



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Dieter Lottmann

Elastische Lagerung eines Klimakompressors in einem Reisebus mit dem besonderen Fokus auf eine perfekte Isolierung

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical engineering and
Production Management*

Dieter Lottmann

**Elastische Lagerung eines
Klimakompressors in einem Reisebus mit
dem besonderen Fokus auf eine perfekte
Isolierung**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau

am Department Maschinenbau und Produktion

der Fakultät Technik und Informatik

der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Firma: Vibracoustic GmbH & Co. KG

Abteilung: Advanced Engineering

Straße, Nr.: Hörstener Straße 45 - 47

PLZ, Ort: 21079 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Stefan Wiesemann

Zweitprüfer/in : Dr.-Ing. Ulrich von Broock

Abgabedatum: 2. Januar 2015

Zusammenfassung

Thema der Bachelorthesis

Elastische Lagerung eines Klimakompressors in einem Reisebus mit dem besonderen Fokus auf eine perfekte Isolierung.

Stichworte

Kompressorlagerung, Gummilager, Vibrationen im Reisebus, Vibrationsproblem

Kurzzusammenfassung

Bei einem Reisebus erzeugt der Klimakompressor starke Vibrationen im Fahrgastraum. Das Ziel der Arbeit ist, ein Lagerungskonzept zu entwickeln, welches die Schwingungskräfte des Kompressors isoliert. Um das Vibrationsproblem zu erklären und dessen Untersuchung zu ermöglichen wurden die physikalischen Prinzipien einer elastischen Lagerung in Detail erläutert.

Für die Entwicklung der Lagerung wurden die Anforderungen untersucht, und daraus Ziele aufgestellt. Ein Konzept wurde entwickelt.

Das Ziel konnte wegen den großen auftretenden Kräften nicht erfüllt werden. Nach einer Optimierung wird das bestmögliche Konzept vorgestellt, dabei wird auf dessen Verhalten im Betrieb eingegangen.

Title of the paper

Elastically supported suspension for an air conditioning compressor inside a bus, with special emphasis on perfect vibration isolation

Keywords

Compressor suspension, vibrations inside a bus, vibration problem, rubber mounts

Abstract

A compressor for the air conditioning system inside a bus produces strong vibrations in the passenger area. The aim is to develop a suspension system that achieves perfect isolation of these vibrations.

This thesis explains the physics behind a vibration, for the understanding and analysis of the problem. Afterwards, the requirements for the suspension are investigated, for with them it was possible to set targets for the suspension.

It was not possible to achieve the set targets, because of the high static loads on the compressor.

The thesis presents the concept with the best possible solution for the problem, and shows the advantages and disadvantages of the concept.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	I
Inhaltsverzeichnis	II
Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VI
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund.....	1
1.2 Ziel der Arbeit.....	2
2 Beschreibung des IST-Zustandes	3
2.1 Aufbau eines Reisebusses.....	3
2.2 Herkunft der Vibrationen.....	4
2.2.1 Beschreibung des Kompressors.....	6
2.3 Beschreibung des Vibrationsproblems.....	7
2.4 Bisheriges Kompressor-Lagerungskonzept.....	8
2.4.1 Einführen eines Koordinatensystem.....	9
2.4.2 Lagerpositionen im bisherigen Konzept.....	10
3 Grundlagen zu Schwingungen und deren Isolation	12
3.1 Vibrationen im Bereich der Mechanik.....	12
3.2 Freie Schwingungen.....	13
3.2.1 Ungedämpfte freie Schwingungen.....	13
3.2.2 Gedämpfte freie Schwingungen.....	14
3.3 Erzwungene Schwingungen.....	16
3.3.1 Ungedämpfte erzwungene Schwingungen.....	17
3.3.2 Gedämpfte erzwungene Schwingungen.....	18
3.4 Hysteretische Dämpfung.....	22
3.5 Dynamisches Verhalten von Gummi.....	25
3.6 Schwingungen in Systemen mit mehreren Freiheitsgraden.....	26
3.7 Kontinuumsschwingungen.....	27
4 Entwicklung eines optimierten Lagerungskonzeptes	28
4.1 Auswahl der Federn.....	28
4.2 Anforderungen an die Kompressorlagerung.....	29
4.2.1 Schwingungsisolierung.....	29
4.2.2 Statische Kräfte.....	29
4.2.3 Dynamische Kräfte.....	31
4.2.4 Temperatur.....	32
4.2.5 Lebensdauer.....	33
4.3 Berechnung der Eigenfrequenzen und statischen Auslenkungen.....	33
4.4 Berechnungsziele.....	36
4.5 Verschiebung von Eigenfrequenzen.....	39
4.6 Lagerungskonzepte.....	41
4.7 Optimierung der Konzepte.....	45
5 Weiterführende Untersuchung zur Verbesserung der Schwingungsisolation	47
5.1 Erhöhung der Masse und des Trägheitsmomentes.....	47

5.2	Zusätzliches Auslegungsziel in Bezug auf die Leerlauffrequenz	51
5.2.1	Ergebnisse der Optimierung	52
6	Vergleich und Bewertung der Lagerungskonzepte.....	55
6.1	Eigenfrequenzen im Isolierbereich	55
6.2	Eigenfrequenzen außerhalb des Isolationsbereiches.....	56
6.2.1	Die Ursache für den hohen Betrag der vorkommenden Eigenfrequenzen.....	57
6.2.2	Empfohlenen Dämpfungsmaß	58
6.2.3	Schwingungsanregung	58
6.2.4	Bewertung der Schwingungsrichtungen	59
6.2.5	Bedeutung der Einschwingzeit	59
6.2.6	Bewertung der Eigenfrequenzen in Bezug auf die Motordrehzahl.....	60
6.3	Das Lagerungskonzept mit der besten Performance.....	63
6.4	Verhalten des ausgewählten Konzeptes in Bezug auf Schwingungsisolierung bei Betrieb.....	65
7	Zusammenfassung.....	66
8	Ausblick.....	68
9	Anhang	70
10	Literaturverzeichnis.....	73
	Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit	75

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Reisebus der Firma Setra [1].....	4
Abbildung 2: Abmessungen Kompressor Bock Fk40 [4]	6
Abbildung 3: Lagerung des Kompressors mit Vibrationsproblem.	8
Abbildung 4: Koordinatensystem für den Kompressor.....	9
Abbildung 5: Oberansicht Kompressorlagerung mit Benennung der Lager.....	10
Abbildung 6: Vorderansicht der Kompressorlagerung und Riemenspanner	10
Abbildung 7: Ungedämpfter Ein-Massen-Schwinger [6]	13
Abbildung 8: Kelvin-Voigt-Modell: Parallelschaltung von Feder und Dämpfer [8].....	15
Abbildung 9: Einfluss des Dämpfungsgrades auf eine Schwingung [9].....	16
Abbildung 10: Betrag der Vergrößerungsfunktion V [10].....	18
Abbildung 11: Kraftangeregter Feder-Masse-Schwinger mit Dämpfung [11]	19
Abbildung 12: Vergrößerungsfunktion mit Feder-/Dämpferanregung in Abhängigkeit von der Dämpfung [11]	20
Abbildung 13: Vergrößerungsfunktion V_φ mit konstanten Verlustwinkel.....	23
Abbildung 14: Frequenzgang eines Längslenkerlagers von einem Fahrzeug der Kompaktklasse.....	24
Abbildung 15: Modell zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Gummi [13] ..	25
Abbildung 16: Darstellung der auf den Kompressor wirkenden Kräfte	30
Abbildung 17: Beispiel für ein Ergebnis einer Eigenfrequenzberechnung mit ESSOS	35
Abbildung 18: Kraft-Dehnungskurve für den Antriebsriemen.	36
Abbildung 19: Statische Kennlinie einer Längslenkerbuchse eines Fahrzeugs der Kompaktklasse.....	38
Abbildung 20: Beispiel eines Lagerungskonzeptes	39
Abbildung 21: Beispiele zur Erhöhung bzw. Verringerung der Gier-Eigenfrequenz bei gleichbleibenden Lagersteifigkeiten vom Lagerungskonzept in Abbildung 20	40

Abbildung 22: Lagerungskonzepte 1 bis 6.....	42
Abbildung 23: Eigenfrequenzen Konzept 3.1	48
Abbildung 24: Ausmaße und Massenbeträge von Masse (1) und Masse (2).....	48
Abbildung 25: Eigenfrequenzen mit Masse (1)	50
Abbildung 26: Eigenfrequenzen mit Masse (2)	50
Abbildung 27: Eigenfrequenzen Konzept 3.2	55
Abbildung 28: Eigenfrequenzen Konzept 4.2	56
Abbildung 29: Vergrößerungsfunktion Konzept 3.2.....	61
Abbildung 30: Vergrößerungsfunktion Konzept 4.2.....	62
Abbildung 31: Eigenfrequenzen von Konzept 1	70
Abbildung 32: Eigenfrequenzen von Konzept 2	70
Abbildung 33: Eigenfrequenzen von Konzept 3	70
Abbildung 34: Eigenfrequenzen von Konzept 5	71
Abbildung 35: Eigenfrequenzen Konzept 6	71
Abbildung 36: Eigenfrequenzen von Konzept 4.1	71
Abbildung 37: Eigenfrequenzen von Konzept 5.1	72

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Lagerpositionen bei bisherigen Lagerungskonzept	11
Tabelle 2: Statische Belastung des Kompressors	31
Tabelle 3: Auf den Kompressor wirkende statische Kräfte und Momente.....	34
Tabelle 4: Lagerpositionen in mm in Bezug auf das Schwerpunkt-Koordinatensystem....	43
Tabelle 5: Ausgewählte Lagersteifigkeiten	44
Tabelle 6: Eigenfrequenzen der vorgeschlagenen Konzepte	44
Tabelle 7: Optimierten Konzepten.....	46
Tabelle 8: Optimierte Lagerpositionen mit reduzierten Resonanzeffekten im Leerlauf	53
Tabelle 9: Optimierte Lagersteifigkeiten mit reduzierten Resonanzeffekten im Leerlauf .	53
Tabelle 10: Eigenfrequenzen der optimierten Konzepte mit reduzierten Resonanzeffekten im Leerlauf	54
Tabelle 11: Auslenkungen der Lager von Konzept 3.2 und Konzept 4.2 bei Last.....	63
Tabelle 12: Rotationswinkel des Kompressors bei Konzept 3.2 und Konzept 4.2 bei Last	64

1 Einleitung

Klimakompressoren für Kraftfahrzeugen werden in Hinblick auf Packaging in engen Motorräumen als extrem kompakte leichte Einheiten ausgeführt. Ein Standardmodell für Reisebusse liefert mit einem 4-Zylinderaggregat in 90°-V-Anordnung in schwingungstechnischer Hinsicht mäßige Voraussetzungen für einen komfortablen leisen Betrieb. Die hohe Leistungsdichte eines Hubkolbenverdichter bietet aber dafür einen großen Vorteil gegenüber vergleichbaren Einheiten. Der unruhige Lauf findet seinen Ursprung in den starken Unwuchten wegen der fehlenden Ausgleichswellen. Im Normalfall vorgesehen ist deswegen eine direkte Anbindung des Kompressors an den Hauptdiesel. Damit lassen sich Kompressorvibrationen über Sperrmasse und elastische Lagerung des trägen Dieselmotors gegen die Busstruktur isolieren.

Schon seit Jahren ist Benchmarking von Reisebussen im ähnlichen Ausmaß wie es bei PKWs bekannt ist sehr weit verbreitet. Die Modellreihen der wichtigsten Bushersteller werden in verschiedenen Kategorien verglichen und bewertet. In den letzten Jahren sind die Anforderungen im Bereich Akustik, ins besondere bei Reisebussen, deutlich gestiegen. Ein Bus, der starke Vibrationen in den Fahrgastraum überträgt, ist im Vergleich zu einem Konkurrenzmodell im deutlichen Nachteil. Ein Verkaufsschlager muss in allen Bereichen die beste Performance liefern.

1.1 Hintergrund

Sonderfälle erfordern eine schwingungsisolierende Lagerung des Klimakompressors direkt auf der Busstruktur. Manche Bushersteller verwenden Antriebseinheiten, die für den Einsatz in LKWs entwickelt wurden. Vorteil davon ist der Preis eines in großer Stückzahl gebauten Motors. Nachteil sind die fehlenden Befestigungsstellen für zusätzliche Aggregate. Ein für einen LKW entwickelter Dieselmotor ist nicht für den Einbau eines hochkapazitiven Klimakompressors vorbereitet. Da in diesem Fall sowohl Kompressor als auch Dieselmotor getrennt elastisch gelagert sind, erfordert die Stabilisierung der Riemen Spannung spezielle Vorkehrungen. Die besondere Herausforderung für die Lagerung sind die hohen Kräfte, die über den Riemen übertragen werden. Zusätzlich ist der Betriebszustand des ausgeschalteten Kompressors nicht zu vernachlässigen.

Ausgangspunkt dieser Arbeit ist ein Reisebus mit Vibrationen im Fahrgastraum. Nach Angaben des Herstellers sind diese deutlich spürbar auf dem Fahrgastraumboden und auf den Sitzen. Zur Verfügung stehen aber keine genauen Daten zu Frequenz oder Amplitude der Schwingungen.

1.2 Ziel der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine Lagerung zu entwickeln, so dass die Schwingungen des Kompressors gegenüber dem Fahrgastraum möglichst perfekt isoliert werden. Die Vibrationen im Fahrgastraum sollen auf ein für die Fahrgäste komfortablen Niveau reduziert werden. Für die Erreichung dieses Ziels sollen Lagerpositionen, Lagersteifigkeiten und statische Auslenkungen des Kompressors untersucht und auf das Maximum optimiert werden.

Die Arbeit ist wie folgt aufgebaut: Nach der Einleitung folgt eine Beschreibung des IST-Zustandes im Reisebus. Der Aufbau eines Reisebusses wird erläutert. Dann werden das Vibrationsproblem und dessen Herkunft beschrieben. Die bisher angewendeten Lagerarten werden vorgestellt. Zusätzlich werden die genauen Lagerpositionen im Bezug auf den Schwerpunkt des Kompressors vorgetragen.

Vor der Entwicklung eines neuen Lagerungskonzeptes werden zuerst die physikalischen Grundlagen zu Schwingungen und deren Isolation erläutert. Hierbei werden die Grundlagen der freien Schwingungen für die Beschreibung des Verhaltens des Kompressors bei Stoßbelastungen erklärt. Dann werden die Grundlagen der erzwungenen Schwingungen und deren Isolation verdeutlicht, womit sich das Verhalten des Kompressors im Betrieb beschreiben lässt.

Weiterhin soll ein optimiertes Lagerungskonzept entwickelt werden. Dabei werden zunächst die Anforderungen an die Kompressorlagerung vorgestellt. Dazu gehören zusätzlich zur Schwingungsisolation noch weitere Anforderungen, aus denen sich Berechnungsziele vorbereiten lassen. Als nächster Schritt werden sechs Lagerungskonzepte vorgestellt und im Bezug auf Isolation untersucht und optimiert.

Danach werden weitere Lösungskonzepte für eine zusätzliche Optimierung untersucht, dabei wird auf die Leerlaufdrehzahl des Antriebsmotors besonders geachtet.

Zuletzt werden die zwei besten Konzepte verglichen und bewertet. Die beste Lösung für die elastische Lagerung des Kompressors zum Entfernen des Vibrationsproblems im Reisebus wird am Ende vorgestellt.

2 Beschreibung des IST-Zustandes

In dem folgenden Kapitel wird das bisherige Lagerungskonzept vorgestellt. Für eine Optimierung ist es zunächst wichtig den aktuellen Stand zu untersuchen. Dabei sind der Aufbau des Busses und die Herkunft der Vibrationen von großer Bedeutung. Zuerst wird dabei auf den Aufbau eines modernen Reisebusses eingegangen. Im Vergleich zu Reisebussen von vor 50 Jahren basieren Reisebusse heutzutage nicht mehr auf LKW-Rahmen. Sie werden von Anfang an als Busse, entwickelt mit auf deren spezielle Erfordernisse ausgelegten Untergestellen und zum Teil auch Motoren.

