

Christian Thöni

Auslegung und Planung eines Prüfstandes zur Erzeugung einer umlaufenden Biegespannung an Radsatzwellen

Diplomarbeit

Technische Universität Graz

Institut für Leichtbau

Leiter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Betreuer:

Ass.Prof.Dipl-Ing.Dr.techn. Christian Moser

Graz, April 2014

Eidesstattliche Erklärung¹

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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am _____

Datum

Unterschrift

¹Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008; Genehmigung des Senates am 1.12.2008

Bedanken möchte ich mich vor allem bei Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser und Dipl.-Ing. Dr.techn. Thomas Thurner sowie beim gesamten Team des Instituts für Leichtbau für die Unterstützung, die Motivation und die lehrreichen Betreuungsstunden.

Ich widme diese Diplomarbeit meinen Eltern.

Kurzfassung

Radsatzwellen stellen aufgrund ihres wechselnden, mehrachsigen Belastungszustandes im Betrieb, sowie die im Laufe ihrer ca. 25-jährigen Lebensdauer anfallenden 10^9 Lastwechsel ein hochbelastetes Bauteil dar. Dies, sowie angesichts der im Schadensfall katastrophalen Auswirkungen wird die Radsatzwelle als ein sicherheitskritische Bauteil eingestuft und ist dementsprechend Gegenstand fortlaufender Untersuchungen und Forschungsvorhaben.

Das internationale Forschungsprojekte *Eisenbahnfahrwerke 3* beabsichtigt die Präzisierung bestehender Rissfortschrittsberechnungen an Radsatzwellen mit dem Ziel die vorgeschriebene Prüfzyklendauer im Betrieb zu erhöhen. Die Validierung besagter Berechnungen erfolgt am Institut für Leichtbau mittels zweier Prüfstände zur Erzeugung einer umlaufenden Biegespannung an Radsatzwellen.

Der erste Teil dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Erstellung und Ausarbeitung von Konzeptvarianten besagter Prüfstände.

Der Zweite Teil beschreibt die Vorauslegung des favorisierten Prüfstandes. Unter Zuhilfenahme von numerisch gestützten Berechnungsmodellen wird das Verhalten dieses hochdynamisch erregten Prüfstandes untersucht und in weiterer Folge werden die für die abschließende Konstruktion benötigten Kenngrößen ermittelt.

Im dritten Teil dieser Arbeit erfolgt die Verifizierung der erstellten Simulationstools. Ein ebenfalls im Zuge dieser Arbeit konstruiert und gefertigter Modellprüfstand ermöglicht den Abgleich von Simulations- und Messgrößen.

Abstract

Railway axles are considered as highly stressed components because of their changing, multi-axial stress load case in operation, but also because of the accrued alternation of load of 10^9 during their 25-year life cycle. Also because of the disastrous consequences in case of damage, the railway axle is classified as a component relevant to security and is therefore subject to ongoing examinations and technical research projects.

The aim of the international research projects *Eisenbahnfahrwerke 3* is to specify already existing calculation models regarding the crack growth on railway axles, with the objective to increase the prescribed test cycle duration of the component in the operating state.

The validation of these calculations takes place in the *institute of light weight* by using two test benches to generate a revolving bending stress on the railway axles.

The first part of this thesis deals with the creation and development of different concepts for the test benches which are going to be used.

The second part describes in detail the pre-design of the favorite test bench. The behavior of the highly dynamic test bench is analyzed with the help of numerical calculations in order to subsequently identify the missing parameters needed for the final construction of this test bench.

The third part of this thesis contains the verification of the developed simulation tool. A further test bench, manufactured for this exact purpose, allows the comparison of simulation variables and measuring quantities.

Inhaltsverzeichnis

Einleitung	1
1 Einführung Radsatzwellenprüfung	4
1.1 Radsatzwellen	4
1.1.1 Radsatzwellenwerkstoff	5
1.1.2 Problematik: Rissbildung bei Radsatzwellen	5
1.1.3 Schienenfahrzeugnormen	6
1.1.4 Schienenfahrzeugnorm EN13103	7
2 Radsatzwellenprüfstand	20
2.1 Radsatzwellenprüfstand Konzepte	22
2.1.1 Variante 1: Prüfstand mit einseitig eingespannter Radsatzwelle	22
2.1.2 Variante 2: Prüfstand mit frei schwingende Radsatzwelle	27
2.1.3 Variante 3: Prüfstand mit horizontal frei schwingender Radsatzwelle	31
2.1.4 Variante 4: 4-Punkt-Biegeprüfstand	36
2.1.5 Variante 5: 3-Punkt Biegeprüfstand	40
2.2 Gegenüberstellung der einzelnen Prüfstandkonzepte	43
2.2.1 Entscheidung des Einsenbahnfahrwerke 3 Gremium	44
3 Planung und Auslegung des Radsatzwellenprüfstandes	45
3.1 Ablauf von Planung und Auslegung des Prüfstandes	45
3.2 Charakterisierung der relevanten Einflussparameter auf Radsatzwellenprüfstand	47
3.3 Iterativer Ablauf von Simulation und Konstruktion	49
4 Berechnung und Simulation	52
4.1 FEM-Simulation im Prüfstandbau	52
4.1.1 Modalanalyse	52
4.1.2 Dynamisch Transiente Simulation	53
4.2 Auslegung Schwingfundament	53
4.2.1 Einsatz von Schwingfundamenten in der Prüfstandtechnik	54
4.2.2 Anforderungen und Identifizierung der benötigten Parameter für Schwingfundament	55
4.2.3 Geometrieauslegung und Grobkonstruktion	56
4.2.4 Simulation	64

4.3	Auslegung des Radsatzwellenprüfstandes	69
4.3.1	Anforderung an das Simulationsmodell	69
4.3.2	Simulation	70
5	Modellprüfstand	79
5.1	Sinn/Zweck eines Modellprüfstandes	79
5.2	Ablauf der Auslegung und Konstruktion sowie Anpassung der Simulation	80
5.3	Anforderungen an Modellprüfstand und Modellsimulation	81
5.3.1	Konstruktion	83
5.3.2	Simulation Modellprüfstand	86
5.4	Mechanischer Aufbau	90
5.5	Elektrischer Aufbau, Messtechnik	91
5.5.1	Antriebseinheit	92
5.5.2	Messtechnik und Sensorik	93
5.5.3	Datenerfassungssystem	96
5.6	Betrieb	98
5.7	Auswertung von Simulations- und Messergebnisse	99
5.7.1	Auswertung der Simulation Modellwelle 1	100
5.7.2	Auswertung der Messergebnisse Modellwelle 1	104
5.7.3	Vergleich von Simulation und Messwerte von Modellwelle 1	110
5.7.4	Auswertung der Simulation und Messergebnisse von Modellwelle 2	114
5.7.5	Vergleich von Simulation und Messwerte von Modellwelle 2	117
6	Finale Auslegung des Radsatzwellenprüfstandes	119
6.1	Simulationsergebnisse	119
6.1.1	Eigenfrequenz Schwingfundament	119
6.1.2	Eigenfrequenz Radsatzwellenprüfstand	120
6.1.3	Ergebnisse der transienten Simulation	121
7	Zusammenfassung	128

Einleitung

Die Radsatzwelle bildet gemeinsam mit den beiden über einen Presssitz verbundenen Radscheiben den als Radsatz bezeichneten Verbund. Je nach Anwendungsfall sind zusätzliche Aufnahmen für die Antriebseinheit (Triebwagen) und/oder Bremsvorrichtungen angebracht. Der Radsatz ergibt, mit der zugehörigen Radsatzwelle als zentrales Element, die Koppelstelle zwischen Zug/Drehgestell und Schiene.

Im Fahrbetrieb wirken eine Reihe von Kräften und Momenten auf die Radsatzwelle: Die Gewichtskraft des Wagenkastens wird über die Lagerstellen eingeleitet, sowie am Radscheibensitz die entgegengesetzten Radaufstandskräfte. Die konischen Laufflächen der Radscheibe und die bei Bogenfahrt auftretenden Spurführungskräfte leiten einen Biegemomentensprung am Radscheibensitz ein. Mehrachsige Brems- und Antriebsmomente komplettieren den Belastungszustand der sich drehenden Welle. Zusammenfassend wird somit ein wechselnder, mehrachsiger Belastungszustand beschrieben.

Die durchschnittliche Lebensdauer von Schienenfahrzeugen beträgt ca. 25 Jahre. In dieser Zeitspanne legt das Fahrzeug bis zu drei Millionen Kilometer zurück. Die Anzahl der Umlauflegebeanspruchungen, welchen die Radsatzwelle dabei ausgesetzt ist, liegt bei etwa 10^9 Lastwechsel. Dieser Wert übersteigt die üblicherweise bei Bauteilversuchen gefahrenen Schwingspielzahlen von 10^6 bis 10^7 Lastwechsel bei weitem.

Aufgrund des komplexen Spannungszustandes, der hohen Lastwechsel, sowie angesichts der im Schadensfall potentiell katastrophalen Auswirkungen, kann die Radsatzwelle als ein sicherheitstechnisch äußerst kritisches Bauteil angesehen werden.

Dementsprechend werden Radsatzwellen samt den zugehörigen Laufrädern in vorgeschriebenen Intervallen auf ihre Fehlerfreiheit überprüft und einer zerstörungsfreien Prüfung mittels Ultraschall unterzogen.

Nach mehreren Radsatzwellenbrüchen, unter anderem zwei Schadensfälle im Betrieb an ICE 3 Hochgeschwindigkeitszügen 2002 und 2008 [8], wurden die Forschungsvorhaben *Eisenbahnfahrwerke 1* und *Eisenbahnfahrwerke 2* ins Leben gerufen. Inhalt besagter Forschungsprojekte war die Untersuchung der Radsatzwellen-Auslegenorm EN13103 und EN13104, sowie die Entwicklung grundlegender Rissfortschritts- und Lebensdauerberechnungen. Direkte Folge daraus war die Reduktion des Prüfintervals der Radsatzwellen von ehemals 300.000 Kilometern auf 60.000 Kilometer. Für einen ICE 3 mit einem Jahresbetriebseinsatz von 400.000 Kilometern bedeutet dies einen inspektionsbedingten Ausfall alle zwei Monate. [8] Dieses vorgeschriebene Inspektionsintervall, welches nur für den deutschen Raum gilt, ist für einen wirtschaftlichen Betrieb von Hochgeschwindigkeitszüge deutlich zu gering.

Aus diesem Grund wurde das Forschungsvorhaben *Eisenbahnfahrwerke 3* gestartet, welches, wie die vorangegangenen Projekte *Eisenbahnfahrwerke 1* und *Eisenbahnfahrwerke 2*, ein Konsortium aus universitären Einrichtungen und namhaften Partnern der europäischen Eisenbahnindustrie umfasst. Die zentrale Aufgabe von *Eisenbahnfahrwerke 3* ist eine Neubewertung der Rissfortschrittsberechnung vor allem in Hinblick auf das Kurzrisswachstum. Dieses wird im bereits bestehenden Modell der Rissfortschrittsrechnung unzureichend bedacht. Die Validierung der neuen Rissfortschrittsrechnung erfolgt durch sogenannte Rissfortschrittsprüfungen an originalgetreuen Radsatzwellen. Durch die Verwendung hochpräziser Messtechnik, einer hohen Probenanzahl (mindestens 35 Radsatzwellen) sowie einer exakten Nachbildung der vorherrschenden Spannungssituation am Prüfling wird die Streubreite der Messergebnisse auf Prüfstandseite verringert. Anhand der genannten Verbesserungen sollen viele Kritikpunkte der beiden vorangegangenen Forschungsvorhaben beseitigt werden. Ziel dieser Optimierungen auf Berechnungs- und Validierungsseite ist eine verbesserte Rissfortschrittsvorhersage. Damit einhergehend können die Intervalle der Ultraschalluntersuchungen an Radsatzwellen wieder auf ein akzeptables Niveau gehoben werden.

Das *Institut für Leichtbau* übernimmt als Partner dieser Forschungsgruppe jenen Projektabschnitt, welcher die Konzeption, Planung und Auslegung, sowie das Betreiben zweier Radsatzwellenprüfstände enthält.

Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit lässt sich in folgenden Teilbereiche konkretisieren:

- Ausgehend von der beschriebenen Problematik sollen Prüfstandskonzepte ausgearbeitet werden, welche den Ansprüchen eines Prüfaufbaus zur Untersuchung von Rissfortschritten an 1:1 Radsatzwellen entsprechen. Die hohe Probenanzahl und die geforderte Lastspielzahl von mindestens 10^8 Lastwechseln erfordert eine hohe Prüffrequenz. Durch den parallelen Betrieb zweier identischer Prüfstände kann die Gesamtprüfdauer reduziert werden. Die ausgearbeiteten Prüfstandskonzepte werden dem Gremium von *Eisenbahnfahrwerke 3* vorgelegt, welches die finale Prüfstandsvariante auswählt.
- Nach Festlegung auf ein Prüfstandskonzeptes wird unter Zuhilfenahme numerisch gestützter Berechnungssoftware ein Simulationstool erstellt. Diese Simulation soll den hochdynamisch laufenden Radsatzwellenprüfstand unter Einbezug aller relevanten Parameter möglichst exakt beschreiben. Die Ergebnisse dieser Simulation bilden die Grundlage für die weiterführende Konstruktion des Prüfstandes und fließen in das Lastenheft bei Bestellungen von Prüfstandskomponenten ein.
- Anschließend erfolgt eine Verifizierung des Simulationsmodells, indem ausgewählte Berechnungsergebnisse mit den prüftechnisch erfassten Ergebnissen eines Modellprüfstandes abgeglichen werden. Hierzu wird ein geeigneter Modellprüfstand konzipiert und gefertigt.

Kapitel 1

Einführung Radsatzwellenprüfung

1.1 Radsatzwellen

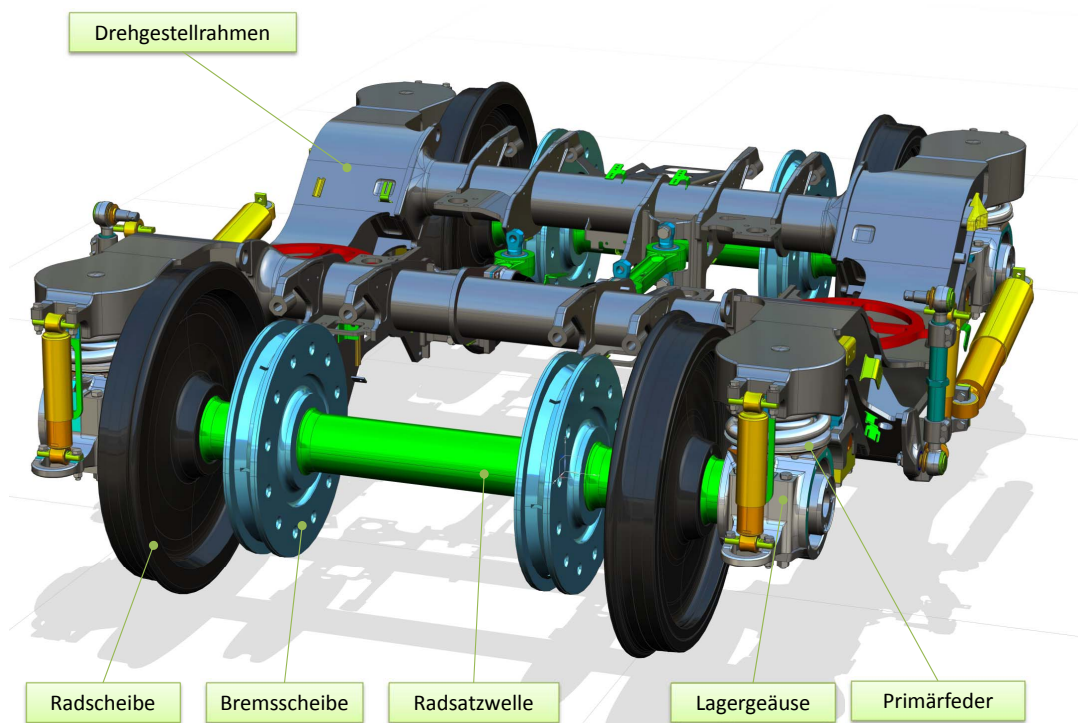


Abbildung 1.1: Drehgestell mit eingebauten Radsatzwellen

Die Radsatzwelle bildet gemeinsam mit den beiden Radscheiben einen als Radsatz bezeichneten Verbund. Die Radscheiben werden dabei in der Regel auf den für Ihnen vorgesehenen Sitz auf die Radsatzwelle hydraulisch aufgepresst (sog. Längspresssitz). Die Abstützung des Drehgestelles auf die Radsatzwelle erfolgt in der Regel über außerhalb der Radscheiben liegende Achslager. Dies hat gegenüber innen-liegende Lagersitze den Vorteil eines einfachen Lageraustauschs sowie den Verzicht auf die Verwendung von

teilbaren Lagern. Je nach Einsatz der Radsatzwelle als Treibradsatz oder Laufradsatz befinden sich auf der Welle zusätzliche Koppelstellen zur Aufnahme von Antriebs- und- oder Bremssystemen.

Die durchschnittliche Lebensdauer von Schienenfahrzeugen liegt bei ca. 25 Jahren. In dieser Zeit legt das Fahrzeug ca. 3 Millionen Kilometer zurück. Die Beanspruchung auf Umlaufbiegung, welche die Radsatzwelle dabei ausgesetzt ist, liegt bei etwa 10^9 Lastwechsel. Dieser Wert liegt weit jenseits der üblicherweise bei Bauteilversuchen gefahrenen Lastspielzahlen von 10^6 bis 10^7 Lastwechsel.

1.1.1 Radsatzwellenwerkstoff

Prinzipiell stehen für Radsatzwellen mehrere geeignete Stähle zur Verfügung. Die in Europa am häufigsten verwendeten Stähle für Radsatzwellen sind *EA1N* und *EA4T*, welche in der Norm EN13261 *Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsatzwellen - Produktanforderungen* [5] detailliert, inkl. chemischer und physikalischer Eigenschaften beschrieben werden. Dabei ist *EA1N* ein herkömmlicher Baustahl mit ferritisch-perlitischer Struktur, bekannt unter der alten Bezeichnung E295 bzw. St50. *EA4T* ist ein mit Chrom und Molybdän legierter Vergütungsstahl mit bainitisch-martensitischer Struktur. Bei Hochgeschwindigkeitszügen beobachtet man die Tendenz hin zu höherfesten Vergütungsstählen, wie zB. 34CrNiMo6, welcher in der Norm DIN 10083 [2] behandelt wird. In der folgenden Tabelle sind die grundlegenden mechanischen Eigenschaften besagter Stähle aufgelistet:

Stahlsorte	R_e MPa	R_m MPa	A_5 %	Z %	KU_{laengs} J	KU_{quer} J
EA1N	Min. 320	550-650	Min. 24	Nicht def.	Min. 30	Min. 20
EA4T	Min. 420	650-800	Min. 18	Nicht def.	Min. 40	Min. 25
34CrNiMo6	Min. 600	800-950	min. 13	Min. 55	Min. 45	

Tabelle 1.1: mechanische Eigenschaften Radsatzwellen-Stähle

Dabei ist R_e die Streckgrenze, R_m die Zugfestigkeit, A_5 die Bruchdehnung, Z die Brucheinschnürung und KU_{laengs} sowie KU_{quer} die Kerbschlagarbeiten in Längs- und Querrichtung zur Radsatzwelle. Alle Werte bei 20°C Umgebungstemperatur ermittelt.

1.1.2 Problematik: Rissbildung bei Radsatzwellen

Die sehr hohe Anzahl zyklischer Spannungswechsel an der Radsatzwelle führen zu örtlichen Rissbildung, welche auch bei Betrieb unterhalb der Ermüdungsbelastung auftreten

können. Dabei treten die Risse primär an Stellen hoher Spannungszustände auf, wie zB. im Bereich des inneren Korbbogens des Radscheibensitzes. Dabei spielen, neben den im Betrieb hervorgerufenen dynamischen Spannungen, auch statische Spannungen, hervorgerufen durch den nebenliegenden Presssitz der Radscheiben eine nicht zu vernachlässigenden Rolle.



Abbildung 1.2: Gebrochene Radsatzwelle des ICE3 in Köln

1.1.3 Schienenfahrzeugnormen

Für dieser Diplomarbeit bzw. die ihr zugrundeliegende Auslegung und Planung eines Prüfstandes sind zwei Normen von zentraler Bedeutung:

EN13103 gilt für *Laufwheelsätze mit Voll- und Hohlwellen von rollenden Eisenbahnmaterial für Personen- und Güterverkehr*. [3]

EN13104 gilt für *angetriebene Radsätze von rollendem Eisenbahnmaterial mit Voll- und Hohlwellen, Laufwheelsätze mit Voll- und Hohlwellen von Motordrehgestellen sowie Laufwheelsätze mit Voll- und Hohlwellen von Lokomotiven*. [4]

Der genaue Anwendungsbereich beider Normen umfasst folgende Punkte: [3] [4]

- gibt Kräfte und Momente an, die aufgrund der Massenwirkungen und Bremsbedingungen zu berücksichtigen sind;
- gibt das Verfahren zur Spannungsberechnung außengelagerter Radsatzwellen an;

- beschreibt die Vorgehensweise zur Ermittlung der höchstzulässigen Spannungen für andere Stähle;
- bestimmt die Durchmesser der verschiedenen Wellenabschnitte. Die bevorzugten Formen und Übergänge werden definiert, um ein sicheres Betriebsverhalten zu erreichen.

Insbesondere der Erste der obgenannten Punkte ist als Ausgangslage für die Planung und Kozeptionierung eines Radsatzwellenprüfstand von größter Bedeutung. Die aus den beiden Normen ermittelten qualitativen Beanspruchungsverläufe an der Radsatzwelle werden im Anschluss der Konzeptvorstellung mit den Beanspruchungsverläufen der Konzeptvarianten verglichen. Dabei dienen sie als Referenzvorlage für die Bewertung der einzelnen Konzeptvarianten hinsichtlich ihrer Tauglichkeit als Prüfstand.

1.1.4 Schienenfahrzeugnorm EN13103

Die im weiteren Verlauf gezeigte Ermittlung der Beanspruchungsverläufe an der Radsatzwelle sind der Norm EN13103, Abschnitt 5: *Anzusetzende Kräfte und Momente* entnommen.

Koordinatensystem

Als Koordinatensystem wird jenes der Norm übernommen:

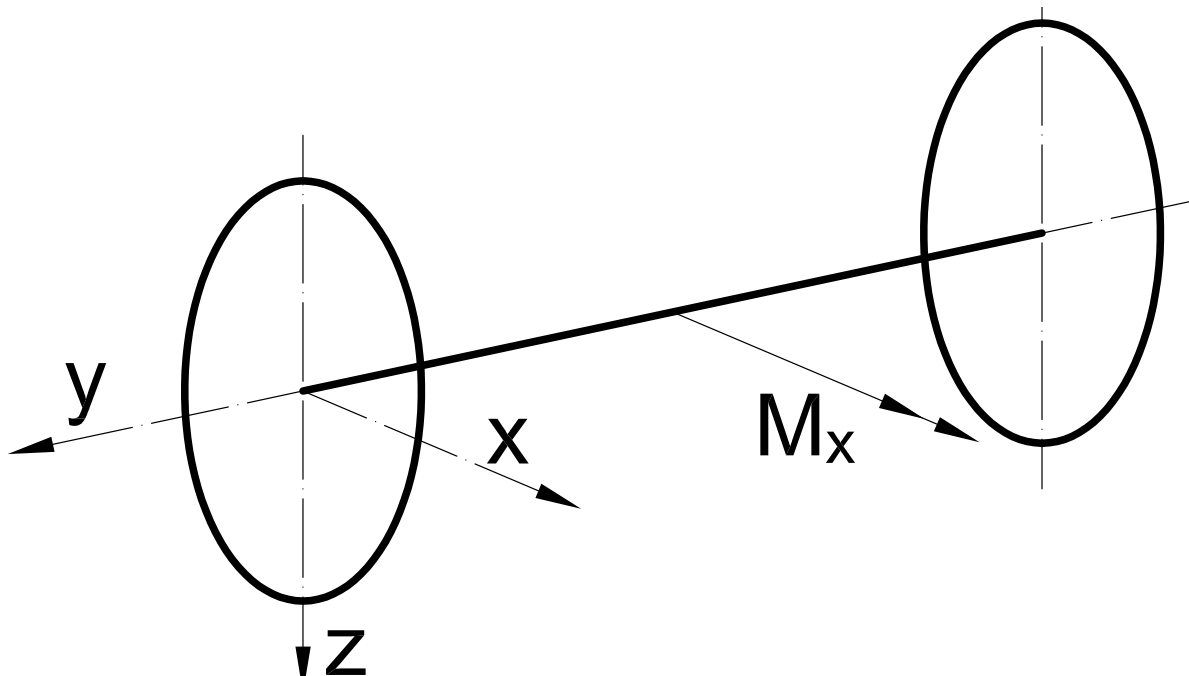


Abbildung 1.3: Koordinatensystem gemäß EN13103

Dabei zeigt die y-Achse in Längsrichtung der Radsatzwelle, die x-Achse in Fahrtrichtung des Zuges und die z-Achse vertikal nach unten.

Arten der Kräfte

Primär teilt die Norm EN13103 die Kräfte in folgende Hauptgruppen ein:

- Kräfte aus beweglichen Massen
- Kräfte aus Bremsung
- Kräfte aus Antrieb

Dabei wirken sämtliche aus den beweglichen Massen resultierenden Kräfte entlang der Mittellinie schneidenden vertikalen Symmetrieebene (y-z Ebene). Als Eingangsgröße der folgenden quasistatischen Berechnung fungiert die Masse m_1 , sie errechnet sich je nach Schienenfahrzeug aus der trockenen Fahrzeugmasse und einer genau definierten Nutzlast. Eine genaue Auflistung der Zusammensetzung der Masse m_1 ist der Norm EN13103, Kapitel 5.2 *Einfluss der bewegten Massen*, Tabelle 2 zu entnehmen. [3]

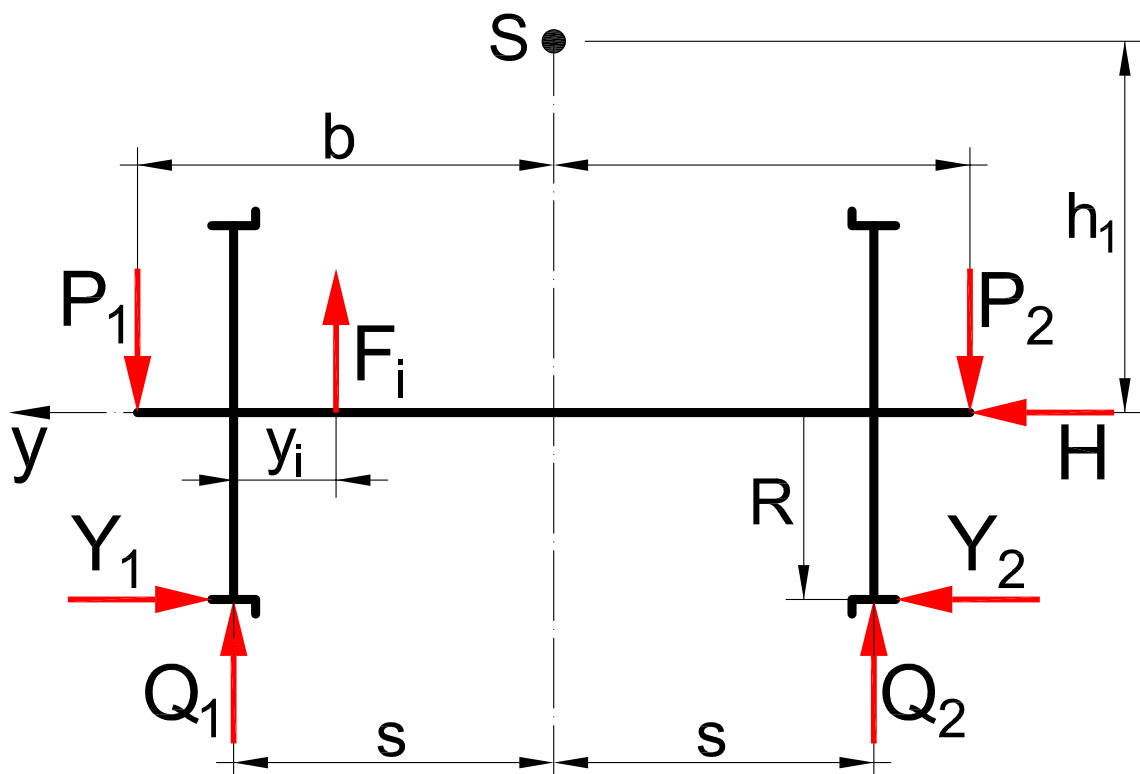


Abbildung 1.4: auf Radsatzwelle wirkende Kräfte

Abb. 1.4 stellt laut EN13103 alle auf die Radsatzwelle wirkende, auf beweglichen Massen zurückzuführende, Kräfte dar. Im folgenden Verlauf werden beispielhaft die Kräfte für eine normale Radsatzwelle gelistet. Für abweichende Betriebsbedingungen oder Spurweiten können die Koeffizienten der Formeln abweichen.

Die beiden auf das jeweilige Radsatzlager wirkende vertikalen Gewichtskräfte P_1 und P_2 werden wie folgt berechnet:

$$P_1 = \left(0,625 + \frac{0,075 \cdot h_1}{b}\right) m_1 \cdot g \quad (1.1)$$

$$P_2 = \left(0,625 - \frac{0,075 \cdot h_1}{b}\right) m_1 \cdot g \quad (1.2)$$

Wie unschwer erkennbar haben Neben der Masse des Schienenfahrzeuges die Schwerpunkthöhe des Wagenkastens h_1 sowie der halbe Abstand der beiden Lagersitze b Einfluss auf die Lagerkräfte.

Aufgrund der konischen Lauffläche der Radscheibe sowie die bei Bogenfahrt auftretende Querkraft auf das kurven-äußere Rad erzeugen am Rad-Schiene-Kontakt nach innen zeigende Querkräfte. Diese beiden horizontal auf die Radscheibe einwirkenden Spurführungskräfte Y_1 und Y_2 werden wie folgt berechnet:

$$Y_1 = 0,30 \cdot m_1 \cdot g \quad (1.3)$$

$$Y_2 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g \quad (1.4)$$

Die axiale in die Radsatzwelle eingebrachte Kraftkomponente H ist die Differenz der beiden Spurführungskräfte:

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g \quad (1.5)$$

Durch Anwendung des Kräfte- und Momentengleichgewichtes ergeben sich aus den oben erhaltenen Kräfte die Radaufstandskräfte Q_1 sowie Q_2 .

$$Q_1 = \frac{1}{2 \cdot s} [P_1(b + s) - P_2(b - s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2 \cdot s - y_i)] \quad (1.6)$$

$$Q_2 = \frac{1}{2 \cdot s} [P_2(b + s) - P_1(b - s) - (Y_1 - Y_2)R - F_i \cdot y_i] \quad (1.7)$$

Schnittverlauf der Normal- und Querkraft nach EN13103

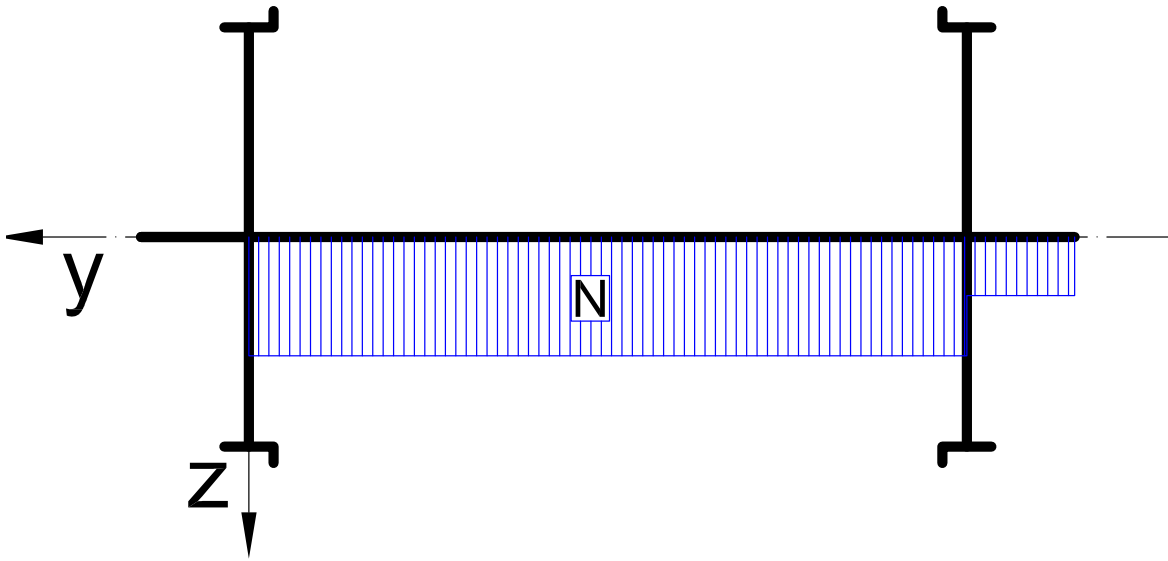


Abbildung 1.5: Normalkraftverlauf aufgrund bewegter Massen

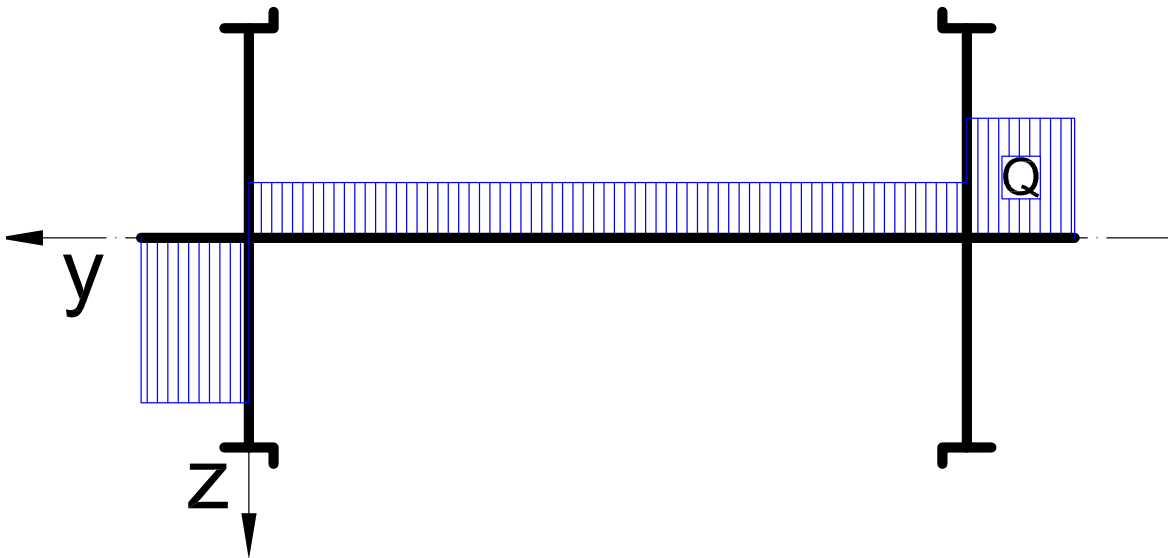


Abbildung 1.6: Querkraftverlauf aufgrund bewegter Massen

Anhand der nun bekannten Kräfte kann das Biegemoment M_x entlang der Radsatzwelle um die x-Achse ermittelt werden. Es berechnet sich aus den Kräften P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 sowie F_i und stellt den ungünstigsten Lastfall für die Radsatzwelle dar.

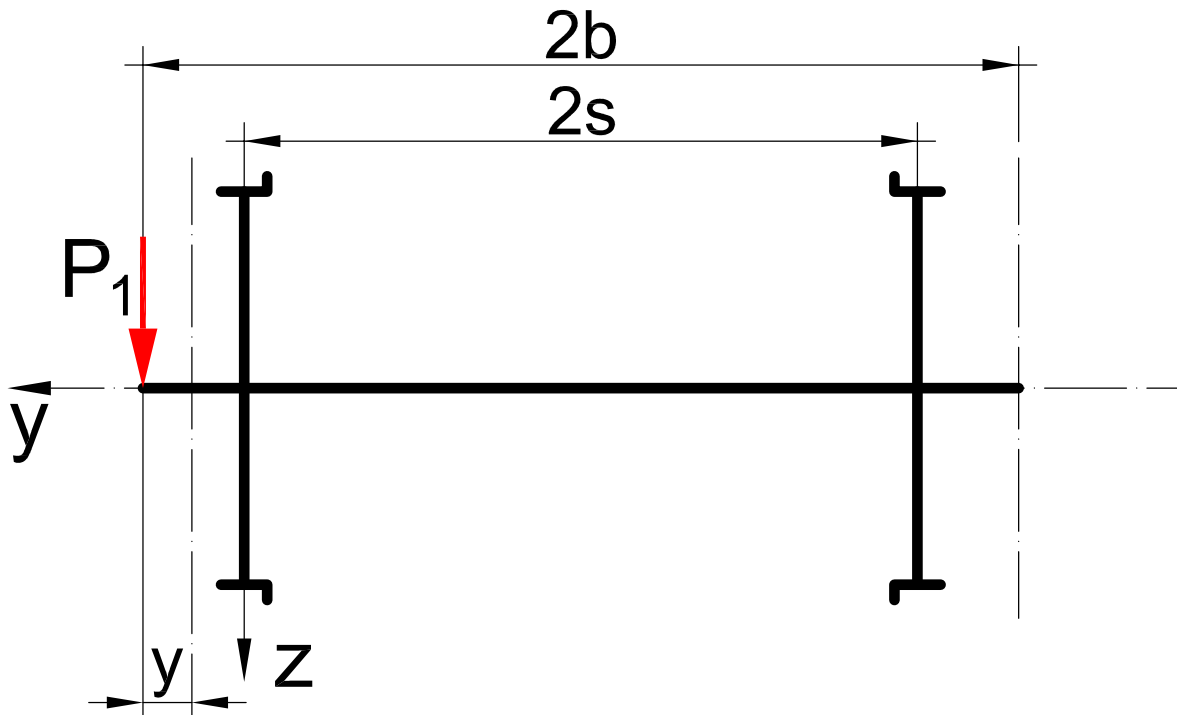


Abbildung 1.7: Freischnitt der RSW

M_x zwischen Lagermittelpunkt und Radscheibenmittelpunkt:

$$M_x = P_1 \cdot y \quad (1.8)$$

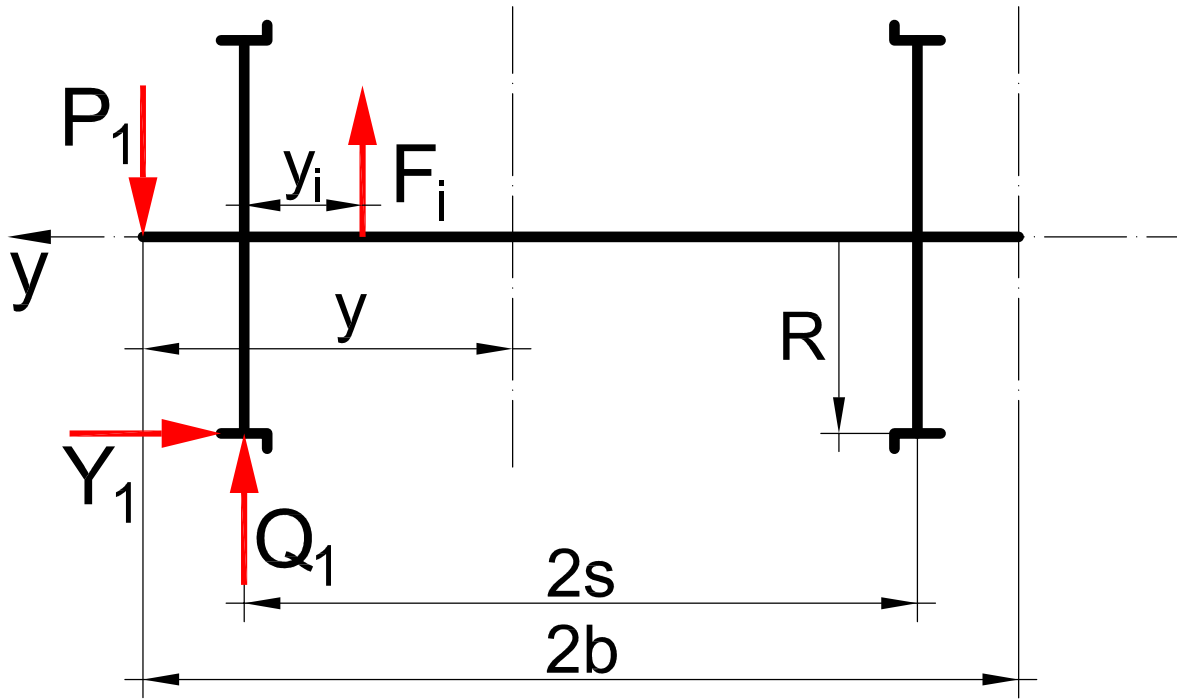


Abbildung 1.8: Freischnitt der RSW

M_x zwischen beide Radscheibenmittelpunkt:

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1(y - b + s) + Y_1 \cdot R - F_1(y - b + s - y_i) \quad (1.9)$$

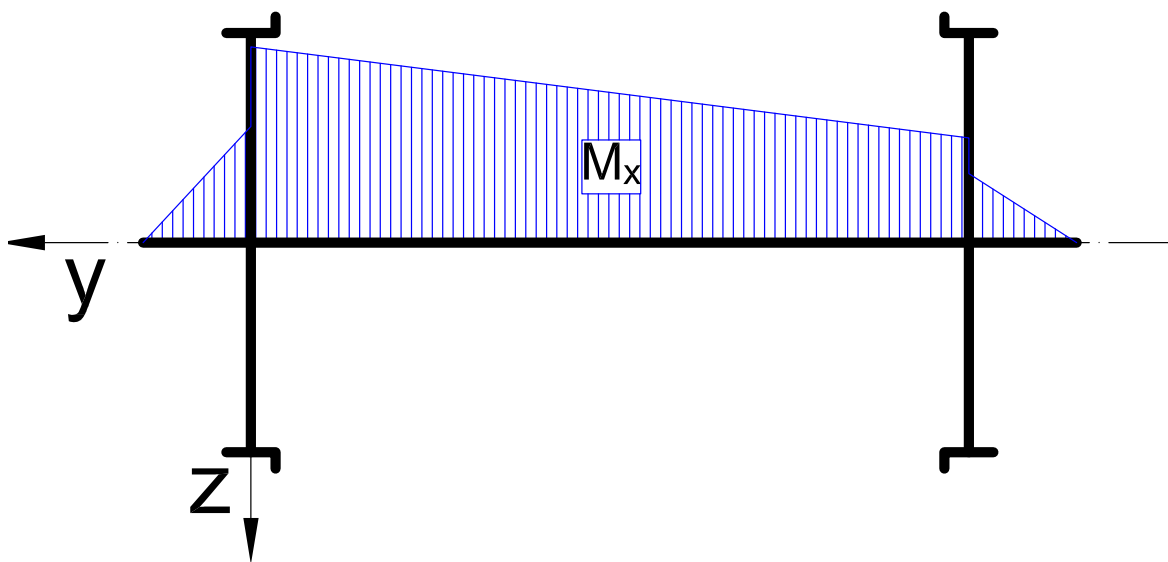


Abbildung 1.9: Momentenverlauf aus bewegten Massen

Einfluss der Bremsen

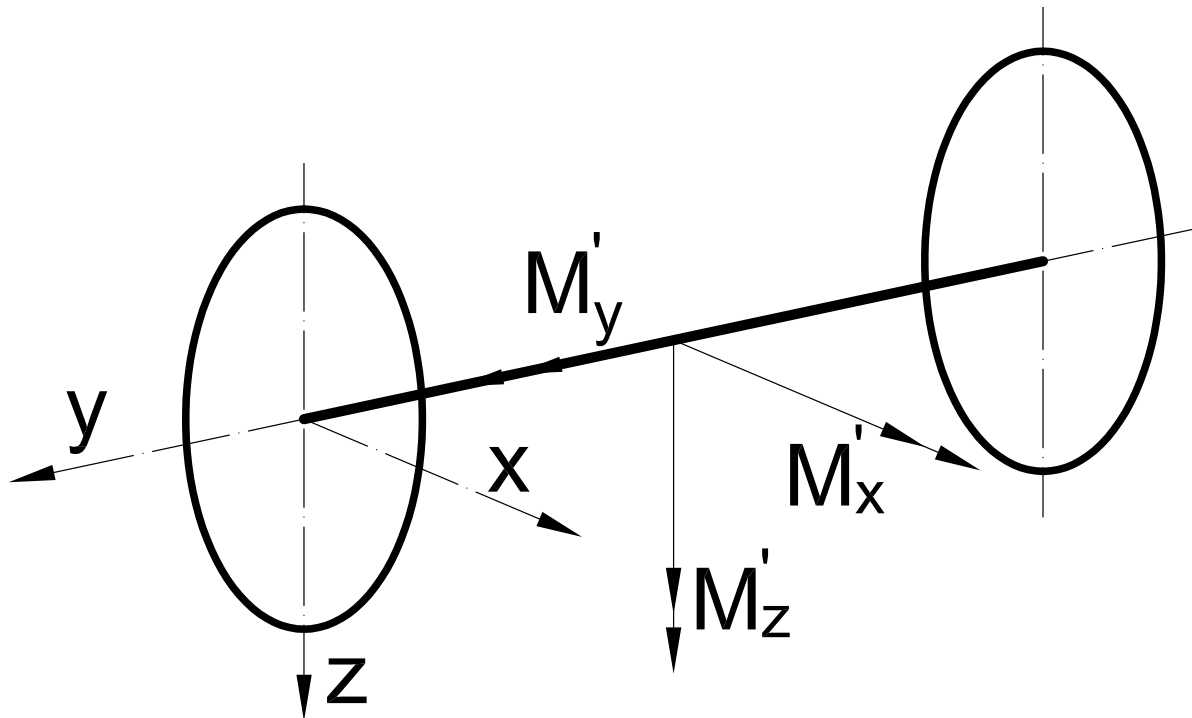


Abbildung 1.10: Durch Bremsen entstehende Momente

Abb. 1.10 zeigt die nach EN13103 [3] auftretenden Momente:

- Das Biegemoment M'_x entsteht durch vertikale Kräfte in Richtung z-Achse:
- Das Biegemoment M'_z entsteht durch horizontale Kräfte in Richtung x-Achse
- Das Torsionsmoment in der Radsatzwelle M'_y entsteht durch Tangentialkräfte an den Laufrädern bzw. Bremsen.

Ausgangslage für die eben erwähnten Biegemomente ist die an der Bremsscheiben entstehende Reibkraft F_R , welche sich aus der maximalen Anpresskraft F_f der Bremsbeläge an die Scheibenbremse und dem mittleren Reibungswert Γ zwischen den Reibelementen zusammensetzt:

$$F_R = F_f \cdot \Gamma \quad (1.10)$$

Die genaue Berechnung der auftretenden Momente durch Bremseinwirkung unterscheiden sich aufgrund der großen Vielzahl an unterschiedlichen Bremsmechanismen und Systeme. Für die am häufigsten angewendeten Bremssysteme bietet die Norm EN13103 [3] unter Tabelle 5, Vorgaben zur Ermittlung der geforderten Biegemomente in den drei Achsen.

Im folgenden Verlauf werden beispielhaft die Momente für den Fall *Zwei Brems scheiben auf der Radsatzwelle* ermittelt:

Das beim Bremsen wirkende Biegemoment M'_x führt zu einer aufbäumenden Bewegung der Radsatzwelle. Abhängig von der Position der Bremsbacken sowie der Fahrtrichtung des Zuges wirkt M'_x gegen oder mit M_x . Unabhängig davon schreibt die Norm eine Addition beider Momente vor. Bei allen folgenden Berechnungen der Biegemomente wird laut Norm der Reibwert zwischen Schiene und Laufrad mit $\mu_{RS} = 0,3$ (Stahl-Stahl) vorgegeben.

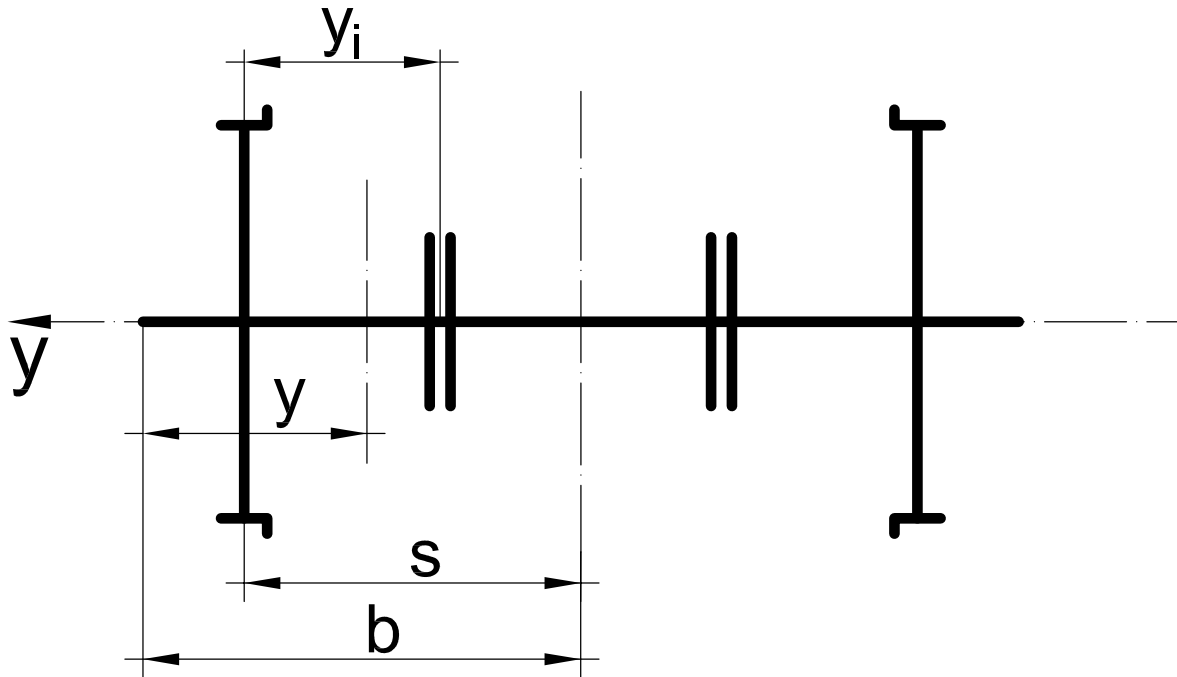


Abbildung 1.11: Schnittbild für Momentenberechnung

M'_x zwischen Lagermittelpunkt und Radscheibenmittelpunkt:

$$M'_x = 0,3 \cdot F_R \cdot y = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma \cdot y \quad (1.11)$$

M'_x zwischen beide Radscheibenmittelpunkt:

$$M'_x = 0,3 \cdot F_R(b - s) = 0,3 \cdot F_f \cdot \Gamma(b - s) \quad (1.12)$$

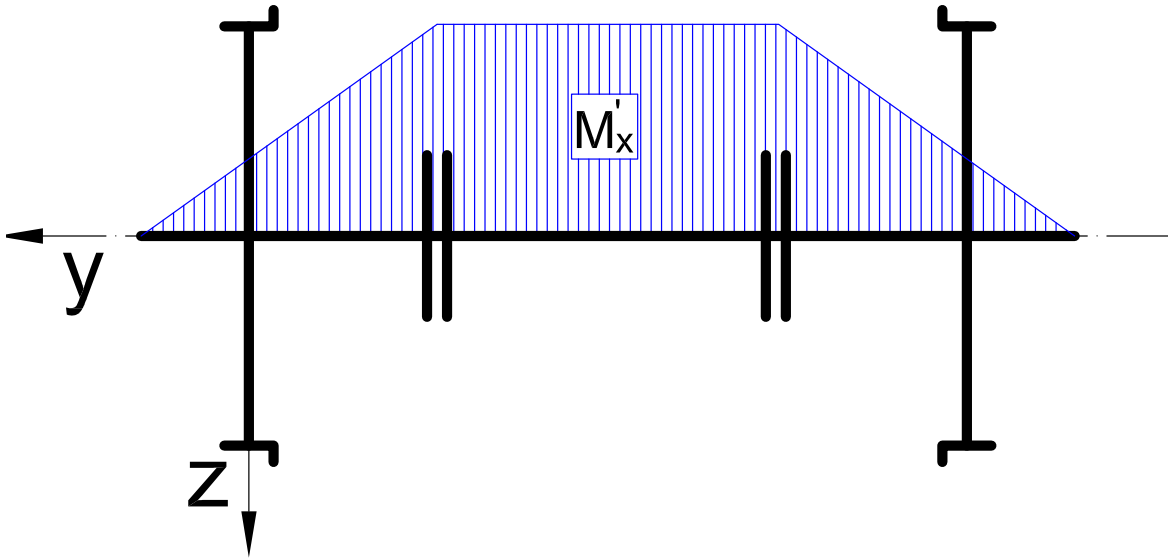


Abbildung 1.12: Momentenverlauf M'_x

Während des Bremsvorganges wirken an den beiden Radaufstandspunkten Kräfte entgegen der Fahrtrichtung. Damit das Kräftegleichgewicht in der horizontalen Ebene ausgeglichen bleibt, müssen sich in den Lagersitzen in Summe gleich große, entgegengesetzt Kräfte einstellen. Dies führt zu einen in Abb. 1.13 gezeigten Momentenverlauf von M'_z .

