lagersteifigkeit ca. 430.000 N/mm für Duplex-Set.

### Fall 3: Geringste Steifigkeit durch Abschätzung des Einflusses von Lagersitz und Peripherie

- Berücksichtigung der Einbausituation → Lager, Lagerschild, Deckel, Gehäuse und deren jeweilige Kontaktsteifigkeiten bilden eine Serienschaltung von Federn!
- Telefonische Auskunft der Firma *SKF*: Verringerung der Steifigkeit bis zu einem Faktor 10.
- Dies führt zu einer „Worst-Case“-Steifigkeit der Lagerung von ~32.000 N/mm.

Die Ergebnisse dieser „Best Case / Worst-Case Abschätzung“ sind in Tabelle 39 anschaulich dargestellt.

Tabelle 39: Ergebnisse der analytischen *Best Case / Worst-Case* Abschätzung der Lagersteifigkeiten.

Abschätzung Festlager ( <i>Duplex-Set</i> )		Radiale Steifigkeit in N/mm	Resonanzdrehzahl in UpM
Fall 1	Herstellerangabe	640.000	37.300
Fall 2	Verminderung durch $n \cdot d_m$ -Wert	430.000	30.600
Fall 3	Abschätzung Einbausituation	130.000	16.800
Abschätzung Loslager ( <i>Einzellager</i> )		Radiale Steifigkeit in N/mm	Resonanzdrehzahl in UpM
Fall 1	Herstellerangabe	320.000	26.300
Fall 2	Verminderung durch $n \cdot d_m$ -Wert	210.000	21.300
Fall 3	Abschätzung Einbausituation	32.000	8.300

Die Berechnung wurde ohne Beschleunigungseinfluss auf Basis des linearen Einmassenschwingers durchgeführt. Aufgrund der Symmetrie wurde angenommen, dass pro Lagerseite je die halbe Rotormasse (42 kg) wirkt. Die Ergebnisse dienen lediglich dazu, *Größenordnungen abzuschätzen* und um zu zeigen, dass die hervorgerufenen Eigenschwingungen aufgrund der Nachgiebigkeit der Lagerung um ein Vielfaches geringer sind als die Biegeeigenfrequenz des Rotors.

#### 9.6.1.4 Inbetriebnahme und Probleme der *VIMS*-Rotorlagerung

Wie bereits in Abbildung 60 auf Seite 84 gezeigt, besitzt das *VIMS*-Flywheel neben einer umfangreichen Temperaturüberwachung auch kapazitive Wegsensoren und Beschleunigungsaufnehmer am Lagerschild, welche beide der maschinendynamischen Überwachung dienen. Bei der ersten Inbetriebnahme des Prototyps und sukzessiver Steigerung der Drehzahl – wie im Diagramm in Abbildung 116 gezeigt - konnten folgende Beobachtungen gemacht werden:

1. Bei niedrigen Drehzahlen (<100 UpM) weist das kapazitive Abstandssignal der kreisrunden Messscheibe des Rotors eine Amplitude von etwa 12  $\mu\text{m}$  auf. Dieser Wert spiegelt die fertigungsbedingte Unrundheit und Exzentrizität des Rotors wider.
2. Bis etwa 15.000 UpM konnte keine nennenswerte Rotorschwingung detektiert werden. Zwischen 17.000 UpM und 23.000 UpM steigt die Auslenkungsamplitude des Rotors signifikant an und erreicht Werte bis 60  $\mu\text{m}$ .
3. Ab 23.000 UpM deutete eine plötzliche mit der Drehzahl stark ansteigende akustische Emission des Systems auf Resonanz hin.
4. Nach Abschaltung des Systems wurde der Versuch unternommen, die vermutliche Resonanz bei 23.500 UpM mit hoher Leistung (50 kW) schnell zu durchfahren. Die Beschleunigungen am Loslager wurden jedoch zu hoch und es kam zu einem Lagerschaden. (Siehe Abbildung 115.)

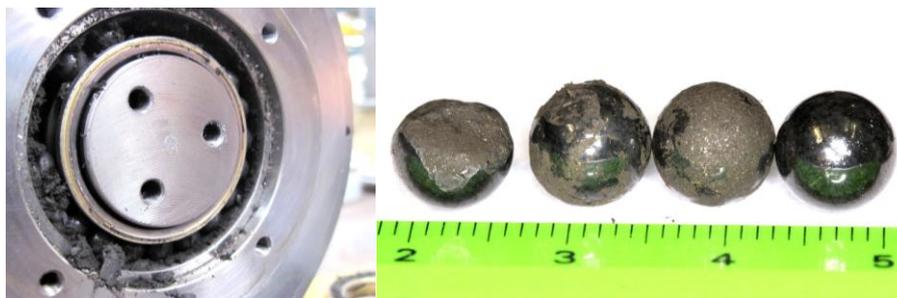


Abbildung 115: *Links* – beschädigtes Loslager des *VIMS*-Flywheels nach erster Inbetriebnahme. *Rechts* – übriggebliebene SiNi-Wälzkörper desselben Lagers.

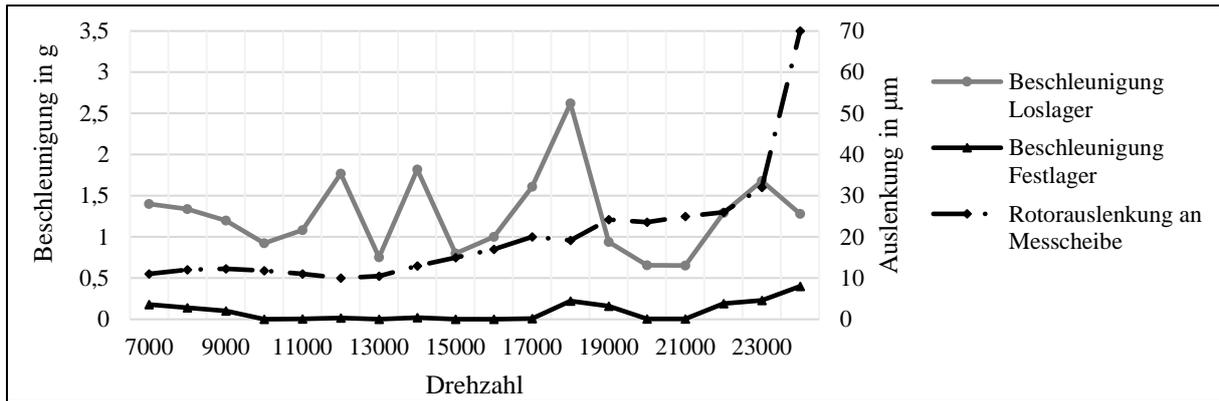


Abbildung 116: Lagerbeschleunigungen und Rotorauslenkung bei Erstinbetriebnahme des VIMS-Flywheels.

### 9.6.1.5 Zusammenfassung und Problemanalyse der VIMS-Rotorlagerung

Die erste reale Eigenfrequenz des Systems tritt bei hoher Winkelgeschwindigkeit (um 25.000 UpM) auf, wodurch - speziell aufgrund der hohen Rotormasse von 84 kg - viel Energie beim Durchfahren der Resonanz aufgewendet werden muss. Bei unzureichender Antriebsleistung ist es nicht möglich, die Resonanzfrequenz zu überwinden, da die Energie der E-Maschine beinahe zur Gänze in Schwingungsenergie umgewandelt wird.

Bei Betrachtung von Abbildung 116 fällt auf, dass die Beschleunigungen am Loslager um ein Vielfaches größer sind als jene des *Back-to-Back Duplex Sets*. Da es sich um Schrägkugellager handelt, ist anzunehmen, dass die axiale Vorspannung des Loslagers aufgrund der Wärmeausdehnung des Rotors einen unzulässig niedrigen Wert annahm, da das Federnpaket nicht mehr in der Lage war, die Längenänderung zu kompensieren. (Es wurden Lagertemperaturen von 100 - 150°C gemessen.) Die starke Erwärmung der Wälzlager im Betrieb hat folgende mögliche Ursachen:

- Zu hohe interne Verspannung
- Schlechte Wärmabfuhr, da Fettschmierung
- Unwuchtkräfte (hohe Radiallast)
- Betrieb der Wälzlager nahe Grenzdrehzahl

→ Aus diesen Erfahrungen lässt sich ableiten, dass eine Reduktion der Resonanzdrehzahl sowie der radialen Lagerlast durch einen nachgiebigen Lagersitz und eine verbesserte Lagerkühlung eine mögliche Lösung darstellt.

## 9.7 Nachgiebige Lagersitze für Wälzlager in FESS

Durch nachgiebige Gestaltung der Lagersitze kann das unter 9.6.1.4 beschriebene Problem hoher, unwuchtinduzierter radialer Lagerlasten vermindert werden. Die Eigenfrequenz des Systems wird zu niedrigeren Drehzahlen verschoben, wodurch das Durchfahren der Resonanz niederenergetischer ausfällt. Die konstruktive Ausführung eines nachgiebigen Lagersitzes kann auf verschiedenste Art und Weise erfolgen. Einige Optionen wurden vom Autor in [186] beschrieben und untersucht. Ausführungsbeispiele sind in Abbildung 117 gegeben.

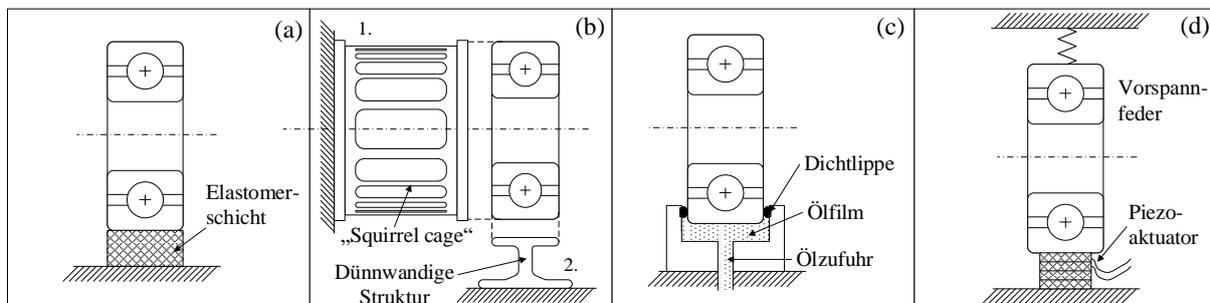


Abbildung 117: Mögliche konstruktive Ausführungen nachgiebiger Lagersitze: a) Einfacher Elastomerdämpfer, b) Nachgiebige Metallstrukturen (1. „Squirrel cage“ bzw. gefrästes Rohrstück oder 2. Dünnwandige Struktur), c) Quetschöldämpfer, d) Aktive Piezo-Lagernachführung.

### 9.7.1 Fallbeispiel CMO-Lagerung

Jene unter 9.6.1.4 genannten Probleme der VIMS-Rotorlagerung sollten durch das im Falle des CMO-Flywheels gewählte Design vermieden werden. Das Lagerkonzept und die wesentlichen Auslegungskriterien sind an dieser Stelle kurz umrissen.

#### Aspekt der Lagerkühlung

Der Lagerschild, welcher das Wälzlager unmittelbar umgibt, wurde mit einer Wasserkühlung versehen. Darüber hinaus wurde eine von der Firma Rosseta Technik GmbH ausgelegte Ölumlaufschmierung implementiert, welche optimalen Wärmeabtransport direkt vom Wälzkörperkontakt garantiert.

#### Aspekt der hochfrequenten Resonanz

Der Lagerschild wurde geteilt, aus zwei konzentrischen Elementen aufgebaut. Zwischen dem inneren Lagerschild, welcher den Wälzlageraußenring umgibt, und dem äußeren Lagerschild, welcher starr mit dem Gehäuse verbunden ist, befindet sich eine Elastomerschicht. Dieses Elastomer gewährleistet eine gute Nachgiebigkeit, wodurch die Resonanzdrehzahl herabgesetzt und die Lagerreaktionskräfte reduziert werden.

Während sich die gyroskopischen Reaktionen nur durch eine geeignete Anbindung an das Fahrzeug (vergleiche Kapitel 9.5.4) eliminieren lassen, können fertigungsbedingte Unwuchtkräfte durch entsprechende Lagersitze und überkritischen Rotorbetrieb reduziert werden. Die Auslegung dieser nachgiebigen Anbindung muss derart erfolgen, dass die Resonanz unterhalb des Betriebsbereiches des Schwungrades liegt. Die niedrigste Betriebsdrehzahl, bei der die elektrischen Motor-Generatoren noch konstante Leistung liefern können, ohne zu hohe Ströme zu erfordern, liegt üblicherweise bei rund 20% der Maximaldrehzahl. Je geringer die Resonanzdrehzahl, desto niederenergetischer und desto einfacher ist das Durchfahren derselben. Nach unten hin wird die Steifigkeit des Lagersitzes jedoch durch die maximal zulässige Auslenkung durch die Linearbeschleunigung sowie gyroskopische Reaktion beschränkt. Abbildung 118 zeigt Rotor und Lagerschild des CMO-Flywheels nach Abnahme des Gehäusedeckels.

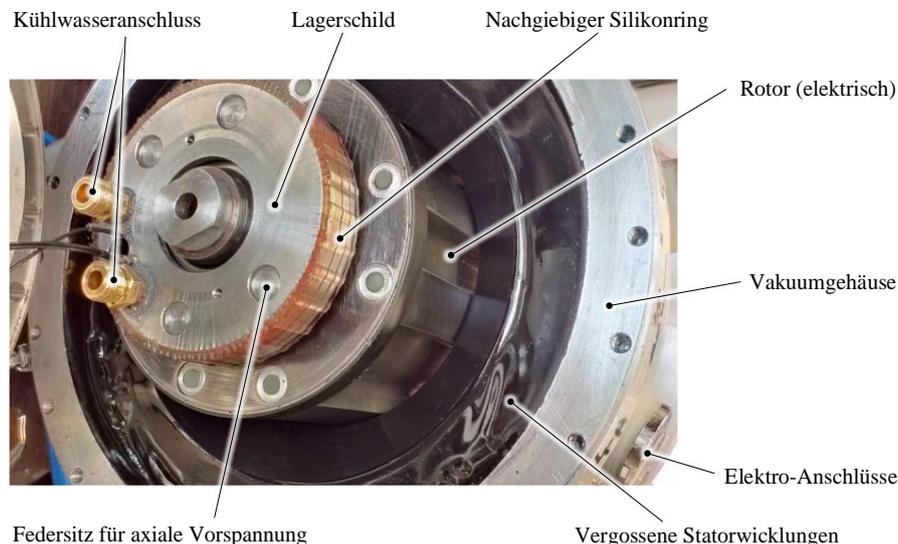


Abbildung 118: Foto von Lagerschild und Rotor des CMO-Flywheels.

Ob nachgiebige metallische Strukturen oder Elastomere, wie der in Abbildung 119 gezeigte Ring aus Guss-Silikon zum Einsatz kommen, hängt vom gewünschten Dämpfungsmaß ab. Es muss erwähnt werden, dass stets ein Kompromiss zwischen Schwingungsisolierung und Schwingungsdämpfung zu finden ist [195]. Regelbare bzw. aktive Maßnahmen wie der in Turbomaschinen gebräuchliche Quetschöldämpfer oder Piezoaktuatoren, welche eine elektrische Lagernachführung erlauben, wurden für Schwungradspeicher vom Autor dieser Arbeit ebenfalls untersucht [196], jedoch bis dato aufgrund des großen finanziellen und konstruktiven Aufwandes als wenig zielführend eingestuft.



Abbildung 119: CMO-Rotorlagerung und dazugehöriger Lagerschild.

Die erwähnte untere Drehzahlgrenze elektromechanischer Schwungräder erlaubt es, die erste Eigenfrequenz des Lager-Rotor-Systems außerhalb des Betriebsbereiches zu setzen. Das Herabsetzen der Resonanzdrehzahl in Kombination mit überkritischem Rotorbetrieb im elektromechanisch relevanten Drehzahlbereich verringert die Lagerlasten und erhöht somit die Lagerlebensdauer.

Um die Eignung und Eigenschaften nachgiebiger Lagersitze für FESS-Anwendungen zu charakterisieren, ist es aufgrund der starken Interdependenzen im Speicher (Magnetkräfte etc.) erforderlich, das System *Lager-Lagersitz* herausgelöst zu untersuchen.

### 9.7.2 Untersuchung alternativer Lagersitzkonzepte - Praxisbeispiel LESS

Die Praxisbeispiele des *VIMS-Rotors* (vergleiche 9.6.1) und des *CMO-Flywheels* (vergleiche 9.7.1) haben gezeigt, dass ein Versagen von mechanischen FESS-Lagern in erster Linie durch folgende zwei Überlastungsarten hervorgerufen wird:

1. Thermische Überlastung aufgrund hoher Drehzahlen und mangelnder Konvektionskühlung
2. Mechanische Überlastung beim Durchfahren von Resonanzen

Während die thermische Problematik entweder durch Implementierung einer komplexen Ölschmierung, oder einfacher, durch wassergekühlte Lagerschilde, wie auch in Abbildung 118 dargestellt, gelöst werden kann, bedarf das Resonanzproblem der Modifikation des gesamten maschinendynamischen Verhaltens des Schwungradspeichers.

Im von der FFG geförderten Projekt *Lebensdauererhöhung von Schwungrad-Speichersystemen* (kurz LESS) wurden vom *Institut für elektrische Messtechnik* und dem *Institut für Maschinenelemente* der *TU Graz* spezifische Lösungsansätze für Wälzlager in Schwungradspeichern erarbeitet. Hauptaugenmerk lag dabei auf der Untersuchung von aktiven und passiven Maßnahmen für die Manipulation von Nachgiebigkeit und Dämpfung des Lagersitzes. Der Aufbau eines Sonderprüfstandes, der im Zuge des Projektes konzipiert wurde, ist in Abbildung 120 dargestellt.