2.1 Aufbau eines Reisebusses

Heutzutage üblich für Reisebusse ist die Verwendung eines Chassis mit darauf aufgebauter Karosserie. Das hat den Vorteil, dass das gleiche Chassis bei verschiedenen Karosserievarianten verwendet werden kann. Bushersteller bieten heutzutage in der Regel eine Produktpalette an. Für jede spezielle Anwendung wird ein entsprechender Bus hergestellt. Unterschiede können Motorisierung, Getriebe, Ausstattung, Länge, Höhe oder Spezialanforderungen für besondere Märkte sein. Hierbei kann die Verwendung eines einheitlichen Chassis zu deutlichen Kostenersparnissen führen.

Die Karosserie wird auf dem Chassis als zusammengeschweißte Struktur aufgebaut. Diese ist in der Regel in zwei Stockwerken aufgebaut, wobei das untere Stockwerk für Laderaum und Systemaggregate verwendet wird. Das obere Stockwerk ist das Passagierabteil. In der Abbildung 1 ist ein Beispiel für einen Reisebus mit offenen Klappen am Heck abgebildet. Zu sehen sind am Heck unter den letzten Sitzreihen des Passagierabteils Motor und Antriebstrang mit allen Motoraggregaten. Die Stirnseite des Motors ist dabei direkt an der hinteren Stoßstange, gegen die Fahrtrichtung ausgerichtet. An der Seite des Busses ist noch zusätzlich der Kühler zu sehen. Hinter dem Kühler befindet sich in der Regel ein Ventilator, der die Außenluft in den Motorraum fördert. Dieses Kühlungsprinzip beeinflusst die Temperatur des Motorraumes maßgeblich, was von großer Bedeutung für die Temperaturbelastung der Motoraggregate und der Lagerung ist.



Abbildung 1: Reisebus der Firma Setra (1)

Die meisten Reisebusse werden heutzutage mit Klimaanlage ausgestattet. Der Antrieb des Kompressors für die Klimaanlage erfolgt direkt von der Kurbelwelle des Hauptdiesels über einen Keilriemen. Aus diesem Grund muss der Kompressor in unmittelbarer Nähe des Hauptdiesels platziert werden. Meistens wird der Kompressor, ähnlich wie beim PKW, direkt auf den Antriebsmotor geschraubt. Beim betrachteten Fall ist dies nicht der Fall. Der verwendete Motor hat keine freie Anschraubstellen, die für die Befestigung des Kompressors zur Verfügung stehen. Der Kompressor ist getrennt von den Motor gelagert.

2.2 Herkunft der Vibrationen

Die hohe Kälteleistung, die für einen Reisebus benötigt wird, hängt hauptsächlich von drei Parametern ab: das Luftvolumen innerhalb des Busses, die Außentemperatur und die Wärmestrahlung jedes Passagiers. Es kann von ungefähr 100 Watt Wärmestrahlung pro Passagier ausgegangen werden, bei einem Bus mit 60 Passagieren wären das schon 6000 Watt Wärme, die abgeführt werden müssen.

Zusätzlich zur hohen Kälteleistung soll der Kompressor ein sehr niedriges Gewicht haben. Der Hintergrund ist, dass Leichtbau bei Bussen heutzutage von sehr großer Bedeutung ist. Die Gründe dahinter sind: die Einschränkung von Achslasten in vielen Märkten und die Anforderungen an den Kraftstoffverbrauch.

Die hohe Kälteleistung ebenso wie die Ansprüche an Bauraum und Leichtbau zwingen die Hersteller zur Verwendung von Hubkolbenverdichtern für das Komprimieren des Kältemittels für die Klimaanlage. Die Verdichtungsarbeit erfolgt über Kolben in den Zylindern. Die Kolben werden über Pleuel und Kurbelwelle mit Leistung vom Hauptdiesel angetrieben. Die Un-

wucht der Kurbelwelle genauso wie die Bewegung von Kolben und Pleuel erzeugen durch ihre Trägheit dynamische Massenkräfte und/oder auch Massenmomente. Hierbei sind Kräfte in erster, zweiter oder höherer Ordnung zu unterscheiden. Kräfte, die in der gleichen Frequenz wie die Drehzahl des Motors auftreten, sind Kräfte erster Ordnung. Kräfte zweiter Ordnung treten mit der doppelten Frequenz, Kräfte höherer Ordnung mit einem Vielfachen der Frequenz der Kurbelwelle auf.

Ein Nachteil eines Verdichters dieser Bauart ist die suboptimale Laufruhe. Die Laufruhe eines Hubkolbenverdichters wird von der Bauart, dem Versatz der Kurbeln, den oszillierenden Triebwerksmassen und dem Druck des Mediums im Zylinder beeinflusst. (2)

Für diese Anwendung wurde ein Kompressor mit 4 Zylindern in V-Anordnung mit 90°-Kröpfungswinkel ausgewählt. Diese ist eine in der Branche gewöhnliche Wahl.

Eine Bauart mit mehr Zylindern wäre in Bezug auf Laufruhe vorteilhaft, hätte aber deutliche Nachteile im Bezug auf Bauraum, Reibung und Kosten. Sogar eine Anordnung von der gleichen Anzahl an Zylindern, aber in Reihe geschaltet, wäre in Bezug auf Laufruhe von Vorteil. Aus dem gleichen Grund werden 4-zylindrige PKW-Motoren fast immer als Reihenmotor gebaut und nicht als V-Motor. Nachteil der Reihenschaltung ist, dass die Maschine deutlich länger ist, was für Klimakompressoren nicht erwünscht ist. (2)

Bei der am Kompressor verwendeten Bauart wirken bei fehlenden Ausgleichsgewichten freie Kräfte zweiter Ordnung. Zusätzlich treten auch freie Momente in erster und zweiter Ordnung auf dem Kompressor auf. Auch freie Momente höherer Ordnung sind bei dieser Bauart eines Verdichters möglich. Diese sind aber im Betrag deutlich kleiner als die von niedriger Ordnung. Sie spielen aus diesem Grund auch nur eine untergeordnete Rolle in Bezug auf Laufruhe im Fahrzeug.

Um die Massenkräfte und -momente zu reduzieren, sind an der Kurbelwelle des untersuchten Kompressors Ausgleichsgewichte angebracht. Diese werden so ausgewählt, dass die Massenkräfte erster Ordnung deutlich reduziert werden. (2)

Das dynamische Verhalten in Bezug auf Laufruhe einer V4-Hubkolbenmaschine kann, im Vergleich zu anderen Hubkolbenmaschinenkonfigurationen, als mäßig bezeichnet werden. Eine Möglichkeit die Laufruhe zu verbessern wäre der Einsatz von zusätzlichen Ausgleichswellen. Damit wäre es auch möglich, die Massenkräfte höherer Ordnung auszugleichen. Zum Ausgleich von Massenkräften 2. Ordnung wären Ausgleichswellen mit doppelt so hoher Drehzahl wie die Kurbelwellendrehzahl nötig. Solche Ausgleichswellen werden häufig bei

PKW-Motoren eingesetzt. Da diese Möglichkeit nur mit einem relativ großen wirtschaftlichen Aufwand möglich ist, wird sie im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet. (2) (3)

2.2.1 Beschreibung des Kompressors

Es gibt verschiedene Firmen, die Kompressoren dieser Bauart für den Einsatz in Bussen herstellen. Im Rahmen dieser Arbeit soll das vom Unternehmen GEA Bock GmbH produzierte Kompressor Modell Fk40 als Basis für die Lagerung genommen werden.

Der Kompressor wird aus Aluminium hergestellt. Das Gewicht des Aggregates beträgt 35kg. Der maximal erreichbare Überdruck über die Kompression beträgt 28bar. Die Maße des Kompressors und die Lage des Schwerpunkts in Bezug auf die Außenmaße werden in der folgenden Abbildung dargestellt. (4)

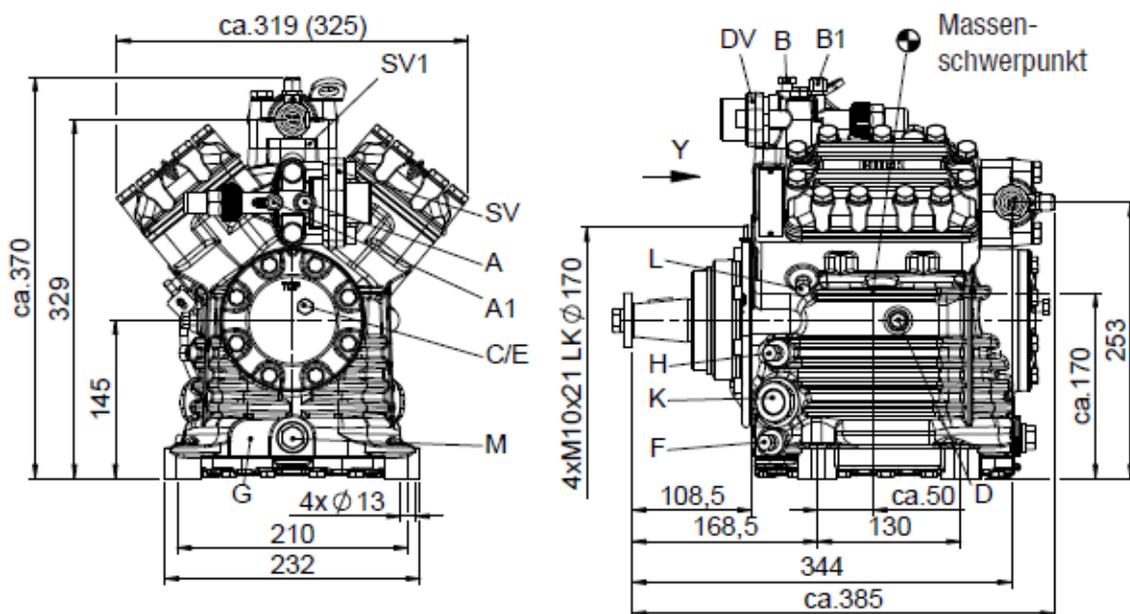


Abbildung 2: Abmessungen Kompressor Bock Fk40 (4)

Die Abmessungen des Kompressors haben einen maßgeblichen Einfluss auf das Trägheitsmoment und sind für die Positionierung der Lager (wie im Kapitel 4 dieser Arbeit beschrieben) von großer Bedeutung. Aus diesem Grund haben sie auch entsprechend einen Einfluss auf die Isolationseigenschaften der Lagerung.

2.3 Beschreibung des Vibrationsproblems

Um eine Optimierung der Lagerung des Kompressors durchzuführen, ist eine genaue Betrachtung des Vibrationsproblems im Reisebus wichtig. Diese wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

Beim Betrieb mit ausgeschalteter Klimaanlage sind im Fahrgastraum des Reisebusses keine Geräusche oder Vibrationen, die dem Klimakompressor als Quelle zuzuordnen wären, zu spüren.

Anders sieht es beim Betrieb mit eingeschalteter Klimaanlage aus. Beim Einschalten der Klimaanlage wird der Kompressor über eine Magnetkupplung in Betrieb genommen. Sobald dies der Fall ist, wird eine Vibration auf dem Boden des Heckbereiches des Fahrgastraumes spürbar. Die Vibration regt auch die Sitze an. Das Ergebnis sind deutlich spürbare Vibrationen auf den letzten fünf bis sechs Sitzreihen im Heckbereich des Reisebusses. Die vorhandenen Informationen dazu stammen von einer subjektiven Analyse des Problems.

Die Vibrationen sind nur bei Motordrehzahlen im Leerlaufbereich deutlich spürbar. Bei höheren Drehzahlen werden die Vibrationen geringer bis nicht mehr spürbar. Die Untersuchung soll aus diesem Grund der Laufruhe im Leerlaufbetrieb eine besondere Gewichtung erteilen.

Eine quantitative Untersuchung der Schwingungen ist nicht Gegenstand dieser Arbeit. Über den Einsatz von Beschleunigungsaufnehmern und Mikrofonen, wäre es möglich Aussagen zur Frequenz und Schwingungsamplitude zu machen. Der Vorteil wäre womöglich eine genauere Eingrenzung der problematischen Eigenfrequenzen. Da im Rahmen dieser Arbeit diese Eingrenzung nicht möglich ist, werden alle möglichen Eigenfrequenzen untersucht.

2.4 Bisheriges Kompressor-Lagerungskonzept

Im dem folgenden Abschnitt wird die bisherige Lagerung vorgestellt. Es handelt sich um die Lagerung, bei der das Leerlaufproblem auftritt. Dies ist der Ausgangspunkt, auf den sich die Optimierung der Lagerung beziehen soll.

Abbildung 3 zeigt das Heck des Reisebusses mit dem Vibrationsproblem, bei offener Motorabdeckung. Zu sehen ist der Motorraum mit Kompressoreinheit. In der Mitte ist der Kompressor, von GEA Bock GmbH, in silberner Farbe auf seiner Lagerung zu erkennen. Rechts in schwarz ist der Hauptdiesel mit sämtlichen Motoraggregaten. Deutlich erkennbar ist auch der Antriebsriemen und der Riemenspanner (unten), die wegen der großen zu übertragenden Kräfte, für die Anforderungen an den Lagern eine wichtige Rolle spielen.

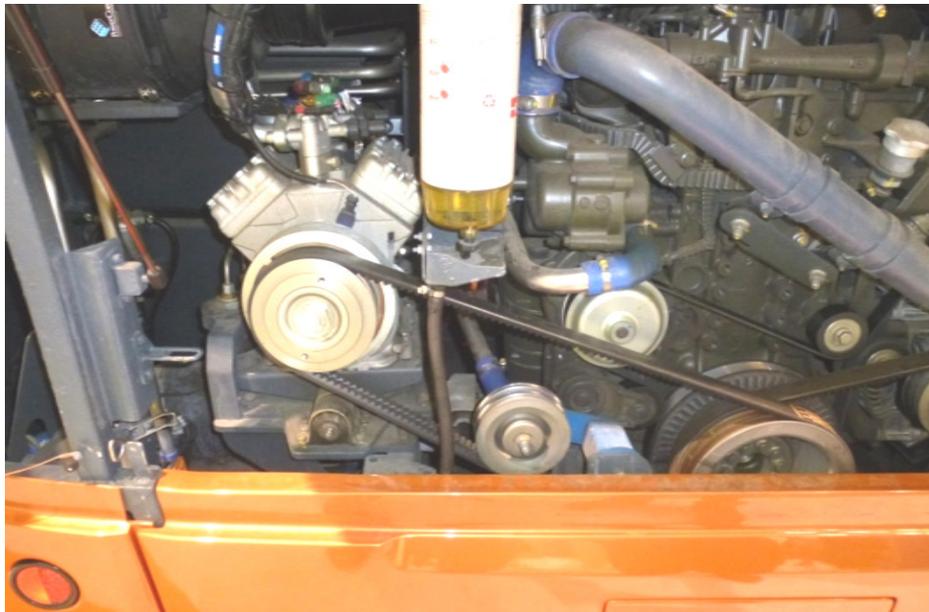


Abbildung 3: Lagerung des Kompressors mit Vibrationsproblem.

Maßgeblich beim Isolationsverhalten der Lagerung des Kompressors sind die Lagerpositionen. Aus diesem Grund werden die genauen Lagerpositionen von dem bisherigen Lagerungskonzept beschrieben. Das Ziel dahinter ist eine Untersuchung darüber, ob diese Positionen tatsächlich für das Isolationsverhalten optimal sind.