M'_z zwischen Lagermittelpunkt und Radscheibenmittelpunkt:

$$M'_z = F_f(0,3 + \Gamma)y \quad (1.13)$$

M'_z zwischen beide Radscheibenmittelpunkt:

$$M'_y = F_f(0,3 + \Gamma)(b - s) \quad (1.14)$$

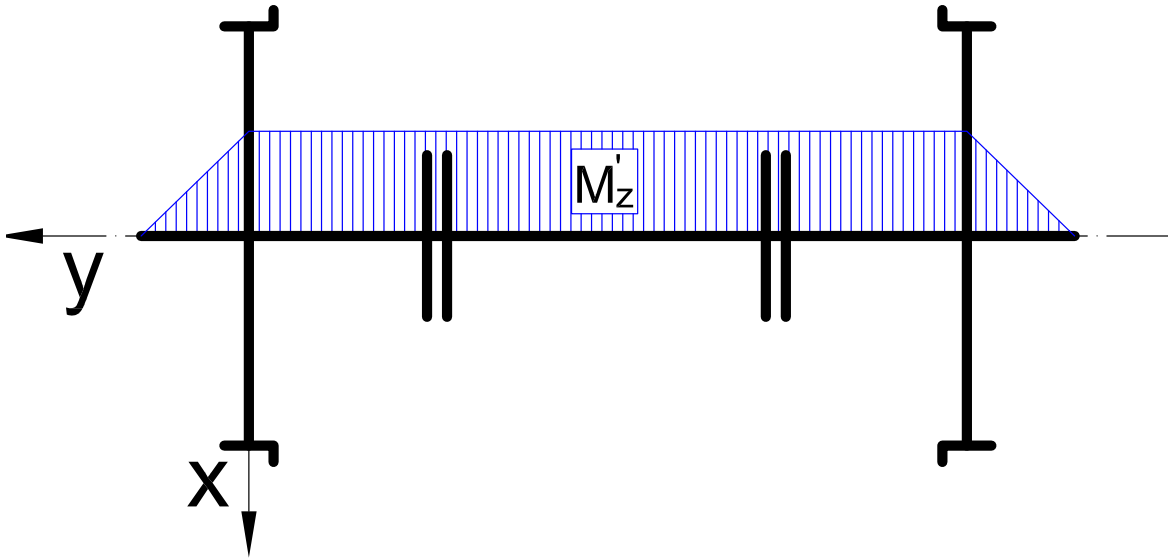


Abbildung 1.13: Momentenverlauf M'_z

Schlussendlich erzeugt der Bremsvorgang ein Torsionsmoment in der Radsatzwelle. Es errechnet sich aus der am Radaufstandspunkt wirkende Kraft P' , dem Laufraddurchmesser R und dem Reibkoeffizienten zwischen Laufrad und Schiene $\mu_{RS} = 0,3$.

M'_y zwischen Lagermittelpunkt und Radscheibenmittelpunkt:

$$M'_y = 0 \quad (1.15)$$

M'_y zwischen beide Radscheibenmittelpunkt:

$$M'_y = 0,3 \cdot P' \cdot R \quad (1.16)$$

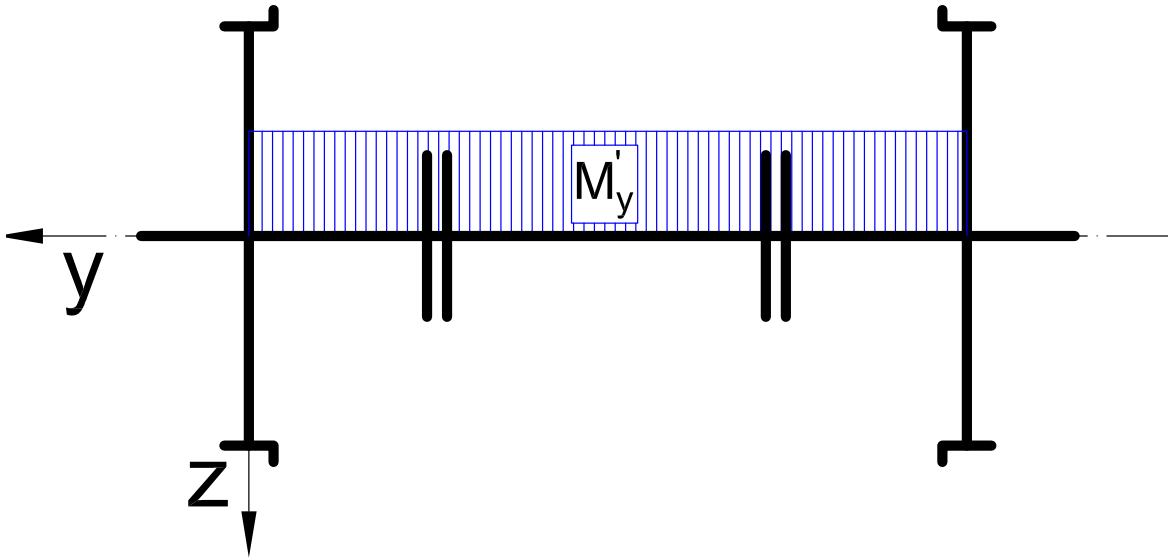


Abbildung 1.14: Momentenverlauf M'_y

Anhand der nun vollständig ermittelten Momente kann das resultierende Moment errechnet werden. Im ersten Schritt wird das durch bewegte Massen hervorgerufene Moment M_x mit dem Bremsmoment M'_x zusammenaddiert.

$$MX = M_x + M'_x \quad (1.17)$$

Das resultierende Moment MR wird nach folgender Gleichung errechnet:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2} = \sqrt{\sum MX'^2 + \sum MY'^2 + \sum MZ'^2} \quad (1.18)$$

Wobei MX , MY und MZ die Summe der in den jeweiligen Ebenen auftretenden Momente sind, zB. bei Einsatz von mehreren Bremsanlagen.

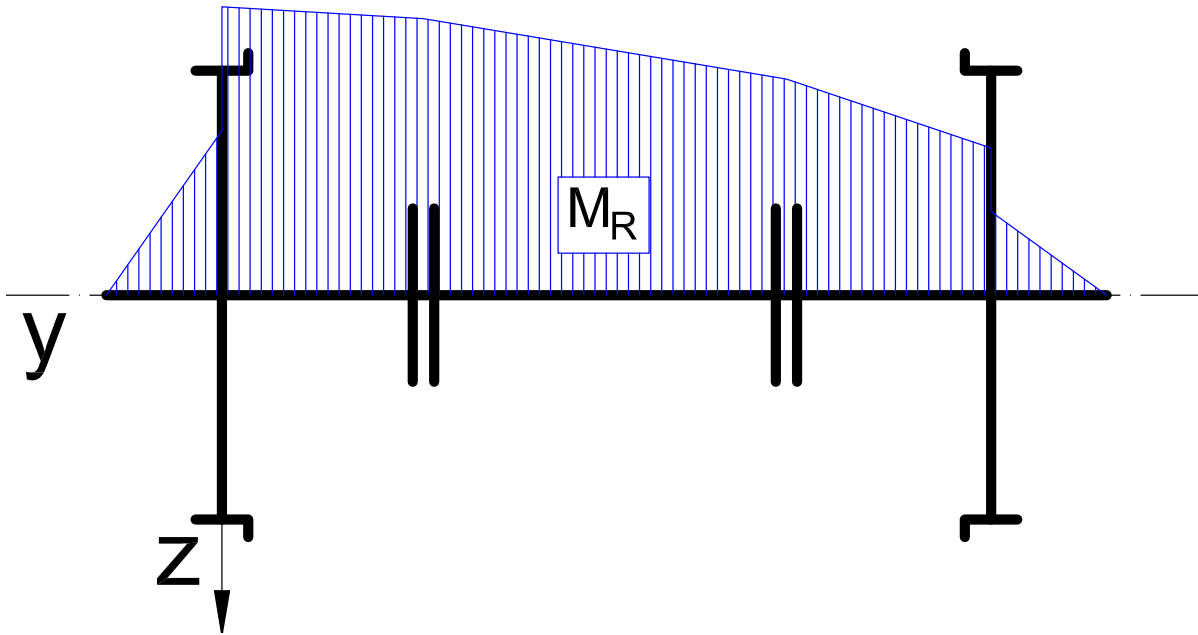


Abbildung 1.15: Gesamtmomentenverlauf M_R

Resultierende Spannungen in der Radsatzwelle

Die ermittelten Momente um die x-, y-, und z-Achse ergeben an einer beliebigen Stelle der Wellenoberfläche eine Normalspannung für M_X und M_Z sowie eine Torsionsspannung für M_T .

Die Normalspannung sowie Torsionsspannung errechnet sich wie folgt:

$$\sigma_N = \frac{32\sqrt{M_X^2 + M_Z^2}}{\pi \cdot d^3} \quad (1.19)$$

$$\sigma_T = \frac{16 \cdot M_T}{\pi \cdot d^3} \quad (1.20)$$

Damit sind die beiden Hauptspannungen σ_1 und σ_2 bekannt:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_N + \sqrt{\sigma_N^2 + 4 \cdot \sigma_T^2}}{2} \quad (1.21)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_N - \sqrt{\sigma_N^2 + 4 \cdot \sigma_T^2}}{2} \quad (1.22)$$

Da laut Norm EN13103 die Normalspannungen einen viel höheren absoluten Wert als die Torsionsspannungen (10- bis 20-mal) hat, wird die Vergleichsspannung nach der Mohr'schen Spannungshypothese (in diesem Fall $\sigma_1 - \sigma_2$) berechnet. [3]

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_N^2 + 4 \cdot \sigma_T^2} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2} \quad (1.23)$$

Kapitel 2

Radsatzwellenprüfstand

Als Ausgangslage für die Ausarbeitung der Prüfstandskonzepte dient ein Anforderungskatalog, welcher von Seiten der *Eisenbahnfahrwerke III* an den Ersteller dieser Arbeit herangetragen wurde. Besagter Anforderungskatalog skizziert in groben Grundzügen, ohne die Konzeptfindung zu sehr einzuschränken, die vom Auftraggeber gewünschten Eigenschaften welcher der Prüfstand besitzen muss. Im Folgenden werden die wichtigsten Anforderungspunkte vorgestellt:

- Gefordert wird ein Prüfstand zur Rissfortschrittsermittlung an Radsatzwellen. Der funktionale Unterschied zu bereits in der Eisenbahnindustrie verwendeten Zulassungsprüfständen besteht darin, dass der Prüfling an geeigneter Stelle (Wird vom Gremium der *Eisenbahnfahrwerke 3* bestimmt) eine künstliche Risseinleitung erhält. Der Rissfortschritt wird während des Prüfbetriebes kontinuierlich erfasst und ausgewertet.
- Der Prüfstand sollte realitätsnahe Belastungen auf die Radsatzwelle einbringen. Als Referenz hierzu sollten die in der Norm EN13103 und EN13104 ermittelten Belastungen der Radsatzwelle herangezogen werden. Da bei der Rissfortschrittsprüfung nur der Spannungszustand in der Rissebene von Bedeutung ist, muss der restliche Spannungsverlauf über die Radsatzwelle nicht zwingend dem der Norm entsprechen.
- Da das Forschungsprojekt den Rissfortschritt im Belastungsbereich weit unterhalb der eigentlichen Ermüdungsbelastung untersuchen möchte, kann von einem sehr trägen Risseinleitungsprozess sowie einem langsamen Rissfortschritt gerechnet werden. Dies erfordert einerseits eine sehr hohe Lastspielzahl sowie eine möglichst hohe Prüffrequenz, um die Prüfdauer auf einen akzeptable Niveau zu halten.
- Der Prüfstand soll mit Radsatzwellen mit unterschiedlicher Geometrie betrieben werden können. Zum Zeitpunkt der Konzepterstellung liegt noch keinen endgültigen Wellengeometrie fest.
- Um zuverlässige Ergebnisse zu erreichen wird von einer Gesamtanzahl von mindestens 35 Prüflingen mit einheitlicher Geometrie ausgegangen. Bei einer konservativ geschätzten Schwingspielzahl von 10^8 Lastwechsel und einer angenommenen

Prüffrequenz von 25 Hz kann mit einer durchgehenden Prüfdauer von ca. 4,5 Jahren ausgegangen werden. Durch den Einsatz von zwei parallel betriebenen Radsatzwellenprüfstände kann die Prüfdauer halbiert werden.

- Die Stelle der Risseinleitung liegt am inneren Korbbogen des Radscheibensitzes. Dies ist jener Übergangsbereich zwischen Wellenschaft und Wellenabsatz des Radscheibensitzes welcher, wie in Kapitel 1.1.4 ermittelt, die höchsten Vergleichsspannungen aufweist.

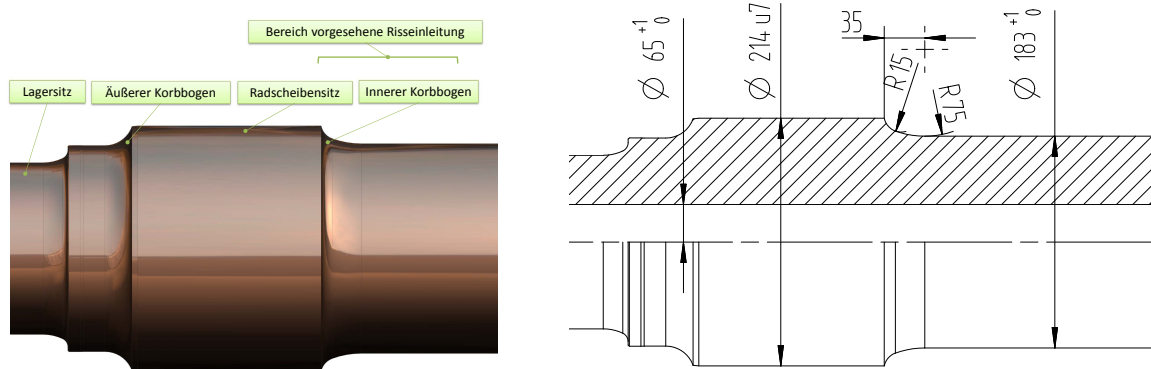


Abbildung 2.1: Bereich der Risseinbringung

Abb. 2.1 zeigt den für die Rissprüfung interessanten Bereich der Radsatzwelle. Der Korbbogen besteht aus zwei tangential ineinander laufende unterschiedliche Radien wodurch ein optimaler Kraftfluss und somit eine Verminderung der Kerbwirkung an dieser hoch beanspruchten Stelle erreicht wird.

2.1 Radsatzwellenprüfstand Konzepte

Im folgenden Verlauf werden 5 unterschiedliche Konzeptvarianten für Rissfortschrittsprüfstände vorgestellt, welche unter Einhaltung der von *Eisenbahnfahrwerken 3* angegebenen Vorgaben erstellt wurden.

2.1.1 Variante 1: Prüfstand mit einseitig eingespannter Radsatzwelle

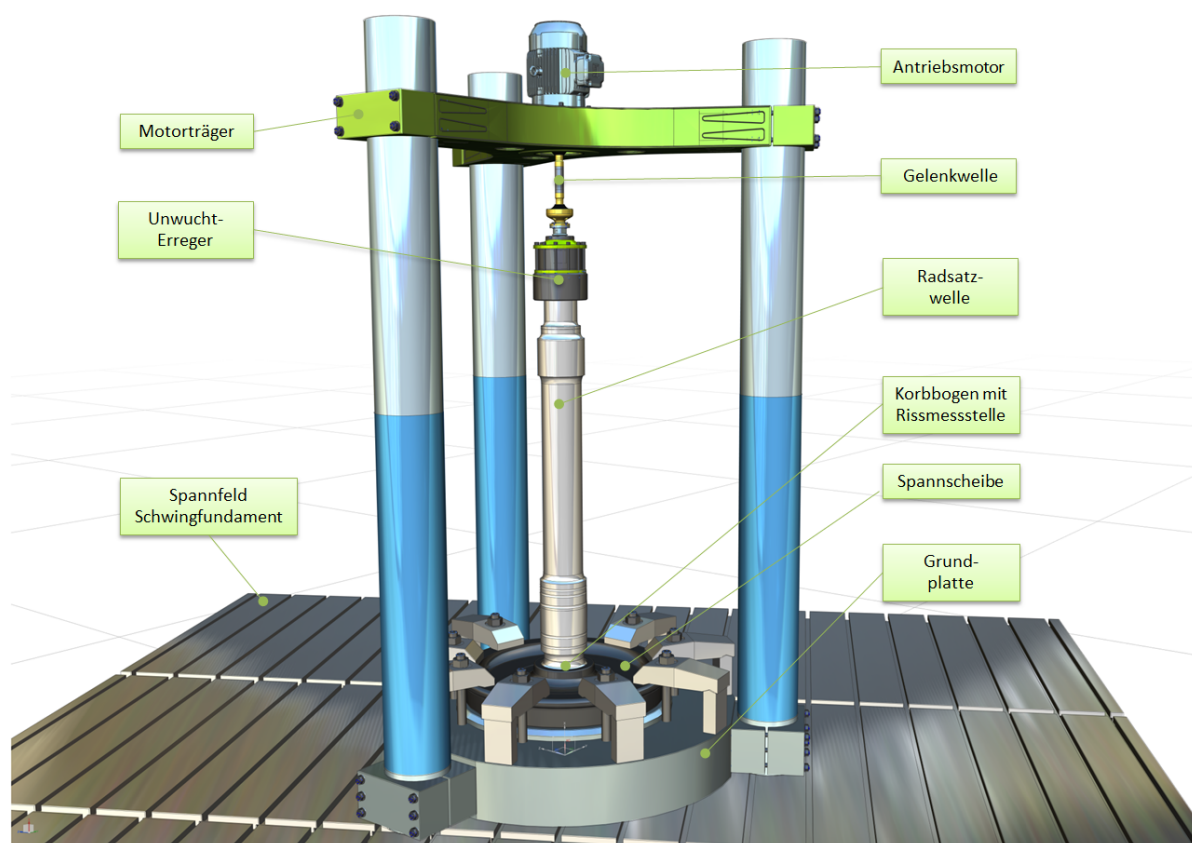


Abbildung 2.2: Vertikaler RSW-Prüfstand, einseitig eingespannt

Abb. 2.2 zeigt eine im Betriebszulassungsbereich sowie bei Rissfortschrittsuntersuchung bei Radsatzwellen sowie Laufrädern oft verwendete Prüfstandskonzept. Dabei wird die zu prüfende Radsatzwelle in eine aufgedickte, einem Laufrad ähnliche Spannscheibe längs gepresst und in senkrechter Position zentral auf die Grundplatte gespannt. Besonderes Augenmerk ist dabei auf die Einspannung zu legen, aufgrund des im Prüfbetrieb entstehenden hohen umlaufenden Momentes und der Vibrationen, muss sie sehr großzügig ausgelegt werden. Des Weiteren ist eine strenge rotationssymmetrische Anordnung

der Spannpratzen erforderlich; bereits geringe Unterschiede in der Symmetrie der Einspannung führen zu unterschiedlichen Steifigkeiten in radialer Richtung was zu einem unrunder Lauf des Prüfstandes und somit zu unterschiedlichen Belastungszuständen am Umfang führt. Die Grundplatte ist mit dem obligatorischen Schwingfundament fest verbunden. Am oberen Ende der zu prüfenden Radsatzwelle wird ein Unwuchterreger aufgepresst oder mittels Spannelement befestigt. Der Unwuchterreger wird von einem über eine Gelenkwelle entkoppelten Elektromotor angetrieben.

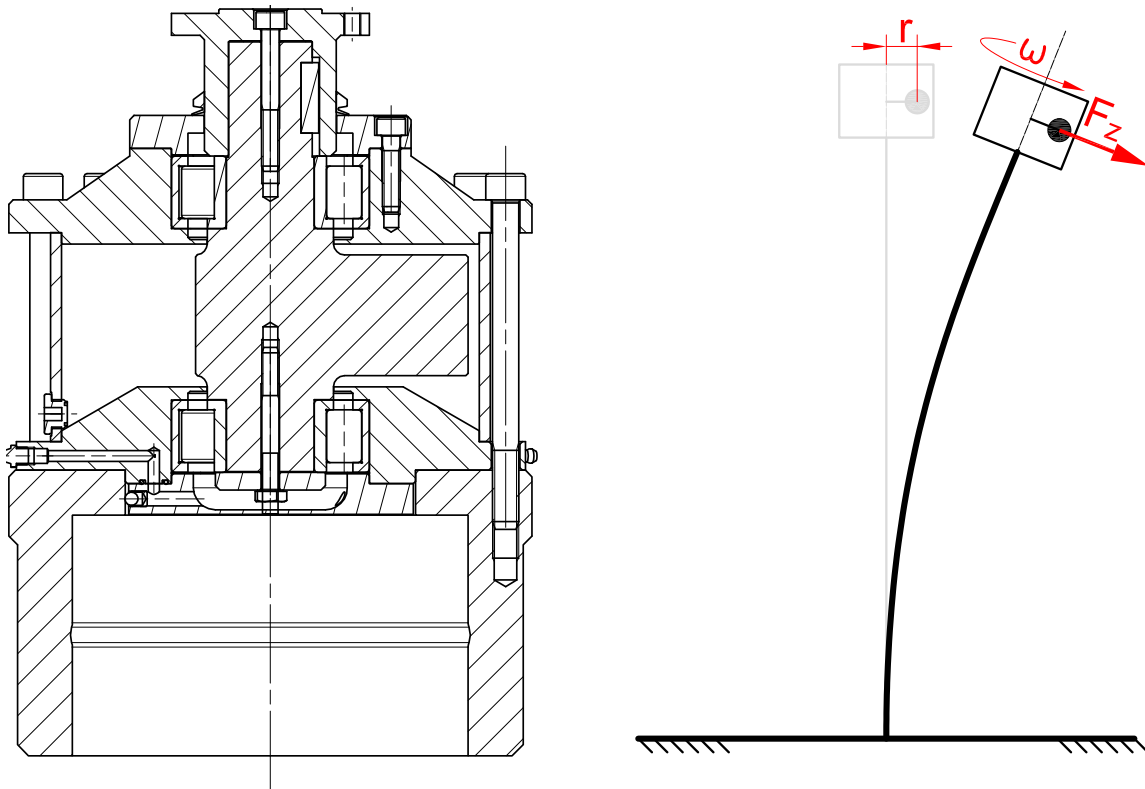


Abbildung 2.3: Schnittbild durch einen Unwuchterreger sowie Kräfteinleitung durch Unwuchterreger

Die Drehachse des Unwuchterregers liegt konzentrisch mit der der Radsatzwelle, dadurch erzeugt die Unwucht im Betrieb eine in radiale Richtung zeigende, rotierende Zentrifugalkraft. Besagte Zentrifugalkraft kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$F_z = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2.1)$$

Wobei m die Masse der Unwucht, r der Abstand des Schwerpunktes des Unwuchterregers von dessen Drehachse, sowie ω die Drehzahl des Unwuchterregers ist. Da die Erregerfrequenz des Unwuchterregers im Prüfbetrieb möglichst nahe an der Eigenfrequenz der stehenden Radsatzwelle betrieben wird, trägt die rund schwingende Trägheitsmasse der

Radsatzwelle mit aufgeflanschem Unwuchterreger den Großteil an der erzeugten Biegespannung im Korbbogen bei. Aufgrund der hohen Steifigkeit des Prüflings inklusive Einspannung kann so mit geringer Unwucht und dementsprechend kleiner eingebrachter Erregerleistung ein hohes Biegemoment bei hoher Frequenz erreicht werden! Dieses Verhalten ist typisch für Prüfstände, die im Bereich der Eigenfrequenz des Prüflings betrieben werden.

Lastkollektivversuch mit Zylindern

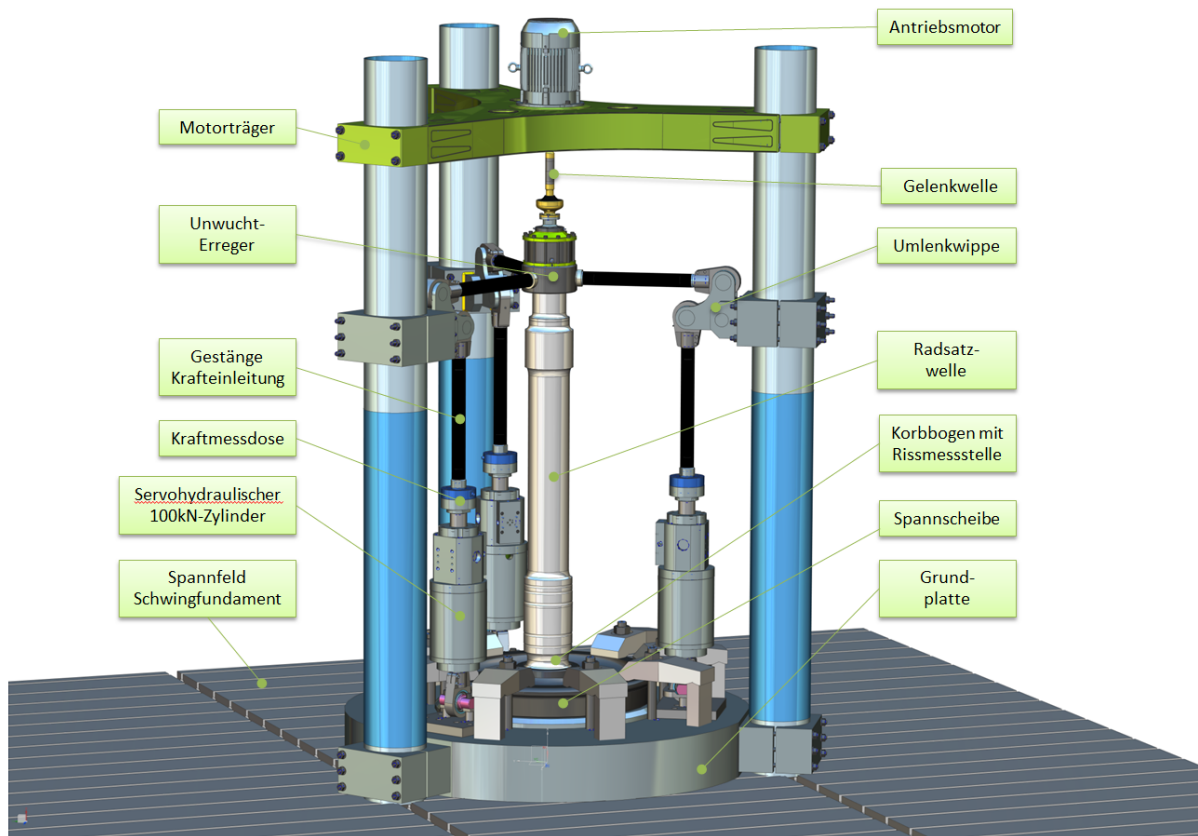


Abbildung 2.4: Optionale Zylinderanbindung

Die in Abb. 2.4 vorgestellte Variante stellt eine Erweiterung der vorangegangenen Konzeptvariante dar. Dabei kann zusätzlich zur Momenteneinbringung mittels Unwuchterreger das umlaufende Biegemoment auch über Zylinder eingebracht werden. Diese Konzeptvariante wird benötigt, wenn die Prüfspezifikation stark variierende Kollektive der auf die Radsatzwelle eingebrachten umlaufenden Erregerkraft verlangt, welche mittels Unwuchterreger alleine nicht angefahren werden können. Als potentielles Szenario wird dies zB. bei Rissfortschrittsprüfungen mittels Einbringen von Rastlinienmarkern durch kurzzeitig stark erhöhter Biegespannung im Zylinderbetrieb angedacht.

Hierfür sind drei servohydraulisch angesteuerte 100kN - Zylinder symmetrisch stehend um die Radsatzswelle angeordnet. Über eine Hebelkinematik in Leichtbauweise erfolgt die Interaktion mit der Radsatzswelle. Der konstruktive Mehraufwand der gezeigten Hebelkinematik gegenüber z.B. direkt angebundener, horizontal auf Unwuchterreger-Höhe liegender Zylinder wird durch mehrere Vorteile ausgeglichen: Die tiefe Anordnung der Zylinder erhöht die Eigenfrequenz des Motorrahmens, weiters sind die Zylinder fest eingebaut, Kolbenstange, Kraftmesdose und Hebelkinematik als einzige bewegliche Massen garantieren einen maximal fahrbarbare Betriebsfrequenz im Hydraulikbetrieb. Die rotationssymmetrische Anordnung der drei Zylinder ermöglicht das Einbringen der radial umlaufenden Kraftkomponente ohne wechselnde Krafrichtung in dem einzelnen Hebelkinematiken. Das bedeutet, die drei Zylinder - Hebelsysteme fahren gekoppelt mittels eines übergeordneten Regelsystems um 120° phasenverschoben eine Sinuskurve im Druckbereich. Dies hat enorme Vorteile zugunsten der maximal fahrbaren Betriebsfrequenz, da das bei Lastrichtungsänderungen erwartbare Lagerspiel sich nicht negativ auf die Regelung der Zylinder einwirkt. Durch Verändern der Hebelverhältnisse im Umlenkhebel kann das System auf eine maximale Schwellfrequenz bei geforderter Druckkraft ausgelegt werden. Die maximale Betriebsfrequenz im Zylinderbetrieb ist stark abhängig von der geforderten Druckkraft und den sich dabei einstellenden Verfahrenswegen des Zylinders, kann aber bei gedichteten Zylindern mit max. 6-10 Hz angenommen werden. Mit hydrostatisch gelagerten Zylindern auch leicht darüber.

Schnittgrößenverlauf

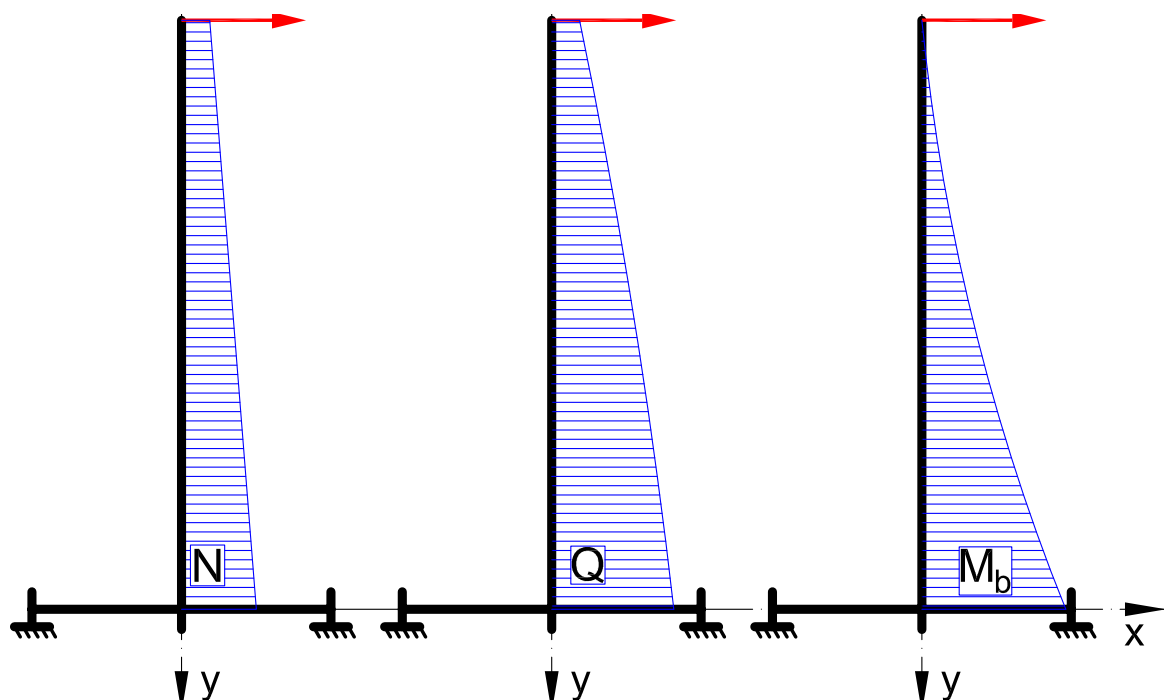


Abbildung 2.5: Schnittgrößen Konzeptvariante1

Abb. 2.5 zeigt einen qualitativen Verlauf von Normal-, Querkraft sowie Biegemoment entlang der einseitig eingespannten Radsatzwelle bei Anregung mittels Unwuchterreger. Der quasistatische Betrieb mit Zylinderanregung führt im Gegensatz zur gezeigten Unwuchtanregung zu einem rechteckigen Querkraftverlauf. Das Biegemoment nimmt bei dynamischer Anregung nicht wie im statischen Fall linear zur Einspannung hin zu, da die Massenkräfte der schwingenden Welle eine zusätzliche Querkraft sowie Biegemoment einleiten. Da bei dieser Konzeptvariante die Einspannung an der Radscheibe erfolgt, liegt der Punkt des maximalen Biegemomentes der Radsatzwelle im Korbbogen direkt vor dem Radscheibensitz.

Abschätzung Betriebsfrequenz

Die Abschätzung der möglichen Betriebsfrequenz ist aufgrund der vielen Einflussparameter schwierig, und kann erst bei detaillierter Betrachtung eines Prüfstandsetups ermittelt werden. Grundsätzlich lässt sich jedoch festhalten dass die maximale Betriebsfrequenz immer unterhalb der ersten Eigenfrequenz liegen muss. Ein Betrieb im überkritischen Bereich muss aufgrund des langsamen Durchfahrens der Eigenfrequenz und den damit einhergehenden unzulässigen Spannungszuständen im Prüfling ausgeschlossen werden. Daher kann die erste Eigenfrequenz der Radsatzwelle inkl. mitschwingender Anbauteile als theoretisch maximale Prüffrequenz angesehen werden. In der Praxis liegt die Eigenfrequenz der hier vorgestellten Radsatzwellenprüfstände im Bereich von 25 bis 45Hz, die Prüffrequenz je nach Prüfstandstyp 1-15 Hz darunter.

Vor- Nachteile

Vorteile dieser Prüfstandvariante:

- Relativ günstiger Prüfstandaufbau (Betrachtung exkl. Schwingfundament)
- Hohe Prüffrequenz möglich
- Erzeugt ein hohes umlaufendes Biegemomente bei vergleichsweise geringer Eingangsleistung
- Der Punkt maximalen Biegemomentes liegt im Korbbogen des Radscheibensitzes
- Nachgerüstet mit dem beschriebenen Servohydraulik- System können Kollektive mit hoher Belastungsbandbreite bei gleichzeitig maximaler Prüffrequenz gefahren werden.
- Die raumfest stehende Radsatzwelle erleichtert die Überwachung des Rissfortschritts mittels Dehnmessstreifen und Rissfortschrittmessstreifen sowie optischer und akustischer Untersuchungen im laufenden Betrieb

Nachteile dieser Prüfstandvariante:

- Schwingfundament zwingend erforderlich
- Keine Nachbildung von auftretenden Torsionsmomenten
- Ungünstige Einspannung, schlechter Rundlauf des Unwuchterregers sowie falsch ausgelegtes Schwingfundament führen zu einem unrunder Lauf des Prüfstandes, daraus folgend ein ungleichmäßiges umlaufendes Biegemoment
- Hohe Belastung des Presssitzes zwischen Radsatzwelle und Radscheibe. Microschlupf sowie daraus resultierend Fretting, Erwärmung sowie schlimmstenfalls Lösung des Presssitzes möglich

2.1.2 Variante 2: Prüfstand mit frei schwingende Radsatzwelle

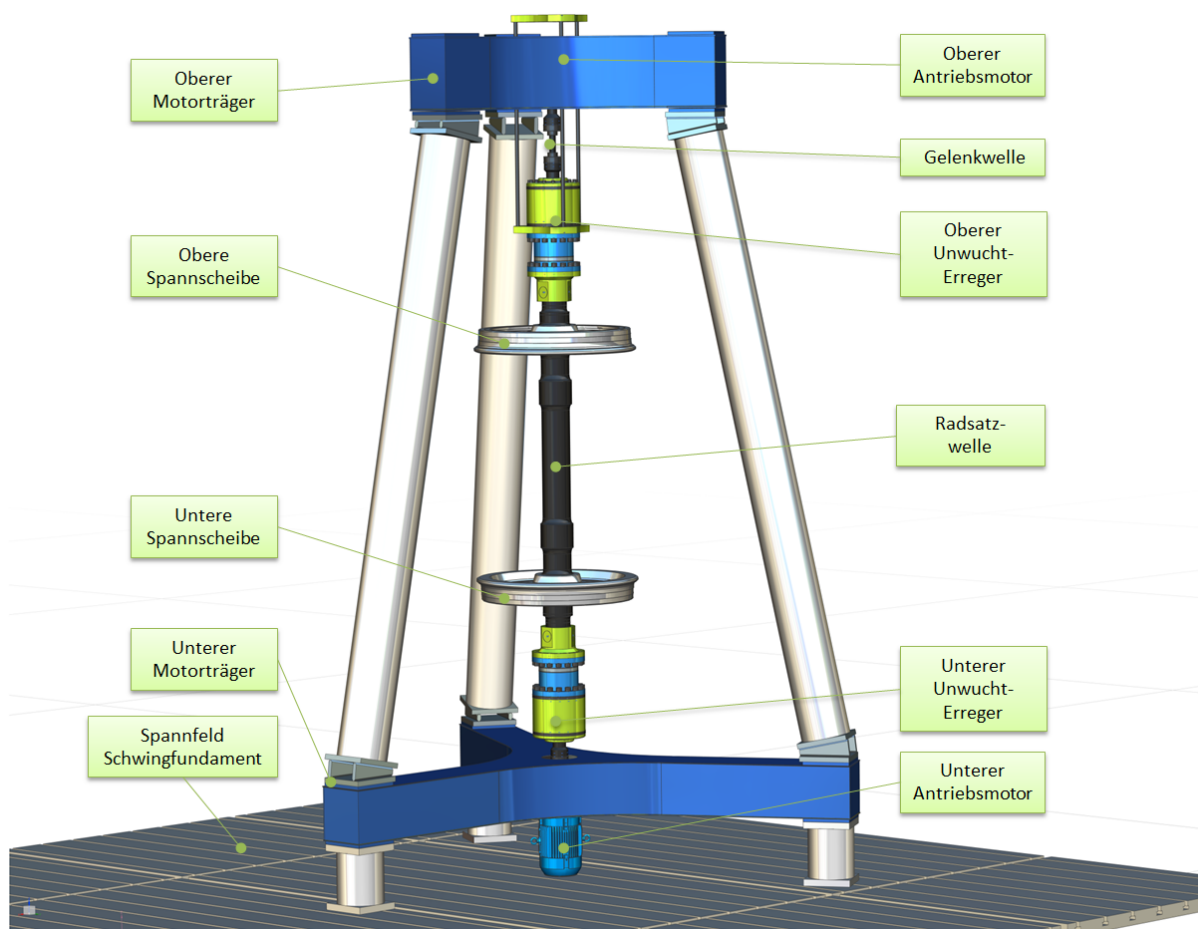


Abbildung 2.6: Frei schwingende Radsatzwelle

Aufbau und Funktion

Bei dem in Abb. 2.6 vorgestellten Prüfstandskonzept hängt die zu prüfende Radsatzwelle frei an einem oder mehreren Stahlseilen. In Ermangelung jeglicher Reaktionskraftaufnahme, muss, damit der Prüfling seine Position hält, jede eingeführte Aktionskraft bzw. Aktionsmoment mit einer exakt gleich großen, entgegengesetzten Reaktionskraft/Moment kompensiert werden. Dies erfolgt im gezeigten Konzeptvorschlag durch das Verwenden zweier Unwuchterreger an den beiden Enden der Radsatzwelle. Da die Radsatzwelle in horizontaler Richtung nicht abgestützt wird, kann nicht auf in Variante 1 verwendete querkrafteinleitende Unwuchterreger zurückgegriffen werden. Abhilfe schafft ein in Abb. 2.1.2 dargestellter Unwuchterreger, der zwei um 180° entgegengesetzte Unwuchten besitzt wodurch ein reines Drehmoment am Wellenstummel eingeleitet wird. Damit ein sauberes umlaufendes Drehmoment eingeleitet wird, müssen beide Unwuchterreger die selbe Drehrichtung und Phasenlage während des gesamten Prüfablaufs besitzen. Dieser Umstand stellt hohe Anforderungen an die Antriebseinheit sowie deren Regeltechnik dar. Bereits geringe Abweichungen der Phasenlage führen Störmomente in die Radsatzwelle ein, wodurch es wiederum zu unerwünschten Taumelbewegungen kommt.

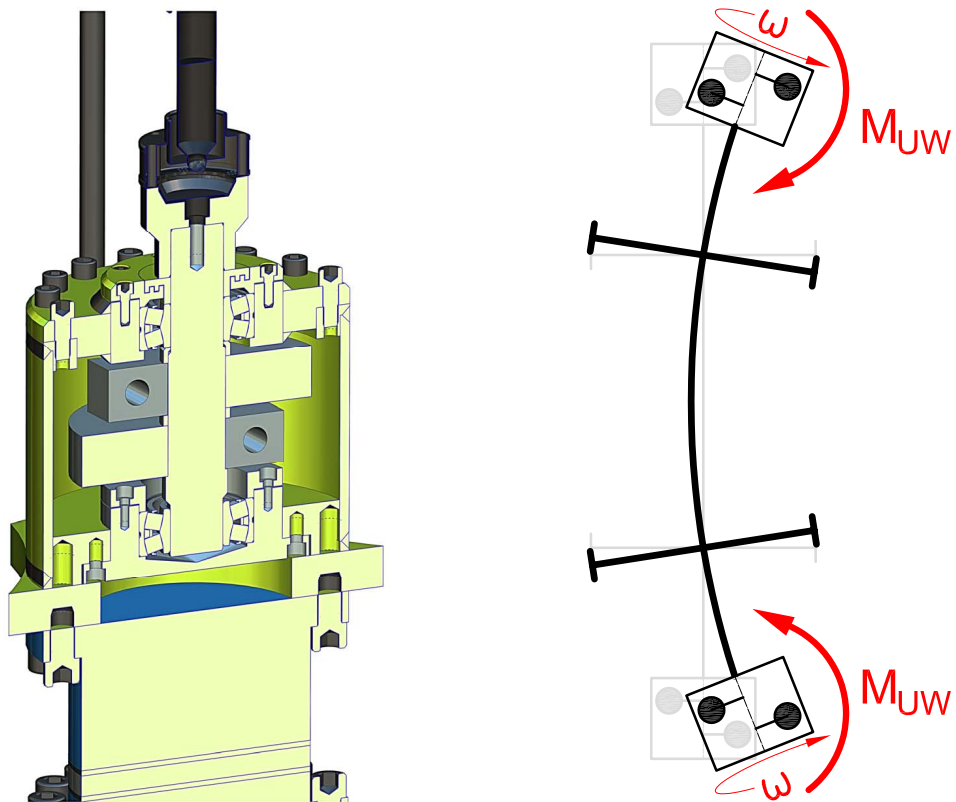


Abbildung 2.7: Schnittbild und Kräfteinleitung durch momentenerzeugenden Unwuchterreger

Die beiden aufgedrückten Spannscheiben erhöhen die schwingende Masse, wodurch zum

einen das von den Unwuchterregern eingebrachte Drehmoment kleiner ausfallen kann, zum anderen als kontraproduktiver Effekt jedoch die Eigenfrequenz und damit auch die maximale Betriebsfrequenz beträchtlich sinkt.

Schnittgrößenverlauf

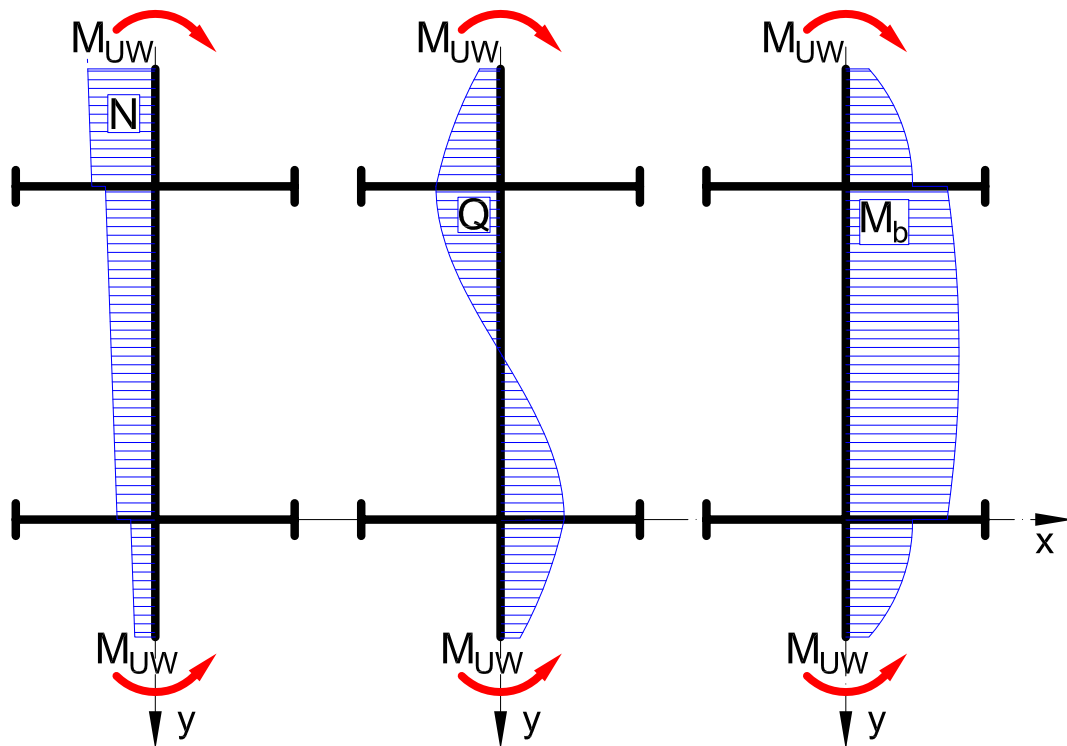


Abbildung 2.8: Schnittgrößen Konzeptvariante2

Der Schnittgrößenverlauf in Abb. 2.8 zeigt, dass aufgrund dem Fehlen jeglicher Abstütungen keine direkten statischen Querkräfte entlang der Radsatzwelle vorhanden sind. Im dynamischen Betrieb biegt sich jedoch die Radsatzwelle, wodurch Teile der Welle, aber auch die Unwuchterreger sich nicht mehr in Ruhelage befinden, sondern eine Kreisbahn beschreiben, was eine Querkraft induziert. Da sich die Spannscheiben in jenen beiden Punkt befinden, an welchen sich Biegelinie und Normalfaser in Ruhelage treffen, beschreiben sie keine Bewegung in horizontaler Lage und erzeugen dadurch kein zusätzliche Querkraft. Sie leiten aufgrund ihrer Massenträgheit sehr wohl ein Biegemoment ein.

Die Normalkraft, hervorgerufen durch das Eigengewichtes der Radsatzwelle sowie der

Anbauteile, kann als vernachlässigbar gering angesehen werden. Der von den Unwuchterreger erzeugte Momentenverlauf ist über die gesamte Radsatzwellenlänge konstant.

Vor- Nachteile

Vorteile dieser Prüfstandvariante:

- Schwingfundament nicht erforderlich
- frei schwingende Radsatzwelle, dadurch keine störende Einflüsse über Einspannungen und Lager

Nachteile dieser Prüfstandvariante:

- Keine Nachbildung von auftretenden Torsionsmomenten
- Phasenlage beider Unwuchterreger zueinander stellt hohe Anforderungen an Antriebstechnik
- Da keine raumfeste Einspannung der Radsatzwelle vorhanden, besteht die Gefahr des Aufschwingens und einer Beschädigung des Prüfstandes

2.1.3 Variante 3: Prüfstand mit horizontal frei schwingender Radsatzwelle

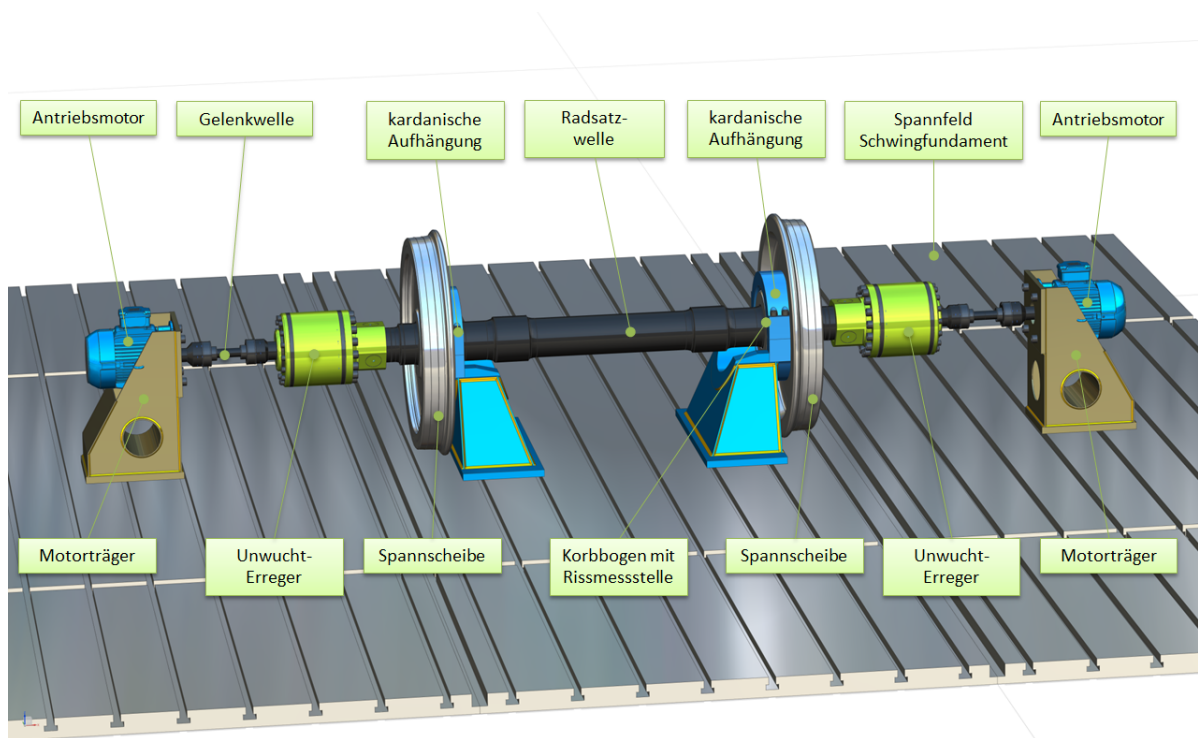


Abbildung 2.9: horizontal frei schwingender Radsatzwellenprüfstand

Aufbau und Funktion

Die in Abb. 2.9 dargestellte Konzeptvariante eines Wellenprüfstandes stellt eine neue Erfindung des Institutes für Leichtbau dar, welche mit einem Patentantrag bedacht wurde. Wie in Variante 2 vorgestellt, wird die Radsatzwelle auch bei diesem Prüfstand mit 2 Unwuchterregern ausgestattet. Die liegende Radsatzwelle wird an zwei Punkten mit der Grundplatte verbunden. Die Position besagter Befestigungspunkte ist für ein sauberes Schwingverhalten der Radsatzwelle von zentraler Bedeutung: Sie müssen genau in den Knotenpunkten der ersten Biegeeigenform liegen. Das sind jene beiden Punkte, wo die Biegelinie der unterkritisch angeregten Radsatzwelle die Mittellinie der ruhenden Welle schneidet. Die Lagerungen müssen dadurch lediglich den durch die Biegung der Welle verursachten Winkelversatz ausgleichen womit sich kardanische Aufhängungen oder wie in Abb. 2.11 demonstriert Elastomerlager anbieten. Bei Verwendung von momentenerzeugenden Unwuchterregern würde auch, abgesehen von der Eigenmasse der Radsatzwelle inkl. Anbauteilen, keine zusätzlichen Radialkräfte in der Lagerung entstehen. Siehe hierzu Abb. 2.10. Wie bereits in Variante 2 beschrieben muss auch bei diesem

Prüfstand Drehrichtung und Phasenlage beider Unwuchterreger im gesamten Prüf-
 ablauf komplett synchron verlaufen. Die beiden aufgespannten Spannscheiben erhöhen die
 schwingende Masse, wodurch zum einen das von den Unwuchterregern eingebrachte
 Drehmoment kleiner ausfallen kann, zum anderen als kontraproduktiver Effekt jedoch
 die Eigenfrequenz und damit auch die maximale Betriebsfrequenz beträchtlich sinkt.