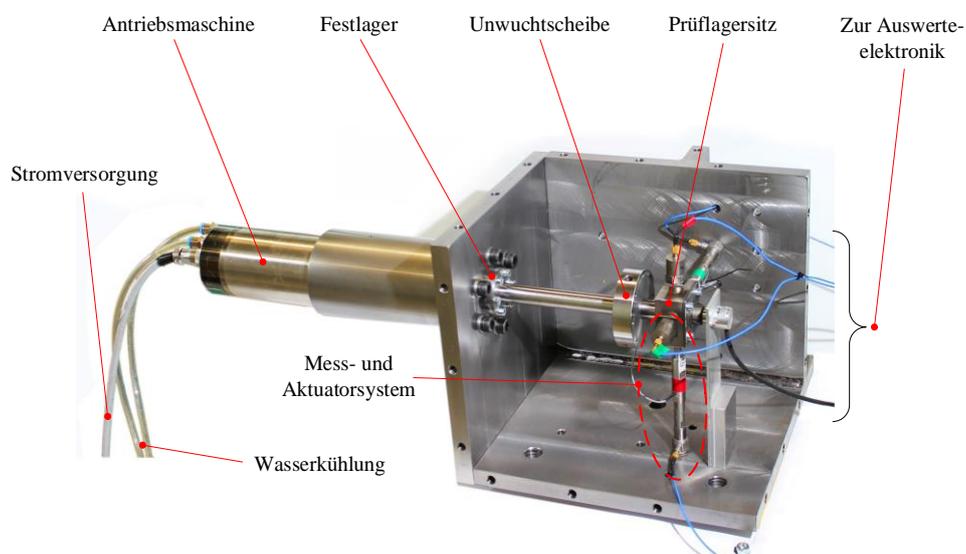


Abbildung 120: Aufbau des LESS-Prüfstandes zur Untersuchung aktiver und passiver Lagerdämpfungselemente.

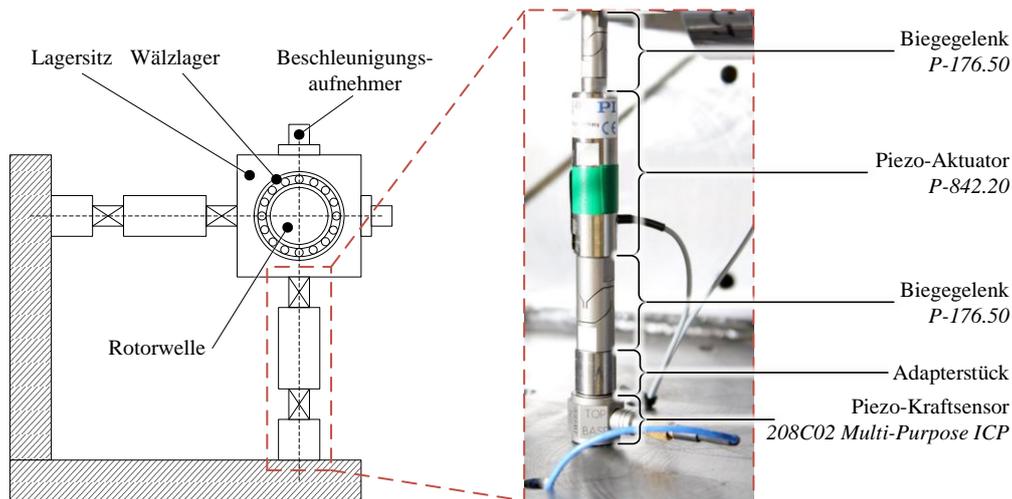
Die als Aktuator- und Messsystem bezeichnete Einheit setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- **Beschleunigungsaufnehmer:** Typ 353B34 der Firma *PCB Piezotronics*
- **Piezo-Kraftsensor:** 208C02 *Multi-Purpose ICP* der Firma *Pi*

Optional, nur im Falle einer *aktiven* Lagernachführung:

- **Piezoaktuatoren:** Typ *P-842.20* mit Biegeelkenen *P-176.50* und *P-176.60* der Firma *Pi*

Wie in Abbildung 121 ersichtlich, sind die Komponenten jeweils in horizontaler und vertikaler Richtung verbaut.



**Abbildung 121: Aufbau der Mess- und Aktuatoren-Einheit des LESS-Prüfstands.**

Die Untersuchung einer aktiven Lagernachführung, welche das „Umschalten der Resonanzfrequenz“ im Betrieb erlaubt, wurde zu Beginn des Projektes durchgeführt und brachte – kurz zusammengefasst - folgende Erkenntnisse:

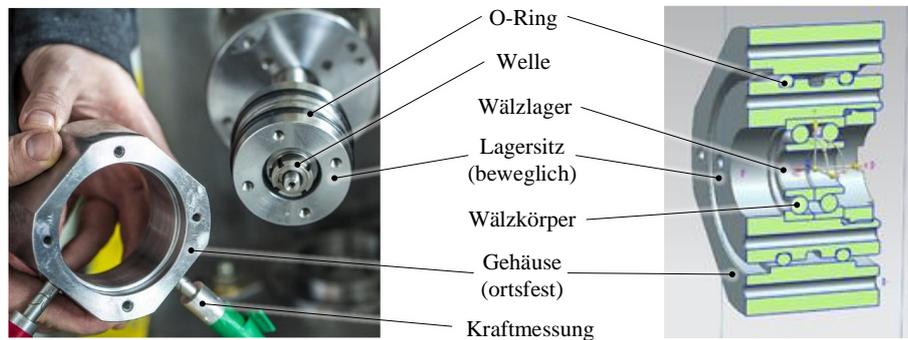
- Die prinzipielle Eignung einer mittels Piezo-Aktuatoren und Force-Feedback-Regelung aktiv geführten Lagerung konnte nachgewiesen werden.
- Die industriell verfügbaren Piezo-Aktuatoren eignen sich nur für:
  - Kleine Kräfte, d.h. sie verlangen eine hohe Wuchtgüte des Schwungrades
  - Geringe Wege, das heißt die Exzentrizität muss sehr kleine Werte aufweisen
- Um entsprechend hohe, für Schwungräder in der Größenordnung von 0,1 bis 5 kWh relevante Lagerreaktionen aktiv zu dämpfen/beherrschen, sind entsprechend leistungsfähige Ladungsverstärker vonnöten, welche hohe Kosten sowie elektrische Verluste verursachen.
- Die Kosten eines Lagersitzes bestehend aus Piezo-Stack, Verstärker, Kraftmessung und Regelung belaufen sich auf ~1500 Euro (selbst bei geringen zulässigen Lagerkräften von weniger als 300 N.)
- Da die Piezo-Stacks sehr empfindlich auf Zug- und Biegespannungen reagieren, sind eine Druckvorspannung mittels Federpaket und eine vorsichtige Handhabung unerlässlich.

Aufgrund dieser Tatsachen muss die Eignung der aktiven, Piezo-gestützten Lagerung für kommerzielle Schwungradspeicher in Fahrzeugen hinterfragt werden. Besonders die mechanische Empfindlichkeit des Systems muss als gravierender Nachteil, der maximal unter Laborbedingungen in Kauf genommen werden kann, angesehen werden. Detailliertere Informationen zur regelungstechnischen Umsetzung des Projektes wurden in [197] publiziert.

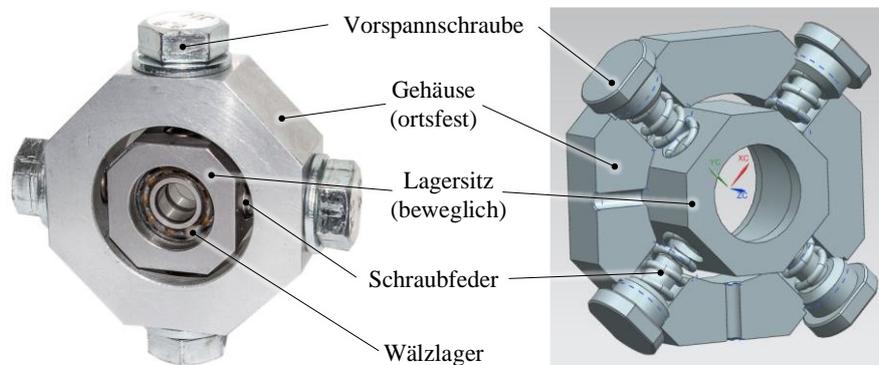
#### 9.7.2.1 Lagerlebensdauererhöhung durch den Einsatz nachgiebiger Lagersitze

Der in Abbildung 120 gezeigte Prüfstand erlaubt, wie erwähnt, die Untersuchung von *zwei verschiedenen Lagersitzkonzepten*. Einerseits kann die Steifigkeit und Dämpfung des Lagersitzes mittels Piezoaktuatoren *aktiv* verändert werden, andererseits können verschiedene *nachgiebige Elemente* wie

Elastomere oder Federn, also *passive* Lösungen evaluiert werden. Abbildung 123 und Abbildung 121 zeigen praktische Möglichkeiten nachgiebiger FESS-Lagersitze, welche am *EMT* in Kooperation mit dem *IME* der *TU Graz* im Zuge des *LESS*-Projektes untersucht wurden.



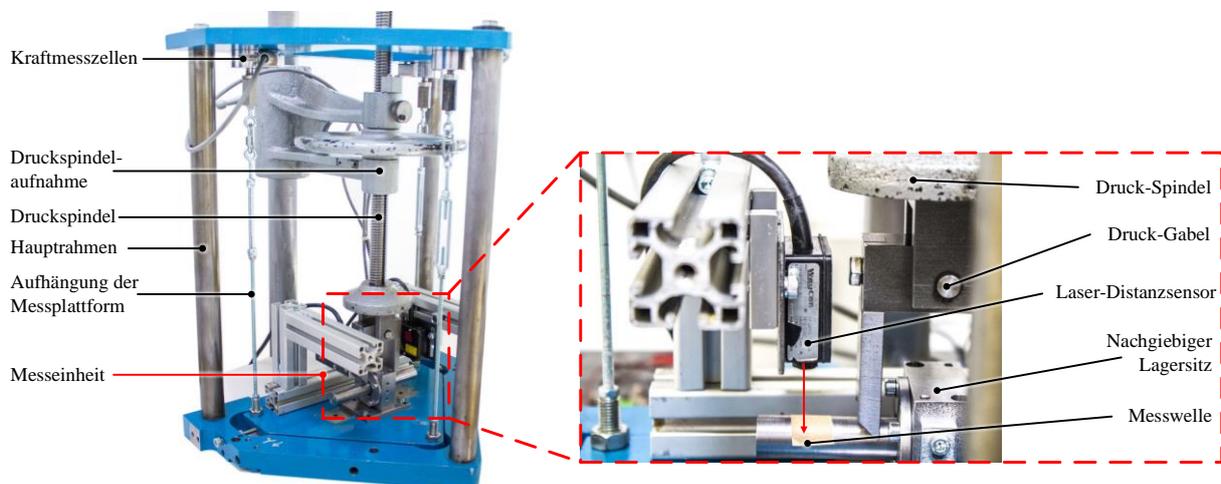
**Abbildung 122: Nachgiebiger Lagersitz mit Elastomerelementen (O-Ringen).**



**Abbildung 123: Nachgiebiger Lagersitz mit einstellbaren Spiralfedern.**

Neben einer den Piezo-Aktuatoren überlegenen Robustheit weisen diese passiven Schwingungsisolationsmaßnahmen vor allem einen wesentlichen Vorteil hinsichtlich Kostenreduktion auf. Die unvermeidliche Notwendigkeit, eine spezifische Kostenreduktion von Schwungradspeichern (€/kWh) zu erreichen wurde in dieser Arbeit bisher mehrmals erwähnt und rechtfertigt die Untersuchung passiver low-cost Lagersitze, trotz der nicht im Betrieb beliebig einstellbaren Nachgiebigkeit.

Vor Überprüfung der dynamischen Eigenschaften der passiven Lagersitze im *LESS*-Prüfstand wurde eine quasistatische Charakterisierung vorgenommen, d.h. eine Kraft-Weg-Kennlinie aufgezeichnet. Der hierfür eingesetzte Prüfaufbau ist in Abbildung 123 dargestellt, Messergebnisse in Abbildung 125.



**Abbildung 124: Testaufbau zur Ermittlung der Nachgiebigkeit der passiven Lagersitze.**

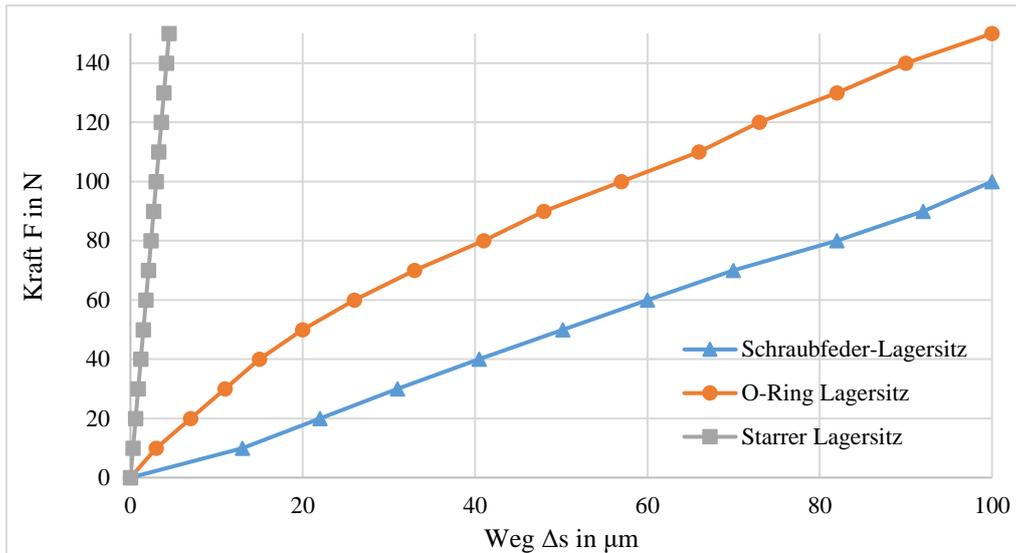


Abbildung 125: Federkennlinien zweier nachgiebiger sowie eines starren Lagersitzes.

Die gut erkennbare Degressivität der Federkennlinie des Lagersitzes mit O-Ringen ist typisch für die *Pseudo-Elastizität von Elastomeren*, welche ein fluidähnliches Verhalten aufweisen. Während der starre Lagersitz eine gemessene Nachgiebigkeit von  $18.9 \text{ N}/\mu\text{m}$  aufweist, erreicht der „2-O-Ring-Lagersitz“  $1,6 \text{ N}/\mu\text{m}$ , „3-O-Ring-Lagersitz“  $2,4 \text{ N}/\mu\text{m}$  und der „Feder-Lagersitz“ etwa  $1,0 \text{ N}/\mu\text{m}$ .

Beim dynamischen Prüfstandsversuch wurde die Welle mit der Unwuchtscheibe zuerst auf 3000 UpM beschleunigt und dieses Drehzahlniveau einige Sekunden gehalten, um einen eingeschwungenen Zustand zu erreichen. Danach wurde auf 11.500 UpM gesteigert, wobei der Beschleunigungsvorgang lediglich 5 Sekunden betrug, um nicht zu lange in der Resonanz zu verharren. Sobald die maximale Schwingungsamplitude wieder am Abklingen war, lief der Rotor überkritisch. Abbildung 126 zeigt die Resonanzdurchfahrt der 2- und 3-O-Ring-Konfigurationen. Es ist deutlich zu erkennen, dass der nachgiebigere Lagersitz geringere maximale Lagerlasten (100 N versus 125 N) aufweist.

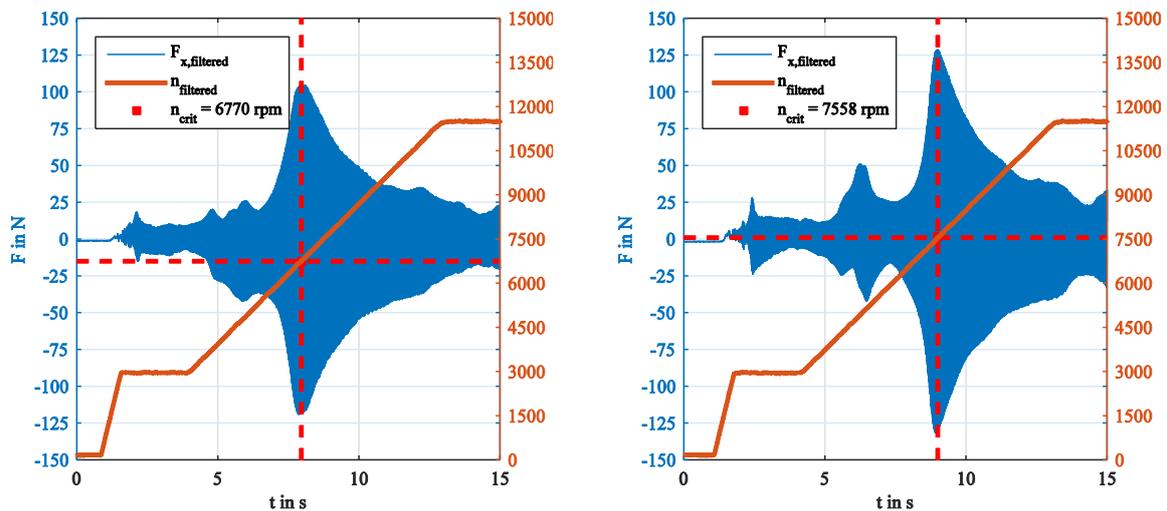


Abbildung 126: Radiale Lagerlast über Drehzahl der nachgiebigen Lagersitze mit  $1.6 \text{ N}/\mu\text{m}$  (a) und  $2.4 \text{ N}/\mu\text{m}$  (b).

→ Als wichtigster Punkt ist festzuhalten, dass die Unwucht-induzierte Lagerlast im überkritischen Betrieb bei höheren Drehzahlen abnimmt, während sie bei einem völlig starren System mit dem Quadrat der Drehzahl ansteigt.

Abbildung 127 zeigt Messergebnisse von Lagerlasten, welche mit Hilfe des in Abbildung 120 rechts dargestellten Prüfaufbaus ermittelt wurden. Bereits bei 10.000 UpM tritt eine Radialkraftreduktion von 63% verglichen zur starren Anbindung auf, was einer Lebensdauererhöhung um den Faktor 20 entspricht.