2.4.1 Einführen eines Koordinatensystem

Zur Beschreibung der genauen Lagerpositionen wird ein Koordinatensystem mit Nullpunkt im Schwerpunkt des Kompressors eingeführt. In Abbildung 4 ist das eingeführte Koordinatensystem auf dem Kompressor dargestellt. Im Rahmen dieser Arbeit wird häufig auf dieses Koordinatensystem zurückgegriffen. Bei der gewählten Ausrichtung des Koordinatensystems wurde eine in der Fahrzeugbranche häufig verwendete Variante genommen, in der die x-Achse gegen die Fahrtrichtung, die y-Achse in Fahrtrichtung nach rechts und die z-Achse nach oben zeigt.

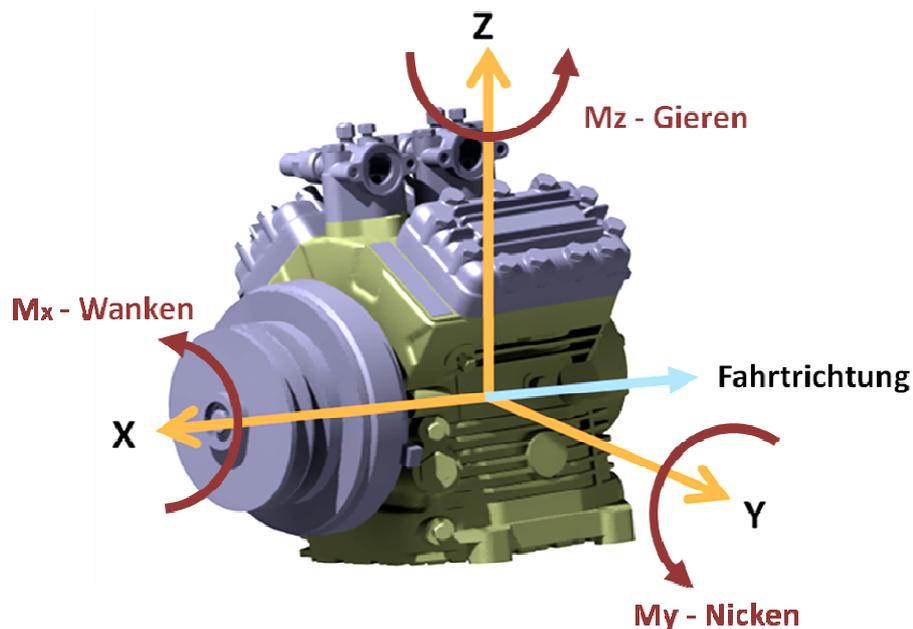


Abbildung 4: Koordinatensystem für den Kompressor

In der Abbildung sind außerdem noch die üblichen Bezeichnungen für die verschiedenen Drehbewegungen im Koordinatensystem angegeben: Eine Drehung um die Längsachse, in diesem Fall die x-Achse, wird als „Wanken“ oder „Rollen“ bezeichnet, eine Drehung um die Vertikalachse, in diesem Fall die z-Achse, wird als „Gieren“ bezeichnet und eine Drehung um die Querachse, in diesem Fall die y-Achse, wird als „Nicken“ bezeichnet. Für die Beschreibung der Schwingungsrichtungen des Kompressors in den folgenden Kapiteln werden im Rahmen dieser Arbeit diese Bezeichnungen häufiger verwendet.

2.4.2 Lagerpositionen im bisherigen Konzept

Bevor die Koordinaten von den Lagern angegeben werden, wird das bisherige Lagerungskonzept dargestellt und beschrieben. Auf den Abbildungen 5 und 6 sind die Lagerelemente in Gelb zu erkennen, die Wippe und Achse, worauf der Kompressor angeschraubt ist, in Rot und der Kompressor in Blau.

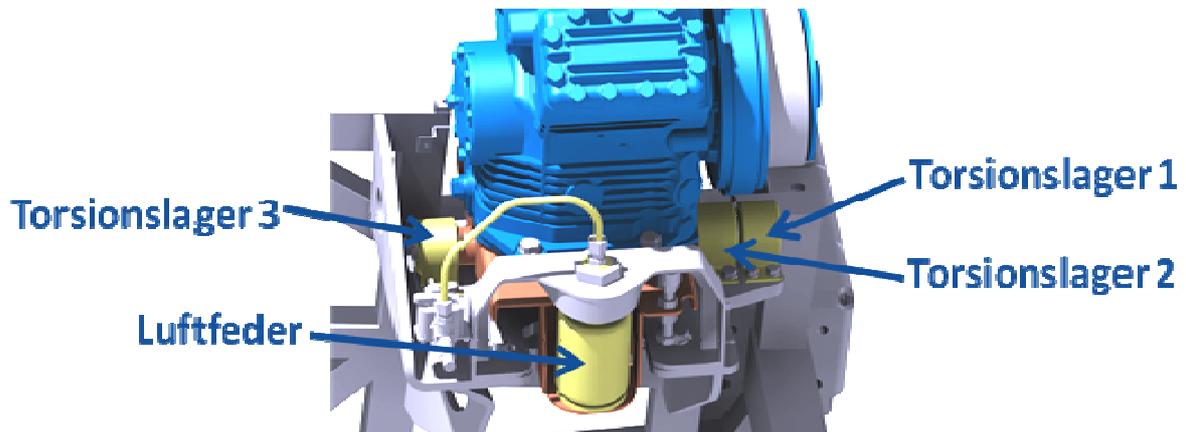


Abbildung 5: Oberansicht Kompressorlagerung mit Benennung der Lager

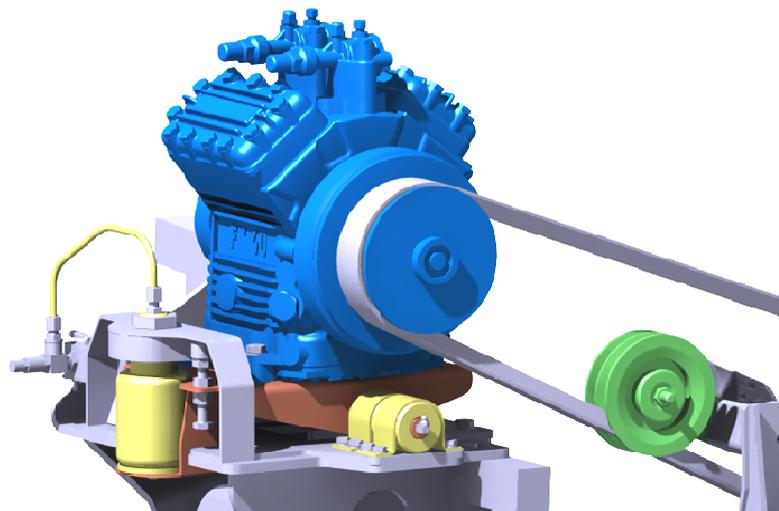


Abbildung 6: Vorderansicht der Kompressorlagerung und Riemenspanner

Der Kompressor ist auf einer Wippe (rot) angeschraubt, welche mit einer Achse verbunden ist. Die Achse ist auf drei Torsionslagern (gelb) mitten durch die Längsachse (x-Achse) des Kompressors gelagert: zwei davon (Torsionslager 1 und Torsionslager 2) vor dem Kompressor auf der Seite der Riemenscheibe. Der Grund dafür liegt darin, dass auf der Seite des Antriebes hohe statische Lasten, die durch den Antriebsriemen zustande kommen, anfallen. Zusätzlich ist die Achse auf ein Torsionslager (Torsionslager 3) hinter dem Kompressor gelagert. Um eine Drehung um die x-Achse zu verhindern, ist diese Wippe noch zusätzlich mit einer Luftfeder (gelb) abgestützt. Die Luftfeder ist an einem Bügel montiert. Bei Spannkraften

vom Riemen wird der Kompressor um die negative x-Achse gedreht. Dadurch dreht die Stahlwippe mit und belastet die Luftfeder auf Druck. Für den Fall eines Ausfalls der Luftfeder ist ein Gummianschlag vorgesehen. Um die Riemenspannung aufrechtzuerhalten und zusätzlich auch Flattern zu verhindern wird ein Riemenspanner eingesetzt.

In der folgenden Tabelle sind die Positionen der vier verschiedenen Lager in Bezug auf den Schwerpunkt des Kompressors erkennbar.

Tabelle 1: Lagerpositionen bei bisherigen Lagerungskonzept

	x [mm]	y [mm]	z [mm]
Torsionslager 1	172	0	-186
Torsionslager 2	127	0	-185
Torsionslager 3	-167	0	-182
Luftfeder	-32	-188	-189

Torsionale Lager besitzen in der Regel eine niedrige torsionale Kennung und eine sehr hohe radiale Kennung. Dabei bezeichnet eine radiale Kennung das Kraft-Weg-Diagramm eines Lagers in radialer Richtung. Die genauen Steifigkeiten der eingesetzten Lager sind nicht bekannt.

Auf den ersten Blick ist erkennbar, dass dieses Lagerungskonzept hohe Steifigkeiten in allen Richtungen besitzt, außer im Falle der Drehung um die x-Achse, wo die Luftfeder die Hauptlasten trägt. Die Steifigkeit der Luftfeder lässt sich nicht über den Druck am Ventil einstellen, diese wird nur vom Aufbau der Luftfeder bestimmt und womöglich über die Auslenkung, abhängig von dessen Kennlinie. Über den Luftdruck der Feder lässt sich die Auslenkung bei Last anpassen. Es ist keine Möglichkeit vorgesehen, um den Luftdruck der Feder im Betrieb zu regulieren.

Ein Nachteil dieser Konstruktion ist die Tatsache, dass die Luftfeder über die Zeit Luft verliert, dadurch sinkt der Luftdruck. Bei sinkendem Luftdruck, würde die Luftfeder immer weiter ausgelenkt werden, bis diese nicht mehr die Lasten übernimmt, sondern der eingebaute Gummianschlag an der Wippe. Dieser kann aber kaum eine Federwirkung aufweisen, und könnte sehr wahrscheinlich zu unerwünschten Vibrationen führen.

3 Grundlagen zu Schwingungen und deren Isolation

Für eine physikalische Untersuchung der Lagerung des Kompressors wird dieser und seine Lagerung als ein Masse-Feder-System beschrieben. Zusätzlich können die Dämpfungseigenschaften der Lagerung auch mitberücksichtigt werden. Der Kompressor ist bei diesem Modell, als eine Masse repräsentiert. Die Gummilager als Federelemente, oder bei Berücksichtigung der Dämpfung als Feder-/Dämpferelemente. Da die Steifigkeit des Kompressors viel höher ist als die der Lagerung, wird diese hierbei vernachlässigt.

Um das Ziel der optimalen Isolierung zu erklären, muss zuerst einmal erläutert werden, wie eine Vibration und dessen Übertragung mathematisch beschreibbar ist. In diesem Kapitel wird auf die mathematische Beschreibung von freien Schwingungen eingegangen, um das Schwingungsverhalten des Kompressors im Falle einer Stoßbelastung zu untersuchen. Zusätzlich werden erzwungene Schwingungen untersucht. Hiermit lässt sich das Schwingungsverhalten des Kompressors im normalen Betrieb beschreiben. In diesem Abschnitt wird auf die Vergrößerungsfunktion und auf den Isolationsbereich genauer eingegangen. (Dieser gilt im Kapitel 4 als Ziel für den Betriebsbereich des Kompressors.) Es soll dabei auf sämtliche physikalische Prinzipien eingegangen werden. Die Herleitung jeder Formel ist für diese Arbeit nicht von Bedeutung, aus diesem Grund werden nur die wichtigsten Gleichungen und Lösungen ohne Herleitung angegeben.

3.1 Vibrationen im Bereich der Mechanik

Vibrationen werden in der Mechanik als Schwingungen beschrieben. Die meisten technischen Schwingungen lassen sich näherungsweise mit einer Sinus- oder Cosinusfunktion beschreiben (5). Hierbei handelt es sich um eine bewährte Näherung. Die Verwendung vom Sinus und Cosinus erleichtert deutlich die analytische Lösung von Differentialgleichungen.

Für ein lineares Schwingungsverhalten gilt entsprechend:

$$x = x_m + \hat{x} \sin \omega t \quad 1$$

x_m : Mittellage der Schwingung

\hat{x} : Amplitude der Schwingung

ω : Kreisfrequenz

Bei der Untersuchung von technischen Schwingungen in Bezug auf Isolation sind die Amplitude und die Kreisfrequenz von großer Bedeutung. Für den Menschen sind die als angenehm

oder unangenehm zu bezeichnenden Schwingungen nicht nur von der Schwingungsamplitude, sondern auch maßgebend von der Frequenz abhängig.

Voraussetzung für die Beschreibung einer Schwingung mit Gleichung 1 ist die Periodizität. Diese wird mit der folgenden Formel beschrieben:

$$x(t) = x(t + T) \quad 2$$

, wobei T die Periodendauer bezeichnet. Aus Gleichung 2 ist zu erkennen, dass $x(t)$ ihren Anfangswert nach jeder Periodendauer T , also nach jedem Schwingungsvorgang erreicht. Man bezeichnet dieses Phänomen als Periodizität. Sie wird bei den meisten technischen Schwingungen, inklusive des Betriebsverhaltens eines Hubkolbenkompressors, näherungsweise eingehalten. (5)

3.2 Freie Schwingungen

Zunächst wird auf das Modell eines einfachen Schwingers eingegangen. Hierbei handelt es sich um einen linearen Massenschwinger mit nur einem Freiheitsgrad. Der Schwinger schwingt frei, das bedeutet er erfährt keine äußere Anregung.

3.2.1 Ungedämpfte freie Schwingungen

Man betrachtet folgendes Lagerungsmodell. Eine Masse m ist auf einer Feder mit der Federsteifigkeit c aufgestellt:

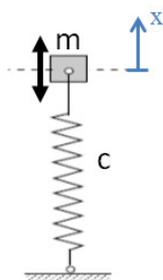


Abbildung 7: Ungedämpfter Ein-Massen-Schwinger (6)

$$m\ddot{x} + cx = 0 \quad 3$$

cx : Federkraft

Gleichung 3 ist eine lineare, homogene Differentialgleichung 2. Ordnung, die das Schwingen einer Masse auf einer Feder beschreibt. Bei Systemen mit mehreren Federn handelt es sich bei der Federsteifigkeit c um die Gesamtfedersteifigkeit des Systems in dem betrachteten Freiheitsgrad. Zu beachten bei der Berechnung der Gesamtfedersteifigkeit ist die Anordnung der Federn. Möglich sind Parallel- und Reihenschaltung der Federn.

Man führt folgende Zusammenfassung ein:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad 4$$

Dies ist die Definition der Eigenfrequenz ω . Diese Größe wird in dieser Arbeit von großer Bedeutung sein, da die Eigenfrequenz eine der wichtigsten Größen ist, um das Schwingungsverhalten von Systemen zu beschreiben.

Aus Gleichung 4 ersichtlich ist die Tatsache, dass die Eigenfrequenz in einem System mit nur einem Freiheitsgrad nur von der Federsteifigkeit und der Masse des Systems abhängt.

Aus der Zusammenführung von Gleichung 3 mit Gleichung 4 folgt:

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \quad 5$$

Die allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung lautet(6):

$$x(t) = x_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t \quad 6$$

Dabei ist x_0 die Anfangsauslenkung der Masse und v_0 die Anfangsgeschwindigkeit. Bei Gleichung 6 ist zu beachten, dass die statische Auslenkung der Feder durch die Masse genauso wie x_0 und v_0 keinen Einfluss auf die Eigenfrequenz hat (6). Im Falle des Kompressors ist aus diesem Grund auch die Eigenfrequenz unabhängig vom Betrag der darauf wirkenden Kräfte durch den Riemen.