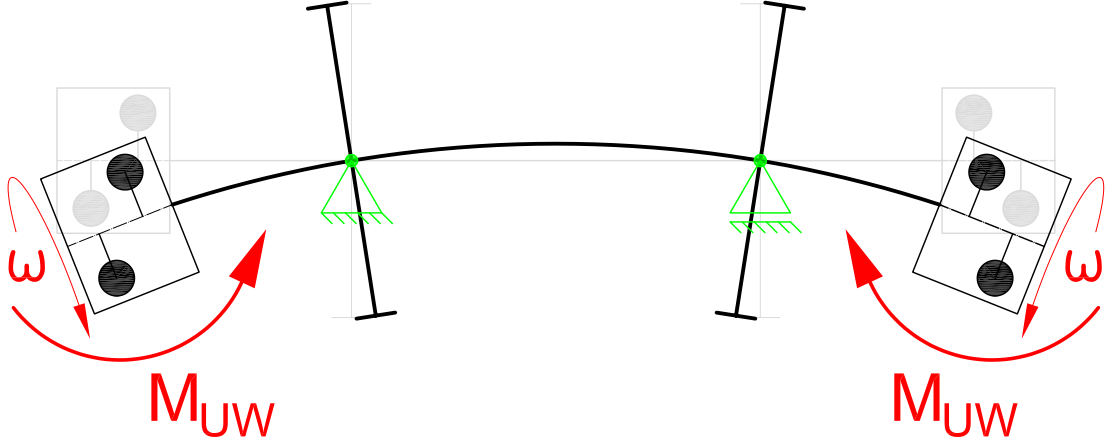


Abbildung 2.10: Prinzipskizze momentenerzeugenden Unwuchterreger

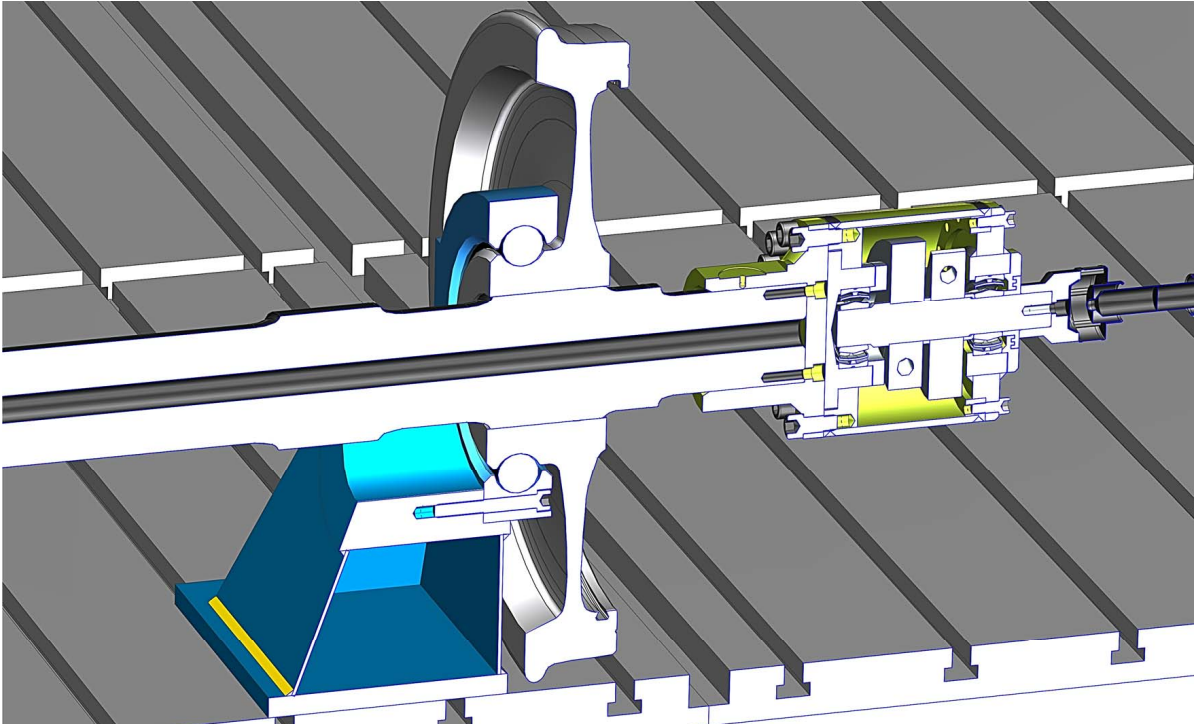


Abbildung 2.11: Schnittbild durch Lagerung und momentenerzeugenden Unwuchterreger

Schnittgrößenverlauf

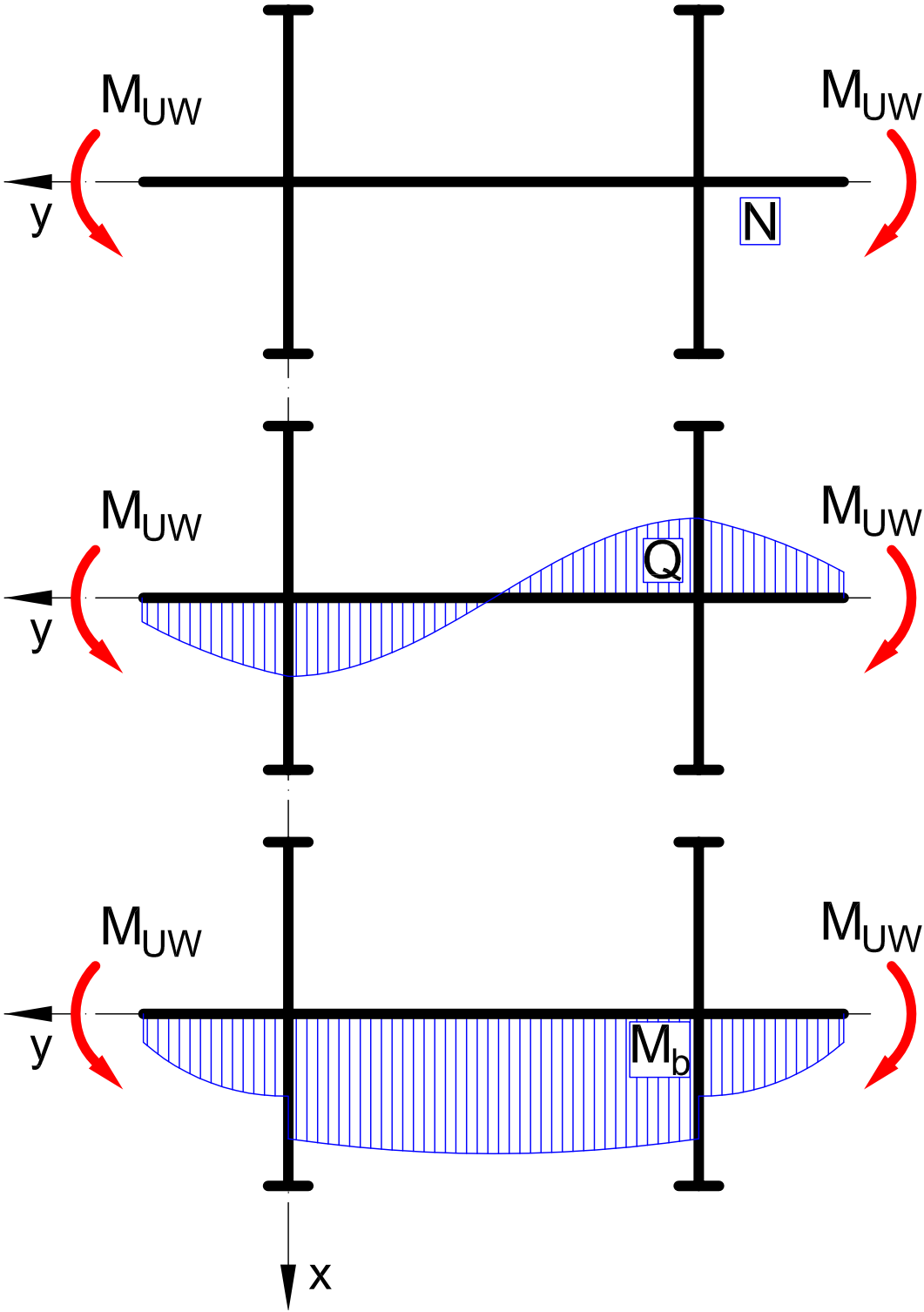


Abbildung 2.12: Schnittgrößen Konzeptvariante 3

Abb. 2.12 zeigt, dass diese Konzeptvariante einen ähnlichen Schnittgrößenverlauf wie die in Kapitel 2.1.2 beschriebene Variante 2 besitzt. Der Normalkraftverlauf ist in Ermangelung einer horizontalen Krafteinleitung über die gesamte Radsatzwelle gleich null. Der Querkraftverlauf durch Eigenmassen kann vernachlässigt werden. Im dynamischen Betrieb biegt sich die Radsatzwelle, wodurch Teile der Welle, aber auch die Unwuchterreger sich nicht mehr in Ruhelage befinden, sondern eine Kreisbahn beschreiben, was eine Querkraft induziert. Da sich die Spannscheiben in jenen beiden Punkt befinden, an welchen sich Biegelinie und Normalfaser in Ruhelage treffen (=Lagerposition), treten keine durch die Spannscheiben induzierten Querkräfte auf. Sie leiten aufgrund ihrer Massenträgheit sehr wohl ein Biegemoment ein.

Abschätzung Betriebsfrequenz

Auch hier ist die Abschätzung der möglichen Betriebsfrequenz aufgrund der vielen Einflussparameter schwierig, und kann erst bei detaillierter Betrachtung eines Prüfstandsetups numerisch ermittelt werden. Grundsätzlich lässt sich jedoch festhalten dass die maximale Betriebsfrequenz immer unterhalb der ersten Eigenfrequenz liegen muss. Ein Betrieb im überkritischen Bereich muss aufgrund des langsamen Durchfahrens der Eigenfrequenz und den damit einhergehenden unzulässigen Spannungszuständen im Prüfling ausgeschlossen werden. Da für diesem neuartigen Prüfstandstyp keinerlei Anhaltspunkte bezüglich Eigenfrequenz vorhanden sind, wird eine einfache Modalanalyse des vorgestellten Konzeptes erstellt. Verwendet wird das FEM-Paket *Marc Mentat*, die relevanten Parameter sind in der folgenden Tabelle aufgelistet.

Durchmesser RSW	180 mm	\mathbf{J}_x	\mathbf{J}_y	\mathbf{J}_z	
Länge RSW	2200 mm	kgm^2	kgm^2	kgm^2	
Masse RSW	423 kg	Unwuchterr.	0,356	1,521	1,521
Masse Unwuchterreger	50 kg	Radscheibe	52,141	26,518	26,518
Masse Radscheibe	374 kg				

Abbildung 2.13: Ausgangsparameter, Massenträgheit von Unwuchterreger und Radscheibe

Aus der Simulation kann entnommen werden, dass die erste Eigenfrequenz bei 24 Hz liegt. Durch Reduzierung der Massen bzw. Massenträgheiten der Radsatzscheiben kann die Eigenfrequenz und damit die maximale Prüffrequenz beträchtlich auf bis zu 42 Hz bei kompletten Verzicht der Radscheiben gesteigert werden .

Vor- Nachteile

Vorteile dieser Prüfstandvariante:

- kein Schwingfundament erforderlich
- horizontale Lage der Radsatzwelle vereinfacht Einbau und Wechsel der Radsatzwelle
- kostengünstiger Aufbau
- relativ hohe Betriebsfrequenz

Nachteile dieser Prüfstandvariante:

- Keine Nachbildung von auftretenden Torsionsmomenten
- Ungleiches Spannungsverlauf über den Umfang aufgrund des Eigengewichts der Welle und der Anbauteile.
- gleiche Phasenlage beider Unwuchterreger zueinander stellt hohe Anforderungen an die Antriebstechnik und Regelung
- Sind die Lagersitze nicht genau in den Knotenpunkten der ersten Eigenform positioniert, werden störende Querkräfte in die Radsatzwelle eingeleitet, bzw. entsprechende Lagerreaktionskräfte ausgleitet.
- Besagter Schnittpunkt kann unter Umständen an sehr ungünstiger Position der Radsatzwelle liegen, was eine saubere Positionierung der Kipplager erschwert.

2.1.4 Variante 4: 4-Punkt-Biegeprüfstand

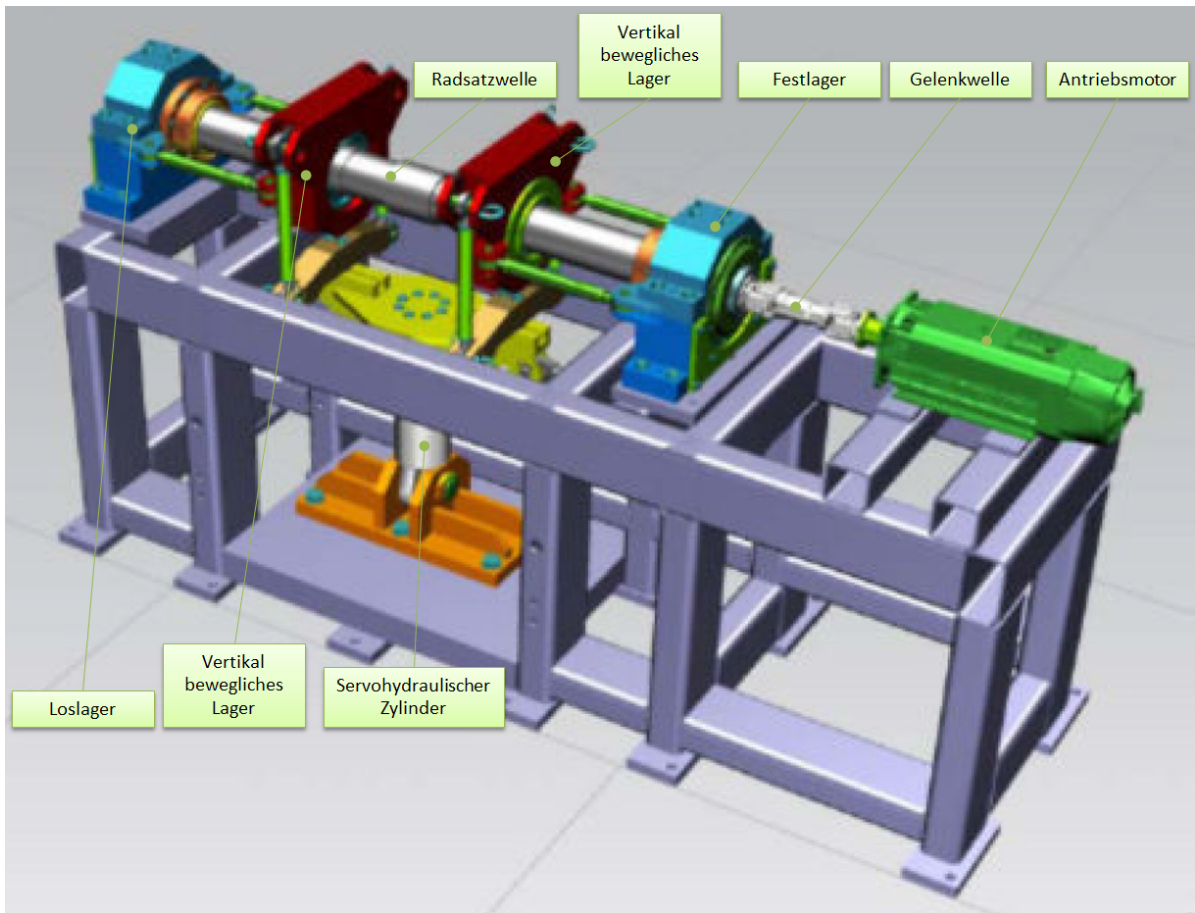


Abbildung 2.14: 4-Punkt Biegeprüfstand

Aufbau und Funktion

Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Prüfstandskonzepten, bei denen eine stehende Radsatzwelle mittels Unwuchterreger auf unterschiedlicher Weise angeregt wird, wird beim 4-Punkt-Biegeprüfstand die Welle aktiv gedreht. Die Radsatzwelle ist über zwei massive Rollenlager am Prüfstandbett abgestützt. Üblicherweise werden als Einbauposition besagter Lager die Lagersitze der Radsatzwelle verwendet. Über zwei zusätzliche Lager, werden die Prüfkräfte eingeleitet, wobei je nach Prüfspezifikation bzw. Radsatzwellentyp dies am Sitz der Laufradscheiben oder der Bremsen geschieht. Mittels eines oder mehrerer servohydraulischer Zylinder kann wahlweise eine statische oder dynamische Prüflast F_R eingebracht werden. Eine weitere Besonderheit dieses Prüfstandtyps ist die Möglichkeit der Einbringung von Torsionsmomenten. Dabei muss, wie in Abb. 2.15 dargestellt, das vom Antriebsmotor eingeleitete Antriebsmoment M_T am Wellenende durch das Gegenmoment M_R abgenommen werden. Das Gegenmoment kann zB.

mittels hydraulischer (sog. Retarder) oder elektrische Dauerbremse (Wirbelstrombremse oder Synchronmotor mit Netzurückspeisung) aufgebracht werden. Dies erklärt die im Verhältnis zu den anderen Prüfstandskonzepten sehr hohe Anlagenleistung von bis zu 250 kW.

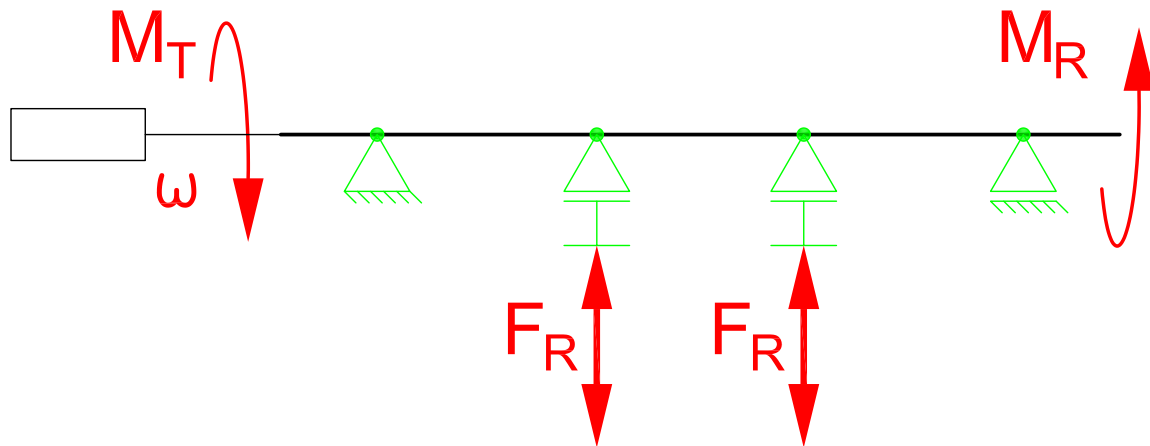


Abbildung 2.15: Kräfteinleitung 4-Punkt Biegeprüfstand

Schnittgrößenverlauf

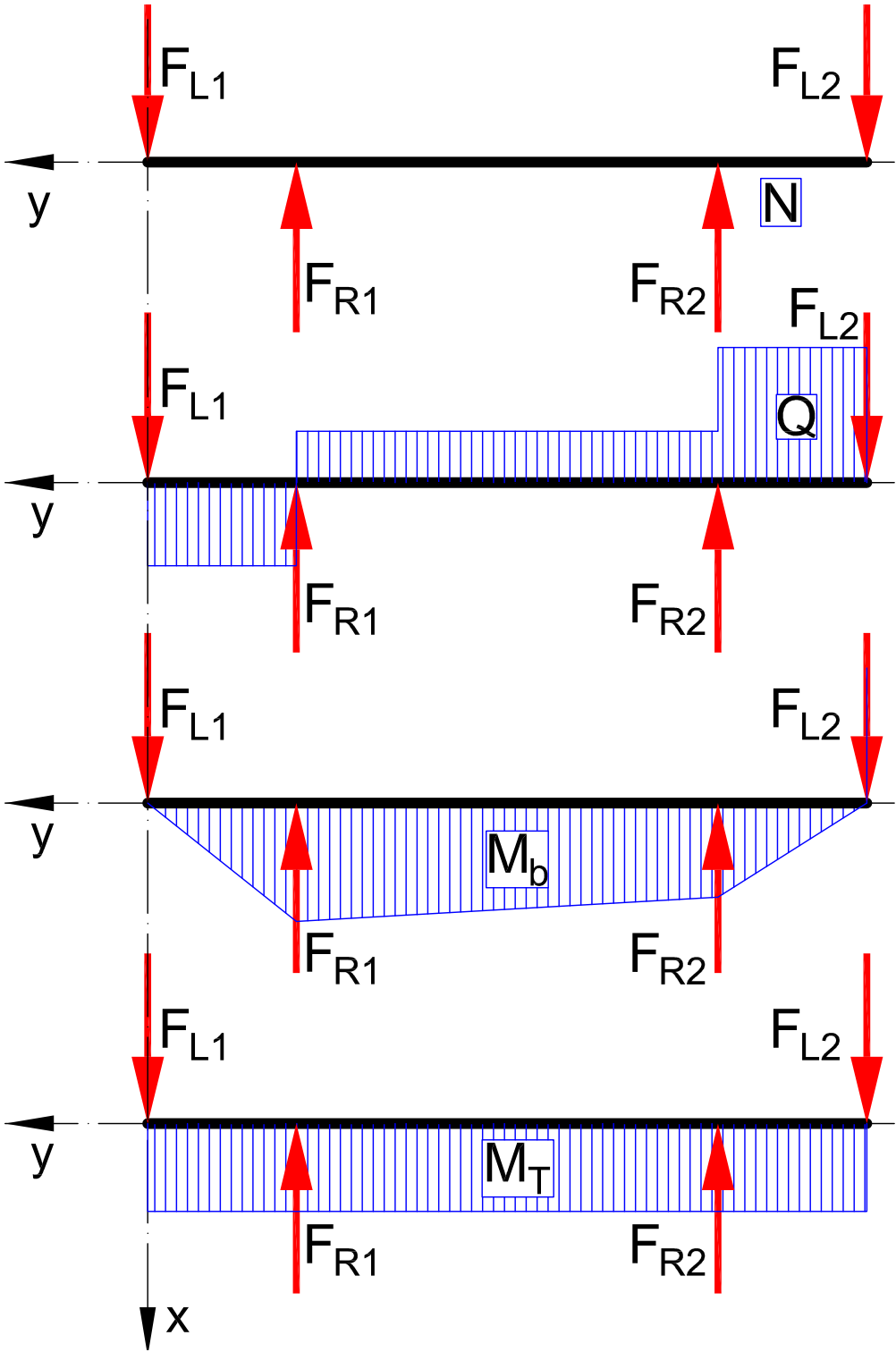


Abbildung 2.16: Schnittgrößen Konzeptvariante 4

Verglichen mit den Schnittgrößenverläufen der Norm EN13103, im speziellen den Querkraftverlauf in Abb. 1.6 sowie den Biegemomentenverlauf in Abb. 1.9 besitzt der 4-Punkt Biegeprüfstand einen sehr ähnlichen Schnittgrößenverlauf. Des Weiteren kann dieser Prüfstandtyp gemeinsam mit dem 3-Punkt Biegeprüfstand als einziger der hier vorgestellten Prüfstände ein Torsionsmoment aufbringen. Diese sehr realitätsnahe Beanspruchung der Radsatzwelle prädestiniert den 4-Punkt Biegeprüfstand für allgemeine Zulassungsprüfungen von Radsatzwellen sowie für den im Zuge dieser Diplomarbeit zu entwickelnden Rissfortschrittsprüfstand.

Vor- Nachteile

Vorteile dieser Prüfstandvariante:

- Stellt von den vorgestellten Prüfkonzepthen am besten die in EN13103 beschriebenen Belastungen der Radsatzwelle dar.
- kein Schwingfundament erforderlich
- kann, neben dem 3-Punkt Biegeprüfstand, als einziges Konzept ein Torsionsmoment einleiten
- Mittels servohydraulische Zylinder ist ein Abfahren von stark variierender Lastzyklen ohne Einschränkungen z.B. der Prüffrequenz möglich

Nachteile dieser Prüfstandvariante:

- Hohe benötigte Systemleistung
- Sehr hohe Belastung der verwendeten Wälzlager
- Prüffrequenzen abhängig von Lagerwahl, bei Verwendung von Rollenlager ca. 20Hz abwärts
- Hohe Anfangsinvestition
- Hohe Betriebskosten
- Die drehenden Radsatzwelle behindert die Überwachung des Rissfortschritts mittels Dehnmessstreifen und Rissfortschrittsmessstreifen. Auch die Untersuchungen auf optischer sowie akustischer Basis ist im laufenden Betrieb schwer/nicht möglich.

2.1.5 Variante 5: 3-Punkt Biegeprüfstand

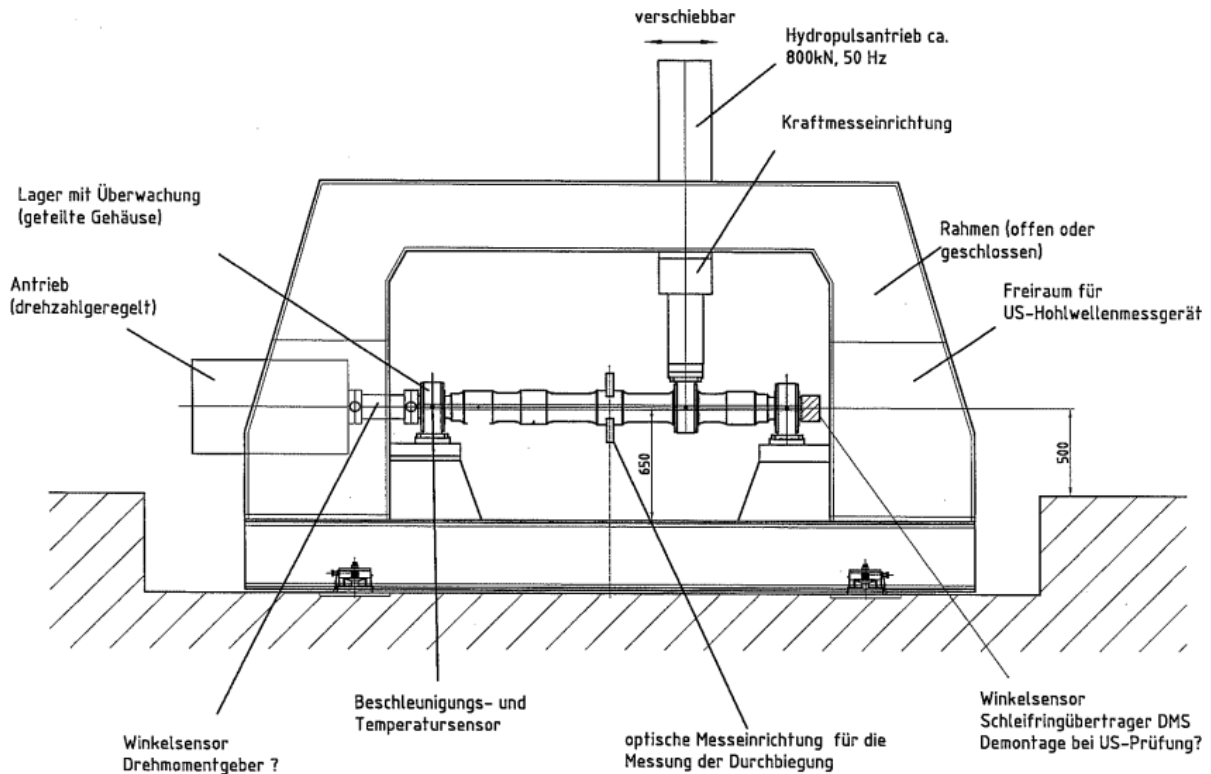


Abbildung 2.17: 3-Punkt Biegeprüfstand

Aufbau und Funktion

Wie in Abb. 2.17 sowie Abb. 2.19 veranschaulicht, ähnelt der 3-Punkt Biegeprüfstand vom Aufbau her dem in Kapitel 2.1.4 vorgestellte 4-Punkt Biegeprüfstand mit dem kleinen Unterschied, dass die Prüflast nur über einem Zylinder an einem Lagersitz eingeleitet wird. Auch bei diesem Prüfstandtyp wird über einen stehenden Zylinder die äußere Last F_R eingebracht, die geforderten dynamisch wechselnden Querkräfte und Biegemomente entstehen durch das aktive Drehen der Radsatzwelle. Auch bei diesem Prüfstandtyp ist die Möglichkeit der Einbringung von Torsionsmomenten gegeben.

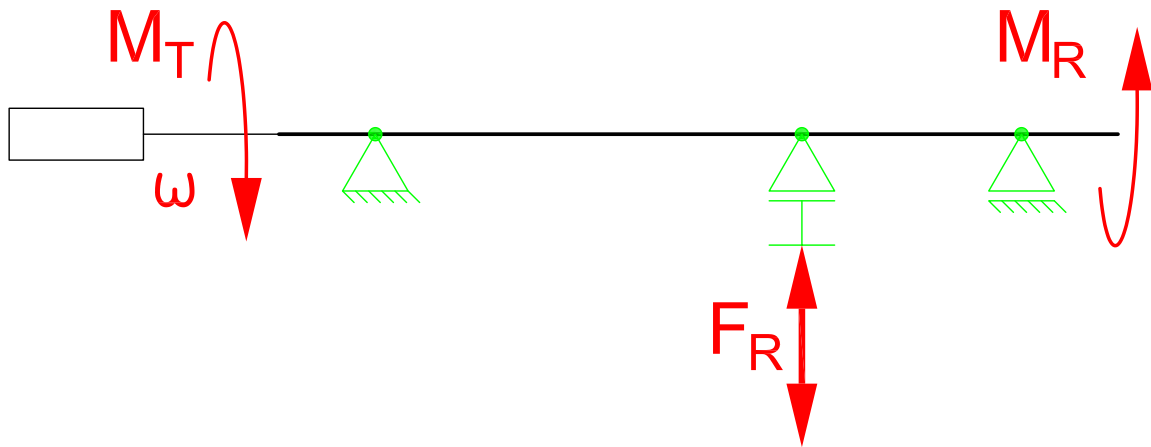


Abbildung 2.18: Krafteinleitung 3-Punkt Biegeprüfstand

Schnittgrößenverlauf

Der 3-Punkt Biegeprüfstand stellt eine leicht abgespeckte Variante des 4-Punkt Biegeprüfstandes dar. Dementsprechend stellen die in Abb. 2.19 dargestellten Schnittgrößenverläufe nur mehr annähernd den in der Norm EN13103 angegebenen Schnittgrößenverläufe dar. Das maximale Biegemoment befindet sich am Korbbogen des Radscheibensitzes, womit sich auch dieses Konzept als Rissfortschrittsprüfstand eignen würde.

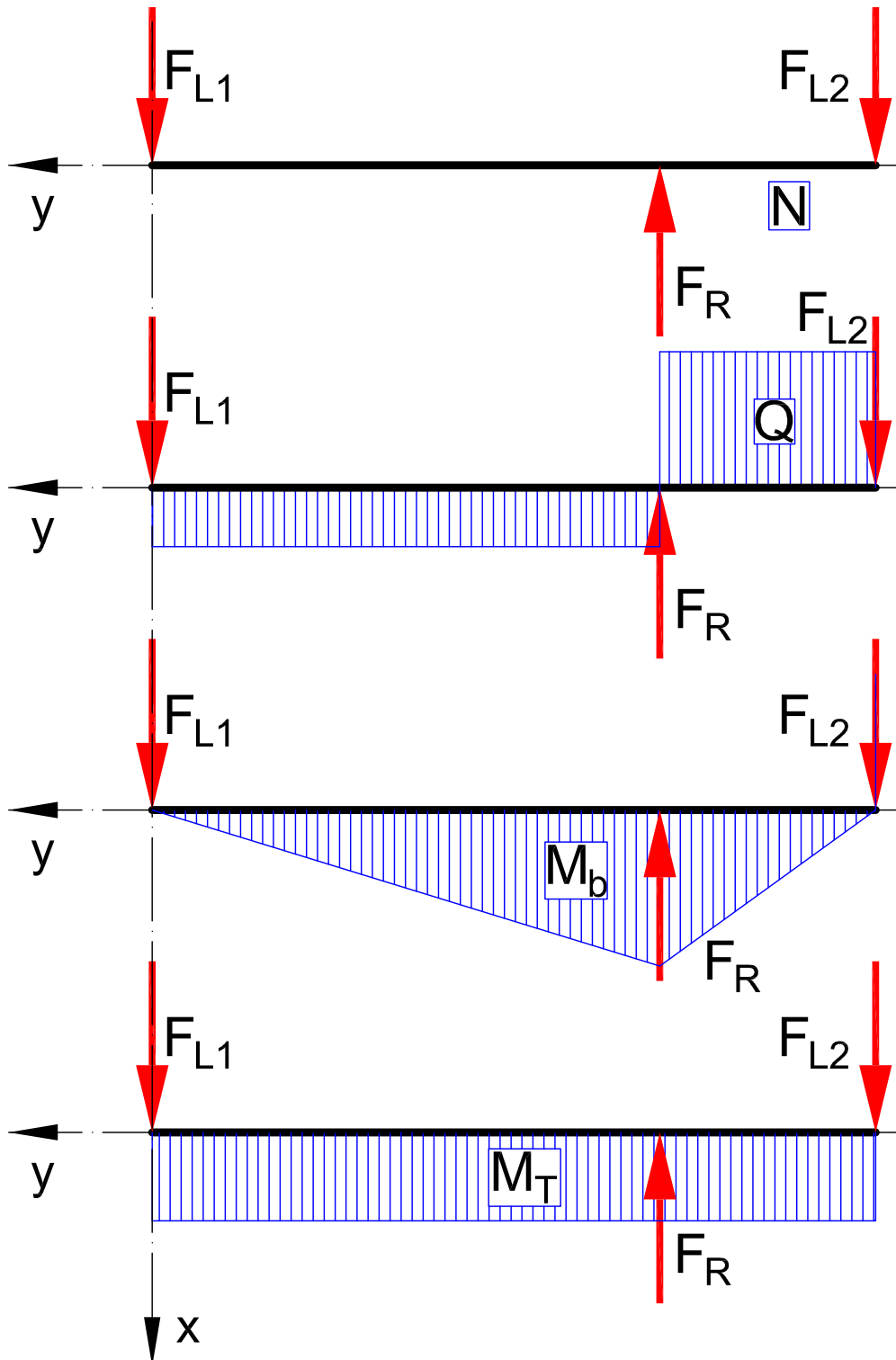


Abbildung 2.19: Schnittgrößen Konzeptvariante 5

Vor- Nachteile

Vorteile dieser Prüfstandvariante:

- kein Schwingfundament erforderlich
- kann, neben dem 4-Punkt Biegeprüfstand, als einziges Konzept ein Torsionsmoment einleiten
- Mittels servohydraulische Zylinder ist ein Abfahren von stark variierender Lastzyklen ohne Einschränkungen z.B. der Prüffrequenz möglich

Nachteile dieser Prüfstandvariante:

- Hohe benötigte Systemleistung
- Sehr hohe Belastung der verwendeten Wälzlager
- Prüffrequenzen abhängig von Lagerwahl, bei Verwendung von Rollenlager ca. 20Hz abwärts
- Hohe Anfangsinvestition
- Hohe Betriebskosten
- Die drehenden Radsatzwelle behindert die Überwachung des Rissfortschritts mittels Dehnmessstreifen und Rissfortschrittmessstreifen. Auch die Untersuchungen auf optischer sowie akustischer Basis ist im laufenden Prüfbetrieb schwer bis nicht möglich.

2.2 Gegenüberstellung der einzelnen Prüfstandkonzepte

Die Gegenüberstellung der einzelnen Prüfstandkonzepte bezüglich ihrer Tauglichkeit erfolgt anhand einer Reihe von Kriterien mit absteigender Wichtigkeit. Wichtigstes Kriterium ist dabei die Wiedergabe der im realen Betrieb bzw. laut Norm EN13103 auf die Radsatzwelle einwirkenden Belastungen. Verglichen werden die zu jedem Prüfstandkonzept gehörenden Schnittgrößenverläufe, insbesondere die des Biegemomentes. Anhand der aus Norm EN13103 ermittelten Schnittgrößenverläufen ergibt, dass der Abschnitt höchsten Biegemomentes bei allen Varianten im gewünschten Bereich des inneren Korbbogens liegt. Ansonsten unterscheiden sich die Biegemomentenverläufen entlang der Radsatzwelle beträchtlich. Einzig der 4-Punkt Biegeprüfstand bietet eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Normschnittverlauf. Weiteres und wichtigeres Alleinstellungsmerkmal besagter Prüfstandvariante ist die Möglichkeit, Torsionsmomente in die Radsatzwelle einzuleiten.

Weiteres wichtiges Auswahlkriterium ist die maximal mögliche erreichbare Prüffrequenz. Da alle Prüfstände im unterkritischen Bereich operieren, wird überschlägig die mittels Modalanalyse einfach ermittelbare Eigenfrequenz der Prüfstandsvarianten minus 5 Hz als Betriebsfrequenz angesehen. Aufgrund der Einspannungsverhältnisse zeigt sich dabei ein leichter Vorteil der Variante 3 gegenüber Variante 1. und Variante 2. Die Varianten 4 und 5 könnten aufgrund ihrer vielfachen, steifen Einspannung theoretische Prüffrequenzen im Bereich 60 Hz bis 80 Hz erreichen, die Bezugsdrehzahl der benötigten Rollenlager drückt die Prüffrequenz jedoch je nach betrachteten Radsatzwellendurchmesser auf 15 Hz bis 20 Hz

Als letztes Auswahlkriterium werden die Anschaffungskosten verglichen, welche durch konkrete Angebote oder konservative Abschätzungen ermittelt werden. Exakte Zahlenwerte als Hinterlegung der in Tabelle 2.1 getroffenen Auswahl sind bekannt, werden aber nicht genannt.

	Variante1	Variante2	Variante3	Variante4	Variante5
Übereinstimmung	o	o	o	++	+
Momentenverlauf					
Prüffrequenz	+	+	++	-	-
Kosten	-	0	+	-	-

Tabelle 2.1: Vergleich der unterschiedlichen Radsatzwellenprüfstand Konzepte

2.2.1 Entscheidung des Eisenbahnfahrwerke 3 Gremium

Das Entscheidungsgremium von *Eisenbahnfahrwerke 3* hat sich entgegen des in Tabelle 2.1 empfohlenen Konzeptes 3 für die Variante 1 ausgesprochen. Begründet wird die Entscheidung für den in Kapitel 2.1.1 vorgestellte Prüfstand damit, dass bereits im Zuge der Forschungsvorhaben *Eisenbahnfahrwerke 1* und *Eisenbahnfahrwerke 2* ein ähnlicher Prüfstandstyp verwendet wurde. Durch die Beibehaltung des alten Prüfstandskonzeptes wird eine bessere Vergleichbarkeit der Messwerte zwischen den einzelnen Forschungsvorhaben erwartet.

Kapitel 3

Planung und Auslegung des Radsatzwellenprüfstandes

3.1 Ablauf von Planung und Auslegung des Prüfstandes

Das in Abb. 3.1 dargestellte Blockdiagramm stellt schematisch den Arbeitsablauf zur Lösung der Aufgabenstellung dieser Diplomarbeit dar. Dabei wird vorerst der gesamte Konstruktionsvorgang ähnlich der VDI2222 [1] grob in 4 Hauptbereiche gegliedert: Planung, Konzeption, Entwurf, Ausarbeitung. Der Abschnitt Planung obliegt dabei dem Konsortium *Eisenbahnfahrwerke III*. Ausgehend von den gegebenen Vorgaben von *Eisenbahnfahrwerke III* werden die in Kapitel Radsatzwellenprüfstand Konzepte vorgestellten Konzeptvarianten entwickelt und mit den in den Normen EN13103 und 13104 definierten Lastzuständen verglichen. Die Festlegung auf den nun zu entwickelnden Prüfstand erfolgte wiederum durch die *Eisenbahnfahrwerke III* und dient als Ausgangslage für den nachfolgenden Entwurfsabschnitt. In einem ersten Schritt werden dabei für die festgelegte Konzeptvariante sämtliche relevanten Einflussparameter identifiziert und analysiert. Da manche für die Auslegung des Prüfstandes äußerst relevanten Parameter bzw. deren Zusammenhänge zueinander auf analytischem Wege nicht ermittelbar sind, werden mehrere rechnergestützte Simulationen des Prüfstandes sowie des benötigten Schwingfundamentes erstellt. Die Verifizierung der Simulationsergebnisse erfolgt auf mehrere unterschiedliche Wege: Mittels Messungen, welche am bestehenden Schwingfundament des *Institutes für Leichtbau - Schwingprüfhalle* durchgeführt werden, kann die Simulation des Schwingfundamentes optimiert werden. Des weiteren wird aus der Hauptsimulation eine vereinfachte Modellprüfstandssimulation abgeleitet und mit einem entsprechenden realen Modellprüfstand verifiziert. Dieser Schritt läuft iterativ ab, indem zuerst die Simulation anhand der erhaltenen Messwerte des Modellprüfstandes optimiert und anschließend bei geänderten Eingangsparameter auf ihrer Tauglichkeit gegengeprüft wird. Die durch den Modellprüfstand gewonnenen Informationen fließen direkt in die Hauptsimulation des Radsatzwellenprüfstandes ein. Annähernd parallel mit der Erstellung der Hauptsimulation wird bereits eine Grobkonstruktion des Unwuchterregers durchgeführt, Simulation und Konstruktion sind eng gekoppelt und ergeben erst durch iterative

Durchgänge brauchbare Ausgangswerte. Als letzter Schritt wird die finale Variante des Prüfstandes ausgelegt und konstruiert, sowie präzise Anforderungen bezüglich der zu bauenden Schwingfundamente an die entsprechenden Partner weitergeleitet.

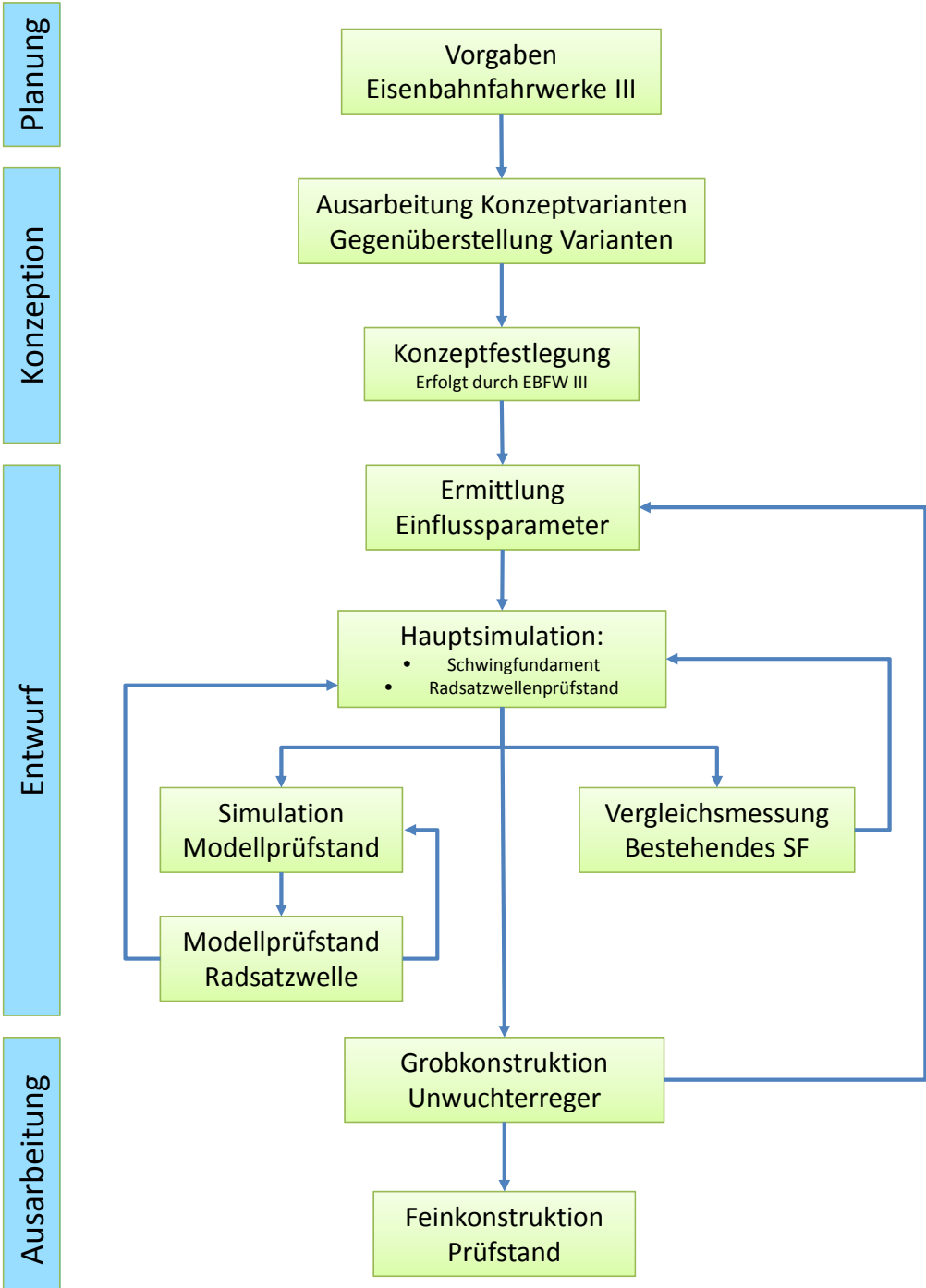


Abbildung 3.1: Blockdiagramm Arbeitsablauf Radsatzwellenprüfstand

3.2 Charakterisierung der relevanten Einflussparameter auf Radsatzwellenprüfstand

Bei dem auszulegenden und in Kapitel 2.1.1 vorgestellten Radsatzwellenprüfstand handelt es sich um ein hochdynamisch angeregtes, schwingfähiges System welches in Resonanznähe betrieben wird. Dabei ist zu beachten, dass der Prüfstand immer im Bereich unterhalb der ersten Eigenfrequenz betrieben werden darf. Ein zu starke Annäherung der Erregerfrequenz an die Systemeigenfrequenz führt aufgrund der hohen Steifigkeit sowie geringen (Lehrschen)Dämpfung des Prüfstandes unweigerlich zu einem unzulässig hohen Spannungszustand am Prüfling was eine Zerstörung des Prüfaufbaus zur Folge hätte(Resonanzkatastrophe). Der Betrieb in Resonanznähe bietet dabei zwei entscheidende Vorteile:

- Die Prüffrequenz verschiebt sich Richtung maximal zulässiger Prüffrequenz, sodass die in Kapitel 2.1 geforderte hohe Prüfspielzahl von mindestens 10^8 Lastspiele innerhalb eines überschaubaren Zeitrahmen abgearbeitete werden kann.
- Die in der Nähe der Resonanz auftretende Verstärkung des Ausschlags (Resonanzüberhöhung) des schwingungsfähigen Systems kann dazu genutzt werden, mit einer kleinen Erregerkraft eine große Biegespannung im Korbbojen zu erreichen. So braucht der Unwuchtmotor im eingeschwungenen Zustand lediglich jene Energie dem Schwingsystem zuführen, welche durch die Dämpfung (z.B. durch Reibung) aufgezehrt wird.

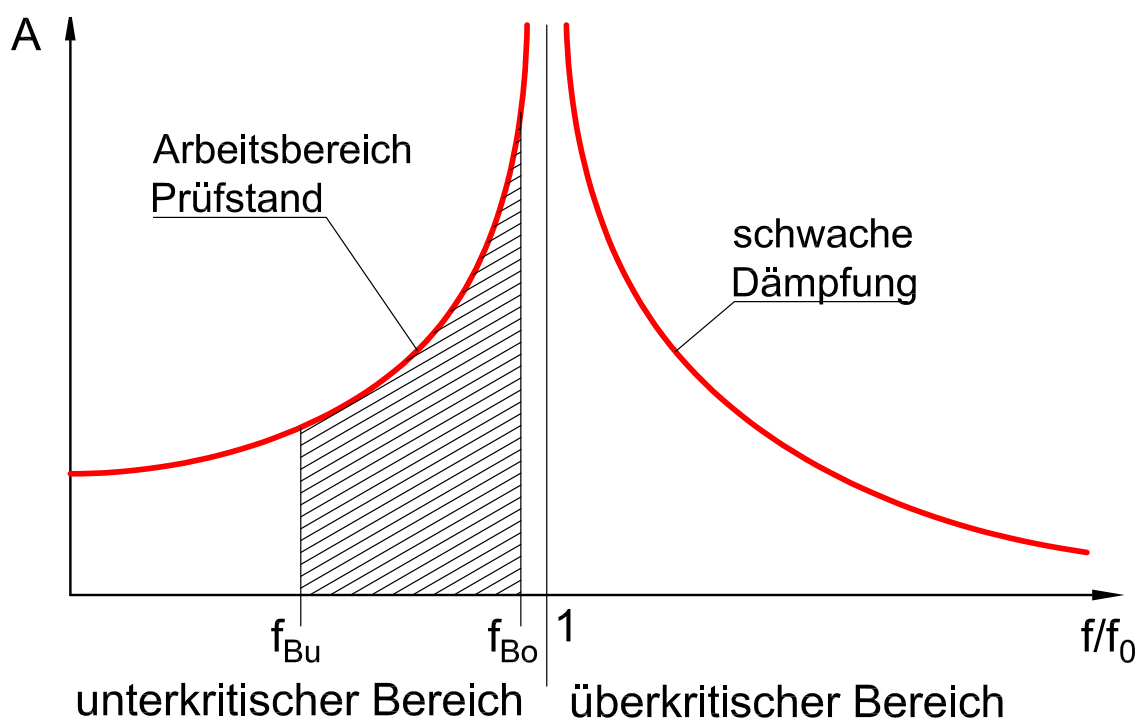


Abbildung 3.2: Frequenzgang des Radsatzwellenprüfstand

Abb. 3.2 stellt den qualitativen Frequenzgang des Radsatzwellenprüfstandes sowie dessen potenziellen Betriebsbereich dar. Dabei ist der stark ansteigende Amplitudengang in der Nähe der Resonanzfrequenz klar ersichtlich. Womit sich ein dritter Vorteil für eine Resonanznahe Betriebsfrequenz ergibt: Durch den steilen Amplitudengang wird mit kleiner Änderung der Erregerfrequenz eine große Änderung des Ausschlages erreicht. Das bedeutet dass der Bereich zwischen den in Kapitel 2.1 vorgegebenen Biegespannungen von 30 Hz bis 130 Hz mit geringer Änderung der Erregerfrequenz erreicht werden kann. Es können ohne Umbauarbeiten am Unwuchterreger kleine Biegespannungen mit hoher Frequenz gefahren werden.

Zusammenfassend gilt somit, dass eine möglichst hohe Eigenfrequenz des Prüfstandes angestrebt werden soll, um dann im nächsten Schritt die Erregerfrequenz möglichst nahe an die Eigenfrequenz heranzuführen.

Um den Prüfstand auf eine maximale Betriebsfrequenz auszulegen, müssen alle jene Parameter, welche Einfluss auf die Eigenfrequenz des Prüfstandes haben, ermittelt werden:

Wellengeometrie: Die Wellengeometrie hat, als zentrales Element des Schwingsystems, einen bedeutenden Einfluss auf die Eigenfrequenz des Prüfstandes. Die allgemeine Formel der transversalen Grundschwingung eines Stabes lautet:

$$\omega_0 = c_0 \cdot \frac{d}{l^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.1)$$

Daraus lässt sich bereits schließen, dass mit steigendem Wellendurchmesser d die Eigenfrequenz steigt, während eine steigende Wellenlänge l die Eigenfrequenz quadratisch absenkt. E-Modul E sowie die Dichte ρ sind konstant. Da die Abmessungen der Radsatzwelle, wie folgender Abb. 3.3 entnommen werden kann, vom Gremium *Eisenbahnfahrwerke 3* festgelegt werden, bieten sich an dieser Stelle keine Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich hoher Eigenfrequenz mehr an.

Scheibengeometrie: Ausgehend von einem bestehenden Radsatzscheibenmodell wurde die Radsatzscheibe maximal verbreitert, um eine möglichst hohe Steifigkeit der Scheibe zu erzielen, was sich wiederum positiv auf die Systemeigenfrequenz auswirkt. Die Nabengeometrie der Scheibeninnenseite bleibt unangetastet. So wird eine realitätsnahe, durch die Längspressung erzeugte, statische Spannung rund um die Rissebene am inneren Korbbogen erzeugt. Die finale Radsatzscheibe wird in Abb- 3.4 gezeigt.

Masse Unwuchterreger: Gemäß der überschlägig anwendbaren Formel

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.2)$$

bedeutet bei gleichbleibender Steifigkeit c des Schwingsystems eine Zunahme der (Unwuchterreger)Masse m eine Abnahme der Eigenfrequenz. Der Unwuchterreger soll daher so leicht wie möglich konstruiert werden.

Trägheitsmoment Unwuchterreger: Das Trägheitsmoment des Unwuchterregers spielt im Bezug auf die Systemeigenfrequenz eine untergeordnete Rolle. Generell sinkt die Eigenfrequenz mit steigender Massenträgheit.

Steifigkeit der Einspannung: Die Anbindung der Radsatzscheibe an die Grundplatte muss möglichst "steif" ausgeführt werden. Eine "weiche", gedämpfte Anbindung verringert die Eigenfrequenz.

Ein weiterer wichtiger Zusammenhang, welcher im Verlauf der Prüfstandsvorauslegung analysiert werden muss, ist der Zusammenhang von umlaufender Erregerkraft und Auslenkung der Radsatzwelle bzw. Biegespannung im Korbbogen. Entgegen der allgemein bekannten, für statische Systeme gültigen Balkentheorie, welche einen linearen Zusammenhang zwischen (statischer) Belastung und Auslenkung/Biegespannung herstellt, ist dieser Ansatz für das vorliegende, hochdynamische Schwingssystem nicht mehr gültig. Besagter Zusammenhang ist jedoch für die weitere Prüfstandsauslegung, vor allem für die korrekte Dimensionierung des Unwuchterregers von höchster Bedeutung.

Da der einseitig eingespannte Radsatzwellenprüfstand ein Schwingfundament zwingend voraussetzt, muss im Zuge dieser Arbeit auch dessen Einfluss auf das Betriebsverhalten des Prüfstandes beleuchtet werden.

3.3 Iterativer Ablauf von Simulation und Konstruktion

- Es zeigt sich dass die Simulation sowie eine groben Konstruktion des Prüfstandes parallel ablaufen müssen: Ausgewählte, essentielle Eingangsparameter der numerischen Simulation können erst durch eine Vorkonstruktion ermittelt werden. Hierzu zählt z.B. die Masse und Massenträgheit des Unwuchterregers, sowie das gesamte Schwingfundament (Dimensionen, Masse, Massenverteilung, Isolationssystem....)
- Da die Ergebnisse der numerischen Simulation wiederum in die Konstruktion einfließen (z.B Erregerkraft definiert Größe der Unwuchtwelle und damit Größe/Masse des Unwuchterregers) entsteht ein iterativer Prozess, welcher zu einer kleinstmögliche Unwuchterreger-Masse (definiert in Konstruktion) und maximal nötige Unwucht (definiert in Simulation) führen soll. Ziel ist eine möglichst hohe Betriebsfrequenz.

