

Andreas Brandstätter

Mechanische Auslegung von Schwungrädern und Entwicklung eines Prüfstands zur Verifizierung der Eigenschaften für mobile Anwendungen

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplomingenieur

**Studienrichtung Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau
Studienzweig: Produktionstechnik**

Technische Universität Graz

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Betreuer: Ass.Prof. u. DI Dr.techn- Michael Bader

Graz, 2012

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.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Thematik der kinetischen Energiespeicherung mittels Schwungräder für mobile Anwendungen. Es wurden die mechanischen sowie dynamischen Eigenschaften solcher Systeme untersucht und mittels Prüfstandversuchen verifiziert. Dabei werden die umfangreichen, einflussnehmenden Aspekte auf die Auslegung und den Betrieb von Schwungrädern vorgestellt und diskutiert. Der Fokus wurde dabei auf eine elastische Anbindung des Schwungrads gelegt, bei der das Schwungrad Bewegungen relativ zum umliegenden System ausführen kann. Bestimmte Eigenschaften von solchen Schwungrädern („Flywheels“) können nur näherungsweise bzw. mit Hilfe vereinfachter Modellbildung vorab in der Entwicklungsphase ermittelt werden. Die für den Prüfstand erarbeiteten Konzepte sind in einem Auswahl- und Bewertungsverfahren auf deren Erfüllung der Anforderungen untersucht worden. Des Weiteren wurde eine numerische Simulation des Prüfstands durchgeführt. Unbekannte Werkstoffkennwerte konnten mittels Komponententests bestimmt werden, sodass zwischen Simulation und den erhobenen Messwerten eine sehr gute Übereinstimmung hergestellt werden konnte. Basierend auf den Erfahrungen durchgeführter Prüfstandversuche an Flywheelsystemen besteht die Möglichkeit, negativen Phänomenen zukünftig bereits in der Konzeptionsphase entgegen zu wirken. Die erhaltenen Messdaten können als Input für die analytische sowie numerische Berechnung von Schwungrädern verwendet werden und helfen somit die Aussagefähigkeit dieser Methodiken zu verbessern.

Abstract

This thesis discusses kinetic energy storage by using flywheels for mobile applications, including all possible influences for the design and operation. Mechanical and dynamic properties of such systems were examined and verified using empirical tests. Within the experiment, special emphasis was placed on elastic connections to the flywheel, allowing the flywheel to move relatively to its surrounding systems. Several properties of flywheels can only be estimated based on basic modeling methods in the early development process. Therefore a test bench was developed and manufactured, subsequently tested for its requirements. After unknown material parameters were determined by means of unit tests, a high correlation between simulation results and test bench results was found, verifying numerical simulation methodologies. Based on experiences carried out of the test, it will be possible to counteract adverse effects during the design process. The results can also be used as an input for analytical and numerical calculations, thus helping to improve the reliability of these methodologies.

Inhalt

1. Einleitung	1
1.1. Aufgabenstellung.....	3
1.2. Vorgehensweise, Zielsetzungen und Zeitplan	5
2. Das Flywheel als Energiespeicher	6
2.1. Physikalische Grundlagen	9
2.2. Entscheidende Fragestellungen bei der Auslegung und dem Betrieb von Schwungrädern	10
2.3. Kriterien der mechanischen Flywheelauslegung	21
2.4. Überkritischer Betrieb von Flywheels	24
2.5. Berechnung der Kreiselmomente und Lagerkräfte	27
2.6. Rekuperation der Bremsenergie zur Effizienzsteigerung von Fahrzeugen..	30
2.7. Technische Ausführungen von Schwungmassenspeichern	32
2.8. Elastische Aufhängung von Flywheels	36
3. Prüfstandkonzepte	39
3.1. Motivation der Prüfstandversuche	39
3.2. Anforderungen an den Prüfstand.....	39
3.3. Mechanischer Kernaufbau des Prüfstands.....	44
3.4. Schwenkkonzepte	45
3.5. Auslenk-Aktor	47
3.6. Variantengenerierung unter Verwendung eines morphologischen Kastens	51
4. Messkonzept.....	53
4.1. Kraftmessung	53
4.2. Wegmessung.....	54
4.3. Drehzahlmessung.....	55
4.4. Beschleunigungsmessung.....	55

5. Konstruktive Ausführungen	56
5.1. Lagerung des Schwungrads	57
5.2. Stufenlose Änderung des Abstands der Elastomere	58
5.3. Verdrehung des Flywheelfesten-Rahmen um 90°	58
5.4. Variation des Drehpunkt der Schwenkbewegung	59
6. Prüfstandversuche	59
6.1. Auswuchtversuche- Betriebswuchten	60
6.2. Schwenkversuche	61
6.2.1. Auslenkzyklus	61
6.2.2. Steifigkeit der Anbindung	63
6.2.3. Ausschwingversuche	64
6.2.4. Bestimmung des viskosen Abklingkoeffizienten.....	70
6.2.5. Ermittlung des Dämpfungskoeffizienten der Rotationsbewegung für die Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA.....	72
6.2.6. Ermittlung der Zug-, Drucksteifigkeit der Elastomerelemente der Härte 55 ShA.....	74
7. Numerische Mehrkörpersimulation des Prüfstands.....	75
7.1. Simulation unter Verwendung der empirisch bestimmten Kennwerte.....	77
7.2. Simulation einer Einflussuntersuchung.....	78
8. Auswertung und Interpretation der Ergebnisse	81
8.1. Auswertung der Prüfstandversuche.....	81
8.2. Vergleich zwischen analytischer Rechnung und Prüfstandversuch.....	83
8.3. Vergleich zwischen Simulation und Prüfstandversuch	86
9. Fazit und Ausblick	89
Literaturverzeichnis	90
Tabellenverzeichnis	94
Abbildungsverzeichnis	95
Anhang	A-1

1. Einleitung

Die Problematik der Speicherung von Energie ist eine der wesentlichen Herausforderungen heutiger Ingenieure. Diese Aufgabenstellung zieht sich durch das gesamte Spektrum der Ingenieurwissenschaften.

Dabei ist zu erkennen, dass es nicht eine für jeden Fall universal beste Lösung, sondern vielmehr für jede Anwendung die am besten geeignetste Lösung gibt.

Dies ist leicht aus den einzelnen Anforderungen der Speicher ersichtlich. Hat ein Pumpspeicherkraftwerk die Aufgabe, ein Überangebot von elektrischer Leistung im Bereich von mehreren hundert Megawatt über einen Zeitraum von Stunden aufzunehmen und im Bedarfsfall wieder abzugeben, so sind die Anforderungen an mobilen Energiespeicher grundsätzlich andere.

Bei mobilen Energiespeichern ist ein Optimum aus verschiedenen Anforderungen zu finden. Einige der Anforderungen sind die Leistungsdichte, die Energiedichte, das Systemgewicht, die Lebensdauer, die Betriebssicherheit, der Wirkungsgrad, die Selbstentladung, die Umweltverträglichkeit, die Reversierbarkeit des Prozesses und der Preis. Abhängig von den gestellten Anforderungen können verschiedene Konzepte der Energiespeicherung verfolgt werden. Jedes Konzept hat seine prinzipbedingten Vor- und Nachteile und erfüllt diese Anforderungen unterschiedlich gut. Durch die technologische Weiterentwicklung können sich anfangs für unbrauchbar gehaltene Konzepte zu späteren Zeitpunkten als sehr erfolgsversprechend entpuppen.

Durch parallelen Einsatz mehrerer Systeme der Energiespeicherung besteht des Weiteren die Möglichkeit, die Vorteile einer Technologie mit denen einer anderen zu kombinieren. Dies wird als Hybridsystem bezeichnet.

Als Beispiel ist ein Flywheel-Hybridfahrzeug zu nennen, bei dem die hohe Energiedichte fossiler Energieträger und die hohe Leistungsdichte sowie die Möglichkeit der Energierückgewinnung eines Flywheels miteinander kombiniert werden. Ein solches Hybrid-Konzept erweist sich erst dann als Verbesserung gegenüber einem herkömmlichen, mit Verbrennungsmotor betriebenen Fahrzeug, wenn dieses in einem geeigneten Fahrzyklus betrieben wird. Bei Stationärfahrt ist keine Verbrauchseinsparung durch rekuperierbare Bremsenergie möglich, da das höhere Systemgewicht nachteilig wirkt.

Abbildung 1 zeigt die Geschwindigkeits- und Leistungsprofile sowie die theoretisch rückgewinnbare Energie für einen Stadtzyklus. Es ist unschwer zu erkennen, dass der Leistungsfluss eine hochdynamische Charakteristik aufweist, während die durchschnittlich erforderliche Leistung z.B. für einen 19t schweren Bus im angeführten Braunschweig-Zyklus lediglich 36 kW beträgt. Dies bedeutet, dass ein dynamischer Sekundärspeicher im hybriden Antriebsstrang ein *signifikantes Downsizing* sowie einen Bestpunktbetrieb der Verbrennungskraftmaschine erlaubt. (1) Der vorteilhafte Einsatz eines schwungradhybridisierten Antriebsstrangs für ein Nahverkehrsfahrzeug ist in der Publikation „*Schwungradhybride als mögliche Alternative für den urbanen Individual- und Nahverkehr*“ - welche am *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* der *TU Graz* publiziert wurde, dargestellt.

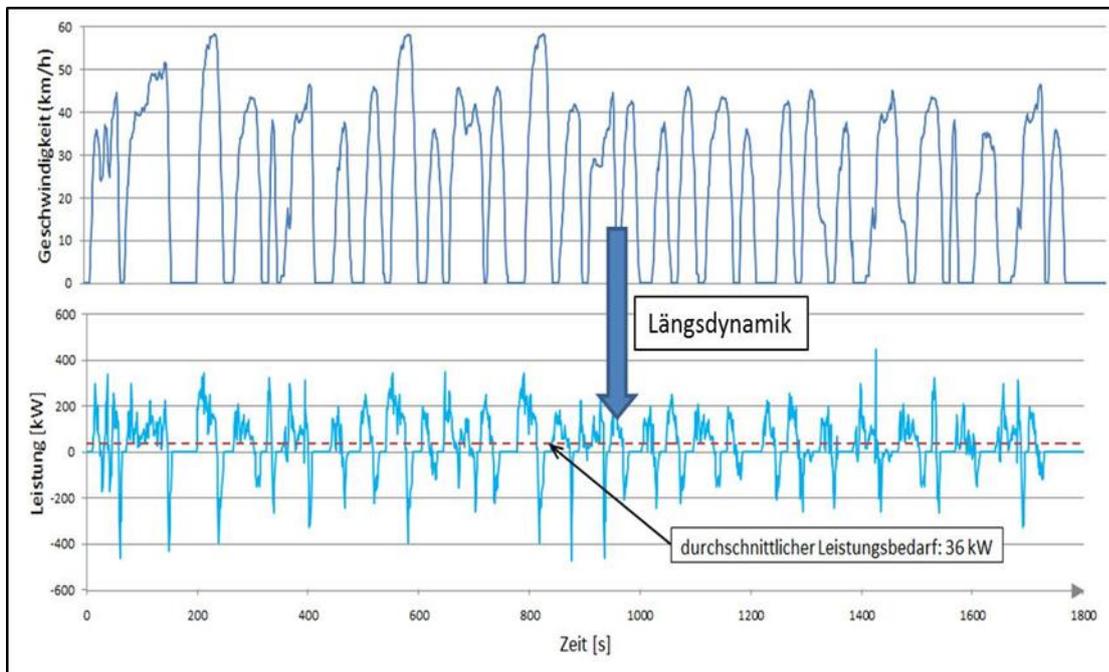


Abbildung 1: Geschwindigkeitsprofil und Leistungsbedarf eines 19t-Busses im Braunschweig-Zyklus (1)

1.1. Aufgabenstellung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Prüfstands zur Verifizierung der Eigenschaften von Flywheels. Bestimmte Eigenschaften von Flywheels können nur näherungsweise bzw. mit Hilfe vereinfachter Modellbildung vorab in der Entwicklungsphase ermittelt werden. Eine analytische Berechnung der Kreiselkräfte als Abschätzung der zu erwartenden Belastungen ist möglich. Die Eignung der Methodik sowie die Aussagefähigkeit sind jedoch begrenzt. Es können bereits mittels eines stark vereinfachten analytischen Ansatzes konkrete Aussagen über den Einfluss der gyrokopischen Kräfte des Schwungradspeichers auf die Fahrdynamik getroffen werden. Die Beschreibung der aufhängungsabhängigen gyrodynamischen Effekte erfordert numerische Methoden der Berechnung. Die Aussagefähigkeit dieser Berechnungsmethode korreliert zweifelsfrei mit der Kenntnis der Materialkennwerte, welche besonders im Fall von Elastomeren mehrparametrig und oftmals nichtlinear sind. Die Notwendigkeit, diese oft nicht oder nur eingeschränkt bekannten Materialkennwerte zu ermitteln, sowie schwer beschreibbare Effekte und Interaktionen der einzelnen Komponenten abzubilden, erfordert einer empirischen Verifikation und folglich den Aufbau eines Gesamtprüfstandes. Der Prüfstand soll möglichst variabel gestaltet werden, um unterschiedliche Flywheelsysteme testen zu können. Folgende Aspekte sollen untersucht werden:

1. Die Auswirkung einer Unwucht des Flywheels auf die Lagerbelastung, sowie dadurch verursachte Schwingungen im System.
Unwuchtkräfte entstehen, wenn der Schwerpunkt nicht auf der Rotationsachse liegt. Dabei ist der Rotor in virtuelle Scheiben zu unterteilen. Die Unwucht jeder dieser Scheiben muss unterhalb der höchstzulässig tolerierbaren Grenze liegen. Unwuchtkräfte wachsen quadratisch mit der Erhöhung der Drehzahl. Entscheidend ist, dass die Wuchtgüte im Betrieb erhalten bleibt und nicht durch Setzerscheinungen oder plastische Verformungen zunimmt
2. Die Messung von Kreiselmomenten, verursacht bzw. angeregt durch eine Auslenkung des Systems aus der Ruhelage.
Wird ein rotierender Körper ausgelenkt, reagiert dieser nicht nur mit einem Reaktionsmoment resultierend aus seiner Massenträgheit, sondern zusätzlich mit einem Moment - verursacht durch die Dralländerung. Die dabei

auftretenden Effekte wie Präzession und Nutation sind in Kapitel 2.5 beschrieben.

3. Der Einfluss einer elastischen Anbindung des Flywheel.

Dem Flywheel wird dadurch ermöglicht, Bewegungen in Bezug auf dessen Umgebung auszuführen. Liegt der Drehimpuls nicht in der Figurenachse, treten Nutationsbewegungen auf. Präzessionsbewegungen werden durch äußere Kräfte verursacht.

Nachfolgend werden die grundsätzlichen Anforderungen an den Prüfstand aufgelistet.

Diese sind vom Prüfstand zwingend zu erfüllen. Weitere Anforderungen sowie mögliche Ausprägungen werden detailliert in Kapitel 3 dargestellt. Die zu erfüllende Rahmenbedingungen sind:

- Auslenkung des Schwungrads aus der Ruhelage
- Messungen der Drehmomente verursacht durch die Auslenkbewegungen
- Messtechnische Erfassung der Verformung der elastischen Anbindung des Schwungrads
- Beschleunigungsmessung in einer Achse am Rahmen, zur Beurteilung der auftretenden Schwingung
- Winkelzuordnung der gemessenen Beschleunigungen
- Zu erreichender Drehimpuls $600 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}$
- Drehzahlmessung des Schwungrads
- Messung der Auslenkwinkelgeschwindigkeit

1.2. Vorgehensweise, Zielsetzungen und Zeitplan

Im ersten Schritt wurde eine Literaturrecherche zum Thema Schwungräder, deren Eigenschaften und Anbindungen an das Fahrzeug durchgeführt. Im nächsten Schritt wurden theoretische Zusammenhänge der Kreiseldynamik untersucht und erarbeitet. Es folgte die Erstellung eines Lastenhefts. Anschließend wurden mehrere Prüfstandsprinzipien zur Erfüllung der gestellten Anforderungen erarbeitet. Ziel dieser Prinzipien ist es, die gestellten Anforderungen bestmöglich zu erfüllen. Wenig erfolgsversprechende Konzepte sind in einem Auswahl- und Bewertungsverfahren ausgeschieden worden. Im nächsten Schritt wurden einzelne Module entworfen, welche - anschließend zusammengefügt - den Gesamtentwurf bilden. Die Konstruktion der 3D Modelle und die Ableitung der Fertigungszeichnungen wurden unter Verwendung einer Konstruktionssoftware durchgeführt. In weiterer Folge wurden die erforderlichen Bauteile in der institutseigenen Werkstätte gefertigt und nach der Prüfstandsmontage kann dieser in Betrieb genommen werden. Parallel dazu wurde ein Simulationsmodell des Prüfstands aufgebaut. Die noch unbekanntenen Werkstoffkennwerte konnten mittels Komponententest bestimmt werden. Eine Verifikation der Simulationsergebnisse mit Hilfe der Prüfstandversuchen konnte hergestellt werden. Die erhaltenen Messdaten können als Input für die analytische sowie numerische Berechnung von Schwungrädern verwendet werden und helfen somit die Aussagefähigkeit dieser Methodiken zu verbessern.

Nachfolgend wird der zeitliche Ablauf der vorliegenden Diplomarbeit dargestellt:

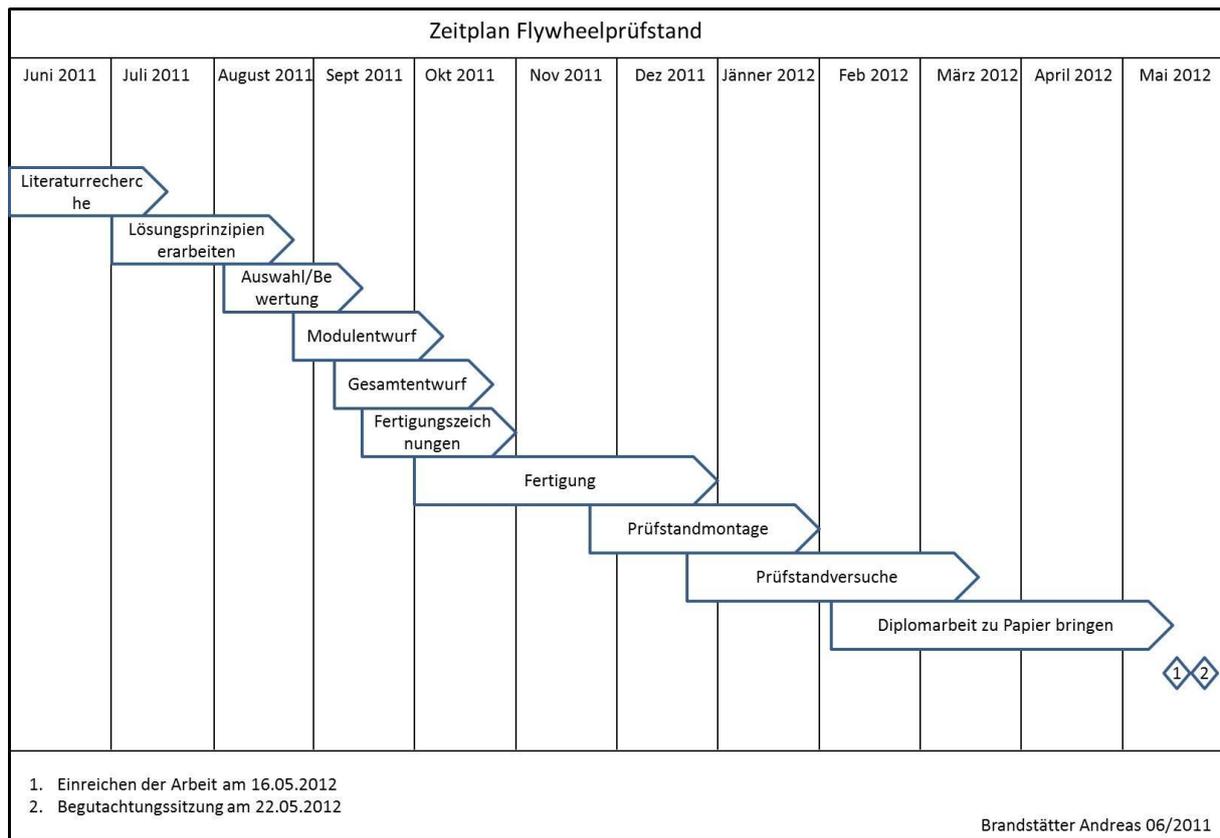


Abbildung 2: Der Zeitplan der Diplomarbeit

2. Das Flywheel als Energiespeicher

Schwungradspeicher gehören zur Gruppe der kinetischen Energiespeicher. Durch Beschleunigung des Schwungrades kann in diesem Energie in Form von Rotationsenergie gespeichert und durch Abbremsen wieder freigegeben werden. Die Anbindung des Flywheels an das mit Energie zu versorgende System bzw. das System mit Energieüberschuss kann mechanisch oder elektrisch erfolgen. Für eine mechanische Anbindung ist ein stufenloses Getriebe, sowie eine Drehdurchführung zwischen dem Niederdruck- und dem Umgebungsdruckbereich erforderlich, da das Flywheel für gewöhnlich zur Reduktion des Strömungsverlustes im Vakuum läuft. Wird ein System mit elektrischer Energieübertragung gewählt, besteht die Möglichkeit einer integrierten Bauweise bei der die elektrische Maschine ebenfalls im Vakuum läuft (2). Solch ein System ist in Kapitel 2.7 beschrieben. Die Anwendungen von Schwungrädern zur Energiespeicherung sind vielfältig. Mit deren Hilfe kann bei einem kleinen abgeschlossenen System (z.B. Fahrzeug) die Energie trotz Lastschwankungen mit wesentlich besserem Wirkungsgrad bereitgestellt werden. Bei einem großen Netz können Belastungsspitzen (z.B. durch Brems- und Beschleunigungsvorgängen von Schienenfahrzeugen) am Ort der Entstehung

abgefangen werden. Des Weiteren kann die Energieversorgung zu jedem Zeitpunkt, auch im Fall einer unterbrochenen Stromversorgung, sichergestellt werden. (3) Als Beispiel kann eine Notstromversorgung für ein Krankenhaus genannt werden. Um unterschiedliche Energiespeicher vergleichen zu können wird häufig die Leistungsdichte [W/kg] sowie die Energiedichte Wh/kg, Wh/m³ als Bewertungsgröße gewählt. Hierbei zeigt sich, dass fossile Brennstoffe im Vergleich zu Flywheels eine wesentlich höhere Energiedichte besitzen. Der Vergleich mit anorganisch chemischen Energiespeicher (Batterien) zeigt, dass Schwungräder eine geringere Energiedichten aufweisen. (4) Diese unterscheiden sich beispielsweise in der möglichen Anzahl der Zyklen sowie der Umweltverträglichkeit. Der Ladezustand (State of Charge) ist über die Drehzahl durch die Formel $E = \frac{1}{2} I \omega^2$ exakt bestimmbar, was bei Batterien nicht der Fall ist, wodurch die Abschätzung der Reichweite erschwert wird. Des Weiteren ist eine signifikante Abnahme der Reichweite von Elektrofahrzeugen bei der Zuschaltung von einer elektrischen Heizung ($P_{aux} = 3,5$ kW) sowie bei großen Reisegeschwindigkeiten festzustellen (Abbildung 3). Dies würde einen Performanceeinbruch speziell in den Wintermonaten bedeuten. Ein Lösungsansatz liegt in der Optimierung des Thermomanagements der Fahrzeuge, sowie der Einführung neuer Arbeitsprinzipien für effizientere Nebenaggregate (Electronic Wedge Break, Electric Power Steering, Wärmepumpe für Fahrzeugheizung etc.) (1) Diese Problematik ist bei einem Hybridfahrzeug mit fossilem Energieträger sowie Schwungrad zur Energierückgewinnung nicht vorhanden.

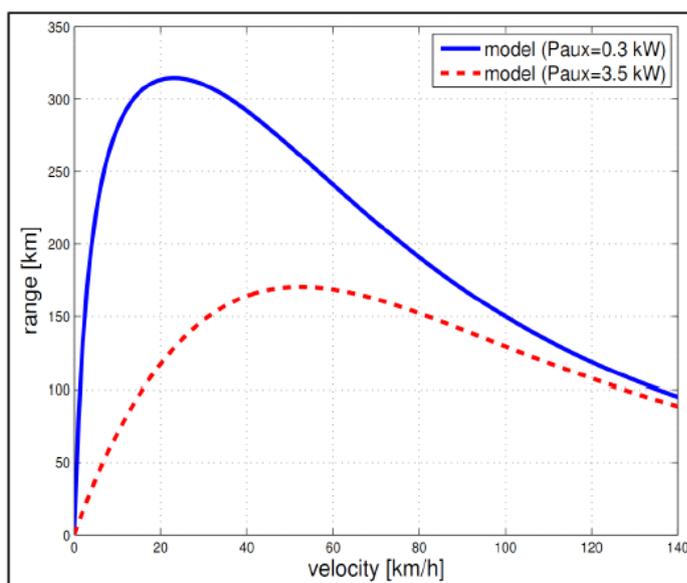


Abbildung 3: Reichweite eines ECE VW Golf Variant (5)

Bei Schwungradspeichern tritt nahezu keine Alterung und Verringerung des Energieinhaltes auf. Die Lebensdauer sowie die Wartungsintervalle werden im Wesentlichen durch die Belastung der Lager bestimmt und können um ein vielfaches höher sein als bei Batterien. Schwungradspeicher haben eine sehr hohe Selbstentladung aufgrund hoher Verlustmomente. In erster Linie sind das Strömungsverluste und Lagerreibung. Diese können zwar durch Evakuierung der Laufkammer und den Einsatz von Magnetlagern deutlich reduziert werden, diese Maßnahmen steigern aber Kosten, Gewicht und Bauraum. In hochdynamischen Fahrzyklen spielt die Selbstentladung aber eine untergeordnete Rolle, da das Schwungrad nur für kurzzeitige Speichervorgänge verwendet wird. Im Schadensfall kann das Flywheel durch Bersten die gespeicherte Energie, abhängig vom Konstruktionsprinzip, in Sekundenbruchteilen freisetzen. Dies gilt es natürlich zu vermeiden, wodurch eine gute Überwachungsstrategie und ein Sicherheitsgehäuse erforderlich sind. (1) Allgemein können Flywheels im Vergleich zu anderen Energiespeichern für Hybridkonzepte folgende Eigenschaften zugewiesen werden:

(6)

- Hohe Leistungs- und mittlere Energiedichte
- Schnelle Ladung und Entladung
- Hoher Gesamtwirkungsgrad bei mechanischer Leistungübertragung
- Hohe Lebensdauer
- Weitgehende Temperaturunempfindlichkeit

Mit Hilfe eines Ragone Diagramm wie in Abbildung 4 dargestellt, können unterschiedliche Energiespeicher auf deren Energieinhalt sowie Leistungsdichte verglichen werden. Daraus ist ersichtlich, welches dieser Speicherkonzepte für den konkreten Einsatzfall am besten geeignet ist. Ein weiterer Vorteil des Schwungradhybrids im Vergleich mit Supercap und Akkumulator ist der geringere Preis pro Betriebsjahr. Dies ist in Kapitel 2.6 näher ausgeführt. Der Supercapacitor (Supercap) ist ein Doppelschichtkondensator, welcher auf hohe Energiedichte optimiert ist und eine Energiespeicherung mittels Ladungstrennung ermöglicht.

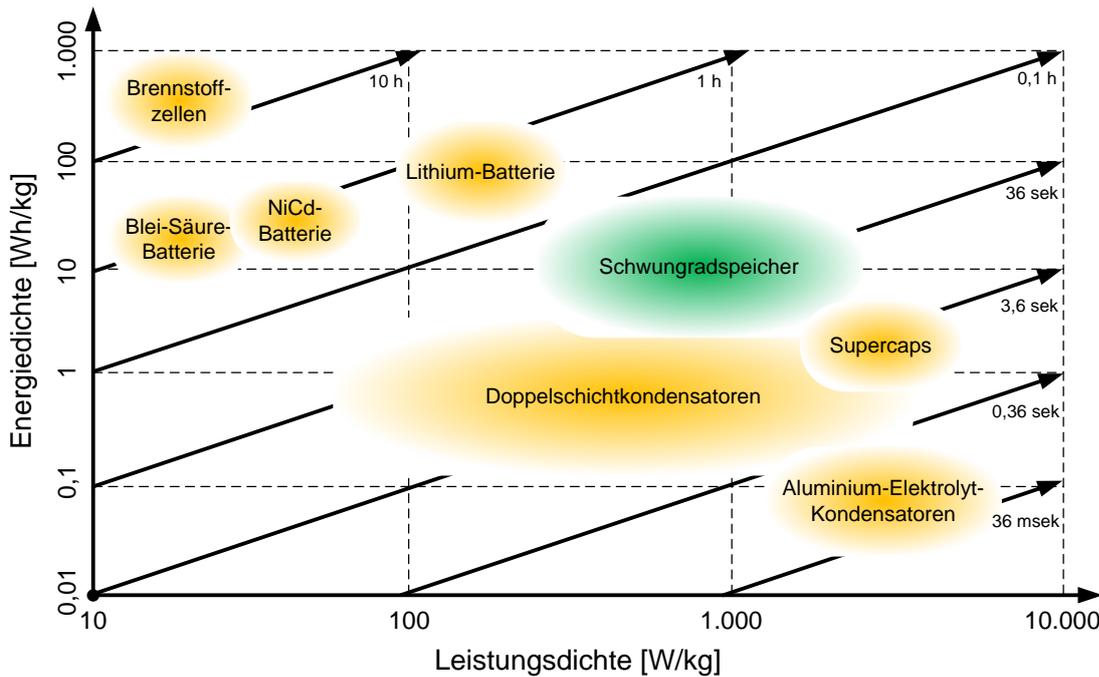


Abbildung 4: Darstellung der unterschiedlichen Energiespeicher in einem Ragone Diagramm; Stand 2010 (2)

2.1. Physikalische Grundlagen

Nachfolgend werden relevante Grundlagen und Zusammenhänge erläutert, welche in Kapitel 2.3 auf die Flywheelauslegung angewendet werden.

Die Menge an kinetischer Energie, die ein Schwungrad speichern kann, ist abhängig von dessen Drehzahl sowie seinem Massenträgheitsmoment.

$$E = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (7)$$

Das Massenträgheitsmoment in einem ausgedehnten Körper ist ein Maß für die Massenverteilung bezüglich einer Rotationsachse. (8) Im einfachsten Fall betrachtet man die Bewegung eines Massenpunktes (Masse m) auf einer Kreisbahn um eine Rotationsachse, wie in Abbildung 5 dargestellt.

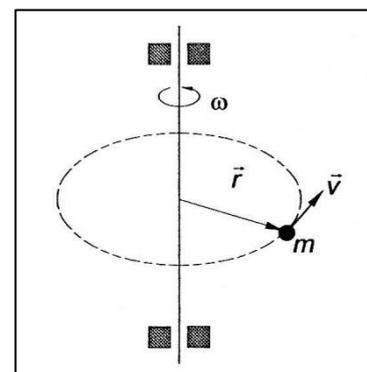


Abbildung 5: Rotation eines Massenpunktes. (38)

In diesem Fall berechnet sich das Massenträgheitsmoment folgendermaßen:

$$I = m \cdot r^2 \quad (8)$$

Für eine Scheibe mit konstanter Dicke, wobei die Dicke klein gegenüber dem Radius r sei, gilt:

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2 \quad (8)$$

Dies ergibt für die Masse folgenden Zusammenhang:

$$m = \rho \cdot r^2 \cdot l \cdot \pi$$

Eine weitere relevante Größe bilden die tangentialen Zugspannungen in der Scheibe, die durch angreifende Fliehkräfte verursacht werden. Diese sind meist der limitierende Faktor der Maximaldrehzahl und sind im Zentrum am größten. Abbildung 6 zeigt eine Vollscheibe konstanter Dicke. Beispielsweise gilt für eine Vollscheibe aus Stahlwerkstoff:

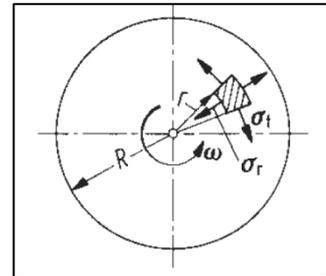


Abbildung 6: Umlaufende Vollscheibe (9)

$$\sigma_{t \max} = \sigma_t(r = 0) = 0,4125 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2 \quad (9)$$

2.2. Entscheidende Fragestellungen bei der Auslegung und dem Betrieb von Schwungrädern

Die Anzahl der einflussnehmenden Aspekte auf die Auslegung und den Betrieb von Schwungrädern sind umfangreich. Als primäre Auslegungsgrößen sind der Energieinhalt und die Leistungsdichte sowie Bauraum und Gewicht zu nennen. Diese werden durch den Anwendungsfall oftmals vorgegeben beziehungsweise eingeschränkt. Weitere Eigenschaften können in einer im Entwicklungsprozess stattfindender Auslegung beeinflusst werden. Nachfolgend werden einige dieser Ausprägungen beschrieben und in weiterer Folge mögliche Szenarien diskutiert.

Kreiselmoment in Abhängigkeit der Anbindung

Das Schwungrad wird durch die Anbindung an ein System an seiner freien Bewegung gehindert, wodurch Zwangsbewegungen, bedingt durch die räumliche Bewegung des Systems aufgebracht werden. Die daraus resultierenden Momente und Kräfte belasten die Bauteile. Des Weiteren sind Rückwirkungen auf das System zu erwarten. Durch geeignete Anbindung des Schwungrads können diese Momente reduziert und somit die Lebensdauer der Bauteile erhöht werden. Die Anbindung kann vollkardanisch, teilkardanisch, starr oder mittels elastischer Zwischenschicht ausgeführt werden. (Abbildung 7)

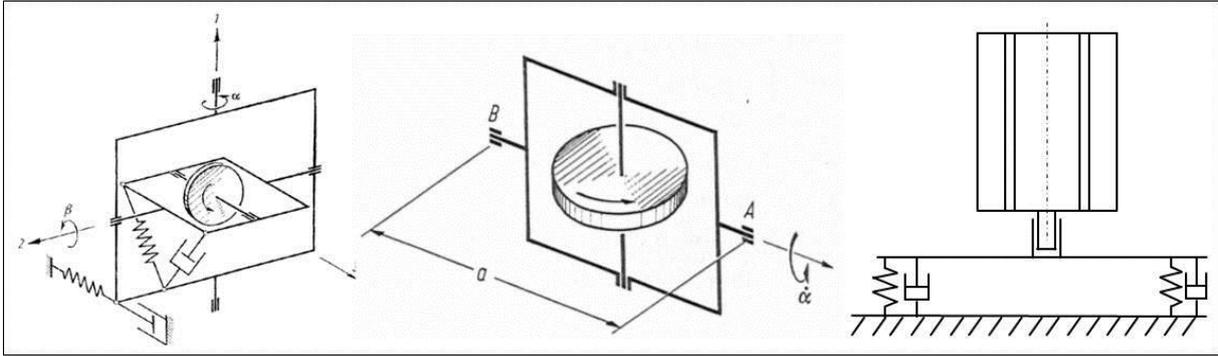


Abbildung 7: Anbindung des Schwungrads mittels vollkardanischer, teilkardanischer Aufhängung und Anbindung mittels elastischer Zwischenschicht.

Bei der vollkardanischen Aufhängung wird das Schwungrad in zwei zueinander rechtwinkligen Achsen drehbar gelagert. (10) Ist die Aufhängung um eine Achse drehbar ausgeführt, spricht man von einer teilkardanischen Aufhängung. Unter elastischer Anbindung ist eine Aufhängung ohne mechanische Drehachse, mittels elastischer Elemente wie z.B. Gummielemente oder Stahlfedern zu verstehen. Ebenfalls sind Kombinationen aus teilkardanischer und elastischer Aufhängung möglich. Die optimale Art der Anbindung ist abhängig von der geforderten Lebensdauer der Bauteile, dem Platzangebot, dem Anwendungsgebiet sowie dem Rotorkonzept im Allgemeinen. Langsam laufende Schwungräder mit hohem Massenträgheitsmoment verursachen im Vergleich zu schnelllaufenden Schwungrädern mit geringerem Massenträgheitsmoment bei gleichem Energieinhalt höhere kreiselmomentbedingte Bauteilbelastungen. Werden zwei Vollscheiben konstanter Dicke mit derselben Dichte, dem selben Energieinhalt und derselben Auslenkwinkelgeschwindigkeit betrachtet, kann folgender Zusammenhang identifiziert werden:

$$E_1 = \frac{r_1^4}{4} \cdot l_1 \cdot \pi \cdot \omega_1^2 \cdot \rho$$

$$E_1 = E_2$$

$$r_1^4 \cdot l_1 \cdot \omega_1^2 = r_2^4 \cdot l_2 \cdot \omega_2^2$$

$$r_2^4 \cdot l_2 \cdot \omega_2 = \frac{r_1^4 \cdot l_1 \cdot \omega_1^2}{\omega_2}$$

$$M_1 = \frac{r_1^4}{4} \cdot l_1 \cdot \pi \cdot \omega_1 \cdot \omega^*$$

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\frac{r_1^4}{4} \cdot l_1 \cdot \pi \cdot \omega_1 \cdot \omega^*}{\frac{r_2^4}{4} \cdot l_2 \cdot \pi \cdot \omega_2 \cdot \omega^*}$$

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$$

Dieser zeigt einen linearen Zusammenhang zwischen Kreiselmoment M und Winkelgeschwindigkeit des Schwungrads ω . Abbildung 7 zeigt eine vollkardanisch und eine teilkardanisch Anbindung sowie eine Anbindung mittels elastischer Zwischenschicht. Die aufgebracht Zwangsbewegungen können beispielsweise den Fahrmanövern des Fahrzeugs entspringen, welches ein Schwungrad als Energiespeicher verwendet.

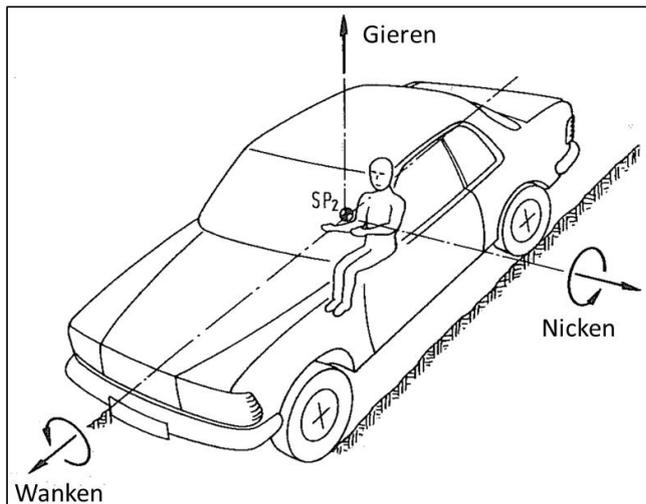


Abbildung 8: Koordinatensystem eines Kraftfahrzeugs und Benennung der Bewegungen (11)

Man unterscheidet zwischen Nick-, Gier-, und Wankbewegungen, wie in Abbildung 8 dargestellt. Da die Nick- und Wankbewegung im Allgemeinen deutlich kleiner als die Gierbewegung ist, wird ein Schwungrad vorzugsweise mit vertikaler Drehachse eingebaut. (12) Dies hat geringere gyrodynamiche Momente zur Folge. Typische Größenordnungen für die Nick- und Wankbewegung eines Nutzfahrzeugs im innerstädtischen Betrieb können Tabelle 1 entnommen werden.

Die analytische Berechnung der Kreiselkräfte ist in Kapitel 2.5 näher ausgeführt. Die numerische Berechnung der Kreiselkräfte bei elastischer Anbindung durch Auslenkung aus der Ruhelage ist nicht ohne weiteres möglich. Es erfordert die Kenntnis der meist nichtlinearen Werkstoffkennwerte, die oftmals von der Temperatur, der Belastungsgeschwindigkeit, der Belastungsrichtung sowie der Dehnung abhängig sind. Siehe dazu Kapitel 8.

Tabelle 1: Typische Nick- und Wankwinkel sowie Winkelgeschwindigkeiten für ein Nfz im innerstädtischen Verkehr (13)

Art des Manövers		Winkel φ	Rate ω
		[°]	[rad/s]
Beschleunigung von 0 auf 50 km/h	Nicken	-0,36	0,004
Spurwechsel bei 50 km/h	Wanken	-3,00	0,052
Bremsmanöver 50 auf 30 km/h	Wanken	0,75	0,009
Sanfte Rechtskurve	Wanken	-3,00	0,035
Einfahren in eine Drainagerinne	Nicken	3,00	0,008
Überfahren einer tiefer Drainagerinne	Nicken	-3,00	0,017
Starke Linkskurve	Wanken	6,00	0,070
Auffahren auf 7%-Rampe bei 35 km/h	Nicken	-6,00	0,070
Sanfte Linkskurve	Wanken	3,00	0,017
Starke Bremsung bis Stillstand	Nicken	0,75	0,009
Spurwechsel bei 30 km/h	Wanken	-6,00	0,070
Auffahren auf 5,4%-Rampe bei 55 km/h	Nicken	-4,60	0,108

Schwingungen des Systems

Vibrationen zeichnen sich durch Stöße, deren periodische Amplituden für längere Zeit aufrecht erhalten bleiben, aus. Ursachen dafür sind beispielsweise kopfsteingepflasterte Straßen oder allgemeine Fahrbahnrauigkeiten. Hochfrequente Anteile werden dabei großteils durch die Reifen und die Aufhängung des Fahrzeugs gefiltert. Weitere Quellen der Anregung sind Antriebsaggregat und Räder. Aber auch Bauteilschwingungen, welche durch die Fahrzeugfrequenz angeregt werden, können Einfluss nehmen. Der zu erwartende Beitrag zu den Lagerlasten, bedingt durch die dabei auftretenden Beschleunigungen, liegt im Bereich von einigen wenigen Zehnteln der Erdbeschleunigung. (13) Anders sieht dies bei unwuchtbedingten Schwingungen sowie Stoßbelastungen etwa durch Schlaglöcher, Geschwindigkeitsschwellen oder Kollisionen aus. Siehe dazu *Stoßbelastungen*. Abbildung 9 zeigt ein Blockschaubild der schwingungsbedingten Beanspruchungen eines Flywheel-Systems. Dabei werden die Schwingungen, verursacht durch das umliegenden Systems - in diesem Falle ein Fahrzeug dargestellt. Schwingungen durch die Unwucht sind nicht berücksichtigt.

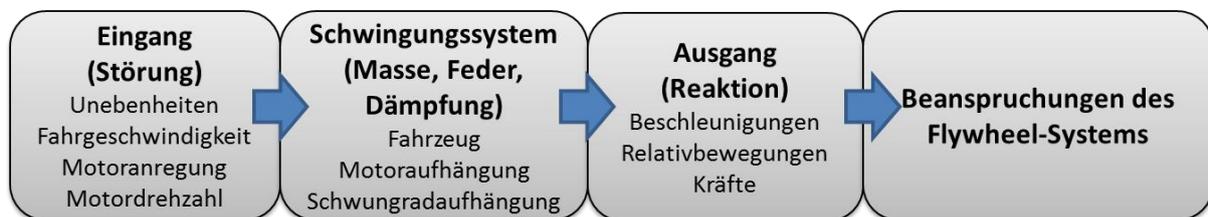


Abbildung 9: Blockschaubild der schwingungsbedingten Beanspruchung eines Flywheel-Systems (11)

Wirkung der Unwucht auf das System

Liegt das Massenzentrum des Rotors nicht in dessen Drehachse, so resultiert eine Fliehkraft. Dies ist in Abbildung 19 dargestellt. Abhängig von der Größe der Unwucht und der Drehzahl des Rotors können unzulässig hohe Belastungen der Bauteile entstehen. Da Fliehkräfte mit der Schwungradzahl umlaufen und somit zu wechselnder Belastung der angrenzenden Bauteile führen, können Probleme bei der Dauerfestigkeit der Bauteile die Folge sein. Die Unwucht unterliegt fertigungs-, werkstoff-, und montagebedingten Toleranzen und Einflüssen. Durch gezielte Anbringung von Auswuchtgewichten kann die Unwucht verringert werden. Es gilt eine Wuchtgüte zu erzielen die technisch sinnvoll erscheint, da der Prozess des Auswuchtens mit erheblichen Kosten verbunden ist. Entscheidend ist, dass die

Wuchtgüte im Betrieb erhalten bleibt und nicht durch Setzerscheinungen oder plastische Verformungen zunimmt. Weitere Details sind dem Kapitel 2.4 zu entnehmen.