3.2.2 Gedämpfte freie Schwingungen

Alle technischen Federn besitzen auch ein Maß an Dämpfung, wobei diese, zum Beispiel bei Stahlfedern, sehr niedrig ist. Bei allen technischen Vorgängen spielt Reibung eine Rolle. Energie wird in Wärme umgewandelt. Im Falle von Schwingungsvorgängen ist der Energieverlust im Abklingen der Schwingung erkennbar. Dieser Vorgang wird als Dämpfung beschrieben. Die Amplitude wird immer kleiner bis der Körper zur Ruhe kommt.

Eine gewöhnliche Form der Lagerung für Schwingungssysteme ist der Einsatz von Gummifedern. Gummifedern haben im Vergleich zu Stahlfedern eine ausgeprägte Dämpfung. Ein beliebtes Modell für die Beschreibung vom Schwingverhalten von Gummi ist das Kelvin-Voigt-Modell (7). Das Schwingverhalten wird nach diesem Modell als eine Parallelschaltung einer Feder mit einem Dämpfer beschrieben. Das Kelvin-Voigt-Modell ist in Abbildung 8 dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass dessen Verhalten einzig von der Steifigkeit der Feder c und dem Dämpfungsgrad d abhängt.

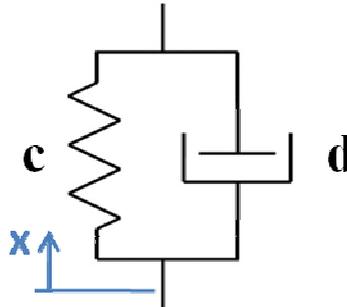


Abbildung 8: Kelvin-Voigt-Modell: Parallelschaltung von Feder und Dämpfer (8)

Für die elastische Lagerung des Kompressors im Rahmen dieser Arbeit ist der Einsatz von Gummilagern vorgesehen. Das Verhalten des Gummilagers nach dem Kelvin-Voigt-Modell lässt sich mit folgender Differentialgleichung beschreiben:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = 0 \quad 7$$

$d\dot{x}$: Dämpfungskraft

Dabei handelt es sich um die Gleichung für freie Schwingungen, mit dem Zusatz der Dämpfungskraft. Hierbei handelt es sich um einen viskosen Dämpfer. Die Reaktionskraft ist proportional zur Geschwindigkeit.

Das Lehrsche Dämpfungsmaß wird wie folgt definiert:

$$D = \frac{d}{2m\omega} \quad 8$$

Dabei werden drei verschiedene Dämpfungsverhalten unterschieden: starke Dämpfung ($D > 1$), aperiodischer Grenzfall ($D = 1$) und schwache Dämpfung ($D < 1$).

In Abbildung 9 wird ein System mit drei verschiedenen Dämpfungsarten dargestellt. Auffallend dabei ist, dass beim aperiodischen Grenzfall ($D = 1$) die Masse unabhängig vom Feder-Masse-Dämpfer-System immer in der kürzesten Zeit zur Ruhe kommt. Auch zu beachten ist

die Tatsache, dass es bei schwacher Dämpfung ($D < 1$) zum Nachschwingen der Masse mit abfallender Amplitude kommt, die Frequenz ist dabei konstant.

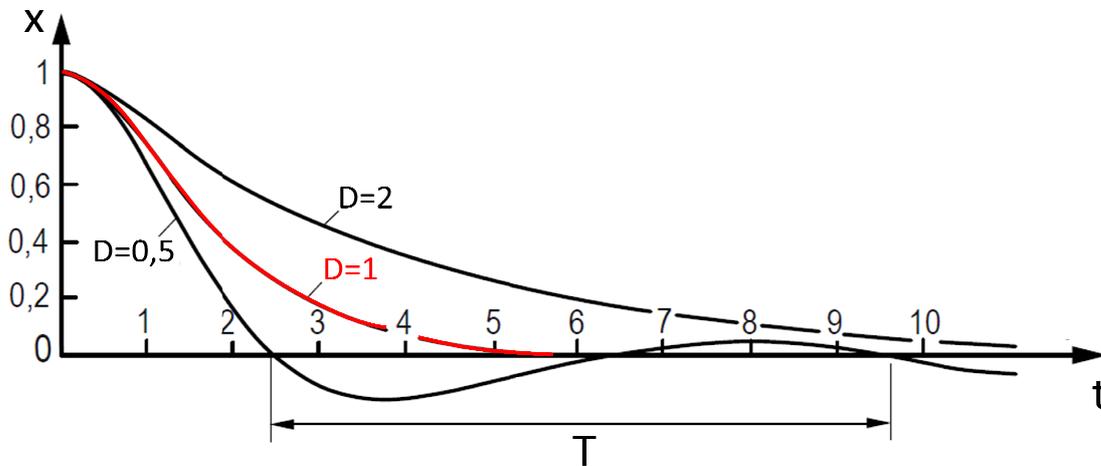


Abbildung 9: Einfluss des Dämpfungsgrades auf eine Schwingung (9)

Mit dem Modell einer freien gedämpften Schwingung lässt sich das Verhalten des Kompressors im Reisebus nach einer Stoßbelastung beschreiben. Dieser Fall tritt beim Überfahren eines Objektes oder Durchfahren eines Schlaglochs auf. In Bezug auf die erwähnten Fahrereignisse ist das Ziel, eine Lagerung zu entwickeln, bei der die gelagerte Masse in der kürzesten Zeit und ohne Nachschwingen zur Ruhe kommt. Das heißt, ein Dämpfungsmaß in der Größenordnung des aperiodischen Grenzfalles ($D=1$) wird angestrebt. Das Nachschwingen vom dem Kompressor nach einer Stoßbelastung soll vermieden werden, da es zu unerwünschten Vibrationen im Fahrgastraum führen kann.

3.3 Erzwungene Schwingungen

Beim Fall der Schwingungen des Kompressors im normalen Betrieb handelt es sich um erzwungene Schwingungen, das heißt die periodische Schwingungsanregung wird von außen auf den Körper eingeleitet. In diesem Fall liegt die Herkunft der Anregung in den dynamischen Massenkräften und Massenmomenten des Kompressors in Betrieb.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde zur Berechnung der Eigenfrequenzen des Systems die Dämpfung nicht mit einbezogen. Der Einfluss der Dämpfung auf die Eigenfrequenzen ist besonders bei niedrigen Dämpfungsraten relativ niedrig. Deswegen ist die Vernachlässigung der Dämpfung bei der Berechnung der Eigenfrequenzen eine akzeptable Vereinfachung (6).

3.3.1 Ungedämpfte erzwungene Schwingungen

Ein Masse-Schwinger mit Kraftanregung lässt sich mit folgender Differentialgleichung beschreiben(6):

$$m\ddot{x} + cx = F_0 \cos \Omega t \quad 9$$

, wobei Ω die Frequenz der Kraft ist und F_0 der Betrag der Anregungskraft. Man führt noch folgende Abkürzung ein:

$$x_0 = \frac{F_0}{c} \quad 10$$

Gleichungen 10 und 4 eingesetzt in Gleichung 9 ergeben:

$$\ddot{x} + \omega^2 x = \omega^2 x_0 \cos \Omega t \quad 11$$

Für die Lösung der Differentialgleichung wird erstmals die Definition der Vergrößerungsfunktion V eingeführt. Diese beschreibt das Übertragungsverhalten der Feder.

$$V = \frac{\omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} \quad 12$$

Mit dem Frequenzverhältnis:

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega} \quad 13$$

Und damit :

$$V = \frac{1}{1 - \eta^2} \quad 14$$

Die Lösung der Differentialgleichung nach einem hinreichend langen Einschwingvorgang beschreibt das Schwingverhalten der Masse und lautet:

$$x(t) = x_0 V \cos \Omega t \quad 15$$

Beim näheren Betrachten der Lösungsgleichung ist erkennbar, dass die Amplitude der Schwingung im Zusammenspiel mit der Lagerung nur von dem Betrag der Anregungskraft F_0 (siehe Gleichung 10) und dem Vergrößerungsfaktor V abhängt. Die Anregungskraft ist ab-

hängig von der Wahl des Kompressors. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein ausgewähltes Aggregat untersucht. Der Betrag von der Anregungskraft F_0 ist durch dessen Bauart fest bestimmt. Aus diesem Grund bildet die Vergrößerungsfunktion V die Basis bei der Untersuchung von der Übertragung von Schwingungen in den Busrahmen.

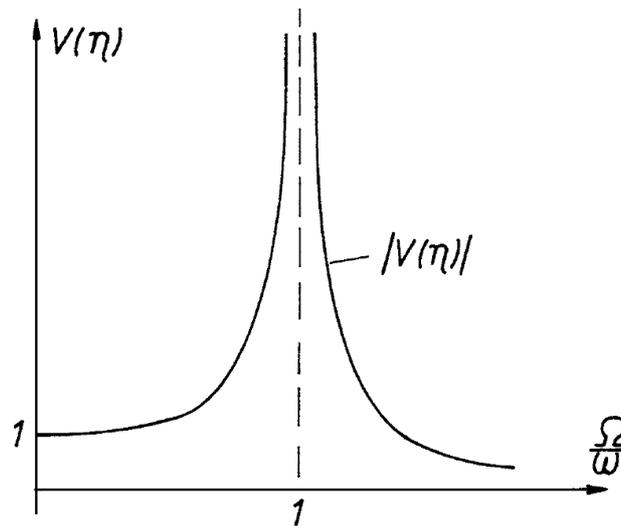


Abbildung 10: Betrag der Vergrößerungsfunktion $V(10)$

In der Abbildung 10 ist die Vergrößerungsfunktion dargestellt. Diese hat eine Asymptote an der Stelle, wo die Erregerfrequenz gleich der Eigenfrequenz ist. Bei einem Frequenzverhältnis von $\eta = 1$ würde bei einem System ohne Dämpfung die Amplitude immer größer werden, bis zum Versagen des Bauteils. Wie aber schon erwähnt, existieren keine technischen Systeme ohne Reibung, das heißt, es gibt immer eine gewisse Dämpfung im System. Der Einfluss der Dämpfung auf die Vergrößerungsfunktion wird im nächsten Abschnitt erläutert.

3.3.2 Gedämpfte erzwungene Schwingungen

Für die Auswirkungen vom Betrieb eines Systems im Bereich der Eigenfrequenz ist es auch nötig, den Einfluss der Dämpfung auf ein gelagertes System mit zu untersuchen.

In Abbildung 11 ist eine Darstellung des zu untersuchenden Systems zu sehen. Wie im Abschnitt 3.3.2 wirkt auf die Masse die zeitabhängige Kraft F_0 . Die Herkunft dieser Kraft sind die Massenträgheitskräfte des Kolbenverdichters. Die Gummilagerung nach dem Kelvin-Voigt-Modell wird nochmal über ein Federelement und einem Dämpferelement beschrieben. Dabei ist die Anregungskraft F_0 abhängig von der Anregungsfrequenz Ω und der Zeit t .

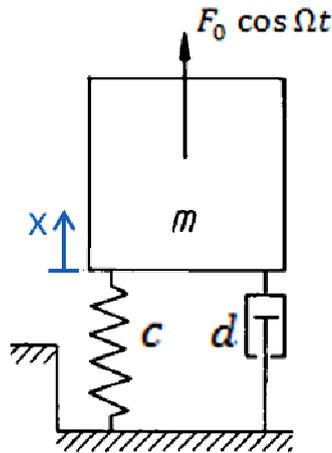


Abbildung 11: Kraftangeregter Feder-Masse-Schwinger mit Dämpfung (11)

Mit der folgenden Definition:

$$2\delta = \frac{d}{m} \quad 16$$

δ : Abklingkonstante

lässt sich das Schwingsystem mit folgender Differentialgleichung beschreiben(12):

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega^2x = \omega^2x_0 \cos \Omega t - 2\delta\Omega x_0 \sin \Omega t \quad 17$$

Hierbei handelt es sich um erzwungene Schwingungen mit Feder-/Dämpferfußpunktanregung. Das bedeutet, die Auslenkung wegen der Anregungsschwingungen ist beim Federelement und Dämpferelement gleich. Diese Anregungsart wurde im Rahmen dieser Arbeit für die Beschreibung des Verhaltens der Lager genommen, weil es dem Verhalten einer Gummilagerung im Betrieb am besten entspricht. Hintergrund ist: Im Falle eines Gummilagers sind das federnde und das dämpfende Element im Gummi des Lagers vereint. Beide Elemente erfahren immer die gleiche Schwingungsbelastung vom Kompressor (12).

Genauso wie beim Modell ohne Dämpfung spielt hier auch die Vergrößerungsfunktion für die Lagerungsentwicklung in Hinsicht auf die Schwingungsisolation die wichtigste Rolle. Die Vergrößerungsfunktion nach einer hinreichend langen Einschwingzeit lautet:

$$V_{AB} = \frac{\sqrt{1 + 4D^2\eta^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad 18$$

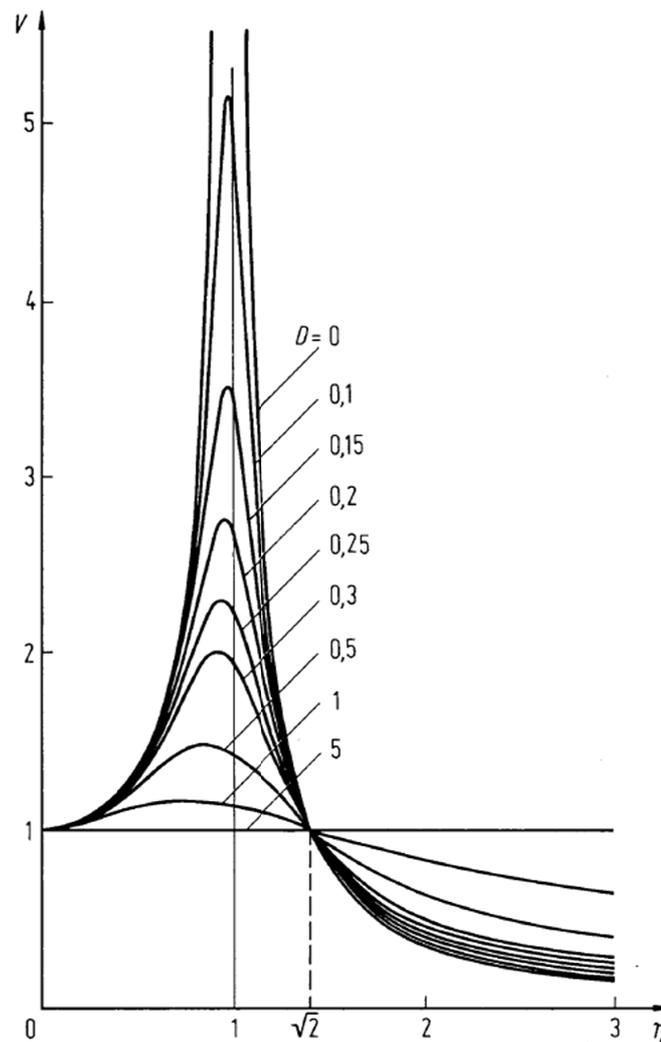


Abbildung 12: Vergrößerungsfunktion mit Feder-/Dämpferanregung in Abhängigkeit von der Dämpfung (11)

Auf Abbildung 12 erkennt man die graphische Darstellung von Gleichung 18. Hierauf sind drei Bereiche der Vergrößerungsfunktion zu unterscheiden:

1) Für $0 < \eta \ll 1$:

In diesem Bereich werden die Schwingungskräfte annähernd gleich über die Lager weitergeleitet. Man erkennt weder eine deutliche Verstärkung der Schwingungskräfte, noch eine Isolierung. Die Dämpfung spielt nur eine untergeordnete Rolle.