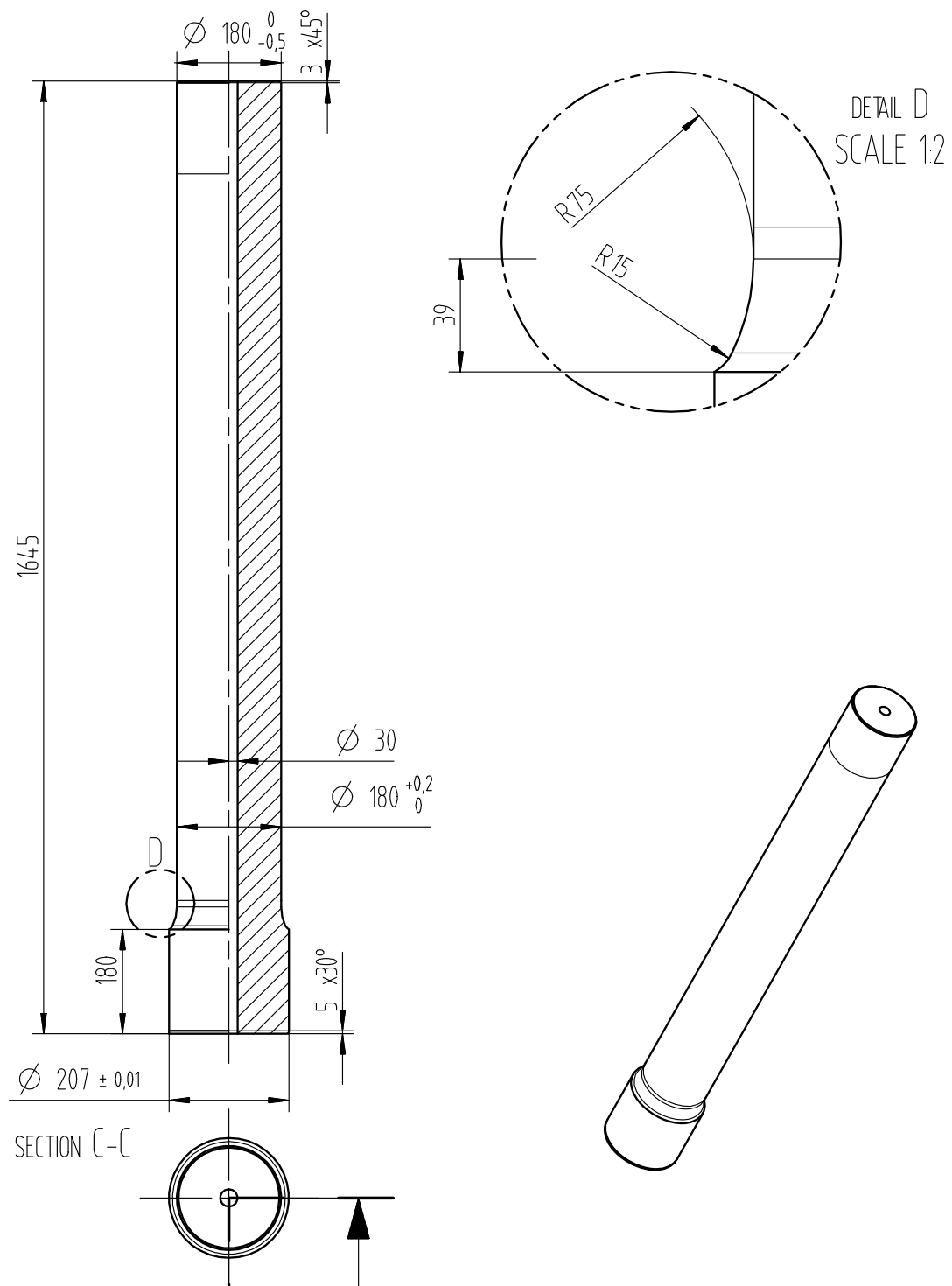


Abbildung 3.3: Geometrie der zu Prüfenden Radsatzwelle

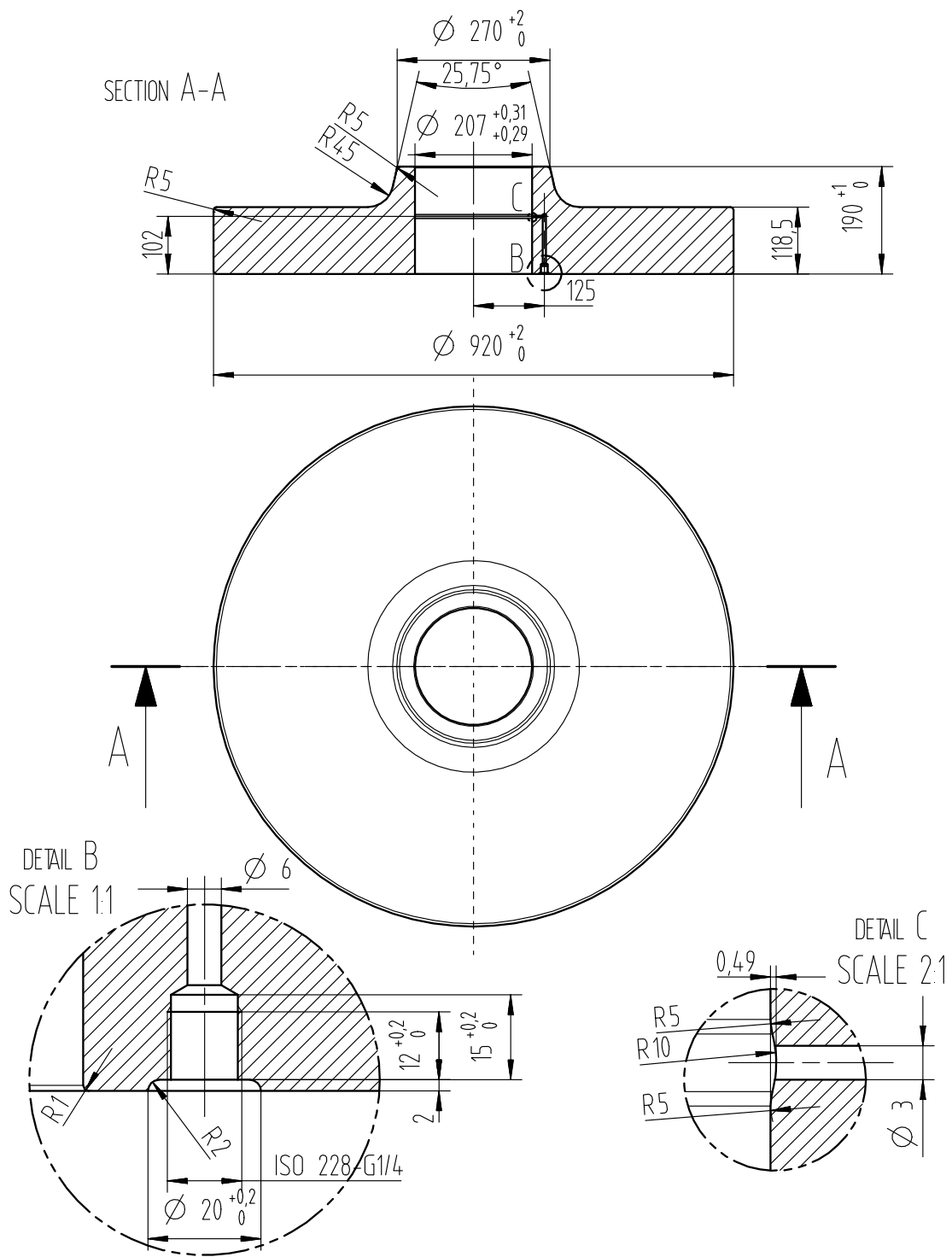


Abbildung 3.4: Geometrie der aufgedröckelten Spannscheibe

Kapitel 4

Berechnung und Simulation

4.1 FEM-Simulation im Prüfstandbau

Die Finite Elemente Methode (FEM) stellt ein numerisches Verfahren zur Lösung komplexer Berechnungen dar. Das häufigste Einsatzgebiet ist dabei der rechnerische Nachweis von Neukonstruktionen. Mittels einer FEM Berechnung kann an virtuellen Prototypen auf einem Computer überprüft werden, ob die Anforderungen hinsichtlich der physikalischen Eigenschaften erfüllt sind.

4.1.1 Modalanalyse

Eine Modalanalyse wird zur Bestimmung der Eigenfrequenzen (Eigenwerte) und der Eigenformen (Eigenschwingungsformen) in der Strukturdynamik verwendet.

Die Eigenfrequenzen sind System- bzw. Bauteilkennwerte, also für dieses Bauteil charakteristische Frequenzen. Zu jeder dieser Eigenfrequenzen gibt es eine zugehörige Eigenform. Diese Eigenform ist diejenige Verformung, die das Bauteil bei der Schwingung mit dieser Frequenz zeigen würde, wenn eine Anregung in dieser Frequenz vorliegt. Eigenwerte, Eigenfrequenzen und Eigenformen sind wichtige Parameter für die Auslegung einer Struktur bezüglich dynamischer Belastungen. Sie werden außerdem benötigt, wenn anschließend eine Frequenzganganalyse oder transiente dynamische Simulation durchgeführt werden soll. Die Amplituden der Eigenformen sind NICHT für eine technische quantitative Auswertung des Bauteils geeignet (sie werden bei der Lösung geeignet skaliert), nur die Form ist für eine qualitative Beurteilung der Dynamik des Bauteils geeignet. Sprich, die Modalanalyse liefert keine Informationen über tatsächliche Verschiebungen, Dehnungen, Spannungen unter bestimmten Lasten.

Die Eigenfrequenzen ergeben sich aus der Lösung der Gleichung

$$[M] \cdot (\ddot{u}) + [K] \cdot (u) = (0) \quad (4.1)$$

$$([K] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot (u) = (0) \quad (4.2)$$

mit

$[M]$	Massenmatrix
\ddot{u}	Beschleunigungsvektor
$[K]$	Steifigkeitsmatrix
u	Verschiebungsvektor

Die Modalanalyse ist die Lösung dieses algebraischen Eigenwertproblems. [7]

4.1.2 Dynamisch Transiente Simulation

Die Literatur [9] beschreibt transiente FEM Berechnungen folgendermaßen:

Bei Anwendung der FEM bedeutet “transient“ (vorübergehend) bzw. “instationär“ (schwankend, nicht gleich bleibend):

- dass das Modellverhalten im Zeitbereich berechnet (simuliert) wird.
- dass dabei eine beliebige, im allgemeinen nichtperiodische Erregung als Last auf das Modell einwirkt.

Eine Zeitverlauf-Simulation wird in der Strukturdynamik zur Bestimmung der Verformungen und Spannungen über der Zeit verwendet. Als Eingabe sind die Lasten als zeitliche Funktion erforderlich, also als Funktion der Last in Abhängigkeit von der Zeit. Lasten können damit zeitabhängig aufgebracht, geändert oder entfernt werden. Ebenso können Lagerungen zeitabhängig vorgegeben, geändert oder entfernt werden. Das Ergebnis der Zeitverlauf-Simulation sind Verschiebungen, Dehnungen, Spannungen als Funktion über der Zeit. Bei einer Berechnung mit der Zeitverlauf-Simulation können keine Informationen über Frequenzen der Ergebniswerte erwartet werden.

4.2 Auslegung Schwingfundament

Im Zuge dieses Arbeitspaketes soll das für den erfolgreichen Betrieb des Radsatzwellenprüfstand zwingend erforderliche Schwingfundament vorausgelegt werden. Zentrales Ziel ist daher die Ermittlung, Abschätzung und Festlegung aller relevanten Parameter des Schwingfundamentes. Diese Parameter fließen als zentraler Bestandteil in das Lastenheftes des Schwingfundamentes ein. Sie dienen in weiterer Folge als Ausgangspunkte für die weiteren Berechnungen der für die Feinauslegung beauftragten Ingenieurbüros.

4.2.1 Einsatz von Schwingfundamenten in der Prüfstandtechnik

Die Verwendung von Schwingfundamenten in der Prüfstandstechnik ist bei dynamischen Versuchen mit hohen Beschleunigungen und Massen zwingend notwendig. Der Aufbau, in Abb. 4.4 dargestellt, entspricht weitestgehend einem Masse-Feder-Dämpfer-System: Ein Massekörper, das eigentliche Schwingfundament, wird über mindestens drei Feder-Dämpfer-Systeme von der Umgebung schwingend entkoppelt. Form, Dimension, Masse sowie Technik des Isolierungssystems variieren zwischen den verschiedenen Schwingfundamente sehr stark, da ein Schwingssystem in der Regel auf seinem Einsatzgebiet hin spezifisch hinoptimiert wird.

Grundlegendes Ziel der Schwingungsisolierung ist es, störende Schwingungen zu beherrschen und so die negativen Auswirkungen unter anderem auf die Umgebung in erträglichen Grenzen zu halten.

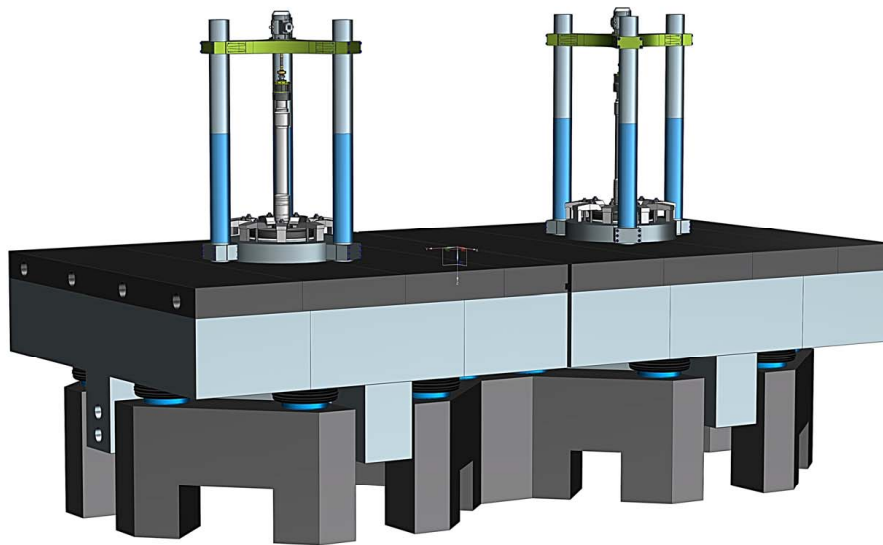


Abbildung 4.1: Konzeptdarstellung der geplanten Schwingfundamente am ILB mit Prüfstandsbaufbau

Der Einsatz eines Schwingfundamentes im Prüfstandsbaufbau ist sinnvoll, wenn eine oder mehrere der folgenden Bedingungen erwünscht werden:

- Bestimmte Prüfaufbauten erfordern die Aufstellung auf ein durchgehendes Fundament zur Versteifung. Durch das massive Schwingfundament können große Prüfaufbauten mit verzweigter Kraftein- und Ausleitung steif miteinander verbunden werden.
- Isolierung eines Prüfstandes von der Umgebung. Dabei ist in der Regel der isolierende Prüfstand selbst die Ursache der unerwünschten Schwingungen, wie zum Beispiel Schock oder Schwingungstests mit hohen Beschleunigungen und/oder Massen.

Durch das Schwingfundament werden die durch den Prüfstand erzeugten Auswirkungen auf das Hallenfundament reduziert übertragen und verringern somit den negativen Einfluss auf die Umgebung.

- Verbesserungen des dynamischen Verhaltens eines Prüfstandes: Durch die zusätzliche Masse des Schwingfundamentes werden bei annähernd gleichbleibender Eigenfrequenz des Prüfaufbaus Verbesserungen beim dynamischen Verhalten gegenüber eines direkt schwingungs isoliert aufgestellten Prüfstandes erreicht. Diese sind:
 - Verringerung der dynamischen Bewegung: Durch die erhebliche Erhöhung der seismischen Masse des an das Schwingfundament steif gekoppelten Prüfstandes reduziert sich die Amplitude des Schwingsystems erheblich.
 - Es wirken geringerer Massenkräfte auf die Komponenten des Prüfstandes, wodurch dessen Elemente weniger beansprucht werden, was wiederum zu einer Lebensdauerverlängerung führt.
 - Verbesserte Schwingungs isolation aufgrund der tiefen Eigenfrequenz des Dämpfungssystems

Das bestehende Schwingfundament am ILB

Seit 1995 nutzt das Institut für Leichtbau ein Schwingfundament, welches sich mittlerweile als unerlässlicher Bestandteil einer kompetitiven Prüfumgebung erwiesen hat.

Das Schwingfundament besitzt eine Prüfplatte von 12 m x 7 m sowie einen T-förmigen Betonkörper mit einer maximalen Höhe von ca. 3,5 m. Seine Gesamtmasse von ca. 650 t sowie weitere 50 t Prüfstands aufbau stützen sich auf 26 Gürtelrollbälge des Typs *Continental LG4080 – 4* ab, welche in beidseitig seitlich in Längsrichtung angeordnet sind. Durch zuschaltbare Luftvolumina kann die Eigenfrequenz des Schwingfundamentes im Bereich zwischen 0,8 – 3 Hz variiert werden. Eine automatische Niveauregulierung sorgt bei jedem Betriebszustand für eine horizontale Ausrichtung des Schwingfundamentes. Das Aufspannfeld bietet dank T-Nutausführung nach DIN 650-H12 mit Nennmaß 28 mm sowie einen Nutabstand von 250 mm ausreichend Möglichkeiten für eine steife, variable Anbindung der Prüfaufbauten mit dem Schwingfundament.

Aufgrund der gesammelten positiven Erfahrungen in Jahren intensiven Prüfbetriebes wird das bestehende Schwingfundament in weiten Teilen als Referenz für die Auslegung und Konstruktion der neuen Schwingfundamente herangezogen.

4.2.2 Anforderungen und Identifizierung der benötigten Parameter für Schwingfundament

Im folgenden Verlauf werden die Anforderungen an das auszulegende Schwingfundament aufgelistet. Anschließend werden jene Parameter bestimmt, welche im Zuge der Voraus-

legung und Simulation konkretisiert und den Bauingenieurbüros weitergegeben werden müssen:

- Es werden 2 identische Prüfstände und damit einhergehend auch zwei identische Schwingfundamente benötigt, um den geplanten Prüfumfang in der vorgegebenen Zeit abzuwickeln.
- Das Schwingfundament soll einen quadratischen Grundriss besitzen, sodass es nach Beendigung des Projektes *Radsatzwellenprüfstand* als universales Schwingfundament im regulären Prüfbetrieb weiterverwendet werden kann.
- Ausgehend von dem zur Verfügung stehenden Hallen Grundriss wird eine Spannfläche im Bereich von 5 m x 5 m bis 6 m x 6 m in Betracht gezogen.
- Das Schwingfundament hat einen großen Einfluss auf das Schwingverhalten des Prüfstandes; Die Vorauslegung muss einen perfekten Rundlauf des Schwingfundamentes beachten und gewährleisten. Diese Anforderung hat höchste Priorität.
- Die Vorauslegung soll die Möglichkeit einer Koppelung beider Schwingfundamente zu einer Einheit mit in Betracht ziehen.
- Folgende Parameter müssen analytisch oder mittels rechnergestützter Simulation bestimmt werden:
 - Form und Dimensionen der Schwingfundamente unter Berücksichtigung der Prämisse des Rundlaufes.
 - Benötigte Gesamtmasse sowie Massenverteilung des Schwingfundamentes, damit einen reibungsloser Betrieb der Radsatzwellenprüfung gewährleistet ist.
 - Komplette Vorauslegung des Isolationssystems. Dies beinhaltet die Anzahl, Position, Typ sowie bestimmung der Betriebsparameter der Federelemente.
 - Eigenfrequenzen des Schwingfundamentes

4.2.3 Geometrieauslegung und Grobkonstruktion

Ausgehend von den in Kapitel 4.2.2 aufgestellten Anforderungen wurden mehrere Varianten des Schwingfundamentes erstellt. Im folgenden Verlauf werden die drei vielversprechendsten Varianten kurz vorgestellt und analysiert, eine weitergehende Beschreibung der Grundkonstruktion erfolgt am Beispiel der finalen Variante 3.

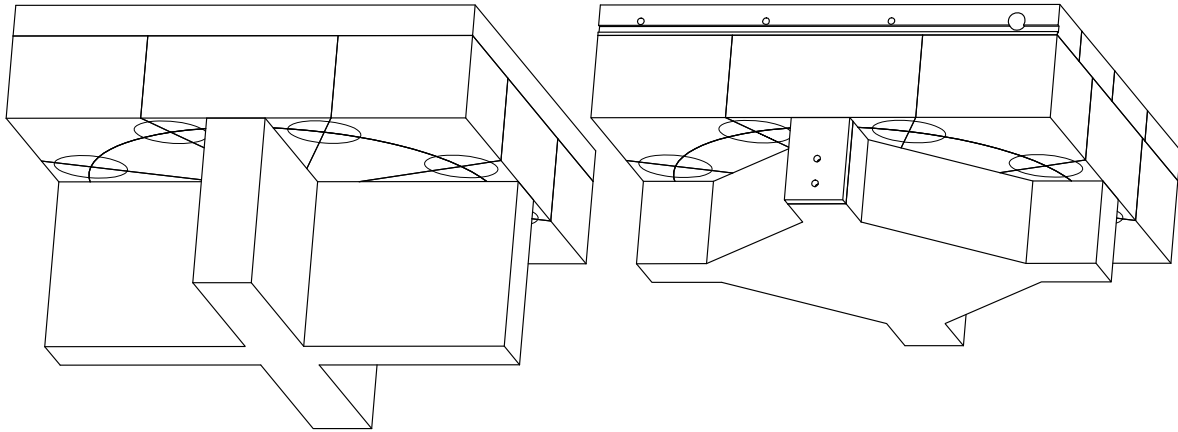


Abbildung 4.2: Schwingfundament Variante 1 und 2

Die in Abb. 4.2 links dargestellte Variante 1 besitzt einen massiven Grundkörper der in einen langen, kreuzförmigen Unterbau übergeht. Der Gedanke hinter dieser Variante, bzw. Unterbaus ist der eines möglichst tiefen Gesamtschwerpunktes, bei gleichzeitig geringem Gesamtgewicht (Gesamtmasse: ca. 120 t). Bereits in frühen Simulationen hat sich gezeigt, dass die Position des Schwerpunktes eine relativ untergeordnete Rolle spielt, und die geringe Verschiebung des Schwerpunktes nach unten die durch diese Konstruktion einhergehenden Nachteile nicht wettmachen kann: Die schlanke, flächige Bauweise des Unterbaus senkt im Vergleich zu den restlichen, kompakt gebauten Varianten die erste Eigenfrequenz des Schwingkörpers in zu tiefe Regionen. Dies, sowie begründete Bedenken hinsichtlich Dauerschwingfestigkeit des filigranen Unterbaus haben zu einem Ausschluss dieser Variante gesorgt.

Ausgehend von diesen Erkenntnissen ist die in Abb. 4.2, rechts dargestellte Variante 2 entwickelt worden. Sie besitzt den selben Grundkörper von 5500 mm x 5500 mm x 1370 mm wie Variante 1. Der Teilkreis der Luftfedern bleibt bei 4800 mm. Die Höhe des Unterbaus wird auf 1000 mm halbiert und besteht aus einem 45° zum Grundkörper gedrehten Quader mit an den Ecken hervorragenden Elementen, welche bündig mit dem Grundkörper abschließen. Sinn hinter besagten Elementen ist der im Laufe der Auslegung mit steigender Priorität aufkommende Wunsch, beide Schwingfundamente mechanisch koppeln zu können. Durch diese Koppelung erhält man ein Schwingfundament mit einer Aufspanfläche von 11 000 mm x 5500 mm und einem Gesamtgewicht von ca. 300 t. Bedenken hinsichtlich der geringen Auflagefläche am Unterbau im gekoppelten Zustand und den damit einhergehenden unzulässigen Spannungszuständen im Betonfundament führten zur weiterentwickelten Variante 3 inklusive kompletter Neugestaltung des Koppelkonzeptes.

Die finale Variante des Schwingfundamentes inklusive Hauptabmessungen wird in Abb. 4.4 gezeigt. Das Design lehnt sich dabei, wie bei oben erwähnten Varianten auch, an das bestehende Schwingfundament am Institut für Leichtbau - Schwingprüfhalle an. Das

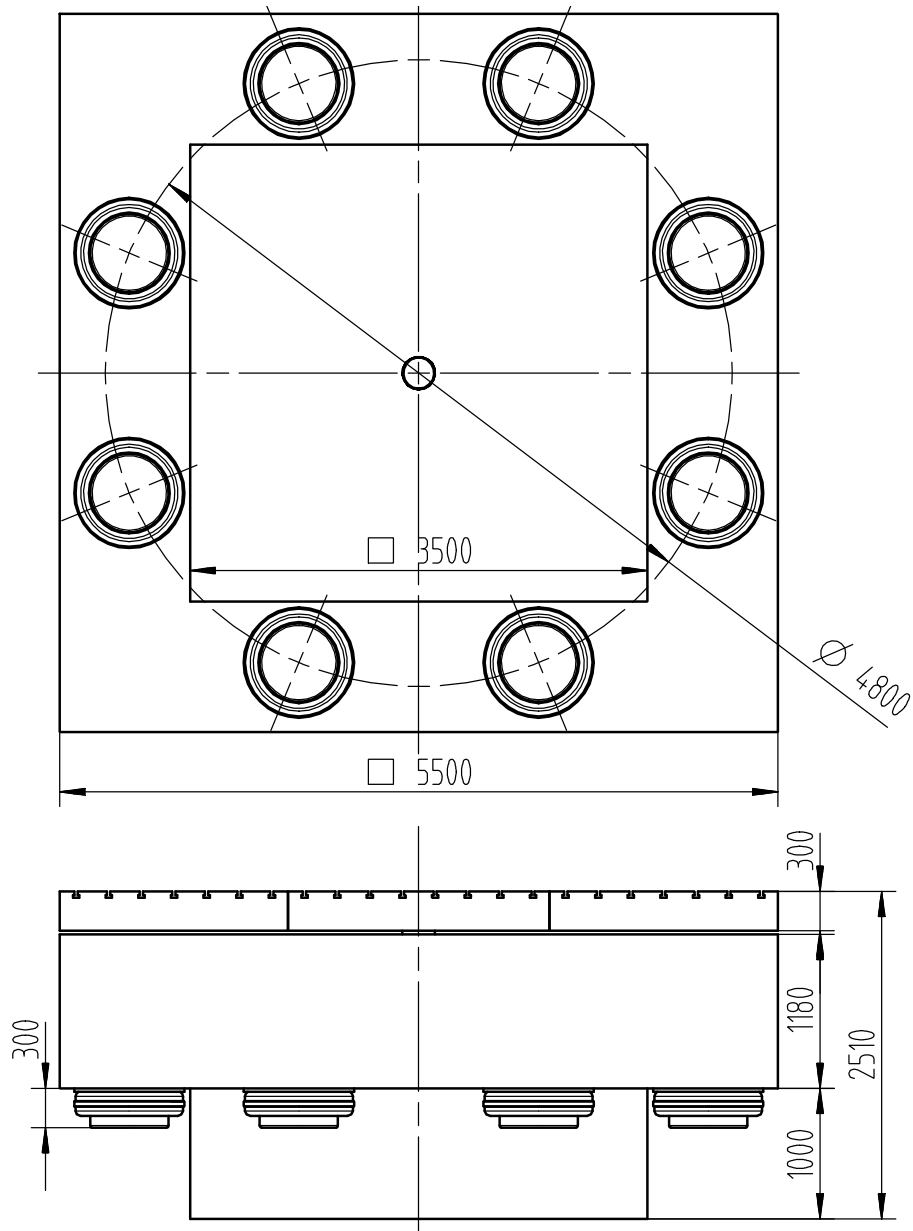


Abbildung 4.3: Schwingfundament Finale Variante

Schwingfundament der Variante 3 besteht grundsätzlich aus einem massiven Betonkorpus von 5500 mm x 5500 mm x 1180 mm sowie einem gegenüber der Variante 2 wieder parallel zum Grundkörper angeordneten Unterbau mit einer quadratischen Grundfläche mit einer Kantenlänge von 3500 mm sowie einer Höhe von 1000 mm. Ausgehend vom bestehenden Schwingfundament kann mit einer Armierung von annähernd 10 Massenprozent gerechnet werden. Laut der vom Entwicklungsbüro angegebenen mittleren Dichte von 2350 kg/m³ ergibt das eine Masse von ca. 114 t für den Betonguss. Zusätzlich zur herkömmlichen Stahlarmierung wird der Betonkörper durch spezielle Stahleinlagen unter Druck gesetzt (Spannbeton). Auf den Betonkorpus wird mittels Spannanker und schwindungsfreiem Beton das Aufspannfeld verankert. Besagtes Aufspannfeld hat eine Höhe von ca. 300 mm und laut Hersteller eine mittlere Dichte von 2750 kg/m³, sodass es mit 25 t in die Gesamtmasse eingeht. Schlussendlich werden an den vier Seitenflächen des Grundkörpers je 1500 kg an Zusatzmassen veranschlagt, welche an der Koppelfläche in Form von Positionier- und Arretierungsvorrichtungen benötigt werden. An den restlichen drei Seiten werden diese Zusatzmassen als sog. Schweißgründe eine symmetrische Massenverteilung gewährleisten. Ein eventuell auftretendes Ungleichgewicht der Gesamtmasse zB. aufgrund ungleichförmiger Verteilung der Stahlarmierung kann durch Anschweißen von Korrekturmassen an besagten Schweißgründen ausgeglichen werden. Die Federelemente sind an der Unterseite des Grundkörpers entlang eines Teilkreises mit dem Durchmesser 4800 mm angeordnet. Ausgehend von einer Gesamtmasse des Schwingfundamentes mit Prüfaufbau von 145 t aufwärts, sowie der Prämisse einer symmetrischen Federanordnung um die Hochachse wird die Anzahl der Federelemente auf 8 Stück festgelegt.

Massenträgheitsmoment

Wie in der Anforderungsliste erwähnt, spielt neben der symmetrischen Anordnung der Federelemente vor allem die Massenverteilung sowie Trägheitsmoment um die horizontalen Drehachsen eine zentrale Rolle für einen exakten Rundlauf bei Bewegung/Drehung des Schwingfundamentes um die Hochachsen. Es gilt daher die Bedingung, dass das Massenträgheitsmoment des Schwingfundamentes in allen horizontalen, den Schwerpunkt schneidenden Drehachsen, identisch sein muss. Daher besitzen üblicherweise Schwingfundamente von dynamisch umlaufend-rotierend angeregten Prüfständen einen runden Querschnitt. Sämtliche Isolationssysteme und Anbauteile werden rotationssymmetrisch angeordnet. Auch der Prüfstand selbst muss möglichst mittig auf dem Spannfeld des Schwingfundamentes positioniert werden.

Da die beiden auszulegenden Schwingfundamente nach Ablauf der Radsatzwellenprüfungen dem universellen Prüfbetrieb zugeordnet werden sollten, eignet sich eine runde Form denkbar schlecht, vor allem im Hinblick auf die gewünschte Zusammenkoppelung beider Fundamente zu einer Einheit.

In einer ersten analytischen Betrachtung wird nun untersucht, ob ein Quader überhaupt

eine gleichbleibendes Massenträgheitsmoment über alle senkrechten, den Massenschwerpunkt berührenden Ebenen besitzt. Dies erfolgt durch Lösen der allgemeinen Gleichungen für Massenträgheit in x-Richtung sowie mit 45° Neigung:

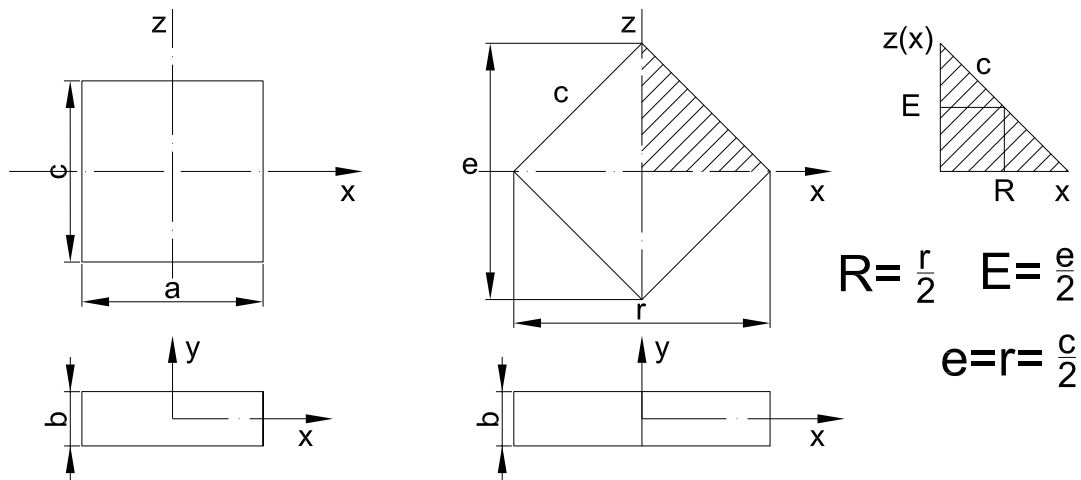


Abbildung 4.4: Berechnung des Massenträgheitsmomentes eines Quaders in zwei Ebenen

Der allgemeine Ansatz zur Berechnung der Massenträgheit um die X-Achse lautet:

$$J_x = J_y = \rho \int_{-\frac{c}{2}}^{\frac{c}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} (y^2 + z^2) dx dy dz \quad (4.3)$$

Der allgemeine Ansatz zur Berechnung des Massenträgheitsmomentes des um 45° um die y-Achse geneigten Quaders lautet:

$$J_{x45} = J_{y45} = 4 \cdot \rho \int_0^R \int_0^{E(1-\frac{x}{R})} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} (y^2 + z^2) dx dy dz \quad (4.4)$$

wobei sich $z(x)$ aus dem Strahlsatzes ergibt:

$$\frac{z(x)}{E} = 1 - \frac{x}{R} \quad (4.5)$$

Das Lösen obiger Dreifachintegrale und Ersetzen von Dichte und Volumen durch die Masse m ergibt für beide Fälle die Lösung:

$$J_x = \frac{m}{12} (b^2 + c^2) \quad (4.6)$$

Womit analytisch bewiesen wird, dass das Trägheitsmoment der x- und y- Achse identisch zu jenen mit 45° Neigung ist. Der exakte Rechenweg ist im Anhang beigelegt. Weiterlaufende Untersuchungen anhand dem Körperanalysetool der CAD-Software *Siemens*

NX8.5 bestätigen die Berechnungen. Das Trägheitsmoment des gesamten Schwingfundamentes im Massenschwerpunkt beträgt auf allen horizontal verlaufenden Achsen $390\,900\text{ kgm}^2$ und in der Vertikalen $660\,400\text{ kgm}^2$. Der Massenschwerpunkt des Fundamentes befindet sich ca. 990 mm unterhalb Oberkante Aufspannfeld.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine vollkommen quadratische Grundfläche des Schwingfundamentes keine Einschränkung auf die Rundlaufeigenschaften des Prüfstandes haben wird. Voraussetzung hierfür ist jedoch eine exakte, symmetrische Positionierung der Stahlarmierung im Betonkörper, sämtliche benötigte Anbauteile müssen durch Ausgleichsgewichte in den restlichen drei Quadranten ausgeglichen werden.

Ist dies nicht der Fall kann durch gezieltes Anbringen von Zusatzgewichte an den Schweißgründen das Trägheitsmoment um den gewünschten Betrag verändert werden.

Empirischen Versuchen mit dem in Kapitel 5 beschriebenen Modellprüfstand, montiert auf ein Gummi-gedämpftes 300 kg Modellschwingfundament, haben neben der Bestätigung obiger Überlegungen gezeigt, dass die Form der Kreisbahn der schwingenden Radsatzwelle auch durch Veränderung der Federsteifigkeit einzelner Isolationselemente beeinflusst werden kann.

Auslegung des Feder-Dämpfer-Systems

Die Isolationsmöglichkeiten von Schwingfundamenten sind vielfältig und reichen von herkömmlichen Schraubfedern über Luft(balg)federn bis hin zu schwingungsdämpfenden Elastomerelementen.

Aufgrund positiver Erfahrungen mit den am bestehenden Schwingfundament verbauten Gürtelrollbälge des Typs *Continental LG4080 - 4* werden eben diese auch für die Erstauslegung in Betracht gezogen.

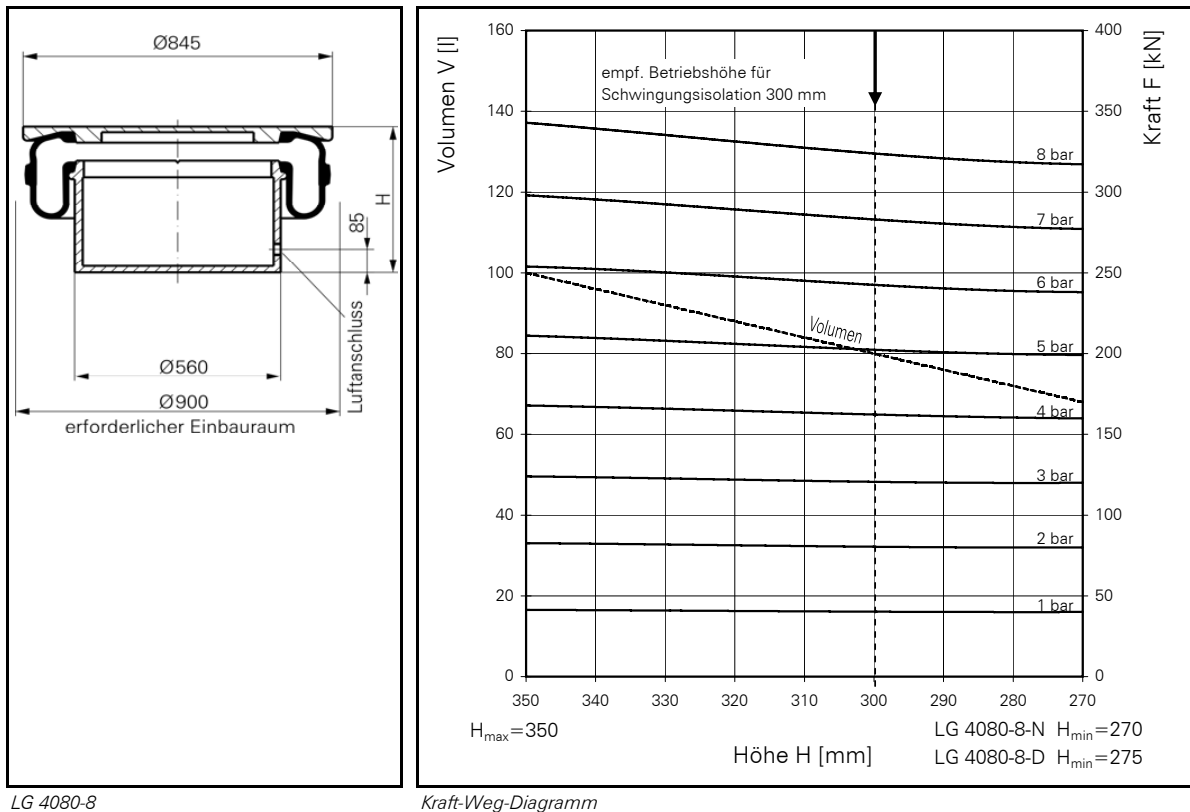


Abbildung 4.5: Kraft-Weg Diagramm Gürtelrollbälge des Typs *Continental LG4080 – 4*

Wie anhand des Schnittbildes in Abb. 4.5 gezeigt, besteht die Luftfeder aus einer Luftkammer welche mit einer flexiblen Membrane verschlossen ist. Die Nutzlast liegt über einen Kolben auf der Membrane auf. Die innerhalb der Vorauslegung verwendeten *Continental LG4080 – 4* sind die größten Balgzylinderfedern dieses Herstellers, die Tragkraft eines Einzelelementes liegt je nach Betriebsdruck bei bis zu 329 kN (33,5 t). Die Federrate (Steifigkeit) in horizontaler sowie vertikaler Richtung sind eine Funktion der Betriebshöhe und des Betriebsdruckes und können Abb. 4.6 entnommen werden. Durch zuschalten von Zusatzvolumina über Zusatztanks wird die Federsteifigkeit verringert, und damit gemäß der Formel:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \tag{4.7}$$

auch die Eigenfrequenz des Systems.

Balgzylinder haben eine sehr geringe Dämpfung von 3% bis 4%, durch zuschalten von Drosseln kann die Dämpfung auf bis zu 12% erhöht werden.

Schwingungsisolation - Dynamische Kennwerte

Betriebshöhe H: empf. 300 mm

Druck p	[bar]	3	4	5	6	7	8	Vol. [l]
Tragkraft F	[kN]	125	165	205	246	287	329	80
Steifigkeit axial	[N/cm]	11700	14400	17300	19600	21800	24200	
Eigenfreq. axial	[Hz]	1,6	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4	
Steifigkeit lateral	[N/cm]	4500	4800	4900	5000	5050	5100	
Eigenfreq. lateral	[Hz]	1,0	0,9	0,8	0,7	0,7	0,6	
Type LG 4080-8-D mit integrierter Luftdämpfung $D \sim 0,12$								

Pneumatische Anwendung - Statische Kennwerte

Kraft F [kN]

Druck p	[bar]	3	4	5	6	7	8	Vol. [l]
Höhe H [mm]	350	124	168	211	254	298	343	100
	320	122	165	206	248	289	332	88
	290	120	161	201	240	280	321	76

Abbildung 4.6: statische und dynamische Kennwerte Gürtelrollbalg des Typs *Continental LG4080 - 4*

Die Berechnung der Federparameter erfolgt ausgehend des in Kapitel 4.2.3 ermittelten Gesamtgewichtes des Schwingfundamentes sowie in Abhängigkeit der Anzahl der Federelemente. Damit ergeben sich unter Zuhilfenahme der Tabellen 4.5 und 4.6 folgende für die weitere Berechnungen und Simulation wichtigen Federparameter (Werte wenn notwendig linear interpoliert):

Gesamtmasse <i>kg</i>	Federbelastung <i>N</i>	Druck p <i>bar</i>	Steifigkeit _{axial} <i>N/cm</i>	Steifigkeit _{lateral} <i>N/cm</i>
150000	184000	4,475	15778	4848

Tabelle 4.1: Federparameter der Erstausslegung

Alle oben berechneten Federparameter ergeben sich bei einer Gesamtmasse des Schwingfundamentes von 150 t sowie der Verwendung von 8 Federelementen. Der Luftdruck in den Federmembranen liegt mit 4,45 bar und somit weit unterhalb des maximal zulässigen Betriebsdruckes. Dieser Umstand ist durchaus gewollt, da nach Beendigung der Radatzwellenprüfungen die Schwingfundamente für weitere Prüfstände verwendet werden sollten und dabei erfahrungsgemäß bedeutend höhere Aufbaumassen zu erwarten sind.

4.2.4 Simulation

Folgende Resultate sollen anhand der Simulation des Schwingfundamentes ermittelt werden:

- Eigenfrequenzen des Isolationssystems des Schwingfundamentes
- Überprüfung der gewählten Position der Luftfedern damit der Rundlauf des Radsatzwellenprüfstandes gewährleistet ist.
- Überprüfung von Form und Massenverteilung des Schwingfundamentes, wiederum im Hinblick auf den Rundlauf des Schwingfundamentes.
- Ermittlung der Bewegungen des Schwingfundament bei Betrieb des Radsatzwellenprüfstandes.

Verwendete Simulationssoftware

Als Berechnungssoftware findet das Softwarepaket *Marc Mentat* der Fa. *MSC Software* anwendung. Der Solver *Marc* hat sich bei anfänglichen Vergleichstests von transienten (zeitabhängigen) Simulationen als der stabilere Solver gegenüber *Nastran* in *Siemens NX8.5* erwiesen. *Marc* ist eine Solver für die implizite nichtlineare Finite Elemente Analyse (FEA). Zusammen mit dem Pre- und Postprozessor *Mentat* eignet sich *Marc* für fortgeschrittene nichtlineare Strukturanalysen, Kontakt, komplexe Materialmodelle und multiphysikalische Analysen. *Marc* bietet Algorithmen für die Kontaktberechnung - sei es für die Analyse von strukturmechanischen Problemen mit großen Deformationen oder für Multiphysik-Anwendungen. Die Vielseitigkeit von *Marc* bei der nichtlinearen Modellierung des Werkstoffverhaltens und der Randbedingungen macht die Software zur idealen Lösung für komplexe Konstruktionsprobleme. *Marc* verfügt außerdem über eine Reihe von Multiphysik-Fähigkeiten, mit deren Hilfe Ingenieure gekoppelte Simulationen durchführen können. [6]

Simulationsmodell

Ausgehend von der in Kapitel 4.2.3 bestimmten Geometrie des Schwingfundamentes wird im weiteren Verlauf ein vollständiges Simulationsmodell erstellt, anhand welchem das Verhalten des realen Schwingfundament analysiert werden soll:

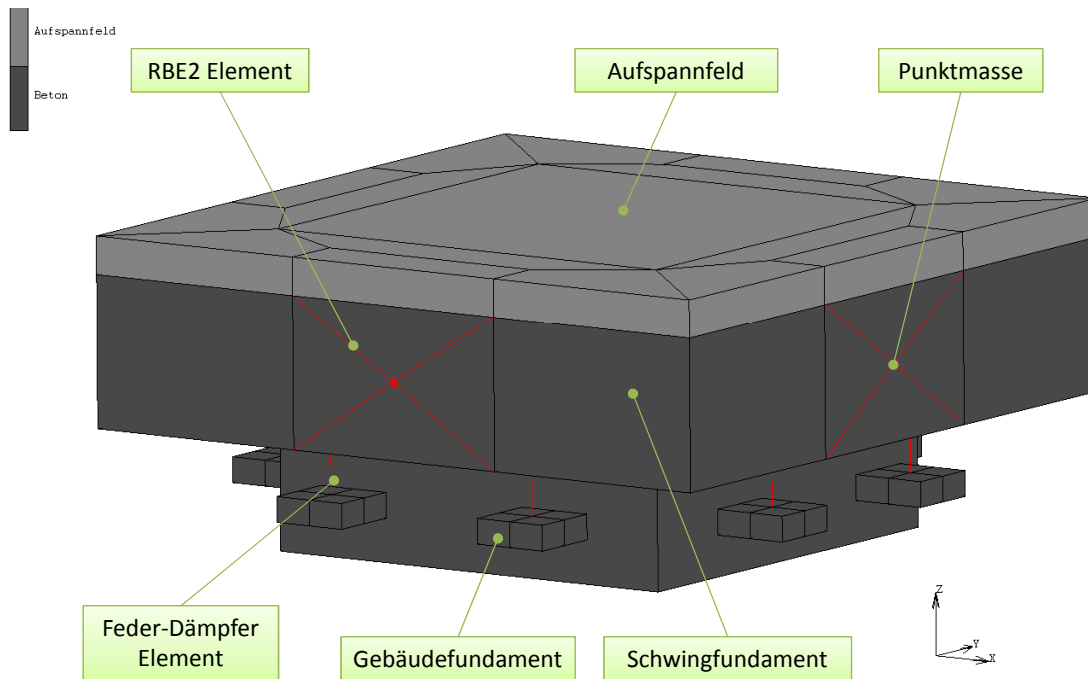


Abbildung 4.7: Aufbau der Schwingfundament-Simulation

Die Vernetzung des Schwingfundament-Modells untersteht gänzlich der Prämisse, das Modell mit einer möglichst geringen Anzahl an Elementen zu simulieren. Dafür gibt es mehrere Gründe:

Die Simulation des Radsatzwellenprüfstandes benötigt keine Dehnungs- bzw. Spannungszustände direkt aus dem Schwingfundament-Modell. Diese werden zum einen in der Vorauslegung des Schwingfundamentes schlicht nicht benötigt, zum anderen erfordern korrekte Simulationsergebnisse am Korpus des Schwingfundamentes genaue Zustandsbeschreibungen des Beton-Stahlarmierung-Verbundwerkstoffes. Diese Informationen sind zum Zeitpunkt der Vorauslegung verständlicherweise nicht vorhanden womit sich eine genaue Modellierung des Schwingfundamentes erübrigt.

Zweiter Grund für eine grobe Vernetzung liegt an der lange Rechenzeit bei transienten Berechnungen mit vielen Zeitschritten, welche durch eine unnötig feine Vernetzung nicht weiter in die Länge getrieben werden soll.

Dennoch bietet dieses einfache Simulationsmodell alle relevanten Lösungsergebnisse, die im Zuge der Vorauslegung benötigt werden, mit ausreichend hoher Genauigkeit.

Das in Abb. 4.7 dargestellte Simulationsmodell bildet die in Kapitel 4.2.3 beschriebene finale Variante ab. Der Betonkörper besteht dabei aus lediglich 18 Hexaeder-Elementen (hex8, Type7), Das Aufspannfeld wird mit 17 weiteren Hexaeder Elementen nachgebildet. Die den Elementen zugewiesenen Geometrie sowie Materialeigenschaften können der folgenden Tabelle entnommen werden:

	Element- klasse	Element- typ	Dichte kg/m^3	E-Modul N/mm^2	Quer- kontraktion
Spannbeton	hex8	7	2350	45000	0,2
Aufspannfeld	hex8	7	2750	70000	0,3
Gebäudefundament	hex8	7	2200	40000	0,2

Tabelle 4.2: Geometrie und Materialeigenschaften

Das Gebäudefundament wird durch 8x4 Hexaederelemente nachgebildet an deren Mittelknoten die Isolationselemente angebunden sind. Die acht Luftfedern werden dabei mittels je drei Feder-Dämpfer Elemente nachgebildet, wobei jedes Element die Federsteifigkeit und Dämpfungen einer Hauptachse definiert. Somit ergeben sich je Feder für die Vertikale Achse eine in Kapitel 4.2.3 ermittelte Federsteifigkeit von 15 778 N/cm und einen Dämpfungskoeffizienten von 15 480 Ns/m. Die Federelemente der horizontalen Achsen besitzen eine Federsteifigkeit von 4848 N/cm und einen Dämpfungskoeffizienten von 8587 Ns/m. Die Ermittlung der Dämpfungskoeffizienten wird im Kapitel 4.2.4 abgehandelt.

Äußere Kräfte / Randbedingungen

Die Einspannung erfolgt durch Fixieren der Knoten der 8x4 Elementblöcken, welche als Gebäudefundament-Anbindung an den Federelementen gekoppelt sind. Dabei werden alle 6 Freiheitsgrade der Elementknoten gesperrt womit die Position des Modells vollständig räumlich definiert ist. Die Position der fixierten Knoten ist in Abb. 4.8 festgehalten.

Die Schweißgründe und Anschlussplatten an den Seitenflächen werden mittels Massenpunkte nachgebildet. Besagte Massenpunkte sind über starre RBE2-Elemente an jeweils 4 Knotenpunkte der Seitenflächen des Schwingfundament- Grundkörpers angebunden. RBE2-Elemente besitzen einen sogenannten Referenzpunkt, welcher die Verschiebung der anderen Knoten des Elements vorgibt. Die innerhalb des RBE2-Elements verbundenen Knoten sind so gekoppelt, dass sie keine relativen Verschiebungen und Rotationen zueinander ausführen.

Jedes Element des Simulationsmodells ist mit einer negativen Erdbeschleunigung ($9,81 \text{ m/s}^2$) in z-Richtung beaufschlagt. So wird bei jeder transienten Simulation der mögliche Einfluss der Gravitation auf Radsatzwelle und Schwingfundament mit berücksichtigt.

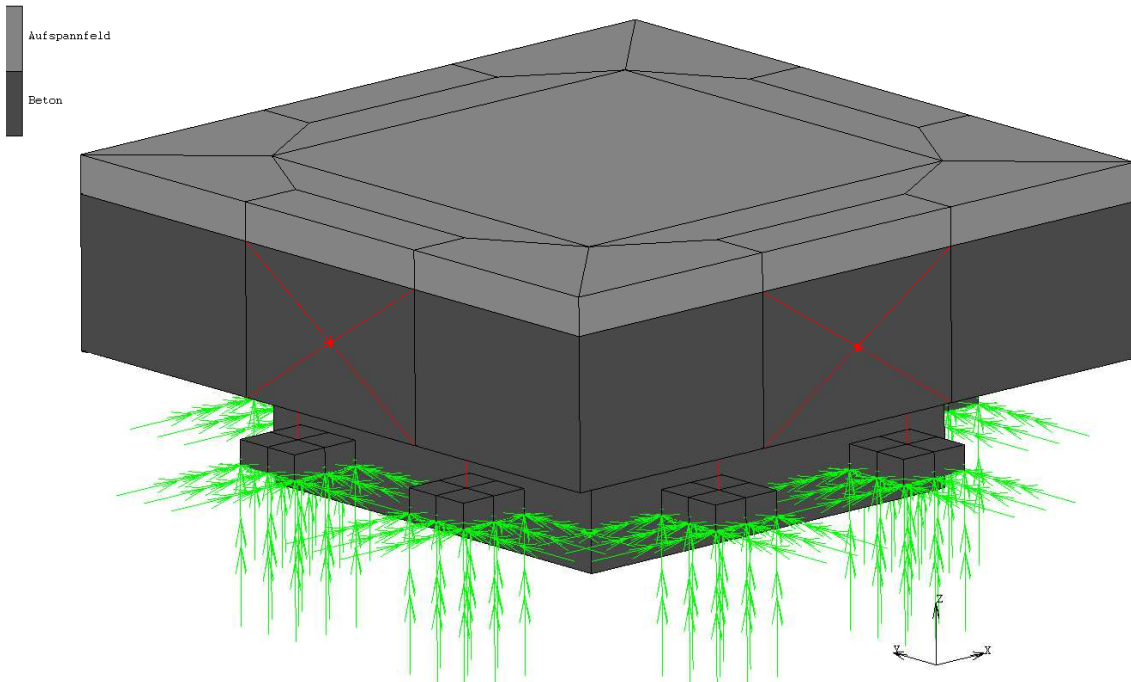


Abbildung 4.8: Einspannung des Schwingfundamentes

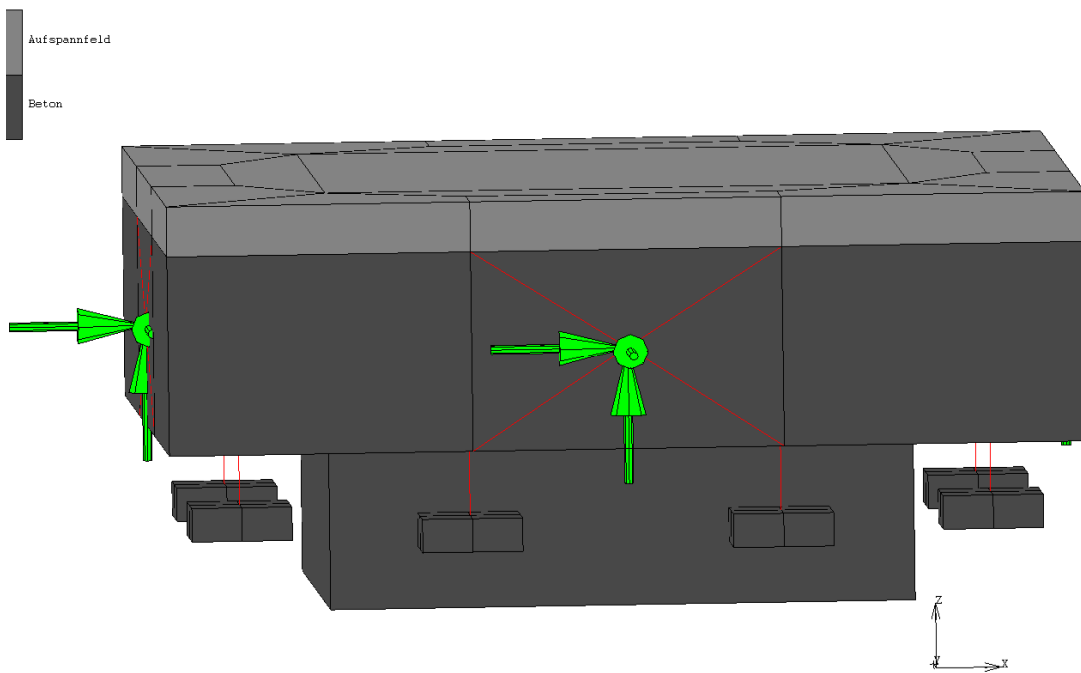


Abbildung 4.9: Punktmassen als Ersatz für Montageplatten

Bestimmung der Dämpfungskoeffizienten

Richtige Dämpfungswerte der Luftfedern für die Simulation zu erhalten ist annähernd unmöglich, da je nach Hersteller, Erregerfrequenz, Luftfeder-Typus, sowie dessen Einstellungen unterschiedliche Dämpfungsgrade vorherrschen. Daher geben sämtliche Hersteller von Luftfedern nur Richtwerte für den Dämpfungsgrad an, im Falle der z.B. hier verwendeten Luftfedern vom Typ *Continental LG4080 – 4* wird der Dämpfungsgrad mit 2–4% angegeben. Durch Drosseln kann der Dämpfungsgrad auch auf bis zu 12% erhöht werden.