Strömungsverluste

Ein in der Umgebungsatmosphäre laufendes Schwungrad weist erhebliche Strömungsverluste auf. Diese sind exemplarisch in Abbildung 10 für ein Schwungrad mit einem Durchmesser von 482 mm, einer Länge von 300 mm und einer Masse von 634 kg dargestellt. Durch eine Absenkung des Drucks ist eine Reduktion der Verlustleistung möglich. Dies erfordert den Einsatz einer Vakuumpumpe, um das Schwungrad in einem Gehäuse gegenüber der Umgebungsatmosphäre evakuieren zu können.

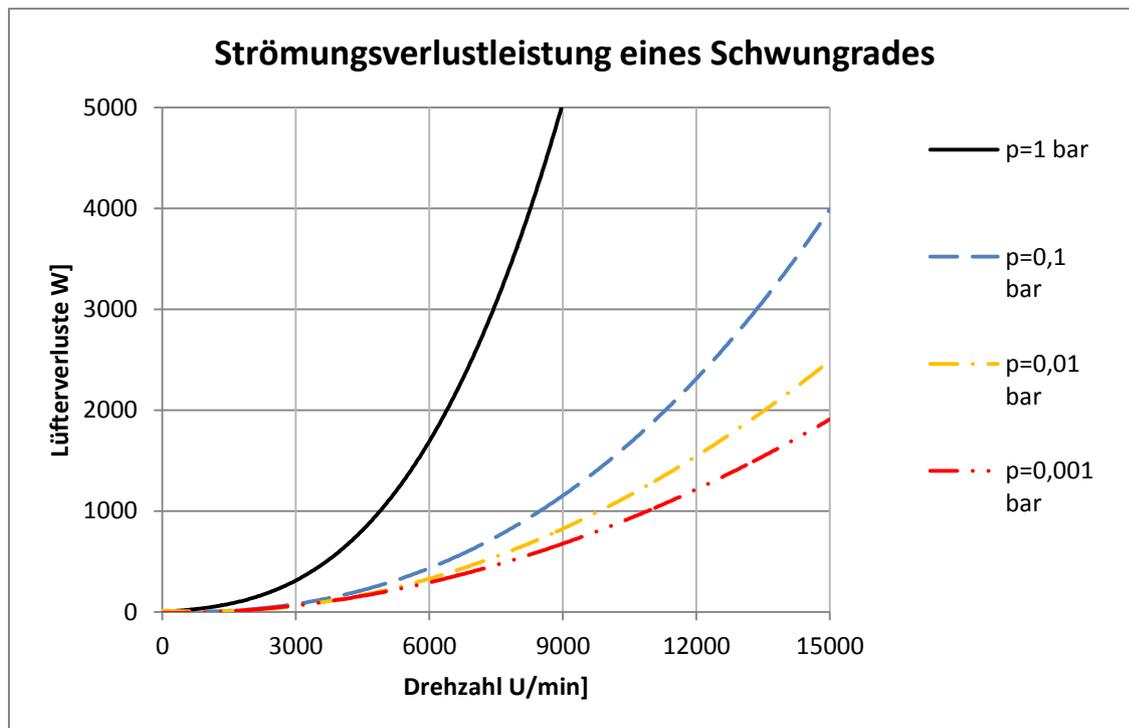


Abbildung 10: Strömungsverluste eines Schwungrads bei verschiedenen Drücken (14)

Vakuumtechnik

Der Betrieb des Schwungrads im Vakuum erfordert die Lösung einiger Problemstellungen. So ist beispielsweise die elektrische Maschine im Vakuum oder mittels Vakuumdurchführung in der Umgebungsatmosphäre zu betreiben. Dabei kann zwischen drei Formen der Integration des Flywheels und der elektrischen Maschine unterschieden werden. Diese sind die nichtintegrierte-, die teilintegrierte-,

und die vollintegrierte Topologie (Abbildung 11).

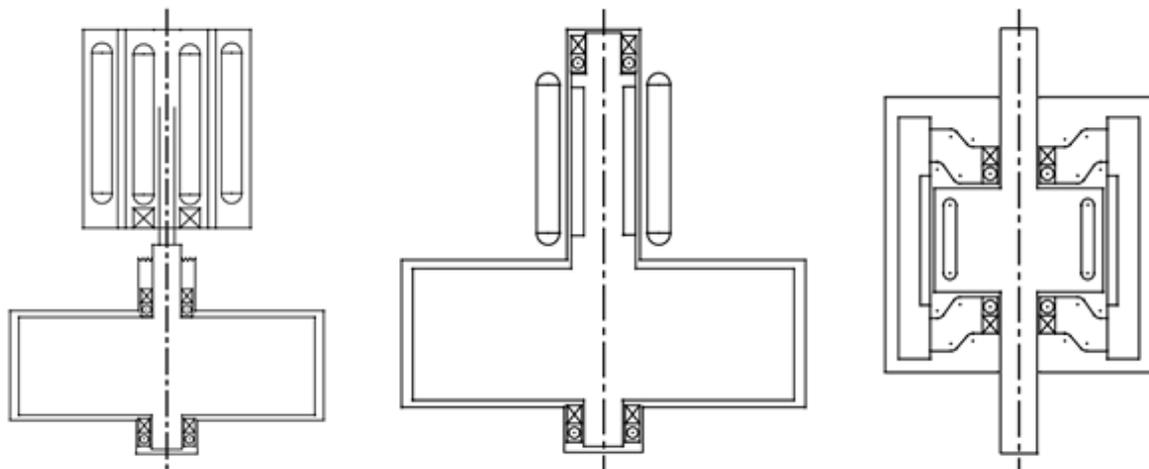


Abbildung 11: Integrationsformen von Flywheel und elektrischer Maschine. Nichtintegriert-, teilintegriert-, und vollintegrierte Ausführung (15)

Letztere bietet Vorteile beim erforderlichen Platzbedarf und kann wiederum in drei Rotortypen unterteilt werden: Innenläufer, Außenläufer und Hybridläufer (Abbildung 12).

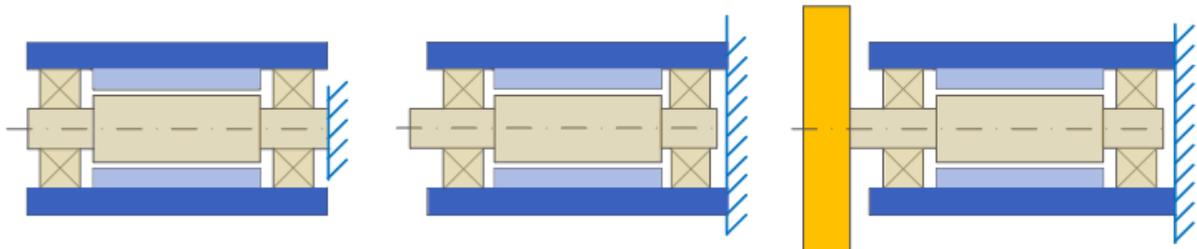


Abbildung 12: Innenläufer, Außenläufer und Hybridläufer (15)

Bei Innen- und Außenläufern erfüllen einzelne Bauteile mehrere Funktionen. Dies führt jedoch bei der Auslegung der Bauteile zu einem multidimensionalen Optimierungsproblem. Die Anforderungen an den Energieinhalt sowie der Leistungsdichte des Systems entscheiden welches Rotorkonzept gewählt wird. Durch die Wahl des Konzepts werden für den weiteren Betrieb charakteristische Eigenschaften definiert. Nachfolgend werden Beispiele dazu angeführt: Bei einem gegebenen Luftspaltdurchmesser und gegebener Rotorlänge besitzt der Außenläufer ein etwa zehnfach höheres Massenträgheitsmoment, wodurch dieser besonders für Anwendungen mit hohem Energieinhalt geeignet erscheint. Nachteilig sind dabei die höheren gyroskopischen Momente. Der Luftspalt bezeichnet den Raum zwischen Rotor und Stator der elektrischen Maschine. Bei Betrachtung des Sicherheitsaspekts bietet das Innenläuferkonzept Vorteile, da dabei der Stator bereits als Schutz im Falle eines Rotorbruchs fungiert und dadurch ein erforderliches Gehäuse einfacher

ausgeführt werden kann. Speziell Außenläufer ermöglichen das Anbringen von Faserverbundwerkstoffen am Umfang zur Vergrößerung des Massenträgheitsmoments. Bei Innenläufern führt dies zu einer Vergrößerung des Luftspalts und somit zu einer Reduktion des Wirkungsgrads der elektrischen Maschine. Eine dünne Stützbandage kann jedoch aus Gründen der Festigkeit notwendig sein. Ein Hybridkonzept bietet den Vorteil, dass Schwungmasse und elektrische Maschine separat optimiert werden können, bei gleichzeitig größerem erforderlichen Bauraum. Dies kann teilweise durch die Anordnung der Nebenaggregate kompensiert werden. Bei einer nichtintegrierten Ausführung sind die erforderlichen Vakuumdurchführungen weitere Verlustquellen (15). Werden Wälzlager verwendet, stellt neben der maximal erreichbaren Drehzahl, die Schmierung dieser eine weitere Herausforderung dar, da herkömmliche Schmierstoffe bei niedrigen Drücken dazu neigen, ihre Eigenschaften negativ zu verändern. Die auftretende Verlustleistung einer Vakuumpumpe ist zu berücksichtigen und dem Strömungsverlust des Schwungrads gegenüber zu stellen. Der Bereich des Schnittpunkts der beiden in Abbildung 13 dargestellten Linien stellt das optimale Band des Betriebsdrucks dar.

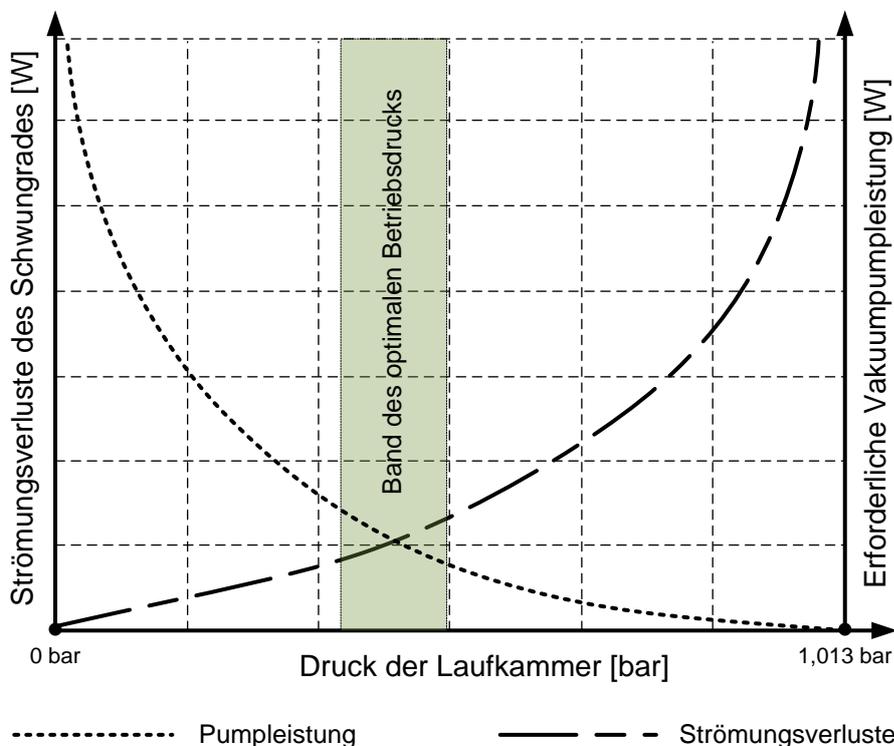


Abbildung 13: Strömungsverluste sowie erforderliche Vakuumpumpleistung in Abhängigkeit des Umgebungsdrucks (16)

Thermische Belastungen

Bei Vollintegration der elektrischen Maschine in die Vakuumatmosphäre des Rotors, kann die anfallende Verlustleistung, bedingt durch elektrische Verlustwärme sowie Reibungswärme nahezu ausschließlich mittels Strahlungswärme und Wärmeleitung abgegeben werden. Dies kann dazu führen, dass hohe Temperaturen entstehen. Unzulässig hohe Temperaturen der Bauteile können jedoch beispielsweise mittels Ölkühlung verhindert werden. Jedoch ist dies nicht oder nur mit viel Aufwand für den Rotor möglich.

Überlast/ Crash

Im Falle eines Versagens des Flywheelsystems oder Unfalls des Fahrzeugs, muss zu jeder Zeit eine unkontrollierte Freisetzung der kinetischen Energie des Schwungrads verhindert werden. Dies gelingt beispielsweise durch den Einsatz von Glasfasern als Verbundwerkstoff, da in diesem Fall kleine Bruchstücke mit geringer kinetischer Energie resultieren. Ein Teil der gespeicherten Energie wird für die Schaffung dieser kleinen Bruchstücke aufgewendet. Die bei der Komplettzerstörung aufgenommene Energie kann mittels spezifische Formänderungsarbeit bis zu Bruch abgeschätzt werden. Diese kann rund 10-20% der gespeicherten kinetischen Energie betragen. (3) Bruchreste eines Schwungradrotors sind in Abbildung 14 dargestellt. Im Gegensatz dazu ist ein Stahlläufer zu betrachten, dessen wenige Bruchstücke mit hoher kinetischer Energie die Kreisbahn des berstenden Schwungrads verlassen. Diese Problematik wird durch eine Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit eines Läufers verdeutlicht. Die Daten werden dem Forschungsprojekt aus Kapitel 2.7 entnommen. Der Schwungraddurchmesser ist 420 mm und die Drehzahl 25.000 1/min. Dies ergibt eine Umfangsgeschwindigkeit von:

$$v_{Umfang} = \frac{d}{2} * n * \frac{\pi}{30} \approx 550 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Im Vergleich dazu besitzt die am meist produzierte Handfeuerwaffe AK-47 eine Mündungsgeschwindigkeit von ca. 710 m/s. (17) Das dabei abgefeuerte Projektil hat ein Gewicht von rund 8g. Es ergibt sich somit eine Kinetische Energie von 2 kJ. Würde nun ein Stahlrotor in zwei gleich große Stücke zerbrechen, hätte jedes dieser Teile eine translatorische kinetische Energie von 2700 kJ. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit eines geeigneten Systems zur Aufnahme der kinetischen Energie im Versagensfall.



Abbildung 14: Bruchreste eines Schwungradrotors (3)

Stoßbelastungen

Stoßbelastungen, welche beispielsweise durch Schlaglöcher hervorgerufen werden, sind häufige Vorkommnisse beim Betrieb von Fahrzeugen. Diese sind durch die kurze Dauer der Einwirkung sowie der großen Amplitude gekennzeichnet und werden teilweise durch die Federung des Fahrzeugs gefiltert. Bei einer vertikalen Drehachse des Schwungradspeichers verursachen Stöße vorwiegend Axialbelastungen der Lager. So treten bei einem Bus, der über eine 0,1 m hohe Geschwindigkeitsschwelle mit einer Geschwindigkeit von 16 km/h fährt, die in Abbildung 15 dargestellten Belastungen auf. Weitere Messungen, die während eines Stadtzyklus durchgeführt wurden ergaben ähnliche Werte. (13)

Die durch den Fahrbetrieb hervorgerufenen Stoßbelastungen dürfen nicht zur Beschädigung des Schwungradspeichers führen. Hierbei erweist sich eine elastische Anbindung als zielführend. Durch geeignete Aufhängung besteht die Möglichkeit der Reduktion von vertikalen Stoßbelastungen auf das Schwungrad um etwa 65%. (13) In den Auflagen zur Zertifizierung des Schwungrads des Hersteller Northrop-Grumann, sind Stoßbelastungen von 20 g (11 ms, Halb-Sinus-Puls) in jede Richtung festgehalten. Diese muss das Schwungrad-System bestehen, ohne Schaden zu nehmen.

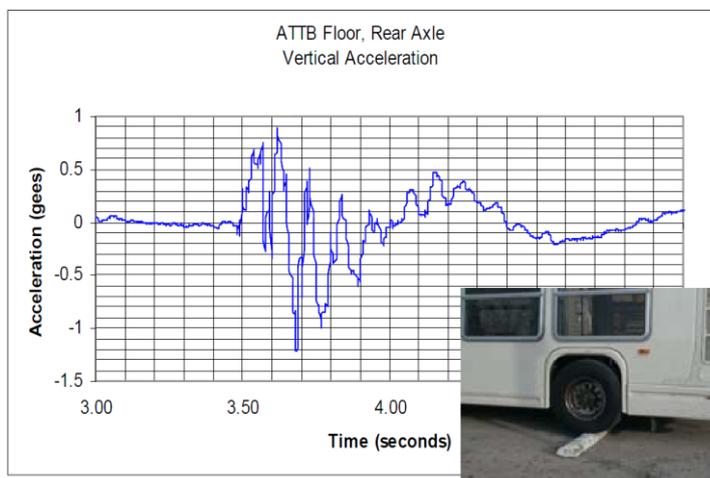


Abbildung 15: Gemessene Vertikalbeschleunigung bei einer Fahrt über eine 0,1 Meter hohe Geschwindigkeitsschwelle mit einer Geschwindigkeit von 16 km/h]

Um den Rahmen der Arbeit nicht zu sprengen, wird im Folgenden vor allem auf die Aspekte der gyrodynamischen Momente in Abhängigkeit der Anbindung, Unwucht sowie Schwingungen eingegangen.

2.3. Kriterien der mechanischen Flyweelauslegung

Das Design (z.B. Energieinhalt, Abmessungen, Gewicht...) eines Flyweels wird durch wenige Rahmenbedingungen festgelegt, welche nachfolgend als Grundgrößen bezeichnet werden. Diese sind bei einem Scheibenläufer die Drehzahl ω , die Läuferlänge l , der Läuferradius r sowie die Dichte ρ , welche durch den Rotorwerkstoff festgelegt wird. Ausgehend von diesen Grundgrößen können weitere abgeleitete Größen bestimmt werden. In diesem Fall sind das der Energieinhalt E , das Massenträgheitsmoment I , die tangentielle Zugspannung σ_t , die Masse m , das Kreismoment M sowie die Lagerlast F . Abbildung 4 zeigt die starke Verknüpfung der Grundgrößen mit den abgeleiteten Größen. Hierbei ist die gegenseitig beeinflussende Wirkung aller Größen zu erkennen. Die Formeln für das Kreismoment sowie der Lagerlast dienen zur überschlagsmäßigen Abschätzung. Näheres dazu ist dem Kapitel 2.5 zu entnehmen.

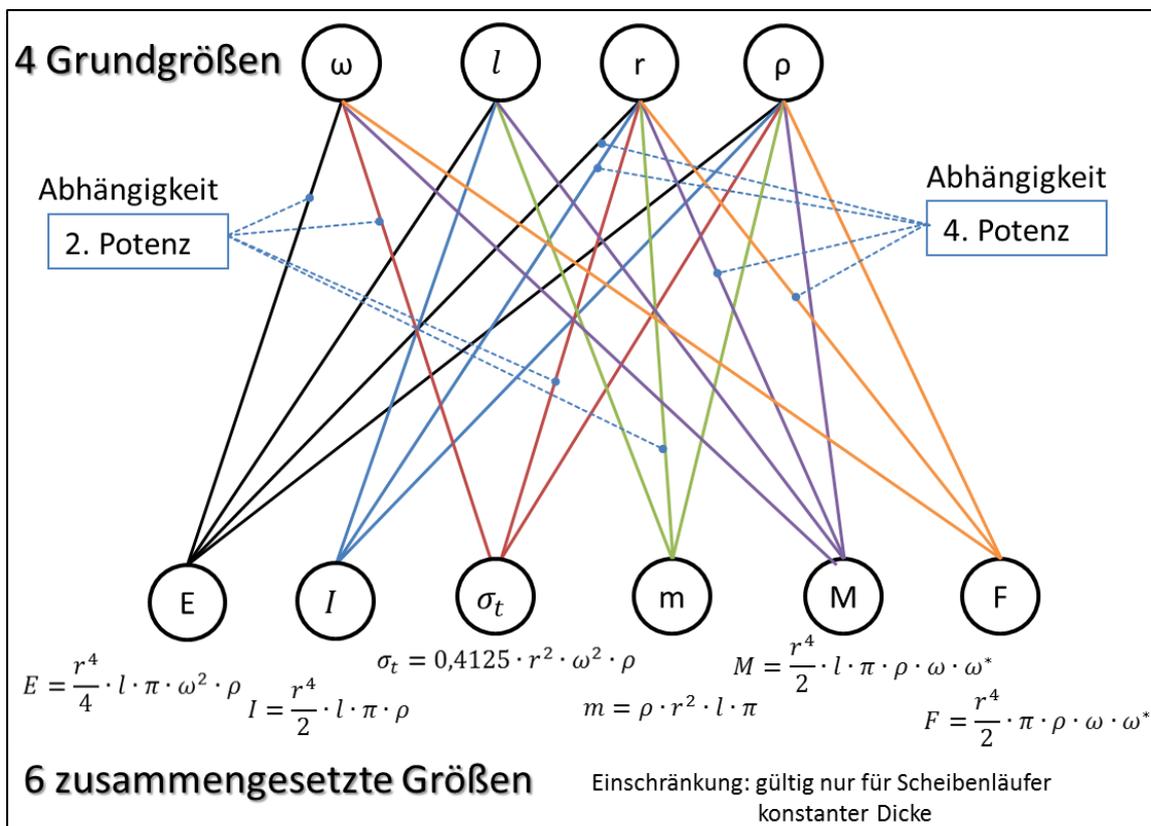


Abbildung 16: Parameter bei der Auslegung eines Scheibenläufer-Flyweels (15)

Abbildung 17 zeigt den prinzipiellen Ablauf eines Flyweelauslegungsprozesses in Form eines Flussbildes. Aus einem Pool von 12 Größen (4 Grundgrößen sowie exemplarisch 6 abgeleitete Größen) sind 4 Berechnungs-Startgrößen zu wählen. Mit Hilfe dieser kann die Berechnung durchgeführt werden, die als Ergebnis die verbleibenden 6 Größen liefert. Der Umfang der abgeleiteten Größen ist beliebig zu erweitern. Aus den berechneten Größen sowie den Berechnungs-Startgrößen können Bewertungsgrößen gebildet werden. Es sind somit Größen definiert, die die Auslegung andere Bauteile wie Wälzlager (Einflussgrößen z. B.: Drehzahl und Lagerlast) und elektrische Maschine (Drehzahl und Durchmesser) bestimmen. Sind die Bewertungsgrößen nicht zufriedenstellend, ist eine Variation der Berechnungsstartgrößen erforderlich. Dies kann gegebenenfalls mehrere Iterationen bedingen. Nicht beachtet werden bei dieser Betrachtung Aspekte wie Thermomanagement, Unwuchtkräfte, Eigenschaften durch eine Vakuumatmosphäre und generell die nötigen Nebenaggregate. (15)

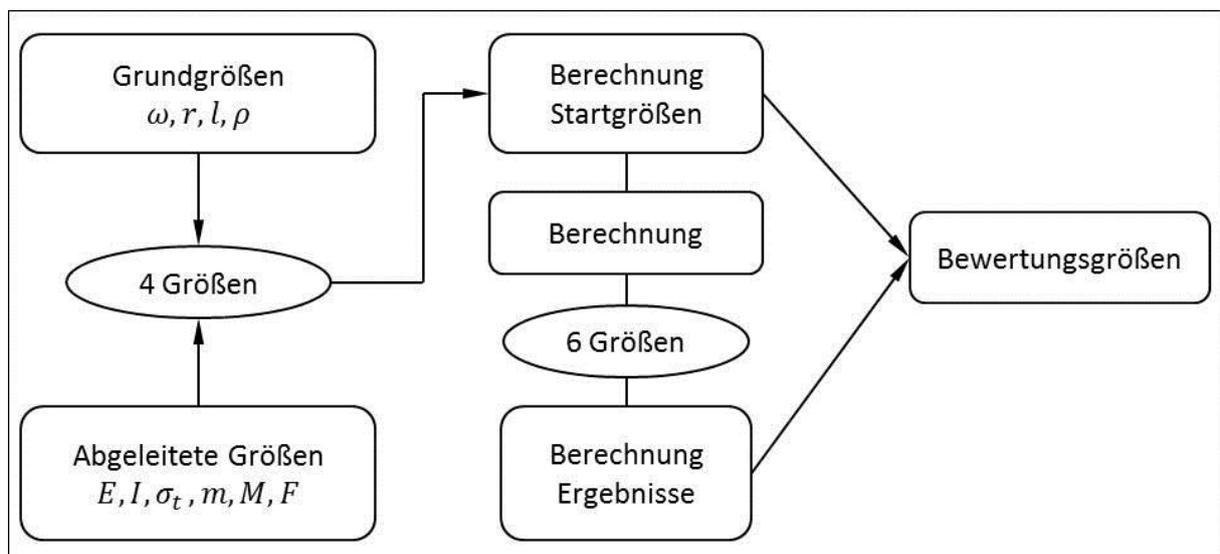


Abbildung 17: Prinzipieller Ablauf einer Flyweelauslegung (15)

Abbildung 18 zeigt einen exemplarischen Flyweelauslegungsprozess. Als Berechnungsstartgrößen wurden der Energieinhalt, die Bauform, das Verhältnis r/l , die Dichte sowie die maximale Tangentialspannung gewählt. Daraus ergeben sich Radius, Länge, Drehzahl, Massenträgheitsmoment, Volumen, Masse, Kreiselreaktionsmoment und Lagerkraft, die im Anschluss als Kontrollgrößen genutzt werden können. Sind die Bewertungsgrößen zufriedenstellend, können weitere

Berechnungen wie die Lagerlebensdauer, die Wellenfestigkeit sowie die elektrotechnische Auslegung erfolgen. Liegen die erhaltenen Ergebnisse außerhalb eines tolerierbaren Bereichs, sind das Design und somit die Startgrößen zu variieren. Eine Performancesteigerung kann beispielsweise der Einsatz von Faserverbundelementen bewirken. Durch das günstige Verhältnis von Dichte, Zugfestigkeit und Elastizitäts-Modul bieten diese ein erhebliches Verbesserungspotential. (15)

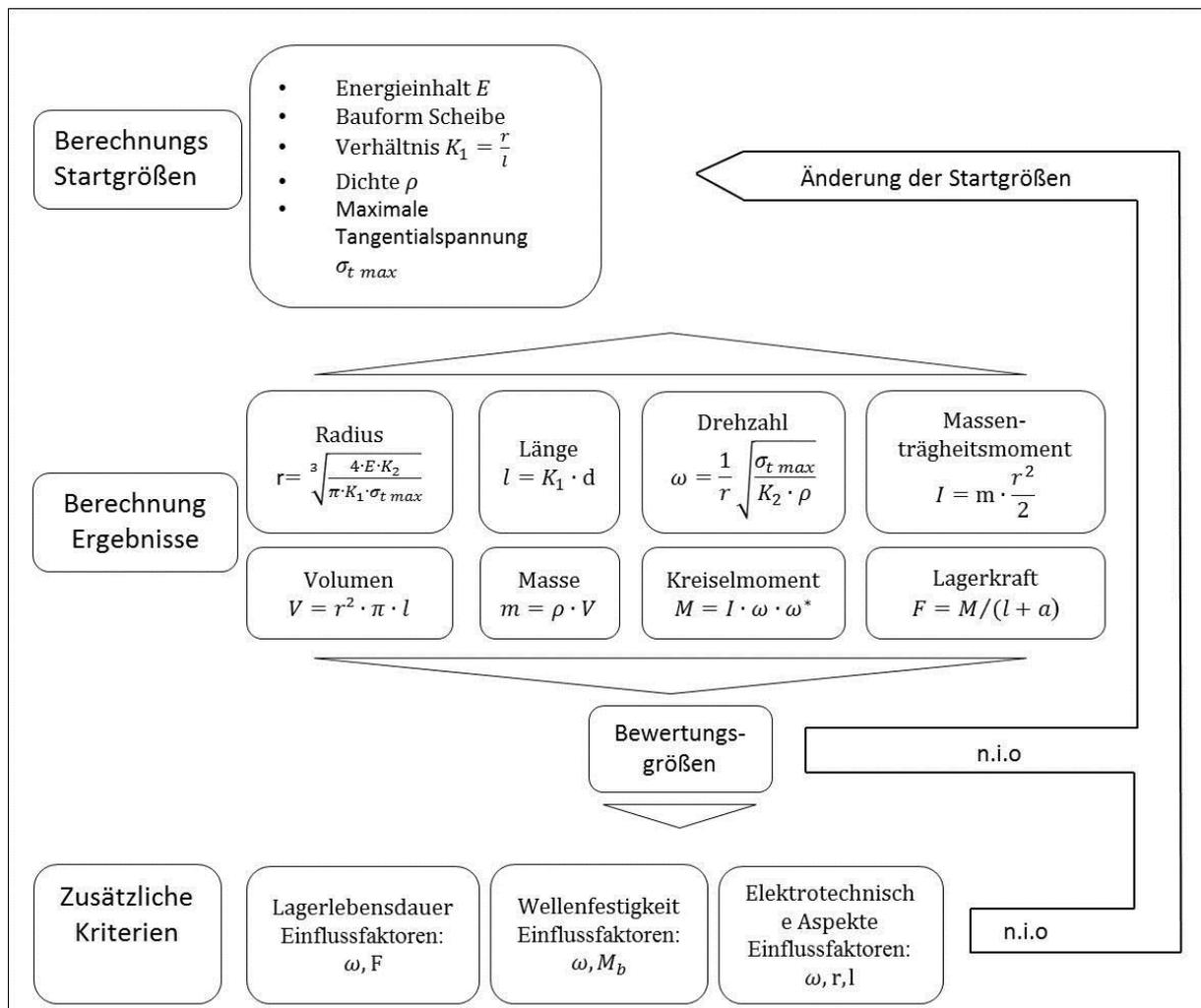


Abbildung 18: Exemplarischer Flywheelauslegungsprozess (15) aktuellere Grafik

2.4. Überkritischer Betrieb von Flywheels

In diesem Kapitel wird die Problematik der auftretenden Fliehkräfte, deren Auswirkungen auf das Schwungrad, sowie die Möglichkeit der Reduzierung dieser durch überkritischen Betrieb dargestellt. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich auf eine dünne Scheibe. Liegen Massenzentrum und Rotationsachse um den Abstand r zueinander versetzt, wirkt bei Rotation bedingt durch die Winkelgeschwindigkeit ω die Zentrifugalkraft F_z . Das Produkt aus Masse m und Radius r wird als Unwucht U bezeichnet. Diese ist unter der Voraussetzung eines starren Rotors unabhängig von der Winkelgeschwindigkeit ω .

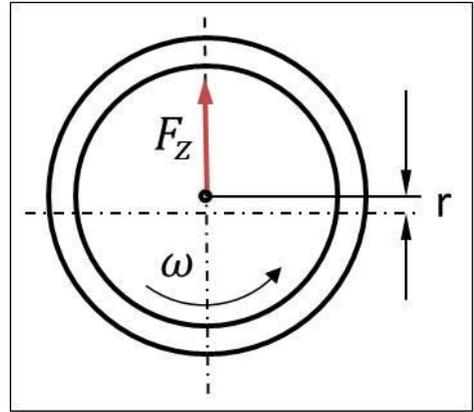


Abbildung 19: Rotor mit Unwuchtkraft

$$F_z = m \cdot r \cdot \omega^2 = U \cdot \omega^2$$

Diese Kraft verursacht eine Zunahme der Lagerlast sowie eine Erhöhung der Wellendurchbiegung, was wiederum zu einer Erhöhung der Fliehkraft führt. Es stellt sich ein Zustand ein, bei dem die Fliehkraft mit der Federkraft im Gleichgewicht ist. Dabei sind neben der Welle auch die Lager als Federelemente zu betrachten. Die Durchbiegung der Welle berechnet sich folgendermaßen:

$$y = \frac{e \cdot \omega^2}{\frac{c}{m} - \omega^2} \quad (19)$$

Hierbei ist c die Gesamtbiegesteifigkeit der Welle und der Lager. Sie ist definiert als Quotient aus der Kraft F und der durch diese hervorgerufenen Wellendurchbiegung y . (19) Die Exzentrizität e bezeichnet den Abstand zwischen Wellenmitte und dem Massenschwerpunkt. Bei bekannter zu erreichender Wuchtgüte G , kann die zulässige Exzentrizität wie angeführt berechnet werden:

$$e_{zul} = \frac{G}{\omega} \quad (20)$$

Die charakteristische Größe G bestimmt eine drehzahlabhängige, zulässige Exzentrizität e_{zul} . Richtwerte für die Wahl der geeigneten Auswucht-Gütestufe G für Rotoren in konstantem (starrem) Zustand sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Auswucht-Gütestufen für verschiedene Gruppen von typischen starren Rotoren (20)

Auswucht-Gütestufe	Produkt der Beziehung ($e_{zul} \cdot \omega$) [mm/s]	Rotortypen- Allgemeine Beispiele
G 100	100	Komplette Kolbenmotoren von Pkw, Lkw und Lokomotiven
G 40	40	Pkw Räder
G 16	16	Antriebswellen (Kardanwellen, Propellerwellen), Zerkleinerungsmaschinen
G 6,3	6,3	Strahltriebwerke, Werkzeugmaschinen, Turbolader,
G 2,5	2,5	Kompressoren, Computer-Laufwerke, Gasturbinen, Dampfturbinen
G 1	1	Schleifmaschinen-Antriebe
G 0,4	0,4	Kreiselinstrumente , Spindeln und Antriebe von Präzisionsmaschinen

Entscheidend ist, dass die Wuchtgüte im Betrieb erhalten bleibt und nicht durch Setzerscheinungen, Mikroschlupf oder plastische Verformungen zunimmt. Wird die Durchbiegung in Abhängigkeit der Drehzahl aufgetragen, ergibt sich ohne Berücksichtigung von Verlusten ein Zusammenhang wie in Abbildung 20 dargestellt. Die biegekritische Drehzahl berechnet sich aus der Biegesteifigkeit der Welle c und der Masse m :

$$\omega_{krit} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (19)$$

Drehzahlen, die kleiner als der kritische Wert ω_{krit} sind, werden als unterkritisch bezeichnet. Analog dazu gibt es auch einen überkritischen Bereich. In diesem Fall verringert sich die Fliehkraft trotz Drehzahlsteigerung. Die Wellenauslenkung y wird negativ, d.h. die Welle biegt sich elastisch entgegen der Richtung der Exzentrizität e . (21) Dies bringt jedoch Probleme beim Durchlaufen der kritischen Drehzahl mit sich. (15) Wird nun ein System so konzipiert, dass die Betriebsdrehzahl stets deutlich größer als die kritische Drehzahl ist, so zentriert sich die Masse selbst. Dies muss durch eine geeignete Wahl der Läuferform ermöglicht werden und kann beispielsweise durch Querschnittsanpassung der Schwungscheibe (Federspeichen) oder elastischer Verbindung einzelner Elemente geschehen. Mit steigender Drehzahl wandert das Massenzentrum in die Rotationsachse. Bezogen auf die Welle stellt sich eine stationäre Auslenkung ein. Des Weiteren können im Überlastfall die dadurch auftretenden plastischen Verformungen durch elastische Verformungen kompensiert werden. Die vorangegangenen Ausführungen beschreiben ein System mit linearer

Steifigkeit und vernachlässigbarer Dämpfung. Bei realen Systemen sind diese Einschränkungen nur bedingt gültig. Dies hat zur Folge, dass ein abweichender Verlauf der Durchbiegung in Abhängigkeit der Drehzahl resultiert.

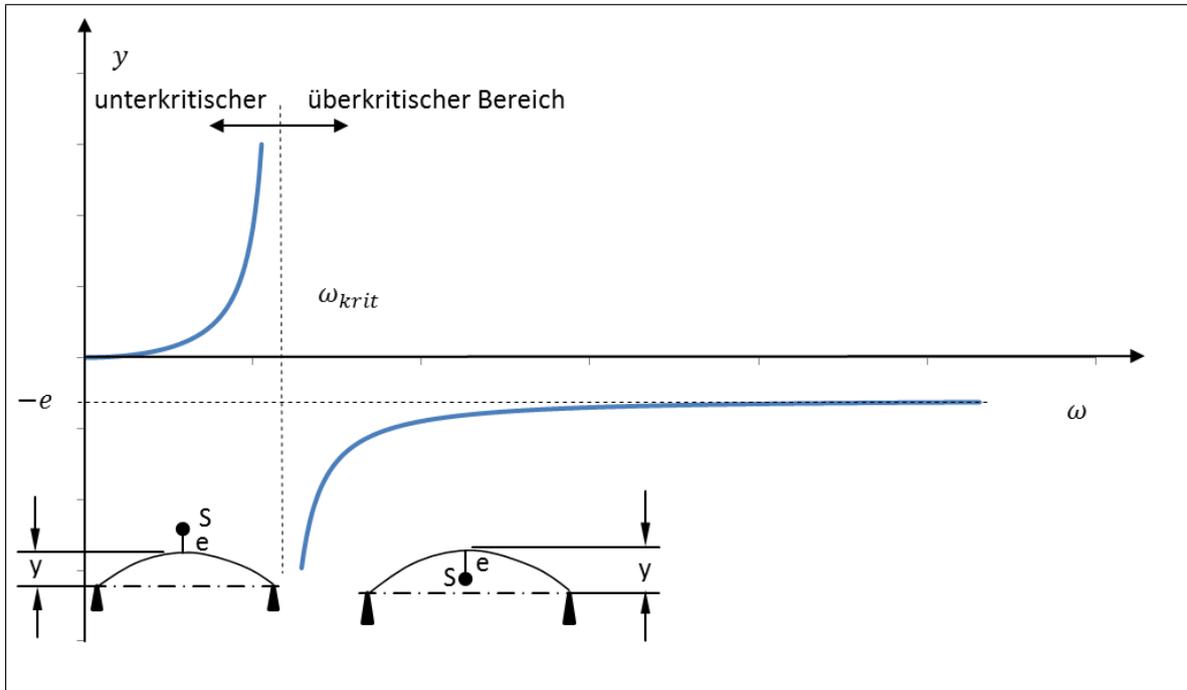


Abbildung 20: Unter- und überkritischer Drehzahlbereich von Rotoren. (21)

2.5. Berechnung der Kreismomente und Lagerkräfte

Nachfolgend werden die Wechselwirkung von Kräften und Bewegungen am Kreisel sowie deren Auswirkung auf das System darstellen.

Wird ein gefesselter also nicht kräftefreier Kreisel (Winkelgeschwindigkeit ω) mit einer Winkelgeschwindigkeit ω^* und einer Winkelbeschleunigung um eine Achse, die nicht seiner Hauptrotationsachse entspricht, beaufschlagt, entstehen Reaktionsmomente (Abbildung 21). Im Falle des Flywheels wird die Fesselung – also die Koppelung der Bewegung mit dem umliegenden System durch die Lagerung bewirkt.

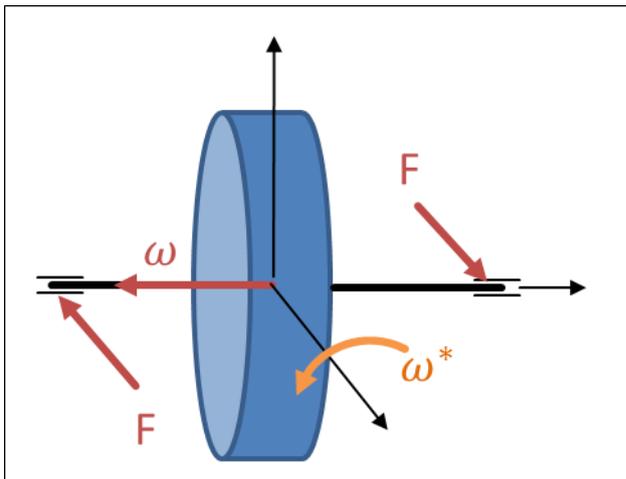


Abbildung 21: Gefesselter Kreisel

Es resultieren mechanische Belastung der Bauteile. Vor allem die Lagerung und die Welle stellen in diesem Zusammenhang kritische Komponenten dar. Eine starre Kopplung des Flywheels mit dem umliegenden System stellt die einfachste - und in Bezug auf Bauraum, Gewicht und konstruktiven Aufwand – die günstigste Anbindungsmöglichkeit dar. Überschreiten die auftretenden Kreiselkräfte jedoch die Belastungsgrenzen der Bauteile oder schränken diese die Bauteillebensdauer zu sehr ein, ist eine Anbindung des Flywheels mit geringer Steifigkeit vorzusehen. Gleiches gilt für unzulässig hohe Rückwirkungen auf das Fahrzeug, durch die gyrodynamischen Momente. Diese wird durch eine nachgiebige Aufhängung erzielt. Die dadurch erreichte Belastungsverringerung steht jedoch einem erhöhten konstruktiven Aufwand, höherem Gewicht, größerem Bauraum sowie der Notwendigkeit der mehrkörperdynamischen Berücksichtigung der geringen Koppelsteifigkeit gegenüber. Das heißt, dass das System durch Anregungen in Form von Kräften oder Momenten mit Schwingungen aufgrund der geringen Steifigkeit mit höheren Amplituden reagiert. Anregungen können dabei durch die Auslenkung

entstehen (Präzessionsbewegung). Auch das Absinken der Eigenfrequenz kann eine Anregung durch im Betrieb auftretende Frequenzen begünstigen. (10) Die Größe des Reaktionsmoments ist abhängig von den Trägheitsmomenten, der Anbindungssteifigkeit, den Winkelgeschwindigkeiten und den Winkelbeschleunigungen um alle drei Achsen (Abbildung 22). Folgend sind diese kurz dargestellt: Das Kreiselreaktionsmoment M_k eines Kreisels resultiert aus dessen Drall H . Das resultierende Moment ergibt sich aus zwei Termen. Der erste entsteht aus der zeitlichen Ableitung des Dralls hängt also vom Trägheitsmoment 2. Grades des Kreisels, der Rotationswinkelgeschwindigkeit und den Winkelbeschleunigungen um alle drei Achsen ab. Der zweite Term ist das Kreuzprodukt aus Winkelgeschwindigkeitsvektor $\vec{\omega}$ und Drallvektor \vec{H} , welcher wiederum vom Trägheitsmoment 2. Grades und den Drehgeschwindigkeiten des Systems abhängt. Die unten angeführte Gleichung stellt dies dar und gilt für das körperfeste Koordinatensystem des Kreisels.

$$\vec{M}^k = \frac{d\vec{H}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{H}$$

Da die räumlichen Bewegungen des Kreisels nicht raumfest sind und dadurch die Trägheitsmomente des Kreisels nicht zeitlich konstant sind, müssen diese Einflüsse über eine Koordinatentransformation berechnet werden. Dies führt zu einer sehr komplexen Darstellung in Euler- oder Kardankoordinaten. Diese Gleichungen können zur leichteren Handhabung aber stark vereinfacht werden. Unter folgenden Randbedingungen bzw. Einschränkungen liefert die vereinfachte Berechnung des Kreiselreaktionsmoments hinreichende Ergebnisse:

- rotationssymmetrischer Aufbau, d.h. die Trägheitsmomente um die Nebenachse sind gleich: $I_y = I_x$
- schnelldrehender Kreisel, d.h. die Winkelgeschwindigkeit um die Hauptachse ist um ein vielfaches größer als die Winkelgeschwindigkeit um die Nebenachsen
- kleine Winkelauslenkungen um die Nebenachsen
- kleine Winkelbeschleunigungen um die Nebenachsen

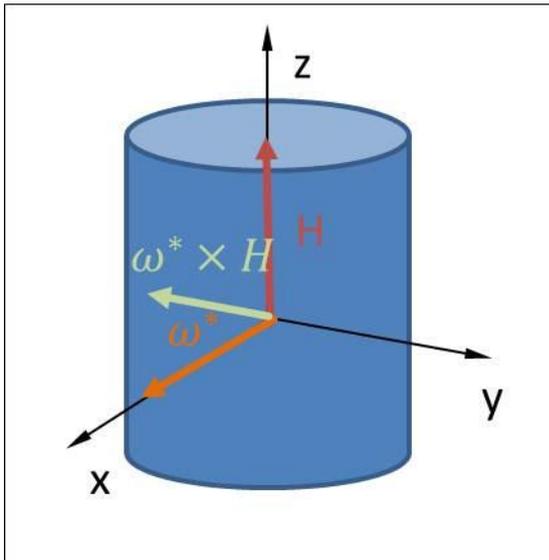


Abbildung 22: Darstellung des Kreismoments

Schließlich kann folgende Gleichung, die unter diesen Annahmen sehr gut zur überschlagsmäßigen Abschätzung herangezogen werden kann, aufgestellt werden:

$$M_k = H \cdot \omega^*$$

Wie in Abbildung 9 dargestellt, bezeichnet ω^* die Kippgeschwindigkeit um eine der Nebenachsen des Kreisels, der Drall H ergibt sich aus $H = I \cdot \omega$. I stellt das Massenträgheitsmoment um die Rotationsachse des Kreisels dar und ω ist die Winkelgeschwindigkeit des Kreisels.