2) Für $\eta \approx 1$:

Im Bereich nahe der Eigenfrequenz ist eine deutliche Verstärkung der Schwingungen erkennbar. Die Verstärkung ist nahe $\eta = 1$ maximal, abhängig von der Dämpfung kann das Maximum auch bei leicht niedrigeren Werten von η liegen. Die Dämpfung spielt in diesem Bereich

eine wichtige Rolle, diese bestimmt, wie groß die Verstärkung der Schwingungen ist. Bei sehr niedriger Dämpfung ist die Verstärkung sehr groß, bei sehr hohen Dämpfungsraten ist die Verstärkung kleiner, im Falle $D \geq 5$ gibt es keine Verstärkung, das Verhalten ähnelt dem im Bereich $\eta \ll 1$. Man nennt den Bereich nahe der Eigenfrequenz Resonanzbereich, und er ist für die meisten technischen Anwendungen zu vermeiden, da es zur Entstehung von extremen Kräften kommen kann, sogar zum Versagen des Bauteils.

Es ist zu vermuten, dass bei dem bisherigen Lagerungskonzept dieser Fall im Leerlauf auftritt. Das würde die starken Schwingamplituden bei Leerlauf im Bereich des Fahrgastraumes erklären.

3) Für $\eta > \sqrt{2}$:

In diesem Bereich findet die Schwingungsisolierung statt, das heißt die Schwingungen der Masse werden in einem kleineren Betrag über die Lagerung weitergegeben. Je größer das Frequenzverhältnis η ist, also das Verhältnis zwischen Anregungsfrequenz und Eigenfrequenz, desto größer die Isolierwirkung. Die Dämpfung spielt in diesem Bereich auch eine wesentliche Rolle: je größer die Dämpfung, desto kleiner die Isolierwirkung, also ähnlich wie im Bereich 1).

Im Rahmen dieser Arbeit ist das Ziel, eine gute Isolierung der Schwingungen des Kompressors zu erreichen. Um dieses Ziel auszuführen soll die Lagerung so konstruiert werden, dass η größer als $\sqrt{2}$ ist. Dies ist möglich, in dem die Anregungsfrequenz Ω deutlich größer als die Eigenfrequenz des Systems ω wird (Gleichung 12). Ω ist direkt proportional zum Drehzahlbereich des Kompressors. Diese Frequenz ist also vom System festgelegt durch die Übersetzung zwischen Motor und Kompressor. Die Lagerung soll also so entwickelt werden, dass die Eigenfrequenzen ω klein genug gehalten werden, so dass erwünschte Schwingungsisolierung erreicht wird.

Bei Systemen mit Betriebspunkten im Resonanzbereich kann es empfehlenswert sein ein höheres Dämpfungsmaß einzusetzen. Vorteil daraus wäre eine niedrigere Verstärkung beim Betrieb nahe einer Eigenfrequenz. Ein deutlicher Nachteil wäre eine schlechtere Performance im Bereich der Isolation. Ganz besonders wirkt sich das bei höheren Frequenzen aus. Im Fahrzeugbereich treten in vielen Fällen zusätzlich zu Vibrationen deren Oberschwingungen auf, die im Fahrzeug oft als Lärm erkennbar sind. Die Isolation dieser höherfrequenten Schwingungen wird deutlich verschlechtert beim Einsatz einer höherdämpfenden Gummimischung. Empfohlen wird im Bezug auf Schwingungsisolierung auf höhere Dämpfungen zu verzichten, außer es ist keine weitere Lösung vorhanden.

Um Nachschwingen des Kompressors bei einer Stoßbelastung zu reduzieren, empfiehlt es sich einen Dämpfungsgrad von $D=1$ zu verwenden. Dennoch soll die Dämpfung für die Schwingungsisolierung möglichst klein gehalten werden. Da es sich dabei um einen Widerspruch handelt, muss ein Kompromiss gewählt werden. Es wird eine gewisse Nachschwingzeit in Kauf genommen. Das System soll einen Dämpfungsgrad im Bereich der schwachen Dämpfung besitzen. Das Verhalten würde dem der Kurve $D=0,5$ in Abbildung 9 ähneln. Der benötigte Dämpfungsgrad wird im Falle einer Gummilagerung über die Wahl der Gummimischung erreicht.

3.4 Hysteretische Dämpfung

In der Gummiindustrie wird die Dämpfung eines Gummibauteils oft in Winkel angegeben. Hierbei handelt sich um den Verlustwinkel. Dieser wird in Abhängigkeit einer Schwingungsbelastung auf das Bauteil angegeben (häufig mit Frequenz und Amplitude). Der Verlustwinkel bezeichnet die Phasenverschiebung zwischen einer harmonischen Weganregung und dem daraus entstehenden Kraftsignal der schwingenden Masse. Es handelt sich um eine hysteretische Dämpfungsgröße. In der Mechanik unterscheidet man viskose -, Reibungs- und hysteretische Dämpfung. Es handelt sich jeweils um Modellen zur physikalischen Beschreibung von Vorgängen in der Natur. Hierbei entsteht die Frage, welches Modell sich für die Beschreibung der Lagerung des Kompressors, sich am besten eignet. Bei der im letzten Abschnitt vorgetragenen viskosen Dämpfung handelt sich um eine frequenzabhängige Dämpfungsgröße. Die Dämpfung steigt dabei mit der Frequenz. Bei der Verwendung eines konstanten Verlustwinkels bei der hysteretischen Dämpfung handelt sich um eine frequenzunabhängige Dämpfungsgröße.

Das Lehrsche Dämpfungsmaß hängt wie folgt von dem Verlustwinkel ab:

$$D = \frac{\tan \varphi}{2\eta} \quad 19$$

Gleichung 19 eingesetzt in die Vergrößerungsfunktion mit Feder- /Dämpferanregung (Gleichung 17) ergibt die Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit des Verlustwinkels:

$$V_\varphi = \frac{\sqrt{1 + (\tan \varphi)^2}}{\sqrt{(1 - \frac{\Omega^2}{\omega})^2 + (\tan \varphi)^2}} \quad 20$$

Mit Annahme eines konstanten Verlustwinkels ergibt sich die Vergrößerungsfunktion wie in Abbildung 13 dargestellt. Für diese Abbildung wurde als Beispiel die Eigenfrequenz $\omega=36\text{Hz}$ gewählt. Im Gegensatz zu der Vergrößerungsfunktion in Abbildung 12 ist der Einfluss der Dämpfung im Bereich der Isolation nur sehr gering, auf der Grafik ist es nicht mehr erkennbar. Das liegt an der Annahme, dass der Verlustwinkel konstant ist.

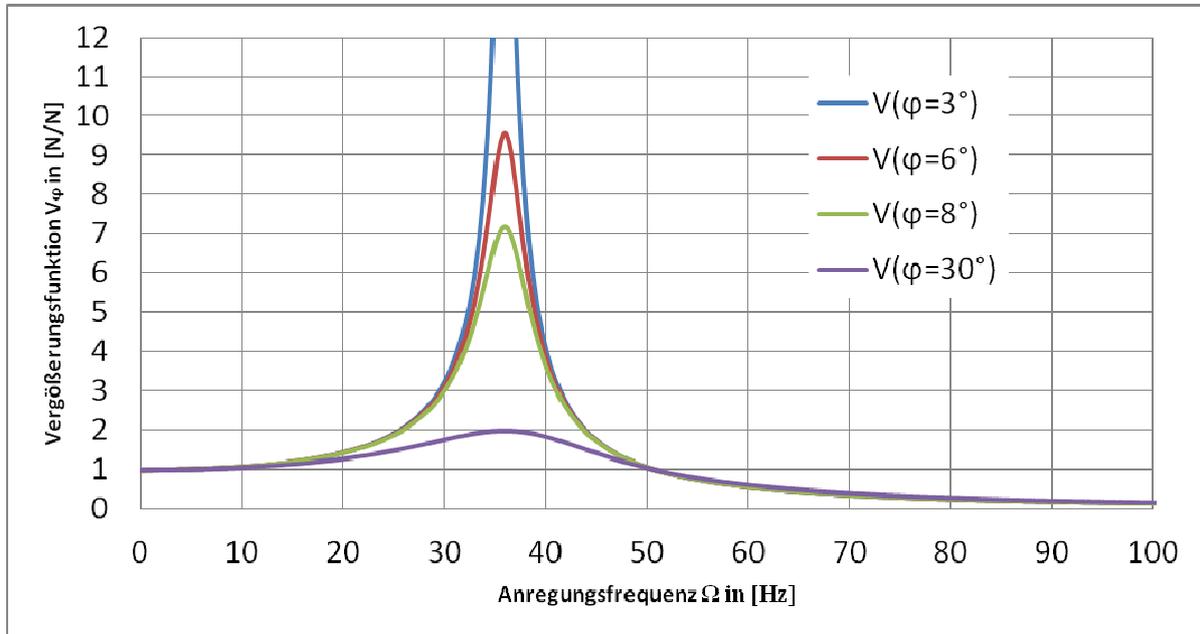


Abbildung 13: Vergrößerungsfunktion V_φ mit konstanten Verlustwinkel

Bei niedrigen Frequenzen lassen sich mit Annahme eines konstanten Verlustwinkels bei Gummilagern häufig gute Ergebnisse berechnen. Das liegt daran, dass bei den häufig verwendeten Mischungen unter 100Hz Verlustwinkelanstiege von nur wenigen Gradzahlen erkennbar sind. Bei Abbildung 14 ist auffällig, dass Unterschieden von 3° bis 30° Dämpfung zwar im Resonanzbereich einen starken Einfluss haben, aber nicht im Isolationsbereich. Typische Verlustwinkel bei Gummilagern bei Frequenzen unter 100Hz befinden sich im Bereich von 3° bis 12° .

In Abbildung 14 ist ein Frequenzgang eines gewöhnlichen Gummilagers dargestellt. Hierbei handelt sich um ein Längslenkerlager von einem Fahrzeug der Kompaktklasse, hergestellt von der Firma TrelleborgVibracoustic. Die Grafik zeigt den Verlauf der Steifigkeit des Bauteils K^* in N/mm. Auch zu sehen ist der Verlauf der Dämpfung in Abhängigkeit der Frequenz, im Diagramm als „Phase“ bezeichnet. Geprüft wurde das Bauteil bei dieser Messung mit einer Sinusbelastung mit 0,025mm Amplitude und eine Vorlast von 0,05kN im Frequenzbereich 0 bis 500Hz. Zu beachten ist der Verlustwinkelanstieg im Bereich von 1 bis 100Hz im Betrag von nur $1,8^\circ$. Der Steifigkeitsanstieg beträgt im gleichen Bereich 17%. Die Verlustwinkel-

und die Steifigkeitsanstiege haben einen Einfluss auf die reale Vergrößerungsfunktion. Dabei ist zu beachten, dass Abweichungen in den Beträgen wie in Abbildung 15 nur deutliche Unterschiede im Bereich der Resonanz bewirken. Beim Längslenkerlager ist bei 36Hz eine Erhöhung der Steifigkeit um 8% zu sehen. Eingesetzt in Gleichung 4 würde der Steifigkeitsanstieg dieses Bauteiles eine Erhöhung der Eigenfrequenz um nur 1,5 Hz auf 37,4Hz bewirken.

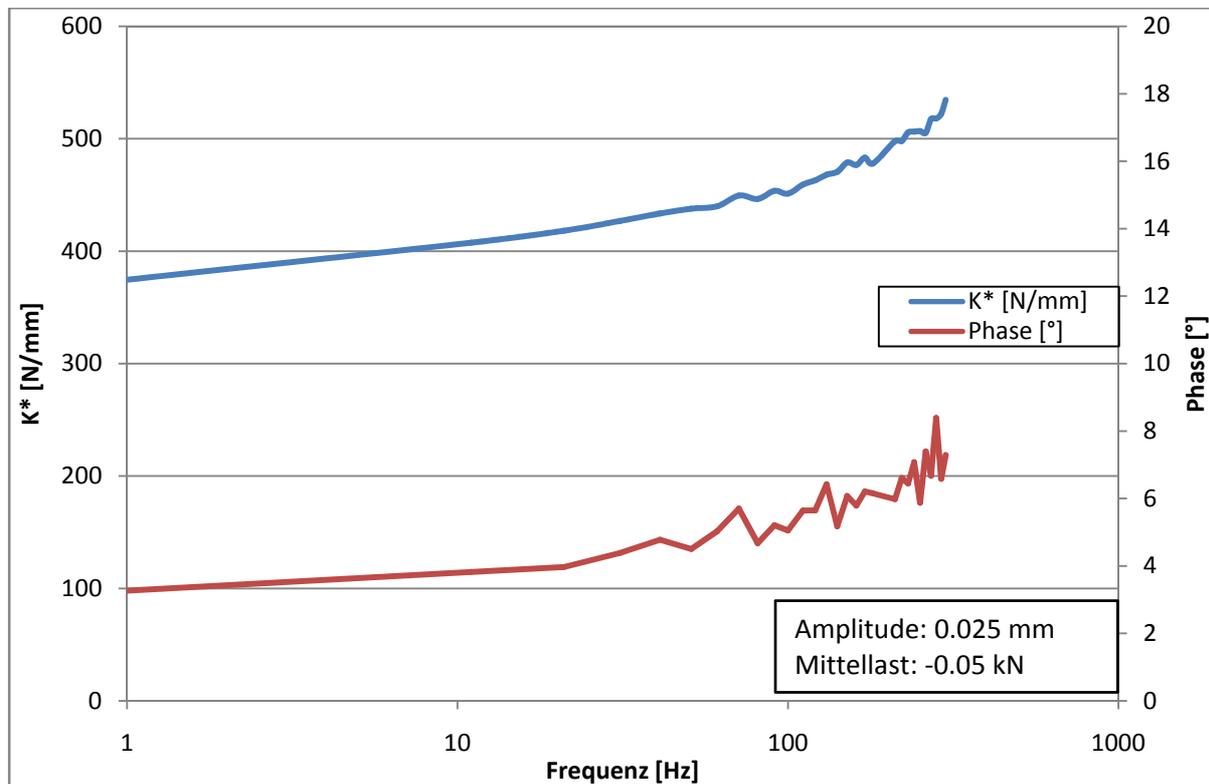


Abbildung 14: Frequenzgang eines Längslenkerlagers von einem Fahrzeug der Kompaktklasse

Verlustwinkel- genauso wie Steifigkeitsanstieg beeinflussen das dynamische Verhalten von Gummilagern in Bezug auf die Vergrößerungsfunktion. Bei hohen frequenzabhängigen Verlustwinkelanstiege wäre die Untersuchung mit dem lehrschen Dämpfungsmaß eher geeignet, als die hysteretische Dämpfungsanalyse. Im Bereich unter 100Hz handelt sich aber um relativ kleine Beträge beim Verlustwinkelanstieg. Für das Verhalten von gewöhnlichen Gummilagern bei Frequenzen unter 100Hz liefert das Modell der konstanten hysteretischen Dämpfung realitätsnahe Ergebnisse. Bei der Betrachtung des Isolationsverhaltens der Lagerung bei hohen Frequenzen, wo Lärmisolation eine wichtige Rolle spielt darf der Verlustwinkelanstieg und dessen Einfluss auf den Isolationsbereich der Vergrößerungsfunktion nicht vernachlässigt werden.

3.5 Dynamisches Verhalten von Gummi

Vollständigkeitshalber soll in diesem Abschnitt kurz auf das reale dynamische Verhalten von Gummi eingegangen werden. In dieser Arbeit handelt sich beim Begriff Gummi nur um Naturkautschuk, da dieser am meisten verbreitet ist für Lagerungsanwendungen. Viskose Dämpfung und hysteretische Dämpfung allein sind nicht ausreichend, um das dynamische Verhältnis zu beschreiben. Um genaue Aussagen über die Dämpfung von Gummilagern zu machen, sind weiterführende Modelle nötig.