Um einen annähernd korrektes Dämpfungsverhalten in der Simulation zu erhalten wird ausgehend von obigen Herstellerangaben in einem ersten Schritt mittels der unten angeführten Lehrschen-Dämpfungsformel die für die Simulation benötigten Dämpfungskonstanten in vertikaler und horizontaler Richtung berechnet:

$$D = \frac{d}{2\sqrt{k \cdot m}} = \frac{d \cdot \omega_0}{2 \cdot k} = \frac{d}{2 \cdot m \cdot \omega_0} \quad (4.8)$$

Dabei sind:

- D Dämpfungsgrad
- ω_0 Eigenfrequenz
- d Dämpfungskonstante
- k Federsteifigkeit
- m Masse

Anschließend wird das Simulationsmodell des Schwingfundament mit einem Impuls in horizontaler Richtung angeregt und die Systemantwort ausgewertet. Die dabei ermittelte Abklingkurve hat die Form einer viskos gedämpften Schwingung und wird in Abb. 4.2.4 rechts dargestellt. Diese Kurve wird mit der ermittelten Abklingkurve des bestehenden Schwingfundamentes am ILB verglichen und im Verlaufe mehrerer Iterationsschritte durch variieren der Dämpfungskonstante solange angepasst, bis beide Abklingkurven einen annähernd identischen Verlauf zeigen.

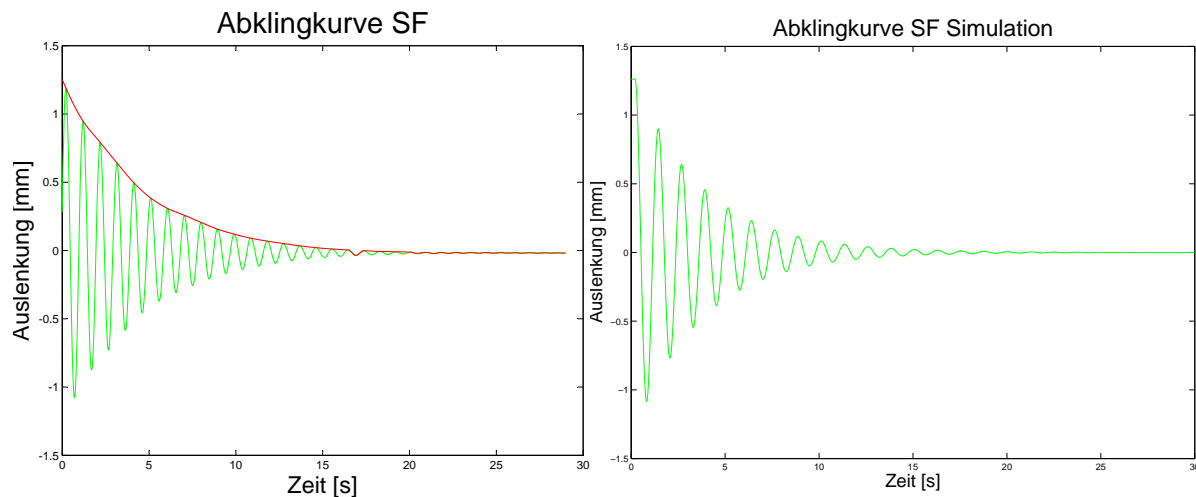


Abbildung 4.10: Abklingkurve viskos gedämpfte Schwingung von bestehendem Schwingfundament sowie Simulation

Die folgende Tabelle enthält die finalen Dämpfungsparameter, anhand derer eine ausreichende Übereinstimmung des Abklingverhaltens von Simulation und realem Schwingfundament erreicht wurde:

Orientierung	D	m_F <i>kg</i>	k <i>N/cm</i>	d <i>Ns/m</i>
vertikal	0,045	18750	15778	15480
horizontal	0,045	18750	4848	8587

Tabelle 4.3: Dämpfungsparameter

4.3 Auslegung des Radsatzwellenprüfstandes

4.3.1 Anforderung an das Simulationsmodell

Im folgenden Verlauf werden die Anforderungen an das Simulationsmodell des Radsatzwellenprüfstandes genannt, sowie jene Parameter konkretisiert, welche für die folgende Konstruktion bzw. Bestellung des Prüfstandes benötigt werden:

- Eigenfrequenzen der Radsatzwelle mit Unwuchterreger
- Abschätzung der Masse des Unwuchterregers anhand parallel zur Simulation verlaufende Grobauslegung/Konstruktion des Unwuchterregers

- Abschätzung der Massenträgheit des Unwuchterregers, ebenfalls aus Grobauslegung/Konstruktion des Unwuchterregers
- Bestimmung der benötigten Unwucht (Masse und Auslenkung) um vorgegebene Biegespannung im Korbbogen zu erreichen - in Abhängigkeit der Drehzahl
- Auslenkung der Radsatzwelle/Unwuchterreger

4.3.2 Simulation

Simulationsmodell

Analog zur Simulation des Schwingfundamentes wird auch der Radsatzwellenprüfstand mit einer möglichst geringen Anzahl an Elementen modelliert. Anbauteile, welche auf das Verhalten / die Dynamik der Radsatzwelle keinen direkten Einfluss haben, werden nicht in die Simulation aufgenommen. Dazu zählt, wie Abb. 4.3.2 anschaulich verdeutlicht, der gesamte Motorträger mit Motor und Gelenkwelle sowie Spannpratzen und zugehörige Verschraubung.

Somit reduzieren sich die für die Simulation relevanten Einzelkomponenten des Prüfstandes auf Radsatzwelle, Spannscheibe, Grundplatte und Unwuchterreger. Da die Pressverbindung zwischen Radsatzwelle und Spannscheibe sowie die Verschraubung selbiger an die Grundplatte sehr großzügig ausgelegt werden und daher eine hohe Steifigkeit aufweisen, können die drei Komponenten zu einer Einheit vernetzt werden. Qualitätseinbußen der Simulationsergebnisse sind dadurch nicht zu erwarten, da von keinem Klaffen der Bauteile untereinander ausgegangen wird. Der Verzicht auf Kontakt-Bedingungen zwischen den Komponenten reduziert den Rechenaufwand erheblich.

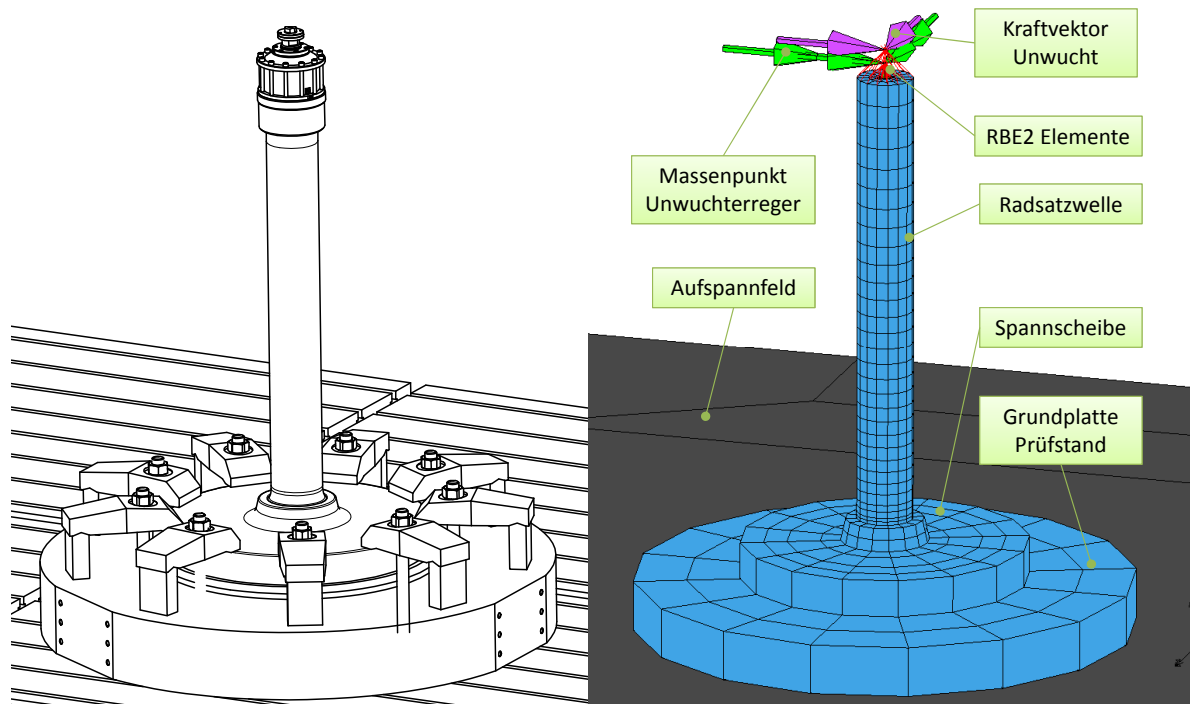


Abbildung 4.11: Simulationsmodell Radsatzwellenprüfstand

Das in Abb. 4.3.2 gezeigte Radsatzwellenmodell besteht aus insgesamt 1168 Hexaeder-Elementen (ID-Class: hex8, ID-Type:7). Durch variable Gestaltung der Elementengröße können kritische Bereiche des Modells, wie zB. der Korbbogen im Bereich des Presssitzes feiner aufgelöst werden was zu einer Steigerung der Ergebnisqualität führt. Im Gegenzug dürfen strukturell unbedeutendere Regionen des Modells, wie zB. die Grundplatte mit einem sehr grob aufgelösten Netz versehen werden.

Radsatzwelle (EA4T), Spannscheibe (ER8 normalisiert) und Grundplatte (S355J2) werden die Materialeigenschaften von Stahl zugewiesen:

E-Modul: $210\,000\text{ N/mm}^2$

Dichte: 7860 kg/m^3

Querkontraktion: 0,3

Am oberen Ende der Radsatzwelle werden mittels zweier RBE2- Elementen zum einen die durch den Unwuchterreger erzeugte Erregerkraft eingeleitet, zum anderen über einen Massenpunkt die Masse und Massenträgheit des Unwuchterregers definiert.

Die Anbindung der Radsatzwellensimulation an das Schwingfundament erfolgt über den Befehl *Contact*, der dabei gewählte Kontakt-Typ *Glue* gewährleistet eine starre Verbindung beider Simulationskörper.

Bekanntermaßen wird das Ergebnisse einer FEM-Simulation mit wachsender Anzahl von

Elementen besser, mit dem Nachteil eines höheren numerischen Aufwandes bei der Lösung der Simulation. Natürlich gilt auch der umgekehrte Fall, ab dem aufgrund der geringen Auflösung des Netzes keine sinnvollen Simulationsergebnisse berechnet werden können.

Daher wird die Qualität der verwendeten Simulation mit grob vernetzter Geometrie durch eine Gegenüberstellung mit einem sehr fein vernetzten Modell überprüft. Gegenüber dem grob vernetzten Modell, welches aufgrund seiner geringen Anzahl an Elementen der wahren Geometrie nur bedingt folgen kann, ermöglicht die um den Faktor 1 : 108 höhere Elementenzahl des fein vernetzten Modells eine sehr gute Nachmodellierung der wahren Geometrie. Dies wird in Abb. 4.3.2 anschaulich dargestellt.

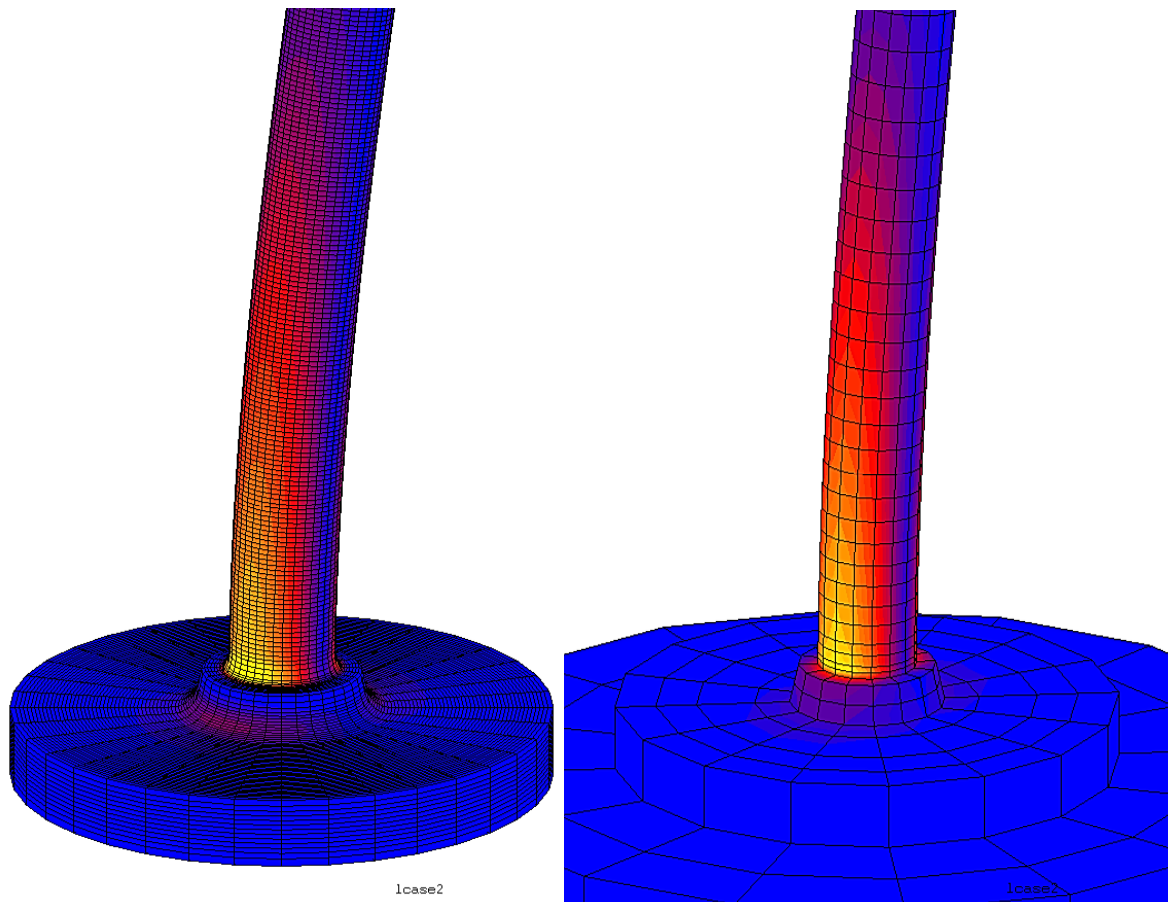


Abbildung 4.12: Gegenüberstellung von fein und grob Vernetzte Radsatzwelle

	Einheit	feines Netz	grobes Netz	Abweichung
Anzahl Elemente		127008	1168	1:108,7
Biegespannung 1	N/mm^2	297,5	275,1	7,5 %
Biegespannung 2	N/mm^2	248,5	258	3,8 %
Auslenkung	mm	11,7	12,3	5,1 %
1. Eigenfrequenz	Hz	42,11	41,96	0,35 %
2. Eigenfrequenz	Hz	268,88	271,39	0,93 %

Tabelle 4.4: Gegenüberstellung von Simulationsergebnisse von fein und grob Vernetzter Radsatzwelle

Tabelle 4.4 stellt die Simulationsergebnisse von fein und grob vernetzten Radsatzwellen gegenüber. Die beiden Knotenpunkte für die Ermittlung der Biegespannungen liegen auf der Zugfaser der Wellen, 23 mm oberhalb des Presssitzes (Biegespannung 1) sowie 66,3 mm oberhalb des Presssitzes (Biegespannung 2). Erwartungsgemäß liegen die Ergebnisse der Biegespannung nahe am Welle-Nabe Sitz zwischen den beiden Modellvarianten am weitesten auseinander, wobei mit maximal 7,5 % sich die Differenz noch im akzeptablen Bereich befindet. Eine feinere Vernetzung im Bereich des inneren Korbbogens ist für die Vorauslegung nicht nötig.

Die Modalanalyse zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den beiden Modellvarianten, trotz massiv verringerter Netz-Auflösung. Ausgehend von dieser Gegenüberstellung kann das grob vernetzte Modell für die Vorauslegung-Simulation verwendet werden.

Modellierung des Unwuchterregers

Der in Abb. 4.3.2 dargestellte Unwuchterreger stellt ein im zuge der Vorauslegung konstruierte Variante dar. Dabei wird das Gehäuse des Unwuchterregers mit der ruhend, stehenden Radsatzwelle über einen Presssitz fest verbunden. Die für die Anregung der Radsatzwelle benötigte umlaufende Fliehkraft erzeugt die sogenannte Unwuchtwelle, welche über zwei Zylinderrollenlager im Unwuchterregergehäuse drehend gelagert ist. Angetrieben wird die Unwuchtwelle über einen mittels Gelenkwelle entkoppelten Synchronmotor.

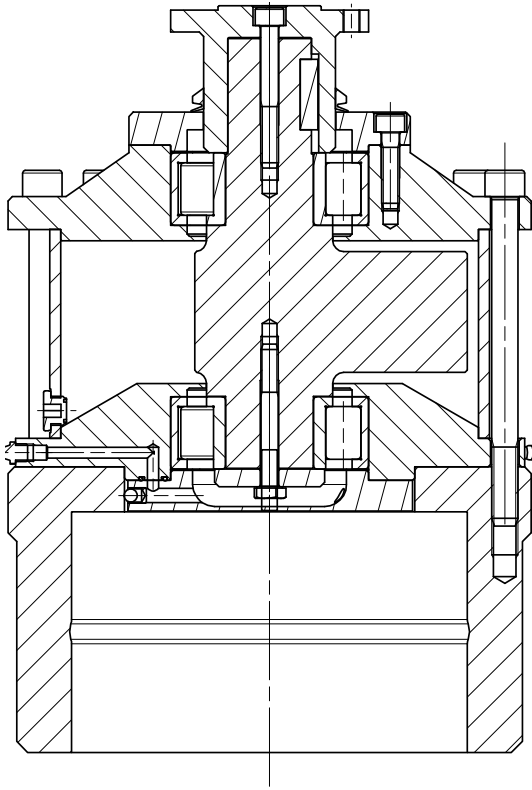


Abbildung 4.13: Schnittbild Unwuchterreger

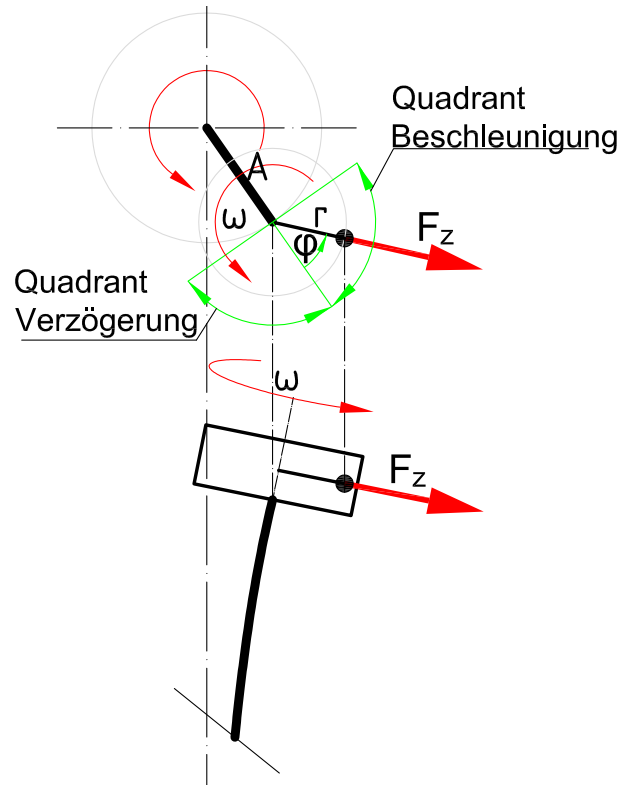


Abbildung 4.14: Funktionsschaubild

Für einen stabilen Rundlauf der Radsatzwelle ist ausschlaggebend, dass die Unwucht, bzw. der daraus resultierende Fliehkraftvektor den sogenannten zulässigen Bereich nicht überschreitet. Dieser zulässige Bereich erstreckt sich, wie in Abb. 4.3.2 dargestellt, über die beiden äußeren Kreisquadranten des Unwuchterregers, wobei die Grenzen dieses Bereiches normal zur Auslenkung A liegen. Liegt ein stationärer Schwingverlauf vor, so pendelt sich die Unwucht um einen vorausseilenden positiven Winkel φ_{stat} ein. Dabei wird dieser Winkel kleiner, je geringer die Dämpfung des Schwingensystems ist, bei einem idealisierten reibungsfreien System ohne Dämpfung würde der Vektor der Erregerkraft längs zur Auslenkung verlaufen. Ein negativer Winkel bedeutet zwangsläufig eine Verzögerung der Erregung und damit einen instationären Zustand, der bis zum Stillstand anhält. Dementsprechend bedeutet ein positiver Winkel (idealisiert) bzw. ein Überschreiten von φ_{stat} eine Steigerung der Erregerfrequenz und daraus resultierend eine Erhöhung der Auslenkung. Die Beschleunigung als auch Verzögerung der Frequenzänderung erreicht ihr Maximum, wenn der Unwuchterreger in den jeweiligen Quadranten senkrecht zur Auslenkung der Radsatzwelle stehen.

Die Wirkungsweise eines wie in Abb. 4.3.2 dargestellten Unwuchterreger auf die Radsatzwelle kann auf drei wesentliche Parameter reduziert werden, welche am Simulationsmodell berücksichtigt werden müssen:

Erregerkraft: Sie entsteht durch Rotation einer außerhalb der Drehachse liegenden Masse, wobei ihre durch die Trägheit des Körpers verursachte Kraft radial von der Rotationsachse nach außen gerichtet ist.

Besagte Zentrifugalkraft kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$F_Z = U \cdot \omega^2 \quad (4.9)$$

Wobei ω die Drehfrequenz des Unwuchterregers ist, die Unwucht U setzt sich aus Unwuchtmasse m_U und r_U , dem Abstand zwischen Rotationsachse und Massenschwerpunkt, zusammen:

$$U = m_U \cdot r_U \quad (4.10)$$

Die Wirkebene der Erregerkraft liegt genau auf dem Massenschwerpunkt der Unwucht. Dieser Punkt bzw. der Abstand Wellenstummel-Massenschwerpunkt kann dem CAD-Modell des Unwuchterregers entnommen werden, womit der Eingriffspunkt der Erregerkraft genau definiert ist. Die Anbindung des Angriffsknotens an die Radsatzwelle erfolgt in der Simulation, wie in Abb. 4.3.2 demonstriert, mittels eines RBE2-Elementes.

Eigenmasse: Als Eigenmasse wird die gesamte Masse des Unwuchterregers inklusive Unwuchtwelle und weiterer Anbauteile wie z.B. angeflanschte Gelenkwelle angesehen. Da gemäß der Formel

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4.11)$$

bei gleichbleibender Steifigkeit c der Welle sich eine Erhöhung der Masse m des Schwingsystems reduzierend auf die Eigenfrequenz auswirkt, darf die Masse des Unwuchterregers in der Simulation nicht vernachlässigt werden.

Massenträgheit: Mit steigender Massenträgheit des Unwuchterregers sinkt die Eigenfrequenz des Schwingsystems. Masse sowie Massenträgheit werden dem Massen-Analysetool von *Siemens NX8.5* entnommen. Die Wirkebene von Masse und Massenträgheit liegt genau im Massenschwerpunkt des Unwuchterregers. Die Position dieses Punktes bzw. der Abstand Wellenstummel-Massenschwerpunkt kann dem CAD-Modell des Unwuchterregers entnommen werden.

Sowohl die Eigenmasse, als auch die Massenträgheit in den Hauptachsen werden in der Simulation mittels eines sogenannten Massenpunktes (*Initial conditions, point - mass*) nachgestellt. Die Anbindung des Massenpunktes an die Radsatzwelle erfolgt in der Simulation, wie in Abb. 4.3.2 demonstriert, mittels eines RBE2-Elementes.

Die eben beschriebene, durch die rotierende Unwucht erzeugte umlaufende Fliehkraft kann in *Marc Mentat* durch eine sogenannte Punktlast nachgebildet werden. Die Simulationssoftware bietet dabei die Option, besagte Punktlast durch Kraftvektoren in den drei Hauptachsen des Koordinatensystems zu definieren. Jedem Kraftvektor kann zusätzlich eine Tabelle zugeordnet werden. Besagte Tabellen (table) sind zweidimensionale Graphen, deren x-Achse je nach durchzuführende Simulation die Variable Zeit (dynamisch), Frequenz (frequency response analysis), Inkrement (statisch) usw. darstellt. Der Wert der y-Achse beschreibt eine zu definierende Variable als Funktion der x-Achse und wird mit dem Kraftvektor multipliziert. Besagte Tabellen können im Preprozessor erstellt werden, oder auch Extern generiert und als einfache Zahlenreihe eingelesen werden.

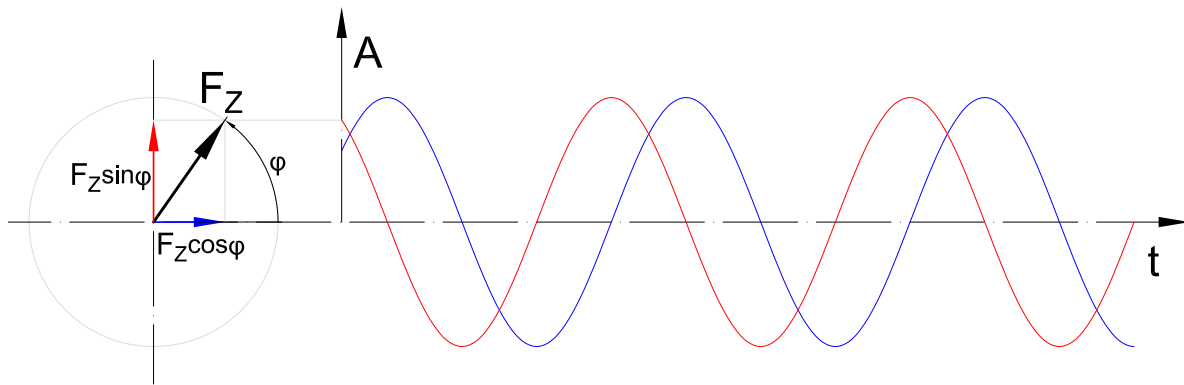


Abbildung 4.15: Nachbildung der Zentrifugalkraft durch zwei Kraftvektoren

Die definierte umlaufende Zentrifugalkraft wird somit durch zwei senkrecht zueinander stehende Kraftvektoren nachgebildet, jedem Kraftvektor wird eine *table* mit einer definierten Drehfrequenz zugeordnet. Wie Abb. 4.15 dabei veranschaulicht, müssen für eine korrekte Wiedergabe der rotierenden Zentrifugalkraft die beiden sinusförmigen Anregungsverläufe 90° zueinander phasenverschoben vorliegen. Da besagte Sinusverläufe nur über die Zeit-Variable definiert werden können, müssen die folgende Simulation als sogenannte dynamisch transiente Simulationen ausgelegt werden.

Wird die maximale Amplitude der sinusförmigen Anregungsverläufe auf den Wert 1 gesetzt, so kann bei beiden Kraftvektoren die gewünschte Zentrifugalkraft direkt eingegeben werden. Um das Verhalten eines Unwuchterregers mit konstanter Unwucht U (Gleichung 4.10) bei verschiedenen Drehzahlen ω vergleichen zu können, muss die Frequenz der Anregungsverläufe sowie die eingegebene Zentrifugalkraft zwingend im Einklang mit der Gleichung 4.9 sein.

Generell empfiehlt sich bei FEM-Berechnungen, dass die einzuleitenden Kräfte nicht innerhalb eines Sprunges zwischen zwei Inkremente auf vollen Sollwert zu erhöhen. Dies kann zu unzulässigen und damit fehlerhaften Sprüngen oder Schwebungen in der

Simulations-Lösung führen.

Aus diesem Grunde wird eine Art "Sanftanlauf" in die Anregungsverläufe mit eingebaut, sodass die Erregerkraft von 0 ausgehend innerhalb einer (möglichst kurzen) definierten Simulationszeitraum ihren vollen Sollwert erreicht. Da Form und Dauer dieses Anstieges frei definiert werden können, wurden mit verschiedenen Anregungsformen (linear, quadratisch) und verschiedenen Anlaufzeiten experimentiert, mit dem Ziel Rechendauer und Simulationsfehler zu reduzieren. Bei Vergleichen mit den Messergebnissen des Modellprüfstandes hat sich dabei herausgestellt, dass ein der Drehzahl entsprechend quadratischer Anstieg der Amplitude der Anregungsverläufe die besten Resultate erbrachte. Interessanterweise entspricht dieser in Abb. 4.16 dargestellte Anstieg der Erregerkraft exakt jenem eines real anlaufenden Unwuchterregers.

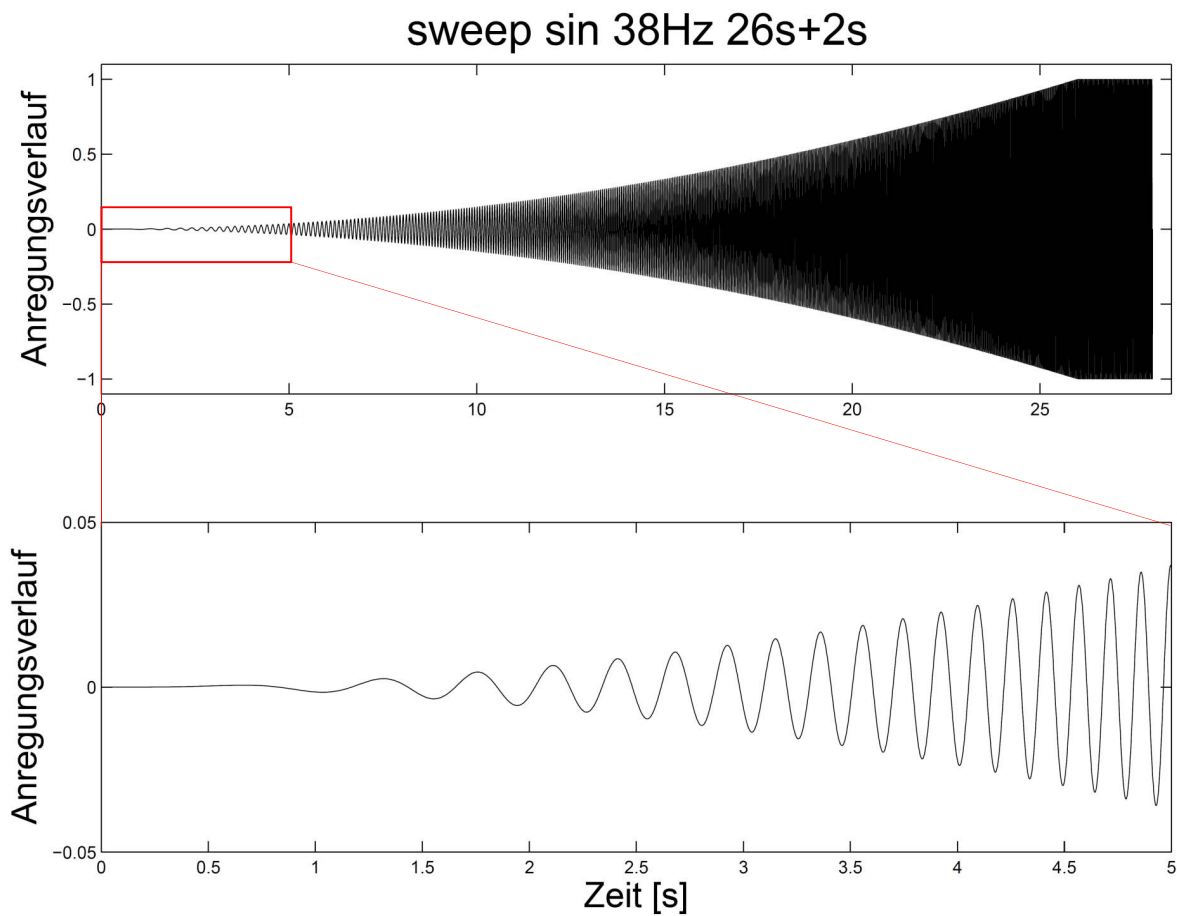


Abbildung 4.16: Sinus-Verlauf der Anregung

Abb. 4.16 zeigt einen typischen Anregungsverlauf, welcher sowohl bei Simulation des Radsatzwellenprüfstandes als auch, wie im späteren Verlauf beschrieben, bei der Simulation des Modellprüfstandes Verwendung findet. Die Gesamtdauer des Anregungsvorganges beträgt 28s wobei davon 26s auf den simulierten Anlaufvorgang des Unwuchterregers

entfallen. Die anschließenden 2s Haltedauer bei 38 Hz Anregung dienen der "Beruhigung" der Simulation, innerhalb des sich dabei einstellenden quasi-stationären Zustand werden die Simulationslösungen extrahiert.

Loadcases und Job bei dynamischer, transienter Berechnung

Marc Mentat definiert jeden Berechnungsdurchlauf als sogenannten *Job* welcher wiederum aus mehreren Lastfällen, auch *Loadcase* bezeichnet, bestehen kann. Innerhalb eines *Loadcase* werden die aktuell aktiven Kräfte ausgewählt, sowie bei Anwendung einer transienten Simulation die Zeitdauer des Lastfalles (*Total Loadcase Time*) inklusive Gesamtanzahl an Inkremente (*Steps*).

Durch Wählen des Schalters "Multi Criteria" (*Stepping Procedure - Adaptive - Multi-Criteria*) bestimmt die Simulationssoftware die Schrittweite der Inkremente automatisch über die Simulationsdauer. Dies geschieht in Abhängigkeit der Anzahl der Iterationen welche zur Erfüllung der Gleichgewichtsbedingung benötigt werden. Die Berechnungszeit eines Simulationsdurchlaufes verkürzt sich dadurch gegenüber einer festen Schrittweite der Inkremente enorm, da vor allem bei tiefen Frequenzen des in Abb. 4.16 gezeigten Anregungsverlaufes die Schrittweite größer ausfallen kann, als bei hohen Frequenzen. Ein Abgleich der Simulationsergebnisse eines Berechnungsdurchganges mit konstanter Schrittweite ist empfohlen, bei Abweichung kann z.B. durch Limitierung der maximalen Schrittweite (*Parameters - Maximum Fraction of Loadcase Time*).

Ein Berechnungsdurchlauf (*Job*) besteht aus zwei Lastfällen:

Im ersten Lastfall wird das Simulationsmodell mit der Gravitationskraft beaufschlagt. Innerhalb dieses 100s dauernden *Loadcase* pendeln sich die Luftfedern des Schwingfundamentes auf die in Kapitel 4.2.3 empfohlenen 300 mm Betriebshöhe ein.

Im direkt daran angeschlossenen Lastfall wird sodann die Erregerkraft des Unwuchterregers wie in Kapitel 4.3.2 beschrieben aktiviert.

Kapitel 5

Modellprüfstand

5.1 Sinn/Zweck eines Modellprüfstandes

Allgemein kann der Einsatz von Versuchs- bzw. Modellprüfstände anhand folgender Beweggründen unterteilt werden:

Beschreibender Versuch: Dient der Beschreibung von Bauteil- und Strukturverhalten in Abhängigkeit von Zeit, Belastung usw.

Bestätigender Versuch: Dient der Bestätigung oder Falsifizierung von Hypothesen, gesucht wird die Abweichung von Vorhersage und Messergebnis.

Versuch als "Probe"/Kontrolle: Dient als Alternative Methode zur Überprüfung von Software und Berechnungen

Zentrale Aufgabe des Modellprüfstandes ist die Verifikation der Simulationsergebnisse. Falls sich dabei größere Abweichungen ergeben, kann der Modellprüfstand zur Optimierung der Simulation und damit zu einer Annäherung der Simulationsergebnisse an das reale Verhalten des Prüfstandes führen.

5.2 Ablauf der Auslegung und Konstruktion sowie Anpassung der Simulation

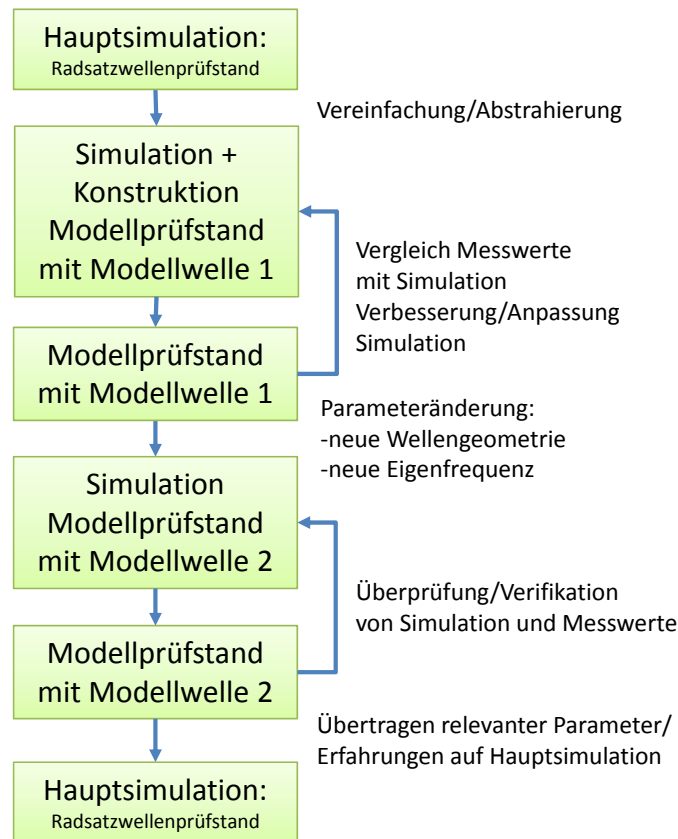


Abbildung 5.1: Ablaufdiagramm Modellprüfstand

Der geplante Arbeitsablauf der Optimierung und Verifikation der Radsatzwellenprüfstand-Simulation wird in Abb. 5.1 grafisch dargestellt. Von der in Kapitel 4.3 beschriebenen Hauptsimulation ausgehend wird das numerische Modell in seinen Dimensionen sowie Funktionen soweit verändert, dass es auf den ersten Modellprüfstand (mit Modellwelle 1) angewendet werden kann. Anhand der im folgenden Kapitel 5.3 genannten Vergleichskriterien und Testvarianten werden reales und numerisch berechnetes Modell gegenübergestellt. Besteht dabei eine signifikante Abweichung des Rechenmodells vom Realmodell, muss im Rahmen des von der Simulationssoftware bereitgestellten Optimierungsspielraums die Simulation angepasst werden. Liefert die Simulation im gesamten Testbereich überzeugende Resultate, wird der Prüfstand auf eine neue, im Bezug auf Geometrie

sowie Schwingverhalten zur Modellwelle 1 stark unterschiedliche Modellwelle 2 umgebaut. Liefert das angepasste Simulationsmodell auch bei dieser Konfiguration eine gute Übereinstimmung mit dem Modellprüfstand, so kann davon ausgegangen werden, dass auch die Hauptsimulation, bereichert mit den Erfahrungen aus dem Modellprüfbetrieb, vertrauenswürdige Ergebnisse liefern wird.

5.3 Anforderungen an Modellprüfstand und Modellsimulation

Die Anforderungen an den Prüfstand lassen sich durch folgende Punkte festhalten:

- Der Aufbau des Modellprüfstandes sollte so einfach wie möglich sein, um Prüfaufwand, Störanfälligkeit und Inbetriebnahmezeit möglichst gering zu halten. Dennoch müssen die Grundfunktionen des Hauptprüfstandes realistisch nachgebildet werden.
- Der Modellprüfstand muss modular aufgebaut sein, sodass durch Variation mehrerer verschiedener Parameter am Modellprüfstand die Simulation auf einem breiten Feld verifiziert werden kann. Die vorgesehenen Parametervariationen sind:

Verwendung verschiedener Modellwellen: Wie bereits in der Hauptsimulation angedeutet, haben die beiden Dimensionen Länge und Durchmesser der Radsatzwelle den größten Einfluss auf die Eigenfrequenz und damit auf die maximale Betriebsfrequenz des Prüfstandes. Daher ist es sinnvoll, die Simulation an mehreren, an Dimension sowie Eigenfrequenz stark abweichenden Modellwellen gegenzutesten. Sollte zwischen den Messergebnissen der verschiedenen Modellwellen und deren entsprechenden Simulationen nur geringe Abweichungen vorhanden sein, so kann davon ausgegangen werden, dass auch die ursprüngliche Hauptsimulation des Radsatzwellenprüfstandes vertrauenswürdige Vorhersagen des zu bauenden Radsatzwellenprüfstandes liefert.

Variable Unwucht: Der Modellprüfstand soll mit verschiedenen Unwuchtmassen ausgestattet werden können. Dabei ist, neben dem Simulationsabgleich, vor allem das Verhalten des Prüfstandes bei sehr kleiner Erregerkraft von Interesse. Da dabei die "Dominanz" der Erregerkraft gegenüber dem Eigenschwingverhalten der Modellwelle in den Hintergrund rückt, würden sich in diesem Betriebszustand etwaige Störungen wie unsaubere Massenverteilung am Unwuchterreger, unsymmetrische Einspannung der Modellwelle oder unterschiedliche Steifigkeiten des Prüfstandes in Umfangsrichtung im Messergebnis kenntlich machen.

Variable Unwuchterregermasse: Durch Zusatzmassen soll die Gesamtmasse des Unwuchterregers veränderbar sein. So kann zum Beispiel bei Verwendung unterschiedlicher Unwuchtmassen durch statische Zusatzgewichte immer das

selbe Gesamtmassenniveau des Unwuchterregers gehalten werden. Diese Entkopplung von Unwuchtmasse und Unwuchterregermasse erleichtert die Zuordnung von Ursache und Wirkung, da jeder Parameter verändert werden kann, ohne Einflussnahme auf die Anderen.

- Der Modellprüfstand dient der Optimierung und Validierung der Simulationsergebnisse, seine Abmessungen und oder Massen müssen nicht in einem exakten Verhältnis zum Ausgangsprüfstand stehen. Dennoch sollten einige Parameter von denen des Ausgangsprüfstandes nicht allzu-weit abweichen:
 - Die Eigenfrequenz der eingespannten Modellwelle inklusive aufgespannten Unwuchterreger sollte annähernd der des Ausgangsprüfstandes sein, womit die gewünschte Eigenfrequenz auf 35 – 40 Hz eingeschränkt wird. Dadurch wird einerseits die Simulation im relevanten Frequenzbereich überprüft, andererseits können am Modellprüfstand direkt Erfahrungen gesammelt werden, wie sich ein hochdynamisches System in Eigenfrequenz-Nähe verhält.
 - Das Masseverhältnis zwischen Unwuchterreger, Unwucht und Radsatzwelle sollte beim Modellprüfstand ein ähnliches Verhältnis besitzen wie am Ausgangsprüfstand.

Beide eben erwähnten Vorgaben sind erst bei Ermittlung der Parameter für den Modellprüfstand 2 zu tragen gekommen.

- Der Antrieb des Modellprüfstandes muss eine stufenlose Drehzahlwahl des Unwuchterregers im Bereich von 10–50 Hz ermöglichen. Ein präzises Halten einer genau vorgegebenen Drehzahl $\pm 0,05$ Hz auch nahe der Modellprüfstands- Eigenfrequenz ist ebenfalls Voraussetzung für die Erstellung brauchbarer Vergleichsmessungen.
- Als Abgleichswerte zur Validierung der Simulation werden folgende Parameter mit absteigender Wichtigkeit genannt und müssen am Modellprüfstand ermittelbar sein:
 - Die Eigenfrequenz der Modellwelle kann sowohl in der Simulation als auch am Modellprüfstand sehr einfach ermittelt werden und kann als erster Richtwert für die Übereinstimmung von Simulation und realen Modell angesehen werden. Mittels Modalanalyse wird die erste bzw. mehrere Eigenfrequenzen des simulierten Modelles berechnet. Durch Aufzeichnen der Abklingkurve der mittels eines Impulses angeregten Modellwelle sowie eine darauffolgende Fast Fourier Transformation (FFT) liefern zumindest die ersten Eigenfrequenz am realen Modellprüfstand.
 - Am Modellprüfstand wird in einer genau definierten Höhe die Auslenkung der Modellwelle in der horizontalen Ebene ermittelt. Durch Darstellung des Schwingkreises in Form eines Lissajous- Diagramms können optisch bereits erste Aussagen über die Qualität des Schwingverhaltens getroffen werden.

In einem zweiten Schritt soll die Abweichung der Radsatzwellen-Bewegung von einer idealen Kreisbahn ermittelt werden. Final wird der gemittelte Bewegungsradius bei einer definierten Frequenz mit jenem aus der Simulation verglichen.

- Im Bereich der unteren Einspannung soll die umlaufende Biegespannung ermittelt und analog zur Auslenkung ausgewertet werden. Neben der Erregerfrequenz ist dabei die genaue Messposition der Biegespannung ausschlaggebend für eine gültige Gegenüberstellung von Mess- und Simulationen.
- Wie unschwer aus den vorhergehenden Punkten erkennbar, wird eine exakte Messung der Drehzahl des Unwuchterregers benötigt. Drehzahl, Auslenkung in beiden Achsen sowie Biegespannung müssen zeit-synchron erfasst werden.

5.3.1 Konstruktion

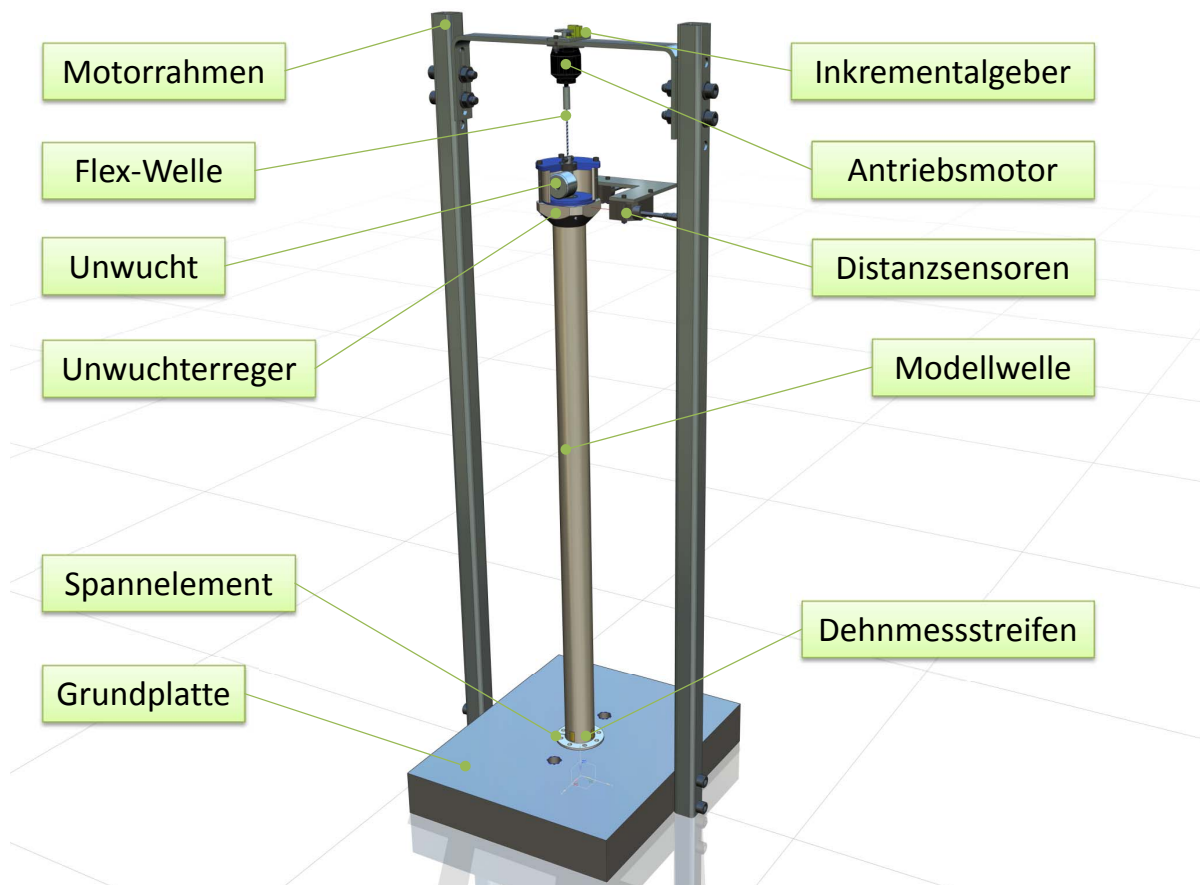


Abbildung 5.2: Aufbau des Modellprüfstand

Eine massive Grundplatte mit den Abmessungen von $b=300$ mm, $l=370$ mm, $h=60$ mm stellt die Basis des Prüfstandes dar. Aus Kosten- und Zeitgründen wurde auf eine bereits vorhanden Platte zurückgegriffen, dies erklärt ihre unsymmetrischen Abmessungen. Da wie bereits erwähnt, die Masse sowie die im Betrieb entstehenden Massenkräfte des Prüfstandes in Relation zum Schwingfundament sehr gering sind, spielt auch die Geometrie der Grundplatte eine untergeordnete Rolle. Die Verbindung zwischen Grundplatte und Modellwelle wird über einen Spannsatz Typ *BK70-20* bei Verwendung der Modellwelle 1, bzw. Typ *BK70-40* bei Modellwelle 2 erreicht. Als Modellwelle 1 wird dabei eine 452 mm lange und 20 mm dicke Stahlwelle aus Ck45 verwendet, wobei die freie Länge 403 mm beträgt. Modellwelle 2 ist 760 mm lang, hat einen Durchmesser von 40 mm sowie eine freie Länge von 711 mm. Als freie Länge wird der Abstand zwischen innerer Ringfläche des Spannsatzes und untere Planfläche des Adapterblockes bezeichnet. Dies ist jener Bereich, in dem die Modellwelle im Betrieb eine natürliche und unbehinderte Biegung vornimmt, weshalb dieser Abstand mit jenem der Simulation möglichst genau übereinstimmen muss. Der auf die Modellwelle montierte Unwuchterreger wird im folgenden Kapitel genauer beschrieben. Angetrieben wird der Unwuchterreger über einen bürstenlosen Gleichstrommotor, welcher über eine flexible Welle mit 1,5 mm Durchmesser und einer freien Länge von 55 mm verbunden ist. Besagte Flexwelle kommt aus dem Modellbaubereich, wird aber in größeren Dimensionen gerne in Industrie und Mobilbereich überall dort verwendet, wo ein beschränktes Drehmoment über eine bewegliche Strecke geleitet werden muss. Im Falle diese Prüfstandes gleicht die Flexwelle die kreisförmige Bewegung des Unwuchterregers relativ zum raumfest stehenden Antriebsmotor aus. Der auftretende axiale Versatz zwischen Motor und Unwuchterreger wird in der Wellenkupplung der Unwuchtwelle ausgeglichen. Die zur Messung der horizontalen Auslenkung des Unwuchterregers benötigten Distanzsensoren werden vom Prüfstand entkoppelt an einem massiven Steher befestigt.

Unwuchterreger

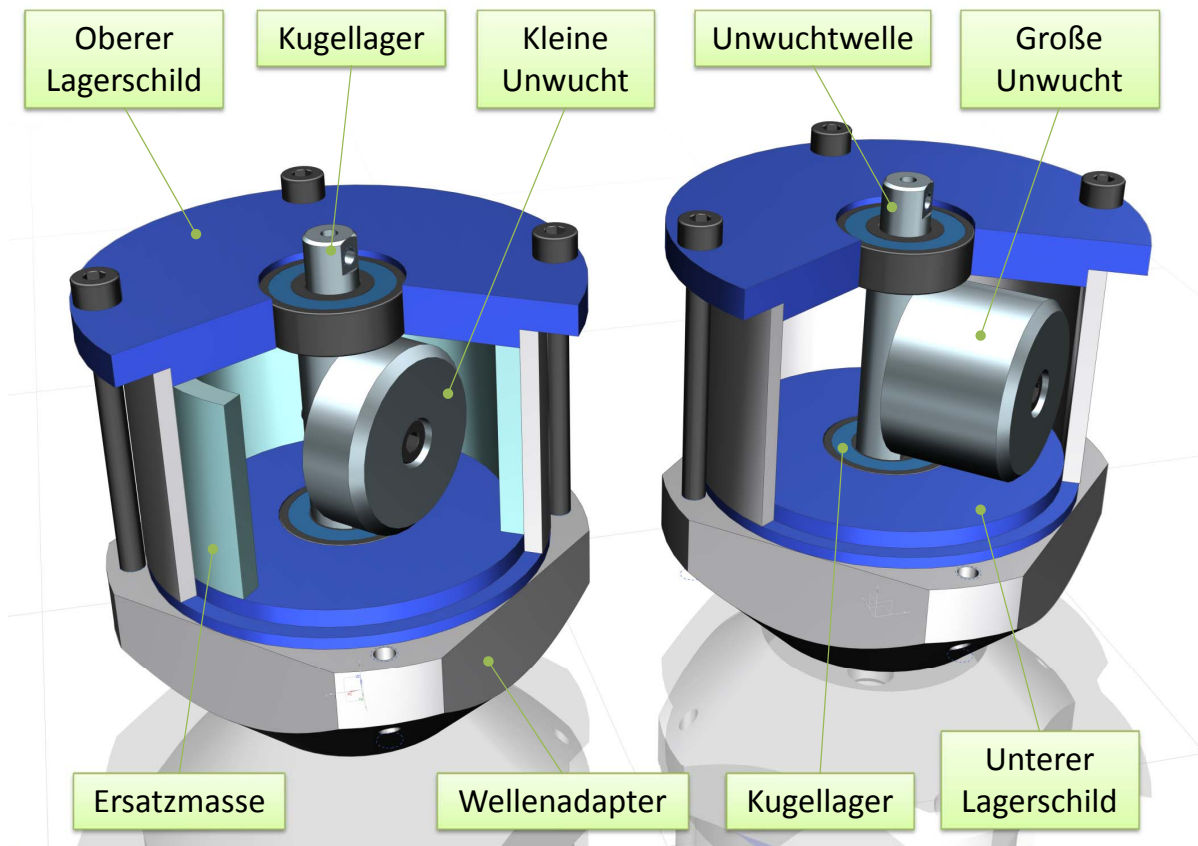


Abbildung 5.3: unterschiedliche Unwuchterregersettings

Die Konstruktion des Modell-Unwuchterregers unterliegt der Prämisse eines möglichst einfachen und funktionalen Aufbaus. Dadurch werden Kosten, aber vor allem die Produktionszeit durch Eigenbau in der Werkstatt des Institutes minimiert. Der Unwuchterreger baut auf einen Wellenadapter auf, welcher über einer passgenauen Zentrierstufe auf die Welle angeschraubt wird. Über eine weitere Zentrierstufe wird das untere Kugellager sowie das untere Lagerschild mittig positioniert. Ein auf das untere Lagerschild aufgesetzte Rohrstück bildet den eigentlichen Unwuchtkörper und wird von dem aufliegenden oberen Lagerschild abgeschlossen. Passsitze an beiden Enden des Rohres gewährleisten eine ausreichend genaue Fluchtung der Lagersitze zueinander. Die beiden Miniaturkugellager von *FAG*, Typ *608-2RSR* werden in die jeweiligen Lagerschilde mittels 2-Komponenten Epoxydharz geklebt. Die Lagerung der Unwuchtwelle mit aufgeschraubter Unwuchtmasse wird als schwimmende Lagerung bezeichnet, das axiale Lagerspiel wird durch Abdrehen des Rohrstückes einmalig eingestellt. Die gesamte Unwuchteinheit wird über 4 *M4x50* Schrauben zusammen gespannt und bildet einen kompakten robusten Unwuchterreger.