2.6. Rekuperation der Bremsenergie zur Effizienzsteigerung von Fahrzeugen

Das Transportwesen ist ein wesentlicher Faktor im europäischen Energiekonsum. Es benötigt ca. 1/3 der gesamten Energie, wobei in weitere Transportmodi unterteilt werden kann. Hierbei ergibt sich, dass 83% der für Transport benötigten Energie im Straßenverkehr konsumiert werden. Bei Betrachtung der daraus resultierenden Emissionen von Treibhausgasen kann festgestellt werden, dass der Straßenverkehr hier sogar 93,4% innerhalb des Transportsektors verursacht.

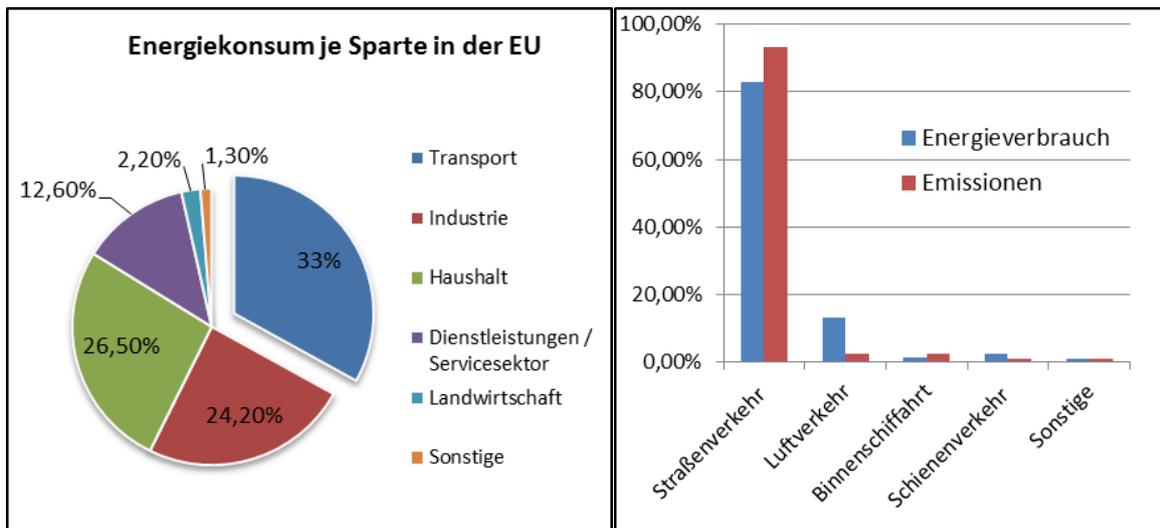


Abbildung 23: Energiekonsum je Sparte in der EU (22);

Abbildung 24: Energiekonsum und Emissionen je Transportmittel im Transportwesen der EU (23)

Der jährlich weltweit um ca. 10% steigende Kfz-Bestand führt zu einem weiter steigenden Verkehrsaufkommen und somit auch zur Steigerung der Emissionen (22). Speziell in Ballungszentren führt dies zur Verschlechterung der Luftqualität und somit auch zur Abnahme der Lebensqualität. Gesundheitliche Beeinträchtigungen können resultieren. Eine mögliche Lösung dieses Problems ist es, die Fahrzeuge lokal mit geringeren Emissionen oder gar emissionsfrei zu betreiben. Dies kann beispielsweise durch den Einsatz von Elektrofahrzeugen geschehen. Eine für den Kunden zufriedenstellende Einführung bedarf jedoch die Lösung einiger Problem. Als möglichen Zwischenschritt auf dem Weg zur E-Mobility bietet sich die Hybridtechnologie an (1). Hierbei kann unter Verwendung bestehender Technologien eine Reduktion des Energiebedarfs und somit der Emissionen für bestimmte Lastkollektive erreicht werden. Als besonders geeignet erweist sich der öffentliche Nahverkehr, da das Fahrprofil meist bekannt ist und so eine optimale Auslegung des

Hybridantriebs ermöglicht. In diesem Zusammenhang stellt sich die Verwendung eines Flywheels als Speicher der rekuperierten Energie als erfolgsversprechend heraus. Es ermöglicht eine hohe maximale Leistung, hohe Lebensdauer und geringe Betriebskosten im Vergleich zu aktuellen Akkumulatoren und Supercaps (1). Eine durchgeführte Simulation hat ergeben, dass eine Energieeinsparung von bis zu 15% gegenüber einem Fahrzeug ohne Rekuperation erreicht werden kann. Dies zeigt eine am *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* der *TU Graz* durchgeführte Untersuchung. Der Vergleich der Energieeinsparung unter Verwendung eines Schwungradspeichers zeigt einen geringeren Wert als bei einem Akkumulator und Supercap. Dies ist auf die Selbstentladung des Schwungrads zurückzuführen. Die jährlichen Betriebskosten der Zweitenergiequelle sind bei Flywheels im Vergleich zu Akkumulator und Supercap rund drei Mal kleiner, wie in Abbildung 25 ersichtlich. Das bedeutet wiederum, dass bei selben Kosten mehr Energie eingespart werden kann.

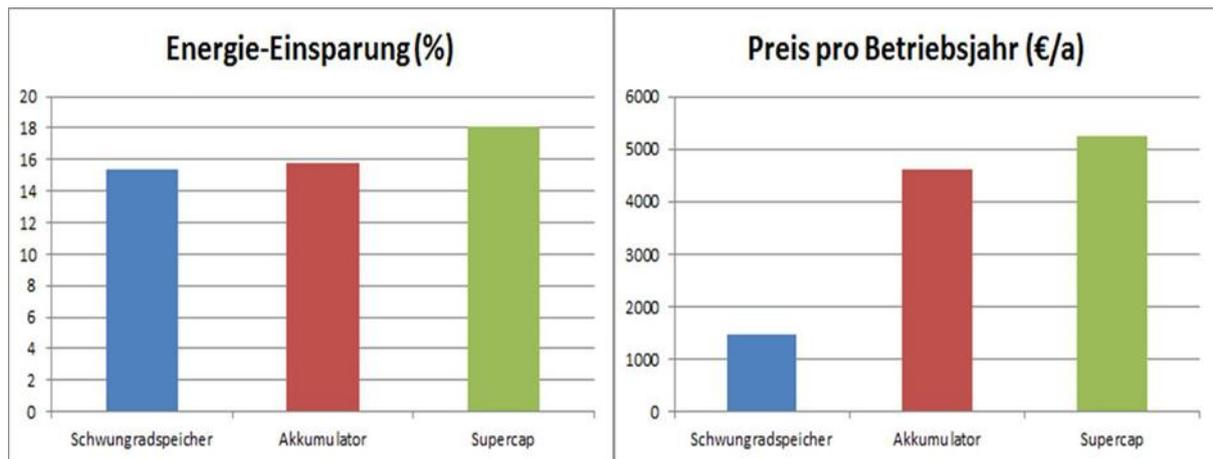


Abbildung 25: Gegenüberstellung der Energieeinsparung unterschiedlicher Hybridkonzepte bei einem Bus im Braunschweigzyklus. (1)

Als Fahrzeug wurde ein Autobus von 19 t und als Fahrprofil der „Braunschweig-Zyklus“ verwendet (1). Abbildung 26 zeigt den schematischen Aufbau eines Schwungradhybrides mit unterschiedlichen Primärspeichern. Wird die Primärenergie nicht direkt an die Antriebsräder sondern über den Hybridenergiespeicher übertragen, so spricht man von Seriellhybrid. Bei einem Parallelhybrid ist der Primärspeicher - wie auch der Hybridspeicher - direkt mit den Antriebsrädern verbunden.

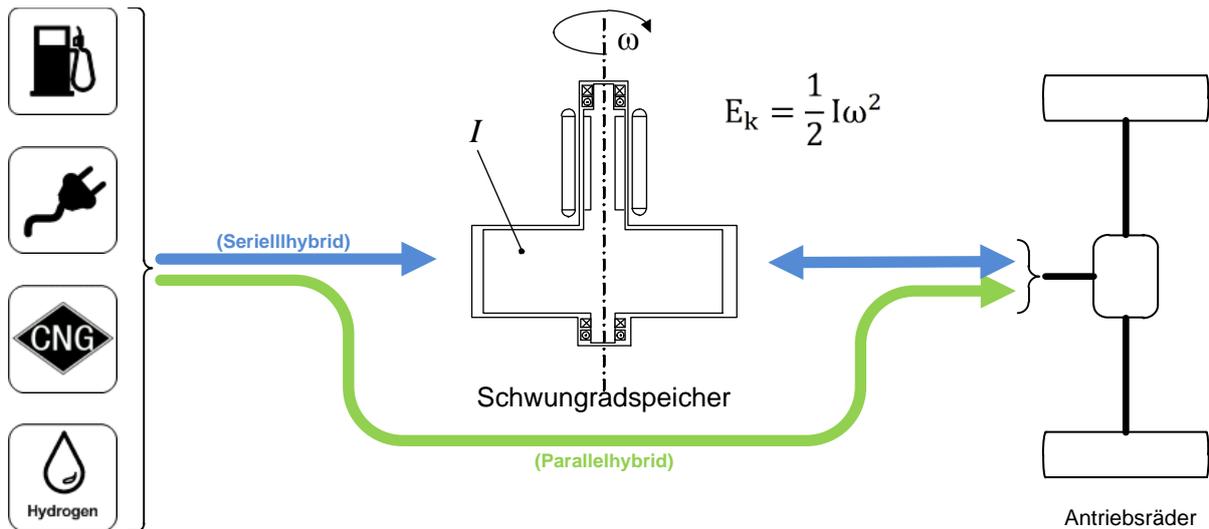


Abbildung 26: Schematischer Aufbau eines Schwungradhybrides mit unterschiedlichen Primärspeichern (1).

2.7. Technische Ausführungen von Schwungmassenspeichern

Der Aufbau eines Flywheels mit elektrischer Energieübertragung lässt sich in Hinblick auf die Funktionen der Bauteile in zwei Konzepte unterteilen: Die Energiespeichereinheit und die Motor-/Generatoreinheit. Wird die elektrische Maschine ebenso als Schwungmasse genutzt, so kann der erforderliche Bauraum minimiert werden. Dies bringt jedoch den Nachteil mit sich, dass wahlweise die elektrische Maschine oder das Flywheel nicht an der mechanischen bzw. der thermischen Leistungsgrenze betrieben werden kann. Oftmals führt erst diese verschachtelte oder kombinierte Bauweise zu einer Limitierung des Systems z.B. durch die thermische Belastung von Komponenten, die bei einer Funktionstrennung thermisch deutlich besser und individueller optimierbar wären. Aufgrund der Tatsache, dass für die Auslegung der elektrischen Maschine und des Flywheels jeweils unterschiedliche Kriterien entscheidend sind, bzw. limitierend wirken, ist bei einer Optimierung des Gesamtsystems meist eine räumliche Trennung dieser Komponenten - wie in Abbildung 27 dargestellt - zweckmäßig. Folglich bietet sich die Möglichkeit der Optimierung der einzelnen Komponenten, was zu einem geringeren Systemgewicht führt. Allgemein führt eine Drehzahlsteigerung bei gleichem Energieinhalt zu einer Verringerung der gyroskopischen Kräfte sowie der Masse. Jedoch ist dies nur begrenzt möglich, da Faktoren wie die erreichbare Lebensdauer von Wälzlagern, oder die höhere erforderliche Wuchtgüte des Rotors limitierend wirken. Die maximal zulässige Spannung des Werkstoffs stellt eine weitere Grenze dar. Optional können auch Magnetlager verwendet werden, die jedoch in mobilen

Anwendungen wegen des erforderlichen Bauraums sowie des Preises nur bedingt als wirtschaftlich erscheinen. Diese eignen sich eher für stationäre Anwendungen. Aufgrund der hohen Selbstentladung ist es meist notwendig das Flywheel in einer evakuierten Atmosphäre zu betreiben. Aus diesem Grund und wegen des hochdynamischen Betriebs des Kreisels kommt es zu Belastungen, welche spezielle Ausprägungen und Eigenschaften der Bauteile bedingen, die je nach Auslegung des Gesamtkonzeptes die Einsatzgrenzen von etablierten Komponenten überschreiten können. Hier gilt es durch geeignete Auslegung sowie Werkstoffwahl ein Optimum zu finden. Ziel der Auslegung eines Systems ist es, eine möglichst kompakte Bauform, geringes Gewicht sowie eine geringe Lagerbelastung bei gegebenem erforderlichem Energieinhalt zu erreichen. Dies stellt aber eine mehrdimensionale Optimierungsaufgabe bei der Auswahl und Auslegung der Werkstoffe und Komponenten dar. Da die Leistungs- und Energiedichte möglichst maximiert werden sollen, bedeutet das den Betrieb der Bauteile an der mechanischen oder der thermischen Leistungsgrenze. Ein Zusammenhang der Parameter bei der Auslegung eines Scheibenläufer-Flywheels sind in Abbildung 16 dargestellt.

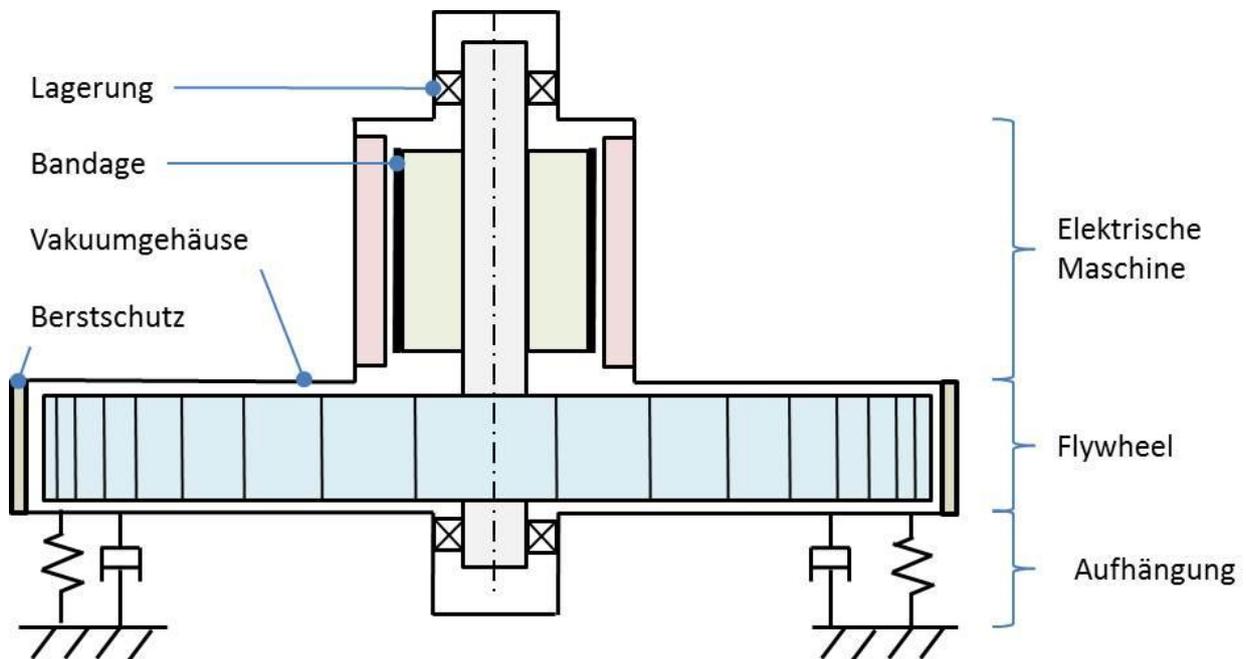


Abbildung 27: Konzept eines Hybridläufers

Die Wahl der elektrischen Maschine im Falle eines Hybridkonzepts mit möglichst hohem Wirkungsgrad kann zugunsten eines Rotors mit bestücktem Oberflächenmagneten ausfallen, wobei die Magneten zusätzlich mit einer Bandage aus Faserverbundstoffen gestützt werden. Die Festigkeit dieses Verbands limitiert die maximale Drehzahl und das Flywheel kann auf diese hin ausgelegt werden. Solch

eine Maschine bietet in diesem speziellen Fall den Vorteil eines höheren Wirkungsgrades und somit geringerer Verlustwärme gegenüber einem Käfigläufer bzw. einer Reluktanzmaschine. Der Rotor der Reluktanzmaschine ist weder bestromt noch mit Permanentmagneten bestückt und besitzt ausgeprägte Pole aus weichmagnetischem Material. Die Leistungsdichte einer bandagierten Maschine wird dabei direkt durch die Qualität der Bandage bestimmt, die entweder direkt gewickelt oder als Pressverband aufgebracht werden kann. Es gilt die Festigkeit des Faserverbundstoffes voll auszuschöpfen. Dies gelingt, trotz im Vergleich zu Kohlefaser geringerer Festigkeit durch Verwendung von Glasfasern, aufgrund des zu Stahl ähnlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten. (18) Durch geeignete Temperaturführung während des Herstellungsprozesses entstehen nahezu keine Eigenspannungen. Dieses Verfahren wird in-situ curing genannt. (24) Bei anderen Konzepten können zu Lasten des Wirkungsgrades höhere Drehzahlen erreicht werden, indem geblechte Rotoren ohne Permanentmagneten verwendet werden (z. B. Reluktanzmaschine), die aus Sicht der fliehkraftinduzierten Spannungen deutlich günstiger sind. (18)

Bei getrennter Bauweise (Hybridläufer) wird die Schwungmasse günstigerweise in einem Wickelverfahren aus Kohlefasern aufgebaut, da diese eine hohe Energiedichte bei niedrigem Gewicht ermöglichen. Der Werkstoff Stahl bietet zwar den Vorteil der umfangreich erforschten Eigenschaften und der geringen Kosten, jedoch sind das schlechte Bruchverhalten und der geringe spezifische Energieinhalt bei Verwendung eines Scheibenläufers oft nicht zufriedenstellend. (3)

Stahl besitzt einen spezifischen Energieinhalt von etwa 66 Wh/kg], wohingegen Verbundwerkstoffe Werte von 535 Wh/kg] ermöglichen. Weitere Herausforderungen, die durch den Einsatz von Verbundwerkstoffen entstehen, sind in Kapitel 2.2 näher beschrieben. Der spezifische Energieinhalt berechnet sich folgendermaßen:

$$E_{spez} = S * \frac{\sigma_{max}}{\rho} \left[\frac{Wh}{kg} \right]$$

Hierbei ist S ein Formfaktor, welcher von der Form des Schwungrads abhängig ist (Abbildung 28), σ_{max} die maximal zulässige Spannung und ρ bezeichnet die Dichte des Werkstoffs.

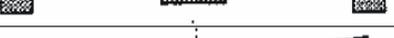
Flywheel Geometry	Cross section	Shape Factor K
Constant stress disc		1.000
Modified constant stress disc		0.931
Truncated conical disc		0.806
Flat unpierced disc		0.606
Thin rim		0.500
Rim with web		0.400
Single filament bar		0.333
Flat pierced disc		0.305

Abbildung 28: Beispiele für Läuferformen und zugehörigen Formfaktor (25)

Das nachfolgende Zahlenbeispiel verdeutlicht das Potential einer möglichen Steigerung des Energieinhalts oder die Verringerung von Masse und Volumen des Schwungrads bei Verwendung von Kohlefaserverbundwerkstoff an Stelle von hochfestem Stahl. Ausgehend von einer maximal zulässigen Drehzahl, welche durch die elektrische Maschine limitiert ist, kann das Schwungrad ausgelegt werden. Dies ist in diesem Fall ein Rotor mit geringer radialer Ausdehnung ($r_a \approx r_i$). Der maximale Radius, bei dem die auftretenden fliehkraftbedingten Spannungen den höchst zulässigen Spannungen (Sicherheit=1) entsprechen, ist:

$$r_{a \max} = \frac{2}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{zul}}{\rho}} \quad (3)$$

Der Energieinhalt ergibt sich zu:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r_a \cdot \omega$$

Für r_a wird $r_{a \max}$ eingesetzt:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{zul}}{\rho}}$$

Werden nun ein Kohlefaserverbundwerkstoff und ein hochfester Stahlwerkstoff, selber Rotormasse m verglichen, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\frac{E_{CFK}}{E_{Stahl}} = \sqrt{\frac{\sigma_{zul \text{ CFK}} \cdot \rho_{Stahl}}{\sigma_{zul \text{ Stahl}} \cdot \rho_{CFK}}} = \sqrt{\frac{3450 \cdot 7850}{1860 \cdot 1480}} \approx 3 \quad (3) \quad \square$$

Das bedeutet, dass der erzielbare Energieinhalt um das Dreifache gesteigert werden konnte. Um aus dem Fahrbetrieb resultierende Stoßbelastungen, welche zusätzliche

Lagerbelastungen verursachen, bestmöglich filtern zu können, ist es meist notwendig Flywheels elastisch anzubinden. Siehe dazu Kapitel 2.2.

Tabelle 3 zeigt exemplarisch die Leistungsdaten sowie die Abmessungen eines im Rahmen eines Forschungsprojekts an der TU-Graz konzipierten Schwungradspeichers mit elektrischer Leistungsübertragung. (1)

Tabelle 3: Technische Daten eines im Forschungsstadium befindlichen Schwungradspeichers für den Nahverkehr

Nennzahl	25.000 U/min
Energieinhalt	1,5 kW/h
Leistung	125 kW Dauerleistung
Rotor	83 kg
Rotordurchmesser	420 mm
Rotorlänge	250 mm
Aufbau	Außenläufer mit Kohlefaserbandage

2.8. Elastische Aufhängung von Flywheels

Aufbauend auf den Ausführungen aus Kapitel 2.2 werden nachfolgend verschiedene Konzepte der Aufhängung eines Schwungradspeichers vorgestellt. Hierbei kann zusammenfassend festgestellt werden, dass die Lagerbelastungen eines Flywheels durch verschiedene Gegebenheiten verursacht werden. Im Unterschied zu stationären Anwendungen sind bei mobilen Anwendungen Belastungen aus der Lageveränderung zu berücksichtigen. Folgende Ursachen für Lagerbelastungen können identifiziert werden: (13)

- Shockbelastungen
- Vibrationbelastungen
- Manöverbelastungen
- Gyrodynamische Belastungen
- Belastungen durch Unwucht

Diese sind in Kapitel 2.2. näher beschrieben. Teilweise werden diese Belastungen bereits von der Fahrwerksaufhängung gefiltert. Jede dieser Belastungen ist von weiteren Parametern abhängig. So wird beispielsweise die Schockbelastung von der Masse des Schwungradsystems beeinflusst. Die gyrodynamischen Belastungen werden unter anderem durch das Massenträgheitsmoment des Schwungrads, der

Drehzahl und der Auslenkgeschwindigkeit beeinflusst. Dadurch besteht die Möglichkeit, dass bei einem schnelldrehenden Schwungrad mit geringem Massenträgheitsmoment keine aufwändige Aufhängung erforderlich ist. Als Beispiel kann das Schwungradsystem des Porsche 911 GT3 R Hybrid genannt werden. Dieses verfügt über einen nutzbaren Energieinhalt von 0,2 kWh, 150 kW Dauerleistung und 40.000 1/min maximale Drehzahl (26). Hierbei spielt die geforderte Lebensdauer des Systems bzw. der geforderte Zeitraum zwischen den Wartungen eine weitere Rolle. Sind es bei Rennsportanwendungen einige Stunden, verlangen Nutzfahrzeuge wesentlich längere Zeitspannen.

Die Aufgabe der Aufhängung ist es nun, die Belastungen in Abhängigkeit des jeweiligen Einsatzgebiets bei vertretbarem Aufwand bestmöglich zu minimieren. Dies kann so weit gehen, dass erst durch den Einsatz einer elastischen Aufhängung die geforderte Lebensdauer ermöglicht wird. Dabei stellt die Aufhängung mittels kardanischer Achsen (Abbildung 29) die aufwändigste Lösung dar. Hierbei kann das Schwungrad um zwei Achsen Bewegungen ausführen. Eine Rückstellung in die Ausgangsposition kann entweder mittels Rotationsfeder oder durch Anordnung des Schwerpunkts unter den Achsen geschehen. Dies bewirkt bei Auslenkung ein gewichtsbedingtes Rückstellmoment. Die Anordnung eines Rotationsdämpfers dient der schnelleren Rückstellung. Dabei gelingt es die Lagerbelastungen um etwa 65 % zu senken (13). Es wären auch Aufhängungen mit nur einer Rotationsachse denkbar, wie dies in Abbildung 7 dargestellt ist. Solch ein System wäre beispielsweise bei Schienenverkehrsfahrzeugen möglich, da die auftretenden Wankbewegungen im Regelfall erheblich größer als die Nickbewegungen sind.

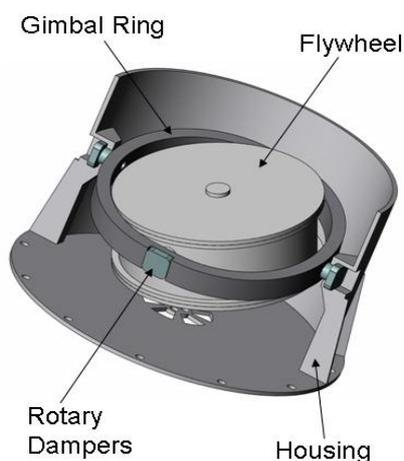


Abbildung 29: Kardanische Aufhängung eines Schwungrads. (27)



Abbildung 30: Kinetischer Energiespeicher des Porsche 911 GT3 Hybrids. (28)

Eine Aufhängung für stationäre Anwendungen zeigt Abbildung 31. Hierbei werden Stahlseile zu einem Ring verbunden. Die Vorteile dieser Anbindung liegen in der hohen Bruchkraft bei geringer Steifigkeit der Seile sowie der großen Dämpfung der Amplituden, bedingt durch die große Reibung in den Seilen bei Relativbewegungen. Für Rennsportanwendungen ist es oft ausreichend, eine Anbindung mittels Elastomerschicht vorzusehen (Abbildung 30). Ein Vergleich der Konzepte bezüglich ihres maximalen Moments bei Auslenkung aus der Ruhelage wird mittels numerischer Methode in Kapitel 7.2 dargestellt.

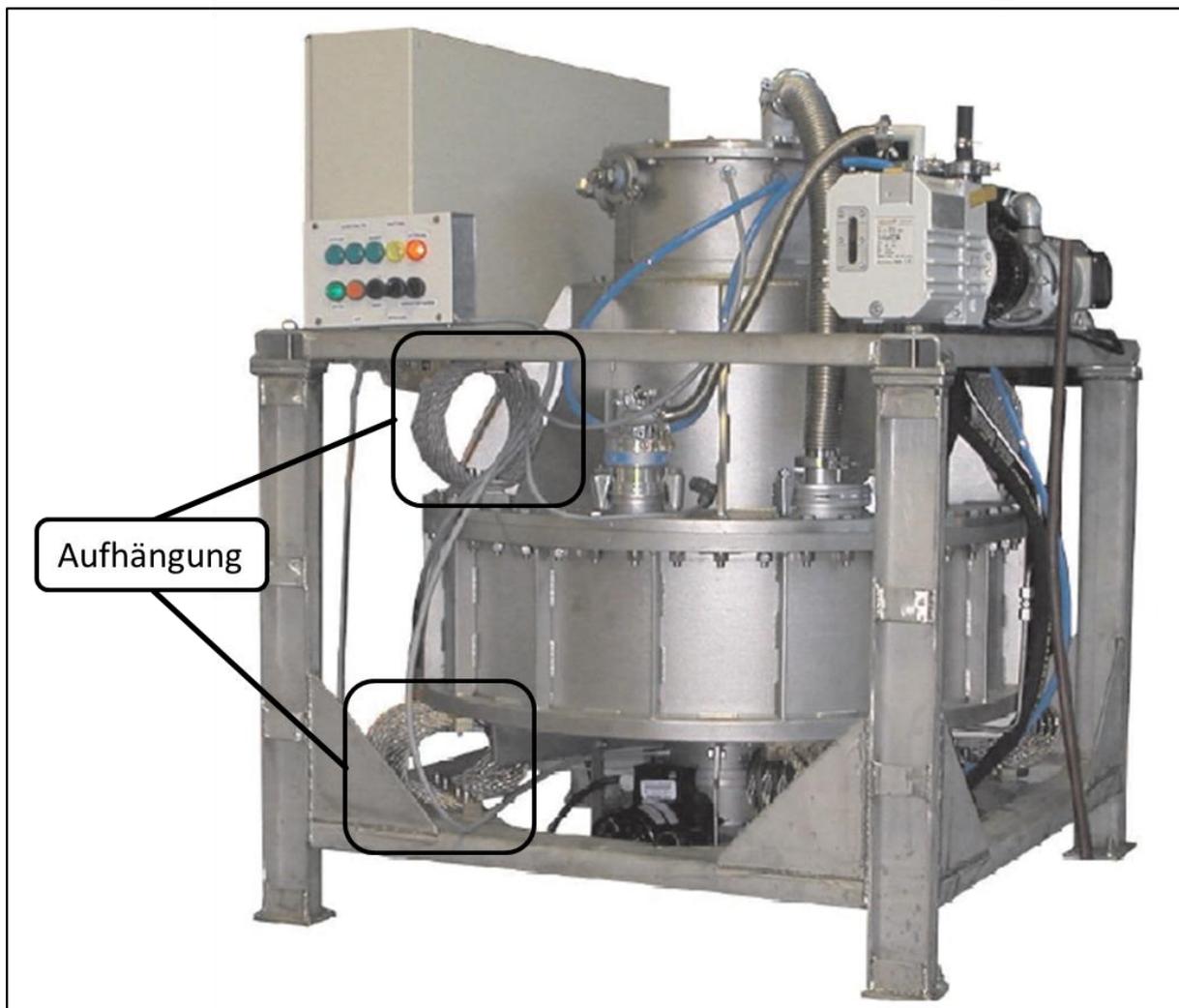


Abbildung 31: Aufhängung eines stationären Schwungradspeichers der Firma Rosseta GmbH (29)

3. Prüfstandkonzepte

Dieses Kapitel beschreibt - ausgehend von einem Lastenheft – die unterschiedlichen Konzepte der Schwenkmechanismen sowie die Anforderungen an den Aktorantrieb. Das Schwenken des Flywheels ist erforderlich um ein Kreiselmoment zu generieren. Der Aktor dient dabei als Antrieb und erzeugt den Schwenkvorgang. Im Anschluss wird ein Auswahl- und Bewertungsverfahren durchgeführt, wobei die Konzepte auf die Erfüllung der Anforderungen untersucht werden.

3.1. Motivation der Prüfstandversuche

Da Prüfstandversuche mit erheblichem Aufwand, Kosten und Zeit verbunden sind, stellt sich die Frage der Notwendigkeit dieser. Manche Fragestellungen können jedoch nur unter Verwendung starker Vereinfachungen numerisch oder analytisch mit vertretbarem Aufwand bestimmt werden. Auftretende Problemstellungen sind dabei Nichtlinearitäten sowie unbekannte Werkstoffparameter aber auch die Modellbildung im Allgemeinen. Als Beispiel sind die Bewegungen und Kräfte des Schwungrads durch Auslenkung aus der Ruhelage bei elastischer Anbindung zu nennen. Diese können empirisch nicht ohne weiteres bestimmt werden und erfordern eine numerische Berechnung oder eine empirische Untersuchung. Dabei dienen die erhobenen Ergebnisse der Versuchsreihen der Bedatung des numerischen Modell sowie einer Verifikation. Es bietet sich an, einen Komponententest des unbekannt Bauteils durchzuführen. Ist jedoch das Zusammenwirken mehrerer sich unbekannt verhaltender Bauteile gesucht, so ist ein Prüfstand erforderlich, der das Untersuchen des Gesamtsystems ermöglicht.

3.2. Anforderungen an den Prüfstand

Abbildung 33 zeigt die Anforderungen an den Flywheelprüfstand. Diese sind nach Nutzen und Umsetzungsaufwand gegliedert. Der Umsetzungsaufwand enthält die erforderliche Konzeptionszeit sowie den damit verbundenen fertigungstechnischen und finanziellen Aufwand. Selbsterklärend besitzt der Sicherheitsaspekt den größten Nutzen bei gleichzeitig größtem Umsetzungsaufwand. Der hohe Umsetzungsaufwand resultiert aus der sinnvollen Umwandlung der freiwerdenden Energie im Falle einer Störung. Eine steife Konstruktion bietet den Vorteil, dass elastische Verformungen des Rahmens einen geringen Einfluss auf die

Versuchsführung haben. Durch geeignete Belastung des Aktors ist es möglich, einen Nulldurchgang der Kraft zu vermeiden. Dies bietet den Vorteil, dass das vorhandene Gelenkspiel des Aktors keinen negativen Einfluss auf das Verhalten des Versuchsaufbaus hat. Spiel ist aus Gründen der Beweglichkeit der Bauteile erforderlich. Als Beispiel kann ein Kugelgelenk des Aktors genannt werden (Abbildung 32). Bei einem Nulldurchgang der Kraft, kommt es bei vorhandenem Spiel zu einer Relativbewegung zwischen den Bauteilen. Diese bewirkt bei einem Wiederauftreffen der Bauteile einen Stoßvorgang, welcher hohe Stoßkräfte zu Folge haben kann.

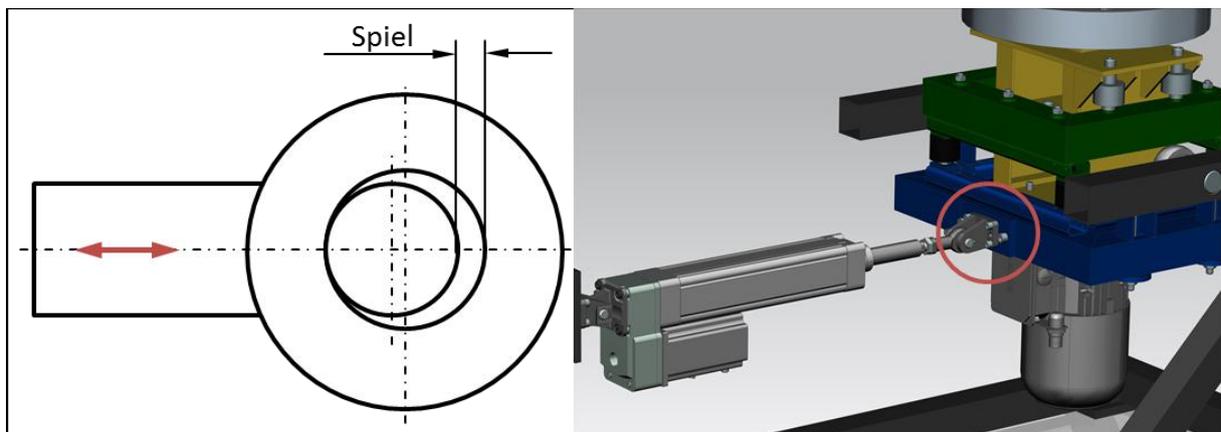


Abbildung 32: Darstellung eines vorhandenen Gelenkspiels des Aktors

Es ist eine elastische Anbindung des Flywheels an seine Umgebung vorgesehen. Um Aussagen bezüglich des Einflusses der Aufhängung auf die Bauteilbelastung zu machen, ist es erforderlich, die Steifigkeit der Aufhängung zu variieren. Ein weiterer Aspekt ist der Abstand zwischen Flywheelschwerpunkt und elastischer Zwischenschicht, da hierbei der Hebelarm der trägen Masse verändert wird. Lineare Beschleunigungen bewirken bei größerem Abstand größere Auslenkungen. Zur Verifikation dieser Aspekte ist der Abstand des Drehpunkts variabel zu gestalten. Ausführungen dazu sind dem Kapitel 3.4 Schwenkkonzepte zu entnehmen. Da es sich bei diesem Prüfstand nicht um einen Auswuchtprüfstand handelt, ist die Beurteilung der Unwucht eine Nebenaufgabe. Dennoch soll die Lage sowie Größe der Unwucht gemessen werden. In weiterer Folge kann diese durch das Anbringen von Zusatzmassen verringert werden.

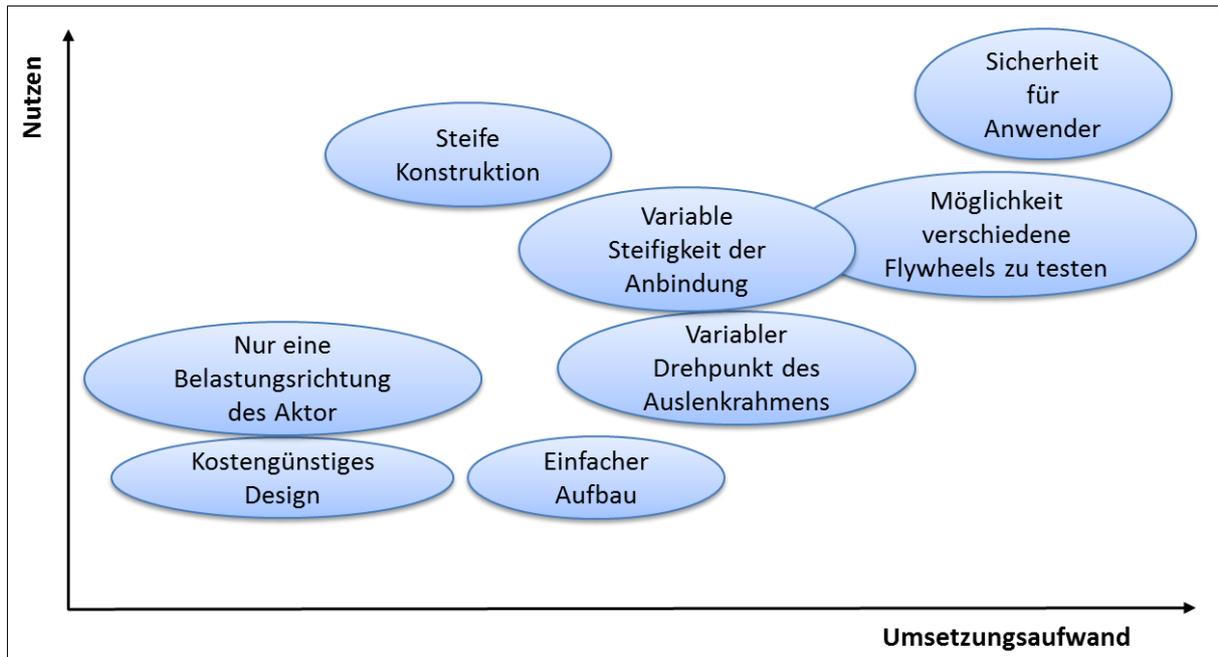


Abbildung 33: Anforderungsaspekte

Die Anforderung, verschiedene Flywheels testen zu können, ist mit hohem Aufwand verbunden, da sich die unterschiedlichen Flywheelkonzepte stark voneinander unterscheiden. Die Bandbreite reicht vom schnelldrehenden Kurzzeitspeicher für Rennanwendungen mit rund 20 kg bis zum langsam laufenden (ca. 25.000 1/min) Außenläufer mit 100 kg für Anwendungen im Nahverkehr.

Grundvoraussetzung für eine Fertigung und Montage in der institutseigenen Werkstätte ist ein einfacher, kostengünstiger Aufbau. Hierbei ist auf die möglichen Bearbeitungsverfahren sowie Systemabmessungen Rücksicht zu nehmen.

Lastenheft

Die in Tabelle 1 angeführten Anforderungen sind zwingend vom Prüfstand zu erfüllen. Diese stellen die Mindestanforderungen dar und ermöglichen erst eine Darstellung der zu untersuchenden Effekte. Aufbauend darauf wurde ein Lastenheft erstellt, welches zusätzliche Anforderungen enthält (Tabelle 4). Dies sind nicht verbindlich zu erfüllen, wurden jedoch als hilfreich für einen möglichst effektiven und effizienten Prüfstand identifiziert.

Tabelle 4: Lastenheft

Lastenheft
<p>Unwuchtbedingte Schwingungen Die Unwucht verursacht Schwingungen mit der Frequenz der Drehzahl. Diese sollen durch Auswuchten in einen zulässigen Bereich liegen.</p>
<p>Messung der Auslenkbewegung Der zeitliche Verlauf der Auslenkbewegung soll aufgezeichnet werden, um den Einfluss der gyroodynamischen Momente auf die Schwenkbewegung abbilden zu können.</p>
<p>Versuche mit unterschiedlichen Elastomere Durch den Einsatz unterschiedlicher Elastomere können verschiedene Anbindungssteifigkeiten und Dämpfungen untersucht werden.</p>
<p>Verwendung bestehender Messtechnik Um die Kosten der Messtechnik gering zu halten, sollen vorhandene Messverstärker und Sensoren verwendet werden.</p>
<p>Verwendung von vorhandenem bzw. einheitlichem Rohmaterial Dies dient dazu, die Materialkosten gering zu halten.</p>
<p>Verschiedene Flywheels testen Es soll die Möglichkeit bestehen neben dem selbstgefertigtem Schwungrad auch andere Schwungräder testen zu können.</p>
<p>Variabler Drehpunkt der Drehbewegung Dabei verändert sich die eingebrachte lineare Beschleunigung der trägen Masse. Dies ermöglicht eine Abbildung dieses Einflusses.</p>
<p>Stufenlose Änderung des Abstands der Elastomere Ermöglicht die stufenlose Variation der Steifigkeit der Anbindung zu Untersuchung der sich dabei ändernden Effekte .</p>

Tabelle 5: Zu erfüllende Anforderungen.