Weiterführende Modelle verwenden Reibungsdämpfungselemente zusätzlich zu viskosen Dämpfungselemente. Ein Beispiel hiervon ist auf Abbildung 13 dargestellt. Der Anteil an viskoser Dämpfung ist bei Gummi besonders bei niedrigen Frequenzen deutlich kleiner, als die Reibungsdämpfung..(13) Bei dem abgebildeten Modell handelt es sich um ein deutlich komplexeres System, als das in Abbildung 8 dargestellte Kelvin-Voigt-Modell. Dieses Modell verwendet Reibelemente in Parallelschaltung zu Federelementen. Die Arbeit mit solchen Modellen liefert genauere Ergebnisse als das Kelvin-Voigt-Modell in Bezug auf die Dämpfungseigenschaften von Gummilager. Der Nachteil von solchen Modellen ist aber, dass es sich dabei um aufwendige nichtlineare Differentialgleichungen handelt. Diese sind deutlich komplexer zu lösen und sehr oft analytisch nicht lösbar. Aus diesem Grund wird der Einsatz von numerischen Methoden nötig.

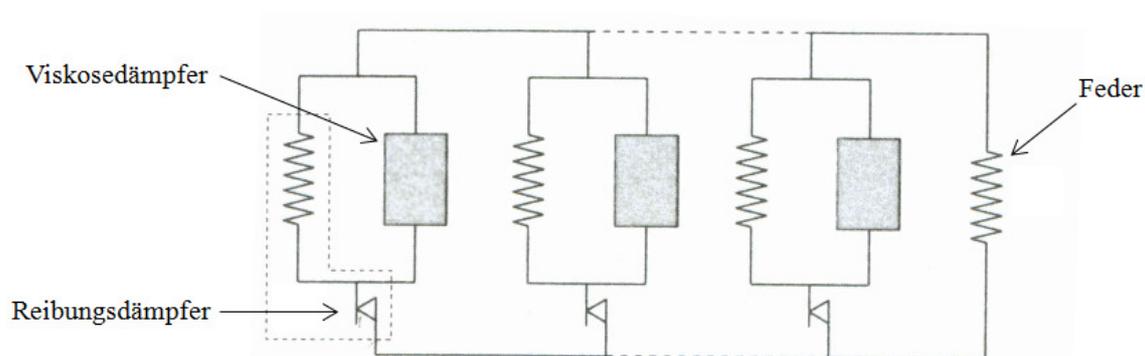


Abbildung 15: Modell zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Gummi (13)

3.6 Schwingungen in Systemen mit mehreren Freiheitsgraden

Bis jetzt wurde die Kompressorlagerung nur in Bezug auf einen Freiheitsgrad untersucht. Bei einer Schwingung, die in nur einer Richtung wirkt, könnte damit die Lagerung hinreichend untersucht werden. Im Falle der Kompressorlagerung sind Anregungskräfte in verschiedenen Freiheitsgraden zu prüfen. Die Untersuchung lässt sich nicht auf nur einen Freiheitsgrad beschränken.

Ein Starrkörper im Raum besitzt insgesamt sechs Freiheitsgrade: Drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade.

Der Körper besitzt entsprechend auch sechs Starrkörpereigenfrequenzen. Diese sollen einzeln im Bezug auf Schwingungsrichtung und Schwingungsisolierung untersucht werden.

Die Berechnung der Eigenfrequenzen bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden erfolgt basierend auf den gleichen Gleichungen wie für einen Freiheitsgrad, aber mit der Erweiterung auf Matrizen und Vektorenrechnung. Die Differentialgleichung zur Beschreibung einer gedämpften Schwingung mit mehreren Freiheitsgraden lautet entsprechend:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{C}\mathbf{y} = \mathbf{F}(\mathbf{t}) \quad 21$$

\mathbf{M} : $[N \times N]$ Massenmatrix

\mathbf{D} : $[N \times N]$ Dämpfungsmatrix

\mathbf{C} : $[N \times N]$ Steifigkeitsmatrix

$\mathbf{F}(\mathbf{t})$: $[N]$ Kraftanregungsvektor

Bei Gleichung 19 gibt N die Anzahl der Freiheitsgrade an. In diesem Anwendungsfall lautet also $N=6$, da im Rahmen dieser Arbeit nur Starrköperschwingungen berücksichtigt werden.

Die Massenmatrix \mathbf{M} wird auch als Trägheitstensor bezeichnet. Die Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} beschreibt die Federsteifigkeiten des Systems in allen Raumrichtungen. Die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} entsprechend der Dämpfung in allen Raumrichtungen. $\mathbf{F}(\mathbf{t})$ ist ein Vektor, der die Schwingungsanregung in alle Raumrichtungen angibt.

Als Lösung von Gleichung 21 bekommt man ein Eigenwertproblem, daraus sind sechs Eigenfrequenzen zu berechnen. Dazu erhält man entsprechend eine Übertragungsfunktion mit sechs Maxima. Im Sinne der Schwingungsisolierung sollten die Eigenfrequenzen klein genug sein, damit $\frac{\Omega}{\omega_{max}} > \sqrt{2}$ gilt. Dabei ist ω_{max} die größte Eigenfrequenz des Systems.

Im Gegensatz zur Schwingung mit nur einem Freiheitsgrad sind die Eigenfrequenzen und deren Wirkrichtungen bei einem System mit mehreren Freiheitsgraden auch von den Positionen der Lager abhängig. Dies bedeutet, es kann zu jeder Eigenfrequenz auch eine Schwingungsrichtung bestimmt werden. Eine Eigenfrequenz könnte zum Beispiel einen hohen Anteil an kinetischer Energie im Bereich einer Nickbewegung und zusätzlich noch einen restlichen Anteil an Energie in einer translatorischen Bewegung in Richtung der z-Achse haben.

3.7 Kontinuumsschwingungen

Beim Modell eines Starrkörpers handelt es sich um eine Vereinfachung. In der Realität haben Körper immer eine Steifigkeit. Bei der entsprechenden Anregung können alle Körper zusätzlich zu Starrkörperschwingungen auch andere Schwingungsarten erfahren. Beispiele dafür sind: Biegeschwingungen, Torsionsschwingungen und Kompressionsschwingungen. Die Untersuchung von Schwingungen von deformierbaren Körper bezeichnet man als Kontinuumsmechanik. Genauso wie es Starrkörper-Eigenfrequenzen gibt, gibt es auch entsprechend Eigenfrequenzen im Bereich der Kontinuumsmechanik. Je höher die Steifigkeit des Körpers ist, desto höher ist die Eigenfrequenz der Schwingung. Bei einer periodischen Anregung im Frequenzbereich der Eigenfrequenz der Schwingung können sehr hohen Amplituden auftreten, ähnlich wie bei den Starrkörpereigenfrequenzen. Im Bereich der Kontinuumsmechanik treten oft gekoppelte Systeme auf, bei denen sich Eigenfrequenzen in verschiedenen Freiheitsgraden gegenseitig beeinflussen. (5)

Die Kontinuumsschwingungen des Kompressors wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht mitberücksichtigt. Nicht nur wegen der fehlenden Informationen zu Geometrie und Werkstoffen des Kompressors, sondern wegen seiner sehr hohen Steifigkeit. Der Block des Kompressors ist aus einer nicht spezifizierten Aluminiumlegierung gegossen und besteht hauptsächlich aus einem Bauteil. Aus diesem Grund wären die Eigenfrequenzen in einem Bereich deutlich über 200Hz zu erwarten. In erster Näherung wäre anzunehmen, dass es sich beim Vibrationsproblem im Vergleich dazu eher um niederfrequenteren Starrkörperschwingungen handelt. Diese Behauptung ist nicht belegt, sondern basiert auf Erfahrungswerten. Um diese Behauptung unwiderruflich zu belegen, wäre diesbezüglich eine weitere Untersuchung zur Bestimmung der Eigenfrequenzen des deformierbaren Körpers nötig sowie eine Messung der Frequenz der Vibrationen im Fahrgastraum.

4 Entwicklung eines optimierten Lagerungskonzeptes

In dem folgenden Kapitel wird ein optimiertes Lagerungskonzept entwickelt. Die Entwicklung ist so aufgebaut, dass zuerst die Anforderungen aufgestellt werden, dann werden die Berechnungsziele und zuletzt die Konzepte berechnet.

4.1 Auswahl der Federn

In Frage kommen für die Lagerung des Kompressors Gummilager, Schraubenfedern oder Luftfedern.

Schraubenfedern haben als Vorteile sehr hohe Wärmebeständigkeit und Lebensdauer. Sie müssten aber wegen der sehr niedrigen eigenen Dämpfung mit Stoßdämpfern ergänzt werden. Ein zusätzlicher Nachteil von dieser Federart ist die Tatsache, dass diese nur eine Hauptarbeitsrichtung hat. Für die Lagerung des Kompressors kommen sie aus diesen Gründen nicht in Frage.

Luftfedern haben den Vorteil, dass sich die Auslenkungen bei unterschiedlichen Lasten über den Luftdruck regulieren lassen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, die Steifigkeit über Zusatzluftvolumina im Betrieb zu verändern. Im Falle dieser Kompressorlagerung sind nur Anregungskräfte vorhanden während der Kompressor im Betrieb ist. Also würde die Möglichkeit, die Federraten für verschiedene Lastfälle anzupassen, keinen Vorteil bringen. Eine Luftfeder besitzt wie eine Stahlfeder nur eine Hauptarbeitsrichtung. Luftfedern zeigen in Zugbelastung eine deutlich niedrigere Steifigkeit, als bei Druckbelastung. Eine Luftfeder ist im Vergleich zu einem Gummilager empfindlicher gegen äußere Einflüsse.

Gummilager sind eine gewöhnliche Wahl bei der Lagerung von Maschinen. Sie haben den Vorteil, dass sich damit gezielt Steifigkeiten in alle Raumrichtungen einstellen lassen. Außerdem besitzen diese eine eigene Dämpfung. Daher der Einsatz von zusätzlichen Stoßdämpfer nicht nötig. Oft ist es möglich, Gummilager mit Endanschläge auszustatten, was bei Stoßbelastungen oder andere selten auftretenden hohen Kräften von Vorteil sein kann. Auf eine typische Kennlinie eines Gummilagers wird in Abschnitt 4.5 eingegangen. Wegen der Vorteile der Gummilager gegenüber den Luftfedern soll die Auslegung der Lagerung bei dieser Ausarbeitung sich auf Gummilager ausrichten.

4.2 Anforderungen an die Kompressorlagerung

Für die Entwicklung der Lagerung müssen zuerst alle wichtigen Anforderungen gefunden und untersucht werden. Das Lagerungskonzept soll nicht nur den Komfort der Passagiere erhöhen, sondern muss zusätzlich den sicheren Betrieb des Kompressors gewährleisten. Eine elastische Lagerung wird abhängig von der Belastung ausgelenkt. Für den sicheren Betrieb des Antriebsriemens sollen alle Betriebszustände des Kompressors bei der Auslegung der Lagerung berücksichtigt werden. Zusätzlich soll die Anforderung an die Lebensdauer spezifiziert werden.

4.2.1 Schwingungsisolierung

Im Vordergrund der Auslegung der Lagerung steht die Schwingungsisolation. Das aktuelle Vibrationsproblem soll gelöst werden. Eine perfekte Isolierung ist rein physikalisch über eine Gummilagerung nicht möglich. Bei der Vergrößerungsfunktion (Abbildung 10) ist dieses Phänomen ersichtlich. Bei hohen η -Werten nähert sich die Funktion nur asymptotisch der idealen Isolation, kann diese aber, mathematisch betrachtet, nicht erreichen.

Zu der störenden Vibration im Fahrgastraum gibt es keine Daten zur Amplitude oder Frequenz. Zusätzlich gibt es für Fahrzeuge keine Normen in Bezug auf maximal zulässige Werte für Schwingungsbelastung und Komfort. Es kann aus diesem Grund kein numerisches Ziel aufgestellt werden für eine maximale Schwingungsamplitude im Fahrgastraum. Dies ist bei vibroakustischen Phänomenen in Fahrzeugen nicht selten der Fall. Eine endgültige Bewertung der Kompressorlagerung kann nur nach dem Einbau in einen Reisebus erfolgen. Die Schwingungen sollen so weit isoliert werden, dass diese im Fahrgastraum nicht mehr als unangenehm auffallen. Die Beurteilung erfolgt subjektiv über Testpersonen.

Als Ziel dieser Arbeit soll eine Lagerung entwickelt werden, die nur im Isolierbereich der Vergrößerungsfunktion arbeitet. Resonanzeffekte sollen vermieden werden. Als perfekt wird eine Schwingungsisolation bezeichnet, die so weit isoliert, dass die Schwingungen für den Anwender im Fahrgastraum subjektiv nicht mehr unangenehm sind.

4.2.2 Statische Kräfte

Zusätzlich zu den Anforderungen an die Schwingungsisolierung gibt es weitere Ansprüche an die elastische Lagerung. Der Kompressor wird von zwei Keilriemen angetrieben. Über diese Riemen wirken Kräfte auf den Kompressor. Diese Kräfte müssen entsprechend auch von der Lagerung aufgenommen werden.

Um einen ordentlichen Betrieb der Antriebsriemen zu gewährleisten, ist eine Vorspannung nötig. Die nötige Vorspannung von beiden Riemen beträgt $F_V = 2 * 400N = 800N$. Zusätzlich werden bei maximaler Last $M = 46Nm$ auf die Riemenscheibe übertragen. Dieser Fall tritt bei der maximalen Drehzahl des Motors auf, diese beträgt $1900min^{-1}$.

Die Übersetzung über den Riemenantrieb beträgt $I=1,5$. Der Durchmesser der Riemenscheibe am Kompressor beträgt $D_s = 200mm$. Der Riemen greift mit einem Winkel von 20° gegenüber der Horizontalen am Kompressor an. In der folgenden Abbildung sind die auf den Kompressor wirkenden Kräfte dargestellt. Dabei lautet:

$$F_D = \frac{M}{D_s/2} = 460N \quad 22$$

Außer der Belastung über dem Riemen ist noch die Gewichtskraft des Kompressors zu berücksichtigen. Die Masse beträgt $35 kg$, das bedeutet $F_N = 343N$ in Richtung negativer z-Achse.

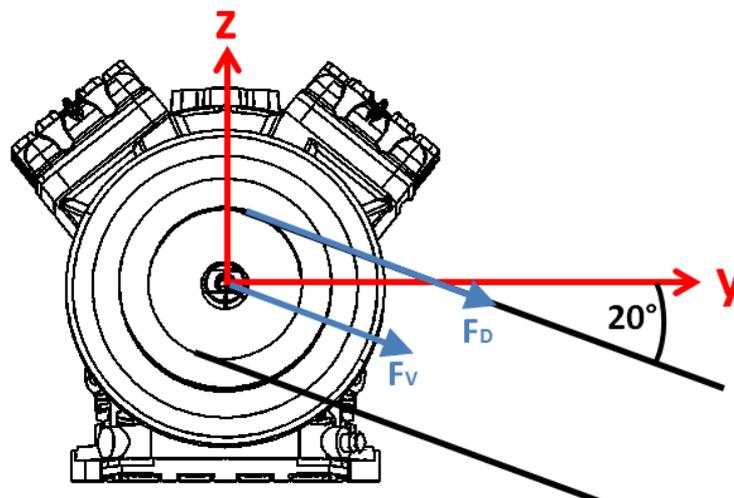


Abbildung 16: Darstellung der auf den Kompressor wirkenden Kräfte

Es gibt für den Kompressor zwei Hauptbetriebszustände: Kompressor in Betrieb, und Kompressor außer Betrieb. Der Kompressor wird über eine Magnetkupplung gesteuert. Diese schließt die Kraftübertragung zwischen Riemenscheibe und Antriebswelle des Kompressors.

Die Vorspannung des Riemen muss in jedem Betriebszustand des eingeschalteten Kompressors gewährleistet werden. Um ein Durchrutschen des Riemen im Falle abfallender Vorspannung wegen einer Auslenkung des Kompressors zu verhindern, ist ein Riemenspanner vorgesehen.