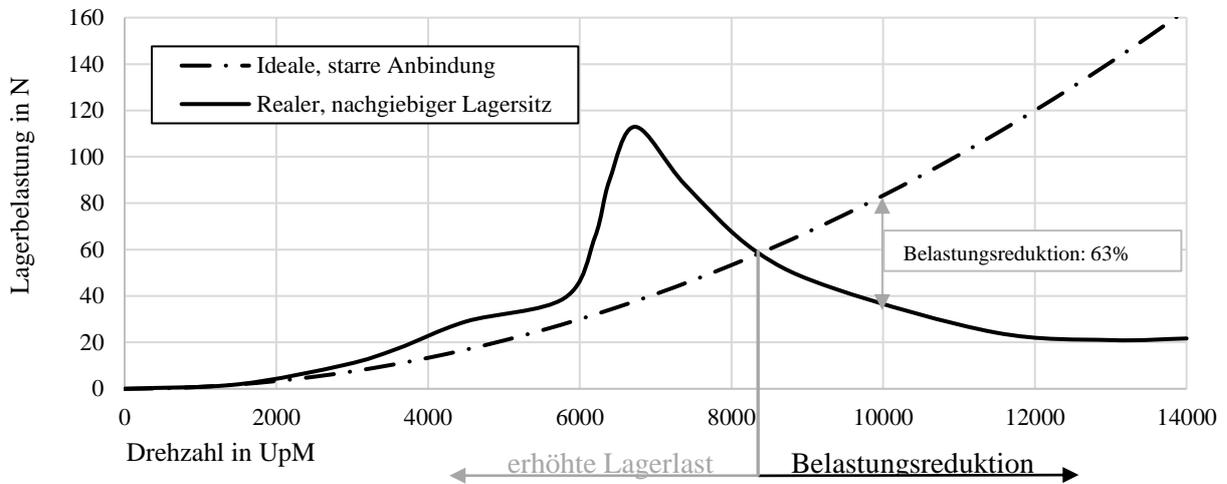


Abbildung 127: Radiale Lagerlasten bei selber Rotorunwucht, jedoch starrer oder nachgiebiger Lageranbindung.

### 9.7.2.2 Zusammenfassung – Lagerlasten bei FESS

Abbildung 128 fasst sämtliche bei Schwungradspeichern auftretenden Lagerlasten zusammen und unterteilt diese in 4 Hauptkategorie sowie deren Ursachen und mögliche Lösungen, die bereits in den vergangenen Kapiteln detailliert erklärt wurden.

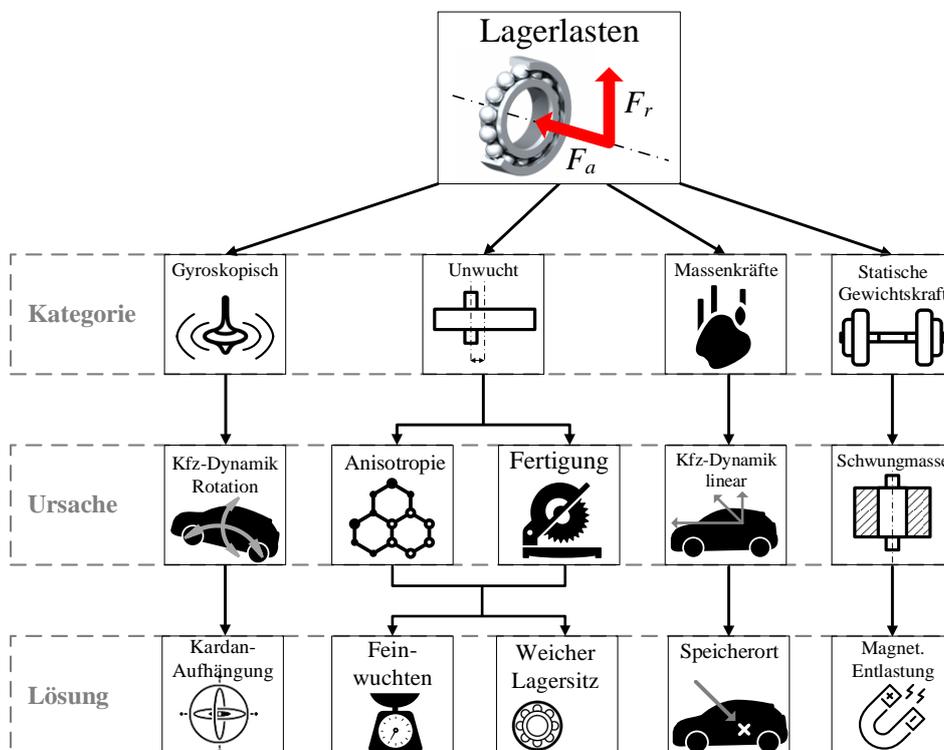


Abbildung 128: Übersicht über Lagerlasten bei Schwungradspeichern.

**→ Die folgenden drei Aspekte der Lagerung von FESS wurden in dieser Arbeit herausgegriffen und im Detail analysiert:**

### **1. Gyroskopische Lagerreaktionen**

- a. Es wurde gezeigt, dass die Anbindung des FESS an das Fahrzeug einen erheblichen Einfluss auf die gyroskopischen Lagerlasten hat. Im Idealfall kommt eine vollkardanische Aufhängung zum Einsatz.
- b. Eine weitere Möglichkeit der Reduktion gyroskopischer Lagerlasten eines FESS bei gleichbleibendem Energieinhalt besteht in der Erhöhung der Drehzahl. Eine Drehzahlerhöhung bei konstanter Energie bewirkt eine Reduktion der Rotormasse und somit des Drehimpuls. An dieser Stelle muss in Erinnerung gerufen werden, dass die Drehzahl einen quadratischen Einfluss auf den Energieinhalt hat, jedoch nur linear in die Berechnung des gyroskopischen Moments eingeht.

### **2. Unwuchtkräfte**

- a. Eine fertigungsbedingte Exzentrizität des Rotors ruft Unwuchtkräfte hervor, welche durch dynamisches Wuchten eliminiert werden können. Aufgrund der begrenzten Genauigkeit der Wuchtmaschinen ist eine gewisse „Restunwucht“ unvermeidbar und verlangt nach folgender Lösung:
- b. Ein nachgiebiger Lagersitz vermag die unwuchtinduzierten radialen Lagerlasten bei hohen Drehzahlen zu reduzieren, indem er überkritischen Rotorbetrieb gewährleistet. Passive Maßnahmen (mittels nachgiebiger, dämpfender Strukturen) haben sich gegenüber den teuren und aufwändigen aktiven Maßnahmen (schnelle Aktuatoren zur Lagernachführung) als effektiv erwiesen.

### **3. Freie Massenkräfte**

- a. Die aufgrund der Linearbeschleunigungen des Fahrzeuges hervorgerufenen freien Massenkräfte des Rotors, welche sich auf der Lagerung abstützen, lassen sich nur durch Verringerung der Rotormassen (= Drehzahlsteigerung) eliminieren.

### **4. Statische Gewichtskraft**

- a. Im Falle einer vertikalen Drehachse – wie bei beinahe allen FESS-Anwendungen üblich – kann die Gewichtskraft durch magnetisches Heben reduziert werden, was eine Reduktion der axialen Lagerlast und somit des Verlustmoments ermöglicht. Diese Lösung wird im folgenden Abschnitt 10.3.1 genauer beschrieben.

## 10 Stationäre FESS – eine Chance „abseits des Automotive-Sektors“

Wie bereits mehrfach erwähnt, sind Schwungradenergiespeicher mit ihren hohen spezifischen Leistungen bei moderaten Energieinhalten bzw. ihren hohen Zyklenzahlen ideal für Bremsenergieerückgewinnung in dynamischen Fahrprofilen. Einige spezifische Probleme bei Einsatz dieser Speicher in Automobilen, wie die oben erörterten gyroskopischen Lagerreaktionen und die in Kapitel 8 diskutierte Crash-Sicherheit, würden bei Stationäranwendungen komplett entfallen. Gelingt es, die bislang hohe Selbstentladung von FESS zu minimieren und gleichzeitig die Kosten zu senken, so könnte dieses Konzept eine gute Alternative zu chemischen Batteriespeichern für die Speicherung erneuerbarer Energie darstellen. Der vielzitierte Umstieg vom konventionellen Pkw mit Verbrennungskraftmaschine auf ein voraussichtlich primär elektrobasierendes Transportsystem macht nur dann Sinn, wenn sich der Strommix zu einem Großteil aus CO<sub>2</sub>-neutralen Energiequellen zusammensetzt. Im Jahr 2013 wurden in der EU durchschnittlich immer noch 558g CO<sub>2</sub> pro kWh Elektrizität produziert [198], was - wenn man die Lade- und Entladewirkungsgrade der Elektrofahrzeuge berücksichtigt - nicht wesentlich besser ist als die Energieerzeugung mittels Benzinmotor, welche in etwa 690g CO<sub>2</sub> pro kWh verursacht [199].

Um die Effektivität von privaten, dezentralen PV-Systemen sowie den Autarkiegrad zu steigern, wurde im Rahmen einer Machbarkeitsstudie am *IME* der *TU Graz* ein Schwungradspeicher für Solarenergie entwickelt. Eine mögliche Anwendung, die das Laden von Elektrofahrzeugen mit Solarstrom selbst in den Nachtstunden ermöglicht, ist in Abbildung 129 dargestellt.

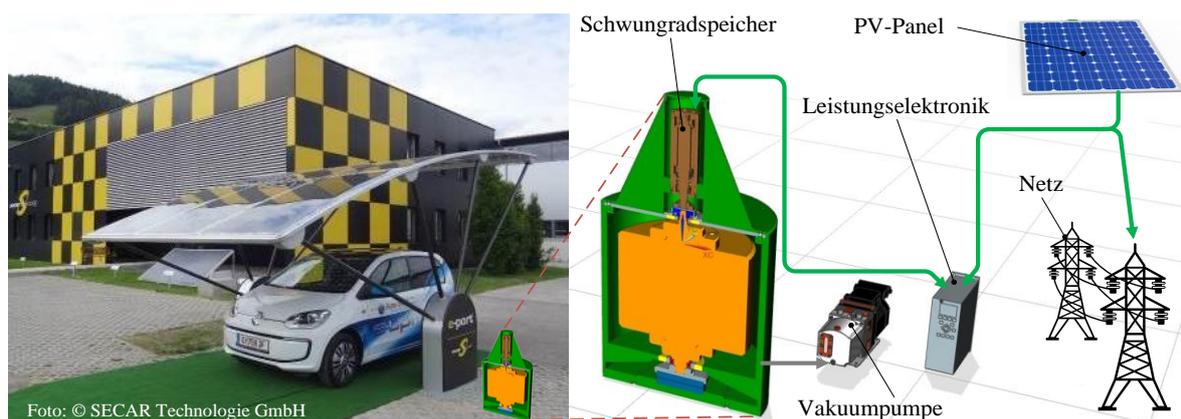


Abbildung 129: Anwendung eines FESS als Pufferspeicher für ein Solar-Carport.

### 10.1 Verringerung des Verlustmoments von FESS-Lagern

#### 10.1.1 Lagerkonzepte für stationäre Schwungradspeicher

Neben der essentiellen Rolle betreffend Performance und energetische Spezifikationen des Systems beeinflusst die Lagerung die Kosten des FESS während des gesamten Lebenszyklus, wie die folgenden Beispiele zeigen:

##### a) Fertigungs- und Assemblierungskosten

**Aktive Magnetlager** bieten eine besonders gute Eignung für hohe Drehzahlen und die Möglichkeit Nachgiebigkeit und Dämpfung aktiv (während des Betriebs) zu verändern. Als schwerwiegender Nachteil müssen jedoch die hohen Kosten genannt werden [200].

**Hochpräzise Wälzlager**, welche für die relevanten Drehzahlbereiche von Schwungradspeichern geeignet sind, erfordern nicht nur enge Fertigungstoleranzen bei der Herstellung des Lagers per se, sondern setzen eine exakte Fertigung des Lagersitzes und in weiterer Folge gute Form-, Lage- und Lauf toleranzen der Peripherie voraus. Ein Aspekt, der die Systemkosten des Speichers ebenfalls beeinflusst. (Vergleiche Abbildung 130.)

## b) Servicekosten

Während bei aktiven Magnetlagern lediglich elektronische Komponenten thermischem Altern unterliegen, sind wälzgelagerte Schwungräder verschleißbehaftet. Die Erneuerung des Schmiermittels oder in manchen Fällen des gesamten Wälzlagers stellt üblicherweise den einzigen Posten bei der Ermittlung der Servicekosten dar.

## c) Betriebskosten

Bei *USV-Anlagen*, bei denen das Schwungrad permanent mitläuft bis ein Stromausfall auftritt, sind die Lagerverluste den Betriebskosten gleichzusetzen. Wird das *FESS zur Speicherung von erneuerbaren Energien* eingesetzt, so wirkt sich die Lagerreibung auf die Selbstentladung sowie den Gesamtwirkungsgrad und in weiterer Folge die gesamte Systemrentabilität bzw. Amortisationsdauer aus. Da die Strömungsverluste durch Evakuieren des Schwungradgehäuses minimiert werden können, zählt die Lagerreibung zu den Hauptursachen von Selbstentladung und Betriebskosten. (Dem niedrigen mechanischen Verlustmoment aktiver Magnetlager stehen elektrische Verluste in der Leistungselektronik sowie Ohm'sche Verluste in den Spulen gegenüber.)

## 10.2 Lasten und Reibungsverluste in Wälzlagern für FESS-Anwendungen

Das Verlustmoment von Wälzlagern ist proportional ihrer Drehzahl und Last, wobei der lastunabhängige Anteil von konstruktiven Aspekten des Lagers (wie Käfig- oder ggf. Dichtungsreibung sowie Wälzkörperfliehkräften) und elasto-hydrodynamischen Schmiermitteleffekten abhängt. Der überwiegende Teil des Verlustmoments ist jedoch lastabhängig, das heißt, dass der Rollwiderstand proportional zur axialen und radialen Lagerlast zunimmt. Die Erkenntnisse von Kapitel 10.2 bis 10.4 wurden vom Autor bereits in [201] publiziert.

### 10.2.1 Lagerlasten von stationären Schwungradspeichern

#### Axiale Lagerlasten

Anstelle der gyroskopischen Lasten bei mobilen FESS tritt im Falle von Stationärspeichern die statische Gewichtslast des Rotors in den Vordergrund. Der üblicherweise bei stationären FESS deutlich höhere geforderte Energieinhalt verlangt größere Rotormassen, wodurch das Fest-(oder Axial-)Lager eine signifikant höhere Belastung erfährt.

#### Radiale Lagerlasten

Der Ursprung aller radialen Lagerlasten in Schwungradspeichern (mit vertikaler Drehachse) findet sich in Unwuchtkräften. Diese sind ein unvermeidliches Produkt des realen Fertigungsprozesses des Rotors. Und hier liegt wiederum ein Zielkonflikt vor: Wälzlager werden anstelle von Magnetlagern eingesetzt, um Kosten zu sparen. Wird jedoch ein konsequenter Low-Cost-Ansatz verfolgt, so dürfen auch die Fertigungstoleranzen nicht zu eng definiert werden. Abbildung 130 zeigt die relativen Metallbearbeitungskosten in Abhängigkeit der Toleranzklassen und verschiedenen Fertigungsverfahren.

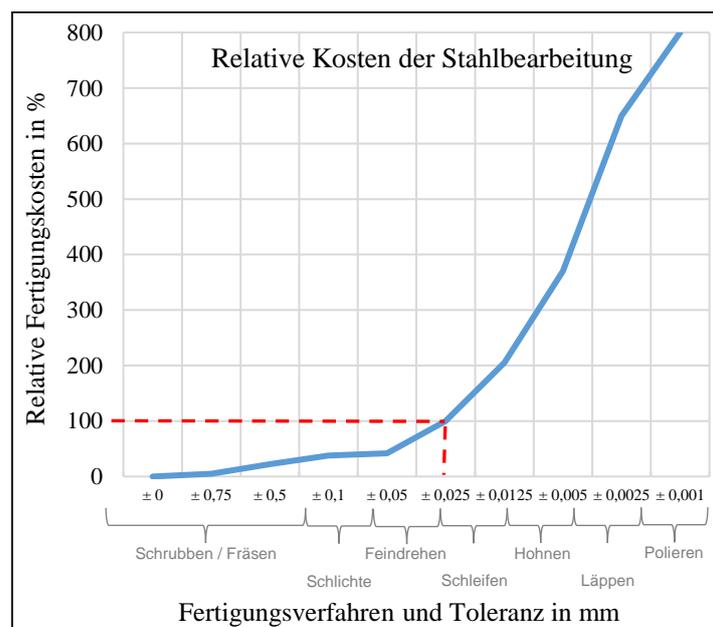


Abbildung 130: Fertigungskosten über Toleranzklassen [202].

## 10.2.2 Analytische Bestimmung des Verlustmoments

Zur Abschätzung des Verlustmoments der Wälzlagerung wurden drei in der Literatur als Industriestandard festgelegte Methoden angewendet und verglichen. Tabelle 40 liefert eine Übersicht.

**Tabelle 40: Berechnungsmethoden zur Ermittlung des Lagerverlustmoments**

Methode	Formel	Beschreibung
<i>FAG nach Palmgren</i> [203]	$M_r = M_0 + M_1$ <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ <math>M_0</math>... drehzahlabhängiges Moment</li> <li>➤ <math>M_1</math>... lastabhängiges Moment</li> </ul>	Bei dieser Berechnung wird davon ausgegangen, dass sich das Reibungsmoment aus einem lastabhängigen und einem drehzahlabhängigen Moment zusammensetzt.
<i>SKF vereinfacht</i> [204]	$M_r = 0,5 \mu P d$ <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ <math>\mu</math>... konstanter Reibbeiwert</li> <li>➤ <math>P</math>... Lagerbelastung</li> <li>➤ <math>d</math>... Lagerdurchmesser</li> </ul>	Diese Berechnung gilt für: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Lagerbelastung <math>P \approx 0,1 C</math></li> <li>• gute Schmierung</li> <li>• normale Betriebsverhältnisse</li> </ul> Das Reibmoment lässt sich über eine konstante Reibungszahl, die äquivalente Lagerbelastung und dem Bohrungsdurchmesser berechnen.
<i>SKF erweitert</i> [204]	$M_r = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ <math>\Phi_{ish}</math>... Faktor Schmierfilmdicke</li> <li>➤ <math>\Phi_{rs}</math>... Einfluss Schmiermittelverdrängung</li> <li>➤ <math>M_{rr}</math>... Rollreibungmoment</li> <li>➤ <math>M_{sl}</math>... Gleitreibungmoment</li> <li>➤ <math>M_{seal}</math>... Dichtungsmoment</li> <li>➤ <math>M_{drag}</math>... Planschverlust bei Ölschmierung</li> </ul>	Es handelt sich um eine ursachenabhängige, physikalisch-analytische Berechnungsmethode. Gleitreibung (auch Käfigreibung) sowie Elasto-Hydrodynamik der Schmierung werden ebenfalls berücksichtigt.

Die Anwendung, egal welcher der drei Methoden, setzt in jedem Fall eine gute Kenntnis der Belastungssituation voraus. Im konkreten Fall des betrachteten Schwungradspeichers bedeutet das, dass neben dem Rotorgewicht auch die Exzentrizität bzw. Unwucht bekannt sein muss. Das Verlustmoment in Abhängigkeit der Drehzahl wurde für die in Tabelle 41 gelisteten Eingangswerte ermittelt und ist in Abbildung 131 dargestellt.