Anforderung an den Prüfstand	Ausmaße der Ausprägungen?
Auslenkung des Schwungrads Durch Aufbringung einer Rotationsbewegung mittels Aktor, wird das Schwungrad aus der Ruhelage bewegt. Die Parameter können variiert werden.	$\varphi \approx 10^\circ$ $\dot{\varphi} \approx 0,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ $\ddot{\varphi} \approx 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$
Drehmomenten Messung Die Messung der Momente dient der Bestimmung der gyrodynamischen Momente, welche durch die Auslenkung und der Präzessionsbewegung des Schwungrads bedingt sind.	$M = 400 \text{Nm}$
Elastische Anbindung Durch elastische Aufhängung des Schwungrads an seine Umgebung, werden dem Schwungrad Präzessionsbewegungen ermöglicht. Es sollen unterschiedliche Steifigkeiten und Dämpfungsgrade dargestellt werden.	$c_{\text{Rotation}} = 10.000 - 40.000 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
Messung der Auslenkungen Mittels Messung der Relativbewegung zwischen Flywheel Umgebung können die Amplitude und Schwingungsdauer der Präzessionsbewegung gemessen werden.	$\text{Max } 5^\circ$
Schwingungsmessung am Rahmen Diese dient der Ermittlung der Unwucht bedingten Schwingungen.	$a_{\text{max}} = 50 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Winkelzuordnung Detektion der Lage der Unwucht.	-
Drall Das Produkt aus Massenträgheitsmoment und Winkelgeschwindigkeit stellt den Drall dar. Dieser ist maßgeblich für die Auftretenden Effekte wie zB. gyrodynamisches Moment oder Präzessionsbewegung.	$H = 600 \text{ kg} * \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Drehzahlmessung	n_{max} je nach Konzept

3.3. Mechanischer Kernaufbau des Prüfstands

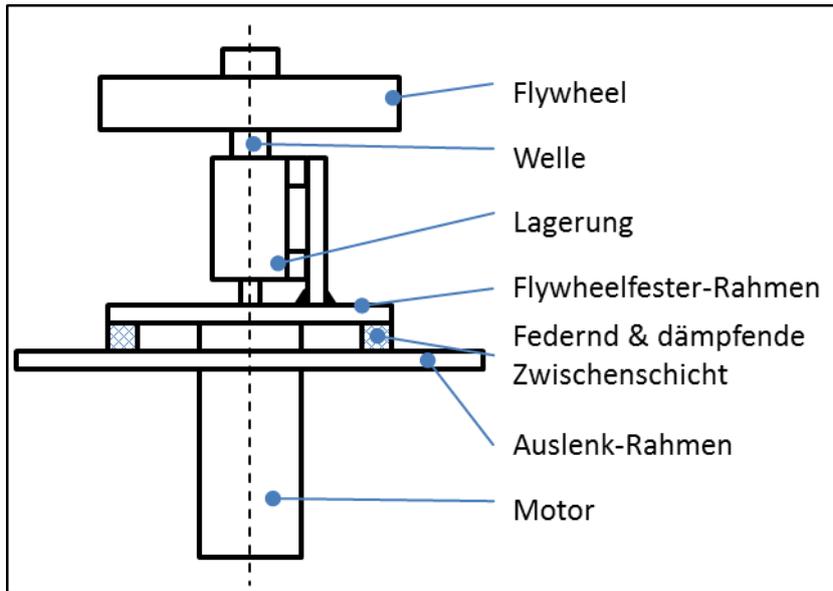


Abbildung 34: Mechanischer Kernaufbau Prüfstands

Abbildung 34 zeigt den mechanischen Kernaufbau des Prüfstands. Hierbei ist die Anbindung des Flywheel an den Auslenk-Rahmen schematisch dargestellt. Der Antrieb erfolgt mittels Elektromotor, der das Drehmoment über eine Welle überträgt. Die Welle dient zusätzlich zur Lagerung des Flywheels. Der flyweheelfeste Rahmen ist über eine federnde und dämpfende Zwischenschicht mit dem Auslenk-Rahmen verbunden. Aufgabe des Schwenkkonzepts ist es, diesen Kernaufbau aus seiner Ruhelage zu bewegen.

Es stellt sich die Frage, weshalb sich der Schwerpunkt des Systems über der elastischen Anbindung befindet. Dies würde bei sehr kleiner Steifigkeit der Aufhängung ein labiles Gleichgewicht bedeuten und kleine Störungen hätten große Auslenkungen zur Folge. Was wiederum zu nicht vernachlässigbaren Präzessionsbewegungen und gyro dynamischen Momenten führen würde. Da jedoch die Steifigkeit ausreichend hoch und der Einfluss der Schwerkraft von untergeordneter Größe ist, kann ein System auf diese Art und Weise realisiert werden. Diese Annahme stützt sich auf die Tatsache, dass eine Auslenkung des Schwerpunkts um ein Grad ein gewichtsbedingtes Moment von rund 3,5 Nm verursacht. Demgegenüber steht eine Rotationssteifigkeit von etwa 170 Nm/° im Falle der Anbindung mit der geringsten realisierten Steifigkeit. Es ergibt sich der Vorteil der besseren Zugänglichkeit und einfacheren Montage des Schwungrads.

3.4. Schwenkkonzepte

Bei der Wahl eines geeigneten Schwenkkonzepts, ist ein Optimum aus verschiedenen Aspekten zu finden. Jedes dieser Konzepte besitzt in Abhängigkeit seines Einsatzzwecks konstruktionsbedingte Stärken und Schwächen. Prinzipiell ist zwischen stehender und hängender Ausführung zu unterscheiden. Diese können des Weiteren in eine Ausführung mit fixem oder variablen Drehpunkt unterteilt werden. Die Variabilität des Drehpunkts wird mittels Viergelenk-Koppelstangen ermöglicht. Eine weitere Variation bringt die Wahl der Lage des Drehpunkts mit sich. Dieser kann im Schwerpunkt, auf der Wirkungslinie der Schwerkraft oder außerhalb dieser liegen. Die Konzepte unterscheiden sich in folgenden Eigenschaften:

- Mechanischer sowie konstruktiver Aufwand
- Steifigkeit des Rahmens
- Erforderliche Aktorkraft bzw. Aktorgeschwindigkeit
- Koppelung von Rotations-, sowie linearen Beschleunigungen
- Maximaler Schwenkwinkel
- Messtechnische Beeinflussung durch die Struktur des Rahmens
- Zugänglichkeit/ Bedienkomfort

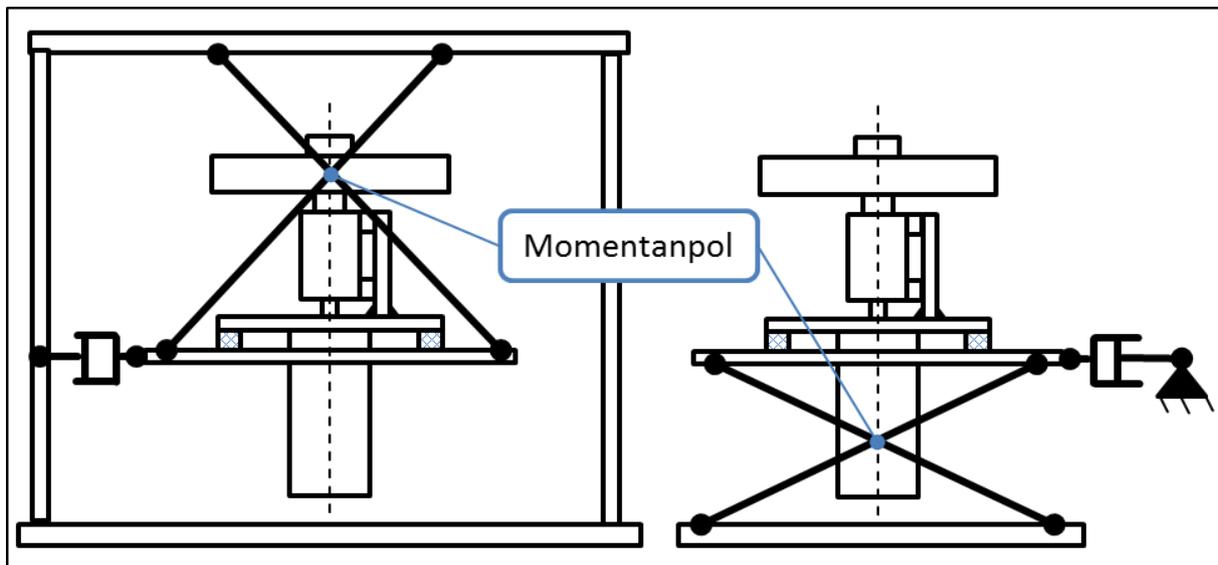


Abbildung 35: Viergelenk Koppelgetriebe - Hängende bzw. stehende Anbindung des Kernaufbaus mit kreuzenden Stäben sowie variablen Drehpunkt

Abbildung 35 zeigt eine hängende sowie eine stehende Anbindung des Kernaufbaus an die Umgebung mittels Koppelstangen. Hierbei ist die unterschiedliche Lage des Drehpunkts ersichtlich. Dieser befindet sich stets im Kreuzungspunkt der Stäbe und

ändert somit bei Auslenkung die Lage. Kreuzen sich die Stäbe nicht im Aufbau, so ist deren Wirkungslinie bis zum virtuellen Schnittpunkt zu verlängern. Bei der angeführten hängenden Ausführung geht dieser durch den Schwerpunkt des Flywheels, nicht so bei der stehenden Ausführung. Es resultiert bei Auslenkung eine Linearbeschleunigung des Flywheels, welche zusätzliche Lagerkräfte bewirkt. In Abbildung 36 ist eine Anbindung mit fixem Drehpunkt dargestellt. Zur Verringerung der erforderlichen statischen Kraft des Aktors kann ein Zusatzgewicht angebracht werden. Nachteilig wirkt sich jedoch das erhöhte Massenträgheitsmoment bei dynamischen Vorgängen aus. Ein außermittiger Drehpunkt bietet den Vorteil einer gewichtsbedingten Druckbelastung des Aktors. Ist die Betriebsbelastung stets kleiner als diese, ist kein Nulldurchgang der Aktorkraft zu erwarten und somit hat das vorhandene Spiel des Aktors keinen Einfluss.

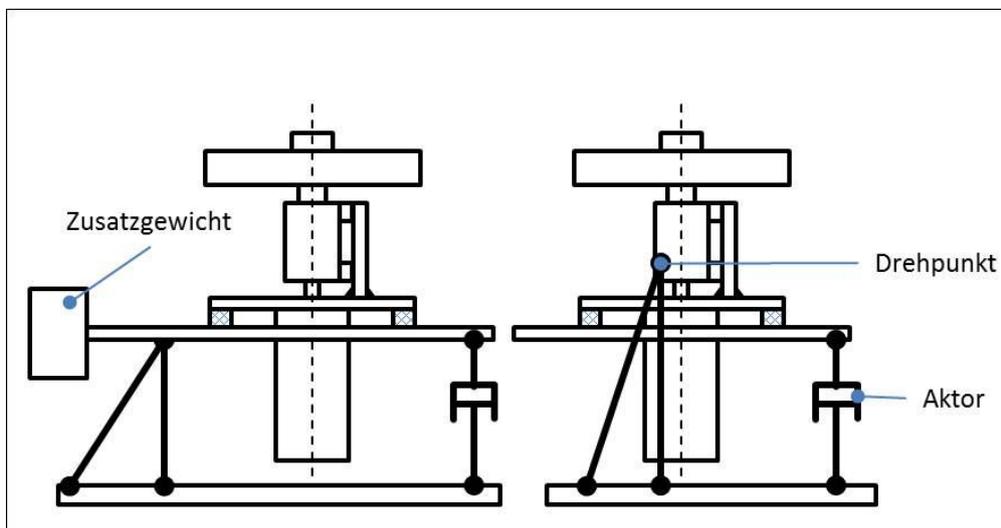


Abbildung 36: Anbindung mit fixem Drehpunkt sowie unterschiedlichen Lagen der Drehpunkte

Tabelle 6: Vergleich der unterschiedlichen Schwenkkonzepte

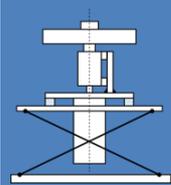
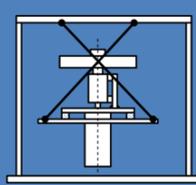
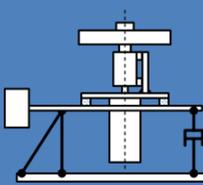
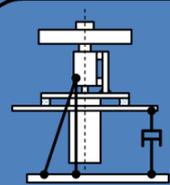
				
Steifigkeit	↘	↘	→	↗
Konstruktiver Umfang	→	↗	↘	↘
Fertigungstechnischer Umfang	→	↗	→	↘
Materialkosten	↗	↗	→	→
Größe der linearen Beschleunigungen	→	↘	↗	→

Tabelle 6 zeigt einen Vergleich der unterschiedlichen Schwenkkonzepte. Dabei kann festgestellt werden, dass die Steifigkeit der Konzepte unter Verwendung von Koppelstangen als am geringsten bewertet wird. Ursache dafür sind der lange Kraftfluss, vor allem dessen Umlenkung - von der Entstehung der Belastung bis zu Kraftereinleitung in die Prüfstandsplatte sowie die erforderlichen Lagerstellen, welche aber beispielsweise mittels Vorspannung der Lager spielfrei ausgeführt werden können. Jedoch würde dies einen erhöhten konstruktiven sowie fertigungstechnischen Aufwand bedeuten. Die größte Steifigkeit wird hier dem vierten Konzept mit dem kürzesten Kraftfluss zugeschrieben. Der konstruktive Aufwand korreliert in erster Näherung mit der Anzahl der erforderlichen Bauteile, ebenso der fertigungstechnische Umfang. Hierbei stellt sich ebenfalls das vierte Konzept als am erfolversprechendsten heraus. Der größte Unterschied ist bei der Koppelung zwischen der Linear- und Rotationsbewegung festzustellen. So ist bei Verwendung von hängend angeordneten Koppelstangen die geringste lineare Beschleunigung des Schwungrads zu erwarten. Dies liegt daran, dass der Momentanpol den geringsten Abstand zum Schwerpunkt aufweist. Demgegenüber steht der hohe Umsetzungsaufwand dieses Konzepts. Da der zu erwartende Einfluss der linearen sowie rotatorischen Beschleunigung der trägen Masse auf die Versuchsführung als untergeordnet anzunehmend ist, fällt die Wahl zugunsten eines Systems mit starrem außermittigem Drehpunkt aus. Diese Annahme stützt sich auf die Tatsache, dass eine Rotationsbeschleunigung von 3 rad/s^2 bei einem Massenträgheitsmoment von etwa $8,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}$ um die Schwenkachse ein Antriebsmoment von $24,6 \text{ Nm}$ erfordert. Das nötige Antriebsmoment zur linearen Beschleunigung der trägen Masse ist $2,2 \text{ Nm}$, bei einer Masse von 150 kg und einer Beschleunigung des Schwerpunkts von $0,21 \text{ m/s}^2$. Dem gegenüber stehen gyrodynamicische Momente im Bereich von 300 Nm . Somit ist festzuhalten, dass zwar Antriebsmoment zur linearen Beschleunigung der trägen Masse erforderlich ist, dieses aber von untergeordneter Größenordnung ist.

Quantitative sowie qualitative Anforderungen an den Aktor werden im anschließenden Kapitel näher behandelt. Des Weiteren wird ein Bewertungs- und Auswahlverfahren durchgeführt.

3.5. Auslenk-Aktor

Bei der Wahl des optimalen Aktorprinzips sind verschiedene Aspekte zu beachten.

Es gilt die geforderte Maximalkraft sowie die erforderliche Geschwindigkeit zu erreichen. Des Weiteren soll ein gesteuerter Betrieb des Aktors möglich sein, um die Anforderungen, die an den Auslenkvorgang gestellt werden, zu erfüllen. Die verschiedenen Auslenkvorgänge sind in Kapitel 6.2 näher ausgeführt. Abbildung 37 zeigt den geometrischen Zusammenhang zwischen Aktorweg und Auslenkwinkel. Dieser Zusammenhang lässt sich näherungsweise für kleine Auslenkungen wie folgt beschreiben:

$$y = a * \alpha = 310 * \frac{10 * \pi}{180} = 55 \text{ mm}$$

Die erforderliche Aktorgeschwindigkeit ist:

$$\dot{y} = a * \dot{\alpha} = 220 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

Die erforderliche Aktorkraft ohne Berücksichtigung von Schwingungen, Unwucht sowie der statischer Gewichtsbelastung durch den exzentrischen Drehpunkt beträgt:

$$F_{\text{Aktor}} = \frac{M_{\text{Kreisl } x} + I_{\text{Schwenk Aufbau } x} \cdot \ddot{y}}{a} = 1.000 \text{ N}$$

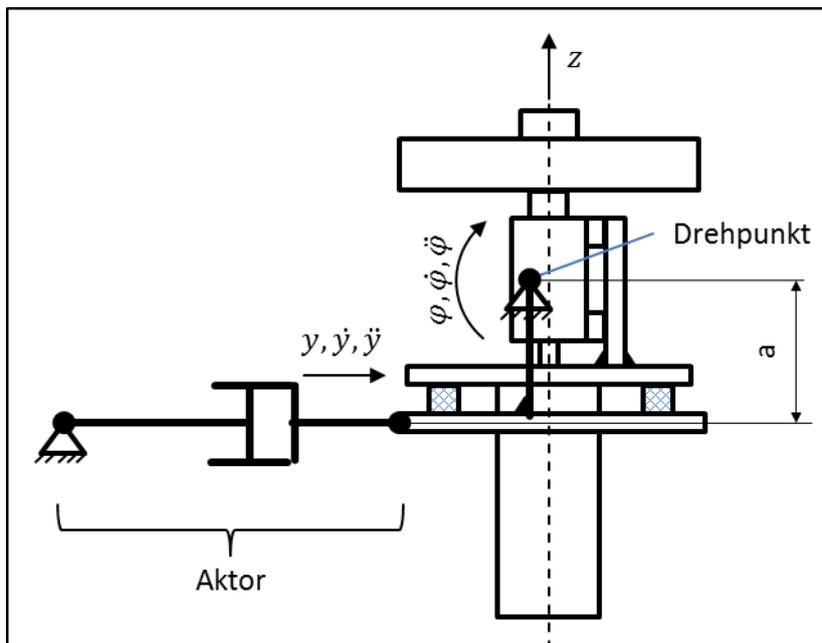


Abbildung 37: Geometrischer Zusammenhang zwischen Aktorweg und Auslenkwinkel

Durch Auslenkung des Schwungrads um den Drehpunkt durch den Aktor resultiert ein Kreiselreaktionsmoment $M_{\text{Kreisel } y}$ um die y - Achse, welches eine Auslenkung der Aufhängung um die y - Achse zur Folge hat. Diese Auslenkung wiederum verursacht eine Präzessionsbewegung. Es stellt sich ein zyklisches Kreiselmoment M_{Kx} um die x -Achse ein. Für Details wird auf Kapitel 6.2 verwiesen. Der Term

$I_{Schwenk\ Aufbau\ x} \cdot \ddot{y}$ ist das Massenträgheitsmoment um die x- Achse des Kernaufbaus. Es ist eine maximale Winkelgeschwindigkeit \dot{y} von 0,7 rad/s und eine maximale Winkelbeschleunigung von 10 rad/s² gefordert. Diese Daten beruhen auf Messdatenerhebungen von mehreren Fahrzyklen. (12) Neben den angeführten quantifizierbaren Größen sind auch folgende Kriterien für die Aktorwahl maßgebend:

- Hohe Anwendersicherheit
- Niedrige Kosten
- Einfache Bedienung
- Geringes Lagerspiel
- Flexibilität des zeitlichen Verlaufs der Schwenkbewegung

Tabelle 7: Vergleich der verschiedenen Aktorkonzepte

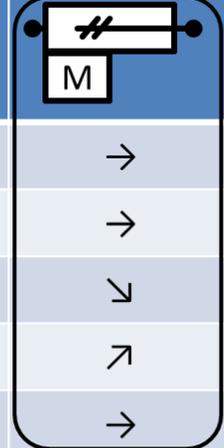
Kriterien	 pneu.	 hydr.	 M	
Kosten	→	↗	→	↘
Bedienung	↗	↗	→	↘
Implementierung	→	↗	↘	↘
Flexibilität	↘	↗	↗	↘
Lagerspiel	↗	↘	→	↘

Tabelle 7 zeigt einen Vergleich der verschiedenen Aktorkonzepte. Dabei ist festzustellen, dass das Konzept unter Verwendung eines Kurbeltriebs die geringsten Kosten verursacht, jedoch auch die aufwändigste Bedienung erfordert. So müssen für eine Änderung des Schwenkzykluses die Exzentrizität der Kurbel sowie die Parameter der antreibenden Maschine, wie z. B. die Drehzahl geändert werden.

Die geringe Flexibilität dieses Konzepts ist auf die in diesem Fall starre kinematische Koppelung der Drehbewegung und der Bewegung des vorderen Pleuelauges zurückzuführen. Die Vorteile dieses Konzepts sind die recht einfache Implementierung sowie die Tatsache, dass mittels Verwendung von vorgespannten Lagern das Lagerspiel verringert werden kann. Eine ebenfalls gute Möglichkeit der Implementierung bietet das Konzept mit elektromechanischem Antrieb, da keine weiteren Systemkomponenten wie z. B. Druckluft oder Hydrauliköl erforderlich sind. Durch die Verwendung eines Schrittmotors sind eine hohe Flexibilität bei der Zykluswahl sowie eine einfache Bedienung möglich. Die schlechte Bewertung des

Lagerspiels des pneumatischen Aktors beinhaltet auch die Tatsache, dass Luft kompressibel ist. Die hohen Kosten des hydraulischen Aktors erklären sich durch die Erfordernis weiterer Systemkomponenten wie z. B. Öl-Pumpe oder Öl-Behälter. Aus diesen Gründen fiel die Wahl zugunsten eines elektromechanischen Aktors aus. Im Detail ist dies ein Kolbenstangen-Elektrozylinder mit Kugelgewinde, angetrieben durch einen Schrittmotor. Die Firma Festo bietet neben anderen Herstellern solche System an. Die technischen Daten sind in Tabelle 8 angeführt.

Tabelle 8: Technische Daten des verwendeten Aktors (30)

Technische Daten	
Antriebsleistung	450 [Watt]
Dauervorschubkraft	1300 [N]
Max. Geschwindigkeit	667 [mm/s]
Max. Beschleunigung	6 [m/s ²]
Wiederholgenauigkeit	± 0,02 [mm]
Bezeichnung: DNCE-63-200-BS-“20“P-Q	

3.6. Variantengenerierung unter Verwendung eines morphologischen Kastens

Einzelne Varianten des Prüfstands können unter Verwendung des morphologischen Kastens, wie dieser in Abbildung 38 dargestellt ist, generiert werden. (31) Für die Generierung einer Prüfstandsvariante ist für jeden Parameter eine Ausprägung zu wählen. Jede mögliche Kombination stellt eine Variante des Prüfstands dar. Nachfolgend werden beispielhaft zwei Varianten näher beschrieben. Variante 1 entspricht der gewählten Lösung. Variante 2 stellt eine andere mögliche Ausführung dar. Detaillierte Beschreibungen zu den Ausprägungen sind den vorigen Kapiteln zu entnehmen.

Parameter	Ausprägung			
Lage des Drehpunkts	im Schwerpunkt ¹	in Wirkungslinie der Schwerkraft	außermittig	
Variation des Drehpunkts	zwischen den Versuchen änderbar	während den Versuchen änderbar	Fix, nicht änderbar	
Auslenk -Aktor	Kurbeltrieb	Pneumatisch	Hydraulisch	Elektromechanisch
Schwungrad Antrieb	Elektrisch	Pneumatisch	Hydraulisch	
Zwischenschicht	Gummifedern	Getrennte Federung und Dämpfung	Gummiplatte	Metallfedern
Flywheel- durchmesser u. Drehzahl ($I * \omega = konst.$) ²	450mm 3000 U/min	400 mm 5000 U/min	355 mm 8000 U/min	335 mm 10000 U/min
Aufhängung	Vollkardanisch	Teilkardanisch	nichtkardanisch	
Position der Elastischen Anbindung	Über dem Schwerpunkt	In höhe des Schwerpunkts	Unter dem Schwerpunkt	
¹ Hierbei ist der Schwerpunkt des Kernaufbaus zu verstehen. Also Schwungrad, Welle , Lagergehäuse, Flyweelfester-Rahmen, Auslenk-Rahmen und Motor. ² bei konstanter Dicke 60 [mm] eines Scheibenläufers. Die Kombinationen wurden willkürlich gewählt. Es wären weitere denkbar.				
 Variante 1		 Variante 2		

Abbildung 38: Morphologische Kasten zur Generierung mehrere Varianten des Prüfstands

Der Parameter des Kreiseldralls beeinflusst das dynamische Verhalten des Schwungrads maßgeblich und ist deshalb einer der entscheidenden Parameter des Prüfstands. Dabei ist ein vorgegebener Drall von 600 kgm²/s zu erfüllen. Variante 1 wird mittels außermittigem, zwischen den Versuchen änderbaren Drehpunkts, ausgeführt. Das Auslenk-Aktorprinzip ist elektromechanisch und das Schwungrad

wird elektrisch angetrieben. Die Anbindung erfolgt mittels Elastomeren. Da die elektrische Maschine bereits am Institut vorhanden ist, wird eine Drehzahl von 5000 1/min und somit ein Schwungraddurchmesser von 400 mm gewählt, um den geforderten Drall zu erzielen. Die einfachste Ausführung mit dem geringsten Fertigungsaufwand stellt eine nicht kardanische Aufhängung, welche unter dem Schwerpunkt angeordnet ist, dar.

Eine Lage des Schwerpunkts in der Wirkungslinie der Schwerkraft des Aufbaus wird bei Variante 2 gewählt. Die Lage des Drehpunkts ist nicht veränderbar. Als Aktor dient ein Kurbeltrieb. Das Schwungrad wird pneumatisch angetrieben und ist mit getrennter Federung und Dämpfung ausgeführt. Die Drehzahl ist 10.000 1/min und somit ergibt sich ein Schwungraddurchmesser von 355 mm. Als Anbindung wird eine vollkardanische Aufhängung mit Drehpunkt über dem Schwerpunkt gewählt.

4. Messkonzept

In diesem Kapitel werden die verwendeten Messprinzipien beschrieben. In Abhängigkeit der gestellten Aufgaben sowie Anforderungen werden unterschiedliche Konzepte vorgestellt und unter Einbeziehung der bereits am Institut vorhandenen Geräte das geeignetste ausgewählt.

4.1. Kraftmessung

Die Ermittlung der auftretenden Momente wird durch Kraftmessung an drei Stellen ermöglicht. Die gemessenen Kräfte werden durch Einbeziehung der geometrischen Anordnung auf Momente rückgeführt. Auftretende Momente sind das Kreiselreaktionsmoment, Momente aufgrund der Beschleunigung der trägen Masse sowie Momente durch die Unwucht. Die Anordnung der Kraftaufnehmer ist so zu wählen, dass die maximale Querbelastung auf die Kraftaufnehmer möglichst gering ist. Dies ist bei Montage der drei Aufnehmer in einer horizontalen Ebene und vertikaler Rotationsachse des Schwungrads gewährleistet. Die maximal zulässige Querbelastung der Kraftaufnehmer ist 25% der Nennkraft und somit in Summe 7,5 kN. Demgegenüber stehen auftretende Kräfte in Höhe von etwa 500 N bedingt durch die lineare Beschleunigung der trägen Masse.

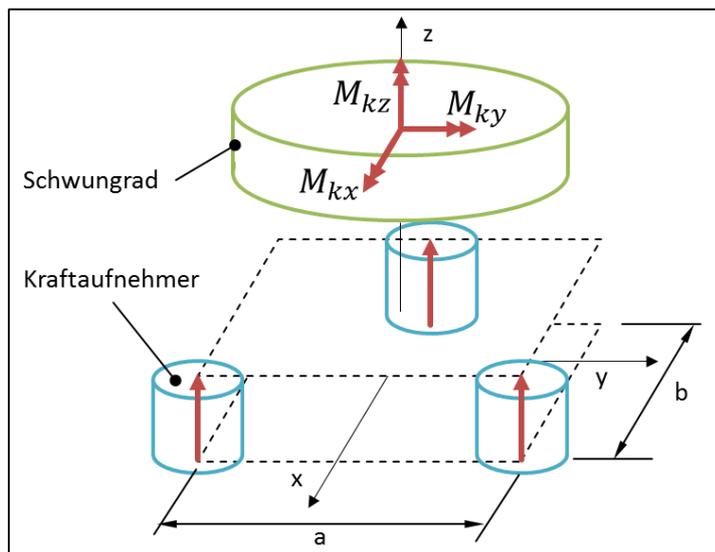


Abbildung 39: Illustration der Messung der Kreiselmomente

Abbildung 39 zeigt die Position der gewählten Kraftaufnehmer am Prüfstand. Die gewählten Aufnehmer verfügen über eine Nennkraft von 10 kN. Bei einem Abstand b in x -Richtung von 294 mm können Momente bis 2,94 kNm gemessen werden. In y -Richtung können bei einem Abstand a von 140 mm Momente von 1,4 kNm

gemessen werden. Momente M_z um die z-Achse können bei dieser Anordnung nicht gemessen werden. Diese sind von untergeordneter Interesse im Vergleich zu den anderen Momente M_x und M_y .

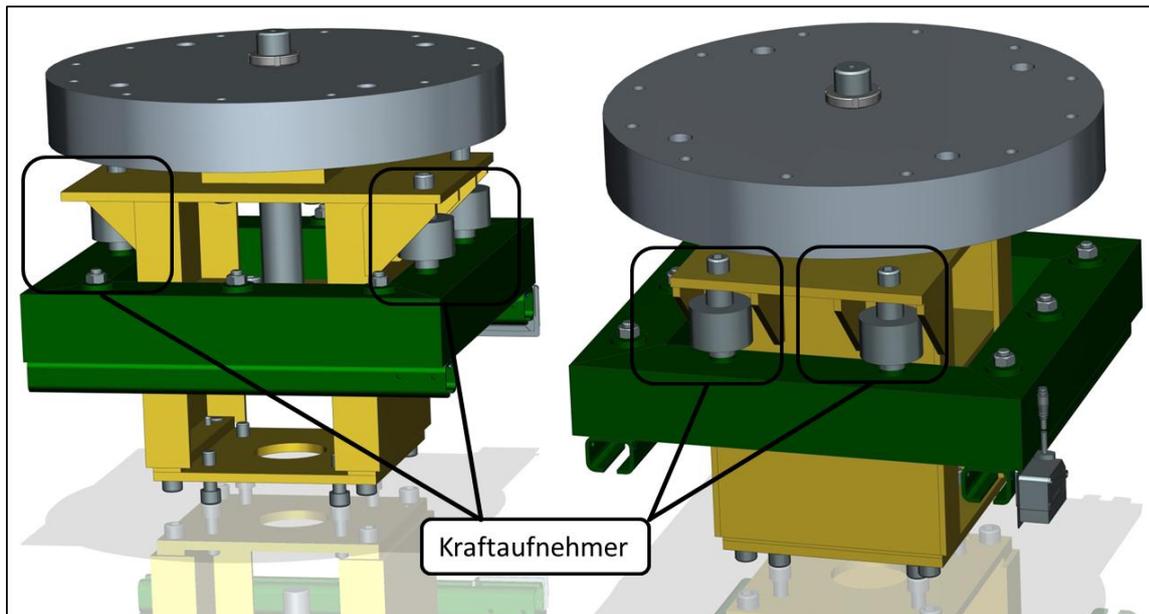


Abbildung 40: Anordnung der Kraftaufnehmer

4.2. Wegmessung

Die Wegmessung dient der Ermittlung der Verformung der Elastomere. Die vier verwendeten Elastomere verbinden den flyweheelfesten mit dem Auslenkrahmen. Bedingt durch die aufgebrachte Rotationsbewegung des Auslenkrahmens und dessen Anbindung zum Schwungrad resultieren gyrodynamische Reaktionen, welche zur Auslenkung der elastischen Aufhängung führen. Es soll die elastische Verformung der Elastomere gemessen werden. Dies geschieht durch Messung der Auslenkung des flyweheelfesten Rahmens gegenüber dem Auslenkrahmen. Hierfür sind drei Wegmessungsaufnehmer am flyweheelfesten Rahmen angebracht. Die zu erwartenden maximalen Auslenkungen sind 3° . Bei einem Abstand zwischen Messstelle und virtueller Drehachse von 195 mm ist ein Messbereich von etwa 10 mm erforderlich.

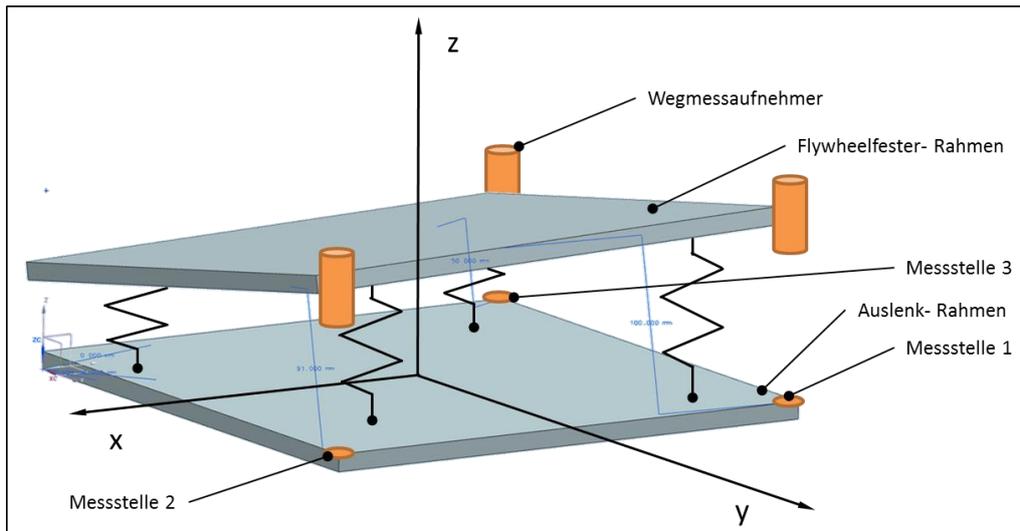


Abbildung 41: Schematische Darstellung der Auslenkung der Aufhängung

Die Messung geschieht berührungslos unter Verwendung von Laserwegmesssystemen.

4.3. Drehzahlmessung

Für die Drehzahlmessung aber auch für die Bestimmung der Winkellage der Scheibe wurde ein Kontrasttaster eingesetzt. Dieser gibt in Abhängigkeit des Reflexionsgrads der Oberfläche ein Signal aus. Hierfür wurde auf der Unterseite der Scheibe ein schwarzer Kreis mit einer weißen Markierung angebracht. Wenn sich nun die weiße Markierung im Sichtbereich des Sensors befindet, gibt dieser ein Spannungssignal aus. Dies ermöglicht die Zuordnung der gemessenen Beschleunigung zur Winkellage der Scheibe, wie dies unter anderem in Abbildung 79 dargestellt ist. Dadurch wird ein Auswuchten, bei dem Massen hinzugefügt bzw. entfernt werden, ermöglicht.

4.4. Beschleunigungsmessung

Die auftretenden Schwingungen werden mittels Beschleunigungsaufnehmer, dessen Position in Abbildung 42 zu sehen ist, gemessen. Diese gibt Aufschluss über die Größe der unwuchtbedingten Schwingungen.

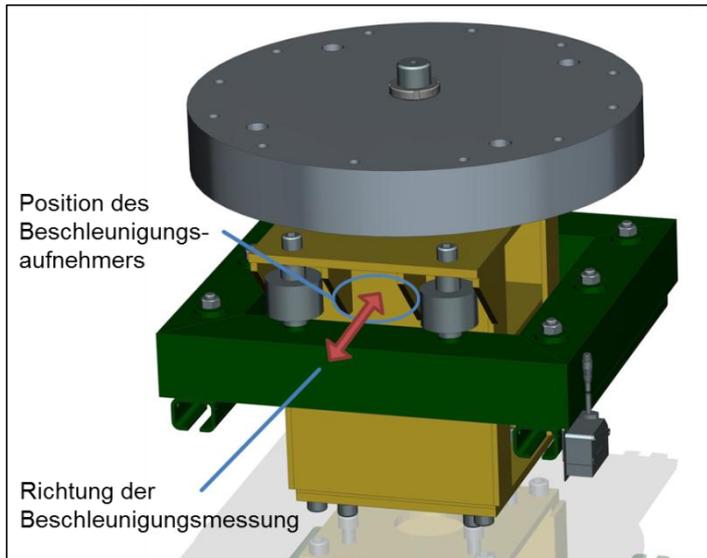


Abbildung 42: Position des Beschleunigungsaufnehmers am Prüfstand

5. Konstruktive Ausführungen

Nachfolgend werden einzelne Konstruktionsdetails auszugsweise vorgestellt. Es wird beschrieben, wie einzelne Anforderungen an den Prüfstand umgesetzt wurden. Dies dient dem besseren Verständnis der im Anschluss beschriebenen Versuchsreihen und gibt einen Überblick darüber, welche weiteren Versuche möglich sind.

5.1. Lagerung des Schwungrads

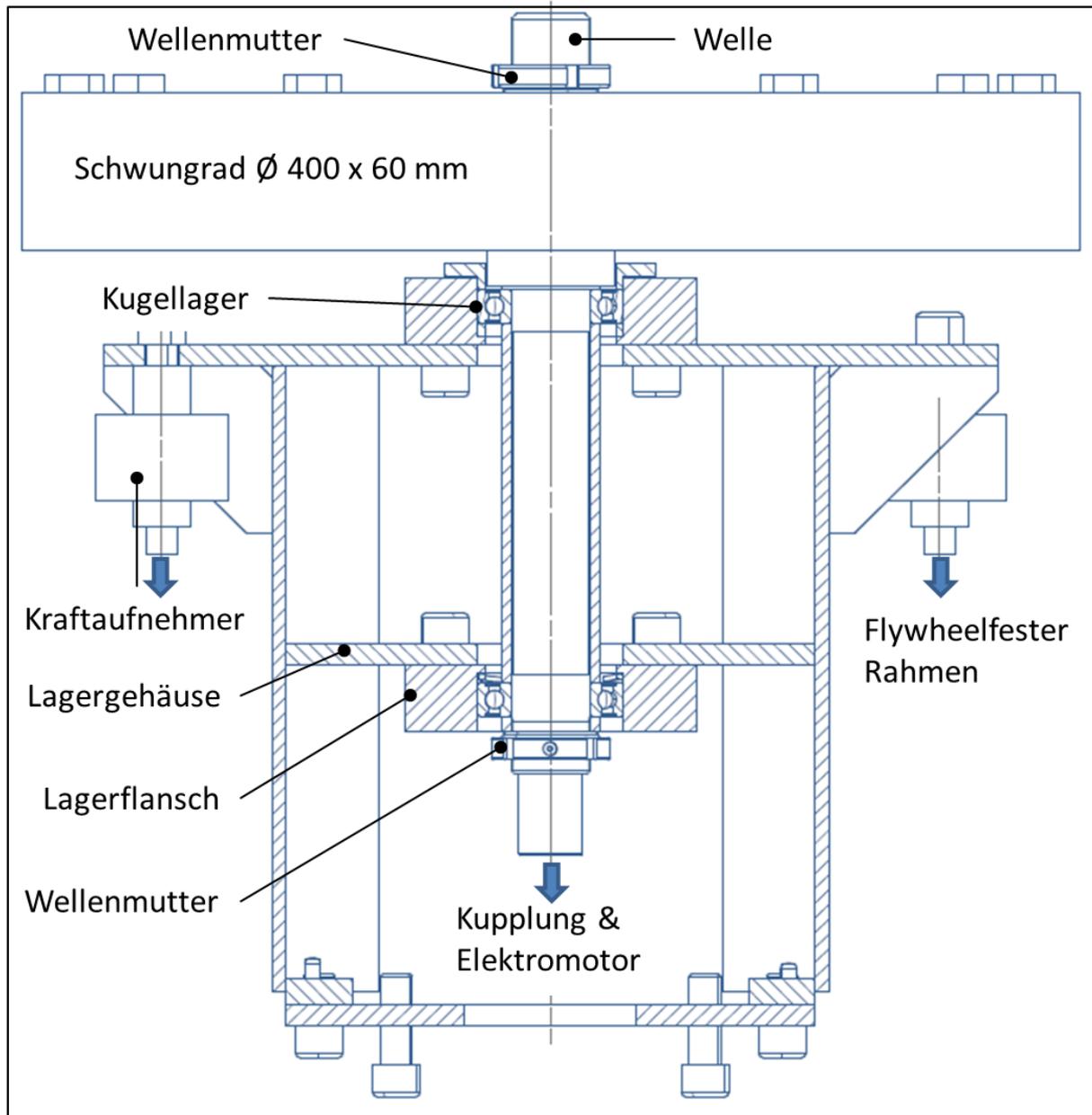


Abbildung 43: Schnittdarstellung der Lagerung des gefertigten Schwungrads

Abbildung 43 zeigt eine Schnittdarstellung der Lagerung des Schwungrads. Dabei kann das Festlager im oberen und das Loslager im unteren Bereich identifiziert werden. Um die Lagersteifigkeit zu erhöhen, wird der Außenring des Loslagers mittels Federring belastet. Die Innenringe werden unter Verwendung einer Wellenmutter gemeinsam gegen eine Schulter der Welle fixiert. Als Abstandshalter wird dabei eine Hülse verwendet. Die Wellenmutter sind aus Gründen der möglichen schwingungsbedingten Loslösung mit Klemmstück ausgeführt.

5.2. Stufenlose Änderung des Abstands der Elastomere

Um den Einfluss der Anbindungssteifigkeit abbilden zu können, wurde ein Konzept entwickelt, dass eine stufenlose Änderung des Abstands der Elastomere ermöglicht. Dies geschieht unter Verwendung von C-Profilen (Abbildung 44). Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind ausschließlich die C-Profile ohne Rahmen dargestellt. Diese sind mit den Rahmen über Schraubverbindungen befestigt. Weitere Darstellungen sowie Konstruktionszeichnungen sind dem Anhang zu entnehmen. Die Elastomere werden mittels Gewindezapfen an diesen Profilen festgeklemmt.

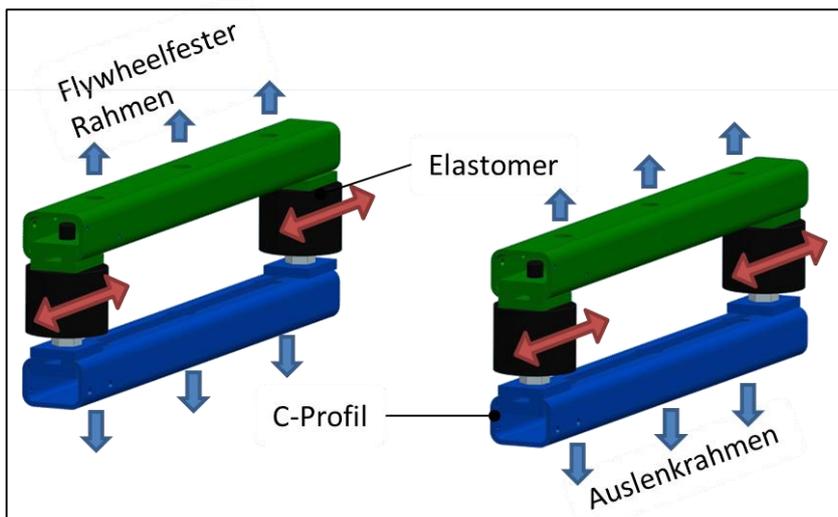


Abbildung 44: Montage der Elastomere an C-Profilen

5.3. Verdrehung des Flywheelfesten-Rahmens um 90°

Um eine Änderung der Anbindungssteifigkeit auch um die y-Achse vornehmen zu können, kann der flywheelfeste Rahmen um 90° gedreht werden. Dabei werden die am Auslenkrahmen zusätzlich angebrachten C-Profile verwendet. (Abbildung 45)

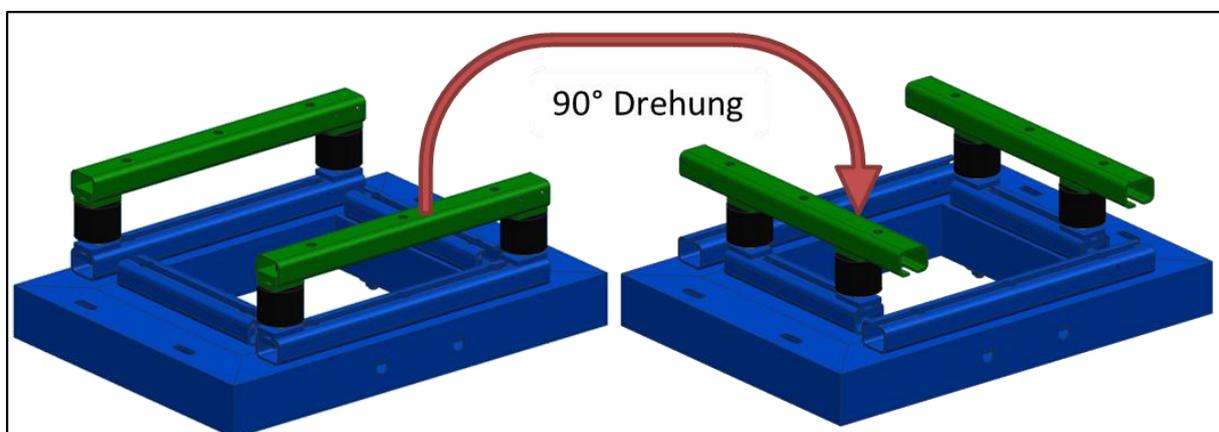


Abbildung 45: 90° Drehung des Flywheelfesten-Rahmens

5.4. Variation des Drehpunkt der Schwenkbewegung

Durch Variation des Drehpunkts kann der Abstand zwischen dem Schwerpunkt des Schwungrads und der Drehachse der Auslenkbewegung verändert werden. Eine Verschiebung entlang der y-Achse kann mit Hilfe der Langlöcher im Auslenkrahmen erfolgen. In z-Richtung können unterschiedliche Positionen durch Verwendung verschiedener Abstandshalter eingestellt werden. Dabei verändert sich die eingebrachte lineare Beschleunigung der trägen Masse. Dies ermöglicht eine Abbildung dieses Einflusses.