Tabelle 2: Statische Belastung des Kompressors

	Betriebszustand Kompressor	Drehzahl Motor	Drehzahl Kompressor	Auf die Kompressorwelle wirkenden Kräften
Lastfall 1	Ausgeschaltet	Kraft ist drehzahlunabhängig	0min^{-1}	$800N$
Lastfall 2	Eingeschaltet	Maximale Drehzahl: 1900min^{-1}	2850min^{-1}	$1260N$ und $46Nm$

Quelle der Daten für die beiden Lastfälle ist der Hersteller des Busses. Bei Drehzahlen unter der maximalen Drehzahl ist das abgenommene Drehmoment nur geringfügig kleiner, als bei Volllast, darum wird dieser Lastfall nicht getrennt in die Berechnung mit einbezogen (14). Da die Kräfte bei dem Lastfall 2 deutlich größer sind als beim Lastfall 1, wird nur der Lastfall mit den höheren Kräften berücksichtigt.

Beim Einschalten des Kompressors kann es zu höheren Kräften auf die Lagerung kommen. Hintergrund ist die Trägheit des Kompressors. Die schnelle Beschleunigung der Komponenten erzeugt hohe Reaktionskräfte auf die Lagerung. Da diese Kräfte nur für sehr kleine Zeiträume auftreten, sind Anschläge bei den Lagern als Federwegbegrenzung vorzusehen. Diese sollen laute Geräusche oder Schäden an den Lagern verhindern. Im welchen Ausmaß diese Kräfte auftreten, müsste in einer weiteren Untersuchung erforscht werden. Auf ein Beispiel für solche Anschläge bei Gummilagern wird im Abschnitt 4.4 eingegangen.

Eine Konsequenz der statischen Kräfte ist, dass bei einer elastischen Lagerung eine Auslenkung des Kompressors bei Last auftritt. Diese Auslenkung muss beachtet werden, da der Winkel zwischen Riemen und Riemenscheibe dem Verdrehwinkel des Kompressors gegenüber dem Schwerpunktkoordinatensystem gleicht. Sehr große Winkel erhöhen den Verschleiß des Riemens, da eine Flanke des Riemens deutlich mehr belastet wird. Bei sehr großen Verdrehwinkeln besteht das Risiko, dass der Riemen sich von der Scheibe löst.

4.2.3 Dynamische Kräfte

Zusätzlich zu den statischen Kräften wirken auch dynamische Kräfte bei bestimmten Fahrmanövern auf den Kompressor. Bei Fahrmanövern wie zum Beispiel Schlaglöcher oder Fahrt über Kanten entstehen hohe Beschleunigungen des Fahrzeugs in unterschiedlichen Richtun-

gen. Diese Beschleunigungen wirken auch auf die Kompressorlagerung und müssen von der Lagerung aufgenommen werden können.

Im Falle eines LKWs werden im Bereich der Motorlagerungsauslegung Beschleunigungen von bis zu 5g („g“ bezeichnet hierbei die Erdbeschleunigung) berücksichtigt. Bei Reisebussen sind die Lasten deutlich niedriger, da diese nicht für den Einsatz auf nicht asphaltierten und schlechten Straßen ausgelegt werden. Basierend auf Erfahrungswerten soll in dieser Arbeit von einer maximalen Beschleunigung bei Stößen von 3g in positiver und negativer z-Richtung angenommen werden. Fahrmanöver mit maximalen Beschleunigungen treten selten im Leben des Fahrzeugs auf. Es muss sichergestellt werden, dass die Lagerung bei Auftreten der Last nicht versagt.

Ferner wirken auch die dynamischen Massenkräfte und Massenmomente, die der Kompressor im Betrieb erfährt, auf die Lagerung. Diese Belastung tritt mehrere tausend Mal pro Minute auf, in Abhängigkeit von Ordnung und Drehzahl des Kompressors. Der Frequenzbereich liegt im Bereich von 20- bis 100Hz. Da es sich aber bei diesen Belastungen im Betrag um sehr niedrige Kräfte handelt, ist die Schädigungsrate auf die Gummilager trotz der sehr hohen Wiederholungsrate für die Auslegung nicht von Bedeutung.

4.2.4 Temperatur

Bei dem eingesetzten Motor handelt es sich um einen Turbo-Diesel mit 11 Litern Hubraum von DAF Trucks Deutschland GmbH. In dieser Motorgeneration werden die Euro VI Abgasemissionsvorschriften eingehalten. Dafür sind die Temperaturen im Motorraum im Vergleich zu älteren Generationen deutlich gestiegen. Abgaskatalysatoren erreichen bei höheren Temperaturen bessere Wirkungsgrade, womit bessere Emissionswerte erreicht werden. Aus diesem Grund werden in der aktuellen Motorgeneration höhere Temperaturen im Bereich der Abgasführung gefahren. Die Motorraumtemperaturen können aus diesem Grund über längere Zeiträume 85°C betragen

Naturkautschuk verliert bei hohen Temperaturen seine physikalischen Eigenschaften. Die Steifigkeit sinkt, genauso wie die Dämpfung und es treten beschleunigte Alterung und höhere Setzraten ein. Um das zu vermeiden, sind für den Einsatz bei hohen Temperaturen spezielle Mischungen vorgesehen. Bei diesen Mischungen ist der Einsatz bei 85°C problemlos möglich, und auch kurzzeitig bei bis zu 95°C (15). Bei der Auslegung der Gummilager für den Kompressor ist es entsprechend notwendig, auf eine Hochtemperatur-Gummimischung zu-

rückzugreifen. In diesem Fall hätte die Temperaturbelastung keine negativen Folgen auf die Lagerung.

4.2.5 Lebensdauer

Die Lagerung soll bei einer erwarteten Fahrleistung von 1000km am Tag eine Mindestlebensdauer von zwei Jahren erreichen. Der Reisebus soll für den täglichen Dauereinsatz ausgelegt werden.

Die Berechnung einer Lebensdauer für elastische Lager ist sehr aufwendig und kann im Rahmen dieser Arbeit nicht ausgeführt werden. Für eine grundlegende Simulation im Bezug auf Lebensdauer wäre eine weitere Untersuchung nötig.

4.3 Berechnung der Eigenfrequenzen und statischen Auslenkungen

Die Software ESSOS wurde im Rahmen dieser Arbeit für die Berechnung der Eigenfrequenzen und auch für die Berechnung der statischen Auslenkungen der Lager unter Last verwendet. ESSOS steht für „Engine Suspension System Optimization Software“; auf Deutsch übersetzt „Software für die Optimierung von Aufhängungssystemen für Motoren“. Die Software wurde von der Firma TrelleborgVibracoustic für die Auslegung von Motorlagerungen entwickelt. Sie basiert auf Matlab und verwendet die im vorherigen Kapitel vorgetragenen Grundlagen für die Berechnung. Die Berechnung erfolgt für einen einzelnen Starrkörper mit sechs Freiheitsgraden.

Für die Berechnung müssen folgende Parameter eingegeben werden:

- Lagerpositionen im Bezug auf Massenschwerpunkt
- Lagersteifigkeiten der einzelnen Lager in x-,y- und z-Richtung
- Masse des Kompressors
- Massenträgheitsmatrix
- Zusätzlich können auch statische Kräfte und Momente eingegeben werden

Im Rahmen dieser Arbeit werden Trägheitstensoren in folgender Form angegeben:

$$\begin{matrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{matrix}$$

Der Trägheitstensor des Kompressors wurde von der Firma GEA Bock GmbH zur Verfügung gestellt und lautet:

$$\begin{matrix} 333623 & -2741 & -8684 \\ -2741 & 415445 & 1536 \\ -8684 & 1536 & 314682 \end{matrix}$$

Dabei werden die Trägheitsmomente in $kg\ mm^2$ angegeben.

Zusätzlich zur Berechnung der Eigenfrequenzen ist auch die Berechnung der statischen Auslenkungen der Lager notwendig. Grund dafür ist, dass diese sich direkt auf die Dimensionierung der Lager auswirken. Außerdem sind die Verdrehungen des Kompressors auch direkt davon abhängig, was eine Auswirkung auf die Antriebsriemen zur Folge hat.

Für die Berechnung der statischen Auslenkungen der Lager müssen die auf den Kompressor wirkenden Kräfte eingegeben werden. Als Eingabe sind die Reaktionskräfte des Kompressors in allen Richtungen nötig. Diese lassen sich aus den zwei Lastfällen berechnen: Kompressor im Betrieb und Kompressor außer Betrieb. Die zwei Lastfälle und die Reaktionskräfte des Kompressors sind auf Tabelle 3 zu sehen.

Tabelle 3: Auf den Kompressor wirkende statische Kräfte und Momente

	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [Nm]
Außer Betrieb	0	747	-285	0	60	157
Im Betrieb	0	1260	-566	-46	119	312

Der Vorteil dieser Software ist, dass sie ermöglicht, relativ schnell neue Konzepte zu berechnen. Eingangsparameter können mit wenig Aufwand angepasst werden. Bei der Entwicklung von Aggregatlagern ist es möglich, leichte Änderungen der Eingangsparameter zu vollziehen und direkt Ergebnisse zu prüfen. Aus diesen Ergebnissen lassen sich Tendenzen erkennen, und daraus können die Eingangsparameter wieder gezielt angepasst werden, um in einer Schleife die Ergebnisse zu optimieren. In der Regel geschieht die Auslegung der Aggregatlagerung in der Konstruktionsphase, in der die Dimensionen des Fahrzeugs noch nicht endgültig festgelegt sind. Aus diesem Grund ist es wichtig die bestmögliche Lagerposition mit Hilfe einer numerischen Simulation frühzeitig zu definieren.

Eine Einschränkung des Programms ist, dass es nur Lager mit linearen Kennlinien berechnen kann. Dies bedeutet, dass nur eine konstante Steifigkeit pro Lager angegeben werden kann. Viele Aggregatlager besitzen sowohl einen Bereich mit einer linearen Kennlinie, als auch

Bereiche, bei denen die Kennlinie progressiv oder degressiv wird. Oft erwünscht ist eine progressive Tendenz bei hohen Auslenkungen. Eine lineare Kennlinie ist dagegen im Bereich wo Isolierung die wichtige Rolle spielt erwünscht. Für Stoßbelastungen und andere Extremfälle bei denen große Auslenkungen auftreten ist eine progressive Kennlinie oft erwünscht

Innerhalb dieser Ausarbeitung erfolgt die Auslegung der Lagerung mit der Annahme einer linearen Kennlinie.

Ein Beispiel für eine Auswertung von Eigenfrequenzen für ein Lagerungskonzept ist auf Abbildung 15 zu sehen. Auf der Grafik sind sechs Balken erkennbar. Diese zeigen die ersten sechs Starrkörpereigenfrequenzen. Die Balken sind farblich markiert. Die Farben definieren die sechs verschiedenen Raumrichtungen und sind in der Legende erläutert. Die Prozentzahlen darauf geben den Anteil an kinetischer Energie in der entsprechenden Richtung an. Die Berechnung der Eigenfrequenzen erfolgt nach den Grundlagen von Abschnitt 3.3.1, also ohne den Einfluss der Dämpfung zu berücksichtigen. Oberhalb jedes Balkens ist die Eigenfrequenz in Hz angegeben.

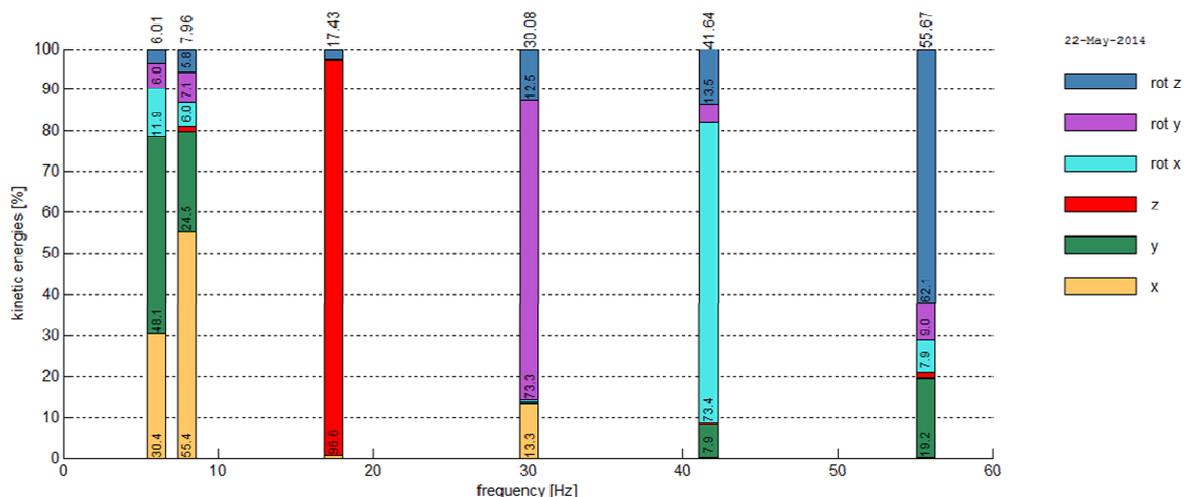


Abbildung 17: Beispiel für ein Ergebnis einer Eigenfrequenzberechnung mit ESSOS

Auf Abbildung 12 ist die Vergrößerungsfunktion bei erzwungenen gedämpften Schwingungen zu sehen. Dabei ist zu erkennen, dass die Maxima der Kurven sich in Abhängigkeit von der Dämpfung leicht verschieben. Dieses Phänomen wird von der Software ESSOS nicht bei der Berechnung berücksichtigt. Bei niedrigeren Dämpfungsraten ist der Einfluss relativ klein, und sollte zu keine bedeutsamen Abweichungen führen.

Da die Software in erster Linie für die Berechnung von Motorlagern entwickelt wurde, ist sie nicht dafür vorgesehen, einen Antriebsriemen zu berücksichtigen. Die Steifigkeit des Riemens wirkt aber wie eine zusätzliche Feder auf das System und muss bei der Berechnung der Eigen-

frequenzen auch mitberücksichtigt werden. Hierzu ist die Steifigkeit des Riemens nötig. Die Steifigkeit des Riemens wurde basierend auf der Kraft-Dehnungskurve interpoliert (siehe Abbildung 18).

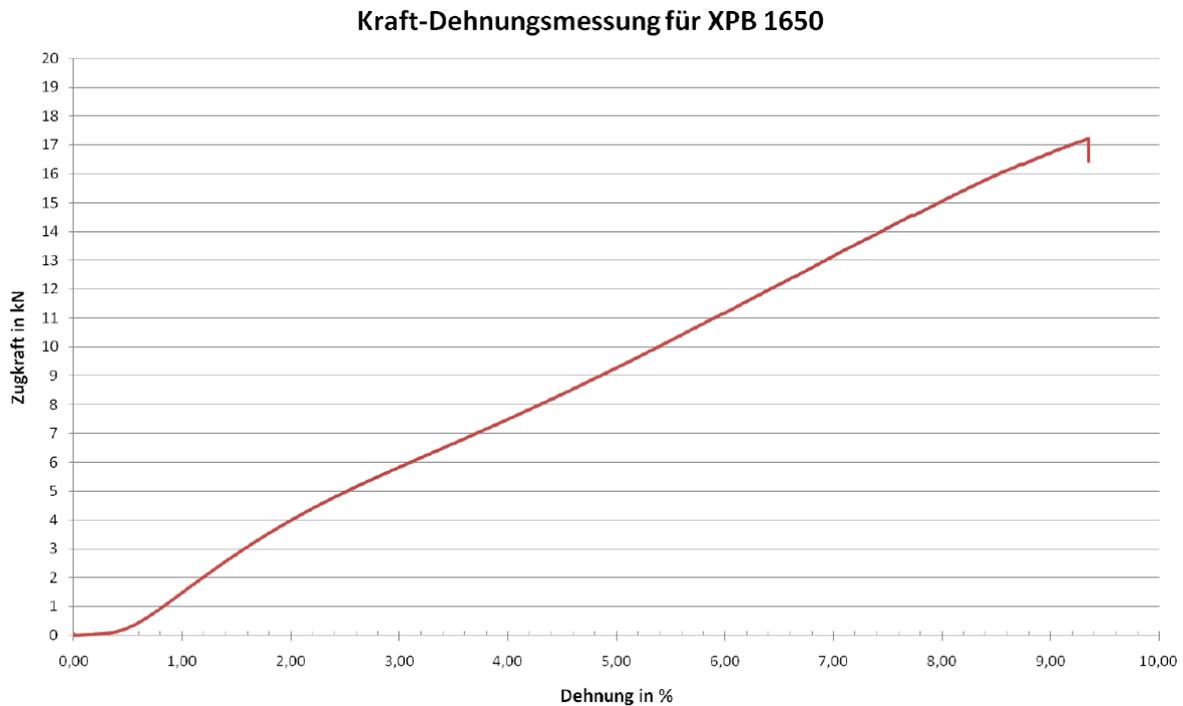


Abbildung 18: Kraft-Dehnungskurve für den Antriebsriemen.