**Tabelle 41: Eingangsdaten für die Verlustmomentrechnung, Rillenkugellager Baureihe 626.**

Bezeichnung	Kürzel	Wert	Einheit
Masse des Rotors	$m_{Schwungrad}$	27	kg
Radius des Rotors	$r_{Schwungrad}$	0,125	m
Exzentrizität des Rotors	$e_{Schwungrad}^a$	$10^{-6}$	m
Drehzahl des Rotors	$n_{Schwungrad}$	20.000	min <sup>-1</sup>
Axialer Entlastungsgrad <sup>b</sup>	$f_E$	0,9	-
Resonanzdrehzahl	$n_{krit}$	4.500	min <sup>-1</sup>
Radiallast im überkritischen Betrieb <sup>c</sup>	$F_{rad \text{ überkritisch}}$	390	N

<sup>a</sup>... basierend auf einer angenommenen Wuchtgüte von G=6,3.

<sup>b</sup>... für magnetische Gewichtsentlastung siehe Kapitel 10.3.1.

<sup>c</sup>... bestimmt durch Exzentrizität des Rotors und Nachgiebigkeit des Lagersitzes.

➔ Abgesehen von einer starken Divergenz der Methoden lässt sich erkennen, dass eine Reduktion des Entlastungsgrades von 0% auf 90% rein rechnerisch gesehen keine signifikante Reduktion des berechneten Verlustmoments mit sich bringt, was – so viel sei vorweg genommen – in starkem Widerspruch zu den Prüfstandsergebnissen steht.

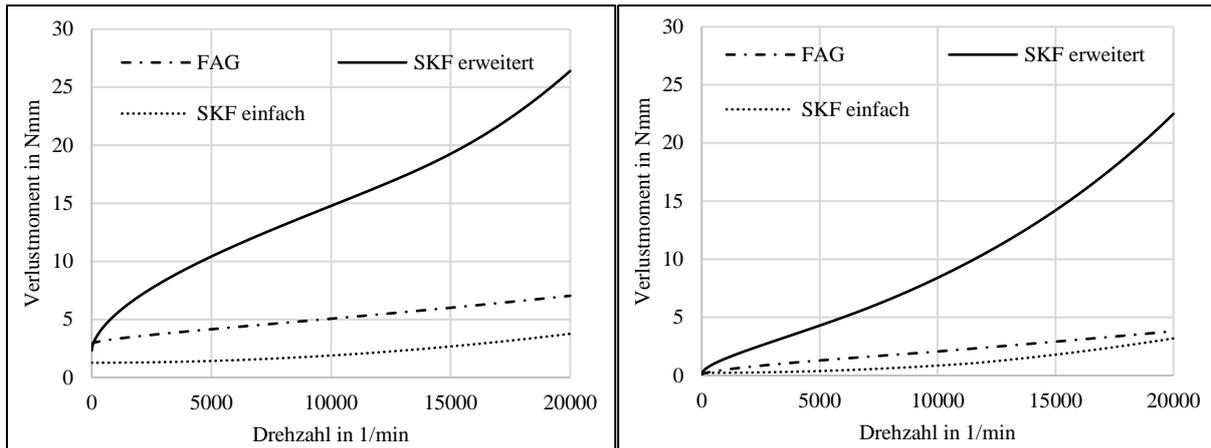


Abbildung 131: Berechnetes Verlustmoment des 30-kg-Schwungrades mit 2 Stück Rillenkugellager Baureihe 626 bei 0% (links) und 90% Gewichtsentslastung (rechts) unter Berücksichtigung überkritischen Rotorbetriebs.

Einen eklatanten Einfluss hat die Reduktion der axialen Lagerlast jedoch auf die Abschätzung der Lagerlebensdauer, welche basierend auf der klassischen Methode der *nominellen Lagerlebensdauer nach FAG (L<sub>10</sub>-Methode)* vorgenommen wurde, wie Abbildung 132 zeigt.

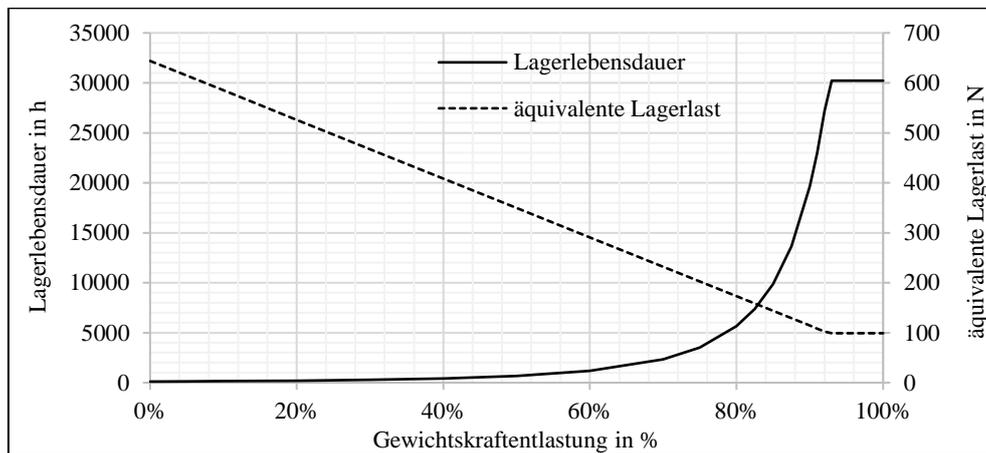


Abbildung 132: Einfluss des Entlastungsgrades auf die Lebensdauer eines Rillenkugellagers BR 626 bei einer konstanten Drehzahl von  $n=10\,000\text{ min}^{-1}$ .

## 10.3 Lagerlastreduktion bei Schwungradspeichern mit Wälzlagern

### 10.3.1 Reduktion der Axiallasten

Als Methode zur Reduktion der axialen Lagerlast wurde eine *magnetische Gewichtsentslastung* in Betracht gezogen. In erster Instanz wurde der einfachste Aufbau eines Schwungradspeichers betrachtet, nämlich eine rotierende, zylindrische Scheibe aus Stahl ohne Motor-Generator zur Energiewandlung. Die Lösungen wurden unterstützend im Rahmen einer Diplomarbeit [205] evaluiert.

Hubmagnete wurden bereits mehrfach bei FESS eingesetzt [36], aber dennoch beliefen sich die Verlustleistungen auf mehrere Hundert Watt, was im Falle aktiver Hubmagnete auf die elektrischen Verluste zurückzuführen ist. Permanentmagnete hingegen (wie in 6.1.1 beschrieben) wurden vorwiegend in segmentierter Bauweise eingesetzt, was zu einer Inhomogenität des Magnetfeldes führt und in weiterer Folge Wirbelstromverluste erzeugt. Diese Verluste treten zwangsläufig bei einer Veränderung des Magnetfeldes auf, wobei gilt, je größer die zeitbezogene Änderung des Feldes und je größer die Leitfähigkeit des sich im Feld befindlichen (Rotor-)Materials ist, umso größer werden die Wirbelströme. Diese sorgen einerseits über den Ohm'schen Widerstand für Verluste und andererseits erzeugen die Wirbelströme ihrerseits ein der Bewegung entgegen gerichtetes und damit bremsendes

magnetisches Feld. Damit kann unter gewissen Umständen der positive Effekt der Gewichtsentlastung zunichtegemacht werden. Mögliche Ursachen für ein sich änderndes Magnetfeld sind:

- Anisotropie des (ferromagnetischen) Rotormaterials
- Inhomogenität des Magnetfeldes des Permanentmagneten
- Unstetigkeit der Rotoroberfläche innerhalb des Magnetfeldes

### 10.3.1.1 Option 1 – Anziehende Anordnung mit Hartferritring

Diese Option bietet aus konstruktiver Sicht die einfachste Lösung einer Gewichtsentlastung. Ein Ringmagnet wird über dem Stahlrotor angeordnet und verringert durch seine anziehende (hebende) Kraft die Axiallast, wie in Abbildung 133 dargestellt.

#### Vorteile:

- Aufgrund der beinahe bis zum äußeren Rotordurchmesser möglichen Ausdehnung des Magneten spielt die magnetische Flussdichte eine untergeordnete Rolle und es können kostengünstige Hartferritmagnete eingesetzt werden.
- Gute Verfügbarkeit von Ringmagneten mit einem für die Schwungradwelle adäquaten Bohrungsdurchmesser (>50 mm).
- Stahlrotoren benötigen aufgrund ihrer ferromagnetischen Eigenschaften keinen zweiten, mitdrehenden Magneten.

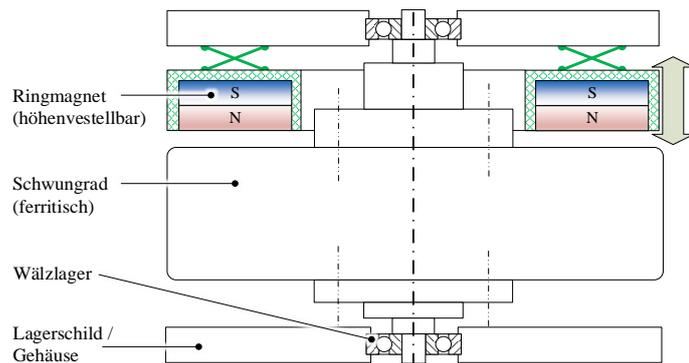


Abbildung 133: Option 1 – Anziehende Anordnung mit Ferritring

#### Nachteile:

Sämtliche Nachteile dieser Anordnung haben mit den bereits erwähnten Wirbelstromverlusten zu tun. Da das Ziel aber in der Entwicklung eines möglichst verlustarmen Lagerkonzeptes liegt, muss ihnen besondere Beachtung geschenkt werden.

- Die gute elektrische Leitfähigkeit des Rotors begünstigt die Ausbreitung von Wirbelströmen
- Unzureichende Lauftoleranzen des Rotors (Planlauf) verändern den Abstand zwischen Rotor und Magnet und bewirken somit eine Veränderung der Flussdichte.
- Die dem Magneten zugewandte Fläche des Rotors darf keinerlei Inhomogenität (Bohrungen etc.) aufweisen.

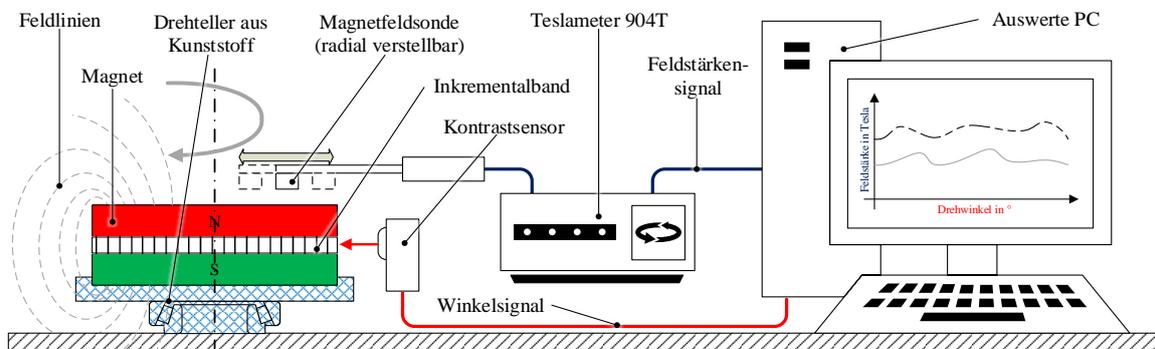
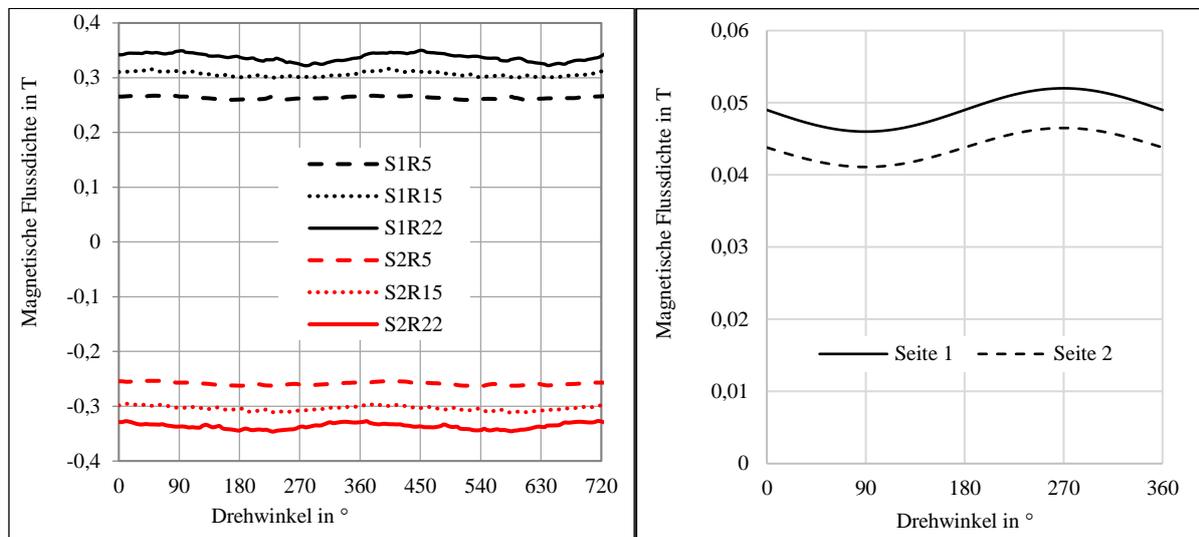


Abbildung 134: Messaufbau zur Messung der Homogenität des Feldes des Hubmagnets.

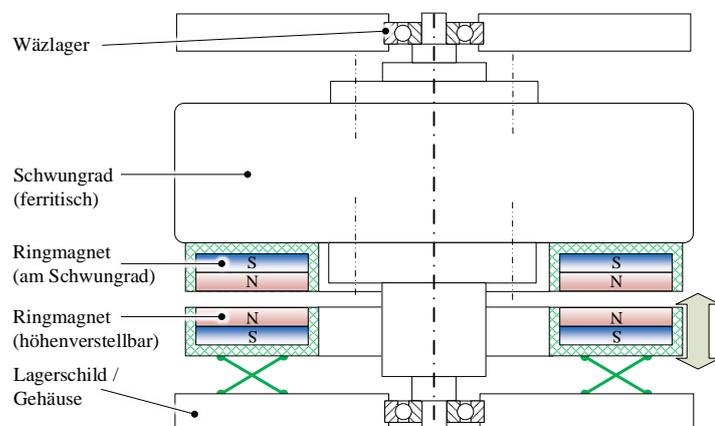
Die Homogenität eines Hartferritmagnets mit 220 mm Außendurchmesser und 80 mm Bohrung wurde wie in Abbildung 134 skizziert mit einem *Teslameter 904T* gemessen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 135 dargestellt und lassen Schwankungen bis zu 20 % erkennen. Deutlich besser als der Hartferritring schneidet der SmCo-Scheibenmagnet, links im Bild zu erkennen, ab.



**Abbildung 135: Magnetische Flussdichte zweier Magnettypen. Links - SmCo-Scheibenmagnet mit 40 mm Durchmesser. Rechts - Hartferritmagnet mit 220 mm Durchmesser und 80 mm Bohrung.**

### 10.3.1.2 Option 2 - Zwei Magnete in abstoßender Anordnung

Die starken Schwankungen der magnetischen Flussdichte des Hubmagnetes von Option 1 würden – um das Verlustmoment aufgrund von Wirbelströmen gering zu halten - ein ferromagnetisches, jedoch elektrisch schlecht leitendes Rotormaterial erfordern. Da die kostengünstigen Rotoren aber aus Bau- oder Vergütungsstahl gefertigt sein müssten, besteht eine Möglichkeit zur Verlustreduktion nur im Anbringen eines zweiten, abstoßenden Ferrittrings, da dieser eine schlechte elektrische Leitfähigkeit aufweist.



**Abbildung 136: Option 2a – Abstoßende Anordnung zweier Ferritringe.**

Die in Abbildung 136 dargestellte Konfiguration weist jedoch folgende Probleme auf:

- Die für FESS üblichen hohen Winkelgeschwindigkeiten verursachen hohe Fliehkraftspannungen im Rotorwerkstoff. Die Zugfestigkeit von Hartferrit liegt bei rund 50 MPa, beinahe einen Faktor 20 niedriger als übliche Vergütungsstähle.
- Bei abstoßenden Magnetanordnungen besteht im Falle von Hartferrit bereits bei Raumtemperatur die Gefahr des Entmagnetisierens.

### 10.3.1.3 Option 2b – Abstoßende Anordnung zweier SmCo-Scheibenmagnete

Auf Basis der identifizierten Probleme von Option 2a wurde folgende Lösung entworfen:

- Die Fliehkraftspannungen wurden durch Reduktion des Magnetdurchmessers abgemindert.
- Magnete mit höherer Flussdichte (Neodym-Eisen oder Samarium-Kobalt) wurden gewählt.
- Der Magnet wurde ohne Bohrung ausgeführt, um die maximalen Fliehkraftspannungen weiter herabzusetzen.

Da Schwungradspeicher meist im Vakuum laufen und keine konvektive Kühlung vorliegt, war es notwendig, bezogen auf die magnetischen Eigenschaften, temperaturbeständige Magnete – in diesem Fall Samarium-Kobalt - zu wählen. Dennoch verlangt die Temperaturabhängigkeit der Magnetkraft eine Einstellbarkeit des Luftspalts. Abbildung 138 zeigt die Magnetisierungscharakteristik des gewählten SmCo-Magnets sowie eine Simulation des Magnetfeldes in COMSOL.

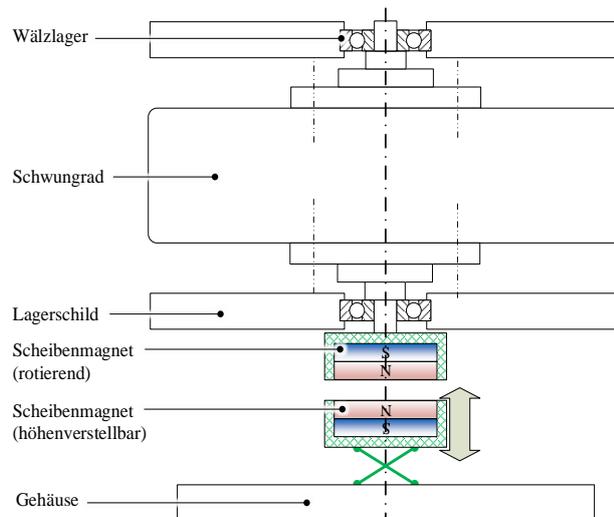


Abbildung 137: Option 2b – Abstoßende Anordnung zweier SmCo-Scheiben.