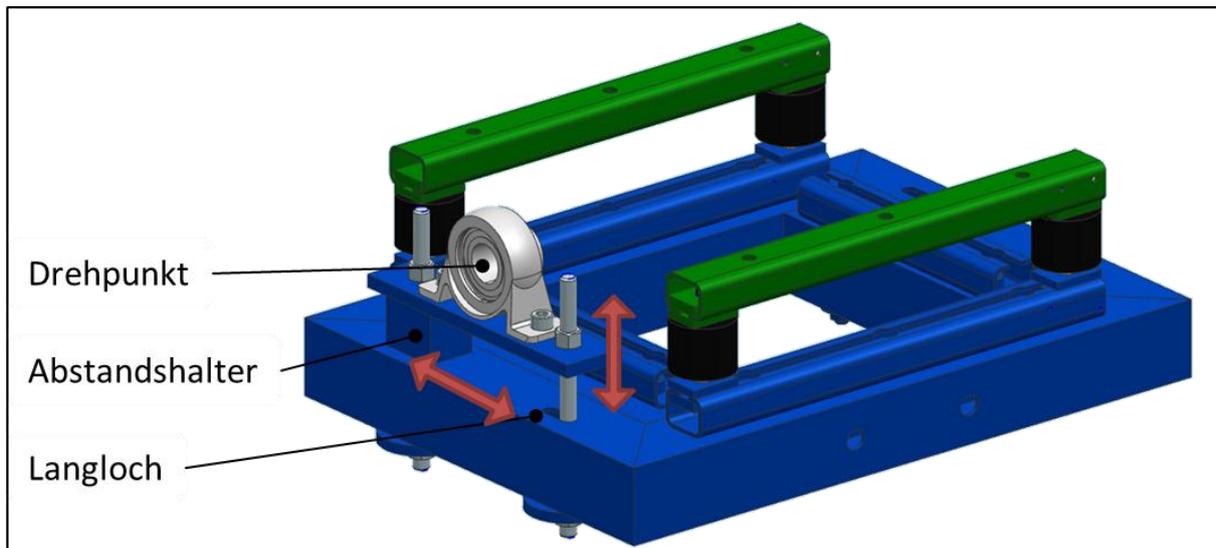


Abbildung 46: Variation der Lage des Drehpunkts der Auslenkbewegung

6. Prüfstandversuche

Bestimmte Eigenschaften von Flywheels können nur näherungsweise bzw. mit Hilfe vereinfachter Modellbildung vorab in der Entwicklungsphase ermittelt werden, wie in den vorhergegangenen Kapitel beschrieben wurde. Prüfstandversuche sind oft der einzige Weg, um Fragen, die sich theoretisch nicht zufriedenstellend beantworten lassen, zu klären (32). Der Gesamtprüfstand ermöglicht dabei eine Beurteilung des Zusammenwirkens der untersuchten Bauteile. Nachfolgend werden die durchgeführten Versuche beschrieben und Auswertungen dargestellt.

6.1. Auswuchtversuche- Betriebswuchten

Auswuchten ist ein Vorgang bei dem die Massenverteilung eines Rotors geprüft und soweit verbessert wird, dass die unwuchtbedingten Kräfte und Schwingungen in zulässigen Grenzen liegen (20). Eine ungleichmäßige Massenverteilung wird hauptsächlich durch Fertigungstoleranzen hervorgerufen. Da die verwendete Schwungscheibe eine geringe Längenausdehnung im Vergleich zur Durchmesserdehnung besitzt, sowie einen hinreichend geringen Planlauffehler aufweist, kann ein Auswuchtverfahren in einer Ebene angewendet werden. Dies gilt unter der Voraussetzung, dass sich die Unwucht außerhalb der Toleranz, die Momentenunwucht jedoch innerhalb der Toleranz befindet. Grundsätzlich ist bei einem Ein-Ebenen-Auswuchtverfahren keine Rotation des Schwungrads erforderlich. Einfaches statisches Auswuchten, bei dem Unwuchtmassen in einer Ebene hinzugefügt oder entfernt werden, ist ausreichend. Jedoch werden aus Gründen der Empfindlichkeit und Genauigkeit oftmals fliehkraftnutzende Auswuchtmethoden verwendet (33). Dies ist auch hier der Fall, da ein Auswuchten mittels Schwerkraftwirkung im Betriebszustand durch die nicht vernachlässigbare Lagerreibung unmöglich ist. Wie in Abbildung 47 zu sehen, bewirkt die Unwuchtmasse bei horizontaler Drehachse so lang eine Rotation, bis sich die Unwuchtmasse am tiefsten Punkt befindet. Dieser Bewegung ist das Reibungsmoment der Lager entgegengesetzt. Es hat sich gezeigt, dass keine Reproduzierbarkeit dieses Versuchs gegeben ist. Der Grund dafür liegt an der Größe der vorhandenen Lagerreibung. Deshalb wurde eine Methode mit Fliehkraftwirkung bei drei unterschiedlichen Drehzahlen verwendet.

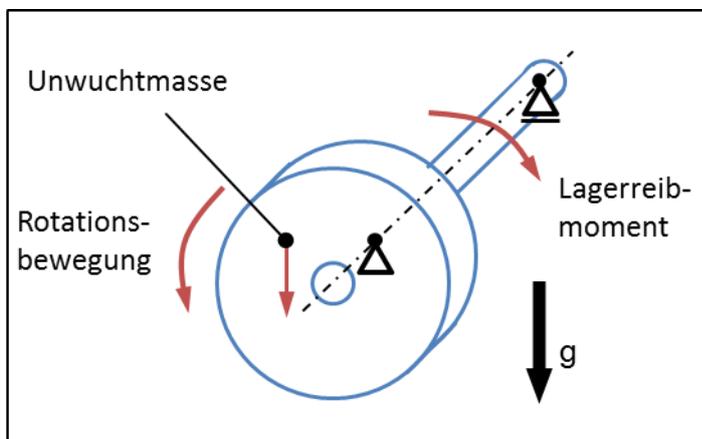


Abbildung 47: Schematische Darstellung des statischen Auswuchtens

Damit der Rotor zufriedenstellend läuft und somit die auftretenden Schwingungen keinen wesentlichen Einfluss auf die weiteren Versuche haben, ist es erforderlich, Auswuchtmassen anzubringen bzw. zu entfernen. In diesem Fall besteht der hauptsächliche Zweck des Auswuchtens darin, die Schwingungen zu begrenzen.

Eine weitere Problematik stellt die Beibehaltung der Wuchtgüte, wie in Kapitel 2.2 beschrieben dar. Hierbei bewirken Effekte wie nichtlineare Steifigkeiten der Bauteile, plastische Verformungen oder Mikroschlupf eine Veränderung der Wuchtgüte in Abhängigkeit der Drehzahl und der Zeit. Der Vorgang des Auswuchtens kann dem Anhang entnommen werden.

6.2. Schwenkversuche

Ziel der Versuchsreihen ist es, die auftretenden Momente sowie Auslenkbewegungen in Abhängigkeit der Rotationsdämpfung bzw. Rotationssteifigkeit der elastischen Anbindung bei unterschiedlichen Auslenkgeschwindigkeit zu erfassen.

Dies erfordert eine Auslenkung des ausgewuchteten Schwungrads aus seiner Ruhelage. Es werden die Ergebnisse unterschiedlicher Anbindungsparameter, wie Steifigkeit oder Dämpfung des Schwungrads, dargestellt. Dabei werden die auftretenden Momente am Flywheel sowie die Auslenkbewegungen der Gummielemente in Abhängigkeit der Zeit zwischen den Rahmen erfasst. Ebenfalls wurde der zeitliche Verlauf des Auslenkwinkels $\varphi(t)$ aufgezeichnet. Durch zeitliche Ableitung kann die Auslenkwinkelgeschwindigkeit ermittelt werden $\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}$. Dies ist erforderlich, da die gyrodynamischen Kräfte die Aktorgeschwindigkeit beeinflussen, wie im anschließenden Kapitel näher beschrieben wird.

6.2.1. Auslenkzyklus

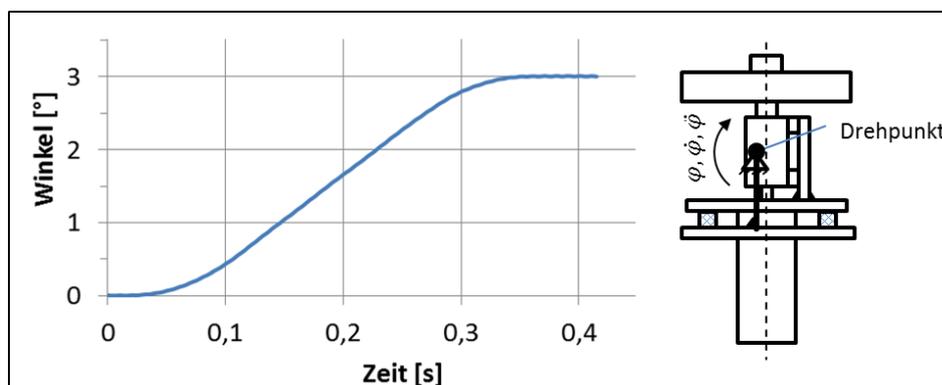


Abbildung 48: Zeitlicher Verlauf des Schwenkwinkels der Auslenkbewegung bei den Ausschwingversuchen

Der Ausschwingversuch stellt den einfachsten Zyklus eines Fahrprofils dar, da hier das Schwungrad einmalig in eine Richtung ausgelenkt wird (Abbildung 48). Nach erfolgter Auslenkung und somit eingebrachter Bewegung kann das Ausschwingverhalten des Systems beurteilt werden. Eine einmalige Auslenkung würde beispielsweise einer Hügfahrt oder einer Auffahrt auf eine Rampe eines Fahrzeugs entsprechen (13). Ebenfalls ist solch ein Zyklus während eines Bremsvorgangs, von der Betätigung der Bremse bis etwa eine Sekunde vor dem Stillstand des Fahrzeugs vorzufinden (12). Abbildung 49 zeigt den zeitlichen Verlauf der Auslenkwinkelgeschwindigkeit bei Stillstand des Schwungrads und bei Rotation des Schwungrads für zwei unterschiedliche Anbindungssteifigkeiten. Bei starrer und elastischer Anbindung hat sich gezeigt, dass die Rotation des Schwungrads einen Einfluss auf den tatsächlichen Verlauf des Schwenkvorgangs hat. Die gyro dynamischen Kräfte beeinflusst, neben der zu beschleunigenden trägen Masse, die Bewegung des Aktors. Im Detail sind dafür der zeitliche Verlauf und der Betrag des Kreiselmoments um die x-Achse verantwortlich. Dieses ist bei Stillstand 0 Nm, bei starrer Anbindung maximal 50 Nm und bei elastischer Anbindung maximal 100 Nm und zeigt einen zyklischen Verlauf mit der Präzessionskreisfrequenz (Abbildung 54 u. Abbildung 60). Da die Präzessionskreisfrequenz bei starrer Anbindung größer als die bei elastischer Anbindung ist und somit öfters das Vorzeichen ändert, zeigt diese mehrmalige Abweichungen in beide Richtungen des zeitlichen Verlaufs der Winkelgeschwindigkeit, im Vergleich zu den Versuch ohne Rotation des Schwungrads. Die betragsmäßig kleineren Abweichungen als bei elastischer Anbindung sind auf das kleinere Kreiselmoment bei starrer Anbindung zurückzuführen. Je nach Orientierung des Moments wird die Bewegung beschleunigt oder abgebremst. Die Abweichung zwischen den Winkelgeschwindigkeiten liegt in einem Bereich von etwa 14%. Eine grafische Darstellung der geometrischen Zusammenhänge des Schwenkvorgangs ist Abbildung 37 zu entnehmen.

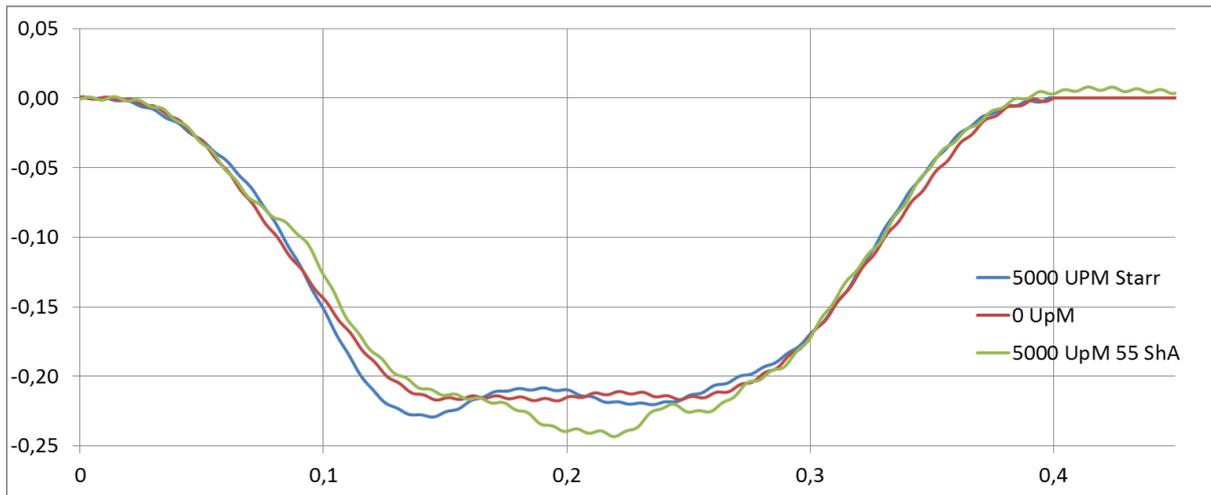


Abbildung 49: Schwenkwinkelgeschwindigkeit mit und ohne Schwungradaddrehung bei elastischer Aufhängung des Systems

6.2.2. Steifigkeit der Anbindung

Um den Einfluss veränderter Anbindungssteifigkeiten und Dämpfungsgrade abbilden zu können, wurden drei unterschiedliche Elastomere gewählt. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, die Dämpfung und die Steifigkeit durch Veränderung des Abstands der Gummifedern zu variieren. Die Herstellerangaben zu den Kennwerten der Elastomere sind in Tabelle 9 dargestellt.

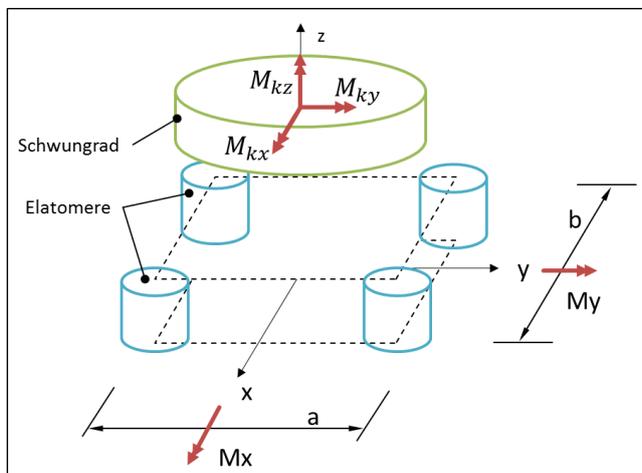
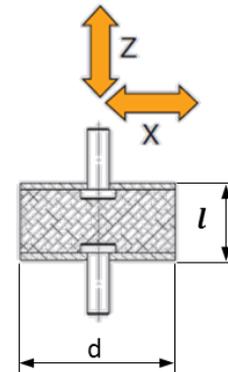


Abbildung 50: Geometrische Darstellung der elastischen Anbindung

Tabelle 9: Herstellerangaben der verwendeten Elastomere (34)

Elastomer	Durchmesser d [mm]	Länge l [mm]	Federsteifigkeit [N/mm]		
			C_x	C_y	C_z
40 ShA	50	45	20	20	104
55 ShA	50	45	35	35	204
65 ShA	50	45	54	54	322

Belastungsrichtungen



6.2.3. Ausschwingversuche

Die nachfolgenden Messdaten wurden für eine Schwungradzahl von 5000 1/min (83,3 Hz) und den in Kapitel 6.2.1 beschriebenen Zyklus für vier unterschiedliche Anbindungen erhoben. Es werden die zeitlichen Verläufe der Momente in x- und y-Richtung und die Relativwinkel zwischen flyweelfestem- und Auslenkrahmen dargestellt. Maxima werden aufgezeigt und auftretende Effekte beschrieben. Die Daten sind mittels Bandpassfilter mit einer unteren Grenzfrequenz von 0 Hz und einer oberen Grenzfrequenz von 100 Hz gefiltert. Eine Interpretation der Verläufe sowie ein Vergleich der unterschiedlichen Anbindungen ist Kapitel 8.1 zu entnehmen.

Elastomere 65 ShA

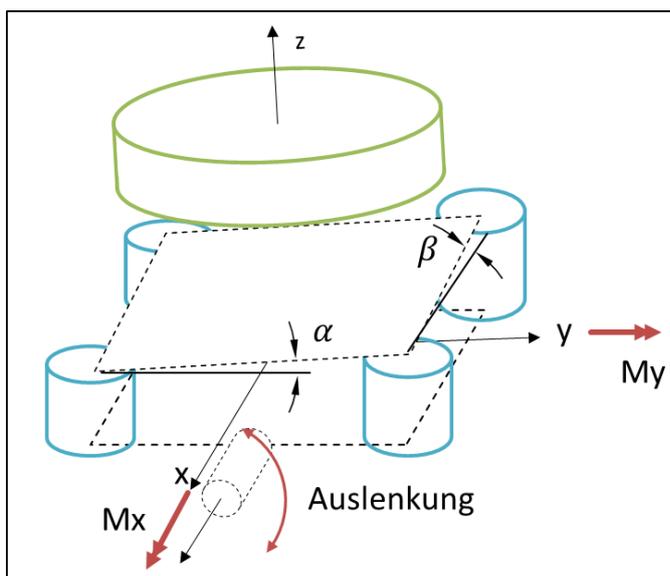


Abbildung 51: Darstellung der Relativwinkel sowie der Kreiselmomente

Abbildung 52 zeigt die Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit den Elastomeren der Härte 65 ShA. Der Elastomerabstand beträgt symmetrisch 310 mm. Der Bereich von 0 bis 0,4 Sekunden kann als Auslenkbereich bezeichnet werden. Dabei wird dem System eine Winkelgeschwindigkeit aufgebracht, wie in Abbildung 49 ersichtlich. Eine grafische Darstellung der geometrischen Zusammenhänge des Schwenkvorgangs ist Abbildung 37 zu entnehmen. Im Auslenkbereich ist das maximale Moment M_y mit 219 Nm nach 0,17 Sekunden zu identifizieren. Ebenfalls tritt hier die betragsmäßig maximale Auslenkung mit $0,292^\circ$, wie in Abbildung 53 ersichtlich, auf.

Der Ausschwingbereich bezeichnet den Zeitraum von Sekunde 0,4 bis 1,5. Die hierbei auftretende Bewegung wird Präzessionsbewegung benannt. Eine Übersicht der bei den unterschiedlichen Elastomeren gemessenen Maximalmomente, Maximalwinkel, Präzessionskreisfrequenzen, Rotionssteifigkeit sowie viskoser Dämpfungskoeffizient kann Tabelle 10 entnommen werden.

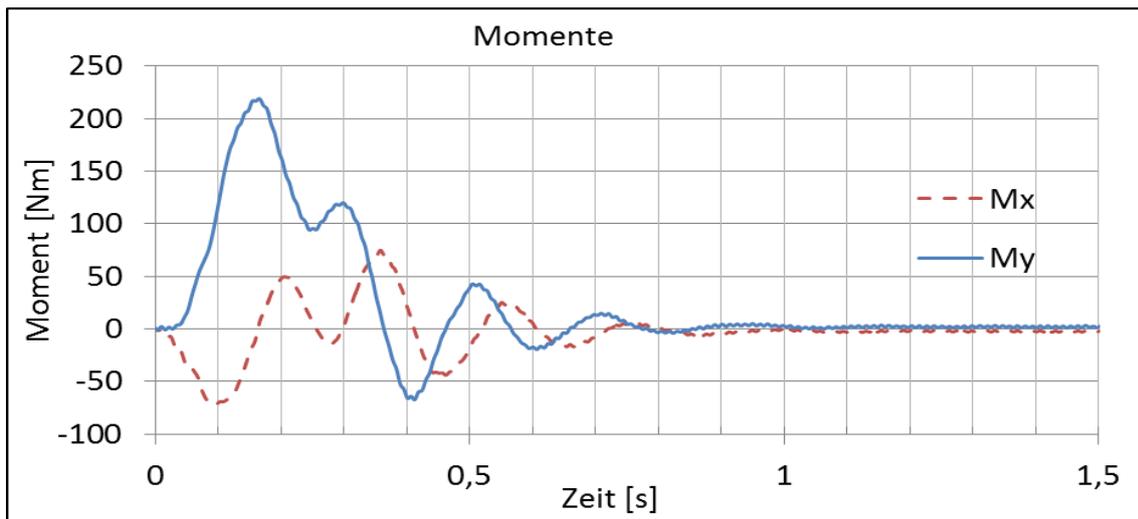


Abbildung 52: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA

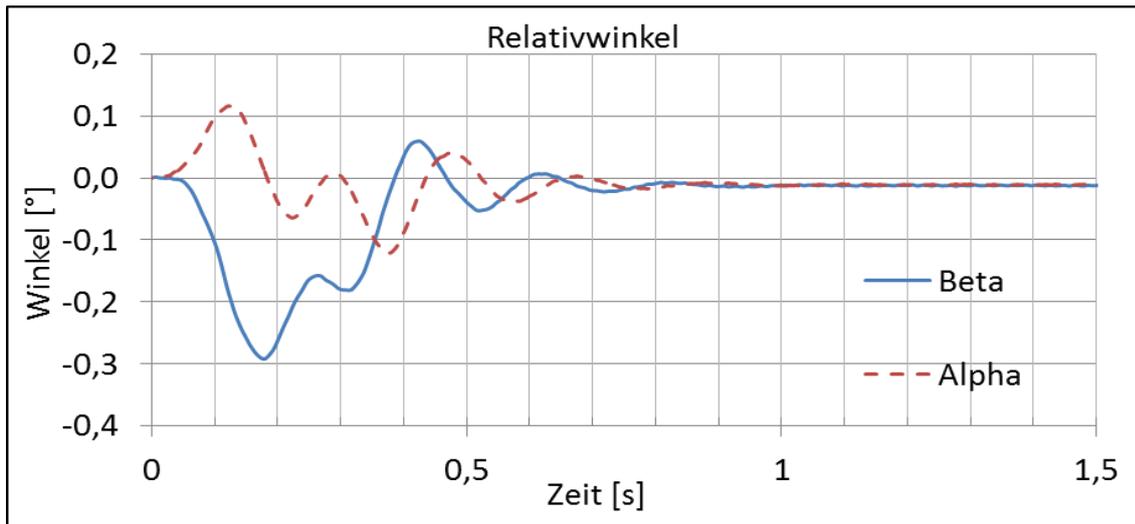


Abbildung 53: Auswertung der Relativwinkel der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA

Elastomere 55 ShA

Abbildung 52 und Abbildung 53 zeigen die Auswertung der Momente sowie der Relativwinkel der Versuchsreihe mit den Elastomeren der Härte 55 ShA. Hier wurde ebenfalls ein symmetrischer Elastomerabstand von 310 mm gewählt. Das maximale Moment M_y bei 0,2 Sekunden ist 242 Nm. Der betragsmäßig maximale Relativwinkel ist $0,64^\circ$.

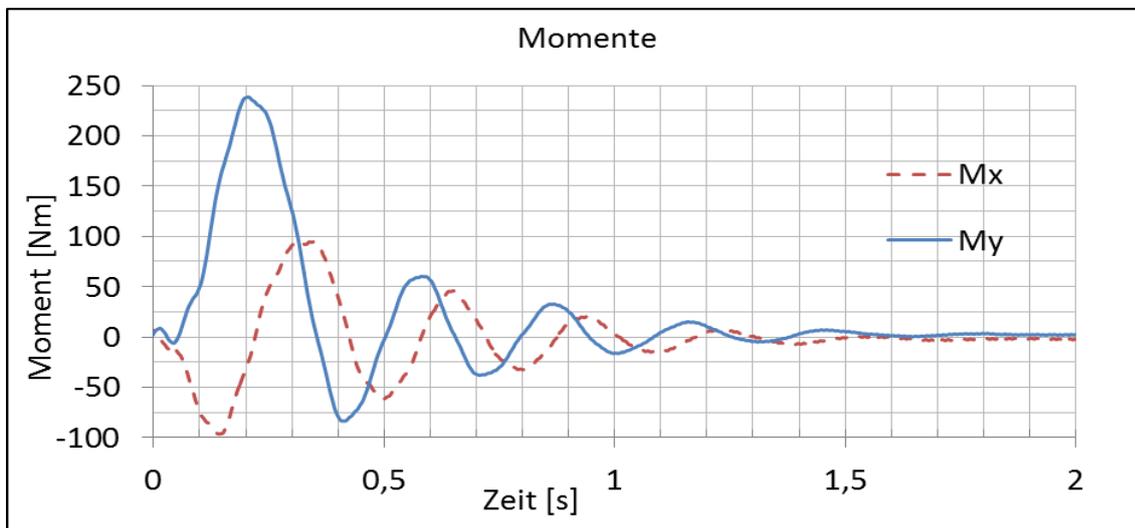


Abbildung 54: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA

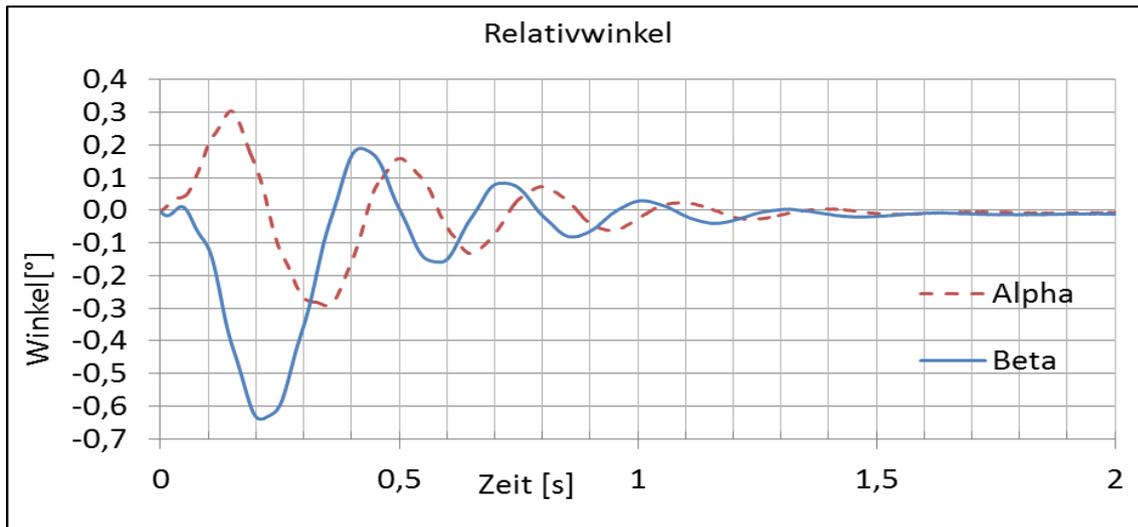


Abbildung 55: Auswertung der Relativwinkel der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA

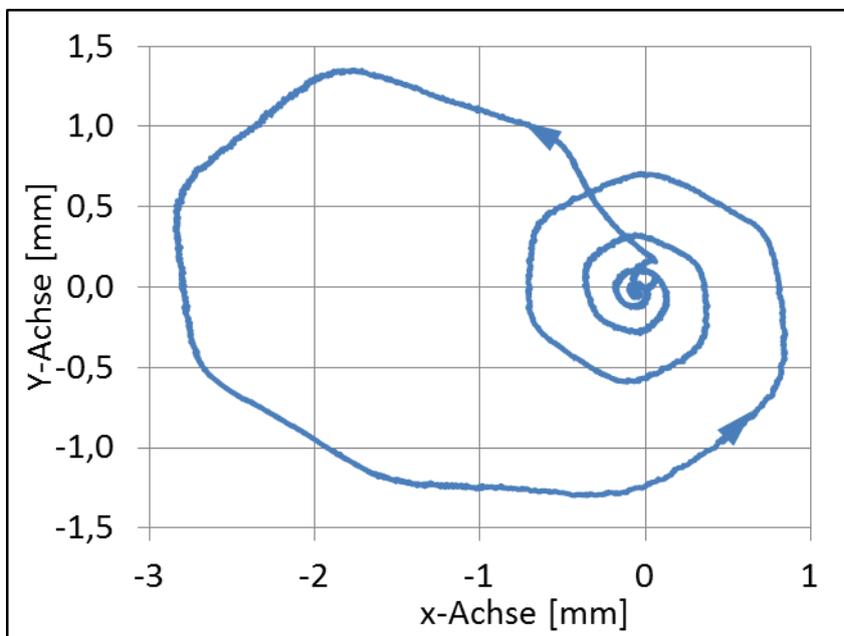


Abbildung 56: Orbit des Schwungradschwerpunkts der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA

Abbildung 56 zeigt die Bewegungen des Schwungradschwerpunkts in der x-y Ebene. Diese berechnen sich zu:

$$x = l \cdot \sin(\beta) , y = l \cdot \sin(\alpha)$$

Abbildung 57 zeigt die Auslenkung des Schwerpunkts. Die Länge l bezeichnet den Abstand zwischen Schwerpunkt des Schwungrads und der virtuellen Drehachse der Aufhängung. Dabei verursacht eine Auslenkung um die x-Achse (Relativwinkel α) eine Bewegung des Schwerpunkts in y-Richtung. Für eine Bewegung des Schwerpunkts in x-Richtung, ist eine Auslenkung um die y-Achse (Relativwinkel β) erforderlich.

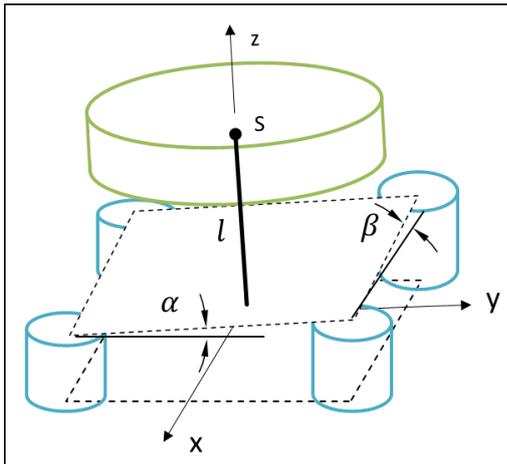


Abbildung 57: Geometrische Darstellung der Auslenkung des Schwerpunkts

Elastomere 40 ShA

Abbildung 54 und Abbildung 55 zeigen die Auswertung der Momente sowie der Relativwinkel der Versuchsreihe mit den Elastomeren der Härte 40 ShA. Auch hier beträgt der Elastomerabstand symmetrisch 310 mm. Das maximale Moment M_y bei 0,25 Sekunden ist 261 Nm. Der maximale betragsmäßige Relativwinkel ist $1,16^\circ$.

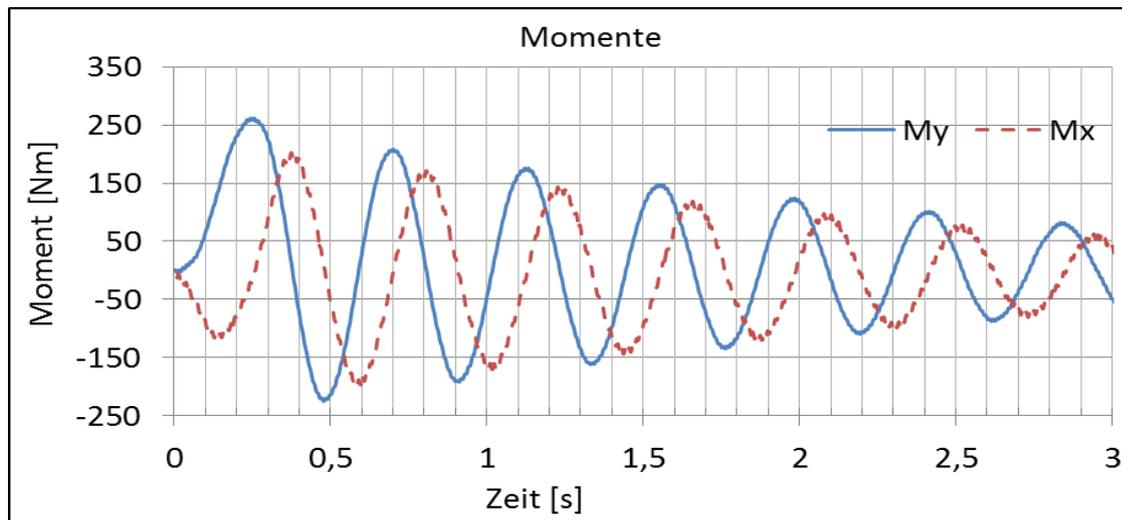


Abbildung 58: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA

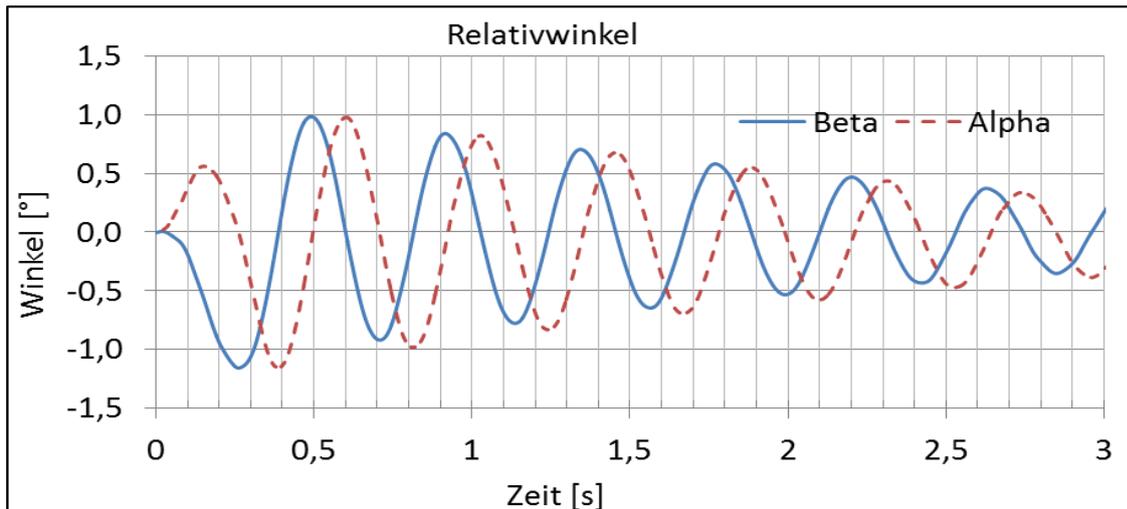


Abbildung 59: Auswertung der Relativwinkel der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA

Starre Anbindung

Dieser Versuch wird statt mit „elastischer“ Anbindung, mit „starrer“ Anbindung durchgeführt. Hierfür wurden die Elastomere gegen Gewindestangen getauscht.

Diese verfügen ebenfalls über eine endliche Steifigkeit, welche jedoch um Größenordnungen höher als jene der Elastomere ist. In diesem Fall ist die Steifigkeit des Gesamtaufbaus für die Versuchsreihe maßgebend. Es sind nur im Auslenkbereich Momente festzustellen.

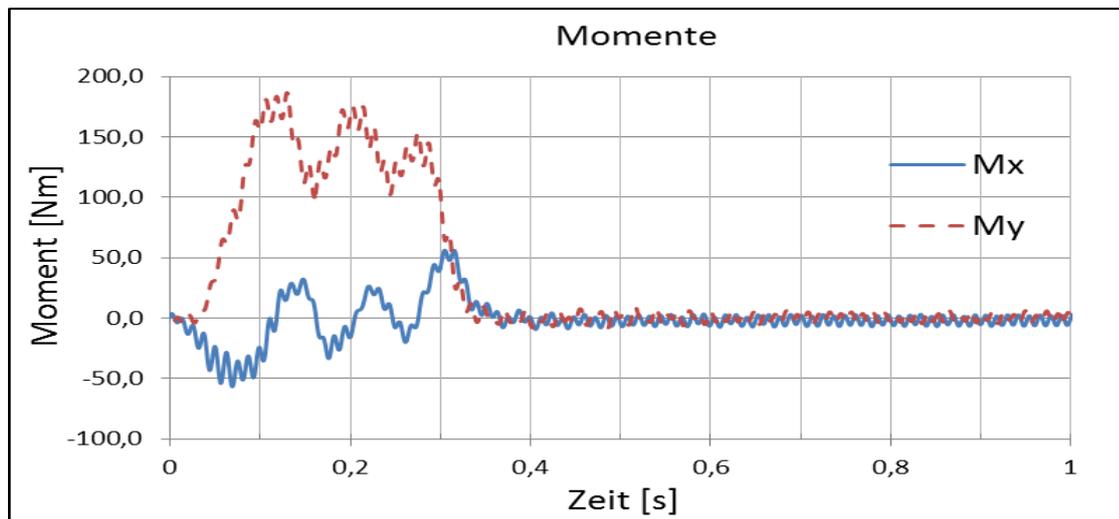


Abbildung 60: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit starrer Anbindung

Tabelle 10: Übersicht der gemessenen Werte

Elastomer	Max. Moment ¹ [Nm]		Max. Relativwinkel ¹ [°]		Winkelgeschw. ω_p [rad/s]	Rot. Steifigkeit c_R^2 [Nm/rad]	Abklingkoeff. δ^3 [1/s]
	M_x	M_y	α	β			
65 ShA	75	219	0,121	0,292	31,4	34.115	4,309
55 ShA	100	242	0,304	0,64	21,12	20.181	1,102
40 ShA	202	261	1,16	1,16	14,7	11.523	0,4292
Starr	56,6	186	-	-	~75	-	-

¹ betragsmäßig maximaler Wert; ² aus den statischen Zugprüfungen berechneter Wert ;
³ Abklingkonstante der Schwingung

6.2.4. Bestimmung des viskosen Abklingkoeffizienten

Als Dämpfung in mechanischen Systemen wird die bei zeitabhängigen Vorgängen stattfindende irreversible Umwandlung mechanischer Energie in andere Energieformen – meist thermische Energie - bezeichnet (35).

Die viskose – als eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung wird in Form des logarithmischen Dekrements Λ , der zeitlich abnehmenden Schwingungsamplitude, wie dies VDI 3830 „Werkstoff und Bauteildämpfung“ Blatt 5 vorsieht, ermittelt. Nachfolgend wird beispielhaft die Ermittlung der Dämpfung für die Elastomere der Härte 40ShA beschrieben. Abbildung 61 zeigt den zeitlichen Verlauf des Schwingungsausschlags. Dieser wurde bei den Ausschwingversuch aufgezeichnet. Hierbei ist A_n^* die Schwingbreite und m die Anzahl der betrachteten Schwingungsspiele. Das logarithmische Dekrement Λ kennzeichnet dabei die Amplitudenabnahme und wird folgendermaßen berechnet:

$$\Lambda = \frac{1}{m} \ln \left(\frac{A_n^*}{A_{n+m}^*} \right) = \frac{1}{3} * \ln \left(\frac{1,9614}{1,1301} \right) = 0,1838$$

Für den Dämpfungsgrad gilt:

$$\vartheta = \frac{\Lambda}{\sqrt{4 * \pi^2 + \Lambda^2}} = 0,02924$$

Die Präzessionskreisfrequenz errechnet sich zu:

$$\omega_p = \frac{2 * \pi * m}{t_{n+m} - t_n} = \frac{2 * \pi * 3}{2,13 - 0,85} = 14,7 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Für kleine Dämpfungsgrade ist die Kreisfrequenz der gedämpften Schwingung gleich der Kreisfrequenz der ungedämpften Schwingung:

$$\omega_p = \omega_0 * \sqrt{1 - \vartheta^2} \approx \omega_0$$

Der dabei verursachte Fehler, für die Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA, ist kleiner als 0,1%. Der Abklingkoeffizient der Rotationsbewegung ist:

$$\delta = \omega_p * \vartheta = 14,7 * 0,02924 = 0,4298 \left[\frac{1}{s} \right]$$

Ein nichtlineares Systemverhalten bei dem das logarithmische Dekrement Λ und damit die Dämpfung von der Schwingbreite A_n^* abhängig ist, $\Lambda = \Lambda(A_n^*)$ ist in Tabelle 11 dargestellt. Dabei ist für jeden Schwingungsausschlag der Abklingkoeffizient dargestellt.

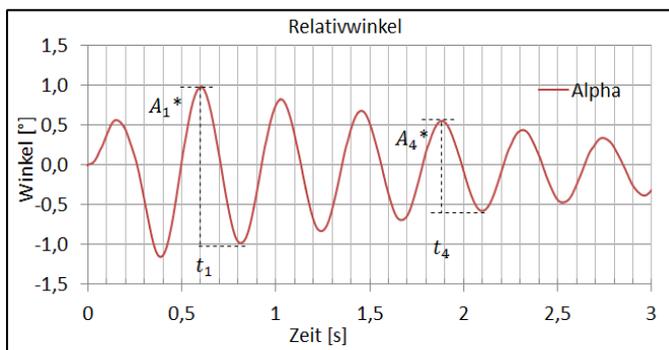


Abbildung 61: Zeitlicher Verlauf des Schwingungsausschlags der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA.

Schwingungsausschlag	Abklingkoeffizient δ	Abweichung ¹ [%]
$A_1^* \rightarrow A_2^*$	0,3972	8,2
$A_2^* \rightarrow A_3^*$	0,4392	-2,1
$A_3^* \rightarrow A_4^*$	0,4529	-5,1
$A_4^* \rightarrow A_5^*$	0,5101	-15,7
$A_5^* \rightarrow A_6^*$	0,5316	-19,2

¹ Abweichung zu dem über 4 Schwingungen gemittelten Wert $\delta_m = 0,42924$

Tabelle 11: Abweichung der Dämpfung zu einem nichtlinearen Systemverhalten.

Ein nichtlinearer Einfluss kann als gering bewertet werden. Die Annahme wird durch die Darstellung in Abbildung 62 bekräftigt. Dabei wird einerseits die Messung des Relativwinkels Beta und andererseits der zeitliche Verlauf einer Schwingung mit konstanter Kreisfrequenz und konstanter Abklingkonstante dargestellt. Als Kreisfrequenz ist die Präzessionskreisfrequenz der Messung und als Dämpfung die zuvor über vier Schwingungen gemittelte viskose Abklingkonstante gewählt. Die Abweichungen zwischen den Messwerten und der berechneten Schwingung ist gering, so dass ein konstantes Systemverhalten (Steifigkeit und Dämpfung) eine gute Näherung an das reale System darstellt. Die Gleichung der Schwingung ist:

$$\beta_{ber} = A * \sin(\omega_p * t + \varphi_0) * e^{-\delta t}$$

Als Amplitude A wurde der Relativwinkel bei 0,21 Sekunden herangezogen. φ_0 bezeichnet die Phasenverschiebung. Die Abweichung der beiden Kurven zwischen 0 und 0,4 Sekunden ist auf den Auslenkvorgang des Schwungrads zurückzuführen.

Erst nach dessen Ende kann das System frei ausschlagen und es gelten die angeführten Zusammenhänge.