Abb. 5.3 zeigt den Aufbau sowie die unterschiedlichen Modifikationen, welche am Modell-Unwuchterreger durchgeführt werden können, um das Verhalten des Prüfstandes zu verändern: Mittels einer schweren sowie leichten Unwuchtmasse können unterschiedliche, massenabhängige Zentrifugalkräfte generiert werden. Zur Kompensation des Masseneinflusses der unterschiedlichen Unwuchten auf die Gesamtmasse kann eine statische Ersatzmasse in Form eines Aluminiumringes am leichten Unwuchterreger installiert werden, wodurch seine Masse der des schweren Unwuchterreger entspricht. Durch Entfernen besagter Ersatzmasse kann bei jeweils verwendeter leichter Unwucht der Einfluss unterschiedlicher Unwuchterregermassen untersucht und mit der Simulation verglichen werden. Die Massen sowie weitere relevante Parameter der beschriebenen Varianten können der Tabelle 5.1 entnommen werden.

		Variante schwere Unwucht schwerer UE	Variante leichte Unwucht leichter UE	Variante leichte Unwucht schwerer UE
m_{UW}	in g	140	82	82
r_{UW}	in mm	11,3	5,65	5,65
U	in kgm	$16,26 \cdot 10^{-4}$	$4,63 \cdot 10^{-4}$	$4,63 \cdot 10^{-4}$
m_{UWE}	in g	1314	1256	1314
$J_{vertikal}$	in kgm^2	$1,05 \cdot 10^{-3}$	$1,021 \cdot 10^{-3}$	$1,05 \cdot 10^{-3}$
$J_{horizontal}$	in kgm^2	$7,68 \cdot 10^{-4}$	$7,44 \cdot 10^{-4}$	$7,68 \cdot 10^{-4}$

Tabelle 5.1: Vergleich der unterschiedlichen Unwuchterreger Settings

Dabei ist:

- m_{UW} : Masse der Unwucht
- r_{UW} : Radius der Unwucht
- U : Unwucht
- m_{UWE} : Gesamtmasse des Unwuchterregers
- $J_{vertikal}$: Massenträgheitsmoment um die beiden vertikalen Hauptachsen
- $J_{horizontal}$: Massenträgheitsmoment um die horizontale Achse

5.3.2 Simulation Modellprüfstand

Das Simulationsmodell der Modellwelle basiert vollständig auf das in Kapitel ?? beschriebenen Simulationsmodell des Radsatzwellenprüfstandes. Um eine Vergleichbarkeit mit dem realen Modellprüfstand zu erreichen, muss es Diesem angepasst/reduziert werden. Dabei darf jedoch seine Aussagekraft auf die Ausgangssimulation nicht verloren gehen.

Anpassung Simulationsmodell

Aufgrund der hohen Massendifferenz zwischen schwingender Modellwelle (7,47 kg) und bestehendem Schwingfundament (ca. 750 000 kg), auf welchem der Modellprüfstand befestigt wird, kann davon ausgegangen werden, dass keinerlei Bewegungen des Schwingfundamentes im Betrieb zu Verzeichnen sind. Daher kann in der Simulation auf das Schwingfundament verzichtet werden.

Als nächster Schritt wird das vernetzte Modell des Radsatzwellenprüfstandes auf die Geometrie der Modellwelle geschrumpft. Spannscheibe und Grundplatte der Ausgangssimulation weichen einer Nachbildung des beim Modellprüfstand verwendeten Spannsatzes.

		Modellwelle 1	Modellwelle 2
Durchmesser	in <i>mm</i>	20	40
Gesamtlänge	in <i>mm</i>	452	760
freie Länge	in <i>mm</i>	403	711
Masse	in <i>g</i>	1110	7470

Tabelle 5.2: Eigenschaften von Modellwelle 1 und Modellwelle 2

Abb. 5.3.2 zeigt das Simulationsmodell der Modellwelle. Entsprechend den neuen geometrischen Randbedingungen des Modell-Unwuchterregers werden die beiden mittels RBE2-Elementen an die Modellwelle gekoppelten Angriffspunkte von Erregerkraft (752,8 mm über Grundplatte) und Masse/Massenträgheit (737,8 mm über Grundplatte) angepasst. Masse und Massenträgheit werden entsprechen der jeweilig verwendeten Unwuchterreger-Konfiguration aus Tabelle 5.1 entnommen. Ein dritter, ebenfalls über ein RBE2-Element an die Modellwelle gekoppelter Knoten (726,9 mm über Grundplatte) dient als Vergleichspunkt der Modellwellen- Auslenkung. Entlang der äußeren Mantelfläche des nachgebildeten Spannelementes werden die Freiheitsgrade der Knoten in allen Richtungen gesperrt, womit das Simulationsmodell Raumfest definiert ist.

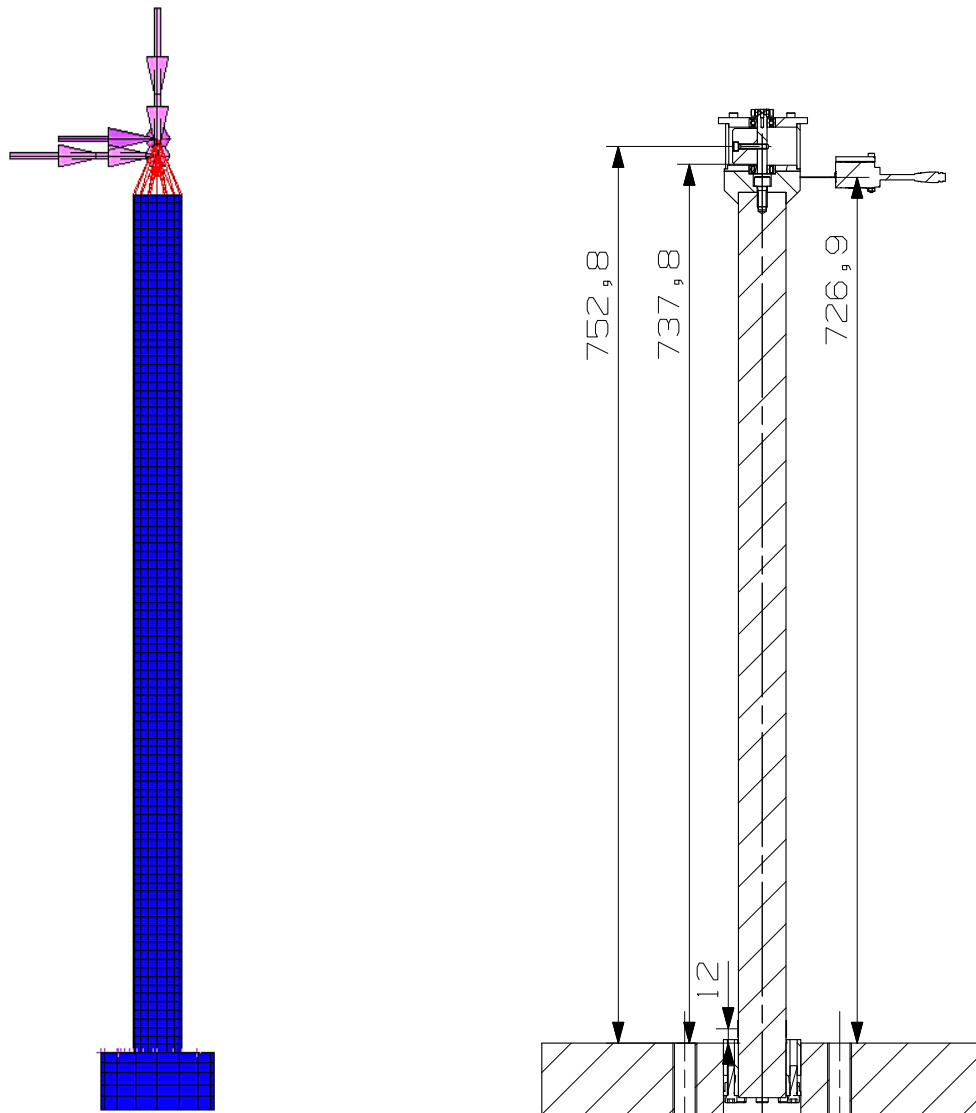


Abbildung 5.4: Simulationsmodell Modellprüfstand

Optimierungen von Simulationsparameter

Der Vergleich von Simulation und realem Modell bietet die Möglichkeit, kleine Anpassungen des Simulationsmodells durchzuführen, um eine bessere Annäherung von Simulation und Realität zu erreichen.

So werden zB. unterschiedlichen Anregungsverläufe verglichen, welche unterschiedlichen Anregungsformen (linear, quadratisch) und verschiedenen Anlaufzeiten besitzen. Ziel dieser in Abb. 5.3.2 angegebenen Verläufe ist die Rechendauer und Simulationsfehler zu reduzieren. Vergleiche mit den Messergebnissen des Modellprüfstandes haben ergeben, dass ein der Drehzahl entsprechend quadratischer Anstieg der Amplitude der Anregungsverläufe die besten Resultate erbringt. Interessanterweise entspricht dieser Anstieg der

Erregerkraft exakt jenem eines real anlaufenden Unwuchterregers.

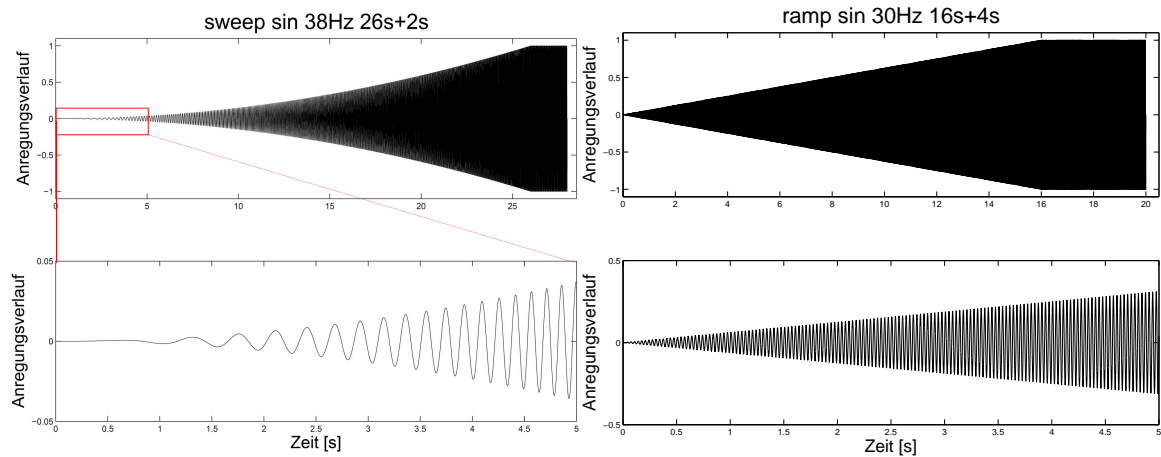


Abbildung 5.5: Vergleich unterschiedlicher Anregungsverläufe

Weitere Optimierungen betreffen innerhalb der Simulationsumgebung *Marc Mentat* Einstellungen des Solvers: Im Reiter *Jobs/Properties/Analysis Options* wird der Schalter *Large Strain* auf *Smal Strain* gesetzt, im Feld *Dynamic Transient Operator / Implicit* wird das standartmäßig aktivierte *Single-Step Houbolt* Verfahren durch *Generalized Alpha* mit *Spectral Radius* 0,99 ersetzt.

5.4 Mechanischer Aufbau

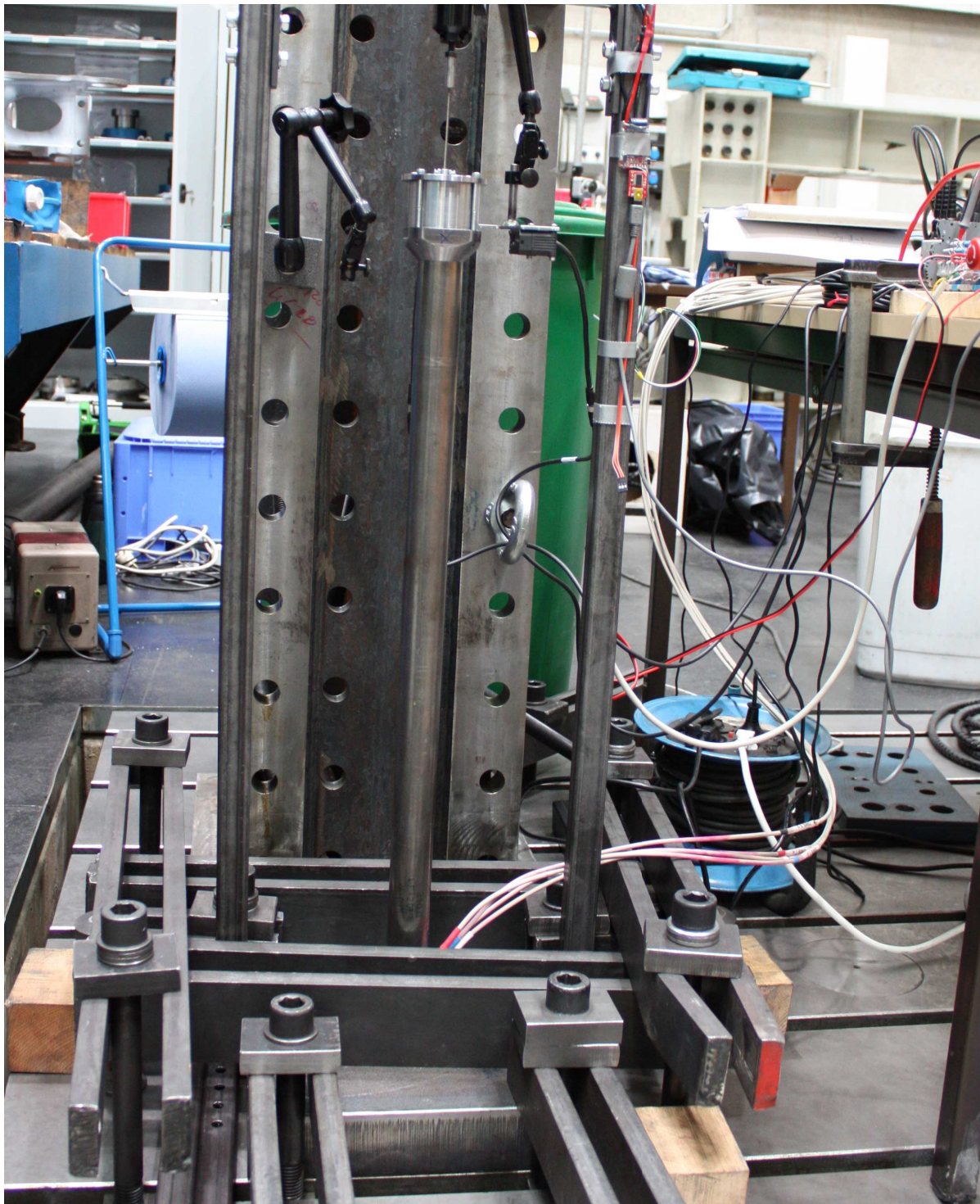


Abbildung 5.6: Mechanischer Aufbau des Modellprüfstandes

Abb. 5.6 zeigt den betriebsfertig aufgebauten Prüfstand in der zweiten Version. Durch die einfache Konstruktion konnte der gesamte Aufbau direkt in der Werkstätte des Institutes gefertigt werden. Auffallend ist die Batterie an Spanneisen, welche die Grundplatte an das bestehende Schwingfundament klemmen. Diese komplett überdimensioniert erscheinende Befestigung ist nötig, da Aufgrund der asymmetrischen Grundplatte des Prüfstandes bei üblicher 3-Punkt Niederspannung der Prüfstand einen ovalen Auslenkung sowie Spannungsverlauf aufweist. Eine genauere Beschreibung dieses Phänomens ist unter Kap. 5.7 zu finden. Die Distanzsensoren sind an einem eigenen, massiven Steher angebunden, womit eine störende Interaktion des Prüfstandes auf die Sensoren vermieden werden soll.

5.5 Elektrischer Aufbau, Messtechnik

Der elektrische Aufbau umfasst die für den erfolgreichen Betrieb des Modellprüfstandes erforderliche Mess- und Regeltechnik sowie Antriebseinheit und lässt sich in 2 voneinander unabhängige Baugruppen unterteilen:

- Antriebseinheit, bestehend aus Antriebsmotor mit Motorregelung und Motorsteller
- Messtechnik und Datenerfassung:
 - Drehzahlmessung an der Motorwelle
 - Dehnungsmessung an definierter Stelle der Modellwelle
 - Distanzmessung der Modellwelle in horizontaler Ebene

5.5.1 Antriebseinheit

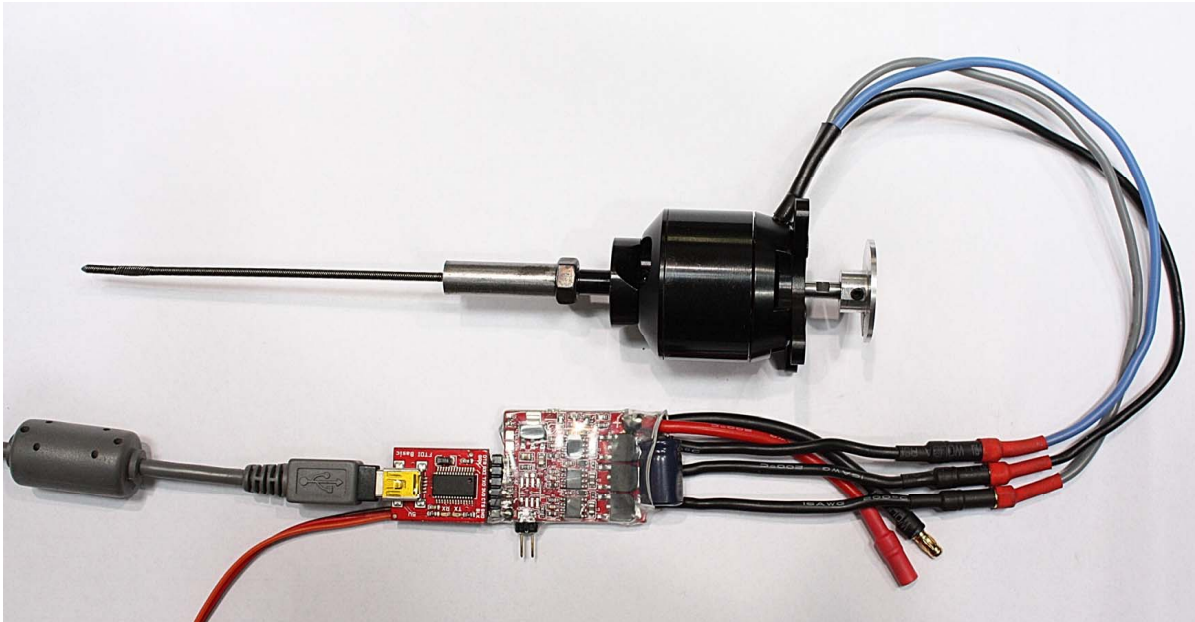


Abbildung 5.7: Antriebseinheit, bestehend aus Motorsteller, Motor mit Inkrementmessscheibe

Als Antriebseinheit wird ein aus dem Modellbaubereich kommender bürstenloser Gleichstrommotor Typ Pulso x2814/22 (Brushless DC Motor - BLDC) verwendet. Aufgrund seiner dreistrangigen Drehstromwicklung am innenliegenden Stator kann ein drehendes Magnetfeld erzeugt werden, welches den permanenterregten außenliegenden Rotor mitzieht. Das Verhalten entspricht daher weitgehend dem eines Synchronmotor und benötigt einen entsprechenden Dreiphasen-Motorsteller. Der verwendete Motorsteller ist ein hochgezüchteter Modellbau-Motorsteller, welcher aufgrund der hohen PWM-Ansteuerfrequenz seiner N-FET Transistoren einen sehr guten Langsamlauf sowie stufenlose Drehzahländerungen ermöglicht. Der Steller kann über eine Serial-USB Schnittstelle von einem IBM-kompatiblen Computer aus angesteuert werden womit eine angenehme Drehzahlvorgabe und Überwachung möglich wird. Die integrierte Regelung des ESC32 ermöglicht ein genaues Anfahren der Zieldrehzahl sowie stabiles Halten auch bei sich veränderndem Lastmoment am Motor. Der Stromversorgung des Motorstellers ist ein Not-Aus-Taster vorgeschaltet sodass bei ungewolltem Einstellen eines instabilen Betriebszustandes z.B. Erreichen der Prüfstands-Eigenfrequenz schnell der Prüfstand abgeschaltet und eine Zerstörung von Bauteilen verhindert werden kann.

Motor

Hersteller	Pulso
Typ	X2814/22
RPM/V	760 KV
Maximalleistung	350 W
Maximalstrom	22 A/60 s
Spannung	7,4 – 18,5 V

Motorsteller

Hersteller	AutoQuad
Typ	ESC32
Spannung	5 – 16,8 V
Maximalstrom	30 A
Signaleingänge	PWM IN / UART / I2C / CAN Bus

5.5.2 Messtechnik und Sensorik

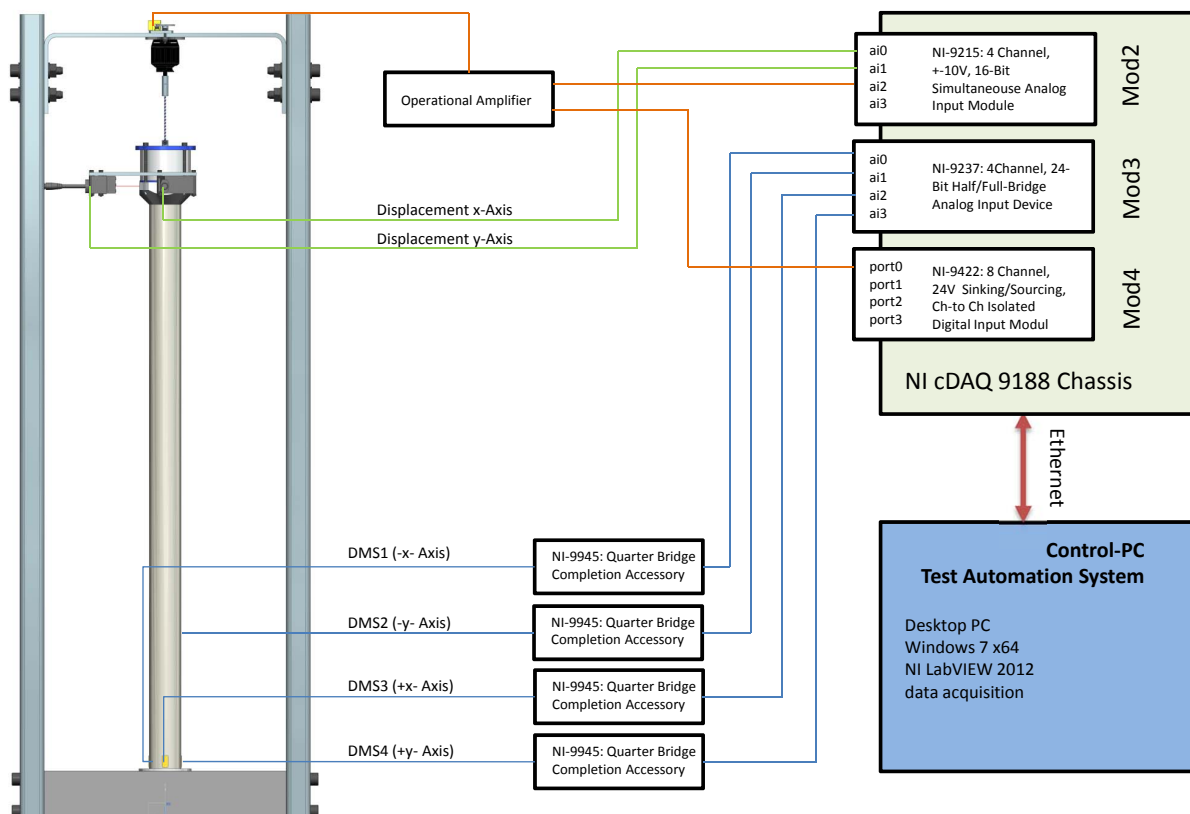


Abbildung 5.8: Schematischer Aufbau der Messtechnik

Abb. 5.8 zeigt schematisch den verwendeten Messaufbau.

Die für die Lagemessung des Unwuchterregers zuständigen Laser-Distanzsensoren funktionieren nach dem Prinzip der Lasertriangulation. Dabei wird der Laserstrahl des Sensors normal auf die zu messende Ebene gerichtet. Ein zum Laserstrahl geneigter CCD-Sensor registriert den Lichtpunkt, welcher sich bei einer Bewegung der Ebene linear auch auf der Sensorebene verschiebt. Durch die senkrechte Anordnung zweier Distanzsensoren zueinander kann die Auslenkung der Modellwelle in der x- und y-Achse in einer genau definierten Entfernung zur Einspannung erfasst werden. Die Sensoren werden zwecks vollständiger Entkopplung vor Schwingungen des Unwuchterregers wie in Abb. 5.6 gezeigt auf einem massiven Steher angebracht.

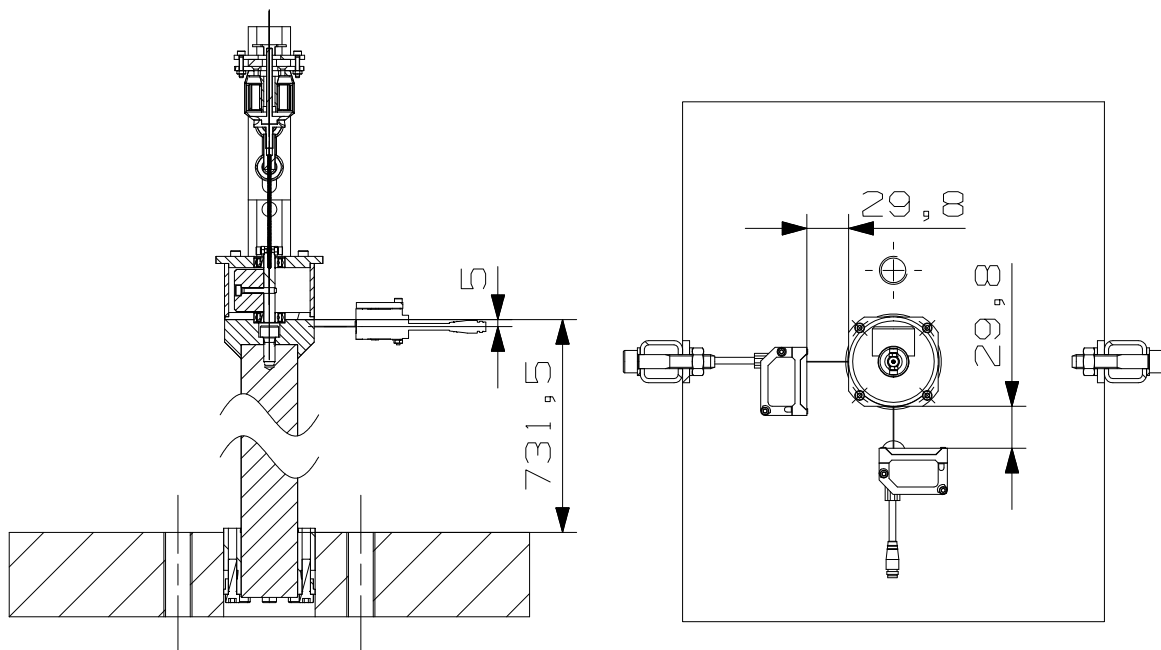


Abbildung 5.9: Horizontale und Vertikale Position der Distanzsensoren

Für eine exakte Gegenüberstellung von Mess- und Simulationswerte der Modellwellen-Auslenkung muss für beide Fälle die selbe Messposition der Auslenkung garantiert werden. Mittels Laserdistanzvermessung sowie für den Prüfstand angefertigte Lehren wird die vertikaler und horizontale Position sowie der Winkelversatz zwischen den beiden Distanzsensoren bestmöglich auf die in Abb. 5.9 angegebenen Bemakungen eingestellt.

Im Bereich der Modellwellen-Einspannung sind 4 Dehnmessstreifen (DMS) rotations-symmetrisch im Winkel von genau 90° appliziert. Die Mitte des Messgitters befindet sich dabei exakt 10 mm oberhalb der Einspannung des Spannsatzes, damit die gemessenen Daten mit jenen der Simulation an der selben Position verglichen werden können. Die DMS vom Typ *HBM 6/350LY11* werden jeweils mittels einem *NI 9945* Modul zur Vollbrücke vervollständigt und dem entsprechenden Brückenmodul Typ *NI 9237-RJ50* zugespielt. Vorteil dieser Verschaltung ist das Auslesen jedes einzelnen DMS wobei die

gewünschte umlaufende Biegespannung softwareseitig errechnen werden muss. Nachteil dieser Methode gegenüber einer für die Biegemomentmessung üblichen, in "hardware" verdrahteten Halbbrücke ist die halbe Brückenempfindlichkeit.

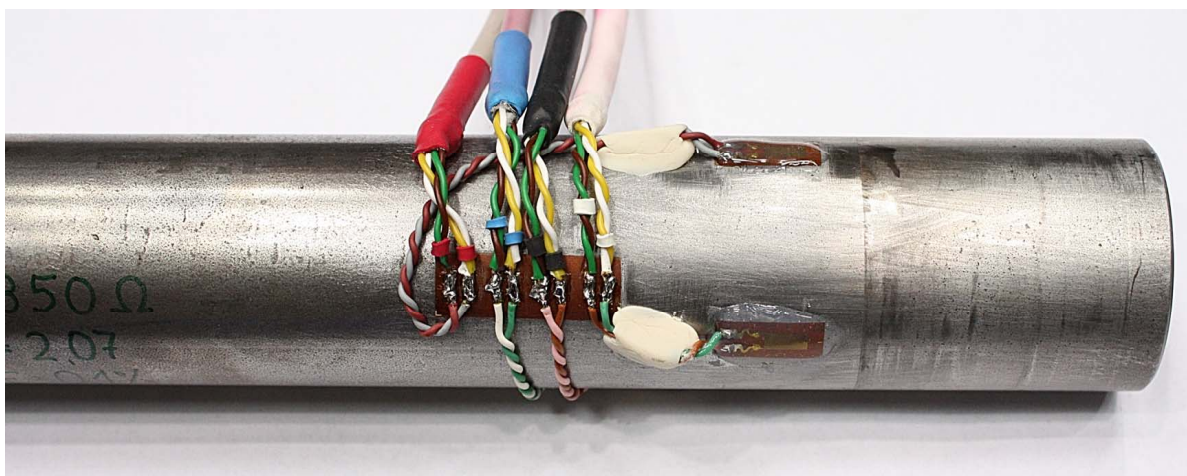


Abbildung 5.10: DMS zur Messung der Biegespannung

Auf der Rückseite des Motors, am Motorträger aufgeschraubt, befindet sich ein Inkrementalgeber Typ *Honeywell HOA2005*. Eine direkt auf die Motorwelle angebrachte Lochscheibe unterbricht dabei das auf eine Photozelle eintreffende Licht von einer Infrarot-Diode und gibt dies als Signal aus. Besagte Signal wird von einem Operationsverstärker, Marke Eigenbau, verstärkt und dem Datenerfassungssystem zugespielt.

Wegmesssystem

Hersteller	Keyence
Typ	Keyence IL-030
Messbereich	20 – 45 mm
Wiederholgenauigkeit	1 μm
Messverstärker	Keyence IL-1000

Inkrementalgeber

Hersteller	Honeywell
Typ	HOA2005
Messbereich	20 – 45 mm
Messverstärker	Operationsverstärker Eigenbau

Dehnmessstreifen

Hersteller	Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH
Typ	HBM 6/350LY11
Nennwiderstand	$350 \Omega \pm 0,35 \%$
k-Faktor	$2,07 \pm 1 \%$

5.5.3 Datenerfassungssystem

Das Datenerfassungssystem besteht aus einem Mess-Chassis vom Typ *National Instruments cDAQ Chassis 9188* sowie den Einsteckkarten *NI9215*, *NI9237 – RJ50* und *NI9945* welche in den folgenden Tabellen genauer beschrieben werden.

Relevante Parameter des verwendeten Mess-Chassis

Hersteller	National Instruments
Type	NI cDAQ Chassis 9188
Seriennummer	015791F3
Moduleinschübe	Max. 8 Slots, verwendet: Slot 02: NI 9215 4-kanaliger Analogeingang Slot 03: NI 9237 4-kanaliger Brückenverstärker Slot 04: NI 9422 8-kanaliger Digitaleingang

Analogeingangsmodule

Hersteller	National Instruments
Type	NI 9215(BNC) Analogeingangsmodule $\pm 10 \text{ V}$, 16 Bit
Seriennummer	0149562F
Slot im Chassis	02
Moduleinschübe	Max. 4, 3 verwendet bei $f_A = 2 \text{ kHz}$ ai0: Auslenkung X-Richtung ai1: Auslenkung Y-Richtung ai2: Drehzahlsensor ai3:

Brückenverstärkermodul

Hersteller	National Instruments
Type	NI 9237-RJ50 Brückenmodul ± 25 mV/V, 24 Bit, Programmierbare Halb- und Vollbrückenvervollständigung
Seriennummer	014A666E
Slot im Chassis	03
Moduleinschübe	Max. 4, 2 verwendet bei $f_A = 2$ kHz ai0: Halbbrücke DMS I ai1: Halbbrücke DMS II ai2: Halbbrücke DMS III ai3: Halbbrücke DMS IV

Digitaleingangsmodul

Hersteller	National Instruments
Type	NI 9422 Digitaleingangsmodul 0–60 V, max. 4 kHz
Seriennummer	016F93CA
Slot im Chassis	04
Moduleinschübe	Max. 8, 1 verwendet bei $f_A = 2$ kHz port0: Drehzahlsensor

Viertelbrücken Vervollständigung

Hersteller	National Instruments
Type	NI 9945 Viertelbrücken Vervollständigung für 350Ω DMS
Seriennummer	nicht Vorhanden
Slot im Chassis	extern
Moduleinschübe	4x1 Modul

5.6 Betrieb

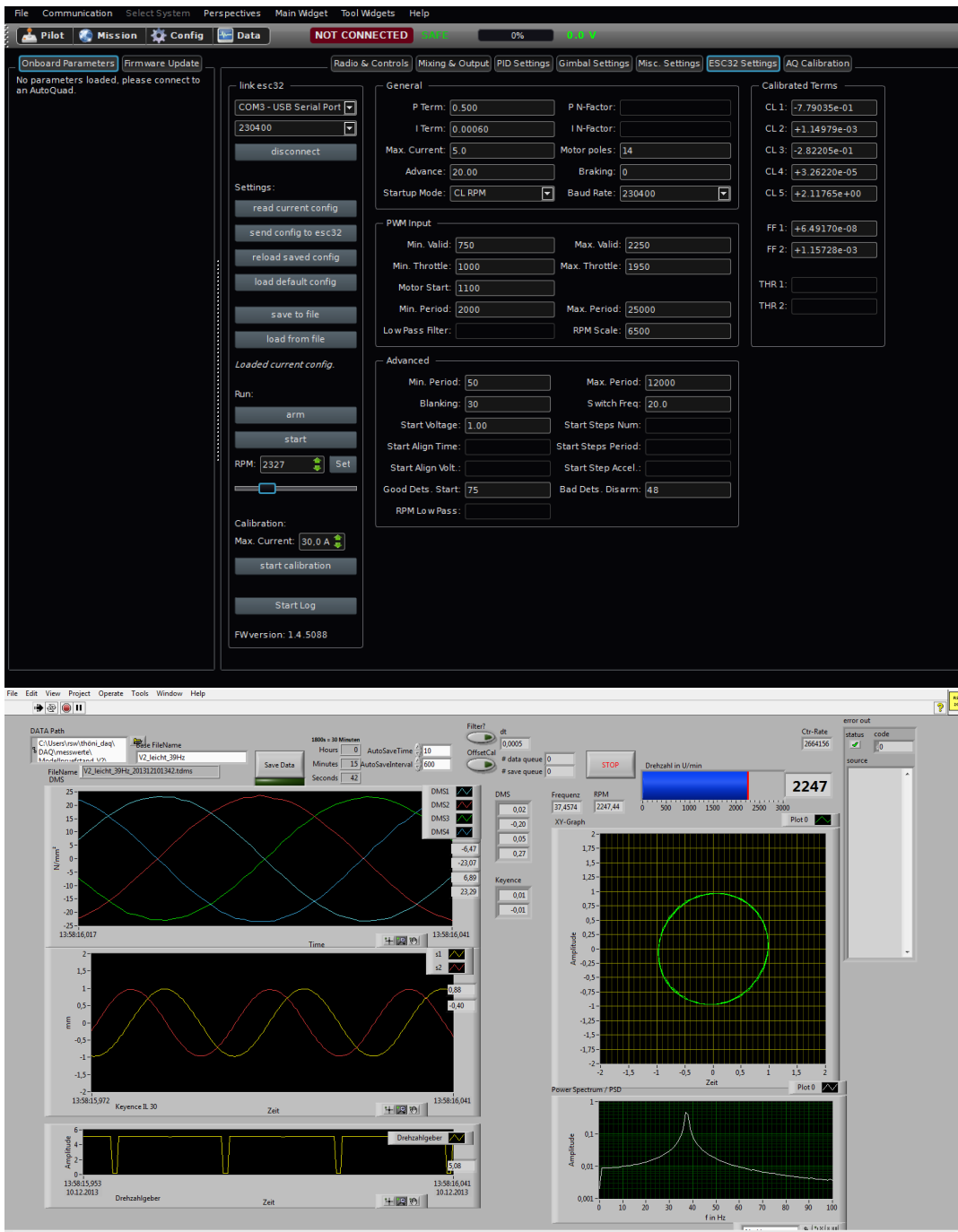


Abbildung 5.11: Regelsoftware für ESC32 sowie LabView Interface: Datenaufzeichnung und Prüfstandsüberwachung

Abb. 5.11 zeigt das Interface der Regelsoftware für den Antriebsmotor sowie die für diesen Modellprüfstand erstellte Prüfstandsüberwachungs- und Datenaufzeichnungsapplikation mittel *NI LabView*. Die Applikation liefert grafisch aufgearbeitet alle relevanten Prüfstandsparameter: Zeitlicher Verlauf aller DMS- Kanäle sowie kumulierte Biegespannung, Zeitlicher Verlauf der Auslenkung in X- und Y-Achse sowie die daraus resultierende Lissajous-Figur, Drehzahl des Unwuchterregers und Echtzeit-FFT des Schwingensystems. Diese aufwändige Prüfstandsüberwachung garantiert einen sicheren Betrieb des Prüfstandes vor allem in Eigenfrequenz-Nähe.

5.7 Auswertung von Simulations- und Messergebnisse

Die für die Auswertung benötigten Datensätze der Modellsimulation werden mittels sogenannter *History Plots* direkt aus den Ergebnisfiles von *Marc Mentat* generiert. Die am Modellprüfstand generierten Datensätze werden von der verwendeten Messsoftware *NI Labview* abgespeichert. Die Auswertung der Datensätze erfolgt hauptsächlich mit der Berechnungssoftware *Matlab* in der Version *R2012a*.

5.7.1 Auswertung der Simulation Modellwelle 1

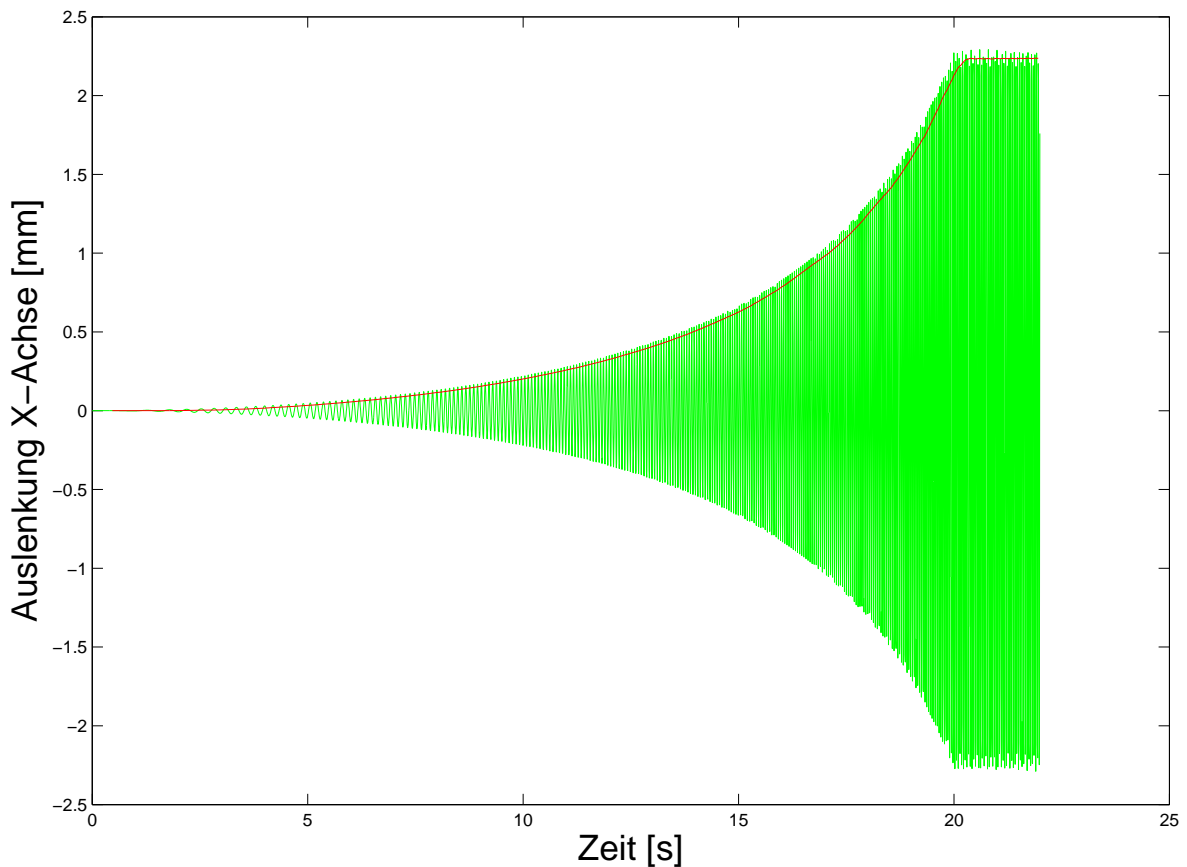


Abbildung 5.12: Auslenkung während des Anfahrvorganges auf 25 Hz, Simulation Modellwelle 1

Abb. 5.12 stellt exemplarisch den gesamten Verlauf eines einzelnen Simulationsdurchlaufes anhand der Unwuchterreger-Auslenkung in X-Richtung dar. Ausgehend von der Ruhelage wird innerhalb von 20 s die Modellwelle auf 25 Hz angeregt. Direkt angeschlossen findet ein zweisekündiges Halten auf Zielfrequenz statt, innerhalb der es zu einer Stabilisierung des Schwingkörpers kommt. Gut ersichtlich ist die exponentiell ansteigende Auslenkung bei Annäherung an die bereits ermittelte Eigenfrequenz des Simulationsmodells.

Jeder dieser einzelnen Berechnungsvorgänge wird für jede gewünschte Zielfrequenz wiederholt, was aufgrund der Rechendauer eines Simulationsdurchlaufes von 8 bis 30 Stunden sowie Ergebnis-Files von 30 GByte aufwärts einen beträchtlichen Aufwand darstellt. Entschädigt wird dieser Aufwand, wie im Kapitel 5.7.3 sowie 5.7.5 genau analysiert, mit einer für hochdynamische Vorgänge äußerst zufriedenstellende Genauigkeit. Die vor allem im letzten Drittel der Darstellung auffallenden Spikes der Auslenkung sind der Größe der Ergebnis-Datei sowie der begrenzten Rechenleistung geschuldet: Um eine Darstellung

der Auslenkung über den gesamten Zeitbereich der Simulation in einer noch akzeptierbaren Zeit zu erhalten, wird nur jedes fünfte Zeitinkrement ausgelesen. Dies reicht bei geringer Frequenz und Amplitude für eine saubere Darstellung; bei höherer Frequenz und Amplitude wird das Sinus-Signal jedoch nicht mehr aussagekräftig dargestellt. Abhilfe verschafft wie in Abb. 5.13 dargestellt das Auslesen aller Inkremente innerhalb eines begrenzten Bereiches der Simulation.

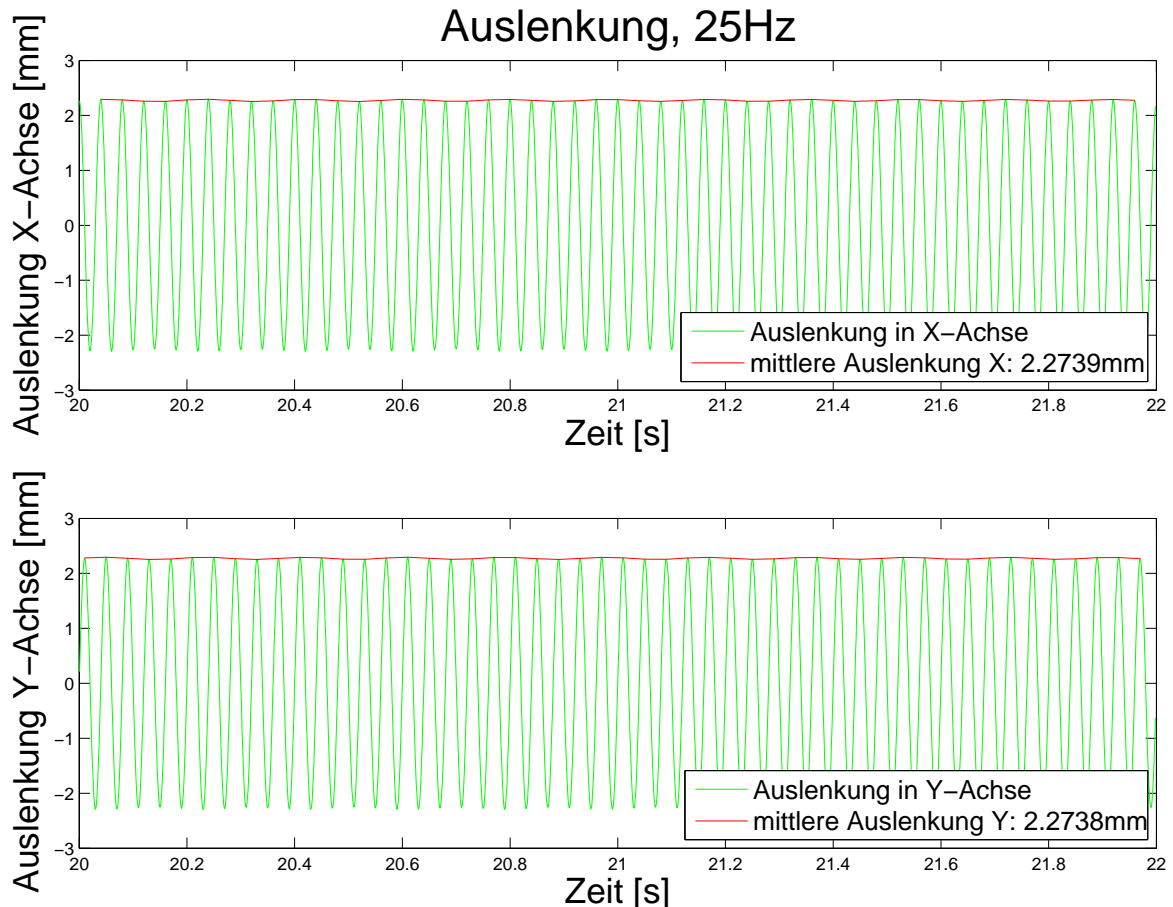


Abbildung 5.13: Eingeschwungener Zustand der Auslenkung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1

Abb. 5.13 stellt einen hochauflösenden Detailausschnitt des in Abb. 5.12 dargestellten Verlaufes dar. Es zeigt die auf 25 Hz eingeschwungene Unwuchterreger-Auslenkung in X- und Y-Achse an. Da genau dieser Bereich der Simulation den stationären Schwingungszustand des Modells darstellt, können die hier ausgelesenen Parameter, wie in diesem Beispiele die Auslenkung des Unwuchterregers, mit denen des Modellprüfstandes genau verglichen werden.

Bei genauer Betrachtung der mittleren Auslenkung kann eine leicht angedeutete überlagerte Schwebung in diesem quasistationären Zustand beobachtet werden. Mit steigender

Nähe zur Eigenfrequenz steigt diese Amplitude bzw. Überschwingung beim Übergang vom beschleunigten in den konstanten Bereich. Dieses überschwingen nimmt dämpfungsabhängig ab, und pendelt sich auf eine mittlere Auslenkung ein. Daher reichen bei Simulationsdurchläufe in Eigenfrequenznähe besagte zwei Sekunden Haltedauer nicht aus, um einen stabilen Schwingungszustand der Auslenkung zu erreichen. Eine genauere Beschreibung dieser Problematik ist in Kapitel ?? zu finden.

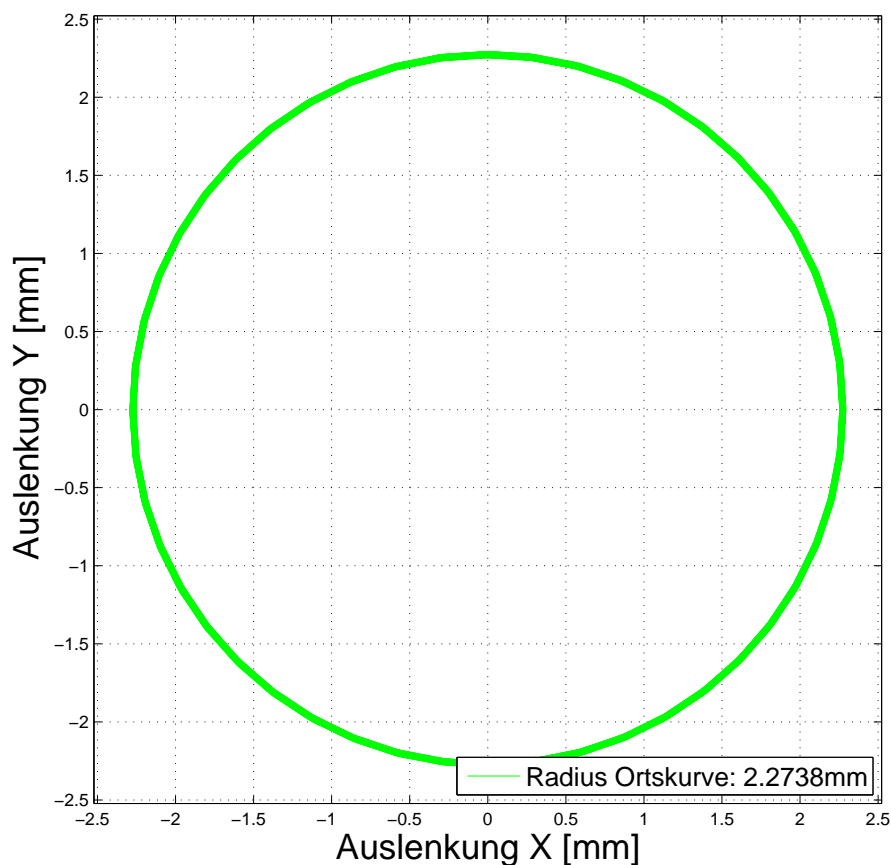


Abbildung 5.14: Lissajous-Figur der Auslenkung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1

Der in Abb. 5.13 aufgezeichnete Verlauf der Unwuchterreger-Auslenkung in horizontaler Ebene stellt zwei harmonische, 90° zueinander phasenverschobene Schwingungen dar. Durch Überlagerung beider Kurven entsteht die in Abb. 5.14 dargestellte Kurvengrafik, welche auch als Lissajous-Figur bekannt ist.

Anhand dieses Diagramms kann schnell und komfortabel eine Aussage bezüglich dem Schwingverhalten der Simulation getroffen werden. Die hier dargestellte Ortskurve besteht aus besagtem zwei Sekunden Ausschnitt, womit die Kurvengrafik 50 vollständige Umdrehungen überlagert darstellt. Dadurch lassen sich gegenüber den vorigen Diagrammen weitere Aussagen/Analysen bezüglich dem Schwingverhalten anstellen: Die in Abb. 5.13 beschriebenen Schwebungen erscheinen in der Lissajouse-Figur als dicker, jedoch kom-

plett rotationssymmetrischer Kreis; die Schwebung führt also nicht zu einer einseitigen, unsymmetrischen Auslenkung, sondern zu einer Hebung und Senkung der Auslenkung.