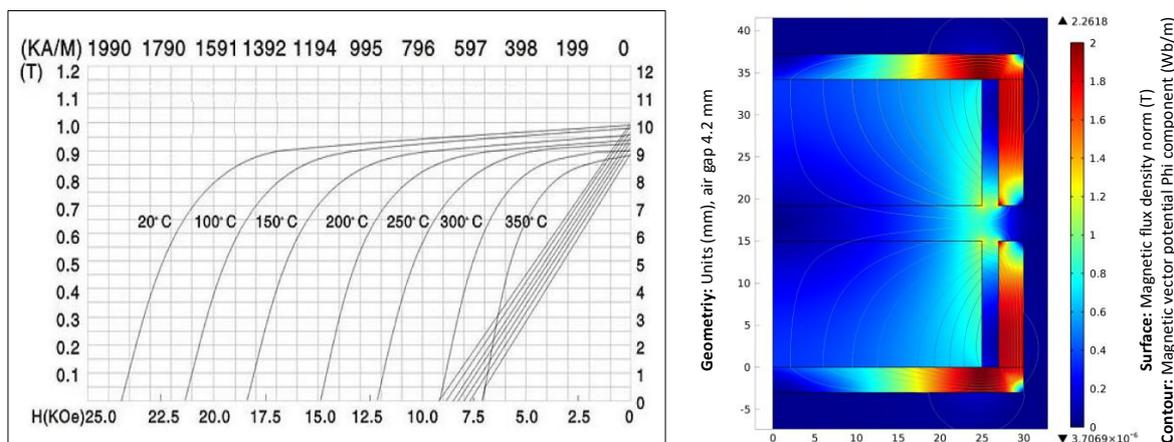


Abbildung 138: Entmagnetisierungskennlinien [206] und Magnetfeldsimulation des Sm<sub>2</sub>Co<sub>17</sub>-Magnet (XGS24).

## 10.4 Reduktion der Radiallasten

Um die Lebensdauer von Wälzlagern in Schwungradspeichern zu steigern wurden, wie in Kapitel 9.7.2 beschrieben, aktive und passive Maßnahmen zur Schwingungsisolation und –dämpfung untersucht [197]. Hierbei wurden vorwiegend Piezoaktuatoren zur aktiven Lagernachführung mit kostengünstigen, nachgiebigen Strukturen verglichen, wobei letztere zufriedenstellende Ergebnisse erzielten [207]. Eine Lagerung, welche ausschließlich auf Permanentmagneten basiert, ist aufgrund von *Earnshaw's Theorem* nicht stabil durchführbar [208], weshalb nach wie vor Wälzlager zur radialen Führung notwendig sind. Eine nachgiebige Anbindung dieser Wälzlager erlaubt überkritischen Rotorbetrieb.

### 10.4.1 Lagersitz aus Gussilikon

Der in Bild 12 dargestellte Lagersitz ist wie folgt aufgebaut: Das Wälzlager wurde in eine Lagerhülse aus Aluminium eingepresst, welche Strukturritzen am äußeren Umfang besitzt. Der Zwischenraum zum

äußeren Lagerschild wurde mit Gussilikon (SHa 30) ausgegossen. Die gut erkennbare Degressivität der Federnkennlinie des Lagersitzes (vergleiche Abbildung 139) ist typisch für die Hyper-Elastizität von Elastomeren, welche ein fluidähnliches Verhalten aufweisen.

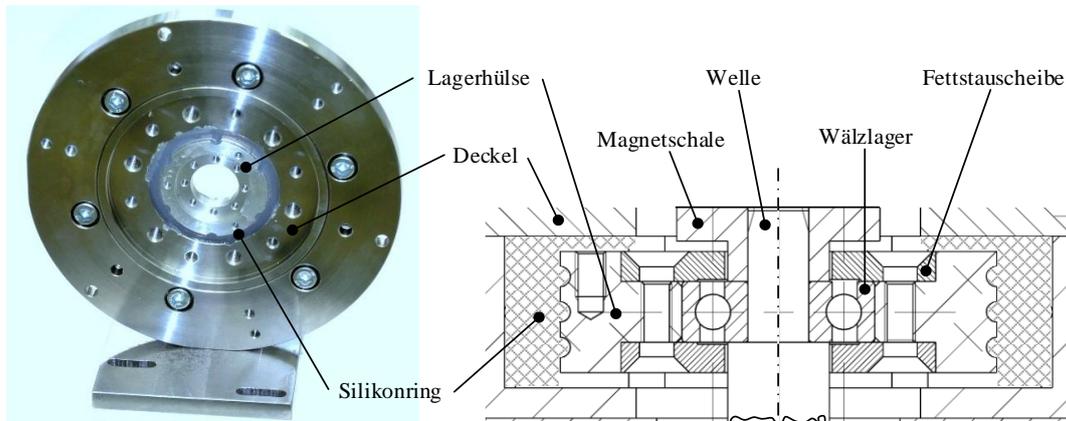


Abbildung 139: Silikonlagerschild des Test-Schwungradspeichers.

Wie aus Abbildung 140 (links) hervorgeht, wird die Nachgiebigkeit des Lagersitzes durch Anbringen der Deckel deutlich herabgesetzt, da diese die Verdrängung des elastischen Materials unterbinden. Die Kombination der Maßnahmen zur Reduktion der Axial- und Radiallasten erlaubt ein signifikantes Wälzlager-Down-Sizing, was wiederum den Wirkdurchmesser der Reibkraft und somit das Verlustmoment weiter reduziert. (Siehe Abbildung 140 – rechts)

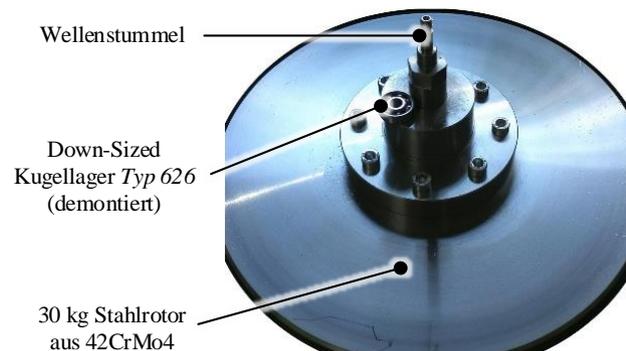
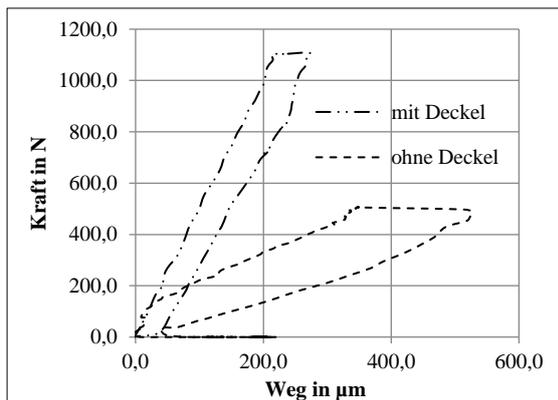


Abbildung 140: Links - Kraft-Weg-Diagramm des Silikonlagersitzes. Rechts - Schwungrad-Wellen-Assembly und Rillenkugellager Baureihe 626 im Größenvergleich.

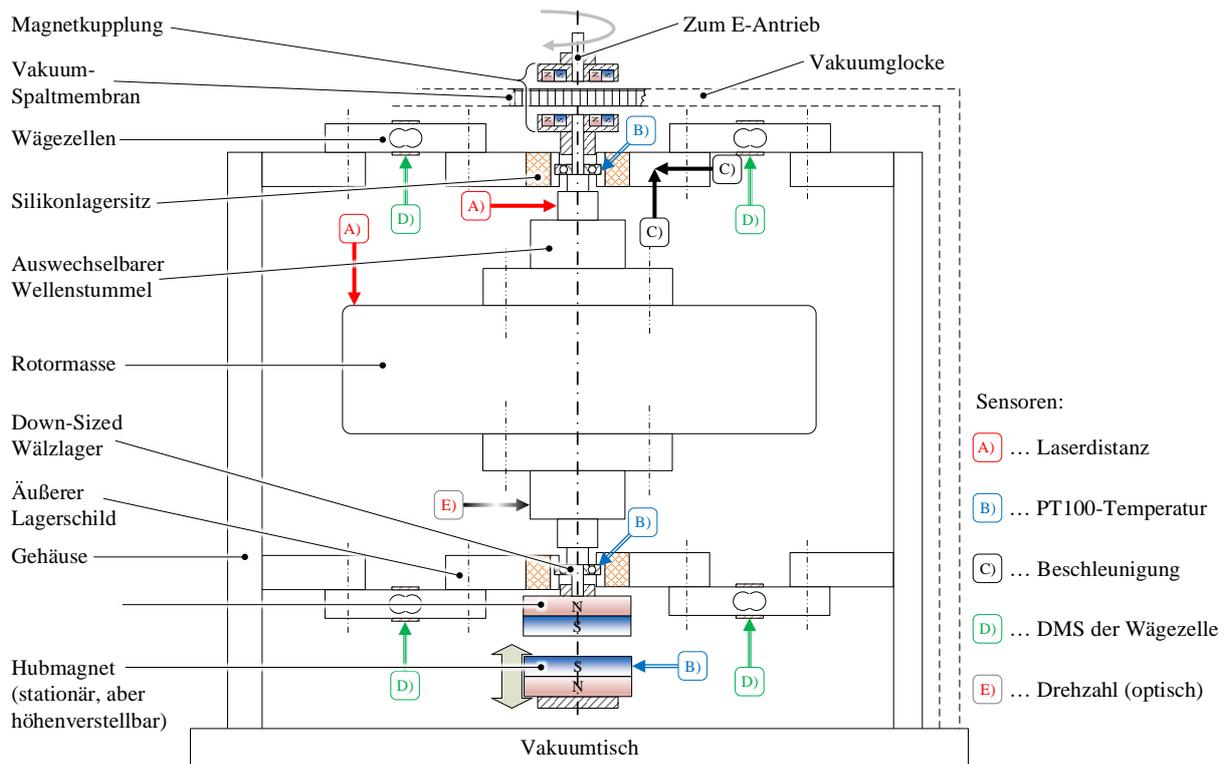
→ Die Kombination der Maßnahmen zur Reduktion der Axial- und Radiallasten erlaubt ein signifikantes Wälzlager-Down-Sizing, was wiederum den Wirkdurchmesser der Reibkraft und somit das Verlustmoment weiter reduziert.

Um das Verlustmoment der Lageranordnung quantifizieren zu können, wurde ein sogenannter *Spin-Down-Prüfstand* gebaut und in Betrieb genommen. Der Gradient der Auslaufkurve (Drehzahl über Zeit) ist ein Maß für die Reibungsverluste des Systems, welche mit Hilfe des Drehimpulserhaltungssatzes berechnet werden können (46).

$$M_{\text{verlust}} = J_{\text{Rotor}} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} \quad (46)$$

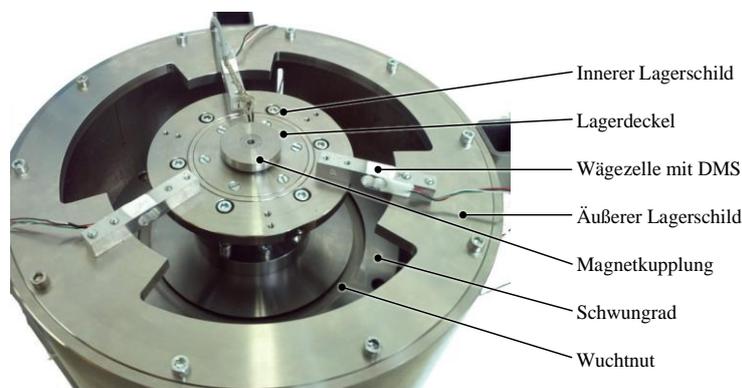
Die Einstellung des Entlastungsgrades durch Zustellung des SmCo-Magnets erfolgt durch eine elektromechanische Lineareinheit. Die tatsächliche axiale Lagerlast wird mittels des in Abbildung 141 dargestellten Aufbaus gemessen. Der Prüfstand beinhaltet folgende Messtechnik:

- Messung der tatsächlichen axialen Lagerlast / Vorspannung (Lagerschild in Differentialbauweise mit DMS-Biegebalken, vergleiche Abbildung 142)
- Messung der Drehzahl (Laser-Kontrastsensor)
- Messung des Atmosphärendrucks (Pirani-Sonde)
- Messung diverser Temperaturen (Pt-100 Temperaturfühler)
- Messung der Beschleunigung am Lagersitz (Piezo-Beschleunigungssensor)
- Messung der Schwingungsamplitude der Welle (Laser-Triangulationssensor)
- Messung des Planlaufs des Schwungrades (Laser-Triangulationssensor)



**Abbildung 141: Aufbau des Auslaufprüfstandes mit Kennzeichnung der Messstellen.**

Um den Anteil des aerodynamischen Verlustmoments zu eliminieren, wurde der in Abbildung 143 gezeigte Aufbau in eine Vakuumkammer integriert. Das Drehmoment zum Beschleunigen des Schwungrades wird mittels Asynchronmotor und Magnetkupplung durch eine Membran aus Glasfaserkunststoff eingebracht. Die Maximaldrehzahl beträgt 24.000 UpM.



**Abbildung 142: Lagerschildaufbau mit „Speichenrad“ aus Wägezellen zur Bestimmung der axialen Lagerlast.**

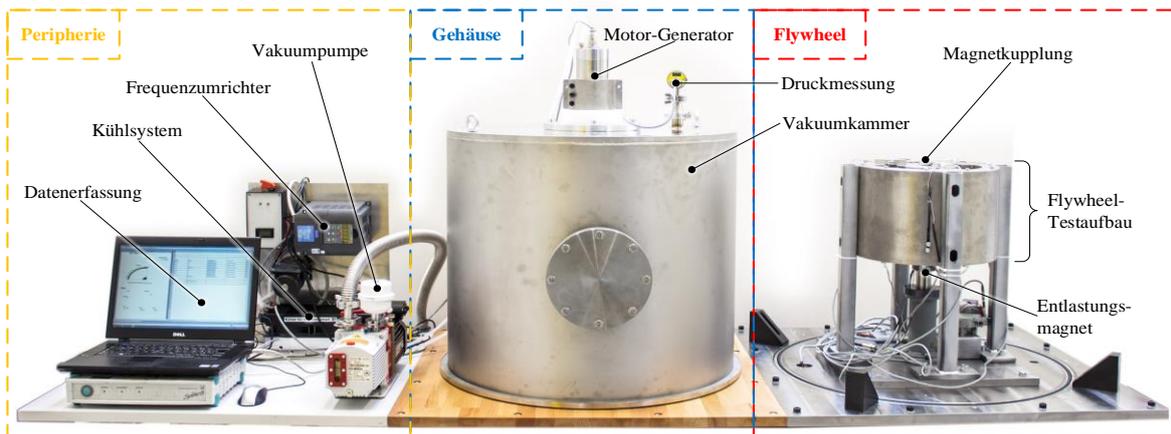


Abbildung 143: Gesamter Prüfstands Aufbau für die Verlustmomentmessung.

#### 10.4.1.1 Ergebnisse

Das Ziel der empirischen Untersuchungen liegt im Nachweis der Funktionalität und Performance des Low-Cost Lager-konzeptes. Die Effektivität der magnetischen Gewichtsentlastung muss entgegen der unter 10.2.2 durchgeführten Berechnungen als erstaunlich hoch bezeichnet werden, **da eine prinzipielle Reduktion des Verlustmoments von rund 80% erreicht werden konnte**. Abbildung 144 zeigt das absolute Verlustmoment des Schwungrades bei 1000 UpM und Umgebungsdruck, wobei der Anteil der Luftreibungsverluste in blau gekennzeichnet wurde.

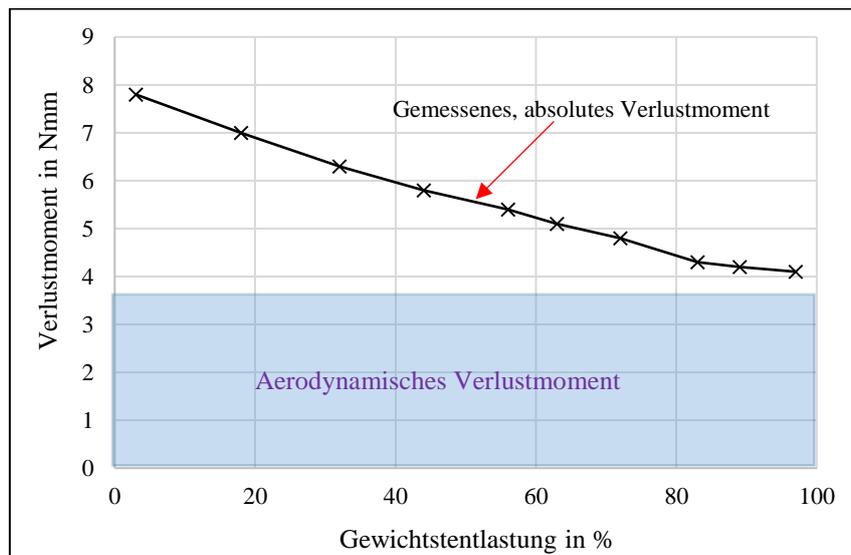


Abbildung 144: Ermitteltes Verlustmoment der Lagerung über Entlastungsgrad bei 1000 UpM.

→ Für den Wirkungsgrad und die Selbstentladung des Schwungradspeichers sind jedoch niedrige Verlustmomente über den gesamten Drehzahlbereich entscheidend, wodurch die Maschinendynamik an Bedeutung gewinnt.

Abbildung 145 zeigt eine Auslaufkurve des Schwungrades von 5000 UpM, wobei ein Knick bei etwa 2500 UpM ins Auge sticht. Die Ursache hierfür kann im Durchfahren der Resonanzfrequenz des Systems gefunden werden, was eine Messung der Schwingungsamplitude der Schwungradwelle (vergleiche Abbildung 146) bestätigt.