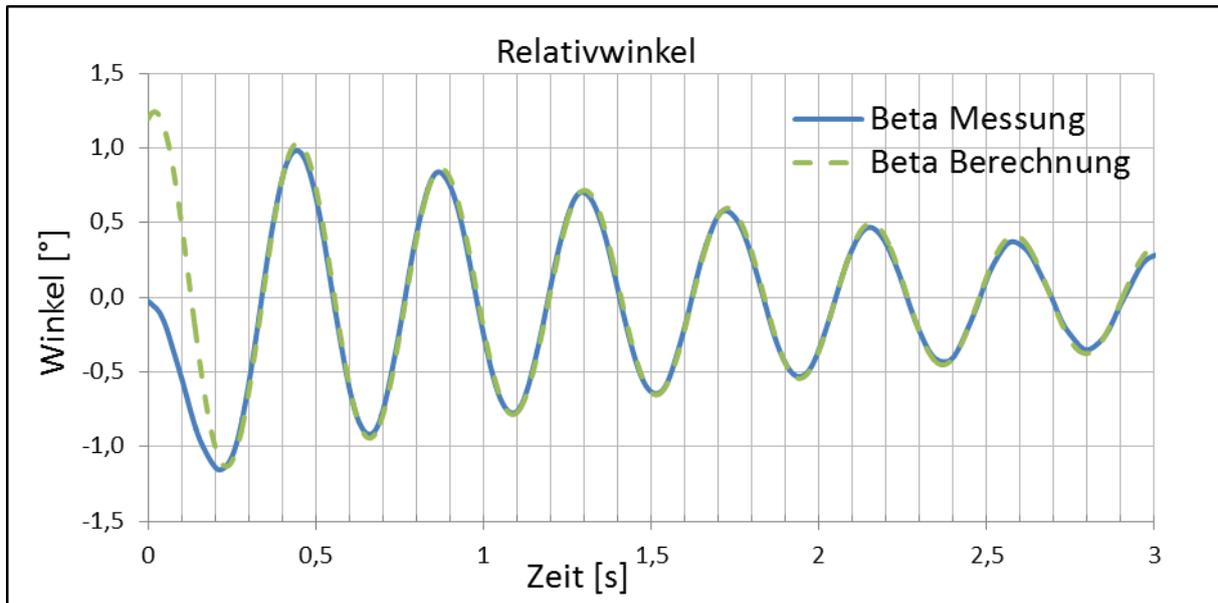


Abbildung 62: Abweichungen der Messung zu einer Schwingung mit konstanter Kreisfrequenz und konstanter Abklingkonstante

6.2.5. Ermittlung des Dämpfungskoeffizienten der Rotationsbewegung für die Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA

Um die Aussagefähigkeit einer numerischen Berechnung zu verbessern, wurde der Dämpfungskoeffizient der Rotationsbewegung ermittelt. Im Speziellen sind die Werte bei der in den Versuchsreihen gemessenen Präzessionsfrequenz und der Auslenkungen von Interesse. Da jedoch die Ausschwingfrequenz ohne Rotation des Schwungrads deutlich größer als die gemessene Präzessionsfrequenz ist, wurde das Massenträgheitsmoment so weit erhöht, bis ein vergleichbarer Wert resultiert. Dies geschieht durch das Anbringen von Zusatzmassen (Abbildung 63).

$$\omega_{Ausschwing} = \sqrt{\frac{c_R}{J}} = 21,13 \frac{1}{s} \quad (19)$$

Dabei ist die Rotationssteifigkeit $c_R = 20181 \text{ Nm/rad}$ und das Massenträgheitsmoment ist $J = 45,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

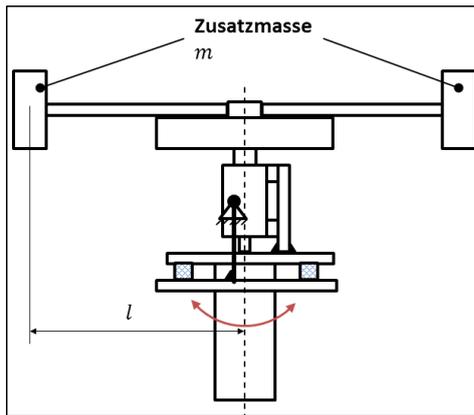


Abbildung 63: Anbringung von Zusatzmassen zur Erhöhung des Massenträgheitsmoments

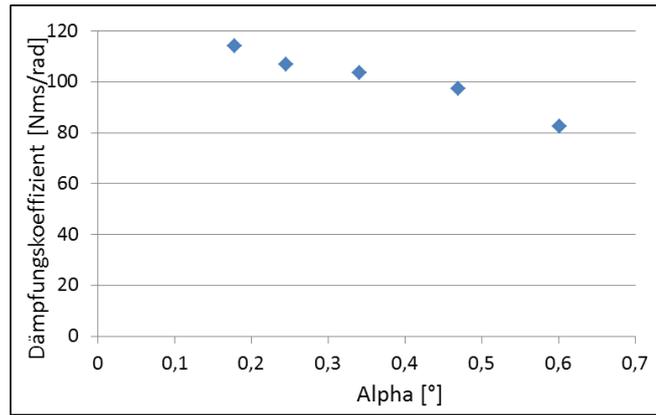


Abbildung 64: Darstellung des Dämpfungskoeffizient in Abhängigkeit des Auslenkwinkels Alpha bei einer Winkelfrequenz von 21,13 rad/s

Die Bestimmung der Abklingkonstante δ wird mittels Messung der Abnahme der Schwingbreite des Winkels Alpha wie in 6.2.4 beschrieben durchgeführt (Abbildung 65). Der Dämpfungskoeffizient d_R ist:

$$d_R = 2 \cdot J \cdot \delta$$

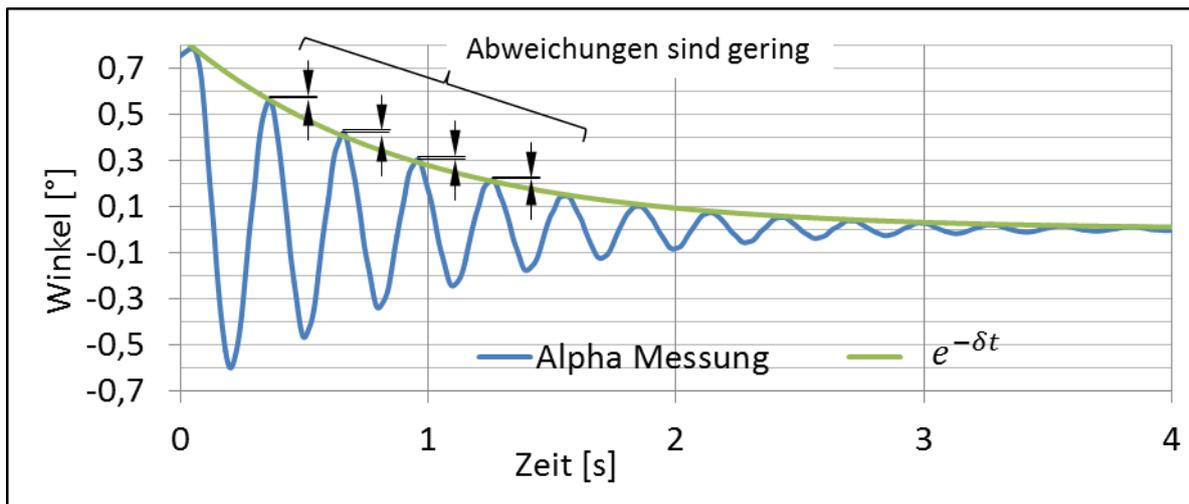


Abbildung 65: Auswertung des Ausschwingvorgangs mit Zusatzmasse ohne Rotation des Schwungrads

Die ermittelten Dämpfungskoeffizienten der Rotationsbewegung sind in Abhängigkeit der Auslenkung in Abbildung 64 dargestellt. Dabei ist eine Zunahme des Dämpfungskoeffizienten bei Abnahme des Auslenkwinkels festzustellen. Dass dieser Einfluss gering ist, zeigt Abbildung 65 da eine konstante Abklingkonstante nur geringe Abweichungen der Amplituden bewirkt ($\delta = 1,102$).

6.2.6. Ermittlung der Zug-, Drucksteifigkeit der Elastomerelemente der Härte 55 ShA

Neben den Dämpfungskennwerten, wurden die statischen Steifigkeiten der Elastomere der Härte 55 ShA näher untersucht. Die statischen Werte, also ohne Geschwindigkeitseinfluss, stellen zwar nur eine Näherung der tatsächlichen Steifigkeiten dar, sind jedoch mit einfacheren Mitteln zu bestimmen. Dafür wurde eine am Institut vorhandene hydraulische Presse mit Kraftaufnehmer und berührungsloser Wegmessung ausgestattet. Die Steifigkeit lässt sich mittels Kraftbelastung F und Verformungsmessung s bestimmen.

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta s}$$

Abbildung 66 zeigt die für drei Proben gemittelten Steifigkeiten. Diese zeigen eine nahezu konstante Kennlinie im Druckbereich und eine degressive im Zugbereich. Da eine gewichtsbedingte Druckbelastung von etwa 300 N und eine Betriebslast von ± 350 N vorliegt, kann von einem konstanten Zusammenhang zwischen Federsteifigkeit und Belastung ausgegangen werden. Die zulässige Maximalkraft der Elastomere dieses Typs ist 1300 N (34). Für die numerische Berechnung wird eine konstante Steifigkeit von 210 N/mm angenommen. Die rotatorische Steifigkeit um die y- und x- Achse, bei einem Abstand l der vier im Quadrat angeordneten Elastomere der Aufhängung lautet somit:

$$c_{Rx} = c_{Ry} = l^2 * c = ,31^2 * 210.000 = 20.181 \left[\frac{Nm}{rad} \right]$$

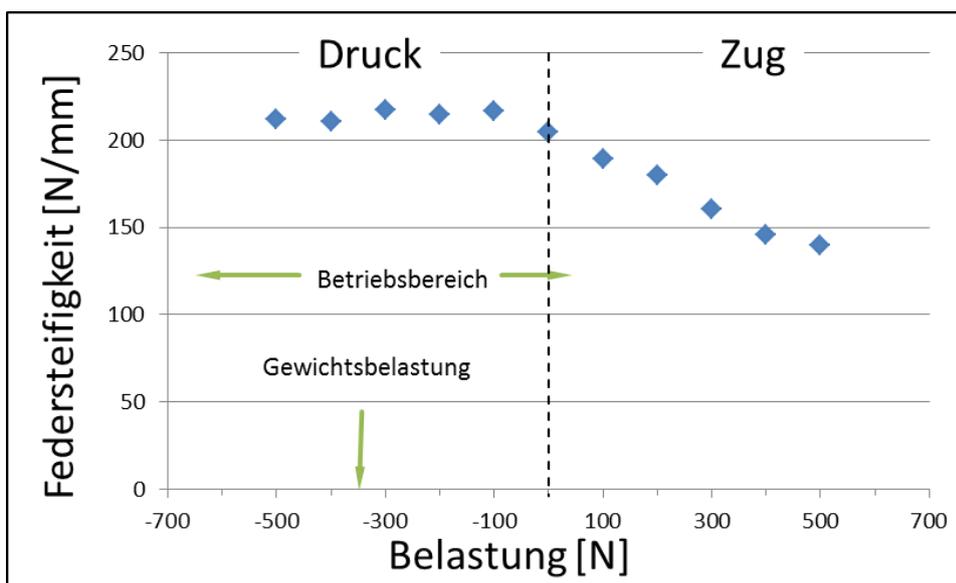


Abbildung 66: Federsteifigkeit in Abhängigkeit der Belastung der Elastomere der Härte 55ShA

7. Numerische Mehrkörpersimulation des Prüfstands

Bei der technischen Entwicklung von mechanischen Systemen sind rechnergestützte Entwurfs- und Analysemethoden heutzutage nicht mehr wegzudenken. Diese ermöglichen eine Verkürzung des Entwicklungsprozesses und kostspielige Versuchsreihen können somit teilweise ersetzt werden. Dabei spielt die Untersuchung des dynamischen Verhaltens eine wesentliche Rolle. Das Resultat sind Aussagen über die Wechselwirkungen zwischen Kräften und Bewegungen. Ein an die jeweilige Aufgabenstellung angepasstes physikalisches Ersatzmodell des realen Systems ist erforderlich. Die Modellbildung soll dem Grundsatz folgen: *So komplex wie nötig, so einfach wie möglich* (36).

Die Simulation der elastischen Aufhängung des Schwungrads soll Aussagen über das Verhalten unterschiedlicher Anbindungen ermöglichen. Dabei können die Eingangsgrößen einer Simulation in einem großen Bereich geändert werden. Die Berechnung erfordert wenig Zeit. Anders ist dies bei empirischen Versuchen, welche teuer und zeitaufwändig sind. Eine Variation der Eingangsgrößen ist dabei nur in einem gewissen Bereich möglich. Die numerische Berechnung erfordert allerdings eine Verifikation. Nachfolgend wird unter Verwendung von Adams (MSC-Software) das erstellte Ersatzmodell simuliert und Ergebnisse werden dargestellt.

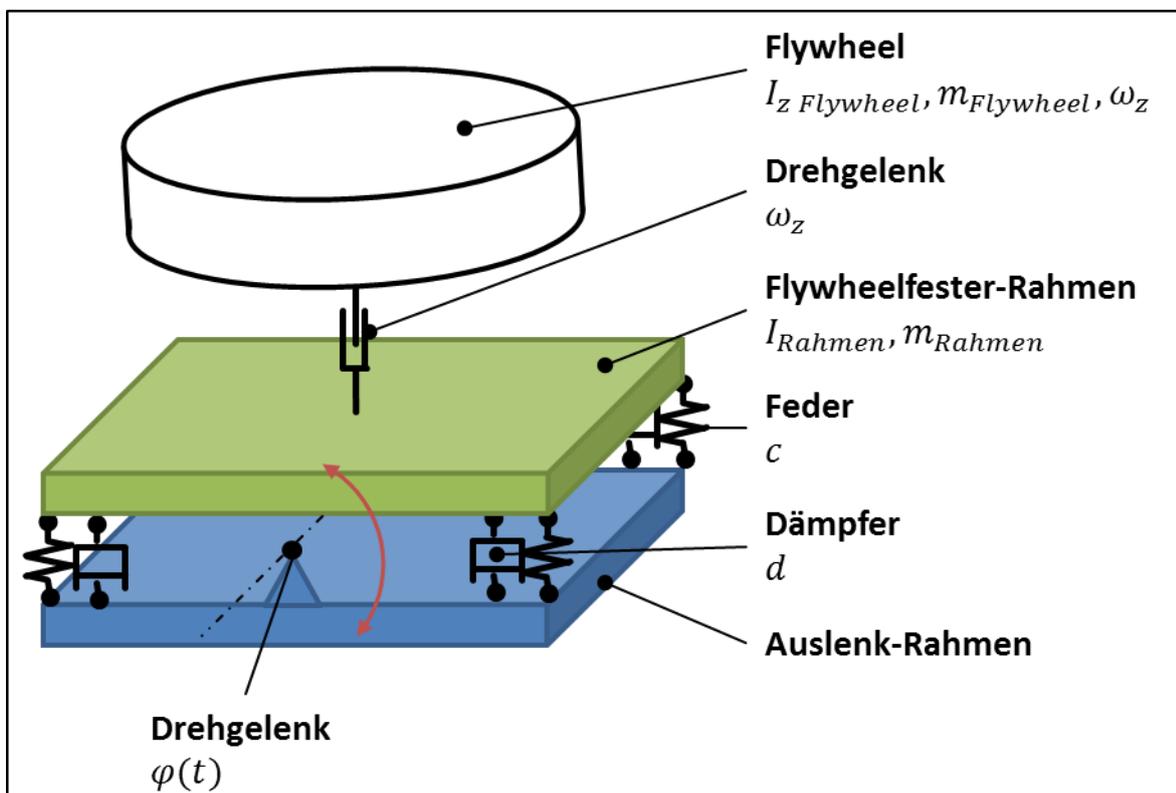


Abbildung 67: Ersatzmodell des Prüfstands für die numerische Berechnung

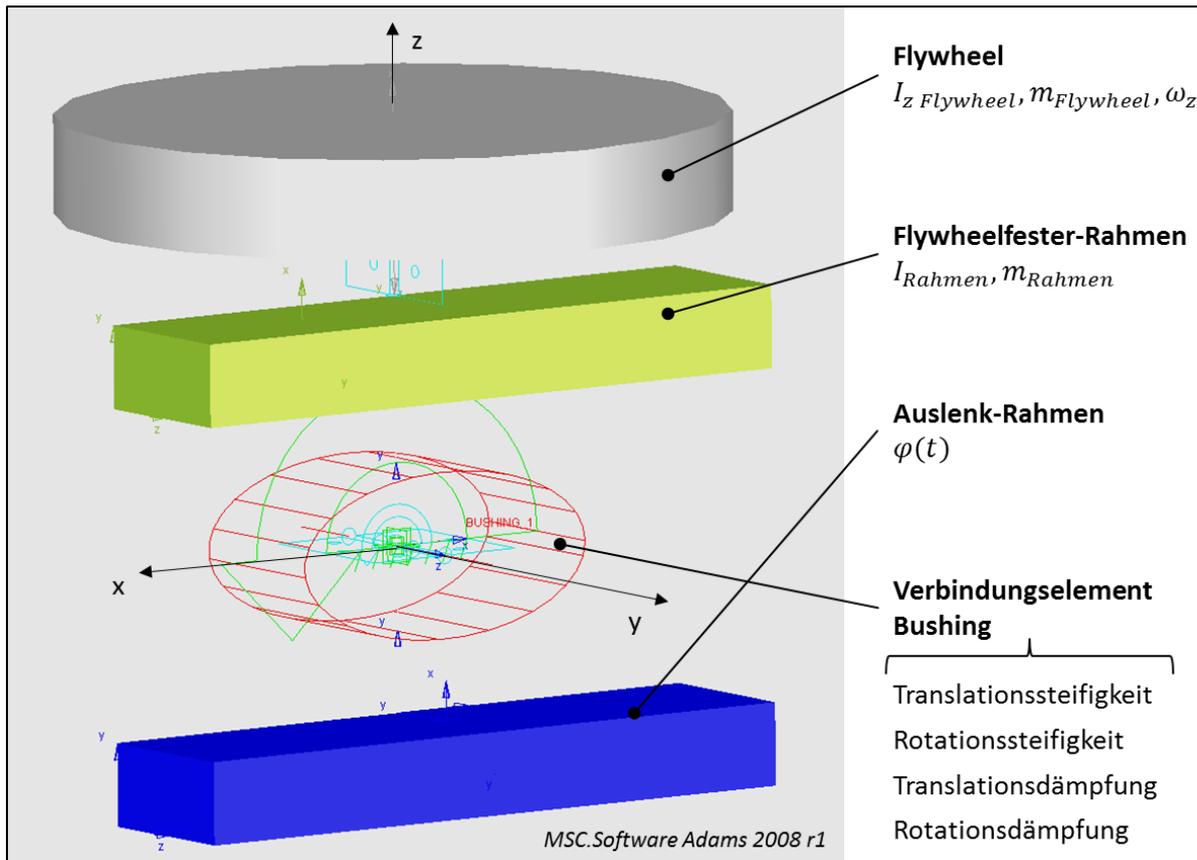


Abbildung 68: Adams Berechnungsmodell

Für die numerische Berechnung werden folgende drei Körper erstellt:

- Das Schwungrad mit Massenträgheitsmoment, Drehzahl und Masse.
- Der flyweheelfeste Rahmen, mit Masse und Massenträgheitsmoment
- Der Auslenk-Rahmen ohne Masse

Als Koppellement wird zwischen Flywheel und flyweheelfestem Rahmen ein Drehgelenk verwendet. Diesem Drehgelenk wird die Schwungrad Drehzahl zugewiesen. Die Verbindung zwischen Auslenkrahen und flyweheelfestem Rahmen erfolgt unter Verwendung eines Bushing-Elements welches zwei Körper mittels elastischer und viskoser Kräfte und Momente verbindet. Diesem Element werden Dämpfungen und Steifigkeiten zugeordnet. Im Detail sind dies 3 Translationssteifigkeiten, 3 Translationsdämpfungen, 3 Rotationssteifigkeiten sowie 3 Rotationsdämpfungen. Somit können die Eigenschaften der elastischen Aufhängung auf dieses Element zusammengefasst werden. Der Auslenkrahen ist mittels Drehgelenk an die Umgebung angebunden. Diesem Drehgelenk wird der Auslenkzyklus wie er in Kapitel 6.2.1 beschrieben ist, zugewiesen. Somit bewegt sich der Auslenk-Rahmen in der Simulation so, wie dies bei den Versuchsreihen gemessen wurde.

Tabelle 12: Werte für die numerische Berechnung

Werte für die Berechnung	
$I_z \text{ Flywheel}$	1,18 [kg·m ²]
$I_{xy} \text{ Flywheel}$	4,6 [kg·m ²]
m_{Flywheel}	58 [kg]
ω_z	523 [Rad/s]
$I_{xy} \text{ Rahmen}$	2,5 [kg·m ²]
m_{Rahmen}	65 [kg]

7.1. Simulation unter Verwendung der empirisch bestimmten Kennwerte

Die Ergebnisse der durchgeführten Simulation wurden unter Verwendung der empirisch bestimmten Kennwerte erstellt. Das sind zum einen die Steifigkeit der Elastomere, und zum anderen die Dämpfungswerte (Tabelle 13). Die Bestimmung der Steifigkeiten ist in Kapitel 6.2.6 und die Bestimmung der Dämpfung in Kapitel 6.2.4 beschrieben. Eine Interpretation der zeitlichen Verläufe sowie ein Vergleich zwischen numerischer Simulation und den Prüfstandversuchen wird in Kapitel 8.3 vorgenommen.

Tabelle 13: Werte für die Simulation mit den empirisch bestimmten Kennwerten

Werte für die Berechnung							
Linear-Steifigkeiten [N/mm]		Rotations-Steifigkeiten [Nm/rad]		Linear-dämpfungen [N*s/mm]		Rotations-dämpfungen [Nm*s/rad]	
c_x	140	c_{Rx}	20.181	d_x	4480	d_{Rx}	100
c_y	140	c_{Ry}	20.181	d_y	4480	d_{Ry}	100
c_z	880	c_{Rz}	6727	d_z	4480	d_{Dz}	215

Abbildung 69 und Abbildung 70 zeigen die Auswertungen der Momente sowie der Relativwinkel der Simulation mit den Elastomeren der Härte 55 ShA. Das maximale Moment M_y bei 0,21 Sekunden ist 214 Nm. Der betragsmäßig maximale Relativwinkel ist 0,64°.

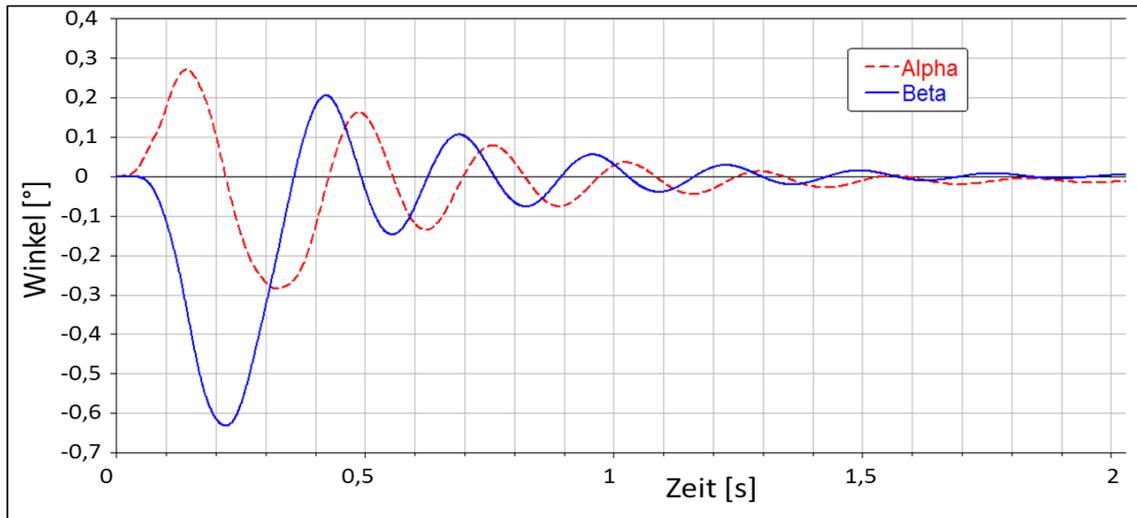


Abbildung 69: Auswertung der Relativwinkel der Simulation mit Elastomeren der Härte 55 ShA

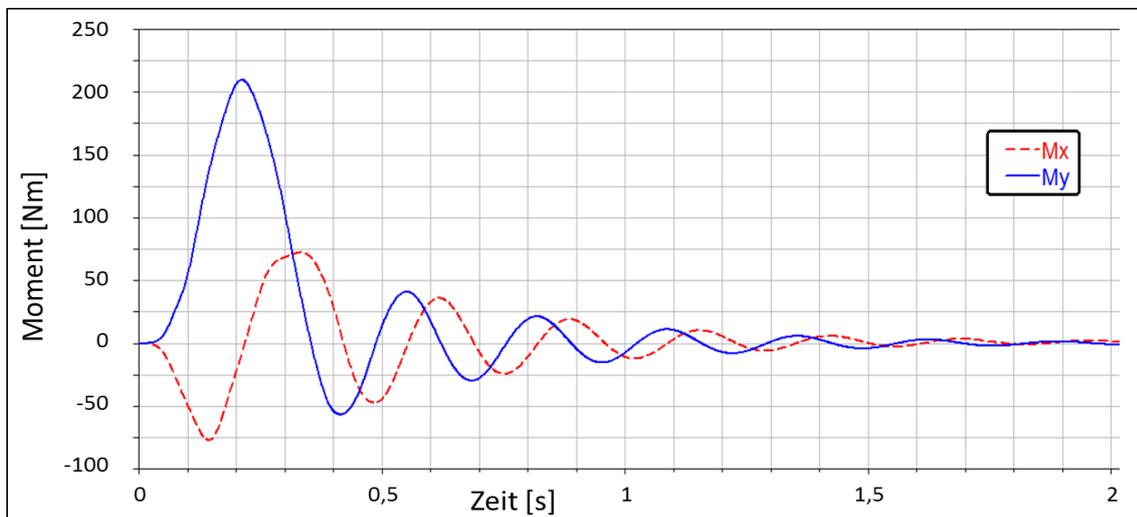


Abbildung 70: Auswertung der Momente der Simulation mit Elastomeren der Härte 55 ShA

7.2. Simulation einer Einflussuntersuchung

Nachfolgend wird eine Variation der rotatorischen Steifigkeit, wobei die restlichen Eingangsgrößen der Berechnung unverändert bleiben, vorgenommen. Von Interesse ist dabei die Änderung des auftretenden Maximalmoments bei geänderter Anbindungssteifigkeit. Des Weiteren werden diese Verläufe für drei unterschiedliche Dämpfungskoeffizienten der Rotationsbewegung bestimmt (Abbildung 71). Die Superposition aus Auslenkwinkelgeschwindigkeit durch den Zyklus und die Relativwinkelgeschwindigkeit α bewirken dabei das maximale Moment. Unabhängig von der Dämpfung zeigt sich bei allen Verläufen ein Maximum bei einer Steifigkeit von etwa 17.000 Nm/rad. In diesem Fall ist die Überlagerung der Winkelgeschwindigkeiten, welche für das Moment verantwortlich sind, maximal

(Abbildung 72). Wird die Steifigkeit erhöht, ergeben sich kleinere Winkelgeschwindigkeiten, da der Relativwinkel und somit die Relativwinkelgeschwindigkeit kleiner ist. Wird die Steifigkeit verringert, treten zwar größere Relativwinkelgeschwindigkeiten auf, jedoch erst nach erfolgter Auslenkung und die Überlagerung bewirkt somit keine Vergrößerung der Winkelgeschwindigkeit. Dieser Effekt ist abhängig vom Zyklus der Auslenkung. Es kann jedoch die Aussage getroffen werden, dass Steifigkeiten in einer gewissen Größenordnung (in diesem speziellen Fall 12.000 Nm/rad) zur Erhöhung der auftretenden Momente führen. Bestätigt wird dies durch in der Praxis verwendete Aufhängungen von Schwungradspeichern (Kapitel 2.8). Diese sind entweder kardanisch mit sehr geringer Steifigkeit (904 Nm/rad (27)) oder sehr hart durch Elastomere (Porsche 911 GT3 Hybrid (28)) mit dem umliegenden System verbunden.

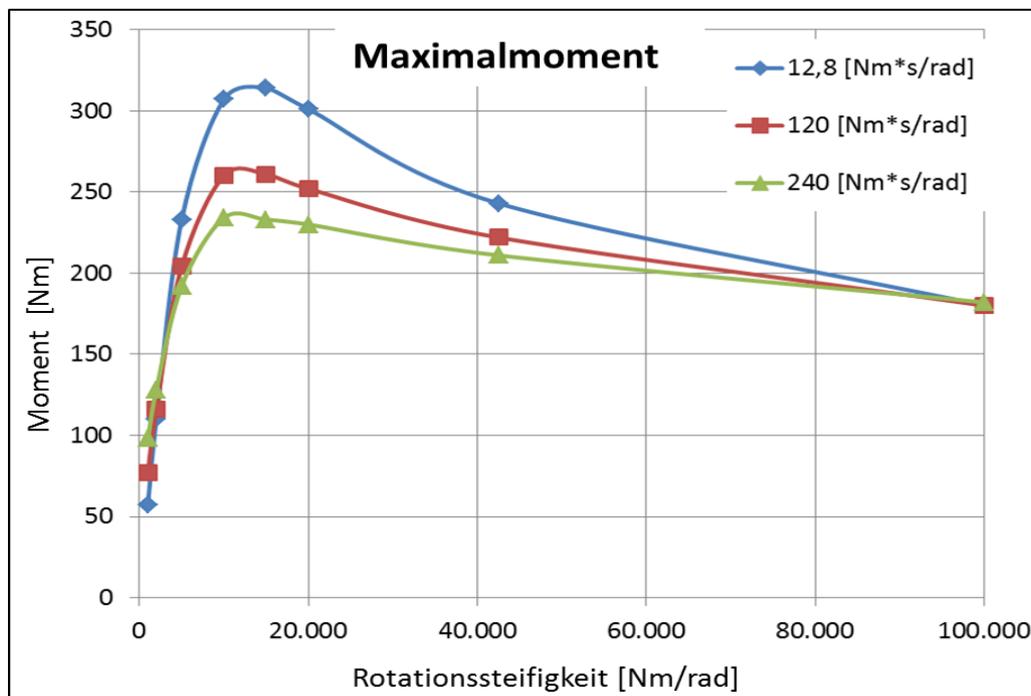


Abbildung 71: Darstellung des Maximalmoments in Abhängigkeit der Rotationssteifigkeit

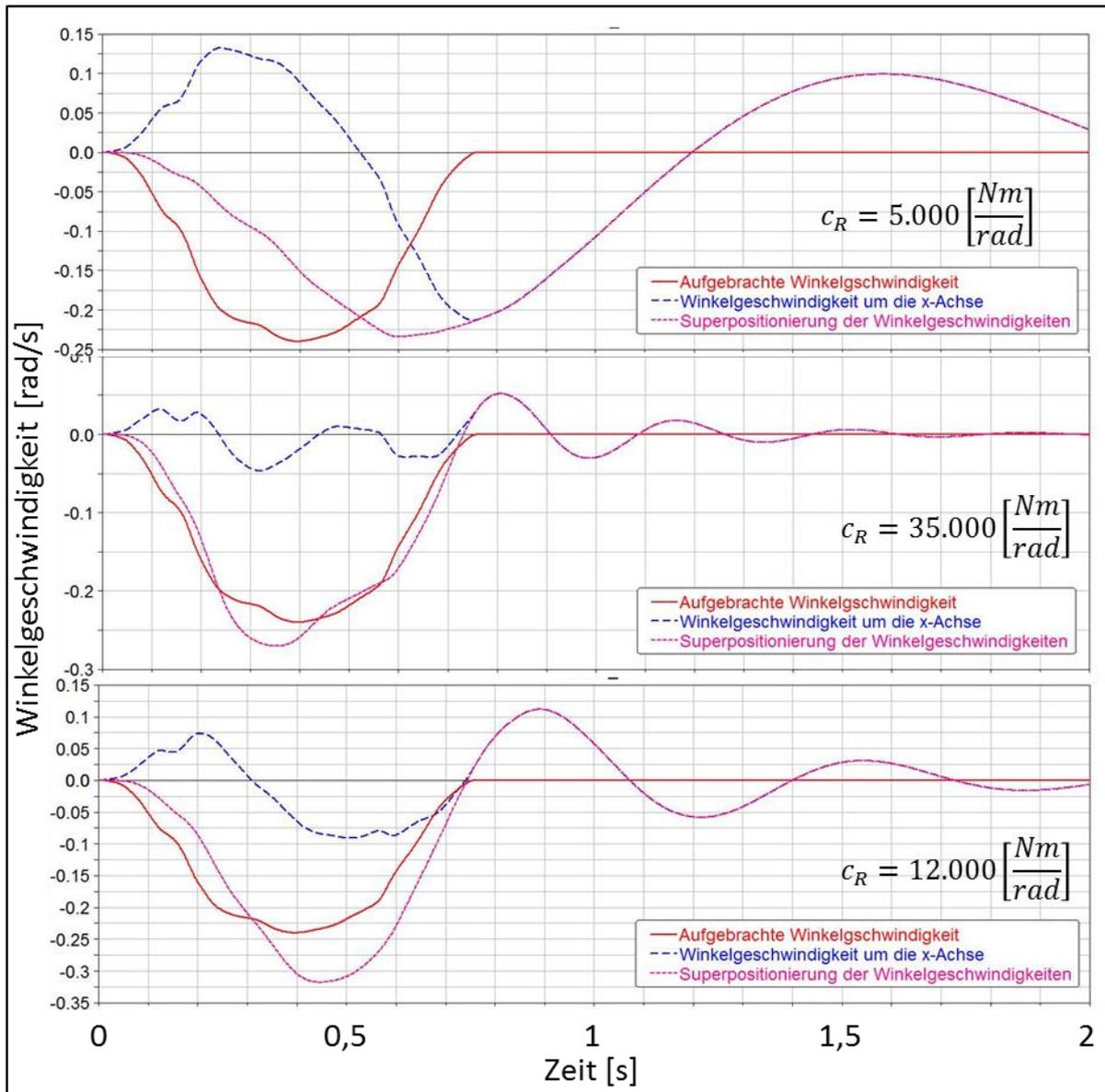


Abbildung 72: Numerisch berechneter zeitlicher Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten für unterschiedliche Rotationssteifigkeiten mit Elastomeren der Härte 55 ShA

8. Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

Die zuvor dargestellten Ergebnisse der Prüfstandversuche werden nun ausgewertet und interpretiert. Dabei auftretende Unterschiede der zeitlichen Verläufe der Momente und der Relativwinkel werden diskutiert und anschließend mit einer analytischen sowie numerischen Berechnung verglichen. Es wird dargestellt, welche Fragestellungen bereits mit einer analytischen Berechnung beantwortet werden können und welche eine numerischer Berechnung erfordern. Des weiteren wird die Aussagefähigkeit einer numerischen Berechnung untersucht. Die dabei auftretenden Abweichungen werden aufgezeigt.

8.1. Auswertung der Prüfstandversuche

Bei Betrachtung des zeitlichen Verlaufs des Moments der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA (Abbildung 52) ist ersichtlich, dass sich das maximale Moment M_y bei 0,17 Sekunden ergibt, obwohl die maximal aufgebrachte Winkelgeschwindigkeit bei 0,21 Sekunden auftritt, wie in Abbildung 49 ersichtlich.

Gemäß der Näherungsformel müsste hier das maximale Moment liegen. Dass dies nicht der Fall ist, liegt an der Präzessionsbewegung des Schwungrads. Die aufgebrachte Auslenkung um die x-Achse verursacht ein Moment M_y um die y-Achse, was wiederum zu einer Auslenkung um die y-Achse führt. Dies bewirkt eine Präzessionsbewegung des Schwungrads. Die Präzessionsbewegung und die aufgebrachte Winkelauslenkung überlagern sich. Nun besteht die Möglichkeit, dass beide gleich gerichtet sind, wie es bei Sekunde 0,17 der Fall ist. Das Resultat ist ein Maximum des Moments. Wenn diese entgegengesetzt sind, tritt ein lokales Minimum auf, wie dies bei Sekunde 0,25 der Fall ist.

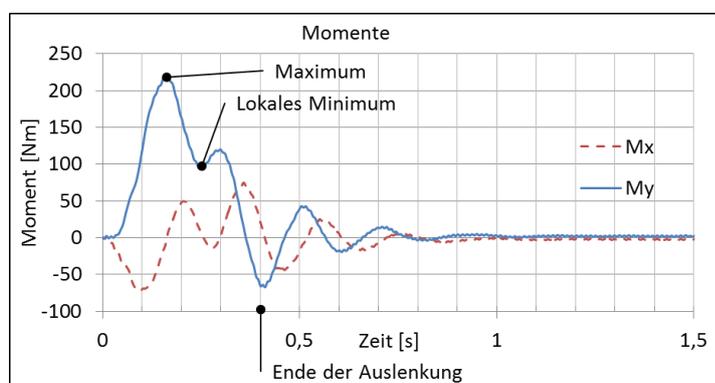


Abbildung 73: Darstellung spezieller Punkte des zeitlichen Verlaufs der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA

Ab einer Zeit von 0,4 Sekunden ist der Zyklus der aufgetragenen Winkelgeschwindigkeit vorbei und das Schwungrad schwingt aus. Die dabei auftretenden Momente werden rein durch die Präzession verursacht. Es ist zu beobachten, dass bei maximaler Relativwinkelgeschwindigkeit - also größter Steigung des zeitlichen Verlaufs des Relativwinkels - das Moment in einer 90° Winkellage maximal ist. So ist beispielsweise bei der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA (Abbildung 58 und Abbildung 59) zum Zeitpunkt 0,79 der Winkel β gleich null, jedoch das Moment M_x betragsmäßig maximal.

Die Abnahme der Amplitude der Schwingung ist auf die Dämpfung der Elastomere zurückzuführen, welche mechanische Energie in Wärme umwandeln. Eine Ermittlung dieser wird beispielhaft in Kapitel 6.2.4 durchgeführt. Die geringste Ausschwingzeit ist bei der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA festzustellen. Der Grund dafür ist, dass einerseits die Amplitude der Auslenkung am geringsten und andererseits die Dämpfung der Elastomere am größten ist (Tabelle 10).

Die Präzessionskreisfrequenz ist abhängig von der Steifigkeit der Anbindung, wie der Vergleich zwischen den Versuchsreihen mit unterschiedlichen Elastomeren zeigt. Beträgt bei der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA (Abbildung 52) die Präzessionskreisfrequenz 31,4 rad/s, so sind es bei der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA (Abbildung 58) nur mehr 20,9 rad/s. Wird die Rotationssteifigkeit weiter verringert, wie dies bei der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA der Fall ist, beträgt die Präzessionskreisfrequenz nur mehr 14,7 rad/s. Ein analytischer Zusammenhang ist in Kapitel 8.2 beschrieben. Werden hingegen die Elastomere gegen Gewindestangen getauscht, beträgt diese etwa 75 rad/s. Hierbei ist die Steifigkeit des Gesamtaufbaus maßgebend. Eine Untersuchung der Präzessionskreisfrequenz in Abhängigkeit der Amplitude für die Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA zeigt, dass ein Einfluss nicht festzustellen ist. Die Schwankungen der Präzessionsfrequenz liegen in einem Bereich von etwa $\pm 4\%$. Dies ermöglicht die Schlussfolgerung, dass die Steifigkeiten der Elastomere für die in diesem Versuch auftretenden Auslenkungen in guter Näherung als konstant betrachtet werden können. Die durchgeführte Ermittlung der statischen Steifigkeitskennwerte der Elastomere (Kapitel 6.2.6) bestätigt diese Annahme.

Nun stellt sich die Frage, weshalb das Maximalmoment bei Anbindung mit geringerer Rotationssteifigkeit größer ist. Dies liegt an der größeren Amplitude des Relativwinkels und somit größeren Amplitude der Präzessionsbewegung. Die dabei

auftretenden Momente sind proportional zur Relativwinkelgeschwindigkeit. Somit ist nach erster Betrachtung eine Verringerung der gyrodynamischen Momente durch „weichere“ Anbindung des Schwungrads nicht möglich. Dass dies doch möglich ist, wird mittels numerischer Berechnung in Kapitel 7.2 gezeigt. Dazu muss die Rotationsteifigkeit noch weiter verringert werden. Dies ist mittels kardanischer Aufhängung möglich.

Es ist bei den durchgeführten Versuchsreihen zwar nicht möglich, gyrodynamische Momente mittels elastischer Anbindung zu verringern, jedoch können Momente, bedingt durch die Unwucht mittels elastischer Anbindung, gesenkt werden. Die Amplitude dieser Schwingungen ist bei der Versuchsreihe mit starrer Anbindung etwa 7 Nm, in Relation zu den gyrodynamischen Momenten ein verschwindend geringer Wert. Wird nun die Schwungradzahl zugunsten eines höheren Energieinhalts gesteigert, sind größere Momente, bedingt durch die Unwucht, zu erwarten. Bei Verdoppelung der Drehzahl und gleicher Wuchtgüte vervierfachen sich diese, wohingegen eine Verdoppelung der gyrodynamischen Momente festzustellen ist. Eine Untersuchung der Anteile der Lagerlasten wurde im Rahmen der Publikation „*Aspects of mechanical engineering during the design of flywheel energy storage for mobile applications*“ durchgeführt (15).

8.2. Vergleich zwischen analytischer Rechnung und Prüfstandversuch

Der nach der Näherungsformel berechnete Verlauf des Moments M_y ist in Abbildung 74 dargestellt. Für die Winkelgeschwindigkeit wurde der gemessene Verlauf bei der Versuchsführung mit starrer Anbindung (Abbildung 49) zugrunde gelegt. Die Formel zur Ermittlung des Moments lautet: (10)

$$M_{\text{Schwungrad } y} = I_{\text{Schwungrad } z} * \omega_{\text{Schwungrad } z} * \omega_{\text{Auslenkung } x}$$

Diese gilt für eine starre Anbindung mit dem umliegenden System. Bei elastischer Anbindung würde eine Präzessionsbewegung und somit zusätzliche Momente resultieren. Für dieses Beispiel wird jedoch eine starre Koppelung untersucht, d. h. das Schwungrad kann keine Relativbewegungen ausführen und wird gezwungen, die Bewegungen des umliegenden Systems auszuführen. Eine Auslenkung um die x-Achse verursacht ein Moment um die y-Achse, welches sich aus Schwungradrall multipliziert mit der Auslenkgeschwindigkeit ergibt. Ein Kreiselmoment um die x-Achse ist dabei nicht zu erwarten, da eine starre Anbindung des Schwungrads

vorliegt und die in Kapitel 2.5 beschriebenen Vereinfachungen Gültigkeit besitzen und keine Bewegungen um die y-Achse aufgebracht werden. Ein Moment um die x-Achse wird somit nur durch die Beschleunigung der trägen Masse bewirkt.

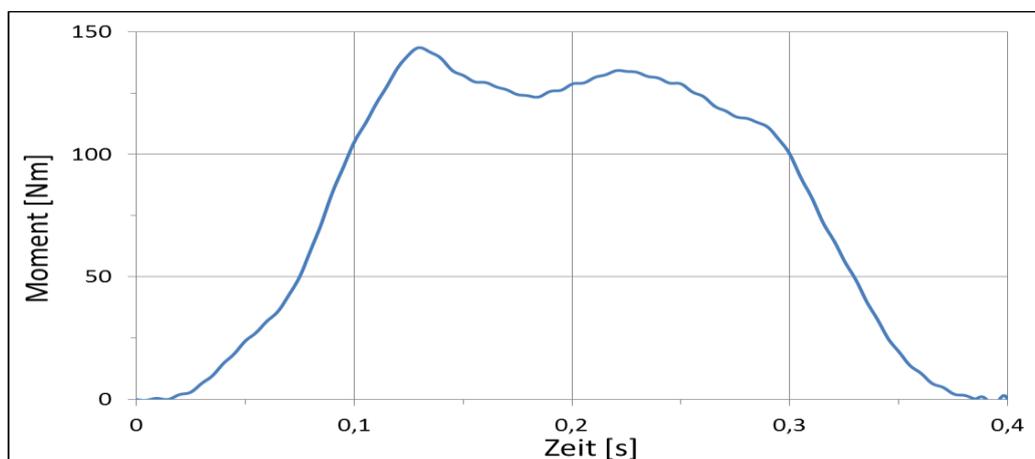


Abbildung 74: Auswertung des analytisch berechneten Moments um die y-Achse

Der Vergleich mit der Versuchsreihe mit starrer Anbindung (Abbildung 60) zeigt Folgendes:

- Dem Moment M_y ist eine Schwingung überlagert - verursacht durch eine Präzessionsbewegung. Grund dafür ist die Elastizität des gesamten Prüfstands. Diese ist zwar um Größenordnungen höher als bei einer Anbindung des Schwungrads mittels Elastomeren, aber dennoch maßgebend für das dynamische Verhalten des Schwungrads.
- Die Messwerte weisen ein höheres Maximalmoment auf. Das ist der Fall, wenn sich Präzessionsbewegung und Auslenkbewegung überlagern.
- Es ist ein Moment um die x-Achse festzustellen. Dieses wird durch die Beschleunigung der trägen Massen sowie der Präzessionsbewegung bedingt.