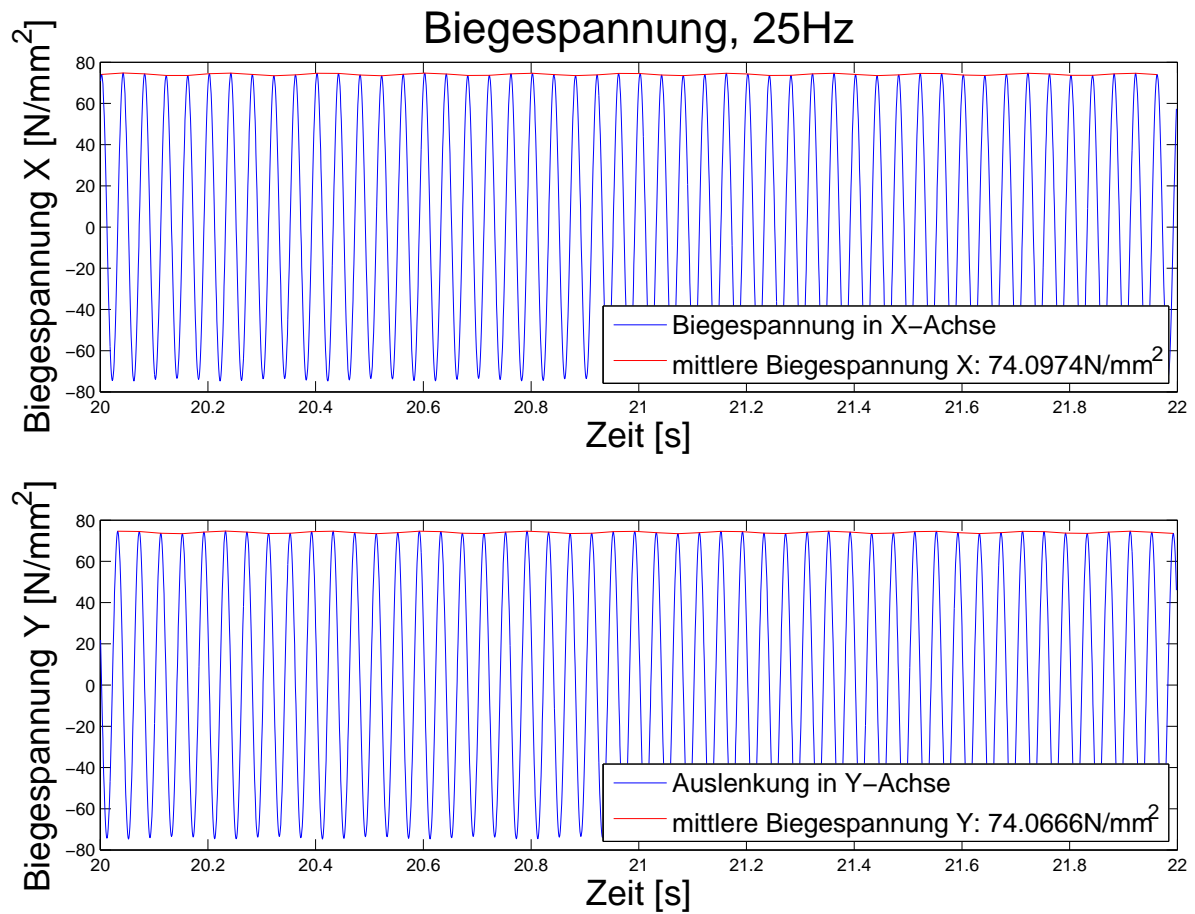


Abbildung 5.15: Eingeschwungener Zustand der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1

Neben der Auslenkung wird die Biegespannung als Vergleichsgröße zwischen Simulation und Modellprüfstand verwendet. Daher müssen die Position der Referenzknoten in der Simulation sowie die Position der Dehnmessstreifen-Messgitter am Modellprüfstand exakt übereinstimmen. Der in Abb. 5.15 gezeigte Biegespannungsverlauf entstammt dem selben Zeitbereich wie der bereits vorgestellte Auslenkungsverlauf, auch die bereits beschriebene Schwebung ist im Biegespannungsverlauf zu finden.

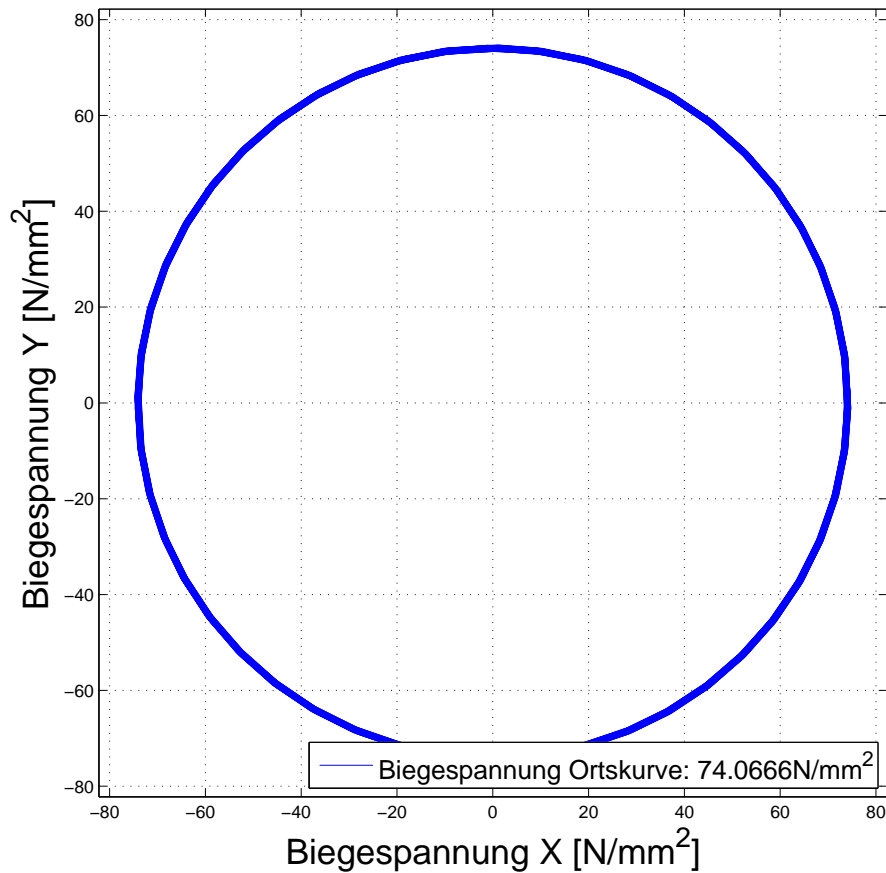


Abbildung 5.16: Lissajous-Figur der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1

Die in Abb. 5.16 dargestellte Lissajouse-Kurve der umlaufenden Biegespannung liefert keinerlei Überraschungen.

5.7.2 Auswertung der Messergebnisse Modellwelle 1

Im folgenden Abschnitt erfolgt beispielhaft die Auswertung und Analyse des Modellprüfstandes im Betrieb bei einer konstanten Unwuchterregerfrequenz von 25 Hz. Ausgehend von den erhaltenen Messwerten der verwendeten und in Kapitel 5.5 beschriebenen Sensoren wird in einem ersten Schritt das Verhalten des gesamten Prüfstandes analysiert. Durch geeignete Datenaufbereitung wird der Rundlauf des Prüfstandes analysiert, eventuell auftretende Form und Intensität eines unerwünschten Rundlaufes ermittelt, womit Rückschlüsse auf die Ursache dieser Störungen möglich werden. Als zweiter Schritt werden die am Modellprüfstand gewonnenen Messwerte so aufbereitet, dass ein direkter Vergleich mit den aus der Simulation ermittelten Daten möglich ist.

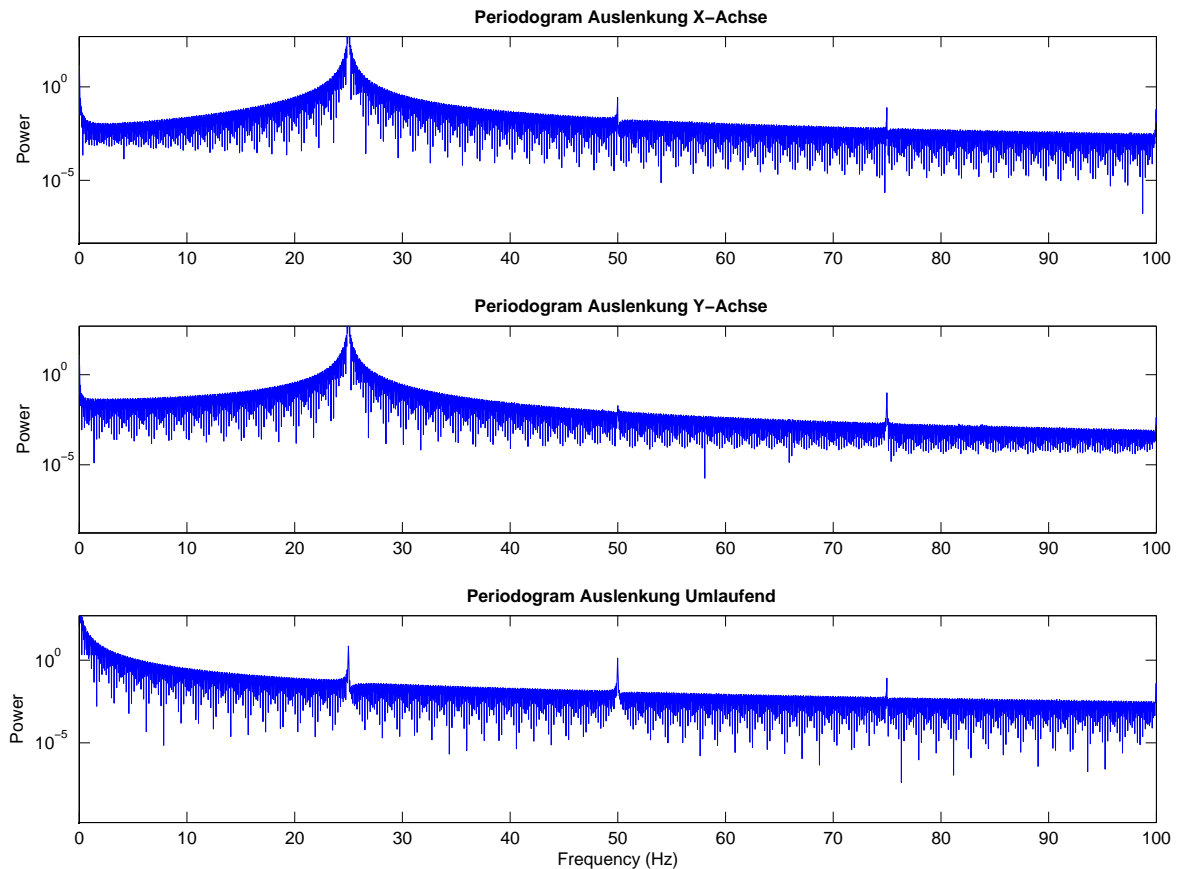


Abbildung 5.17: FFT 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1

Die Fouriertransformation (Fast Fourier Transform, FFT) ist ein fundamentales Verfahren in der Signalverarbeitung. Sie überführt das Signal von der Zeitbereichsdarstellung (Zeitpunkt, Abtastwert) in die Frequenzbereichsdarstellung (Frequenzanteil, Amplitude, Phase). Dadurch werden alle Frequenzanteile, welche im aufgezeichneten Signal vorhanden sind, sichtbar gemacht wobei amplitudenstarke Frequenzen herausragen. Mit diesem mächtigen Werkzeug lassen sich zum Beispiel bei Impulsanregung die Eigenfrequenzen eines Bauteiles ermitteln, so geschehen in Abb. 5.17.

Abb. 5.17 zeigt eine FFT- Analyse der Auslenkung während des Betriebes bei 25 Hz. Damit können etwaige, im laufenden Betrieb auf die Modellwelle einwirkende Störgrößen von anderen schwingenden Bauteilen mit ihrer eigenen charakteristischen Eigenfrequenz ermittelt werden. Es zeigt sich jedoch außer dem obligatorischen, stark ausgeprägten Peak bei Erregerfrequenz keinerlei ungewöhnliche Auffälligkeiten. Ein negativer Einfluss des Motors bzw. des Motorträgers über die Flexwelle kann damit ausgeschlossen werden.

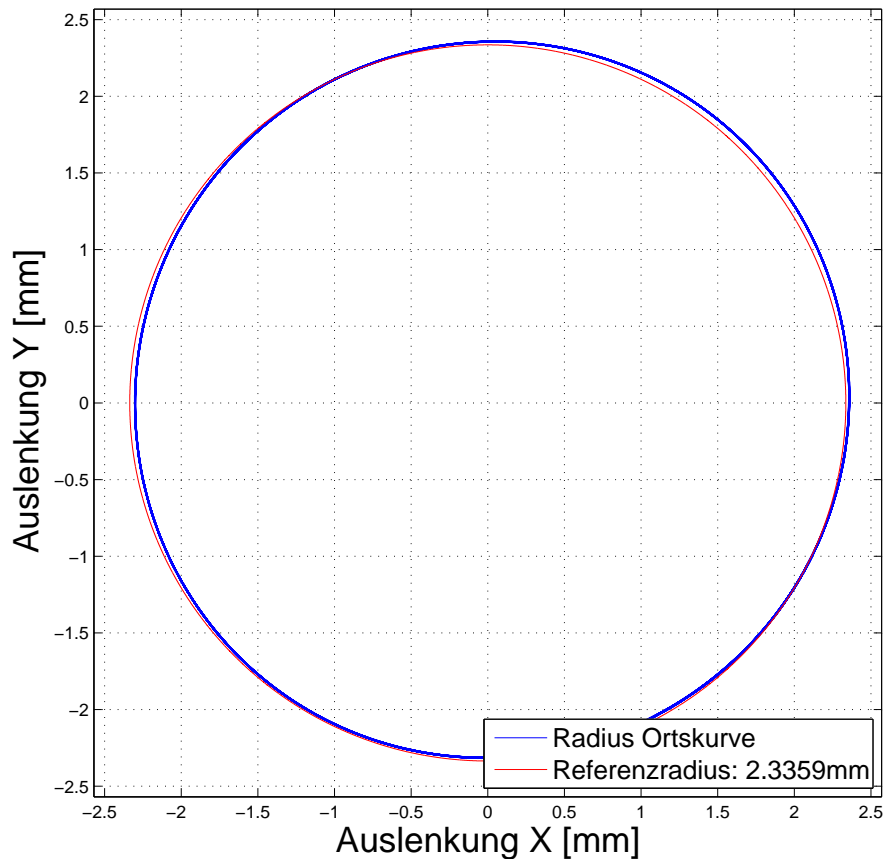


Abbildung 5.18: Lissajous-Figur der Auslenkung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1

Die Lissajous-Figur der Auslenkung des realen Modellprüfstandes stellt ein probates Mittel zur schnellen Ermittlung der Qualität der Auslenkung dar. Daher wird diese Kurve auch innerhalb der Datenerfassungssoftware in Echtzeit berechnet und dargestellt.

Abb. 5.18 zeigt die Lissajouse-Figur eines ca. zwanzig-sekündigen Messmittschnittes, wobei die Kurvengraphik in blauer Farbe die Auslenkung von ca. 500 vollständigen Umdrehungen überlagert darstellt (ca. 20 s bei 25 Hz). Die rote Figur stellt den Referenzkreis dar, dessen Betrag sich aus dem Mittelwert der Auslenkung innerhalb besagter Messdauer errechnen lässt. Diese Kurve ist somit die idealisierte Soll-Kreiskurve, welcher die schwingende Modellwelle folgen sollte. Die blaue Kurve stellt dementsprechend die Ist-Kurve dar, d.h. den wahren Verlauf der schwingenden Modellwelle. Ausgehend von diesen Informationen liefert Abb. 5.18 erste wichtige Aussagen über das Verhalten des Modellprüfstandes:

- Trotz der Überlagerung von ca. 500 Umdrehungen ist die blaue Ortskurve klar und schmal konturiert. Damit kann die Anwesenheit einer Schwebungen, wie in Abb. 5.14 bei der Simulation vorgefunden, ausgeschlossen werden. Auch kann eine sich über die Zeit verändernde Ortskurve ausgeschlossen werden; der Prüfstand behält seine Schwingform bei.

- Es besteht eine leichte Form-Differenz zwischen Ortskurve der schwingenden Modellwelle und Referenzkreis: Leichte Ausbeulungen der Ist-Kurve sind in der Nord-Östlichen sowie Westlichen Region des Schwingkreises auffindbar. Da diese Unförmigkeit über die gesamte Messdauer ortsfest verbleibt, ist ihr Ursprung mit großer Wahrscheinlichkeit der suboptimalen Welleneinspannung geschuldet: Der verwendete Spannsatz bietet aufgrund seiner konstruktiven Beschaffenheit (geschlitzter Innenring) keine gleichbleibende Steifigkeit in Umfangrichtung.

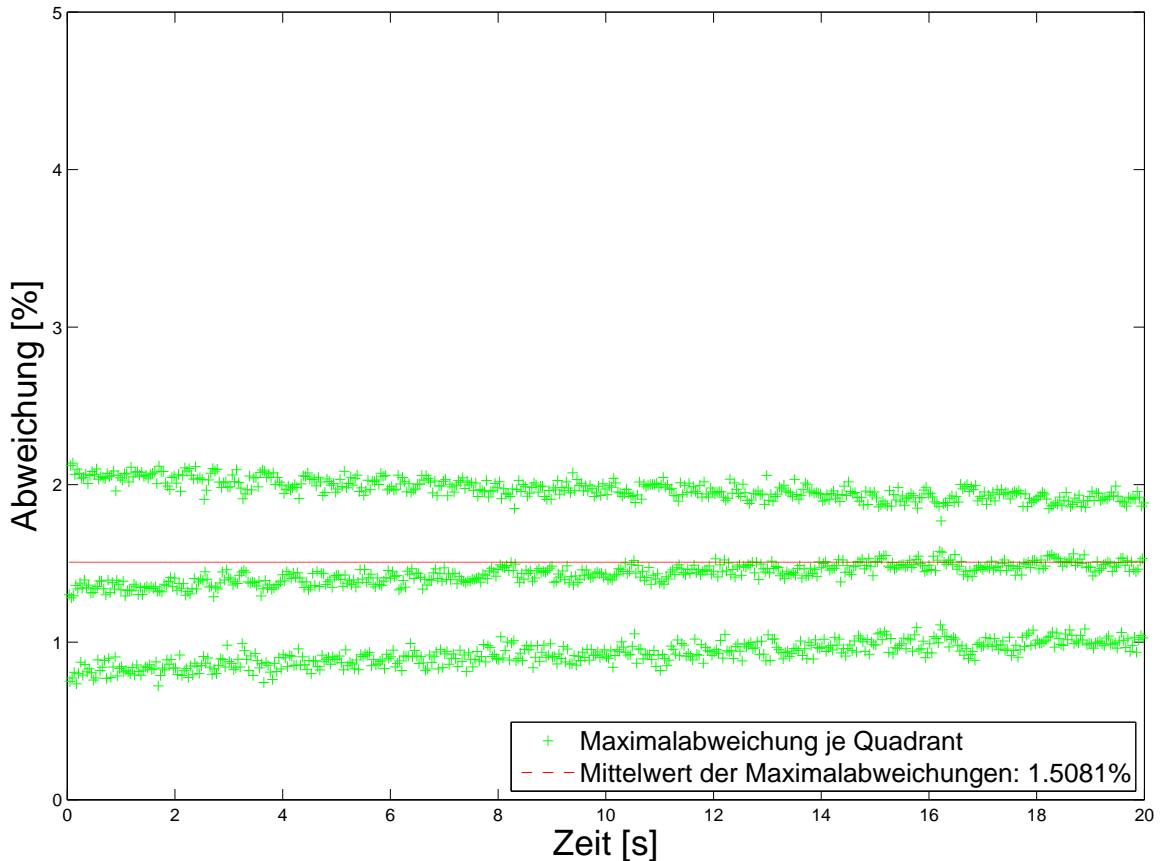


Abbildung 5.19: Abweichung der Auslenkung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1

Die Lissajous-Darstellung aus der vorigen Abbildung ermöglicht also eine qualitative Aussage des Schwingverhalten, eine genaue quantitative Aussage über die Abweichung der Auslenkung ist damit jedoch nicht möglich. Dieser Umstand wird mit der in Abb 5.19 dargestellten Auswertung möglich. In einem ersten Schritt wird dabei die Abweichung zwischen der Ist-Ortskurve und dem Referenzradius über den gesamten Messbereich berechnet. Vom Betrag dieser Abweichung wird für jeden Quadrant immer der Maximalwert gesucht und als Einzelpunkt über den Zeitverlauf dargestellt (grüne Punkte). Ebenso wird der Mittelwert dieser Maximalabweichungen errechnet und angezeigt. Durch dieses Verfahren zur Ermittlung der Abweichung ist zwar keine örtliche Lokalisierung der Abweichung am Schwingkreis möglich (dafür gibt es die Lissajous- Kreisfigur),

es kann jedoch die Qualität des Rundlaufes über den gesamten Frequenzbereich des Prüfstandes damit beurteilt werden.

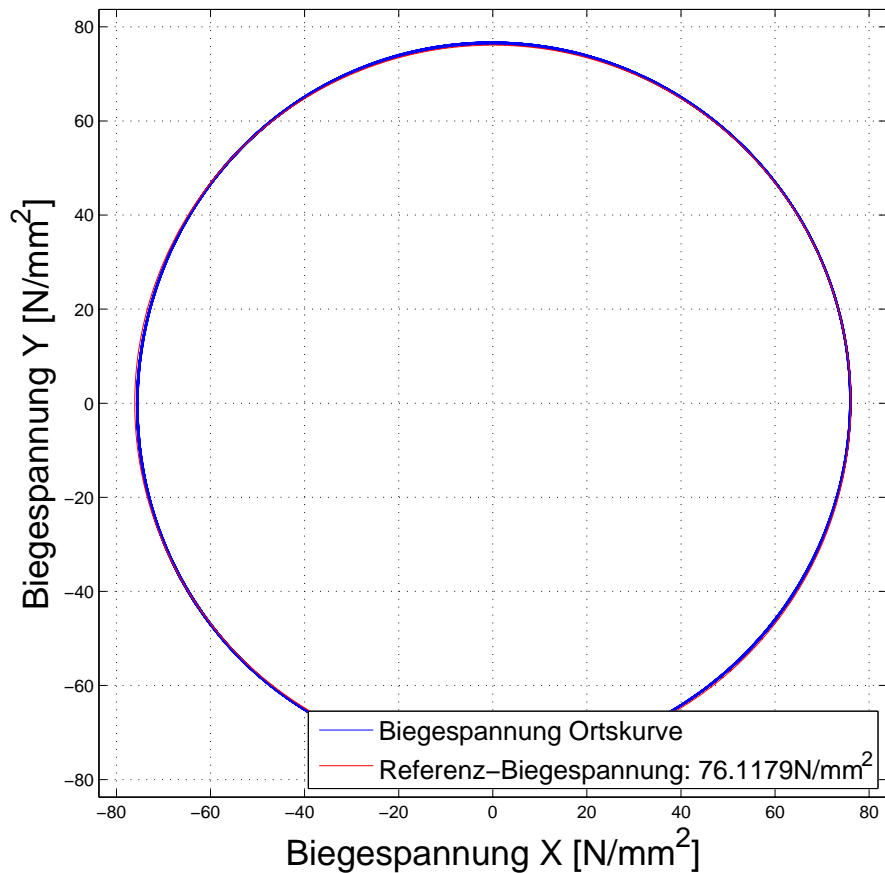


Abbildung 5.20: Lissajous-Figur der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1

Ebenso wie die Auslenkung, wird auch die umlaufende Biegespannung bezüglich ihrer Rundlaufqualität untersucht. Dabei werden die Messwerte der jeweils gegenüberliegenden Dehnungsmessstreifen zu je einem Biegespannungsvektor in X-Richtung und Y-Richtung gemittelt, womit analog zur Auslenkungsauswertung eine Lissajou-Figur erzeugt werden kann. Bezüglich der Analyse von Abb. 5.20 gelten die selben Bedingungen und Aussagen wie bei der Auslenkungs-Ortskurve wobei die Form-Differenz zwischen Ortskurve der schwingenden Modellwelle und Referenzkreis noch kleiner als jene bei der Auslenkung ausfällt. Wie im späteren Verlauf in Kapitel ?? genau beschrieben, verhält sich die Abweichung der Biegespannung in Form und Betrag linear zu jener der Auslenkung. Dieses Verhalten wird jedoch erst in Eigenfrequenz-Nähe deutlich sichtbar.

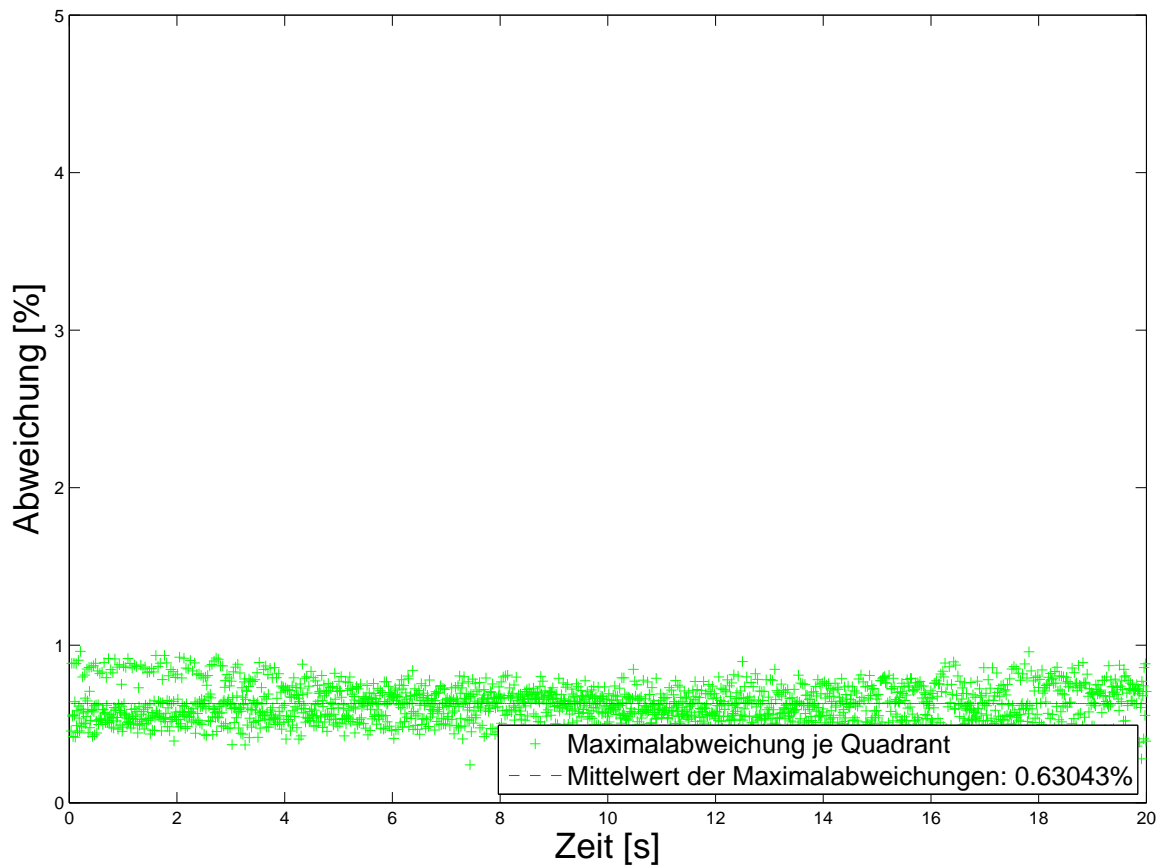


Abbildung 5.21: Abweichung der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1

Abb. 5.21 bestätigt die Vermutung, dass sowohl mittlere Maximalabweichung mit 0,63% als auch die Streuung der Maxima-Punkte geringer ausfallen, als bei der Auslenkung.

5.7.3 Vergleich von Simulation und Messwerte von Modellwelle 1

Der variabel konfigurierbare Unwuchterreger bietet nicht nur die Möglichkeit, die Simulation auf einem breiten Einsatz/Parametergebiet zu überprüfen, sondern kann auch dafür eingesetzt werden die verschiedenen Einstellungen gegeneinander zu vergleichen. So ergeben sich drei Kombinationen, welche im Folgenden vorgestellt und verglichen werden:

Die Variante *schwere Unwucht, schwerer Unwuchterreger* beinhaltet die 140 g schwere Unwuchtmasse ($\text{Unwucht} = 16,26 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}$) sowie einer Unwuchterregermasse von 1314 g.

Die Variante *leichte Unwucht, leichter Unwuchterreger* beinhaltet die 82 g schwere Unwuchtmasse ($\text{Unwucht} = 4,63 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}$) sowie einer Unwuchterregermasse von 1256 g.

Die Variante *leichte Unwucht, schwerer Unwuchterreger* beinhaltet die 82 g schwere Unwuchtmasse ($\text{Unwucht} = 16,26 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}$) sowie einer Unwuchterregermasse von 1314 g.

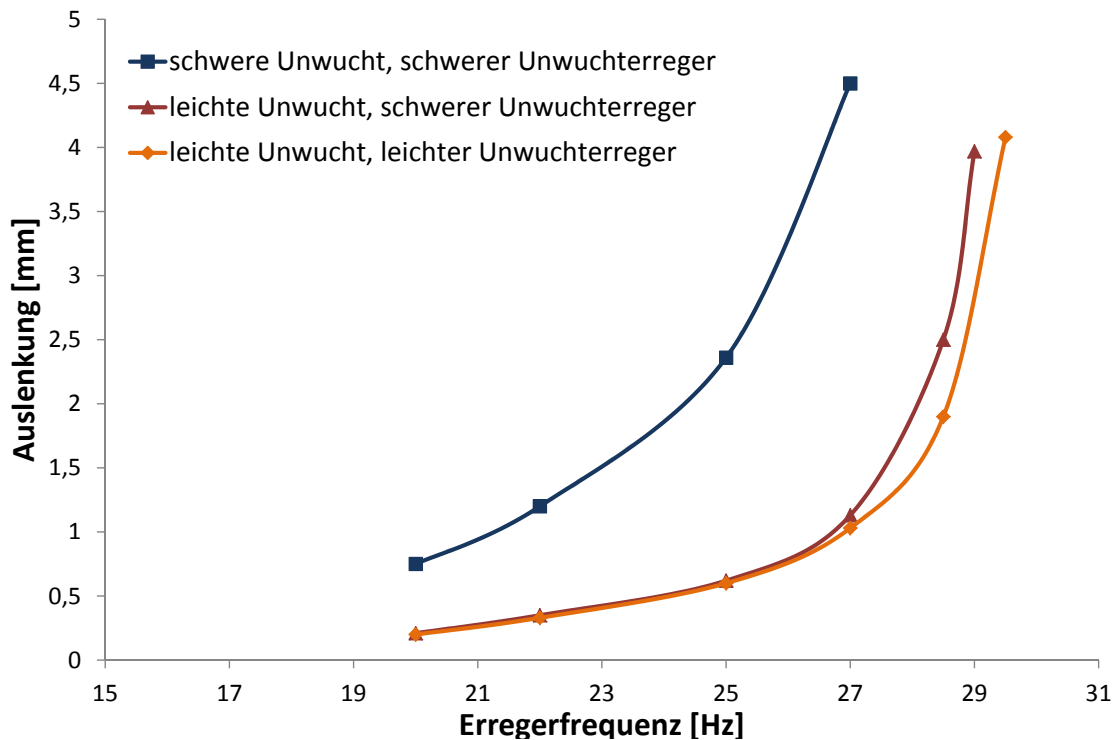


Abbildung 5.22: Vergleich Auslenkung bei unterschiedliche Unwuchterreger- Einstellungen, Prüfstand Modellwelle 1

Durch gezieltes Anfahren mehrerer Erregerfrequenzen im relevanten Bereich zwischen 20 Hz und 29,5 Hz wird für jede der vorher beschriebenen Unwuchterreger-Einstellungen der Verlauf von Auslenkung und Biegespannung über den Frequenzverlauf gebildet. Die dadurch entstandenen Diagramme 5.22 und 5.23 sind sehr hilfreich für ein grundlegendes

Verständnis von unwuchtgetriebenen hochdynamischen Umlaufbiegeprüfständen. Erste Erkenntnis ist, dass die Kurven von Auslenkung und Biegespannung einen annähernd identischen Kurvenverlauf beschreiben, es scheint ein linearer Zusammenhang zwischen Auslenkung und Biegespannung zu bestehen. Damit bietet sich ein Vergleich mit dem statischen Fall eines einseitig eingespannten Biegebalken an:

Aus den Formeln für die Durchbiegung eines Kragarm sowie der Biegespannung

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \qquad \sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F \cdot l \cdot e}{I}$$

ergibt sich für den statischen Fall bei:

$$\sigma_b = \frac{3 \cdot E \cdot f \cdot e}{l^2} \tag{5.1}$$

Vergleicht man nun die damit aus der Auslenkung errechnete Biegespannung mit der real gemessenen Biegespannung ergibt sich für den Fall 25 Hz folgendes Bild:

Freq. <i>Hz</i>	Auslenkung <i>mm</i>	BS (gem.) <i>N/mm²</i>	BS (ber.) <i>N/mm²</i>	Korrekturf.	Abweichung %
25	2,36	76,12	28,17	2,7	-1,15

Tabelle 5.3: Beispielhafte Berechnungsergebnisse Korrekturfaktor

Es zeigt sich, dass die nach Formel 5.1 berechnete Biegespannung über alle Messwerte um den gemittelten Faktor $2,733 \pm 2\%$ abweicht. Dies lässt den Schluss zu, dass besagter Korrekturfaktor weder von Erregerfrequenz, Erregerkraft noch Unwuchterregermasse abhängig, womit als einziger Einflussfaktor die Geometrie der Modellwelle übrig bleibt. Eine Gegenprüfung mit Messwerten der Modellwelle 2 ergibt einen Korrekturwert von $1,97 \pm 2\%$, ebenfalls konstant über verschiedene Erregerfrequenzen, Erregerkräfte und Unwuchterregermassen. Eine genauere Analyse des Zusammenhanges von Korrekturwert und Wellengeometrie wird innerhalb dieser Arbeit aus Zeitgründen nicht unternommen.

Des weiteren zeigt sich ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen wirkender Unwucht und Auslenkung: Bei Vergleich der beiden *schwere Unwucht*-Kurven bewirkt die gegenüber der leichten Unwucht um den Faktor 3,51 höhere schwere Unwucht bei gleicher Frequenz eine um den Faktor 3,9 höheren Amplitudenausschlag.

Als allgemeine Aussage lässt sich damit festhalten, dass eine gewünschte Biegespannung

mit steigender Unwucht (und damit einhergehend steigender Zentrifugalkraft) bei tieferer Erregerfrequenz erreicht wird. Zugleich flacht die Kurve durch die weitere Distanz zur System-Eigenfrequenz weiter ab. Man erkaufte sich mit steigender Unwucht ein stabileres Regelverhalten (flachere Kurve) auf Kosten einer geringeren Betriebsfrequenz.

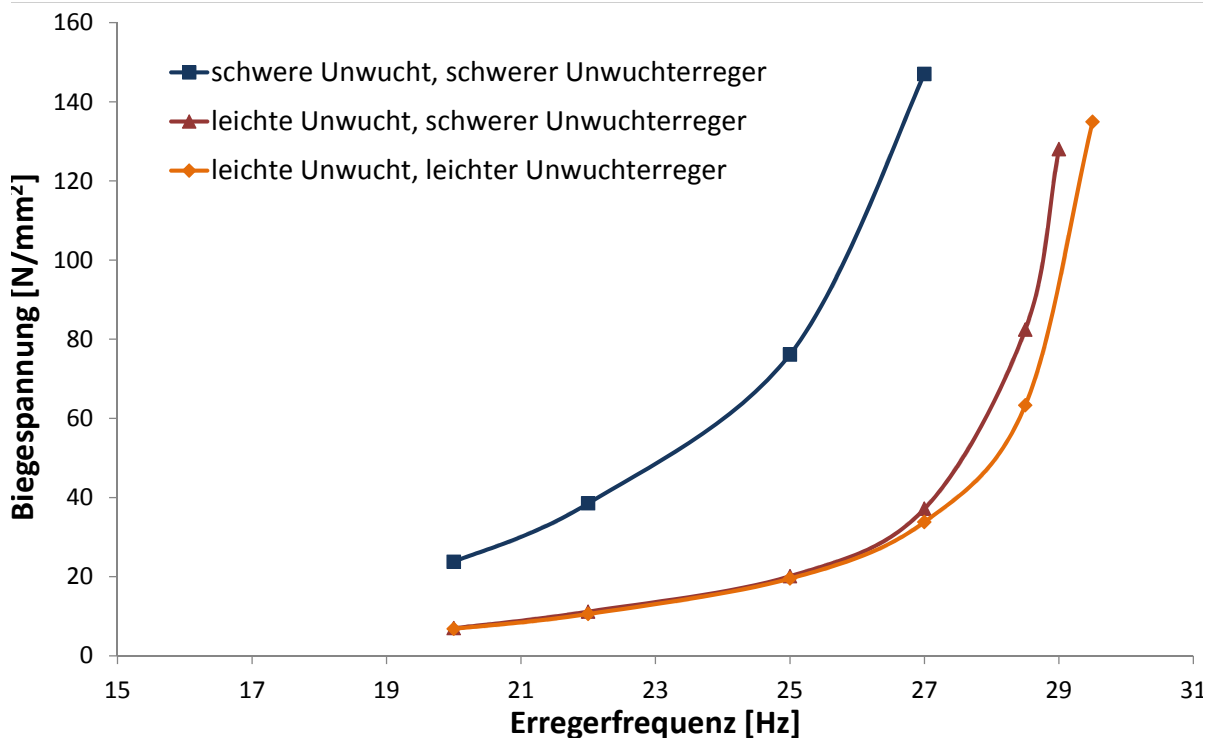


Abbildung 5.23: Vergleich Biegespannung bei unterschiedliche Unwuchterreger- Einstellungen, Prüfstand Modellwelle 1

Letzter Vergleich stellt die direkte Massen- Variation am Unwuchterreger dar: Bei Betrachtung der Kurven *leichte Unwucht, schwerer Unwuchterreger* sowie *leichte Unwucht, leichter Unwuchterreger* fällt eine Verschiebung der Kurve der schwereren Unwucht hin Richtung tieferer Frequenz auf. Dieser Versatz zu geringerer Frequenz entspricht exakt jenem Wert, um welchen die höhere Unwuchterregermasse die System-Eigenfrequenz gesenkt hat.

Um eine maximale Betriebsfrequenz des Prüfstandes zu erreichen, soll die Unwuchterregermasse möglichst klein gehalten werden. Die Unwucht als Produkt aus Unwuchtmasse und Exzentrizität der Unwucht muss so abgestimmt werden, dass die anvisierte Biegespannung im Korbbogen bei möglichst hoher Betriebsfrequenz, aber unterhalb der Eigenfrequenz erreicht wird.

Abb. 5.24 stellt den eigentlichen Sinn und Zweck des Modellprüfstandes dar; der Abgleich der Simulation mit einem realen Modell. Dabei erfolgt der Vergleich der Auslenkung der Modellwelle an exakt der selben Position am Modellprüfstand wie an entsprechender Stelle der FEM-Simulation. Das selbe wird mit der ermittelten umlaufenden Biegespannung an der Welleneinspannung durchgeführt. Sowohl für die Simulation, als auch für den

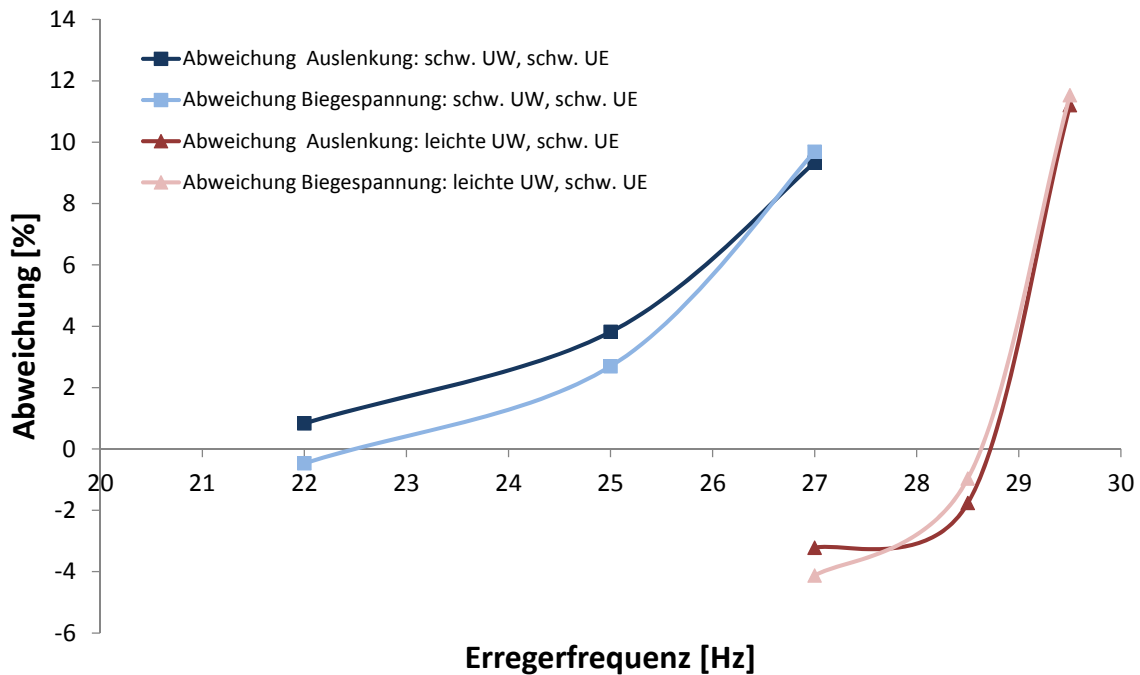


Abbildung 5.24: Vergleich der Abweichung: Simulation mit Prüfstand Modellwelle 1

Modellprüfstand gilt, dass der Messabschnitt im stabilisierten Zustand erfolgen muss, im Aufzeichnungsverlauf dürfen keine großen Schwankungen der Messgröße erkennbar sein.

Die vier in Abb. 5.24 gezeigten Verläufe stellen die Abweichung von Auslenkung und Biegespannung für die bereits beschriebenen Fälle *schwere Unwucht, schwerer Unwuchterreger* sowie *leichte Unwucht, schwerer Unwuchterreger* über einen sinnvollen Drehzahlbereich dar. Für ersteren Fall liegen die Vergleichspunkte bei 22 Hz, 25 Hz, 27 Hz, die Leichte Unwucht wird bei 27 Hz, 28,5 Hz, 29,5 Hz verglichen.

Die geringe Anzahl an Vergleichspunkten ist der langen Rechendauer von 8 bis 30 Stunden sowie der relativ langwierigen Auswertung des Simulationsergebnisses geschuldet. Dennoch lässt sich mit den sechs durchgeführten Vergleichsmessungen eine brauchbare Aussage bezüglich Qualität der Simulationsergebnisse treffen.

Beide Messreihen zeigen mit steigender Nähe zur Systemeigenfrequenz eine steigende Abweichung der Simulation vom realen Verhalten, wobei in beiden Fällen der letzte Messpunkt am Modellprüfstand der nächst- mögliche stabile Messpunkt unterhalb der ersten Eigenfrequenz darstellt. Der sich dabei einstellende Betrag von Auslenkung und Biegespannung kann den Diagrammen 5.23 und 5.22 entnommen werden.

Eine Abweichung von maximal 11 % muss bei einem derart hochdynamischen System bereits als sehr gut bewertet werden. Zu würdigen ist hierbei auch, dass die Vergleichswerte der Simulation erst nach 20 s simulierten Anlauf des (simulierten) Unwuchterregers erfolgen. Bereits kleinste Ungereimtheiten innerhalb des mathematischen Modells der FEM-Software würden im Verlauf dieser Simulationsdauer und nach mehreren zehntausend

Iterationsschritten zu unbrauchbaren Ergebnissen führen.

5.7.4 Auswertung der Simulation und Messergebnisse von Modellwelle 2

Auch wenn der im vorigen Kapitel durchgeführte Vergleich bereits eine akzeptable Übereinstimmung von Simulation und realen Modellprüfstand zeigt, wird die weiter optimierte Simulation mit einer neuen Modellwelle 2 gegengetestet. Die Änderungen am Simulationsmodell sowie am Modellprüfstand werden im Kapitel 5.3.2 genau abgehandelt.

Die nun untersuchte Modellwelle 2 besitzt gegenüber der Modellwelle 1 gänzlich andere Abmessungen, wodurch sich die Eigenfrequenz des Prüfstandes von ehemals 30,6 Hz auf 40,7 Hz erhöhte. Diese Erhöhung der Systemeigenfrequenz wurde bewusst gewählt, da die Eigenfrequenz der zu prüfenden Radsatzwelle ebenfalls im Bereich von 40 Hz erwartet wird.

Vergleich der Eigenfrequenz von Simulation und Modellwelle 2

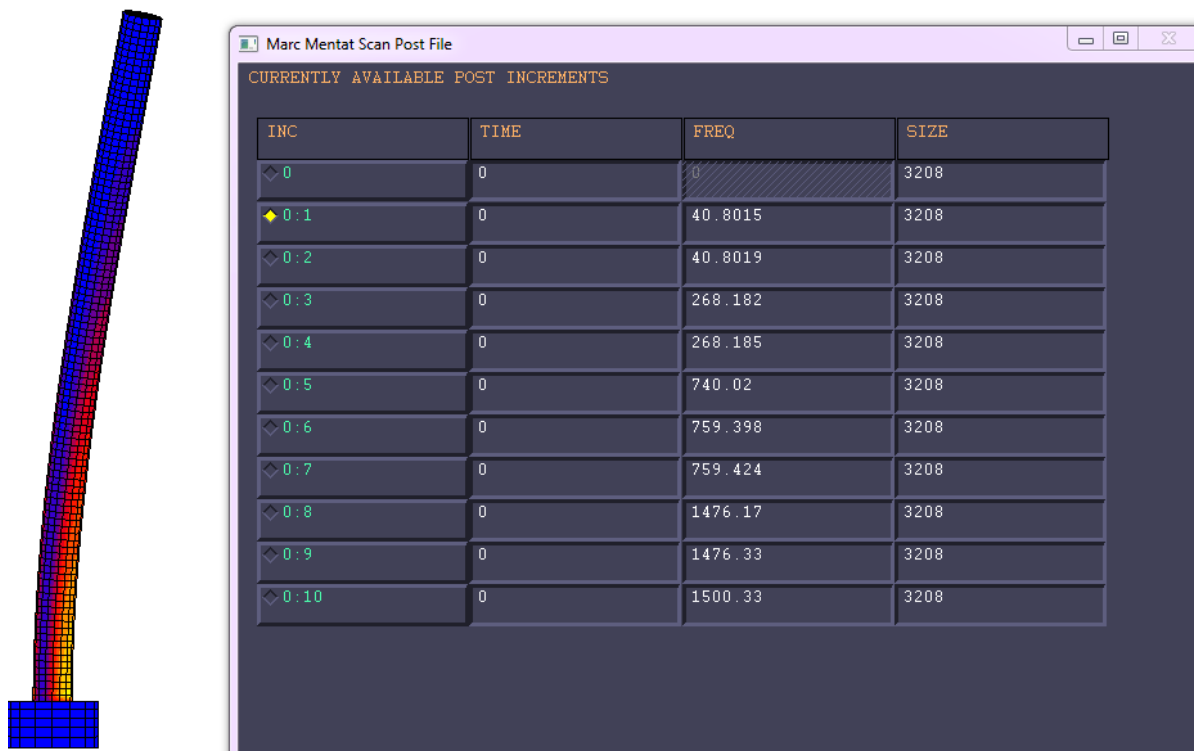


Abbildung 5.25: Eigenfrequenz Simulation Modellwelle 2

Marc Mentat besitzt zur Ermittlung der Eigenfrequenz von Bauteilstrukturen das Berechnungstool *Loadcase : Dynamic Modal* welches die Eigenfrequenzen beliebiger Ordnung berechnet. Dabei ist für dieses Projekt lediglich die erste Eigenfrequenz von Bedeutung, sie stellt die dynamische Grenze des Prüfstandes dar. Ein Erreichen bzw. Überschreiten besagter ersten Eigenfrequenz würde unweigerlich zu einer bleibenden Beschädigung der Modellwelle führen. Die Eigenfrequenz des realen Modellprüfstandes wird ermittelt, indem das Ausschwingen des Prüfstandes nach einer Impulsanregung aufgezeichnet und mittels FFT-Frequenzanalyse in *Matlab* weiterverarbeitet wird.

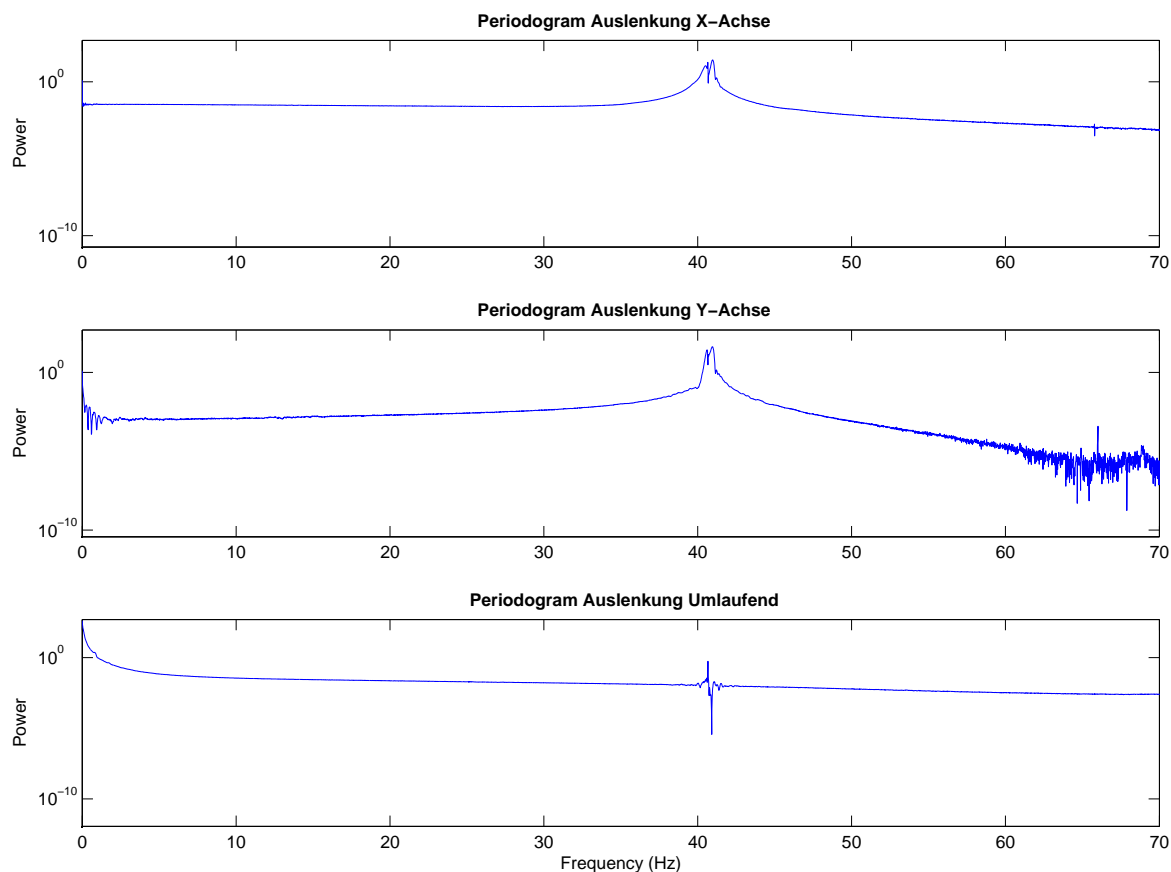


Abbildung 5.26: FFT-Analyse Modellprüfstand 2

Wie bereits erwartet, zeigt die Modalanalyse der Modellwelle mit aufgeschraubten Unwuchterreger eine hohe Übereinstimmung der ersten Eigenfrequenz mit der am realen Prüfstand ermittelten Eigenfrequenz. Während die FFT-Analyse je nach verwendeter Messachse eine Eigenfrequenz von 40,6 Hz (x-Achse) bzw. 40,5 Hz (y-Achse) ermittelt, gibt die Simulation einen Wert von 40,8 Hz an, womit die Abweichung der Simulation bei unter einem Prozent liegt.

Am FFT-Ausgabediagramm würden sich auch weitere, störende Einflüsse wie ein aufschwingender Motorrahmen kenntlich machen. Dies ist am Modellprüfstand nicht der

Fall, da der Motorrahmen von vornherein auf eine höhere Eigenfrequenz als die maximal betriebene Erregerfrequenz ausgelegt wurde (ca. 65 Hz).

Direkter Vergleich Simulation und Modellwelle 2

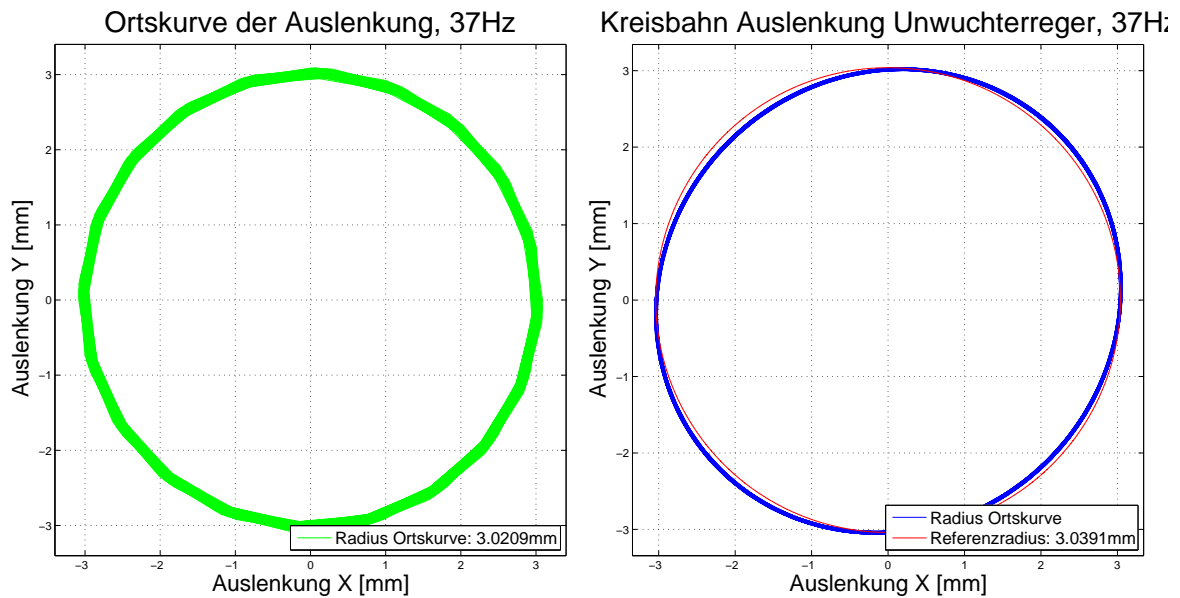


Abbildung 5.27: Gegenüberstellung der Lissajous-Figur: Auslenkung von Simulation und Modellprüfstand 2 bei 37 Hz

Die folgenden Abbildungen stellen die aus der Simulation erhaltenen Rechenlösungen den real gemessenen Messwerten gegenüber. Analog zu den im Kapitel 5.7.3 bereits analysierte Lissajous-Kurven der Modellwelle 1, kann dasselbe auch von den hier dargestellten Auslenkungs-Kurven gesagt werden. Die Schwebung im stationären Bereich der Simulation ist immer noch vorhanden, da die Haltezeit von 2s aus Rechenzeit-Gründen nicht erhöht wurde. Die Kreisbahn der realen Modellwelle beschreibt wieder bei Annäherung an die Eigenfrequenz (40,7 Hz) eine leichte Ellipsenform, deren Ausprägung bei Annäherung an die Eigenfrequenz zunimmt. Wie bereits bei der Modellwelle 1 wird die nicht ideale Einspannung der Welle mittels Spannelement als Ursache für das leicht unrunde Schwingverhalten vermutet. Der Biegespannungsverlauf zeigt eine geringere elliptische Verformung der Kreisbahn.