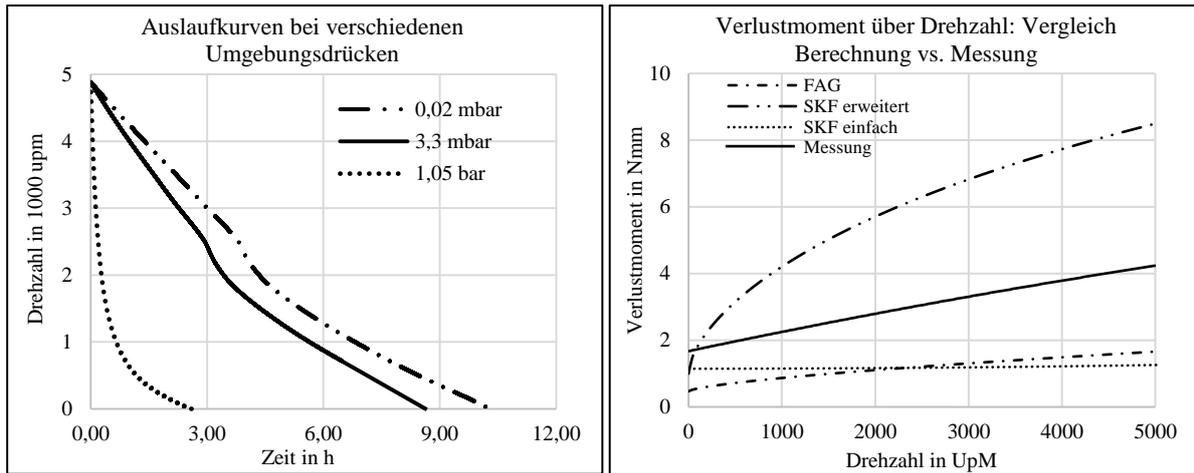


Abbildung 145: Links - Spin-Down-Tests des Schwungrades bei verschiedenen Umgebungsdrücken. Rechts - Vergleich des gemessenen Verlustmoments der Schwungradlagerung mit analytischen Berechnungsmethoden.

Ein Vergleich der Verlustmomentmessung und Berechnung in Abbildung 145 rechts zeigt, dass die einfachen Methoden von SKF und FAG die Reibverluste um etwa einen Faktor 2 bis 4 unterschätzen, während die erweiterte SKF-Methode den Strömungsanteilen höherer Potenz zu große Bedeutung einräumt.

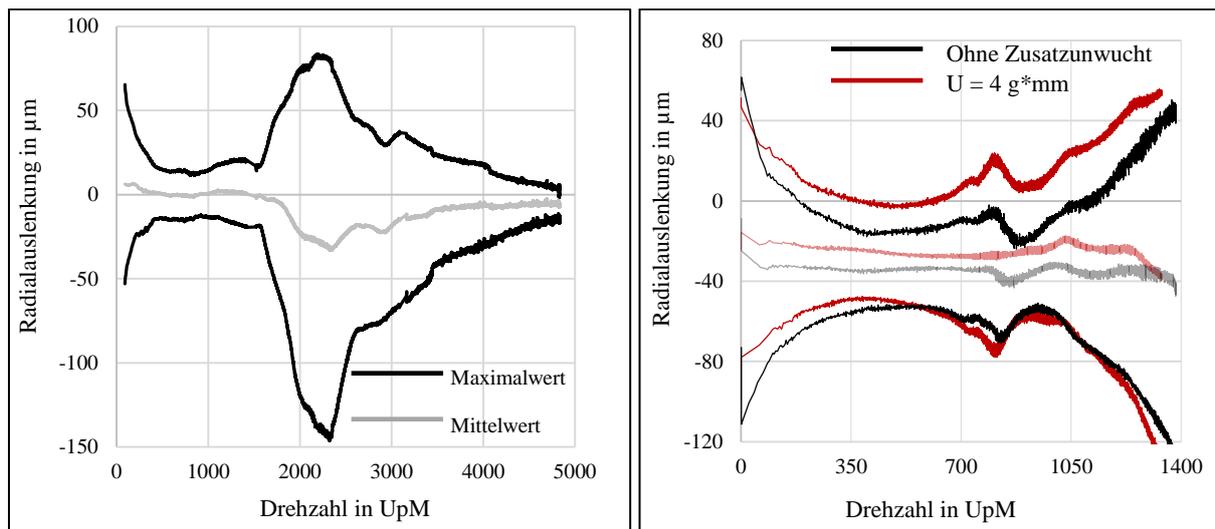


Abbildung 146: Amplitude der Schwungradwelle über Drehzahl.

Die Asymmetrie des Diagramms in Abbildung 146 (links) kann durch gyroskopische Effekte sowie eine Anisotropie des Gussmaterials (Lufteinschlüsse) erklärt werden. Abbildung 146 (rechts) zeigt den Einfluss einer am Schwungrad angebrachten Unwucht von 25g bei einem Radius von 100 mm (entspricht  $U = 4 \text{ g} \cdot \text{mm}$ ). Der Unwuchteinfluss ist durch die deutlich höhere Wellenauslenkung gut erkennbar. Aufgrund der großen Auslenkungen des Schwungrades waren bei diesem Versuch keine höheren Drehzahlen als 1500 UpM möglich.

#### 10.4.2 Nächste Schritte der Untersuchung von Low-Loss FESS-Lagern

Um die Grenzdrehzahl des Schwungrades (und somit die maximale spezifische Energie des Rotors) vollends ausnutzen zu können, sind Tests bis 20.000 UpM geplant. Um eine plastische Verformung des Wellenstummels/Lagersitzes zu vermeiden, müssen Resonanzerscheinungen im gesamten Drehzahlband vermieden werden, was eine systematisch-empirische Variation der Steifigkeit und Dämpfung des Lagersitzes, sowie eine hohe Wuchtgüte des Rotors bedingt. In weiterer Folge soll der Einfluss von Lagertyp und -durchmesser, sowie Schmiermittelmenge auf das Verlustmoment untersucht werden.

## 11 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit verfolgte einen konsequent holistischen Ansatz bei der Betrachtung des Themas Schwungradenergiespeicher. In Zeiten der CO<sub>2</sub>-bedingten Klimaerwärmung und ständig steigender Energiepreise ist es unerlässlich, selbst technische Detaillösungen des hybriden Antriebsstrangs – wie in diesem Fall den Energiespeicher - in einen globalen Kontext zu setzen.

Es ist also die Analyse des *Supersystems* bestehend aus Fahrzeug, Kunde und Umgebung, die nicht nur wesentliche Zieleigenschaften mobiler Schwungradspeicher definiert, sondern es wird auch die Sinnhaftigkeit dieser Anwendung per se hinterfragt. Das Ergebnis der *Supersystem-Analyse*, die sogenannten *Threshold-Eigenschaften*, stellen nicht nur globale Entwicklungsziele dar, sondern definieren indirekt, *welche* Komponenten des *Subsystems* einer Optimierung bedürfen. Während auf den ersten Blick kritisch erscheinende Bauteile, wie der elektrische Motorgenerator oder Vakuumkomponenten mit zufriedenstellender Performance aus der Großserie anderer technologischer Sparten übernommen werden können, haben sich *Rotor*, *Lagerung* und *Gehäuse* als FESS-spezifische Schlüsselemente herauskristallisiert.

Die speziellen Betriebsbedingungen mobiler Schwungradspeicher (hohe Drehzahlen, Vakuum, gyroskopische Reaktionen etc.) und die daraus resultierenden starken *systeminternen Interdependenzen* erlauben keine isolierte Optimierung einzelner Komponenten, sondern bedingen ein weiteres Mal eine Systembetrachtung, diesmal des FESS-*Subsystems*. Speziell aufgrund der für Schwungradspeicher charakteristischen hohen Drehzahlen sind Rotor und Lagerauslegung durch die Maschinendynamik eng miteinander verknüpft. Ebenso muss das Berstgehäuse für den Crashfall an Aufbau und Material des Rotors angepasst werden.

In dieser Arbeit wurden Ansätze für die Entwicklung kostenoptimierter Lösungen für *Rotor*, *Gehäuse* und *Lagerung* präsentiert, da diese drei Komponenten in der Systemanalyse als kritisch identifiziert wurden. Die Funktionalität und Gültigkeit der Lösungen wurde empirisch, entweder durch Prototypen oder Komponentenprüfstände nachgewiesen bzw. nächste Schritte im Entwicklungsprozess definiert. Tabelle 42 fasst die Optimierung im *Subsystem* des FESS zusammen.

Auch wenn nicht alle komponentenspezifischen Herausforderungen in erster Instanz vollständig gelöst werden konnten, so gelang es durch die erarbeiteten Konzepte doch, eine konsequente Kostensenkung gegenüber dem aktuellen Stand der Technik zu realisieren. Durch das Erreichen eines Preises, welcher vergleichbar mit jenem der Konkurrenztechnologien ist oder sogar darunter liegt, ist es möglich, dass die FESS-Technologie in geeigneten Nischen im Markt Eintritt findet und somit vermehrt Erfahrungen „in the field“ gesammelt werden können. Folglich wird eine weitere Kostensenkung durch optimierte Fertigungsverfahren aufgrund Erhöhung der Stückzahlen möglich sein.

**→ Der Tatsache, dass es bis dato nicht vollends gelang, alle Eigenschaften des Flywheels durch Optimierung im *Subsystem* (Komponentenverbesserung) an jene des Referenzenergiespeichers anzunähern, konnte mit einer weiteren Iteration der Optimierung im *Supersystem* entgegnet werden.**

Die Umsetzung von Low-cost Schwungrädern mit Stahlrotor und Wälzlager ist – wie die beschriebenen Prototypen *CMO* und *VIMS* zeigten – zwar möglich, sie eignen sich aber aufgrund der hohen Selbstentladung nur für hochdynamische Lastzyklen (z. B. Nutzfahrzeuge im öffentlichen Nahverkehr.) Eine Reduktion der eben erwähnten Selbstentladung durch passiv-magnetische Gewichtsentlastung und überkritischen Betrieb des Rotors in nachgiebigen Lagersitzen (vergleiche Kapitel 9.7) erwies sich als gangbarer Weg, bevorzugt jedoch Stationäranwendungen aufgrund der nunmehr fragilen Rotorwelle.

**Tabelle 42: Zusammenfassung der Probleme und Lösungsansätze betreffend die kritischen FESS-Komponenten *Rotor*, *Gehäuse* und *Lagerung*.**

<b>Rotor</b>				
<b>Ursprüngliche Probleme</b>	Kosten 	Energiedichte 	Sicherheit 	
<b>Lösungsansatz</b>	Mehrscheibenaufbau → Kostensenkung durch Stahlrotor statt hochfestem Faserverbund, Energiedichtesteigerung durch dünne Bleche (höhere spezifische Festigkeit), Sicherheit durch Formänderungsarbeit in Blechen und leichten Rotorfragmenten.			
<b>Weiterhin ungelöste Probleme</b>	Wuchtgüte und Maschinendynamik 	Lagerreaktionen 	Niedrige Energiedichte von Stahl 	
<b>Ausblick</b>	Untersuchung nachgiebiger Rotorstrukturen aus hochfesten, flexiblen Fasern ohne Matrix.			
<b>Gehäuse</b>				
<b>Ursprüngliche Probleme</b>	Kosten 	Energiedichte 	Sicherheit 	
<b>Lösungsansatz</b>	Kostengünstiger Schutzring aus duktilem Baustahl, optimierte Auslegung bis an die „Durchschlagsgrenze“ und Vermeidung von Überdimensionierung.			
<b>Weiterhin ungelöste Probleme</b>	Statistisch signifikante Anzahl an Versuchen erforderlich 	Streuung der Werkstoffgüte erfordert Sicherheitszuschlag 		
<b>Ausblick</b>	Untersuchung möglicher, leichterer Konzepte durch Kombination moderner Werkstoffe.			
<b>Lagerung</b>				
<b>Ursprüngliche Probleme</b>	Kosten 	Verlustmoment 	Lebensdauer 	
<b>Lösungsansatz</b>	Reduktion radialer Lagerlasten durch nachgiebigen Sitz und überkritischen Betrieb. Reduktion des Verlustmoments durch Wälzlager-Down-Sizing und permanentmagnetische Gewichtsentlastung.			
<b>Weiterhin ungelöste Probleme</b>	Wirbelstromverluste 	Festigkeit der dünnen Wellenenden im Crashfall 		
<b>Ausblick</b>	Untersuchung von Ölumlaufschmierung und trocken laufender Lager.			

Die vorgeschlagenen Lösungen stellen daher eine Basis für die mögliche, bevorstehende Kommerzialisierung der FESS-Technologie dar. Erste erfolgreiche Umsetzungen dieser Lösungsansätze in Form von Prototypen oder Komponentenprüfständen weisen darauf hin, dass die Richtung, welche eingeschlagen wurde, nicht nur eine signifikante Verbesserung hinsichtlich der effektiven Speichereigenschaften mit sich brachte, sondern sind Indikator für weiteres Entwicklungspotential, welches in der Zukunft noch ausgeschöpft werden kann.

Es wurde gezeigt, dass die Optimierung *einer* Komponente im *Subsystem* nicht isoliert von statten gehen kann, sondern sämtliche Interaktionen und Interdependenzen (*horizontal* und *vertikal*, vergleiche Abschnitt 6.2.2) beachtet werden müssen:

- Eine Veränderung der Rotortopologie bedingt eine Veränderung des Berstverhaltens und erfordert folglich eine andere Gehäusearchitektur.
- Eine Veränderung der Lagersteifigkeit beeinflusst die Resonanzdrehzahl und schränkt folglich das für die E-Maschine zur Verfügung stehende Drehzahlspektrum ein.

Die Liste dieser Zusammenhänge ist lang und komplex und Darstellungen wie jene in Abbildung 55 oder Abbildung 89 (Paradigmen des „XY“-Designs) sind der Versuch einer starken Vereinfachung und werden der Realität nur näherungsweise gerecht. Diese generelle Vorgehensweise kann jedoch als Dogma des Maschinenbaus angesehen werden.

# Literaturverzeichnis

- [1] K. Kneissl, *Der Energiepoker: Wie Erdöl und Erdgas die Weltwirtschaft beeinflussen*, zweite, überarbeitete Auflage 2008 Hrsg., München: FinanzBuch, 2006.
- [2] T. L. Frölicher, „Climate response: Strong warming at high emissions,“ *Nature Climate Change*, p. 823–824, 2016.
- [3] A. P. Armagnac, „Super Flywheel to Power Zero-Emission Car,“ *Popular Science*, pp. 41-43, August 1970.
- [4] H. Stiegler und U. Bachhiesl, „Grundlagen der Energieinnovation,“ TU Graz, 2013.
- [5] BMP Center of Excellence / Northrop Grumman, „Northrop Grumman, Military Aircraft Systems Division - El Segundo, CA: Advanced Technology Transit Bus,“ 20 Oktober 1997. [Online]. Available: [http://www.bmpcoe.org/bestpractices/internal/north/north\\_22.html](http://www.bmpcoe.org/bestpractices/internal/north/north_22.html). [Zugriff am 02 Juli 2011].
- [6] M. DiChristina, „Emerging Technologies for the Supercar,“ *Popular Science*, p. 99, Juni 1994.
- [7] H. Stiegler, „Rahmen, Methoden und Instrumente für die Energieplanung in der neuen Wirtschaftsorganisation der Elektrizitätswirtschaft,“ TU Graz, Graz, 1999.
- [8] P. L. Schiller, E. C. Brunn und J. R. Kenworthy, *An Introduction to Sustainable Transportation - Policy, Planning and Implementation*, Washington DC: EARTHSCAN, 2010.
- [9] L. Piskernik, *Energieinnovation und energiebezogenes Verhalten aus energietechnischer und energiepsychologischer Sicht: Möglichkeiten der Beeinflussung und Nutzen*, Institut für Elektrizitätswirtschaft und Energieinnovation, TU Graz, 2003.
- [10] W. Pölz, *Kohlendioxid-Reduktionspotentiale der Klimabündnisgemeinde Mistelbach*, Wien: Institut für Land-, Umwelt- und Energietechnik der Universität für Bodenkultur, 2001.
- [11] C. Sessa and R. Enei (ISIS), „EU transport demand: Trends and drivers,“ Europäische Kommission, 2010.
- [12] J. Pluy, „Energieeffiziente und kostengünstige Elektromobilität mit der Bahn,“ EnInnov 2012 - 12. Symposium Energieinnovation, Graz, Österreich, 2012.
- [13] European Commission, *Transport in Figures - Statistical Pocketbook 2012*, Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2012.
- [14] M. Fish, „Where Global Warming Comes From,“ 2006. [Online]. Available: [http://www.globaltrees.co.uk/facts\\_.php](http://www.globaltrees.co.uk/facts_.php). [Zugriff am 12. April 2011].
- [15] J. Bates, „Incentives Fail to Stimulate European Electric Vehicle Sales,“ JATO Dynamics GmbH, Limburg, Deutschland, 2011.
- [16] European Environment Agency, „Electric vehicles in Europe,“ Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2016.
- [17] G. Hohenberg et. al., „Range Extended E-Mobility,“ *VDI-Berichte 2183: 8. VDI-Tagung mit Fachausstellung - Innovative Fahrzeugantriebe*, pp. 129-143, November 2012.
- [18] Gartner, Inc., *Gartner 2013 Annual Report*, Stamford, CT 06902 USA: Gartner Corporate Headquarters, 2013.
- [19] S. Alexander und S. Ussher, „The Voluntary Simplicity Movement: A Multi-National Survey Analysis in Theoretical Context,“ 2011.
- [20] N. N. Taleb, *The Black Swan: The Impact of the Highly Improbable.*, Penguin, 2008.
- [21] V. Khosla, *The Black Swan Thesis of Energy Transformation*.
- [22] J. Jenkins, T. Nordhaus und M. Shellenberger, *Energy Emergence - Rebound & Backfire as Emergent Phenomena*, Oakland, Kalifornien: Breakthrough Institute, 2011.