Die maximale Abweichung der gemessenen Momente zu den analytisch berechneten Momenten, liegt im Bereich von etwa 25%. Dennoch stellt die analytische Berechnung für eine erste Abschätzung der zu erwartenden Momente eine gute Näherung dar. Dies ermöglicht beispielsweise Aussagen über die Beeinflussung der Fahrzeugdynamik durch die Kreiselkräfte.

Der nachfolgende Vergleich basiert auf den Auswertungen der Versuchsreihe mit den Elastomeren der Härte 40 ShA. (Abbildung 58 und Abbildung 59). Dabei wird die analytisch berechnete Präzessionskreisfrequenz mit der gemessenen verglichen.

Die Kreisfrequenz für die freie Präzession ist: (37)

$$\epsilon_p := \left| \operatorname{Im} \left[\frac{(i \cdot I \cdot \omega_z - d_R) + \sqrt{d_R^2 - 2 \cdot i \cdot d_R \cdot I \cdot \omega_z - (I^2 \cdot \omega_z^2 + 4 \cdot I_{\text{Aufbau}} \cdot c_R) + 4 \cdot i \cdot I_{\text{Aufbau}} \cdot d_R \cdot \omega_{\text{Auslenk}}}}{2 \cdot I_{\text{Aufbau}}} \right] \right|$$

$$\omega_p = 15,8 \frac{1}{s}$$

Die über vier Schwingungen gemittelt gemessene Präzessionskreisfrequenz ist 14,7 rad/s. Dies entspricht einer Abweichung zur Berechnung von 7,5%.

Um den Einfluss der Rotationssteifigkeit auf die Präzessionskreisfrequenz darzustellen, wurden unterschiedliche Anbindungsteifigkeiten in die Gleichung eingesetzt (Abbildung 75). Dabei ist zu erkennen, dass eine Erhöhung der Steifigkeit eine Erhöhung der Präzessionskreisfrequenz bewirkt. Dies konnte auch bei den Prüfstandversuchen festgestellt werden (Tabelle 10).

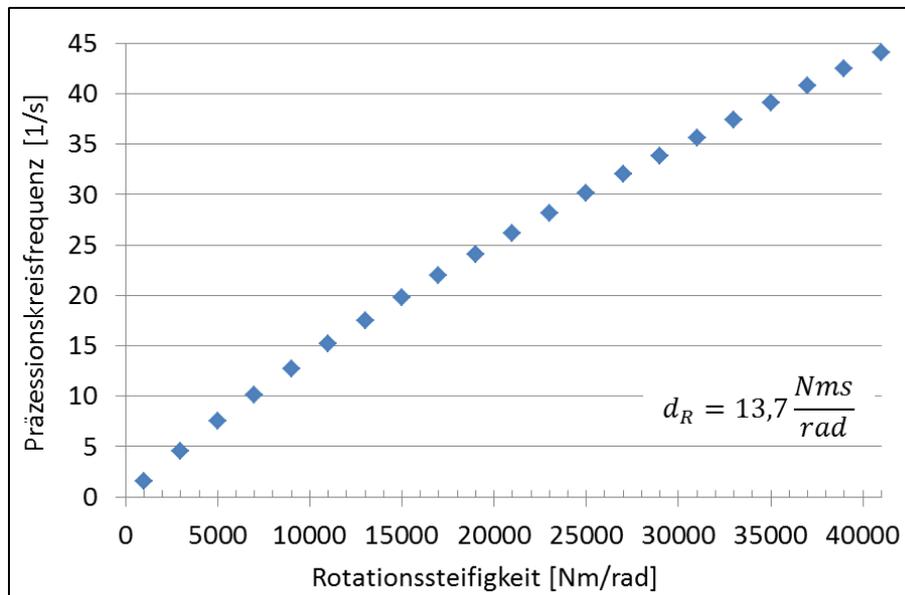


Abbildung 75: Präzessionskreisfrequenz in Abhängigkeit der Rotationssteifigkeit der Anbindung

Des Weiteren kann eine Berechnung des *freien* Präzessionsmoments durchgeführt werden. Unter *frei* ist zu verstehen, dass keine Bewegungen mehr auf das Schwungrad aufgebracht werden - also nach erfolgter Auslenkung. Für einen Vergleich wurde als Auslenkung der Relativwinkel bei 0,8 Sekunden gewählt. Aus den Messwerten ist für diesen Zeitpunkt ein Moment von 162 Nm zu entnehmen. Das analytisch berechnete Moment ist:

$$M = I * \omega_z * \omega_p * \theta = 170 \text{ Nm}$$

Diese Gleichung gilt für kleine Winkel und zeigt einen linearen Zusammenhang zwischen Kreiselmoment M und Auslenkwinkel θ . Das bedeutet, wenn der Kreisel stärker ausgelenkt wird, resultieren größere Momente. Die Auslenkung ist dabei von

der Anbindungssteifigkeit, der Dämpfung der Anbindungselemente, dem Drall des Schwungrads und dem Auslenkzyklus sowie dem Massenträgheitsmoment des Gesamtaufbaus abhängig. Dies verdeutlicht die umfangreichen einflussnehmenden Parameter. Hier sind die Grenzen der analytischen Berechnung festzustellen und eine Berechnung mittels numerischer Methoden ist erforderlich.

Tabelle 14: Werte für die Berechnung der Präzessionskreisfrequenz

Schwungradmassenträgheitsmoment I	1,18 [kg*m ²]
Schwungradrehzahl ω_z	523 [rad/s]
Massenträgheitsmoment der elastisch angebundenen Bauteile I_{Aufbau}	7,1 [kg*m ²]
Rotationssteifigkeit der Aufhängung	11.523 [Nm/rad]
Rotationsdämpfung der Aufhängung	13,7 [Nms/rad]
Auslenkwinkelgeschwindigkeit $\omega_{Auslenk}$	0,1 [rad/s]
Auslenkung θ	1°

8.3. Vergleich zwischen Simulation und Prüfstandversuch

Für den durchgeführten Vergleich werden die Auswertung des Relativwinkels sowie der Momente der Versuchsreihe mit den Elastomeren der Härte 55 ShA (Abbildung 54 und Abbildung 55) und die Auswertung des Relativwinkels sowie der Momente der Simulation (Abbildung 69 und Abbildung 70) herangezogen. Quantitative Abweichungen zwischen numerischer Berechnung und Messung sind bei den auftretenden gyrodynamischen Momenten zu erkennen. (-13%).

Eine mögliche Ursache ist dabei die Messungenauigkeit der Kraftaufnehmer. Diese ist bei den verwendeten 10 kN Aufnehmern bei Druckbelastung 0,5 % der Nennkraft. Für einen Abstand zwischen virtueller Drehachse und Kraftaufnehmer in x-Richtung von 147 mm (Abbildung 40) ergibt sich eine mögliche maximale Abweichung von $3 \cdot 50 \cdot 0,147 \approx 22 \text{ Nm}$ für das Moment M_y . Dies entspricht etwa 9 % des gemessenen Maximalmoments M_y von 242 Nm für die Versuchsreihe mit den Elastomeren der Härte 55 ShA. Für M_x resultiert bei einem Abstand von 70 mm eine maximal mögliche Abweichung von $2 \cdot 50 \cdot 0,7 \approx 7 \text{ Nm}$ und somit 7 % des gemessenen Maximalmoment M_x von 100 Nm.

Ebenfalls ist die Präzessionsfrequenz, mit der das Flywheel ausschwingt, um 11% höher als in der Messung. Gründe dafür können im Bereich der Bestimmung der Masse und des Massenträgheitsmoments liegen. Diese wurden dem CAD Programm entnommen. Die tatsächlichen Werte können aufgrund anders gewählter Ausführung

abweichen (überschlagsmäßig ermittelte Abweichung 5%). Des Weiteren wurde der Drall des Antriebs vernachlässigt (überschlagsmäßig ermittelte Abweichung kleiner 1%).

Eine gute Übereinstimmung ist bei der Ausschwingzeit zu erkennen. Die Amplituden des Relativwinkels nehmen bei den Messdaten im Bereich ab einer Sekunde stärker ab. Dies lässt eine nicht konstante viskose Dämpfung vermuten. Eine Bestimmung dieser bei jeder Periode zeigt eine Zunahme der Dämpfung bei kleineren Amplituden (Abbildung 64). Dies wurde in der Simulation nicht berücksichtigt. Die Aussagefähigkeit der numerischen Berechnung kann, bedingt durch die durchgeführten Komponententest, als *zufriedenstellend* bezeichnet werden. Es hat sich gezeigt, dass die empirisch bestimmten linearen Steifigkeiten der Elastomere recht gut mit den Herstellerangaben übereinstimmen. Die Dämpfungskoeffizienten werden von den Herstellern nicht bekannt gegeben. Das kann auf die vielparametrischen Einflussfaktoren zurückgeführt werden. Um Daten für die numerische Simulation zu erhalten, wurden Dämpfungskoeffizient sowie lineare Steifigkeit für einen speziellen Betriebspunkt empirisch bestimmt. Als Einflussfaktoren wurden die am Prüfstand vorherrschenden Gegebenheiten verwendet. Dies sind unter anderem die gewichtsbedingte Druckbelastung, die Präzessionsfrequenz und die auftretende Schwingungsamplitude. Für abweichende Einflussfaktoren würden andere Werte resultieren.

Abbildung 76 zeigt die Reaktion des Schwungrads auf eine Winkelauslenkung mit und ohne Rotation des Schwungrads. Dabei ist zu erkennen, dass der Kreiseldrall die Bewegung des elastisch angebundenen Schwungrads beeinflusst. Dabei sind ein größerer Relativwinkel sowie eine größere Schwingungsdauer festzustellen, wie dies im vorherigen Kapitel beschrieben ist. Abbildung 77 zeigt die Ergebnisse des Versuchs mit Elastomeren der Härte 55 ShA. Die Differenz zwischen Auslenkung und Antwort um die x-Achse stellt dabei den Relativwinkel α um die x-Achse dar (Abbildung 55).

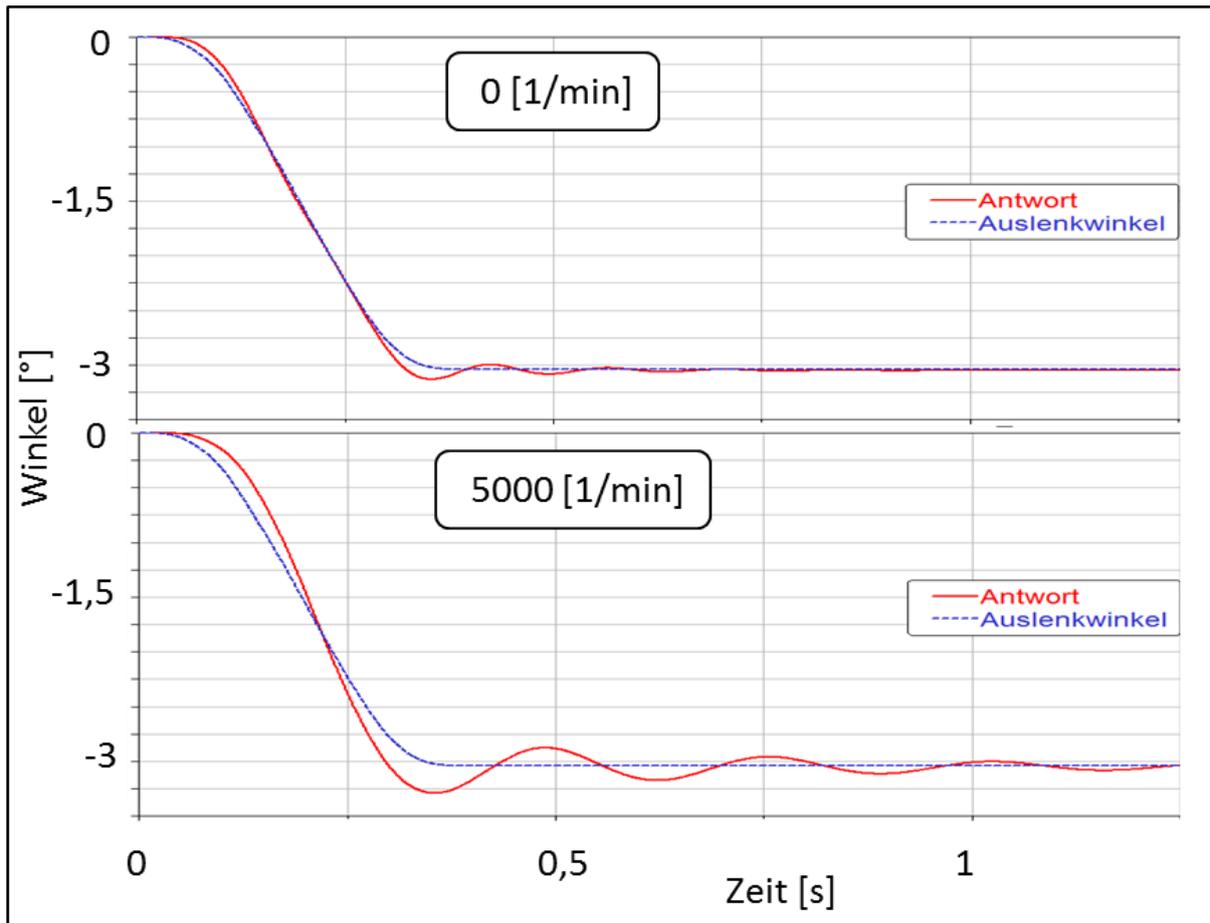


Abbildung 76: Numerisch berechnete Reaktion des Schwungrad auf die Winkelauslenkung mit Elastomeren der Härte 55 ShA

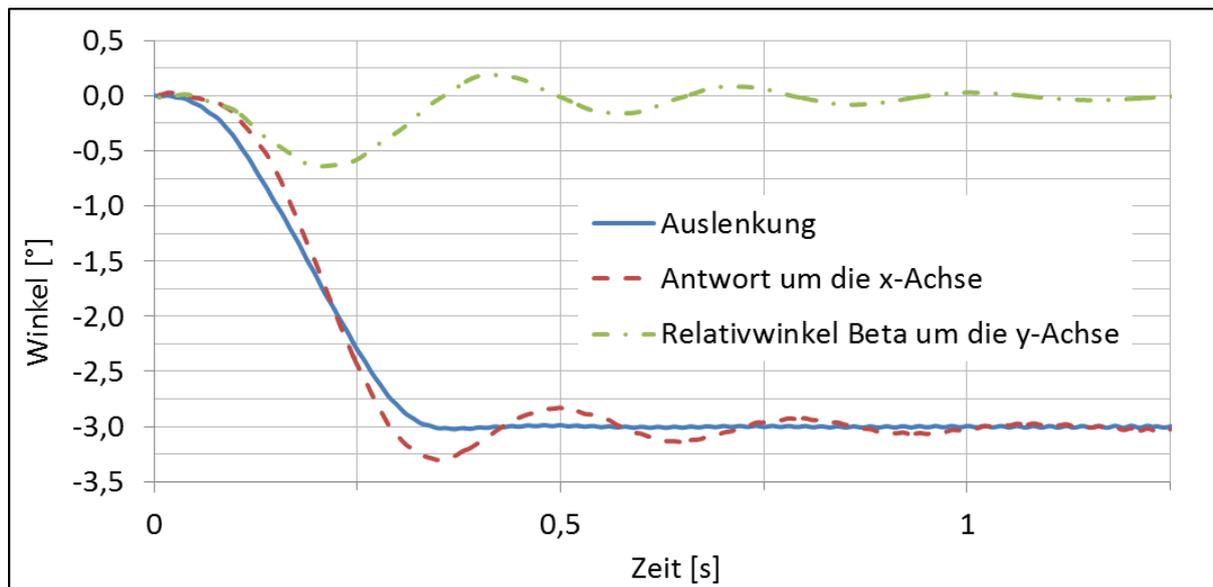


Abbildung 77: Auswertung der Relativwinkel mit Darstellung der Auslenkung der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA

9. Fazit und Ausblick

Mit den in dieser Arbeit beschriebenen Ausführungen wird dem Leser ein Überblick über die Thematik der Schwungradspeicher gegeben. Ausgehend von der Beschreibung der Kreiseldynamik werden die charakteristischen Eigenschaften solcher Systeme behandelt. Dabei werden das hohe Potential der Technologie, aber auch die auftretenden Herausforderungen, die es zu lösen gilt, aufgezeigt. Den allgemeinen Ausführungen folgt ein spezieller Fokus auf die Anbindung von Schwungradsystemen. Hier wird nicht nur ein wesentlicher Sicherheitsaspekt im Falle eines Crashes zugesprochen, sondern die Aufhängung muss auch die von der Fahrdynamik hervorgerufenen Kräfte und die daraus resultierenden gyroskopischen Reaktionen aufnehmen. Dabei muss – egal ob magnetische oder konventionelle Lager eingesetzt werden – die Lagerlast stets in einem zulässigen, nicht schädlichen Bereich liegen. Das dabei auftretende Spannungsfeld zwischen Aufwand (Kosten, Platz) und Nutzen (Reduktion der Bauteilbelastungen) bedarf genauerer Betrachtung und kann nicht allgemein bestimmt werden. Dazu wurde ein numerisches Simulationsmodell aufgebaut. Die Aussagefähigkeit dieser Berechnungsmethode korreliert zweifelsfrei mit dem Kenntnisstand der Materialkennwerte, welche besonders im Fall von Elastomeren mehrparametrig und oftmals nichtlinear sind. Die Notwendigkeit diese fehlenden Materialkennwerte zu ermitteln, sowie schwer beschreibbare Effekte und Interaktionen der einzelnen Komponenten abzubilden bedarf einer empirischen Verifikation und folglich des Aufbaus eines Gesamtprüfstandes. Nach erfolgreicher Verifikation des numerischen Modells, stellt dieses eine gute Methode zur Berechnung der Wechselwirkungen zwischen Aufhängung und Kreisel dar. Dieses numerische Modell erlaubt unter Verwendung eines realen Fahrzyklus nicht nur eine erste Bauteilauslegung, sondern ermöglicht den Vergleich verschiedener Anbindungskonzepte und gibt Aufschluss über die Verwendung geeigneter Materialien. Dies ist Gegenstand der aktuellen Forschungstätigkeit des *Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik* der TU Graz.

Literaturverzeichnis

1. **Michael BADER, Armin BUCHROITHNER, Ivan ANDRASEC, Andreas BRANDSTAETTER.** SCHWUNGRADHYBRIDE ALS MÖGLICHE ALTERNATIVE FÜR DEN URBANEN INDIVIDUAL- UND NAHVERKEHR. Graz : s.n., 2012.
2. **Buchroithner, A.** *Systematische Analyse von Hybridfahrzeugen mit Schwungradspeicher unter Erfassung von Entwicklungstendenzen.* Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik. s.l. : TU Graz, 2011. Diplomarbeit.
3. **Burg, Peter von.** *Schnelldrehendes Schwungrad aus.* Zürich : Dissertation, ETH Zürich, 1996.
4. **Wollert, Prof. D. Jörg.** *Hybridtechnologie - Auf dem Weg zur Elektromobilität.* Deutschland : Vortrag - Hochschule Bochum, 2009.
5. **I.J.M. Besselink, J.A.J. Hereijgers, P.F. van Oorschot, H. Nijmeijer.** *Evaluation of 20000 km driven with a battery electric vehicle.* EECV Proceedings . Brüssel : European Electric Vehicle Congress, 2011.
6. **EnergyProfi.com.** Speicher für mechanische Energie im Nahverkehr. *EnergyProfi.com, Strada Plinio Bolla, 6922 Morcote, Tessin, Schweiz.* [Online] 2010. [Zitat vom: 22. 11 2011.] <http://www.energyprofi.com/fo/Speicher-fuer-mechanische-Energie-im-Nahverkehr.html>.
7. **Böge, Alfred.** *Formeln und Tabellen Maschinenbau.* s.l. : Vieweg+Teubner Verlag, 2007. ISBN:9783834800329.
8. **Wolfgang, Demtröder.** *Experimentalphysik 1: Mechanik und Wärme.* s.l. : Springer, 2008. Bde. 5., neu bearb. u. aktualisierte Aufl. ISBN-9783540792949.
9. **Feldhusen, K.-H. Grote und J. Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau.** Berlin : Springer Verlag, 22. Auflage, 2007. ISBN 978-3-540-49714-1.
10. **Magnus, Kurt.** *Kreisel - Theorie und Anwendungen.* Berlin : Springer, 1971. ISBN 0-387-05198-8 .
11. **Manfred Mitschke, Henning Wallentowitz.** *Dynamik Der Kraftfahrzeuge.* Braunschweig : Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2004. Bd. B: Schwingungen. ISBN 3 540 42011 8.
12. **Reisinger Karl, Lugmayr Florian.** *Powerkers Abschlussbericht.* Graz : FH Joanneum Fahrzeugtechnik, 2010.
13. *Shock and Vibration Testing of an AMB Supported Flywheel.* **Hawkins, Lawrence.** [Hrsg.] The 8th Intl. Symp. on Magnetic Bearings. Mito, Japan : s.n., 2002.

14. **Schreck, Helmut.** *Konzeptuntersuchung, Realisierung und Vergleich eines Hybrid-Antriebes mit Schwungrad mit einem konventionellen Antrieb.* Aachen : Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, 1977. Dissertation.
15. **Bader, Michael, Wegleiter, Hannes und Schweighofer, Bernhard.** Aspects of mechanical engineering and material sciences during the design of flywheel energy storage for mobile applications. [Konferenz]. Brussels : s.n., 2011.
16. **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. [Buchverf.] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI Berichte 1459 - Hybridantriebe.* Helmond, NL : Verein Deutscher Ingenieure, 1999.
17. **wikipedia.** 7,62 x 39 mm. [Online] [Zitat vom: 03. 05 2012.] http://de.wikipedia.org/wiki/7,62_x_39_mm.
18. **Künne, Bernd.** *Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2.* s.l. : Vieweg+Teubner Verlag, 2008. Bde. 10, neu bearb. Aufl. ISBN: 9783835100923.
19. **Schneider, Hatto.** *Auswuchttechnik.* s.l. : Springer, 2011. Bde. 7., neu bearb. Aufl. ISBN: 9783540490913.
20. **Gasch Robert, Nordmann Rainer, Pfützner Herbert.** *Rotordynamik.* Heidelberg : Springer Berlin, 2001. S. 705. Bde. Auflage: 2., vollst. Neubearb. u. erw. A. ISBN 978-3-540-41240-3.
21. **Lechner G., Naunheimer H.** *Fahrzeuggetriebe.* Stuttgart : Springer Verlag, 1994.
22. **Eurostat - European Commission.** *Energy, transport and environment indicators.* [Hrsg.] Publications Office of the European Union. Luxembourg : s.n., 2011. Bd. Collection: Pocketbooks. ISSN 1725-4566.
23. *Einsatz von Faserverbundwerkstoffen für hochtourige Rotoren.* **Frank, Täubner.** [Hrsg.] Rosseta Technik GmbH. Imlenau : s.n., 2011. 19. Kleinmaschinenkolloquium.
24. **Jung D. Kwon, Seong J. Kim, Sana U. Nasir, Sung K. Ha.** Design and Fabrication of Hybrid Composite. *World Academy of Science, Engineering and Technology.* Hanyang University : s.n., 2011.
25. **G, Genta.** *Kinetic energy storage.* London : Butterworth & Co., 1985. ISBN 0-408-01396-6.
26. Porsche.com. [Online] Porsche . [Zitat vom: 13. 5 2012.] <http://www.porsche.com/germany/sportandevents/motorsport/racingcars/911gt3r-hybrid/technologyandconcept/>.

27. **C.S. Hearn, M.M. Flynn, M.C. Lewis, R.C. Thompson, B.T. Murphy, R.G. Longoria.** *Low Cost Energy Storage for a Fuel Cell Powered Transit Bus.* Vehicle Power and Propulsion Conference Sept. 9-12 2077. s.l. : IEEE Xplore® Digital Library, 2007. Paper. ISBN: 978-0-7803-9760-6.
28. **Porsche.** porschesport. [Online] [Zitat vom: 02. 05 2012.] <http://www.porschesport.com/2010%20feature%20May.html>.
29. **GmbH, Rosseta.** Rosseta. *Produktbeschreibung Schwungradspeicher T2.* [Online] [Zitat vom: 03. 05 2012.] <http://www.rosseta.de/texte/dat-t2.pdf>.
30. **Festo Gesellschaft m. b. H.** Elektrozylinder DNCE, mit Spindelantrieb. [Online] 2012. [Zitat vom: 02. 05 2012.] http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_DE/PDF/DE/DNCE_DE.PDF.
31. **R. Haberkellner, P.Nagel, M. Becker, A. Büchel, H. von Massow.** *Systems Engineering Methodik und Praxis.* Zürich : Verlag Industrielle Organisation, 2002. Bd. 11. Auflage.
32. **G.Niemann, H. Winter, B.Höhn.** *Maschinenelemente.* München : Springer Verlag, 1982. Bd. I. ISBN 0387068090..
33. **1940-1:2004-04, DIN ISO.** *Mechanische Schwingungen, Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand, Teil 1: Festlegung und Nachprüfung der Unwuchttoleranz .*
34. **Contitech, Continental.** Produktkatalog Schwingmetall. [Online] [Zitat vom: 29. 04 2012.] http://www.schwingmetall.de/download/catalog/schwingmetall_katalog_deutsch.pdf.
35. **Verein Deutscher Ingenieure.** *Werkstoff- und Bauteildämpfung VDI 3830.* Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2004.
36. **Woernle, Christoph.** *Mehrkörpersysteme - Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper.* Heidelberg : Springer, 2011. ISBN 978-3-642-15981-7.
37. **Murphy, B. T. et. al.** *Bearing Loads in a Vehicular Flywheel Battery.* Electric and Hybrid Vehicle Design Studies, Proceedings of, Center for Electromechanics, University of Texas at Austin. Detroit, Michigan : Society of Automotive Engineers, 1997. S. 8, SAE Special Publications. v 1243.
38. **Jäger, Prof. Dr. H.** *Experimentalphysik, 25. Auflage.* Graz, Österreich : Institut für Experimentalphysik, TU Graz, 2000.

39. **M, Joch.** Skriptum Messtechnik. Graz : Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik, Tu Graz, 2006.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Typische Nick- und Wankwinkel sowie Winkelgeschwindigkeiten für ein Nfz im innerstädtischen Verkehr (13)	13
Tabelle 2: Auswucht-Gütestufen für verschiedene Gruppen von typischen starren Rotoren (20)	25
Tabelle 3: Technische Daten eines im Forschungsstadium befindlichen Schwungradspeichers für den Nahverkehr.....	36
Tabelle 4: Lastenheft	42
Tabelle 5: Zu erfüllende Anforderungen.	43
Tabelle 6: Vergleich der unterschiedlichen Schwenkkonzepte	46
Tabelle 7: Vergleich der verschiedenen Aktorkonzepte.....	49
Tabelle 8: Technische Daten des verwendeten Aktors (30)	50
Tabelle 9: Herstellerangaben der verwendeten Elastomere (34).....	64
Tabelle 10: Übersicht der gemessenen Werte.....	70
Tabelle 11: Abweichung der Dämpfung zu einem nichtlinearen Systemverhalten. ..	71
Tabelle 12: Werte für die numerische Berechnung.....	77
Tabelle 13: Werte für die Simulation mit den empirisch bestimmten Kennwerten	77
Tabelle 14: Werte für die Berechnung der Präzessionskreisfrequenz	86

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Geschwindigkeitsprofil und Leistungsbedarf eines 19t-Busses im Braunschweig-Zyklus (1)	2
Abbildung 2: Der Zeitplan der Diplomarbeit	6
Abbildung 3: Reichweite eines ECE VW Golf Variant (5)	7
Abbildung 4: Darstellung der unterschiedlichen Energiespeicher in einem Ragone Diagramm; Stand 2010 (2)	9
Abbildung 5: Rotation eines Massenpunkts. (38)	9
Abbildung 6: Umlaufende Vollscheibe (9).....	10
Abbildung 7: Anbindung des Schwungrads mittels vollkardanischer, teilkardanischer Aufhängung und Anbindung mittels elastischer Zwischenschicht.....	11
Abbildung 8: Koordinatensystem eines Kraftfahrzeugs und Benennung der Bewegungen (11)	12
Abbildung 9: Blockschaubild der schwingungsbedingten Beanspruchung eines Flywheel-Systems (11)	14
Abbildung 10: Strömungsverluste eines Schwungrads bei verschiedenen Drücken (14)	15
Abbildung 11: Integrationsformen von Flywheel und elektrischer Maschine. Nichtintegriert-,teilintegriert-, und vollintegrierte Ausführung (15).....	16
Abbildung 12: Innenläufer, Außenläufer und Hybridläufer (15).....	16
Abbildung 13:Strömungsverluste sowie erforderliche Vakuumpumpleistung in Abhängigkeit des Umgebungsdrucks (16).....	17
Abbildung 14: Bruchreste eines Schwungradrotors (3)	19
Abbildung 15: Gemessene Vertikalbeschleunigung bei einer Fahrt über eine 0,1 Meter hohe Geschwindigkeitsschwelle mit einer Geschwindigkeit von 16 km/h].....	20
Abbildung 16: Parameter bei der Auslegung eines Scheibenläufer-Flywheels (15) .	21
Abbildung 17: Prinzipieller Ablauf einer Flywheelauslegung (15)	22
Abbildung 18: Exemplarischer Flywheelauslegungsprozess (15) aktuellere Grafik..	23
Abbildung 19: Rotor mit Unwuchtkraft	24
Abbildung 20: Unter- und überkritischer Drehzahlbereich von Rotoren. (21)	26
Abbildung 21: Gefesselter Kreisel	27
Abbildung 22: Darstellung des Kreiselmoments	29
Abbildung 23: Energiekonsum je Sparte in der EU (22);	30

Abbildung 24: Energiekonsum und Emissionen je Transportmittel im Transportwesen der EU (23).....	30
Abbildung 25: Gegenüberstellung der Energieeinsparung unterschiedlicher Hybridkonzepte bei einem Bus im Braunschweigzyklus. (1).....	31
Abbildung 26: Schematischer Aufbau eines Schwungradhybrides mit unterschiedlichen Primärspeichern (1).	32
Abbildung 27: Konzept eines Hybridläufers	33
Abbildung 28: Beispiele für Läuferformen und zugehörigen Formfaktor (25)	35
Abbildung 29: Kardanische Aufhängung eines Schwungrads. (27)	37
Abbildung 30: Kinetischer Energiespeicher des Porsche 911 GT3 Hybrids. (28)	37
Abbildung 31: Aufhängung eines stationären Schwungradspeichers der Firma Rosseta GmbH (29).....	38
Abbildung 32: Darstellung eines vorhandenen Gelenkspiels des Aktors	40
Abbildung 33: Anforderungsaspekte.....	41
Abbildung 34: Mechanischer Kernaufbau Prüfstands	44
Abbildung 35: Viergelenk Koppelgetriebe - Hängende bzw. stehende Anbindung des Kernaufbaus mit kreuzenden Stäben sowie variablen Drehpunkt	45
Abbildung 36: Anbindung mit fixem Drehpunkt sowie unterschiedlichen Lagen der Drehpunkte	46
Abbildung 37: Geometrischer Zusammenhang zwischen Aktorweg und Auslenkwinkel.....	48
Abbildung 38: Morphologische Kasten zur Generierung mehrere Varianten des Prüfstands	51
Abbildung 39: Illustration der Messung der Kreiselmomente.....	53
Abbildung 40: Anordnung der Kraftaufnehmer	54
Abbildung 41: Schematische Darstellung der Auslenkung der Aufhängung	55
Abbildung 42: Position des Beschleunigungsaufnehmers am Prüfstand.....	56
Abbildung 43: Schnittdarstellung der Lagerung des gefertigten Schwungrads.....	57
Abbildung 44: Montage der Elastomere an C-Profilen.....	58
Abbildung 45: 90° Drehung des Flywheelfesten-Rahmens	58
Abbildung 46: Variation der Lage des Drehpunkts der Auslenkbewegung	59
Abbildung 47: Schematische Darstellung des statischen Auswuchtens	60
Abbildung 48: Zeitlicher Verlauf des Schwenkwinkels der Auslenkbewegung bei den Ausschwingversuchen	61

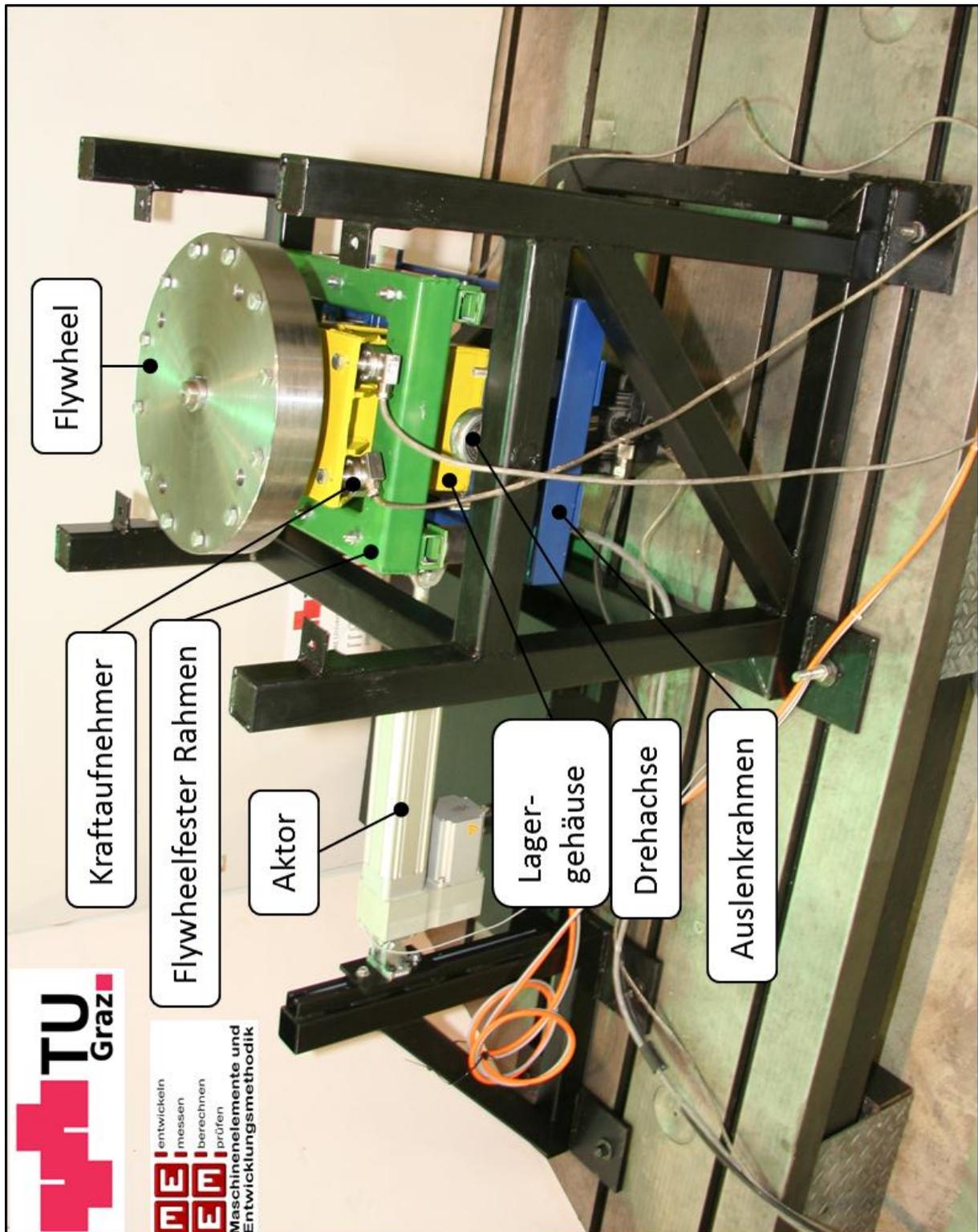
Abbildung 49: Schwenkwinkelgeschwindigkeit mit und ohne Schwungradrotation bei elastischer Aufhängung des Systems.....	63
Abbildung 50: Geometrische Darstellung der elastischen Anbindung	63
Abbildung 51: Darstellung der Relativwinkel sowie der Kreiselmomente	64
Abbildung 52: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA.....	65
Abbildung 53: Auswertung der Relativwinkel der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA.....	66
Abbildung 54: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA.....	66
Abbildung 55: Auswertung der Relativwinkel der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA.....	67
Abbildung 56: Orbit des Schwungradschwerpunkts der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA.....	67
Abbildung 57: Geometrische Darstellung der Auslenkung des Schwerpunkts	68
Abbildung 58: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA.....	68
Abbildung 59: Auswertung der Relativwinkel der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA.....	69
Abbildung 60: Auswertung der Momente der Versuchsreihe mit starrer Anbindung.	69
Abbildung 61: Zeitlicher Verlauf des Schwingungsausschlags der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 40 ShA.....	71
Abbildung 62: Abweichungen der Messung zu einer Schwingung mit konstanter Kreisfrequenz und konstanter Abklingkonstante.....	72
Abbildung 63: Anbringung von Zusatzmassen zur Erhöhung des Massenträgheitsmoments.....	73
Abbildung 64: Darstellung des Dämpfungskoeffizient in Abhängigkeit des Auslenkwinkels Alpha bei einer Winkelfrequenz von 21,13 rad/s	73
Abbildung 65: Auswertung des Ausschwingvorgangs mit Zusatzmasse	73
Abbildung 66: Federsteifigkeit in Abhängigkeit der Belastung der Elastomere der Härte 55ShA.....	74
Abbildung 67: Ersatzmodell des Prüfstands für die numerische Berechnung.....	75
Abbildung 68: Adams Berechnungsmodell.....	76

Abbildung 69: Auswertung der Realtivwinkel der Simulation mit Elastomeren der Härte 55 ShA	78
Abbildung 70: Auswertung der Momente der Simulation mit Elastomeren der Härte 55 ShA.....	78
Abbildung 71: Darstellung des Maximalmoments in Abhängigkeit der Rotationssteifigkeit	79
Abbildung 72: Numerisch berechneter zeitlicher Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten für unterschiedliche Rotationssteifigkeiten mit Elastomeren der Härte 55 ShA	80
Abbildung 73: Darstellung spezieller Punkte des zeitlichen Verlaufs der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 65 ShA	81
Abbildung 74: Auswertung des analytisch berechneten Moments um die y-Achse..	84
Abbildung 75: Präzessionskreisfrequenz in Abhängigkeit der Rotationssteifigkeit der Anbindung	85
Abbildung 76: Numerisch berechnete Reaktion des Schwungrad auf die Winkelauslenkung mit Elastomeren der Härte 55 ShA	88
Abbildung 77: Auswertung der Relativwinkel mit Darstellung der Auslenkung der Versuchsreihe mit Elastomeren der Härte 55 ShA	88
Abbildung 78: Darstellung des Ablaufs der Anbringung bzw. Entfernung von Auswuchtmassen zwischen den Auswuchtversuchen.....	7
Abbildung 79: Beschleunigung in Abhängigkeit des Drehwinkels für Wuchtzustand I,II,III bei 2200 UPM.....	7
Abbildung 80: Beschleunigung in Abhängigkeit des Drehwinkels für Wuchtzustand III,IV,V bei 3000 UPM	8
Abbildung 81: : Beschleunigung in Abhängigkeit des Drehwinkels für Wuchtzustand V,VI,VII bei 5000 UPM.....	8
Abbildung 82: Anordnung der Auswuchtmassen an der Schwungscheibe im finalen Wuchtzustand VII	9

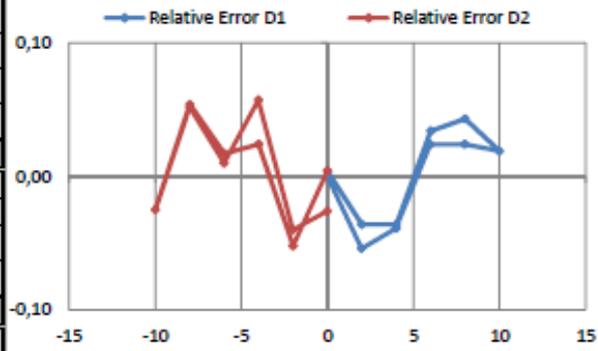
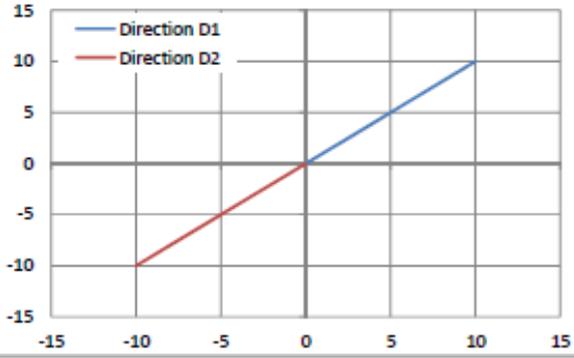
Anhang

Aufbau des Prüfstands	2
Kalibrierprotokolle der Lasersensoren	3
Auswuchtvorgang	6
Messtechnik.....	10
Konstruktionszeichnungen.....	11
Spinndowntest	20
Einfluss der Steifigkeit der Welle, Wellendimensionierung	21
Festigkeit der Scheibe	23

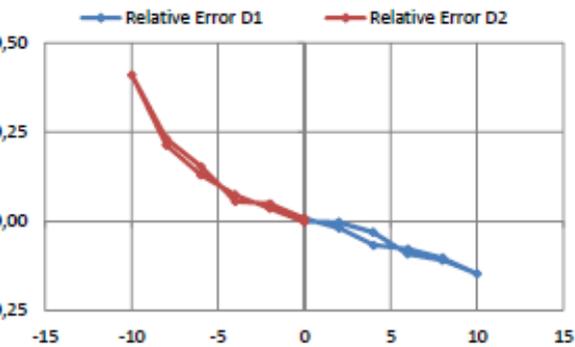
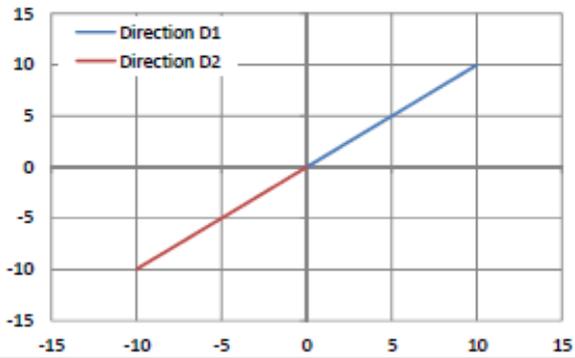
Aufbau des Prüfstands



MEEM: Internal Calibration - Protocol		TUG		MEEM
Sensor				
Manufacturer	Keyence			
Type/Model	IL085			
TU-Number	112137			
Sensor principle				
Measuring range	0...20mm			
Nominal sensitivity	9,9985 mm/5V			
Amplifier				
Manufacturer	Keyence			
Type/Model	IL1000			
Serial No.	F8F110106			
Amplifier principle	Spider 03589 Eingang 1			
Supply voltage				
Cable Nr.				
Axle No.				
Calibration data				
Calibrated range	9,9925			
Calibration error abs [mm]	0,005			
Calibration error rel [%]	0,054			
Calibration file name	0,05404053			
Linearisation				
Error limits	-			
Direction D1			Direction D2	
reference value (set point)	Mesaured value	Reference value (set point)	Mesaured value	
0	0	0,0076	0,008	
1,9824	1,977	-1,9918	-1,997	
3,9819	3,978	-3,9904	-3,988	
5,9796	5,982	-5,9877	-5,986	
7,9826	7,985	-7,9914	-7,986	
9,9891	9,991	-9,9925	-9,995	
8,0007	8,005	-8,0032	-7,998	
6,0026	6,006	-6,002	-6,001	
4,0056	4,002	-4,0077	-4,002	
2,0066	2,003	-2,011	-2,015	
0,0076	0,008	-0,0134	-0,016	
Calibration Equipment				
Calibration Reference	RENISHAW ML10 (Fertigungstechnik)			
Uncertainty of Reference	Class 00	Test temperature	24°C	
Date	15.05.2012	Time	16:46	
Executed by:	Name Brandstätter/Scartezzini	Signature		



MEEM: Internal Calibration - Protocol		TUG		MEEM
Sensor				
Manufacturer	Keyence			
Type/Model	IL085			
TU-Number	112138			
Sensor principle				
Measuring range	0...20mm			
Nominal sensitivity	9,9985 mm/5V			
Amplifier				
Manufacturer	Keyence			
Type/Model	IL1000			
Serial No.	F4F110501			
Amplifier principle	Spider 03589 Eingang 0			
Supply voltage				
Cable Nr.				
Axle No.				
Calibration data				
Calibrated range	9,9977			
Calibration error abs [mm]	0,015			
Calibration error rel [%]	0,147			
Calibration file name	0,147033818			
Linearisation				
Error limits	-			
Direction D1			Direction D2	
reference value (set point)	Mesaured value	Reference value (set point)	Mesaured value	
0	0	0,0172	0,018	
1,9953	1,995	-1,9819	-1,977	
3,9921	3,989	-3,9806	-3,975	
5,9911	5,982	-5,9783	-5,963	
7,9929	7,982	-7,9811	-7,958	
9,9977	9,983	-9,9829	-9,942	
8,0103	8	-7,9933	-7,972	
6,0118	6,004	-5,992	-5,979	
4,0147	4,008	-3,9964	-3,989	
2,0159	2,014	-2,0016	-1,998	
0,0172	0,018	-0,0038	-0,004	
Calibration Equipment				
Calibration Reference	RENISHAW ML10 (Fertigungstechnik)			
Uncertainty of Reference	Class 00	Test temperature	24°C	
Date	15.05.2012	Time	16:47	
Executed by:	Name	Signature		
	Brandstätter/Scartezzini			



Auswuchtvorgang

Abbildung 78 zeigt den Vorgang des Anbringens bzw. Entfernens von Auswuchtmassen zwischen den Versuchen. Der erste Versuch wurde ohne Anbringung von Auswuchtmassen durchgeführt und wird als Wuchtzustand 1 bezeichnet. Der Verlauf der auftretenden Beschleunigung ist in Abbildung 79 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die maximale negative Beschleunigung bei einer Winkellage von 135° auftritt. Aus diesem Grund wurde für den Wuchtzustand 2 eine Auswuchtmasse von 8,3 Gramm bei einer Winkellage von 135° angebracht, was eine Phasenverschiebung von etwa 180° , sowie eine geringe Reduzierung der Amplituden zu Folge hatte. Dies lässt darauf schließen, dass die angebrachte Auswuchtmasse zu groß ist. Aus diesem Grund ist eine Masse von 4,2 Gramm bei 150° für den Wuchtzustand 3 angebracht. Da dieser ein zufriedenstellendes Ergebnis bei 2200 1/MIN liefert, wurde die Drehzahl auf 3000 1/MIN erhöht und abermals die Beschleunigung aufgezeichnet, wie in Abbildung 80 dargestellt. Es zeigt sich, dass die größte Beschleunigung bei etwa 190° Grad liegt. Wuchtzustand 4 wird durch entfernen von 0,7 Gramm bei 180° und 1 Gramm bei 210° erreicht und bewirkt eine Reduzierung der Schwingungen. Eine weitere Verringerung kann durch Entfernen von Masse bei 180° sowie 210° erreicht werden. Dies führt zu Wuchtzustand 5, welcher auch bei 3000 1/min geringe Schwingungen zu Folge hat. Durch eine Steigerung auf die maximale Drehzahl von 5000 UPM kann nun der finale Wuchtzustand erreicht werden. Wuchtzustand 6 ist dadurch gekennzeichnet, dass neben den angebrachten 4,2 Gramm bei 150° , den entfernten 1,6 Gramm bei 180° , den entfernten 2,6 Gramm bei 210° , den entfernten 1,5 Gramm bei 50° auch 1,6 Gramm bei 30° entfernt wurden. Aus Gründen der Übersichtlichkeit der angebrachten bzw. entfernten Massen ist der finale Wuchtzustand 7 in Abbildung 82 dargestellt. Dieser bewirkt, wie in Abbildung 81 zu sehen, geringe Schwingungsamplituden. Eine Entfernung von 0,8 Gramm Masse zwischen Wuchtzustand 6 und 7 und die dadurch erzielte Minimierung der Schwingungen ermöglicht die Schlussfolgerung, dass eine Restunwucht kleiner als 1 Gramm bei 180mm Radius vorhanden ist. Dies ergibt eine Unwucht zu:

$$U = r * m = 0,18 * 1 = 0,18 \text{ mm} * g$$

Die Exzentrizität beträgt:

$$e = \frac{U}{m_{\text{Scheibe}}} = \frac{0,18}{58 * 1000} \approx 0,0031 \text{ mm}$$

Daraus lässt sich die Wuchtgüte der Scheibe berechnen.

$$G = e * \omega = 0,0031 * 523 \approx 1,6 \left[\frac{mm}{s} \right]$$

Drehzahl	Wuchtzustand		
2200 UPM	I	+8,3g bei 135°	II -8,3g bei 135°; +4,2g bei 150° III
3000 UPM	III	-0,7g bei 180°; 1g bei 210°	IV -0,9g bei 180°; 1,6g bei 210° V
5000 UPM	V	-1,5g bei 50° -1,6g bei 30°	VI -0,8g bei 30° VII

Abbildung 78: Darstellung des Ablaufs der Anbringung bzw. Entfernung von Auswuchtmassen zwischen den Auswuchtversuchen.