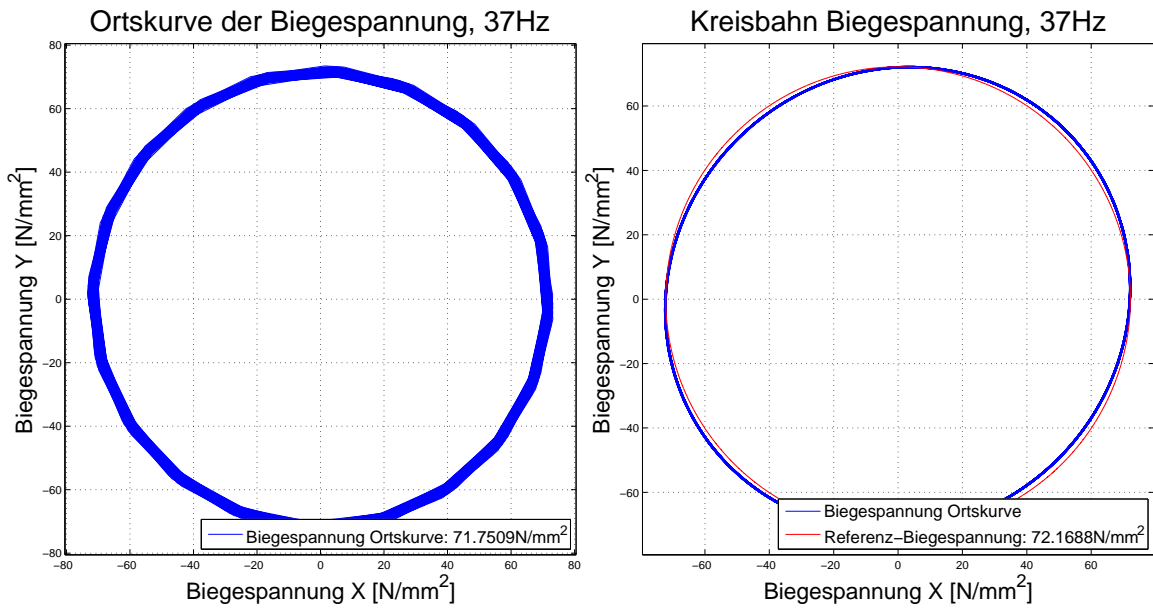


Abbildung 5.28: Gegenüberstellung der Lissajous-Figur: Biegespannung von Simulation und Modellprüfstand 2 bei 37 Hz

5.7.5 Vergleich von Simulation und Messwerte von Modellwelle 2

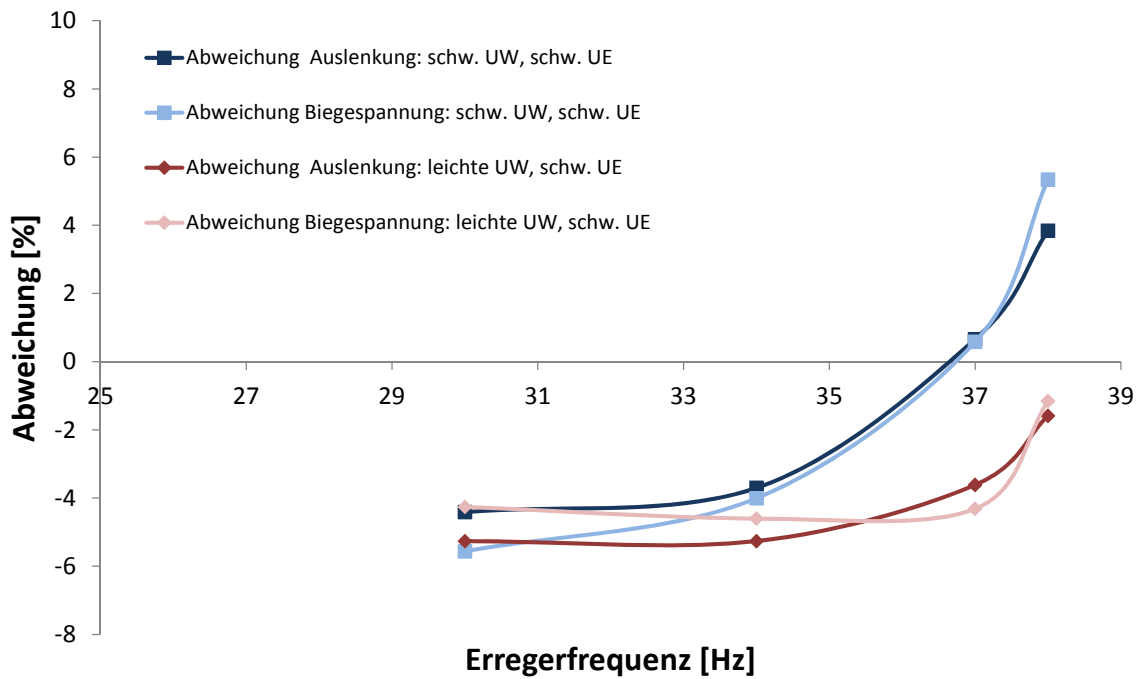


Abbildung 5.29: Vergleich der Abweichung: Simulation mit Prüfstand Modellwelle 2

Sowohl für die Simulation, als auch die Untersuchung am Modellprüfstand gilt, dass der Messabschnitt im eingeschwungenen Zustand erfolgen muss, im Aufzeichnungsverlauf dürfen keine großen Schwankungen der Messgröße kenntlich sein.

Die vier in Abb. 5.29 gezeigten Verläufe stellen die Abweichung von Auslenkung und Bigespannung für die Fälle *schwere Unwucht*, *schwerer Unwuchterreger* sowie *leichte Unwucht*, *schwerer Unwuchterreger* über einen sinnvollen Drehzahlbereich dar. Für beide Fälle liegen die Vergleichspunkte bei 30 Hz, 34 Hz, 37 Hz und 38 Hz. Beide Messreihen beginnen mit einer Abweichung der Auslenkung von -4% bei 28 Hz und zeigen mit steigender Nähe zur Systemeigenfrequenz eine steigende Abweichung der Simulation vom realen Verhalten. Bei 38 Hz liegt die Abweichung der Auslenkung der Variante *schwere Unwucht*, *schwerer Unwuchterreger* bei 4% wohingegen die der Variante *leichte Unwucht*, *schwerer Unwuchterreger* bei -2% endet. Es fällt auf, dass über den gesamten getesteten Frequenzbereich die leichte Unwucht eine Differenz der Abweichung von lediglich $3,6\%$ gegenüber 8% bei der schweren Unwucht besitzt. Der Grund hierfür könnten die im folgenden Kapitel ?? beschriebenen, höheren Überschwinger in der Simulation der schweren Unwucht sein. Durch angepasste Dämpfungswerte und/oder eine längere Haltedauer der Simulation könnte daher die Genauigkeit der Simulation nahe der Systemeigenfrequenz weiter verbessern.

Zusammenfassend lässt sich Folgendes festhalten: Gegenüber dem Vergleichsdurchlauf mit der Modellwelle 1 konnte die Simulation soweit verbessert werden, dass bei höherer Eigenfrequenz und doppelten betrachteten Frequenzverlauf die Abweichung der Simulation auf 8% bzw. sogar $3,6\%$ gedrückt werden konnte. Diese Werte sind für ein derart hochdynamischen System sehr gut.

Kapitel 6

Finale Auslegung des Radsatzwellenprüfstandes

Nachdem der Vergleich von Simulationsergebnissen und Messwerte des Modellprüfstandes eine sehr gute Übereinstimmung zeigen, werden die in Kapitel 5.3.2 teilweise beschriebenen Modifikationen an der Modellprüfstands-Simulation auf das in Kapitel 4.3 beschriebene Simulationsmodell des Radsatzwellenprüfstandes zurückübertragen. Durch den vorangegangenen Abgleich der Modellprüfstands-Simulation dürfen die folgenden Simulationslösungen des Radsatzwellenprüfstandes als relativ sicher und präzise angesehen werden.

6.1 Simulationsergebnisse

6.1.1 Eigenfrequenz Schwingfundament

Mittels Modalanalyse werden die Eigenfrequenzen des Schwingfundamentes bestimmt. Dabei dürfen lediglich die durch das Isolationssystem hervorgerufenen Eigenfrequenzen betrachtet und als relevant befunden werden. Eigenformen und Frequenzen des Betonkorpus dürfen aufgrund der groben Vernetzung sowie ungenauer Werkstoffparameter nur als Näherungen angesehen werden.

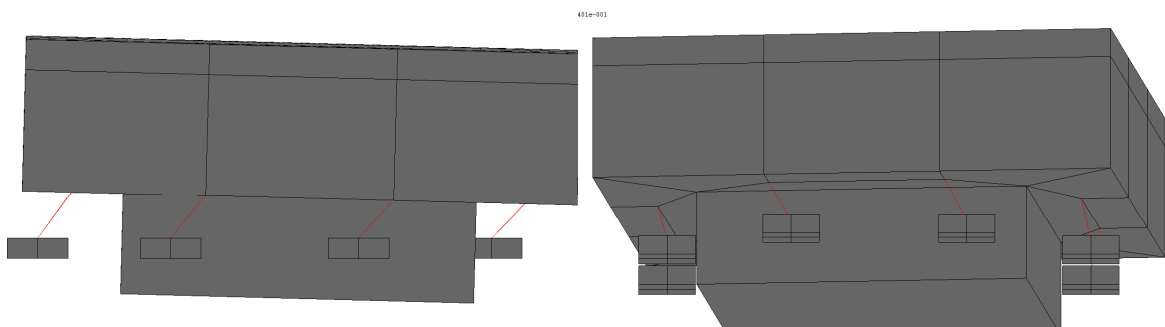


Abbildung 6.1: Erste und zweite Eigenfrequenz sowie dritte Eigenfrequenz

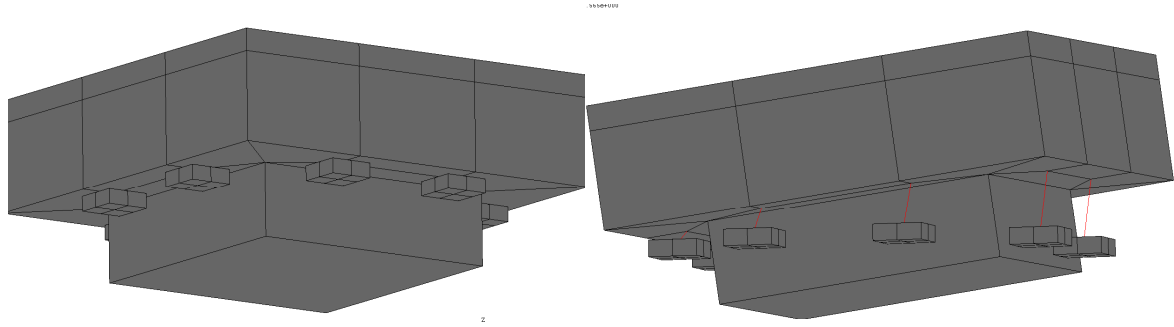


Abbildung 6.2: Vierte Eigenfrequenz sowie fünfte und sechste Eigenfrequenz

Eigenmode	Eigenfrequenz in Hz	Eigenform
1. und 2.	0,81	Auslenkung in horizontaler Ebene
3.	0,94	Drehung um Vertikalachse
4.	1,46	Auslenkung in vertikaler Richtung
5. und 6.	1,56	Rollen um horizontale Achsen

Tabelle 6.1: Eigenfrequenzen des Schwingfundamentes

Allgemein gilt, dass die Wirkung der Schwingungsisolierung hauptsächlich vom Verhältnis der Erregerfrequenz des Prüfstandes zur Eigenfrequenz des Isolators abhängt (=Abstimmungsverhältnis). Daher ist es allgemein betrachtet günstig, wenn die Eigenfrequenz des Isolators bzw. Schwingfundamentes möglichst gering ausfällt und somit die Differenz der Frequenzen möglichst groß ist. Generell gilt ein Abstimmungsverhältnis von drei als technische Untergrenze. Bei einer konservativ angenommenen Erregerfrequenz des Radsatzwellenprüfstandes von 35 Hz würde sich damit ein hohes Abstimmungsverhältnis von

$$h = \frac{f_{err}}{f_0} = \frac{35 \text{ Hz}}{1,56 \text{ Hz}} = 22,43 \quad (6.1)$$

ergeben. Damit kann der Isolationswirkungsgrad wie folgt berechnet werden:

$$J = \frac{\left(\frac{f_{err}}{f_0}\right)^2 - 2}{\left(\frac{f_{err}}{f_0}\right)^2 - 1} = 99,8\% \quad (6.2)$$

6.1.2 Eigenfrequenz Radsatzwellenprüfstand

Da ein überkritischer Betrieb des Prüfstandes bereits in Kapitel 3.2 ausgeschlossen wurde, bildet die erste Eigenfrequenz der Radsatzwelle inklusive aufgesetztem Unwuchterreger die theoretisch maximale Betriebsfrequenz. Praktische liegt die Betriebsfrequenz

bei ähnlichen Resonanzprüfständen 5 Hz bis 10 Hz unterhalb der Eigenfrequenz.

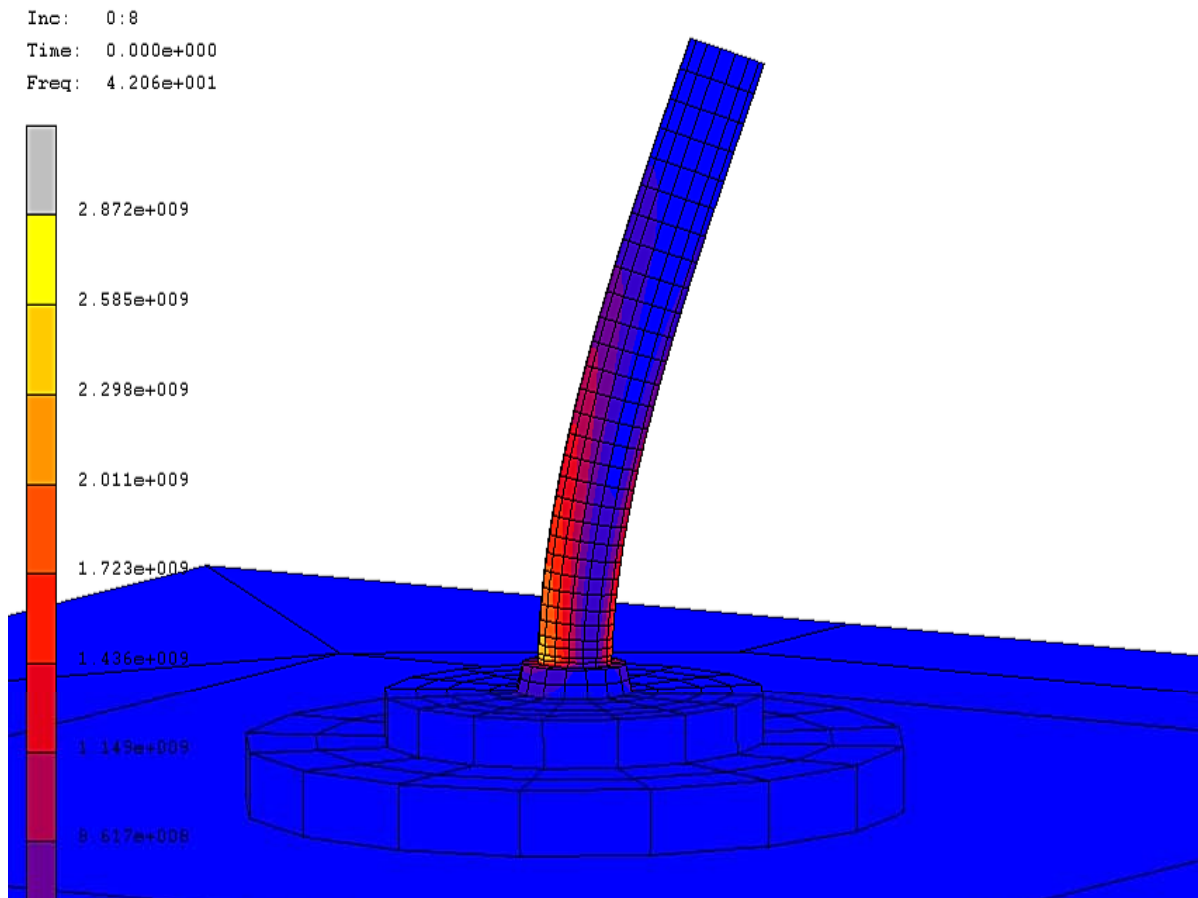


Abbildung 6.3: Erste Eigenfrequenz des Radsatzwellenprüfstandes

Abb. 6.3 zeigt einen Screenshot des Postprozessors von *Marc Mentat*, gut ersichtlich ist die Eigenform der ersten Eigenfrequenz an der Radsatzwelle. Auch die erste Eigenfrequenz von 42,06 Hz ist angegeben.

6.1.3 Ergebnisse der transienten Simulation

Die dynamisch- transiente Simulation, welche in Kapitel 4.3 ausführliche beschrieben sowie im Verlauf des Simulationsabgleiches mit den Modellwellen 5.7 bereits angewendet wurde, berechnet die Systemantwort des Radsatzwellenprüfstandes auf ein Eingangssignal. Als Eingangssignal wird in den folgenden Beispielen immer die in Kapitel 4.3.2 beschriebene umlaufende Zentrifugalkraft des Unwuchterregers aufgebracht.

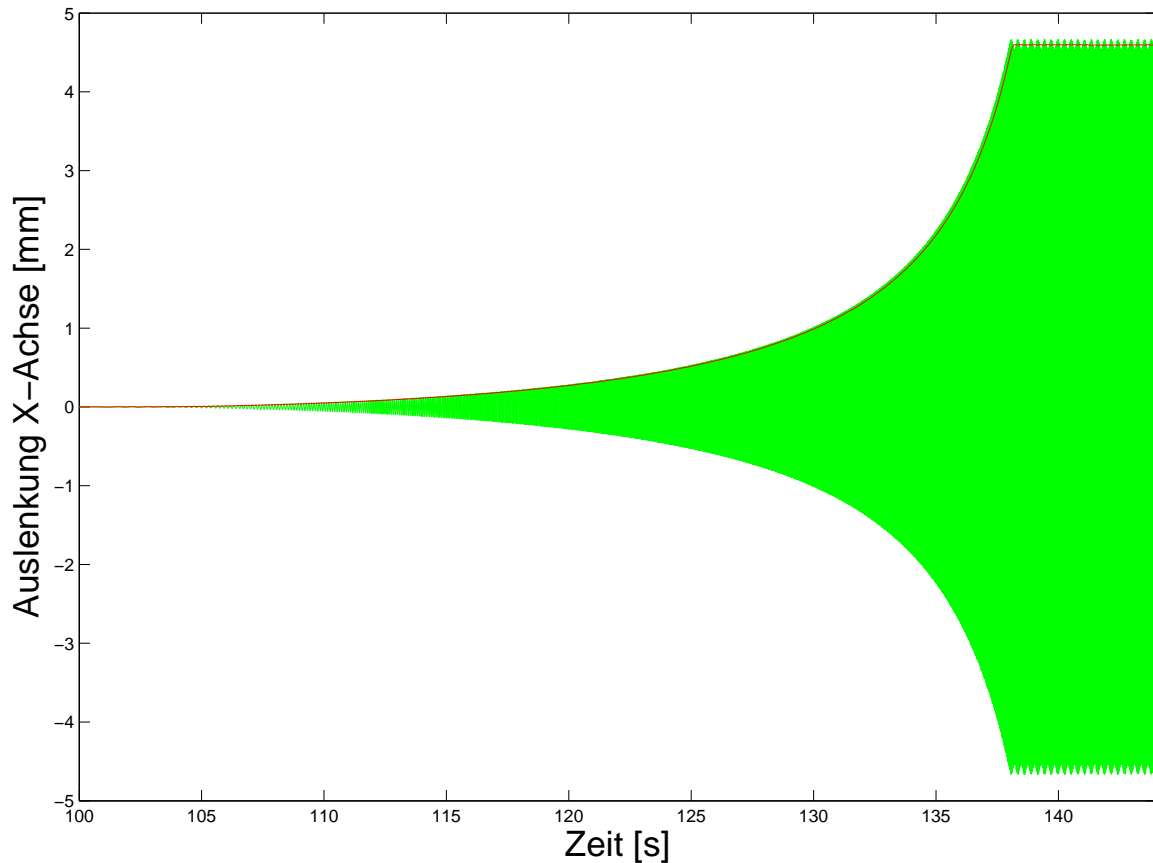


Abbildung 6.4: Auslenkung während des Anfahrvorganges auf 38 Hz

Einen typischen Anfahrvorgang zeigt Abb. 6.4: Innerhalb von 38 s beschleunigt die Unwucht von 0 Hz auf 38 Hz um dann innerhalb 6 s einen quasistationären Zustand zu erreichen. Innerhalb dieses Zeitfensters werden die Lösungen der Simulation, wie beispielsweise hier dargestellt die Auslenkung des Massenschwerpunktes des Unwuchterregers, ermittelt.

Dieser Vorgang wiederholt sich für verschiedene Erregerfrequenzen innerhalb des als relevant empfundenen Frequenzfensters von 26 Hz bis 38 Hz.

Die folgenden Abbildungen 6.6, 6.5 und 6.5 zeigen dementsprechend das quasistationäre Ergebnis der Erregerfrequenz bei 26 Hz, 28 Hz, 30 Hz, 32 Hz, 34 Hz, 35 Hz, 36 Hz, 37 Hz und 38 Hz.

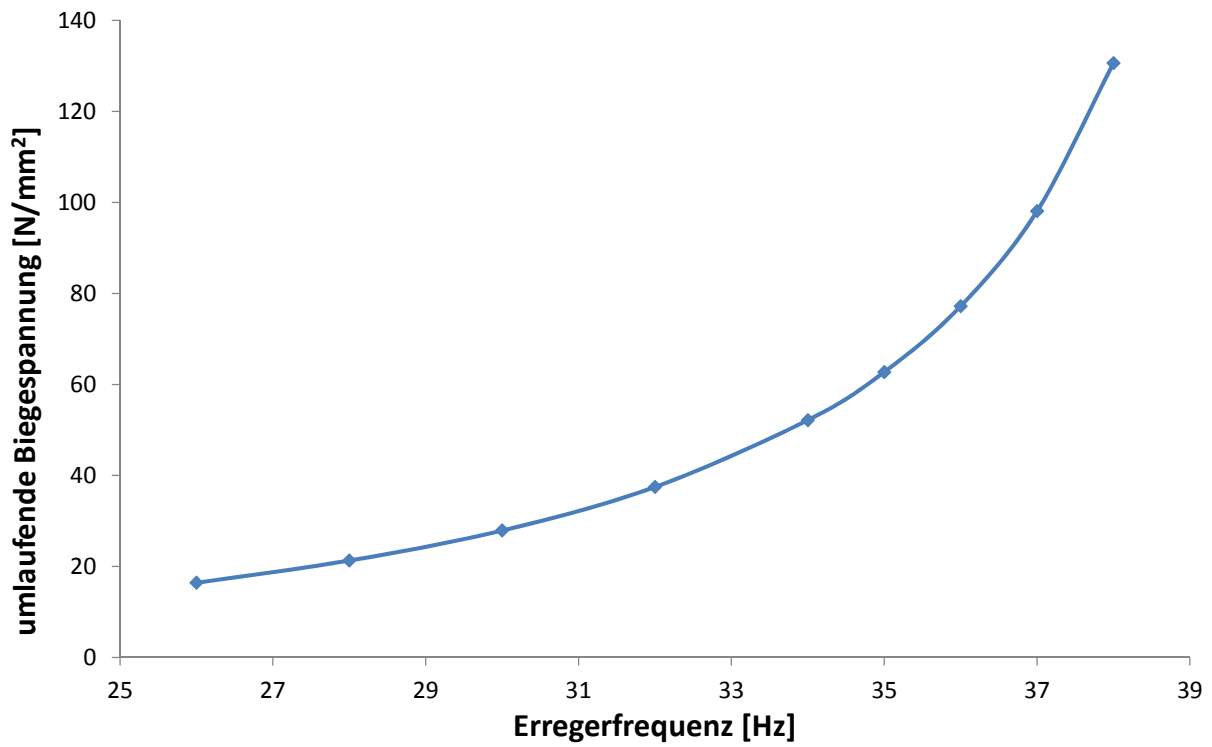


Abbildung 6.5: Verlauf der umlaufenden Biegespannung im Korbbogen

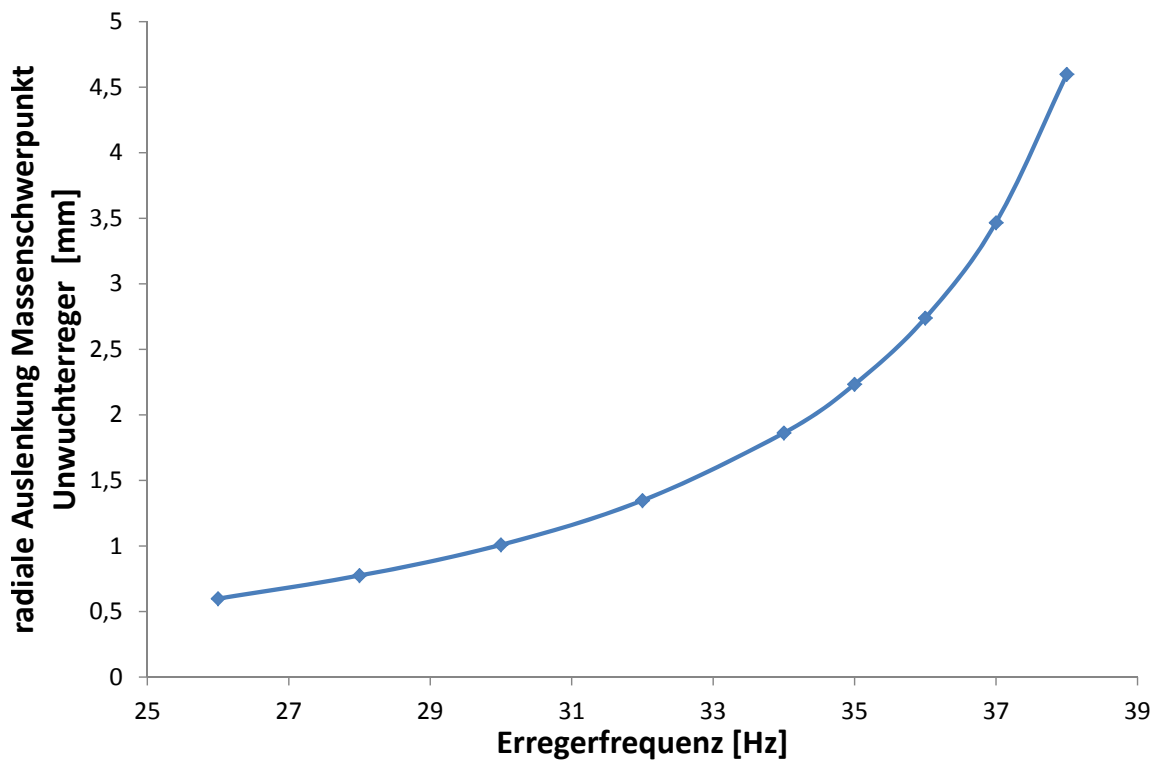


Abbildung 6.6: Verlauf der radialen Auslenkung Massenschwerpunkt Unwuchterreger

Abb. 6.5 und 6.6 stellen den Biegemomentenverlauf im Korbbogen der Radsatzwelle und die radiale Auslenkung von Massenschwerpunktes des Unwuchterregers in Abhängigkeit der Erregerfrequenz dar. Wie auch in der folgenden Tabelle 6.2 ersichtlich, ist der Unwuchterreger so ausgelegt, dass bei einer realistischen maximalen Betriebsfrequenz von 38 Hz die erwünschte maximale Biegespannung von 130 N/mm² im Korbbogen erreicht werden. Die in Kapitel 3.2 vorgegebene minimale Biegespannung von 30 N/mm² wird bei ca. 30,5 Hz erreicht.

Erregerfrequenz <i>Hz</i>	Erregerkraft <i>N</i>	Auslenkung_{UE} <i>mm</i>	Auslenkung_{SF} <i>mm</i>	BS_{KB} <i>N/mm²</i>
26	3043	0,6	0,0027	16,4
28	3529	0,77	0,0031	21,3
30	4051	1,01	0,0036	27,9
32	4609	1,35	0,0043	37,4
34	5204	1,86	0,0054	52,2
35	5514	2,23	0,0063	62,7
36	5834	2,74	0,0072	77,2
37	6162	3,47	0,0090	98,1
38	6500	4,60	0,0111	130,6

Tabelle 6.2: Simulationsergebnisse

Dabei ist:

- Erregerkraft*: die durch den Unwuchterreger erzeugte Zentrifugalkraft
- Auslenkung_{UE}*: radiale Auslenkung im Massenschwerpunkt des Unwuchterregers
- Auslenkung_{SF}*: radiale Auslenkung des Schwingfundamentes
- BS_{KB}*: umlaufende Biegespannung im Korbbogen

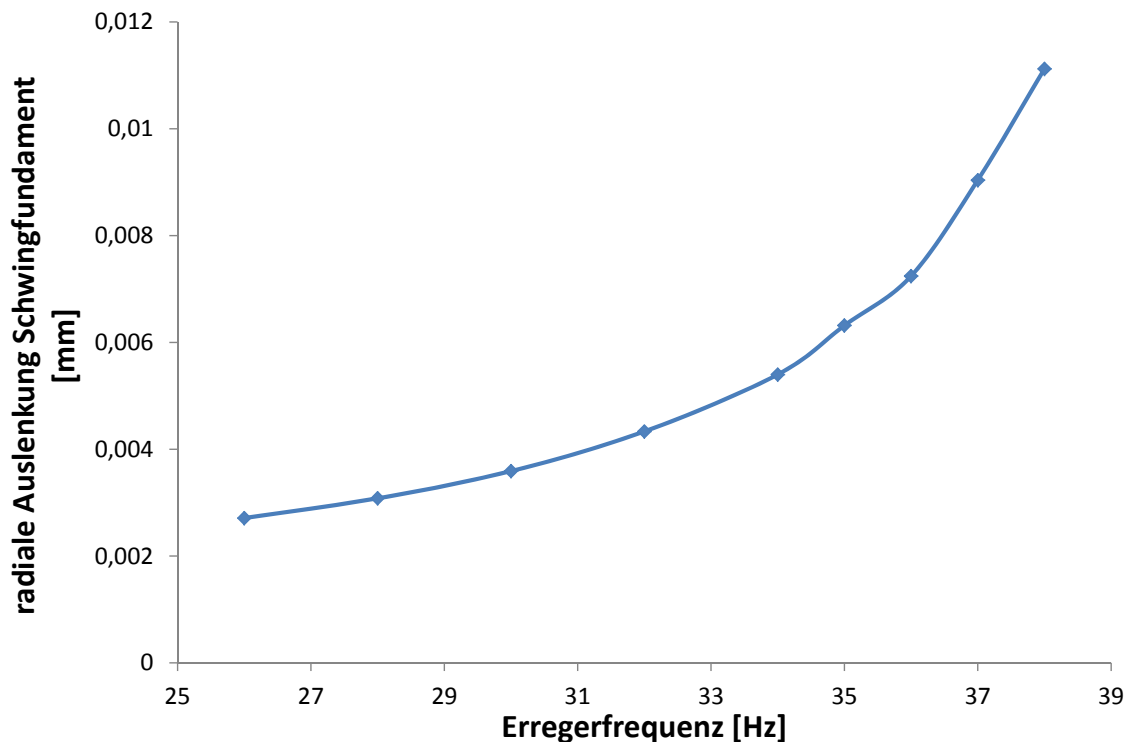


Abbildung 6.7: Verlauf der radialen Auslenkung des Schwingfundamentes

Abb. 6.7 zeigt die radiale Auslenkung des Schwingfundamentes in Abhängigkeit der Betriebsfrequenz des Unwuchterregers. Die im Verhältnis zur schwingenden Radsatzwelle sehr hohen seismischen Masse des Schwingfundamentes spiegelt sich auch in dessen Auslenkung wieder: Das Schwingfundament schwingt bei 38 Hz Anregung mit einer Amplitude von 0,011 mm.

Aufgrund der in Kapitel 4.2.3 beschriebenen geringen Federsteifigkeit des Isolationssystems in horizontaler Richtung beschreibt das Schwingfundament eine kreisende Bewegung in der horizontalen Ebene, ein Kippen um die Längs/Querachsen wird nicht beobachtet.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Simulationsergebnisse beinhalten einen Unwuchterreger mit folgenden mechanischen Eigenschaften:

Masse Unwuchterreger:	58 kg
Unwucht:	0,114 kgm
Trägheitsmoment Hochachse:	0,3136 kgm ²
Trägheitsmoment Quer/Längs:	0,57 kgm ²
Distanz Wellenende-Krafteinleitungspunkt:	91 mm
Distanz Wellenende-Massenschwerpunkt:	47 mm

Tabelle 6.3: Eigenschaften Unwuchterreger

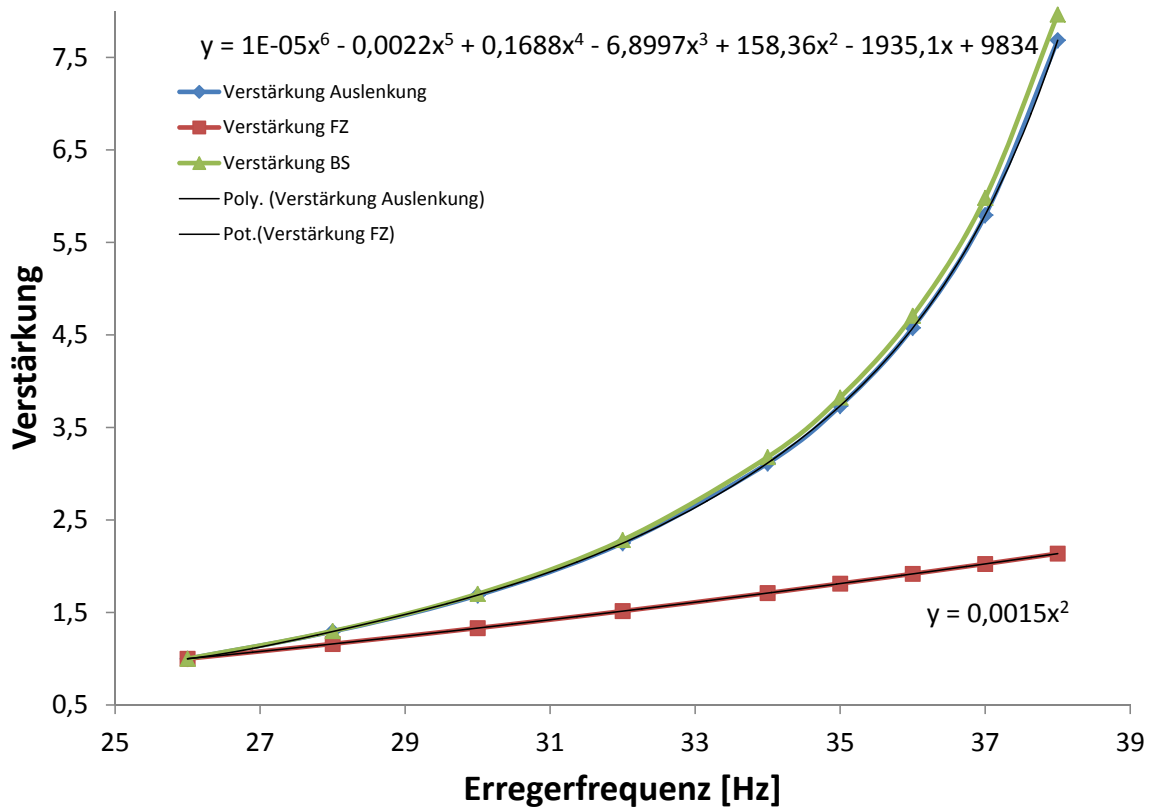


Abbildung 6.8: Verstärkung, ausgehend von 26 Hz

Abb. 6.8 vergleicht, normiert auf die tiefste simulierte Erregerfrequenz, den Zusammenhang von Erregerkraft zu Radsatzwellenauslenkung und Biegespannung.

Ausgehend von 26 Hz zeigt die in roter Farbe gehaltene Kurvenve den über die Erregerfrequenz quadratisch ansteigenden Verlauf der Zentrifugalkraft des Unwuchterregers an (*Verstaerkung FZ*). Ebenfalls auf 26 Hz normiert wird der Anstieg der Auslenkung sowie des Biegemomentes dargestellt. Wie im Zuge des Simulationsabgleiches mit dem Modellprüfstand bereits beobachtet, zeigt auch die Ausgangssimulation des Radsatzwellenprüfstandes, dass sich Auslenkung des Unwuchterregers (*Verstaerkung Auslenkung*) sowie Biegespannung (*Verstaerkung BS*) im Korbbogen annähernd kongruent über den gesamten betrachteten Drehzahlbereich verhalten. Die maximale Abweichung beider normierter Verläufe beträgt bei 38 Hz 3,5 %.

Dieses Diagramm veranschaulicht deutlich den zentralen Grund, warum im Rahmen dieser Diplomarbeit der Aufwand einer dynamisch- transienten Simulation durchgeführt wurde:

Es besteht bei hochdynamisch angeregten Systemen kein analytisch ermittelbarer Zusammenhang zwischen Erregerkraft und Auslenkung bzw. Biegespannung. Verglichen mit dem statischen Fall, wo sowohl Auslenkung als auch Biegespannung sich gemäß den

Gleichungen

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F \cdot l \cdot e}{I}$$

direkt proportional zur Anregekraft verhalten, sprich im obigen Diagramm auf Linie der *Verstaerkung FZ* liegen, weicht in diesem Fall die Verstärkung von Auslenkung und Biegespannung mit steigender Nähe zur Eigenfrequenz immer stärker von der Erregerfunktion ab. Dieser für die Vorauslegung des Prüfstandes essenzielle Zusammenhang von Erregerkraft und Biegespannung kann, soweit dem Autor zur Zeit bekannt, nur numerisch hergeleitet werden.

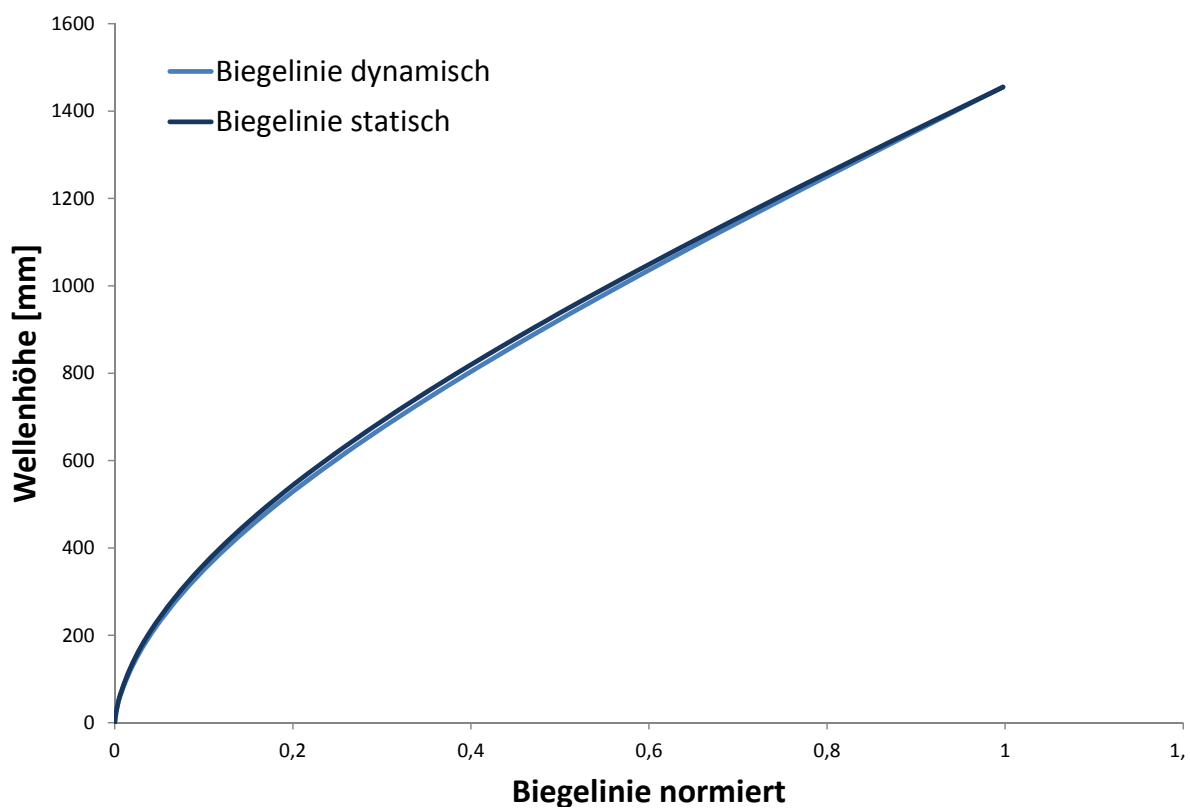


Abbildung 6.9: normierte Biegelinien bei statischer und dynamischer Anregung

Abb. 6.9 zeigt den aus numerischen Simulationen erhaltenen normierten Biegelinienverlauf der Radsatzwelle bei statischer sowie radial umlaufender dynamischer Anregung. Überraschenderweise besteht nur eine geringe Formabweichung, welche im mittleren Bereich der Welle ca. 5% beträgt. Dies bestätigt die in Kapitel 5.7.3 gemachte Erkenntnis des auch im hochdynamisch angeregten Fall linearen Zusammenhanges von Auslenkung und Biegespannung.

Kapitel 7

Zusammenfassung

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden in einem ersten Schritt mehrere Prüfstandkonzepte zur Ermittlung von Rissfortschritten an Radsatzwellen ausgearbeitet. Die fünf vielversprechendsten Konzepte wurden in dieser Arbeit dokumentiert.

Besonders hervorzuheben ist hierbei die in Kapitel 2.1.3 beschriebene Konzeptvariante mit horizontal liegender, frei schwingender Radsatzwelle. Dieser neuartige Wellenprüfstand wurde zum Patent angemeldet und wird bereits, im Auftrag eines großen deutschen Schienenfahrzeugherstellers, von einem hiesigen Ingenieurbüro fertig entwickelt.

Die erarbeiteten Konzepte wurden dem Entscheidungsgremium von *Eisenbahnfahrwerke 3* vorgelegt, welches sich für die Variante 2.1.1 entschieden hat.

Nächster Schritt dieser Diplomarbeit beinhaltete die Vorauslegung des favorisierten Prüfstandes. Da der auszulegende Prüfstand im Betrieb starke Vibrationen im Frequenzbereich von 30 Hz bis maximal 40 Hz erzeugt, wurde die Auslegung eines geeigneten Schwingfundamentes Teil der Prüfstands-Vorauslegung.

Das finale, in Kapitel 4.2 vorgestellte Schwingfundament stellt das Ergebnis eines langen Ausarbeitungsprozesses verschiedener Konzeptvarianten dar. Als Ergebnis dieser Vorauslegung wurden alle relevanten Eckdaten des Schwingfundamentes bestimmt. Dies beinhaltet die Geometrie, Masse und Massenverteilung des Schwingfundamentes, sowie Typ, Anzahl, Position, Federsteifigkeit und Dämpfung des Isolationssystemes. Besonderes Augenmerk wurde auf die Bedingung des exakten Rundlaufes des Radsatzwellenprüfstandes bei Bewegung/Drehung des Schwingfundamentes um die Hochachsen gelegt, da dies eine Grundvoraussetzung für einen erfolgreichen Prüfbetriebs des aufgesetzten Radsatzwellenprüfstand darstellt.

Das finale Schwingfundament wird bereits, zur Zeit der Erstellung dieser Arbeit, in zweifacher Ausführung inklusive Hallenzubau neben der bestehenden Schwingprüfhalle am Institut für Leichtbau aufgebaut.

Unter Zuhilfenahme numerisch gestützter Berechnungssoftware wurde ein Simulationstool erstellt welches den hochdynamisch laufenden Radsatzwellenprüfstand unter Einbezug aller relevanten Parameter exakt beschreiben. Die Ergebnisse dieser Simulation bildeten die Grundlage für die weiterführende Konstruktion des Prüfstandes und waren essenzieller Bestandteil des Lastenheftes bei Bestellungen von Prüfstandskomponenten.

Schlussendlich erfolgte die Verifizierung des Simulationsmodells, indem die Simulationsergebnissen mit Messergebnissen an einem realen Modellprüfstand verglichen wurden. Hierzu wurde ein geeigneter Modellprüfstand entworfen und in Eigenregie angefertigt. Wie in Kapitel 5.7 gezeigt, stimmen die Simulationsergebnisse auch bei Variation der Parameter Wellengeometrie, Unwucht, Unwuchterregermasse und Drehzahl sehr gut mit den Messergebnissen überein. Somit wurde das Simulationsmodell über eine breites Parameterfeld getestet womit auch die Simulationslösungen des Radsatzwellenprüfstandes als sicher und präzise angesehen werden dürfen.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Drehgestell mit eingebauten Radsatzwellen	4
1.2	Gebrochene Radsatzwelle des ICE3 in Köln	6
1.3	Koordinatensystem gemäß EN13103	7
1.4	auf Radsatzwelle wirkende Kräfte	8
1.5	Normalkraftverlauf aufgrund bewegter Massen	10
1.6	Querkraftverlauf aufgrund bewegter Massen	10
1.7	Freischnitt der RSW	11
1.8	Freischnitt der RSW	12
1.9	Momentenverlauf aus bewegten Massen	12
1.10	Durch Bremsen entstehende Momente	13
1.11	Schnittbild für Momentenberechnung	14
1.12	Momentenverlauf M'_x	15
1.13	Momentenverlauf M'_z	16
1.14	Momentenverlauf M'_y	17
1.15	Gesamtmomentenverlauf MR	18
2.1	Bereich der Risseinbringung	21
2.2	Vertikaler RSW-Prüfstand, einseitig eingespannt	22
2.3	Schnittbild durch einen Unwuchterreger sowie Krafteinleitung durch Unwuchterreger	23
2.4	Optionale Zylinderanbindung	24
2.5	Schnittgrößen Konzeptvariante1	25
2.6	Frei schwingende Radsatzwelle	27
2.7	Schnittbild und Krafteinleitung durch momentenerzeugenden Unwuchterreger	28
2.8	Schnittgrößen Konzeptvariante2	29
2.9	horizontal frei schwingender Radsatzwellenprüfstand	31
2.10	Prinzipskizze momentenerzeugenden Unwuchterreger	32
2.11	Schnittbild durch Lagerung und momentenerzeugenden Unwuchterreger	32
2.12	Schnittgrößen Konzeptvariante 3	33
2.13	Ausgangsparameter, Massenträgheit von Unwuchterreger und Radscheibe	34
2.14	4-Punkt Biegeprüfstand	36
2.15	Krafteinleitung 4-Punkt Biegeprüfstand	37
2.16	Schnittgrößen Konzeptvariante 4	38
2.17	3-Punkt Biegeprüfstand	40
2.18	Krafteinleitung 3-Punkt Biegeprüfstand	41

2.19	Schnittgrößen Konzeptvariante 5	42
3.1	Blockdiagramm Arbeitsablauf Radsatzwellenprüfstand	46
3.2	Frequenzgang des Radsatzwellenprüfstand	47
3.3	Geometrie der zu Prüfenden Radsatzwelle	50
3.4	Geometrie der aufgedrückten Spannscheibe	51
4.1	Konzeptdarstellung der geplanten Schwingfundamente am ILB mit Prüfstands-aufbau	54
4.2	Schwingfundament Variante 1 und 2	57
4.3	Schwingfundament Finale Variante	58
4.4	Berechnung des Massenträgheitsmomentes eines Quaders in zwei Ebenen	60
4.5	Kraft-Weg Diagramm Gürtelrollbälge des Typs <i>Continental LG4080 – 4</i>	62
4.6	statische und dynamische Kennwerte Gürtelrollbalg des Typs <i>Continental LG4080 – 4</i>	63
4.7	Aufbau der Schwingfundament-Simulation	65
4.8	Einspannung des Schwingfundamentes	67
4.9	Punktmassen als Ersatz für Montageplatten	67
4.10	Abklingkurve viskos gedämpfte Schwingung von bestehendem Schwingfundament sowie Simulation	69
4.11	Simulationsmodell Radsatzwellenprüfstand	71
4.12	Gegenüberstellung von fein und grob Vernetzte Radsatzwelle	72
4.13	Schnittbild Unwuchterreger	74
4.14	Funktionsschaubild	74
4.15	Nachbildung der Zentrifugalkraft durch zwei Kraftvektoren	76
4.16	Sinus-Verlauf der Anregung	77
5.1	Ablaufdiagramm Modellprüfstand	80
5.2	Aufbau des Modellprüfstand	83
5.3	unterschiedliche Unwuchterreger settings	85
5.4	Simulationsmodell Modellprüfstand	88
5.5	Vergleich unterschiedlicher Anregungsverläufe	89
5.6	Mechanischer Aufbau des Modellprüfstandes	90
5.7	Antriebseinheit, bestehend aus Motorsteller, Motor mit Inkrementmessscheibe	92
5.8	Schematischer Aufbau der Messtechnik	93
5.9	Horizontale und Vertikale Position der Distanzsensoren	94
5.10	DMS zur Messung der Biegespannung	95
5.11	Regelsoftware für ESC32 sowie LabView Interface: Datenaufzeichnung und Prüfstandsüberwachung	98
5.12	Auslenkung während des Anfahrvorganges auf 25 Hz, Simulation Modellwelle 1	100
5.13	Eingeschwungener Zustand der Auslenkung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1	101

5.14	Lissajous-Figur der Auslenkung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1 . . .	102
5.15	Eingeschwungener Zustand der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1	103
5.16	Lissajous-Figur der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Simulation Modellwelle 1	104
5.17	FFT 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1	105
5.18	Lissajous-Figur der Auslenkung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1 . . .	106
5.19	Abweichung der Auslenkung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1	107
5.20	Lissajous-Figur der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1	108
5.21	Abweichung der umlaufenden Biegespannung bei 25 Hz, Prüfstand Modellwelle 1	109
5.22	Vergleich Auslenkung bei unterschiedliche Unwuchterreger- Einstellungen, Prüfstand Modellwelle 1	110
5.23	Vergleich Biegespannung bei unterschiedliche Unwuchterreger- Einstellungen, Prüfstand Modellwelle 1	112
5.24	Vergleich der Abweichung: Simulation mit Prüfstand Modellwelle 1	113
5.25	Eigenfrequenz Simulation Modellwelle 2	114
5.26	FFT-Analyse Modellprüfstand 2	115
5.27	Gegenüberstellung der Lissajous-Figur: Auslenkung von Simulation und Modellprüfstand 2 bei 37 Hz	116
5.28	Gegenüberstellung der Lissajous-Figur: Biegespannung von Simulation und Modellprüfstand 2 bei 37 Hz	117
5.29	Vergleich der Abweichung: Simulation mit Prüfstand Modellwelle 2	117
6.1	Erste und zweite Eigenfrequenz sowie dritte Eigenfrequenz	119
6.2	Vierte Eigenfrequenz sowie fünfte und sechste Eigenfrequenz	120
6.3	Erste Eigenfrequenz des Radsatzwellenprüfstandes	121
6.4	Auslenkung während des Anfahrvorganges auf 38 Hz	122
6.5	Verlauf der umlaufenden Biegespannung im Korbbogen	123
6.6	Verlauf der radialen Auslenkung Massenschwerpunkt Unwuchterreger . .	123
6.7	Verlauf der radialen Auslenkung des Schwingfundamentes	125
6.8	Verstärkung, ausgehend von 26 Hz	126
6.9	normierte Biegelinien bei statischer und dynamischer Anregung	127

Tabellenverzeichnis

1.1	mechanische Eigenschaften Radsatzwellen-Stähle	5
2.1	Vergleich der unterschiedlichen Radsatzwellenprüfstand Konzepte	44
4.1	Federparameter der Erstausslegung	63
4.2	Geometrie und Materialeigenschaften	66
4.3	Dämpfungsparameter	69
4.4	Gegenüberstellung von Simulationsergebnisse von fein und grob Vernetzter Radsatzwelle	73
5.1	Vergleich der unterschiedlichen Unwuchterreger Settings	86
5.2	Eigenschaften von Modellwelle 1 und Modellwelle 2	87
5.3	Beispielhafte Berechnungsergebnisse Korrekturfaktor	111
6.1	Eigenfrequenzen des Schwingfundamentes	120
6.2	Simulationsergebnisse	124
6.3	Eigenschaften Unwuchterreger	125

Literaturverzeichnis

- [1] VDI 2222 Konstruktionsmethodik.
- [2] DIN EN 10083-1 Steels for quenching and tempering - Part 1: General technical delivery conditions, 2006.
- [3] 256, T. K. C.: EN 13103 Radsätze und Drehgestelle Laufradsatzwellen - Konstruktionsverfahren, 2002.
- [4] 256, T. K. C.: EN 13104 Radsätze und Drehgestelle Treibradsatzwellen - Konstruktionsverfahren, 2002.
- [5] 256, T. K. C.: EN 13261 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsatzwellen - Produktanforderungen, 2002.
- [6] CORPORATION, M. S.: Marc Mentat. <http://www.mscsoftware.com/de/product/marc>, 2014.
- [7] GROTH, D.-I. C.: Modalanalyse. <http://www.esocaet.com/wikiplus/index.php/Modalanalyse>, 2014.
- [8] HAACKER, R.: Sicherheit von ICE-Radsatzwellen. <http://www.spiegel.de/reise/aktuell/koelner-bahn-unglueck-experte-zweifelt-an-sicherheit-von-ice-radsatzwellen-a-566549.html>, 2008.
- [9] KAMUSELLA, D.-I. A.: Zeitaspekt: stationär / transient / dynamisch. url: <http://www.optiyummy.de/index.php?title=Software:FEM-Tutorial-Feldkopplung-Zeitaspekt>, 2014.