- [23] G. Genta, *Kinetic Energy Storage: Theory and Practice of Advanced Flywheel Systems*, Butterworths, London: Dipartimento di Meccanica / Politecnico di Torino, 1985.
- [24] A. Buchroithner, *Systematische Analyse von Hybridfahrzeugen mit Schwungradspeicher unter Erfassung von Entwicklungstendenzen*, Graz: Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Technische Universität Graz, 2011.
- [25] A. Buchroithner und M. Bader, „History and development trends of flywheel-powered vehicles as part of a systematic concept analysis,“ in *European Electric Vehicle Congress*, Brüssel, Belgien, 2011.
- [26] A. Buchroithner und M. Bader, „Systematische Analyse von Hybridfahrzeugen mit Schwungradspeicher unter Erfassung von Entwicklungstendenzen,“ in *8. VDI Wissensforum für innovative Fahrzeugantriebe*, Dresden, Deutschland, 2012.
- [27] H. Naunheimer, B. Bertsche und G. Lechner, *Fahrzeuggetriebe*, Springer, 2007.
- [28] G. Kelz, C. Nussbaumer, M. Bader und P. Haidl, „HEuV - Hochintegrierte Energiespeicher für den urbanen Verkehr,“ Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft, Wien, Österreich, 2015.
- [29] R. Van der Graaf, D.B. Kok, E. Spijker, „Integration of Drivesystem, Subsystem and Auxiliary Systems of a Flywheel Hybrid Driveline with Respect to Design Aspects and Fuel Economy,“ in *VDI Berichte 1459 - Hybridantriebe*, Helmond, NL, Verein Deutscher Ingenieure, 1999.
- [30] C. Kulkarni, J. Celaya, G. Biswas and K. Goebel, „Prognostics of Power Electronics, methods and validation experiments,“ in *IEEE Autotestcon*, Anaheim, CA, USA, 2012.
- [31] H. Reutter, „Advanced Technology Transit Bus - Final Test Report for the ATTB Prototypes,“ U.S. Department of Transit - Federal Transit Administration, Springfield, VA, September 1999.
- [32] R.J. Hayes, J.P. Kajs, R.C. Thompson and J.H. Beno, „Design and Testing of a Flywheel Battery for a Transit Bus,“ in *SAE International Congress and Exposition*, Detroit, Michigan, USA, 1999.
- [33] GKN Hybrid Power, „GYRODRIVE by GKN Hybrid Power - Driving Efficient Transport,“ Unit 1 Pentagon South, Abingdon Science Park, Barton Lane, Abingdon, Oxford, UK, 2014.
- [34] K. Schrein, „Smart Grids and Energy Storage - Fears of Power Loss Fade,“ Siemens, 2014. [Online]. Available: <https://www.siemens.com/innovation/en/home/pictures-of-the-future/energy-and-efficiency/smart-grids-and-energy-storage-flywheel-energy-storage.html>.
- [35] J. Hewitt, „The Velkess Flywheel: A more flexible energy storage technology,“ Phys.org, 12 April 2013. [Online]. Available: <https://phys.org/news/2013-04-velkess-flywheel-flexible-energy-storage.html>. [Zugriff am 2017 01 20].
- [36] „CleanSource® 750HD UPS,“ EMEA Active Power Solutions Ltd., Lauriston Business Park, Pitchill, Evesham, UK, 2015.
- [37] T. Biggs, „A Flywheel like No Other,“ Temporal Power Ltd, 2-3750A Laird Rd, Mississauga, ON, Canada, 2016.
- [38] J. Arseneaux, „20 MW Flywheel Energy Storage Plant,“ Beacon Power LLC, 2013.
- [39] Quantum Energy Storage Inc., „Advanced Kinetic Energy Storage System,“ Quantum Energy Storage Inc., 2015. [Online]. Available: <http://www.qestorage.com/technology/>.
- [40] Kinetic Traction Systems, Inc., „Flywheel Energy Storage UPS & Power Quality Applications (Produktinformation),“ Kinetic Traction Systems, Inc., 20360 Plummer Street, Chatsworth, CA 91311, USA, 2015.
- [41] PowerThru Inc., „Cleann Flywheel Energy Storage - The Battery-Free Solution for Your UPS System,“ 11825 Mayfield, Livonia, Michigan 48150, USA, 2014.
- [42] Calnetix, „VYCON® Direct Connect (VDC®) - The Optimal UPS Energy Storage Solution for Mission-Critical Power Protection,“ Calnetix Technologies, 16323 Shoemaker Avenue, Cerritos, CA 90703 USA, 2015.

- [43] F. Teubner, „Schwungradspeicher in Vision und Realität“, Konstruktionsbüro Frank Täubner, Ueckerstr. 4, 38895 Derenburg, Deutschland, 2014.
- [44] Piller Power Systems, „UNIBLOCK UBT+ Rotary UPS from 500 kW up to 40 MW“, Langley Holdings plc, 2017. [Online]. Available: <http://www.piller.com/en-GB/257/uniblock-ubt-rotary-ups-from-500-kw-up-to-40-mw>.
- [45] M. Strasik, P. E. Johnson, A. C. Day, J. Middleider, M. D. Higgins, J. Edwards, J. R. Schindler, K. E. McCrary, C. R. McIver, D. Carlson, J. F. Gonder, and J. R. Hull, „Design, Fabrication, and Test of a 5-kWh/100-kW Flywheel Energy Storage Utilizing a High-Temperature Superconducting Bearing“, *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, pp. 2133-2137, Juni 2007.
- [46] W. Canders, H. May, J. Hoffmann, P. Hoffmann, F. Hinrichsen und I. Koch, „Flywheel Mass Energy Storage with HTS Bearing - Development Status“, in *WCRE / Eurosolar International Conference on Renewable Energy Storage*, Gelsenkirchen, Deutschland, 2006.
- [47] S. Sanders, M. Senesky, M. He und E. Chiao, „Low-Cost Flywheel Energy Storage Demonstration“, California Energy Commission.
- [48] Porsche Cars North America, Inc., „911 GT3 R Hybrid Celebrates World Debut in Geneva“, 2 November 2011. [Online]. Available: <http://www.porsche.com/usa/aboutporsche/pressreleases/page/?pool=international-de&id=2010-02-11>. [Zugriff am 20 Juni 2011].
- [49] E. B. Leutwiler, „Gyrobuss“, *Tram*, Nr. 1/91, 1991.
- [50] D. Scott, „Fifth Wheel Runs Bus... Stops it Too!“, *Popular Science*, pp. 98-102, 1961.
- [51] D. Scott, „Hydrobus, gyrobus use brake-generated energy“, *Popular Science*, pp. 76-77, 1980.
- [52] D. Scott, „Brake-power buses“, *Popular Science*, p. 59, Jänner 1985.
- [53] S. Renner-Smith, „The coming era of flywheel buses“, *Popular Science*, pp. 62-63, August 1981.
- [54] John B. Crawley, „Flywheel Trolley“, *Popular Science - Special Anniversary Issue*, p. 15, August 1992.
- [55] M. Klingner, „Fahrzeugtechnik im ÖPNV - Migrationspfade der Elektromobilität“, Fraunhofer-Institut für Verkehrs und Infrastruktursysteme, 2006.
- [56] C.S Hearn, M.M. Flynn, M.C. Lewis, R.C. Thompson, B.T. Murphy und R.G. Longoria, „Low Cost Flywheel Energy Storage for a Fuel Cell Powered Transit Bus“, in *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, 2007.
- [57] J. Wheals, J. Taylor und W. Lanoe, „Rail Hybrid using Flywheel“, in *Den Danske Banekonference*, Tivoli Congress Centre, Copenhagen, 2016.
- [58] N. Gulia, *Der Energiekonserve auf der Spur*, Moskau: Verlag Harri Deutsch, Thun, 1986.
- [59] H. Schreck, *Konzeptuntersuchung, Realisierung und Vergleich eines Hybrid-Antriebes mit Schwungrad mit einem konventionellen Antrieb*, Aachen: Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, 1977.
- [60] A. Frank, „Engine never idles as steel flywheel spins out savings“, *Popular Mechanics*, pp. 98-99, Juni 1981.
- [61] R. F. Dempewolff, „Flywheels: New Boost for Engine Power“, *Popular Mechanics*, pp. 98-102, 1976.
- [62] S. Renner-Smith, „Battery-saving flywheel gives electric car freeway zip“, *Popular Science*, Oktober 1980.
- [63] General Motors Heritage Center, „GM's Flywheel Hybrid Vehicles“, [Online]. Available: [https://history.gmheritagecenter.com/wiki/index.php/GM%27s\\_Flywheel\\_Hybrid\\_Vehicles](https://history.gmheritagecenter.com/wiki/index.php/GM%27s_Flywheel_Hybrid_Vehicles). [Zugriff am 18.03.2017].
- [64] K. Pudenz, „Kraftstoff-Einsparpotenzial bis zu 20 Prozent - Volvo testet Schwungradspeicher“, *ATZ Online*, 26.05.2011.

- [65] D. McCosh, „Seeing the Forest Instead of the Trees,“ *Popular Science*, Jänner 1995.
- [66] D. Stower, „Flywheel Power,“ *Popular Science*, Jänner 1995.
- [67] P. Dietrich, Gesamtenergetische Bewertung verschiedener Betriebsarten eines Parallel-Hybridantriebes mit Schwungradkomponente und stufenlosem Weitbereichsgetriebe für einen Personenwagen (Dissertation), Zürich: ETH Zürich, 1999, p. 86.
- [68] R.M. van Druten, P. van Tilborg, P. Rosielle und M. Schoutem, „Design and Construction Aspects of a Zero Inertia CVT for Passenger Cars,“ in *Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress*, Seoul, Korea, 2000.
- [69] R. Meaden, „Porsche 911 GT3 R Hybrid Review,“ *The Telegraph*, 2010.
- [70] Porsche AG, „Porsche 918 RSR – racing laboratory with even higher-performance hybrid drive,“ 2011. [Online]. Available: <http://www.porsche.com/usa/aboutporsche/pressreleases/pag/?pool=international-de&id=2011-01-10>.
- [71] I. Foley, „William Hybrid Power - Flywheel Energy Storage,“ Williams F1, Grove, Oxfordshire, OX12 0DQ, 2013.
- [72] S. Birch, „Volvo spins up flywheel technology research,“ *SAE International*, 19 Juni 2011.
- [73] J. Rendell, „Jaguar's advanced XF 'flybrid',“ AUTOCAR - First for Car News and Reviews, 17 09 2010. [Online]. Available: <http://www.autocar.co.uk/car-news/concept-cars/jaguars-advanced-xf-flybrid>. [Zugriff am 18 03 2017].
- [74] M. Bowman, The C-C Booster Electric Class 70 Locomotive, 2016.
- [75] P. von Burg, „Moderne Schwungmassenspeicher – eine alte Technik in neuem Aufschwung,“ in *VDI Fachtagung Energiespeicherung für elektrische Netze*, Gelesenkirchen, Verein Deutscher Ingenieure, 1998.
- [76] Der Spiegel, „Wucht im Kreisel,“ *Der Spiegel*, pp. 157-158, 11 1974.
- [77] Parry People Movers Ltd, „PPM Technology,“ 2009. [Online]. Available: <http://www.parrypeplemovers.com/technology.htm>. [Zugriff am 20 08 2016].
- [78] Centrum voor Constructie en Mechatronica, „ULEV-TAP Newsletter August 2000 Issue No. 2,“ [Online]. Available: <http://www.ulev-tap.org/ulev1/index.html>. [Zugriff am 14 05 2011].
- [79] R. Benger, „Fachpraktikum Energiesystemtechnik: Elektrische Energiespeicher für dynamische Anforderungen,“ 2007.
- [80] U. Henning, F. Thoolen, M. Lampérth, J. Berndt, A. Lohner und N. Jäning, „Ultra Low Emission Vehicle - Transport Advanced Propulsion,“ 2005.
- [81] Deutsche Bahn AG, „Applications for energy storage flywheels in vehicles of Deutsche Bahn AG,“ Deutsche Bahn AG, Research & Technology Centre, Witthuhn, Deutschland, 2002.
- [82] W. Novy, „Start-Stopp – aber mit Schwung! Kinetische Energiespeicher als Alternative zu Akkumulatoren und Kondensatoren,“ *AUTOMOTIVE*, pp. 64-66, 11 2008.
- [83] K.R. Pullen, S. Shah und C. Ellis, „Kinetic Energy Storage for Vehicles,“ Department of Mechanical Engineering, Imperial College, London, UK, 2006.
- [84] C. Brockbank und C. Greenwood, „Full-Toroidal Variable Drive Transmission Systems in Mechanical Hybrid Systems – From Formula 1 to Road Vehicles,“ Torotrak (Development) Ltd, 2008.
- [85] Flywheel Energy Systems Inc., „Performance Verification of a Flywheel Energy Storage System for Heavy Hybrid Vehicles,“ 25C Northside Road, Ottawa, ON, Canada K2H 8S1, 2011.
- [86] M. Schmich, „Mit einer Augsburger Innovation Sprit sparen,“ *Augsburger Allgemeine*, Nr. Nummer 2014, p. 30, 16 September 2011.
- [87] A. Buchroithner und M. Bader, „Hybridfahrzeuge, Energiespeicher und Betriebsstrategien in der modernen Mobilität - Eine technologische Bewertung und Hinterfragung der Praxisrelevanz aus

- Kundensicht im Zuge einer interdisziplinären Systembetrachtung,“ in *13. Symposium Energieinnovation*, Graz, Österreich, 2014.
- [88] D. Naunin, Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge, Renningen, Deutschland: Expert Verlag, 4. Auflage, 2007.
- [89] Volvo Cars, „Flywheel KERS Component Details - Press Release,“ 2011.
- [90] H. Eichelseder und J. Blassnegger, „Der zukünftige Ottomotor – Überlegener Wettbewerber zum Dieselmotor?,“ Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik / TU Graz, AT, Graz, 2006.
- [91] G. Jürgens, „Rekuperation – eine „ewige“ Herausforderung,“ TU Graz, 1996.
- [92] Elektropaedia, „Elektropaedia,“ Woodbank Communications Ltd, 2010. [Online]. Available: [www.mpoweruk.com](http://www.mpoweruk.com). [Zugriff am 12 Juni 2010].
- [93] I. Baghdadi, O. Briat, P. Gyan, J. M. Vinassa, „Lithium Battery Aging Model Based on Chemical Rate Approach,“ Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2016 IEEE, Hangzhou, China, 2016.
- [94] I.J. Besselink, J.A. Hereijgers, P.F. van Oorschot und H. Nijmeijer, „Evaluation of 20000 km driven with a battery electric vehicle,“ European Electric Vehicle Congress, Brüssel, 2011.
- [95] A. Buchroithner, H. Lang und M. Bader, „A Holistic Approach for Technical Product Optimization,“ in *ICDPD 2016 - 18th International Conference on Design and Product Development*, Paris, Frankreich, 2016.
- [96] Die Presse, „VW-Skandal: Falsche CO2-Daten beschäftigen Justiz,“ [Online]. Available: [http://diepresse.com/home/wirtschaft/international/4860183/VWSkandal\\_Falsche-CO2Daten-beschaeftigen-Justiz](http://diepresse.com/home/wirtschaft/international/4860183/VWSkandal_Falsche-CO2Daten-beschaeftigen-Justiz). [Zugriff am 19 11 2015].
- [97] M. Burt, „MPG and Running Costs,“ Autocar - First for Car News and Reviews, [Online]. Available: <http://www.autocar.co.uk/car-review/toyota/prius/mpg>. [Zugriff am 19 11 2015].
- [98] H. Hirschberg, Kraftfahrzeugtechnik, Technische Universität Graz: Institut für Kraftfahrzeugtechnik, 2005.
- [99] P. L. Guzzella, Technische Optionen für den Individualverkehr der Zukunft, Zürich: ETH Zürich, 2008.
- [100] M. Bader, A. Buchroithner, I. Andrasec und Andreas Brandstätter, „Schwungradhybride als mögliche Alternative für den urbanen Individual- und Nahverkehr,“ in *12. Symposium Energieinnovation*, Graz, 2012.
- [101] M. Ackerl, „Innovative Fahrzeugantriebe - Simulation von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben,“ FTG - Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Graz, Graz, Österreich, 2016.
- [102] T. J. Barlow, S. Latham, I. S. McCrae und P. G. Boulter, „A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions,“ IHS, Wolloughby Road, Bracknell, Berkshire, UK, 2009.
- [103] J. Samuel, „Electric Vehicle Applications of Flow Batteries - Rapid Recharging of EVs by Electrolyte Exchange,“ RE-fuel Technology Ltd., Wokingham, Berkshire.
- [104] E. Fiala, „Effektive Hybridstrategien,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. 148-153, 02 2012.
- [105] M. Bader, A. Buchroithner, I. Andrasec, „Schwungrad-Hybridantriebe im Vergleich mit konventionellem und alternativen Konzepten,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. 68-73, Oktober 2014.
- [106] B. Walter, S. Schneider und K. Schimmelpfenning, „Stand und Sicherheit im innerstädtischen Verkehr - Eine Untersuchung der tolerierbaren Beschleunigungen,“ *Zeitschrift VKU N12*, 1999.
- [107] M. Emes, A. Smith, N. A. Tyler, R. Bucknall, P. A. Westcott and S. Broatch, „Modelling the costs and benefits of hybrid buses from a 'whole-life' perspective,“ 7th Annual Conference on Systems Engineering Research 2009 (CSER 2009), Loughborough University – 20th - 23rd April 2009, 2009.