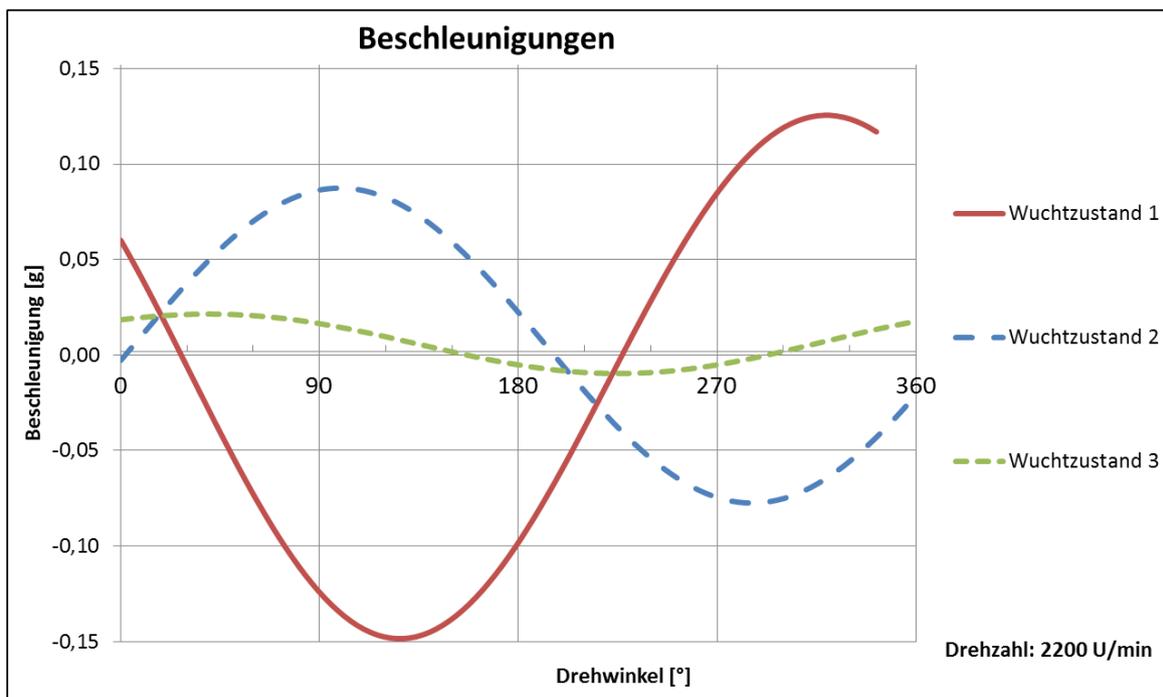


Abbildung 79: Beschleunigung in Abhängigkeit des Drehwinkels für Wuchtzustand I,II,III bei 2200 UPM

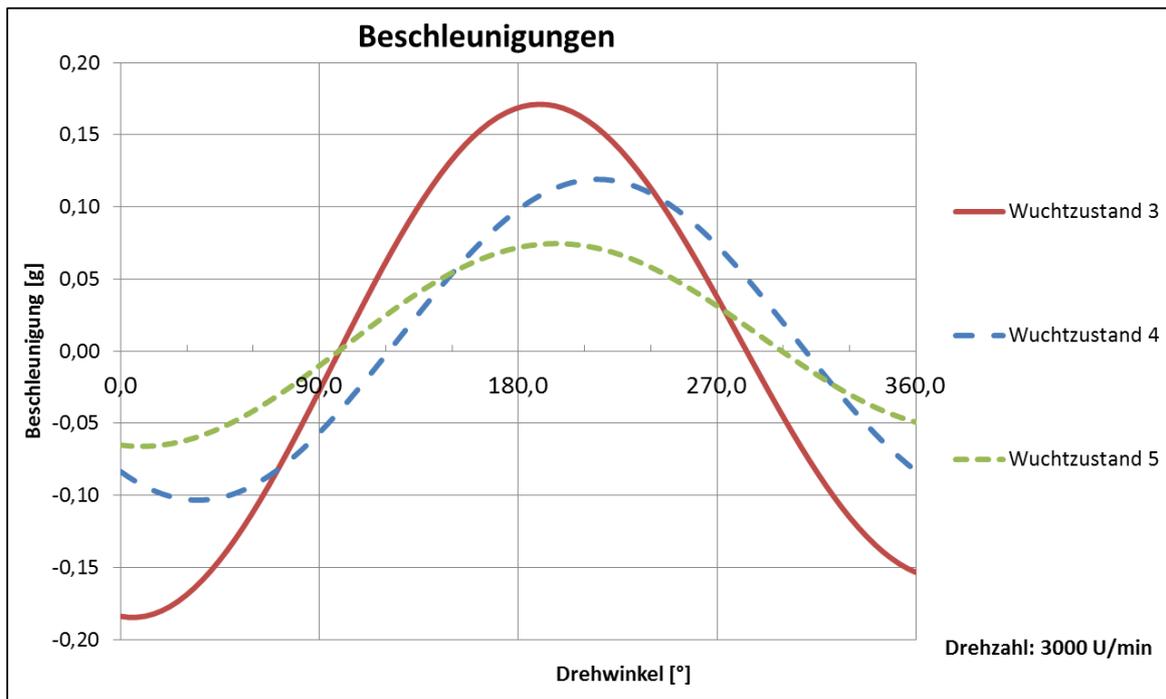


Abbildung 80: Beschleunigung in Abhängigkeit des Drehwinkels für Wuchtzustand III,IV,V bei 3000 UPM

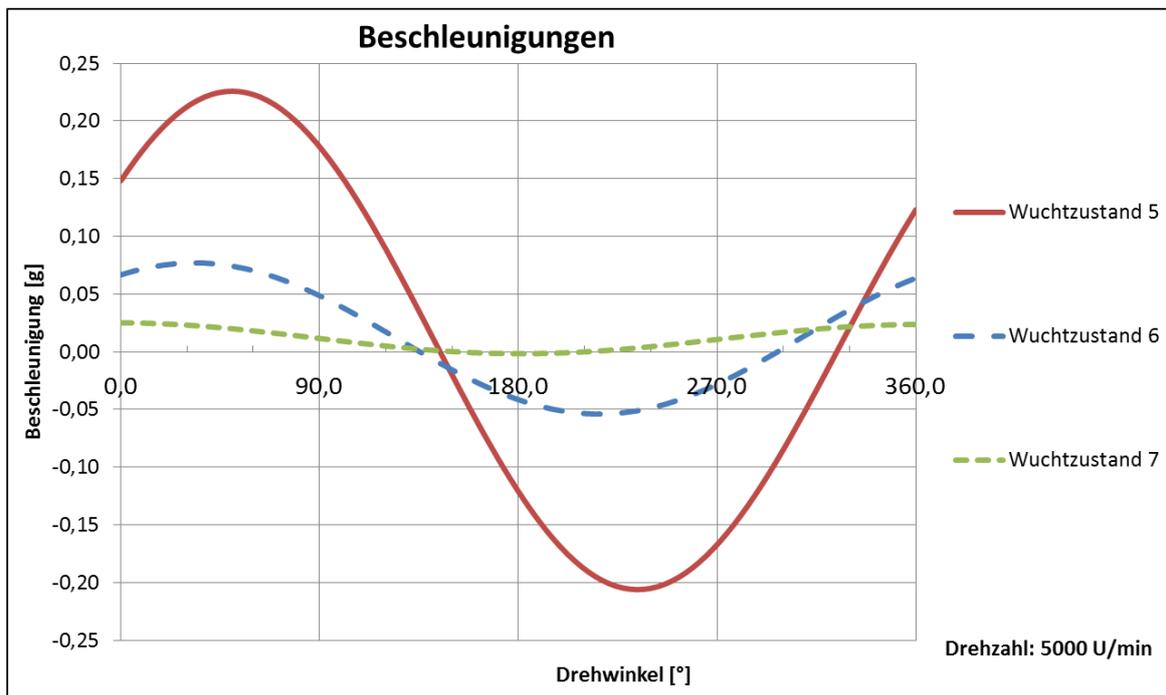


Abbildung 81: Beschleunigung in Abhängigkeit des Drehwinkels für Wuchtzustand V,VI,VII bei 5000 UPM

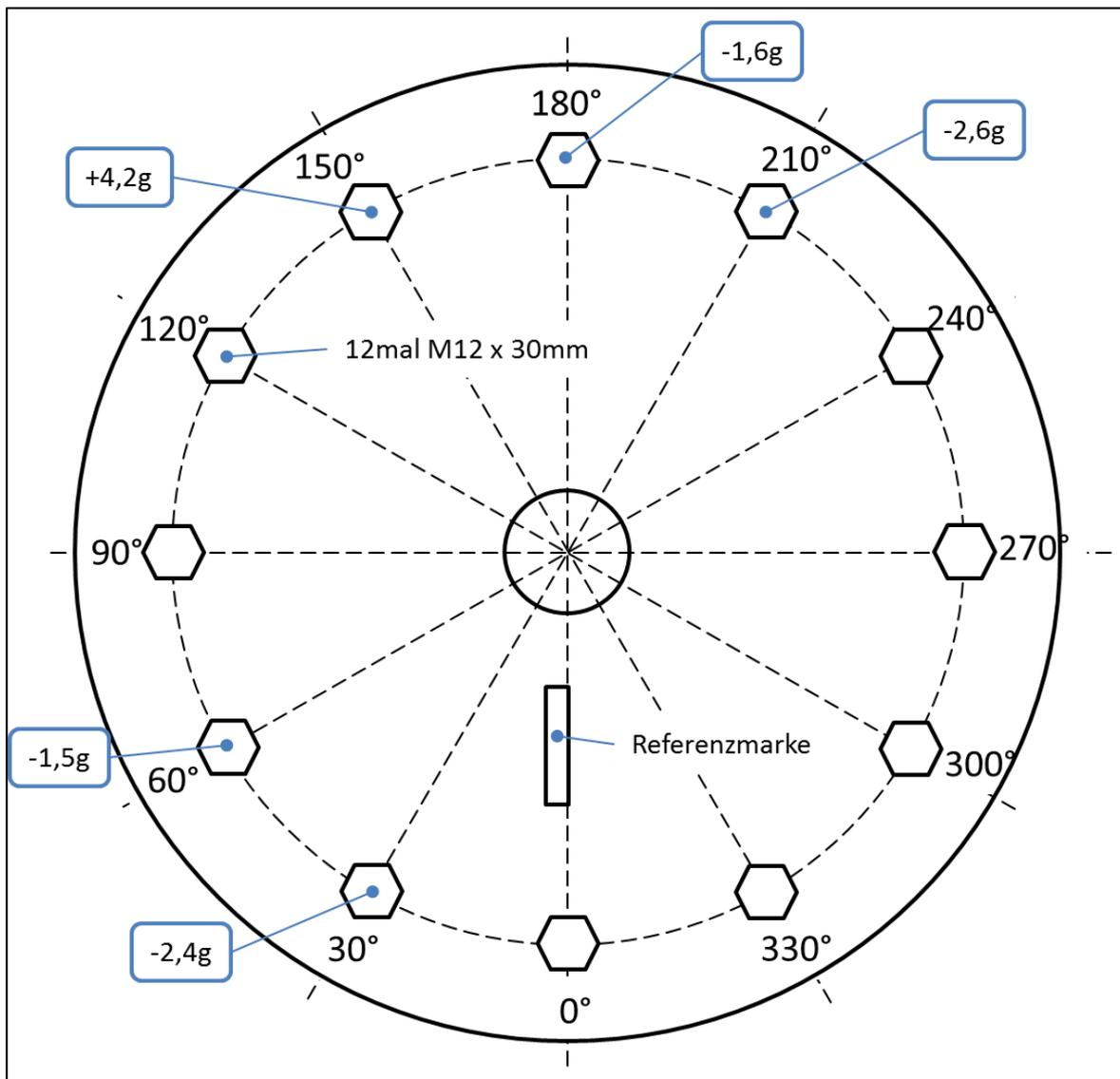


Abbildung 82: Anordnung der Auswuchtmassen an der Schwungscheibe im finalen Wuchtzustand VII

Der Vergleich zwischen Wuchtzustand 1 – also ohne Auswuchtmasse- und dem Wuchtzustand 7 zeigt, dass trotz einer Verdoppelung der Drehzahl, was eine Vervielfachung der Unwuchtkräfte bedeutet, eine Reduktion der Schwingungen um das sechsfache erzielt wird. Des Weiteren konnte eine drehzahlabhängige Wuchtgüte festgestellt werden. Der Wuchtzustand 7 verursacht bei einer Drehzahl von 2200 UPM größere Schwingungen als bei 5000 UPM. Gründe dafür können im Bereich der Elastizität des Gesamtsystems Welle-Lager-Lagergehäuse liegen. Dieser Effekt wird nicht weiter berücksichtigt, da die Schwingungen stets in einem zulässigen Bereich liegen.

Messtechnik

Kraftmessung:

Kraftmessdose HBM U2B
Messbereich: -10 kN bis 10 kN
Genauigkeitsklasse: 0,1

Wegmessung

Analoglasersensor Keyence
Modell IL-065
Montageabstand 65mm
Messbereich: 55 bis 105 mm
Messverstärker: IL-1000
Wiederholgenauigkeit: 2 μ m
Linartät: $\pm 0,1\%$

Drehzahlmessung

Leuze Weißlicht Kontrasttaster
Modell KRTW 3B/4.1121-S8
Betriebstastweite 14,5 \pm 2 mm
Schaltfrequenz 10kHz

Beschleunigungsmessung

MWS 4301
Modell SA 0386
Messbereich: 5g

Messverstärker

HBM Spider 8
Seriennummer F 03589
Softwarversion P 32
Genauigkeitsklasse 0,1

Messsoftware

AMS Beam Spider V 3.12c33 Win32

Konstruktionszeichnungen

Hohlprofil 60x60x3 Länge 850mm 4mal
 Hohlprofil 60x60x3 Länge 528mm 2mal
 Hohlprofil 60x60x3 Länge 500mm 2mal
 Hohlprofil 60x60x3 Länge 700mm 45° 2mal
 Hohlprofil 60x60x3 Länge 648mm 45° 2mal
 Hohlprofil 60x60x3 Länge 770mm 45° 2mal

Diese Zeichnung ist schülerorientiert konzipiert und darf ohne unsere schriftliche Genehmigung nicht für andere Zwecke als die im Rahmen der Ausbildung vorgesehenen Unterrichts- und Prüfungsleistungen verwendet werden. Die Verantwortung für die Richtigkeit der Zeichnung liegt bei der Lehrperson.

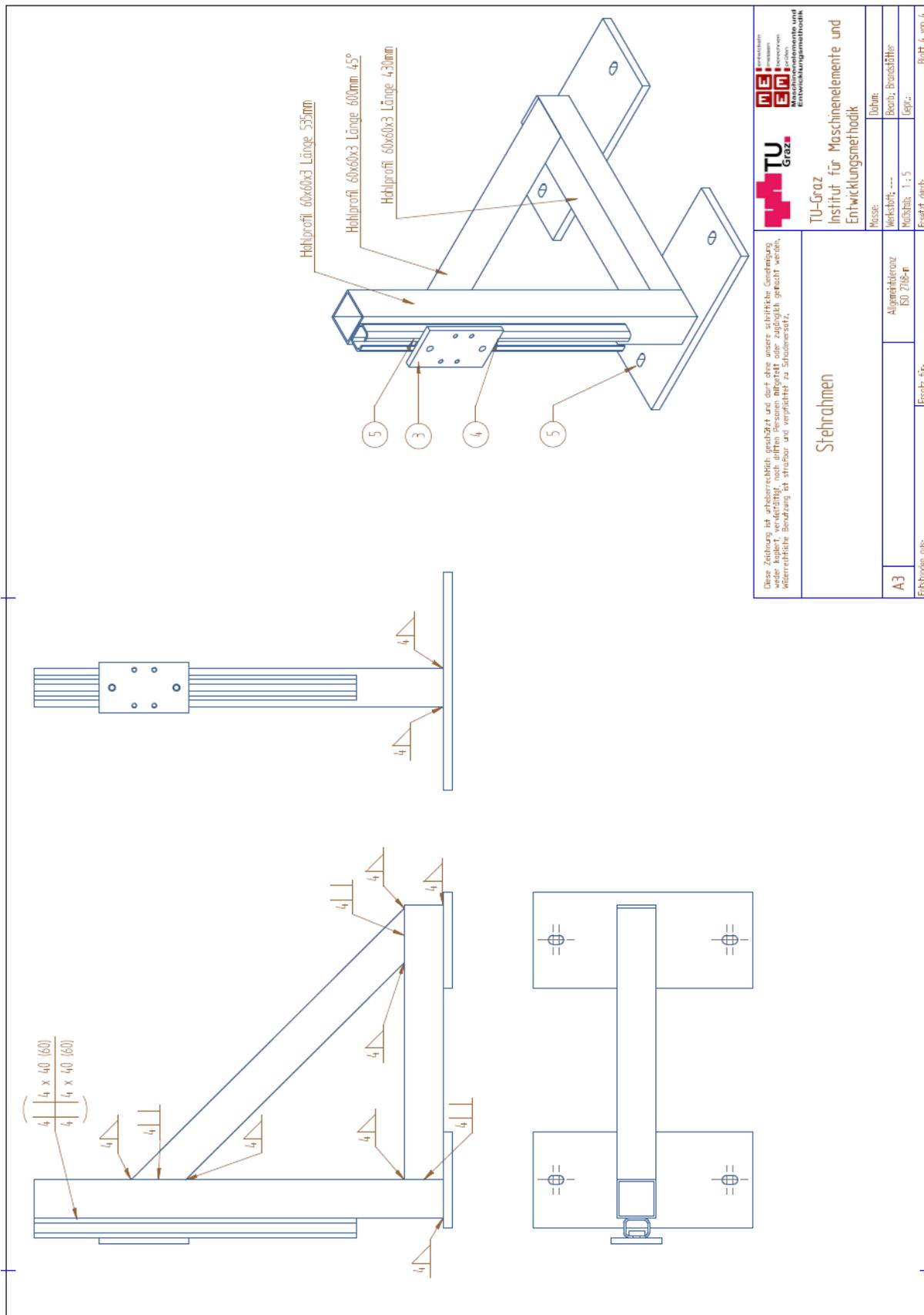
Stehrahmen
Übersichtsplan

A3	Erläuterung	Masse	---
		Werkstoff	---
Erläuterung	Ersatz für	Maßstab	1:2
		Verf.	---

Datum: ---
 Blatt: BrunsRöhler
 Blatt 1 von 4

TU Graz
 TU-Graz
 Institut für Maschinenelemente und
 Entwicklungsmethodik

DE
 ER
 MASCHINENELEMENTE UND
 ENTWICKLUNGSMETHODIK



 TU-Graz Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik		Masse:	Bohm
		Wechsel:	Bohm; Brandblötte
A3		Allgemeintoleranz ISO 7080-P	Maßstab: 1:5 Blatt 4 von 4
Ertüchtend: o.s.		Ersatz für:	

+

20 ZUNGENHAUPTERLEITE
19 U PROFIL 50x47
18 STÜCKER 91F P 72 B 30 RA2 144-STP
17 SD DREHSEL PFERE 50x40 M0
16 SCHRÄUBE IN 912-M10x20-B-STP
15 STÄBE 6x8
14 STÄBE 30x30S
13 ROHR 80x10x57
12 MUTTER UNTER 10x8x10-B-STP
11 MUTTER UNTER 10x8x10-B-STP
10 LAUFERLEITER
9 LAUFERLEITERLEITE
8 ROLLSCHRAUBE IN 912-M10x20-B-STP
7 ROLLSCHRAUBE IN 912-M10x20-B-STP
6 ROLLSCHRAUBE IN 912-M10x20-B-STP
5 LEHNSTÄBE 4x7
4 FÜHRER 40x30x6 M0
3 FÜHRER 40x30x6 IM T
2 C PROFIL 40x30x03 Z20
1 C PROFIL 40x30x03

Bezeichnung	Menge	Zuweisungs-Nr.	Werkstoff	Masse	Bemerkung
1	1	11	11	2,856	41
2	2	12	12	2,987	41
3	2	13	13	647	
4	4	14	14	193	
5	12	15	15	24	
6	8	16	16	46	
7	4	17	17	46	
8	4	18	18		
9	8	19	19		
10	12	20	20	92	
11	1			847	
12	2				
13	10			177	
14	4			72	
15	8			57	
16	2			544	
17	2			916	

Einheiten aus: mm cm m kg t g

Eschtr für: mm cm m

Blatt 1 von 3

TU Graz
 Institut für Maschinenelemente und
 Entwicklungsmethodik

EM
 Maschinenelemente und
 Entwicklungsmethodik

Rahmen 3.1

Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt und darf ohne unsere schriftliche Genehmigung weiter kopiert, verändert, veröffentlicht, nach außen herausgegeben oder zugänglich gemacht werden. Weder die Zeichnung noch die Erfindung sind geschützt.

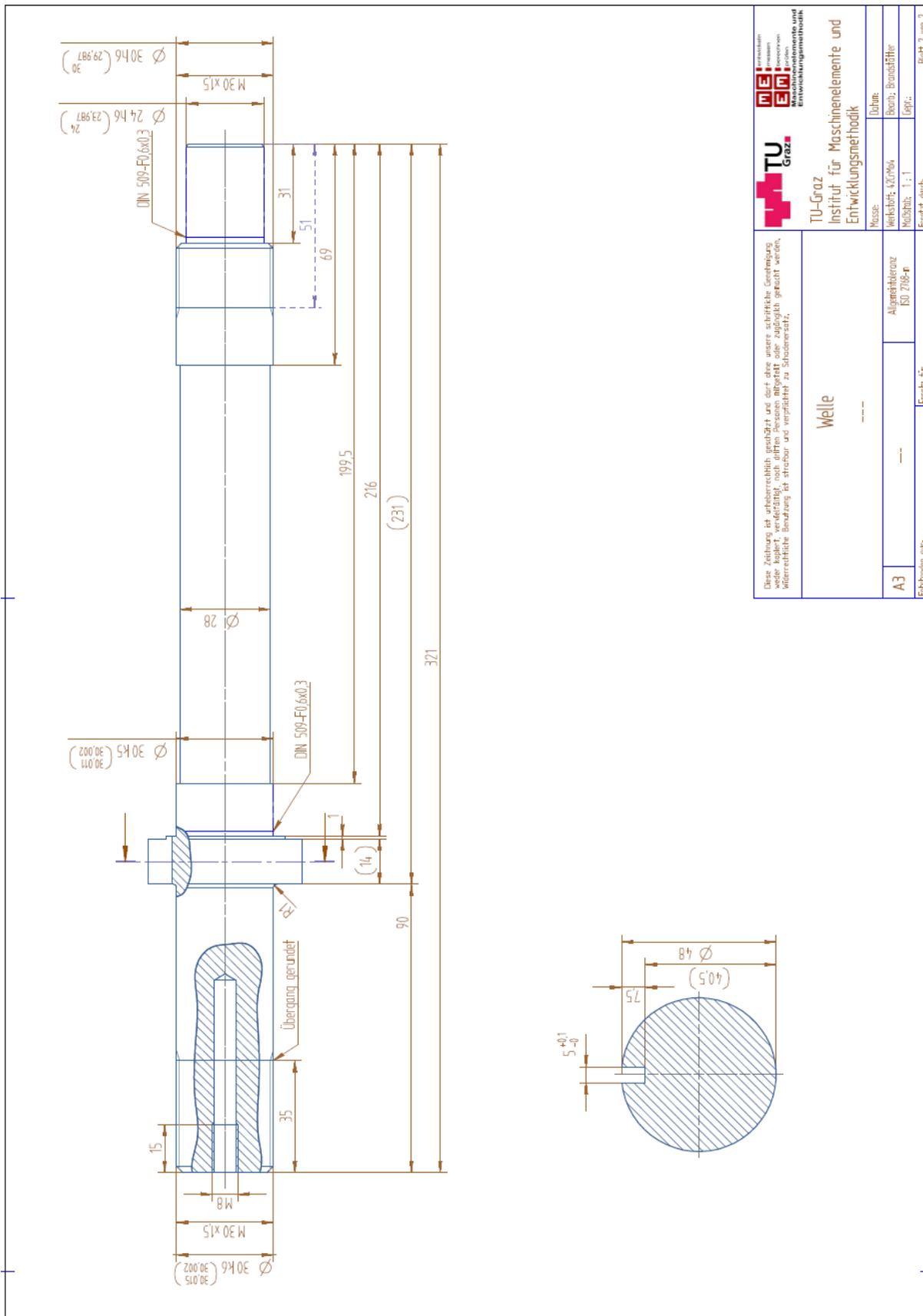
Masse:
 Werkstoff:
 Maßstab:
 Eschtr:
 Datum:
 Bearb.:
 Gepr.:

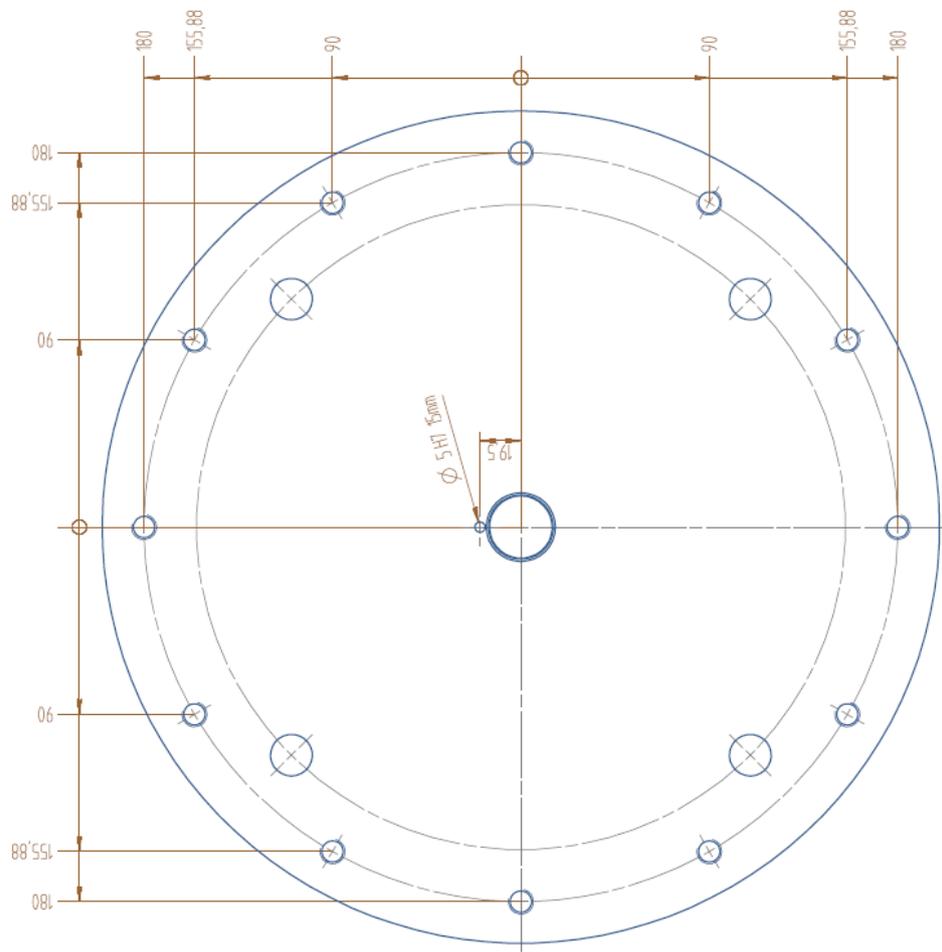
Zf.	Bezeichnung	Menge	Zeichnung N.	Werkstoff	Masse	Bemerkung
1	ZUNGBAUMPLATTE	1	nicht abitur	-	565	
2	U PROFIL 50x47	4		-	151	
3	STRALLEN SKF P.72-R-30-P42-N4-STP	2		-	647	
4	SD DREISEITIGER PUFFER 500x40 MP	4		-	99	
5	SCHRAUBE DIN 914-M10x40-A8-8-STP	4		-	24	
6	STREBE 6x8	4		-	46	
7	SCHREIBE 30x10x5	4		-	46	
8	ROHR 10x10x5	4		-	16	
9	ROHR 10x10x5	4		-	16	
10	MUTTER UNBELAGERT MIT ST-SP	4		-	16	
11	MUTTER UNBELAGERT MIT ST-SP	4		-	16	
12	MUTTER UNBELAGERT MIT ST-SP	4		-	16	
13	MUTTER UNBELAGERT MIT ST-SP	4		-	16	
14	LAGERBEFESTIGER	1		-	192	
15	LAGERBEFESTIGER	2		-	647	
16	SKF SCHRAUBE DIN 914-M10x40-A8-8-STP	2		-	24	
17	SKF SCHRAUBE DIN 914-M10x40-A8-8-STP	10		-	240	
18	GEWINDENIKE M12	4		-	107	
19	LAGERBEFESTIGER	4		-	72	
20	LAGERBEFESTIGER	2		-	54	
21	U PROFIL 40x30x10x3 Z20	2		-	96	
22	U PROFIL 40x30x10x3	2		-	96	

TU Graz
 Institut für Maschinenelemente und
 Entwicklungsmethodik

Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt und darf ohne unsere schriftliche Genehmigung
 weder kopiert, verändert, noch Dritten Personen mitgeteilt oder zugänglich gemacht werden.
 Weiterverbreitung, Vervielfältigung, Verbreitung ist strikt untersagt und wird strafrechtlich geahndet.

A3	Ersatz für:	Ersatz für:	Blatt 1 von 3
Masse: Werkstoff: Maßstab: 1:2	Allgemeinform ISO 2108-n	Bohrer: Bohrfl.: Leift.:	Blatt 1 von 3





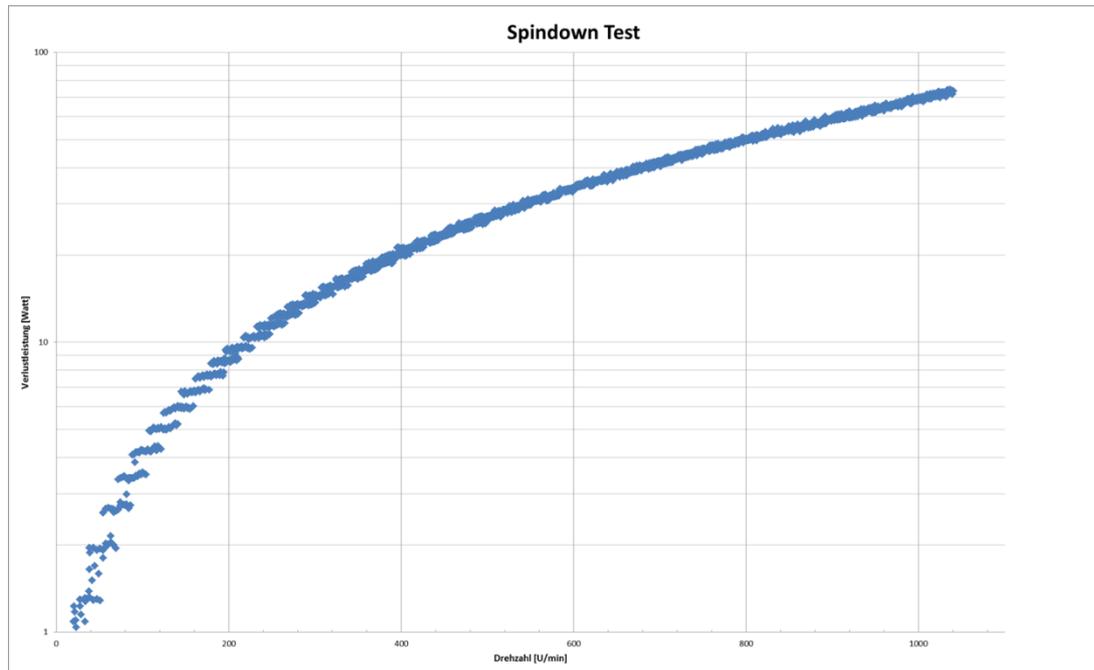
Diese Zeichnung ist urheberrechtlich geschützt und darf ohne unsere schriftliche Genehmigung nicht weiterverbreitet werden. Weiterverbreitung ist strafbar und verpflichtet zu Schadensersatz.

TU Graz
 Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Masse:	Bohm:
Werkstoff: St	Bohrn: Bohrstift
Maßstab: 1:2	Fabr:
Erstellt durch:	
Blatt 2 von 2	

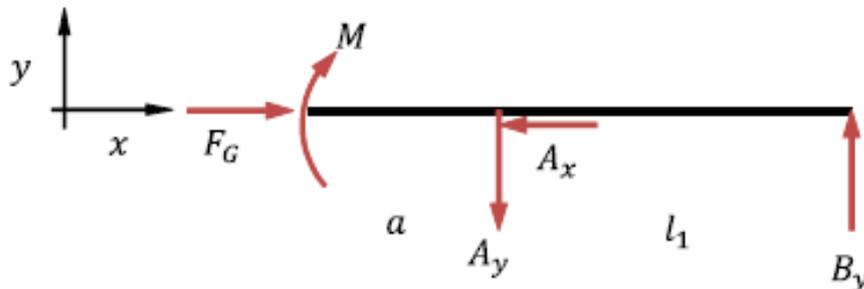
Masse	
Bemaßung Bohrungen	
A3	---
Erläut. für:	
Blatt 2 von 2	

Spindowntest



Einfluss der Steifigkeit der Welle, Wellendimensionierung

Welle ohne Durchbiegung



$$M := 175 \text{ N}\cdot\text{m} \quad l_1 := 150 \text{ mm}$$

$$\underline{\underline{m}} := 80 \text{ kg}$$

$$F_G := m \cdot g = 784.532 \text{ N}$$

$$A_x := F_G$$

$$B_y := \frac{M}{l_1}$$

$$A_y := B_y = 1.167 \times 10^3 \text{ N}$$

Krit Querschnitt bei A

$$d := 28 \text{ mm}$$

$$W_b := \pi \cdot \frac{d^3}{32} = 2.155 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \quad \underline{\underline{A}} := d^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 1.232 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_b := \left(\frac{M}{W_b} \right) + \frac{F_G}{A} = 8.184 \times 10^7 \text{ Pa} \quad \text{etwa } 82 \text{ N/mm}^2$$

SKF S 216

Vorspannkraft $F = k \cdot d$

$k = 0,01 - 0,02$

$F = 0,3 - 0,6 \text{ kN}$

Spindellager FAG B7006-C-T-P4S $d=30$ $D=55$ $Cr = 15 \text{ kN}$ $\alpha=15^\circ$

Vorspannkraft 75; 260; 545 N

Axiale Steifigkeit 33; 58; 85 N/ μm

Radiale Steifigkeit = 6 * Axiale Steifigkeit = 99; 348; 510 N/ μm

Welle mit Durchbiegung

Unwucht

$$G_{zul} := 6.3 \cdot \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad \text{Wuchtgüte 6,3 (ezul} \cdot \omega \text{ [mm/s]) Din ISO 1940 Teil 1}$$

$$\omega := 5000 \cdot \pi \cdot \frac{2}{60 \cdot \text{s}} = 523.599 \text{ s}^{-1}$$

$$e_{zul} := \frac{G_{zul}}{\omega} \quad \text{zulässige spezifische Restunwucht}$$

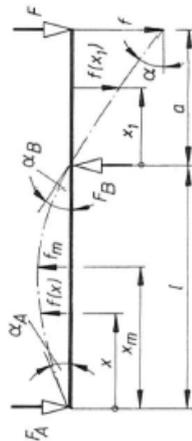
$$e_{zul} = 1.203 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$m_1 := 59 \text{ kg}$$

$$r := e_{zul}$$

$$F_{x\text{max}} := m_1 \cdot r \cdot \omega^2 = 194.622 \text{ N}$$

Durchbiegung



$$d_1 := 30 \text{ mm}$$

$$I := \frac{\pi (d_1^4)}{64} = 3.976 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \quad E := 210000 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad a := 57 \text{ mm}$$

$$c_{Welle} := \frac{(3 \cdot E \cdot I)}{[a^2 \cdot (1_1 + a)]} = 3.725 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$c_{Lager} := 348 \cdot \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

$$c_{ges} := \frac{c_{Welle} \cdot c_{Lager}}{c_{Welle} + c_{Lager}} = 3.364 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\omega_{krit} := \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_{ges}}{m_1}} = 7.211 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$$

$$f := \frac{e_{zul} \cdot \omega^2}{\frac{c_{ges}}{m_1} - \omega^2} = 1.114 \times 10^{-5} \text{ m} \quad \text{Durchbiegung der Welle durch die Fliehkraft}$$

$$F_{Flieh} := m_1 \cdot (f + e_{zul}) \cdot \omega^2 = 374.823 \text{ N} \quad \text{Fliehkraft durch Unwucht u. Durchbiegung}$$

$$F_{LFD} := \frac{F_{Flieh} \cdot (a + l_1)}{l_1} = 517.256 \text{ N} \quad \text{Lagerbelastung durch die Unwucht und Durchbiegung}$$

Lager 6006

SKF seite 299ff

$$F_V := 300 \text{ N}$$

$$F_a := F_G + F_V \quad F_r := F_{LFD} + A_y = 1.684 \times 10^3 \text{ N}$$

$$f_0 := 15 \quad C_0 := 8300 \text{ N} \quad Y := 1.45 \quad f_0 \cdot \frac{F_a}{C_0} = 2.321$$

$$X := 0.56 \quad Y := 1.45$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.763 \quad \text{größer e}$$

$$P_{\text{WV}} := X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 2.806 \times 10^3 \text{ N}$$

$$L_{10h} := \frac{(10^6) \cdot \left(\frac{C_0}{P}\right)^3}{60 \cdot 5000} = 86.308$$

Festigkeit der Scheibe

Dubbel C38

6.3.2 Ringförmige Scheibe konstanter Dicke (Bild 4)

Für $\sigma_i = \sigma_a = 0$ ist

$$\begin{aligned}\sigma_r(r) &= c_1 \rho \omega^2 r_a^2 \left(1 + r_1^2/r_a^2 - r_1^2/r^2 - r^2/r_a^2\right), \\ \sigma_r(r=r_1) = \sigma_r(r=r_a) &= 0, \\ \sigma_t(r) &= c_1 \rho \omega^2 r_a^2 \left(1 + r_1^2/r_a^2 + r_1^2/r^2 - c_3 r^2/r_a^2\right), \\ \max \sigma_t &= \sigma_t(r=r_1) = 2 \cdot c_1 \rho \omega^2 r_a^2 \left(1 + c_4 r_1^2/r_a^2\right).\end{aligned}$$