- [108] Ford Motor Company, „Fusion Energy Plug-In Hybrid Technology,“ 2013. [Online]. Available: <http://www.ford.com/cars/fusion/trim/titaniumenergi/>. [Zugriff am 2014].
- [109] Anmiation Labs für DFKI GmbH, „EO smart connecting car - Innovative Fahrzeugkonzepte,“ 2012. [Online]. Available: <http://robotik.dfki-bremen.de/de/forschung/projekte/item.html>. [Zugriff am 2014].
- [110] D. Barth, „The bright side of sitting in traffic: Crowdsourcing road congestion data,“ Google, 2009.
- [111] B. Gindroz, „Optimization of a Predictive Drive Strategy for a Plug-In Hybrid Vehicle (Optimierung der vorausschauenden Antriebssteuerung bei einem Plug-In Hybrid),“ Royal Institute of Technology, KTH - Department of Vehicle Engineering, Stockholm, Sweden, 2014.
- [112] R. Beck, A. Bollig und D. Adel, „Comparison of two Real-Time Predictive Strategies for the Optimal Energy Management of a Hybrid Electric Vehicle,“ E-COSM – Rencontres Scientifiques de l’IFP, 2006.
- [113] S. Jonesa, A. Huss, E. Kural, A. Massoner, C. Vock und R. Tatschl, „Development of Predictive Vehicle & Drivetrain Operating Strategies Based Upon Advanced Information & Communication Technologies (ICT),“ Transport Research Arena 2014, Paris, 2014.
- [114] H. Koch-Groeber and J. Wang , „Predictive Operation Strategy for Hybrid Vehicles,“ Heilbronn University, Faculty of Mechanics and Electronics, Automotive Systems Engineering.
- [115] K. Kalowitz und S. Anker, „Geschäft mit dem gewissen Extra,“ *Die Welt*, Bd. Welt am Sonntag, Nr. 15./16. Dzember 2012, p. 1, 2012.
- [116] D. Hackstein und U. Fechter, „Seminarvortrag - Regenerative Energietechnik,“ Fernuniversität in Hagen, 2008.
- [117] P. Rndel, B. Meyer, M. Meiller, I. Meyer, R. Daschner, M. Jakuttis, M. Franke, S. Binder und A. Hornung, „Speicher für die Energiewende,“ Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik, Sulzbach-Rosenberg, 2013.
- [118] I. Valentin, „Cost Efficient Composite Platform with Integrated Energy Storage for a Hydraulic Hybrid,“ SPE Automotive Composites Conference & Exhibition, 2015.
- [119] C. Fieger, „Energiewirtschaftliche und technische Anforderungen an Speicher-Systeme für den stationären und mobilen Einsatz,“ Forschungsgesellschaft für Energiewirtschaft mbH, München.
- [120] Power Sonic Corporation, „Sealed Lead Acid Batteries - Technical Manual,“ Power-Sonic Corporation, San Diego, CA 92154, USA, 2009.
- [121] G. Albright, J. Edie, S. Al-Hallaj, „A Comparison of Lead Acid to Lithium-Ion in Stationary Stage Applications,“ LJB Management Inc., 2012. [Online]. Available: [http://www.altenergymag.com/content.php?post\\_type=1884](http://www.altenergymag.com/content.php?post_type=1884).
- [122] M. Shoesmith and L. O. Valøen, „The Effect of PHEV and HEV Duty Cycles on Battery and Battery Pack Performance,“ Plug-in Highway Electric Vehicle Conference 2007, 2007.
- [123] M. R. Mohamed, S. Sharkh and F. Walsh, „Redox Flow Batteries for Hybrid Electric Vehicles: Progress and Challenges,“ IEEE, 2009.
- [124] T. Nguyen and R. F. Savinell, „Flow Batteries,“ The Electrochemical Society Interface, 2010.
- [125] Sanyo Twicell, „Data Sheet: "eneloop" Cell Type HR-3UTGA,“ Sanyo Twicell, 2009.
- [126] Victron Energy B.V, „Data Sheet: 12,8 Volt Lithium-Iron-Phosphate Batteries,“ De Paal 35, 1351 JG Almere, The Netherlands, 2015.
- [127] Incell International, „Comparison - Common Lithium Technologies,“ Incell Academy, Kistagången 16, 164 40 Kista, Sweden, 2010.
- [128] M. Swierczynski, D. Stroe, A. Stan, R. Teodorescu und S. Kær, „Investigation on the Self-discharge of the LiFePO<sub>4</sub>/C nanophosphate battery chemistry at different conditions,“ Transportation Electrification Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific), 2014 IEEE Conference and Expo, Beijing, 2014.

- [129] P. G. Pereirinha, A. Santiago und João P. Trovão, „Preparation and characterization of a lithium iron phosphate battery bank for an electric vehicle,“ in *XIICLEEE - 12th Portuguese-Spanish Conference on Electrical Engineering*, Ponta Delgada – Azores, 2011.
- [130] G. Nagasubramanian and R. G. Jungst, „Energy and Power Characteristics of Lithium-Ion Cells,“ Lithium Battery Research and Development Department, Sandia National Laboratories, Albuquerque, USA, 1999.
- [131] SKELCAP, „High Energy Ultracapacitor Product Information,“ Skeleton Technologies.
- [132] D. A. Scherson and A. Palencsár, „Batteries and Electrochemical Capacitors,“ The Electrochemical Society Interface, 2006.
- [133] IC - Illinois Capacitor, „Aluminum Electrolytic Capacitors - Life Expectancy,“ Lincolwood, Illinois, USA.
- [134] C. S. Kulkarni, G. Biswas, und X. Koutsoukos, „A prognosis case study for electrolytic capacitor degradation in DC-DC converters,“ Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, 2009.
- [135] P. Fairley, „Deflating the Air Car,“ IEEE Spectrum, 2009.
- [136] A. Burke, „Energy Storage in Advanced Vehicle Systems,“ in *GCEP Advanced Transportation Workshop*, Stanford University, California, 2005.
- [137] Y. Louvigny, J. Nzisabira and P. Duysinx, „Analysis of hybrid hydraulic vehicles and comparison with hybrid electric vehicles using batteries or super capacitors,“ EET-2008 European Ele-Drive Conference - International Advanced Mobility Forum, Geneva, Switzerland, 2008.
- [138] I. Hadjipaschalis, A. Poullikkas und V. Efthimiou, „Overview of current and future energy storage technologies for electric power applications,“ *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009.
- [139] H. Wegleiter und G. Brasseur, „An Overview of Electrical Energy Storage Systems for Automotive Applications,“ in *Alternative Propulsion Systems and Energy Carriers*, Vienna, 2009.
- [140] J. G. Patrick T. Moseley, *Electrochemical Energy Storage for Renewable Sources and Grid Balancing*, Elsevier Ltd., 2014.
- [141] FAUN Umwelttechnik GmbH & Co. KG, „Rotopress,“ Feldhorst 4, 27711 Osterholz-Scharmbeck, Deutschland.
- [142] Klima- und Energiefonds, „CMO – Clean Motion Offensive,“ 2011. [Online]. Available: <https://www.klimafonds.gv.at/unsere-themen/e-mobilitaet/leuchttuerme/cmo-clean-motion-offensive/>. [Zugriff am 20.02.2016].
- [143] A. Buchroithner et. al., „Decentralized Low-Cost Flywheel Energy Storage for Photovoltaic Systems,“ International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application (ICSEEA 2016), Jakarta, Indonesien, 2016.
- [144] J. Feldhusen und K.-H. Grote, *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin: Springer Verlag, 22. Auflage, 2007.
- [145] P. Selke und B. Assmann, *Technische Mechanik - Band 2: Festigkeitslehre*, München: Oldenburg Wissenschaftsverlag GmbH, 16. Auflage, 2006.
- [146] F. Strößenreuther, *Machbarkeitsstudie und Konzept einer stationären Schwungradanlage zur dezentralen, verbraucherorientierten Energiespeicherung (Diplomarbeit)*, Aachen: Lehrstuhl für Dampf- und Gasturbinen, 1996.
- [147] P. von Burg, *Schnelldrehendes Schwungrad aus Faserkunststoff*, Zürich: ETH Zürich, 1996.
- [148] S. Renner-Smith, „Energy Storage: Search for the Perfect Flywheel,“ *Popular Science*, Januar 1980.
- [149] O.J. Fiske and M.R. Ricc, „Third Generation Flywheels For High Power Electricity Storage,“ LaunchPoint Technologies, Goleta, California, USA, 2005.

- [150] A. Kubo, H. Kameno und R. Takahata, „Development of a Compact Flywheel Energy Storage System,“ *Koyo Engineering Journal*, Nr. English Edition No. 163E, 2003.
- [151] J. Carter, „The use of the Gyrodrive hybrid system in bus, truck and off highway vehicles,“ GKN Hybrid Power, 2014.
- [152] J. Arseneaux, „20 MW Flywheel Energy Storage Plant,“ Beacon Power LLC, 2011.
- [153] T. Dever, „Development of a High Specific Energy Flywheel Module and Studies to Quantify Its Mission Applications and Benefits,“ NASA, 2013.
- [154] A. J. Deakin, „High performance and low CO<sub>2</sub> from a Flybrid® mechanical kinetic energy recovery system,“ Torotrak Group PLC. UK, 2014.
- [155] E. Lindsley, „Hybrid Car: Part-Time Engine + Part-Time Flywheel = Full-Time Transportation,“ *Popular Science*, Nr. August 1973, 1973.
- [156] A. P. Armagnac, „Flywheel Brakes Store New Train's Energy for Electricity-Saving Starts,“ *Popular Science*, pp. 70-72, 1974.
- [157] R. C. Clerk, J. Adams und J. A. Howell, „Flywheel aided power surge,“ *Commercial Motor Archive*, 30 Oktober 1970.
- [158] Compact Dynamics, „KERS - Energy Recovery System (Version 08),“ Moosstrasse 9, D-82319 Starnberg, Deutschland, 2008.
- [159] B. Schweighofer, M. Recheis, P. Fulmek, and H. Wegleiter, „Rotor Losses in a Switched Reluctance Motor - Analysis and Reduction Methods,“ EDP Sciences, 2013.
- [160] VAC - Vacuumschmelze, „Weichmagnetische Kobalt-Eisen-Legierungen (Datenblatt VACOFLUX und VACODUR),“ Grüner Weg 37, 63450 Hanau, Germany, 2013.
- [161] F. Fitzke, Regisseur, *Planet-E - Die Schwung-Maschine*. [Film]. Deutschland: ZDF, 2012.
- [162] E. Chiao, „Amber Kinetics DOE Peer Review,“ U.S. Department of Energy, 2012.
- [163] Grossschädl Stahl, „Lager-Preisliste, Stabstahl 42CrMo4 + QT,“ 2016.
- [164] Edelstahl Service Schulz, „Übersicht über die verarbeiteten Werkstoffe - Nichtrostende Stähle (austenitisch) - Sonderstähle,“ Edelstahl Service Schulz, Augustenstr. 10 a, 70178 Stuttgart, 2016.
- [165] D. Breslavsky, „European steel and alloy grades and numbers,“ [Online]. Available: [http://www.steelnumber.com/en/steel\\_composition\\_eu.php?name\\_id=335](http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=335). [Zugriff am 22 07 2016].
- [166] BI-WAT GmbH. - Bad Ischler Wassertechnik und Edelstahl design, „Edelstahl-Information | Chemische Beständigkeit,“ Marie-Luisenstraße 1A . 4820 Bad Ischl, Österreich, 2013.
- [167] ThyssenKrupp Materials International, „Seite 3 Werkstoffblatt TK 34CrMo(S)4 bis 42CrMo(S)4,“ 2008.
- [168] A. Buchroithner, I. Andrasec, M. Bader, „Optimal system design and ideal application of flywheel energy storage systems for vehicles,“ in *Proceedings of the IEEE EnergyCon 2012*, Florence, 2012.
- [169] P. M. Rudeloff, „Der Einfluß erhöhter Temperaturen auf die mechanischen Eigenschaften der Metalle,“ *Polytechnisches Journal*, 1990.
- [170] C. Brummer, „Licht hilft beim Formen anspruchsvoller Materialien - Laserunterstütztes Metalldrücken verbessert Formänderungsverhalten hochfester Werkstoffe,“ *Industrieanzeiger Future Trends*, 22 April 2013.
- [171] Wikinvest.com, „Safety failures by the company's flywheel products or those of its competitors could reduce market demand or acceptance for flywheel services or products in general,“ [Online]. Available: [http://www.wikinvest.com/stock/Beacon\\_Power\\_%28BCON%29/Safety\\_Failures\\_Flywheel\\_Products\\_Those\\_Competitors\\_Reduce\\_Market](http://www.wikinvest.com/stock/Beacon_Power_%28BCON%29/Safety_Failures_Flywheel_Products_Those_Competitors_Reduce_Market). [Zugriff am 14 05 2016].
- [172] T. Mento und B. Ruth, „Injuries Reported in Explosion at Poway Business,“ *KPBS Public Broadcasting*, Nr. Thursday, June 11, 2015, 2015.

- [173] A. Buchroithner und G. Jürgens, „Schwungradenergiespeicher – Eine Chance für die Automobilindustrie und darüber hinaus,“ in *VDI Fortschritt-Berichte 38. Internationales Wiener Motorensymposium, Reihe 12, Nr. 802*, Bd. 2, H. P. Lenz, Hrsg., Wien, VDI Verlag, 2017, pp. 432-451.
- [174] A. J. Colozza, „High Energy Flywheel Containment Evaluation,“ NASA, Brook Park, Ohio, 2000.
- [175] R. R. Gilbert, G. E. Heuer, E. H. Jacobsen, E. B. Kuhns, L. J. Lawson and W. T. Wada, „Flywheel Drive Systems Study - Final Report,“ Environmental Protection Agency, 1972.
- [176] J. Hansen and D. O’Kain, „An Assessment of Flywheel High Power Energy Storage Technology for Hybrid Vehicles,“ Oak Ridge National Laboratory - Managed by UT\_Battelle for the Department of Energy, Oak Ridge, TN 37831, 2011.
- [177] M. A. Pichot, J. M. Kramer, R. C. Thompson, R. J. Hayes, J. H. Beno, „The Flywheel Battery Containment Problem,“ Society of Automotive Engineering, 1997.
- [178] G. Portnov, A.-N. Uthe, I. Cruz, R. P. Fiffe, F. Arias, „Design of Steel-Composite Multirim Cylindrical Flywheels Manufactured by Winding with High Tensioning and in situ Curing - 2. Numerical Analysis,“ *Mechanics of Composite Materials*, pp. 241-254, May 2005.
- [179] Green Car Congress, „Flybrid Flywheel Hybrid System Passes First Crash Test,“ 2007. [Online]. Available: <http://www.greencarcongress.com/2007/10/flybrid-flywhee.html>. [Zugriff am 19 September 2010].
- [180] Research Councils UK / Innovate UK, „FlySafe - Flywheel-hybrid safety engineering,“ United Kingdom.
- [181] R. Nicolas, „A new flywheel test rig developed by Ricardo,“ 06 07 2015. [Online]. Available: <http://www.car-engineer.com/a-new-flywheel-test-rig-developed-by-ricardo/>. [Zugriff am 22 07 2016].
- [182] Oak Ridge National Laboratory, „Oak Ridge National Laboratory Review,“ Oak Ridge National Laboratory's Communications and Community Outreach, [Online]. Available: <http://web.ornl.gov/info/ornlreview/rev25-34/chapter8.shtml>. [Zugriff am 25 08 2016].
- [183] F. Nelson, „Rotor Dynamics without Equations,“ *International Journal of COMADEM*, Nr. 10(3), pp. I2 - 10, July 2007.
- [184] A. Buchroithner, A. Brandstätter und M. Recheis, „Determining Loads of Rolling Element Bearings in Mobile Flywheel Energy Storage Systems,“ *IEEE vehicular Technology Magazine*, 2017.
- [185] J. Koyanagi, „Durability of filament-wound composite flywheel rotors,“ *Mechanics of Time-Dependent Materials*, Bd. 16, Nr. 1, pp. 71-83, 2011.
- [186] M. Recheis, A. Buchroithner, I. Andrasec, T. Gallien, B. Schweighofer, M. Bader und H. Wegleiter, „Improving kinetic energy storage for vehicles through the combination of rolling element and active magnetic bearings,“ *Journal of Energy and Power Engineering*, Bd. 8, Nr. 7, pp. 1323 - 1332, 2014.
- [187] K. Magnus, *Kreisel - Theorie und Anwendung*, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1971.
- [188] A. Brandstätter, „Mechanische Auslegung von Schwungrädern und Entwicklung eines Prüfstands zur Verifizierung der Eigenschaften für mobile Anwendungen,“ Institut für Maschinenelemente, Technische Universität Graz, Graz, Österreich, 2012.
- [189] M. Recheis, „Lifespan prolonging measures for bearings of mobile storage systems,“ Institute of Electrical Measurement and Measurement Signal Processing, Technische Universität Graz, Graz, Österreich, 2017.
- [190] Bischof, Reisinger, Singraber, Summer, „Investigation of a passenger car's dynamic response due to a flywheel-based kinetic energy storage,“ *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility: Vehicle System Dynamics*, Bd. 52, Nr. 2, pp. 201-217, 2014.
- [191] SCHENCK RoTec GmbH, „Warum ist Auswuchten so wichtig?,“ The DÜRR Group, 2017. [Online]. Available: <http://www.schenck-rotec.de/unternehmen/bibliothek/index.php>. [Zugriff am 25 04 2017].
- [192] H. Schneider, *Auswuchttechnik*, VDI-Buch, Hrsg., Springer, 2013.

- [193] SKF Gruppe, „SKF Hochgenauigkeitslager der Reihe „Super-precision bearings“,“ 2014.
- [194] K. Magnus, K. Popp und W. Sextro, Schwingungen - Eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen, 8., überarbeitete Auflage Hrsg., Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag |GWV Fachverlage GmbH, 2008.
- [195] P. Haidl, A. Buchroithner, M. Zisser, M. Bader, B. Schweighofer und H. Wegleiter, „Improved test rig for vibration control of a rotor bearing system,“ in *23rd International Congress on Sound & Vibration*, Athen, Griechenland, 2016.
- [196] Zisser M., Schweighofer B., Wegleiter H., Haidl P. und Bader M., „Test rig for active vibration control with piezoactuators,“ in *22nd International Congress on Sound & Vibration*, Wien, Österreich, 2015.
- [197] M. Zisser, P. Haidl, B. Schweighofer, H. Wegleiter und M. Bader, „Test Rig for Active Vibration Control with Piezo-Actuators,“ The 22nd International Conference on Sound and Vibration ICSV22, Florenz, Italien, 2015.
- [198] EEA - European Environment Agency, „Overview of electricity production and use in Europe,“ Kongens Nytorv 6, 1050 Copenhagen, Denmark, 2015.
- [199] International Energy Agency, „CO2 Emissions from Fuel Combustion - Documentation for Beyond 2020 Files,“ International Energy Agency, Paris, Frankreich, 2012.
- [200] P. Bühler, „Hochintegrierte Magnetlager-Systeme,“ ETH Zürich, 1995.
- [201] A. Buchroithner und C. Voglhuber, „Untersuchung eines verlustarmen Low-Cost Lagerkonzepts für Schwungradspeicher – Eine Schlüsseltechnologie für die Speicherung erneuerbarer Energie,“ in *VDI Fortschritt Berichte - Wissensforum Wälz- und Gleitlager 2017*, Schweinfurt, VDI Verlag, 2017.
- [202] G. Halevi, Process and Operation Planning, Springer Verlag, 2003.
- [203] A. Palmgren, „Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. VDI-Berichte, Band 20,“ 1957.
- [204] SKF Gruppe, Hauptkatalog, 2008.
- [205] C. Voglhuber, „Entwicklung und Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Bestimmung des Verlustmoments eines passiv magnetisch entlasteten Schwungrades,“ Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Graz, 2016.
- [206] BVI Magnet GmbH, „BVI Magnete,“ 18 April 2016. [Online]. Available: <http://www.bvi-magnete.de/index.php>.
- [207] P. Haidl, A. Buchroithner, M. Bader, M. Zisser, B. Schweighofer und H. Wegleiter, „Improved test rig design for vibration control of a rotor bearing system,“ in *23rd International Congress on Sound & Vibration*, Athens, Greece, 2016.
- [208] M. Lang, Berechnung und Optimierung von passiven permanentmagnetischen Lagern für rotierende Maschinen, Berlin, 2003.
- [209] L. J. Rachul, „NASA Glenn Flywheel Technology To Go Out For A Spin“.
- [210] P. Mock, J. Kühlwein, U. Tietge, V. Franco, A. Bandivadekar und J. German, „The WLTP: How a new test procedure for cars will affect fuel consumption values in the EU,“ ICCT - The International Council on Clean Transportation, 2014.