Aus der Kraft-Dehnungskurve mit Einbeziehung der Länge des Riemens lässt sich eine Steifigkeit ab 350N von 225N/mm berechnen. Daraus ergibt sich beim Einsatz von zwei Riemen zusammengefasst eine Steifigkeit von 450N/mm , da diese parallel geschaltet sind. Hiermit kann der Riemen als zusätzliches Lager bei ESSOS eingetragen werden.

4.4 Berechnungsziele

Aus den vorgestellten Anforderungen an die Kompressorlagerung lassen sich genaue Berechnungsziele erfassen: Das Hauptberechnungsziel ist die Erreichung der perfekten Schwingungsisolierung. Wie schon bereits erwähnt, soll hierfür $\eta \leq \sqrt{2}$ sein, damit die Lagerung im Isolierbereich der Vergrößerungsfunktion arbeitet. Um das Ziel zu erreichen, wird zunächst ein Zielwert für die höchste Eigenfrequenz berechnet.

Wegen des Einsatzes von Gegengewichten an der Kurbelwelle des Kompressors sind vom Kompressor nur relativ kleine Massenkräfte und Momente der ersten Ordnung zu erwarten. Die Kräfte und Momente der zweiten Ordnung dagegen sind nicht ausgewuchtet. Aus diesem Grund ist es eindeutig, dass die bedeutende Anregung von den Kräften der 2. Ordnung des Kompressors herkommt.

Die minimale Drehzahl des Hauptantriebsmotors liegt bei 600min^{-1} , das ist die Leerlaufdrehzahl. Mit einer Übersetzung von $I=1,5$ errechnet sich eine minimale Drehzahl für den Kompressor von 900min^{-1} .

Die Frequenz der Anregung in der ersten Ordnung errechnet sich bei Leerlaufdrehzahl auf 15Hz . Die Frequenz der zweiten Ordnung der Anregung bei Leerlaufdrehzahl lautet 30Hz .

Als Hauptziel wird ein Wert von $\eta \leq \sqrt{2}$ für alle Eigenfrequenzen gesetzt. Dabei wird als Anregungsfrequenz die zweite Ordnung als Basis genommen. Damit die Forderung von $\eta \leq \sqrt{2}$ eingehalten wird, darf die maximale Eigenfrequenz der sechs Starrkörpereigenformen höchstens $21,2\text{Hz}$ betragen.

Da die Massenkräfte der 1.Ordnung sich in der Regel nicht vollständig durch die Auswuchtung vermeiden lassen, soll als Nebenziel eine Maximale Eigenfrequenz von $10,6\text{Hz}$ angestrebt werden.

Ein weiteres Berechnungsziel richtet sich auf die Dimensionierung der Gummilager aus. Fahrwerksbuchsen und Pendelstützenlager für PKWs sind Gummilager, dessen Kennlinien oft im linearen Bereich Auslenkungen von 2mm bis 6mm besitzen. Die Dimensionierung der Kompressorlagerung soll sich auf diesen Werte ausrichten. Ziel dahinter ist es, den Einsatz von existierenden Bauteilen zu ermöglichen. Dies würde die Kosten im Bereich der Auslegung und Entwicklung von neuen Lagern ersparen. Als maximale Auslenkung im linearen Bereich wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Wert von $\pm 5\text{mm}$ gewählt. Ein zusätzlicher Vorteil dieser Einschränkung ist eine kompakte Bauweise der Lager.

Abbildung 19 zeigt die statische Kennlinie eines gewöhnlichen Fahrzeuglagers. In diesem Fall handelt sich um die gleiche Längslenkerbuchse eines Fahrzeugs von der Kompaktklasse, die für Abbildung 15 verwendet wurde. Angezeigt wird eine kraftgesteuerte, quasi-statische Messung. Als quasi-statisch wird eine Messung bezeichnet, die mit einer sehr niedrigen Geschwindigkeit aufgenommen wurde. Die Geschwindigkeit ist dabei niedrig genug, um von dynamischen Phänomenen kaum beeinflusst zu werden. Das Lager wurde in radialer Richtung auf $\pm 6\text{kN}$ belastet. Dabei wurde die Kraft-Wegkennung aufgenommen. Auffällig dabei ist der charakteristische lineare Bereich zwischen $\pm 5\text{mm}$ und $\pm 1\text{kN}$. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Lagerungskonzept entwickelt werden für ein Gummilager mit ähnlichem Kennlinienverlauf wie das in dieser Abbildung. Vorteilhaft dabei sind ein linearer Bereich für Schwingungsisolierung und die progressiven Bereiche für das Auftreten von hohen Kräften von bis zu $\pm 6\text{kN}$. Die Progressivität der Kurve bei hohen Auslenkungen wird über Gummianschläge im Lager realisiert.

Zu beachten sind auch die progressiven Bereiche der Kennlinie bei Auslenkungen die größer als $\pm 5\text{mm}$ betragen. Diese sind für die Aufnahme von Kräften von höheren Beträgen, und nicht in erster Linie zur Schwingungsisolation.

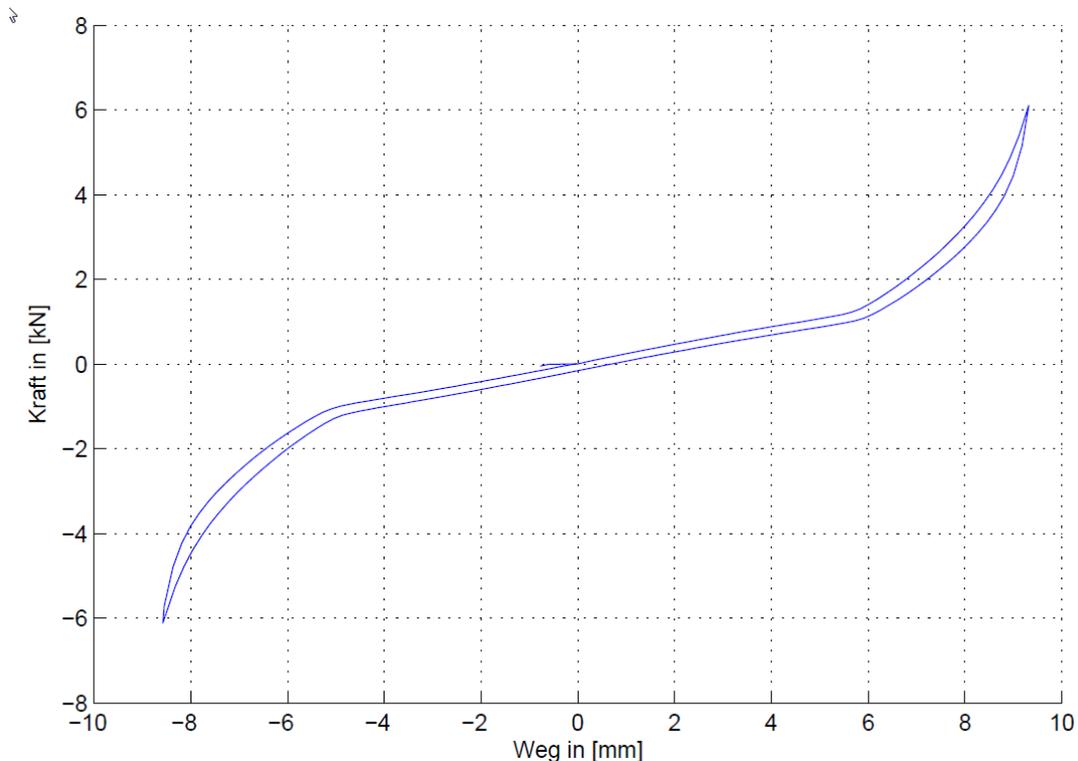


Abbildung 19: Statische Kennlinie einer Längslenkerbuchse eines Fahrzeugs der Kompaktklasse

Mit ESSOS, lassen sich Lager von allen Steifigkeiten einsetzen. Theoretisch wären für die optimale Lagerung zum Teil Steifigkeiten von bis zu unter 1 N/mm wünschenswert. In der Praxis sind aber nicht alle Steifigkeiten und Kombinationen von Steifigkeiten bei Gummilager realisierbar. Eine minimale Lagersteifigkeit wurde im Rahmen dieser Ausarbeitung unabhängig von der Belastungsrichtung von $c=40\text{ N/mm}$ ausgewählt.

Die minimale Steifigkeit der Lager spielt bei den Fahrereignissen, bei denen große Beschleunigungen auftreten, eine wichtige Rolle. Im Abschnitt 4.1.3 wurde eine maximale Beschleunigung von $3g$ als größtmögliche zu berücksichtigende Beschleunigung vorgestellt. Bei einem Gewicht von 35 kg würde dabei eine Kraft von 1029 N auftreten. Dafür sind bei der Lagerung Anschläge vorzusehen, die zusätzlich zur statischen Belastung noch die Beschleunigungskräfte aufnehmen können. Ein Beispiel für Anschläge ist in Abbildung 19 dargestellt.

Um den Verschleiß am Keilriemen in Grenzen zu halten, soll in Absprache mit dem Lieferant des Keilriemens eine maximale Verdrehung des Kompressors von 5° toleriert werden. Im

Falle der Drehung um die x -Achse gilt diese Beschränkung nicht, da diese keinen Einfluss auf den Riemenverschleiß hat.

4.5 Verschiebung von Eigenfrequenzen

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die sechs Starrkörpereigenfrequenzen des Kompressors über die Lagerung in den erwünschten Bereichen verschoben werden. Wie schon im Kapitel 3 vorgestellt sind die Eigenfrequenzen des Kompressors nur von der Steifigkeit und der Position der Lager zu beeinflussen. Für die Verschiebung der Eigenfrequenzen ist es möglich Anweisungen aufzustellen. Diese sind hilfreich, um die einzelnen Eigenfrequenzen in den gewünschten Bereich zu verschieben. In Abbildung 20 wird eine Beispiellagerung eingeführt. Der Massenschwerpunkt befindet sich im Nullpunkt des Koordinatensystems. L1, L2 und L3 sind die Lager. Alle drei befinden sich in der x -/ y -Ebene.

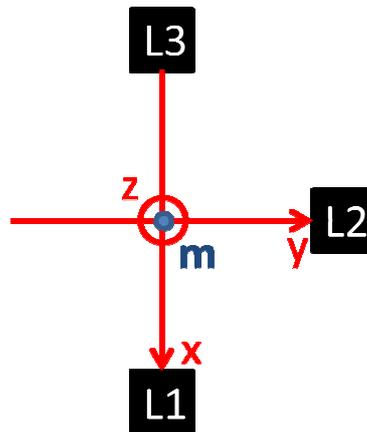


Abbildung 20: Beispiel eines Lagerungskonzeptes

Bei den drei translatorischen Bewegungsrichtungen lassen sich die Eigenfrequenzen gut durch Vergrößerung oder Verminderung der Steifigkeit der Lager in der erwünschten Richtung verschieben. Um die Eigenfrequenz des in Abbildung 20 vorgestellten Lagerungskonzeptes in x -Richtung zu verkleinern, wäre die einfachste Möglichkeit die Verringerung der Steifigkeiten der Lager in x -Richtung.

Im Falle der Rotationseigenschwingungen spielt die Rotationssteifigkeit des Feder-Masse-Systems die wichtigste Rolle. Dabei zu berücksichtigen ist nicht nur die Steifigkeit der Lager in der Rotationsebene, sondern auch deren Hebelarm. Das bedeutet, auch der Abstand der Lager zum Rotationspunkt (auch Schwingungsknoten genannt) ist zu berücksichtigen. Hierzu wird auch ein Beispiel für das Lagerungskonzept in Abbildung 20 erläutert. Das Ziel soll die Verschiebung der Gier-Eigenfrequenz mit Schwingungsknoten im Koordinatennullpunkt sein. Eine Verringerung der Gier-Eigenfrequenz wäre durch die Verkleinerung des Lagerabstandes

in der Schwingungsebene zum Schwingungsknoten bei gleichbleibender Steifigkeit zu erzielen. So eine Verschiebung wird in Abbildung 21 a) dargestellt. Im Gegensatz dazu wird eine Erhöhung der Gier-Eigenfrequenz durch Vergrößerung des Lagerabstandes zum Rotationspunkt möglich. Diese ist in Abbildung 21 b) dargestellt.

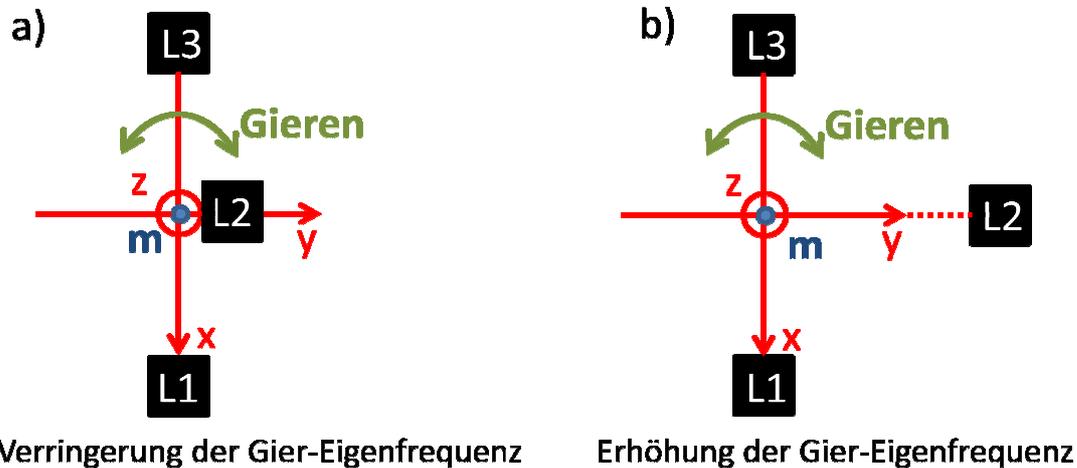


Abbildung 21: Beispiele zur Erhöhung bzw. Verringerung der Gier-Eigenfrequenz bei gleichbleibenden Lagersteifigkeiten vom Lagerungskonzept in Abbildung 20

Die Erhöhung der Lagersteifigkeiten in der Rotationsebene bezogen auf Gieren wird im folgenden Beispiel verdeutlicht. Die Erhöhung der Lagersteifigkeiten von L3 oder L1 in y-Richtung, oder L2 in x-Richtung erhöhen die Gier-Eigenfrequenz. Zu beachten dabei ist aber, dass eine Erhöhung der Steifigkeiten in y-Richtung auch eine Erhöhung der Eigenfrequenz in y-Richtung führt.

Bezüglich der Lagerung des Kompressors ist bei der Verschiebung der Eigenfrequenzen auf die statischen Lasten zu achten. Das Verringern von Steifigkeiten und Lagerabständen kann zu größere Auslenkungen der Lager führen. Zusätzlich muss beachtet werden, dass die Veränderung eines Lagers Konsequenzen auf mehr als nur eine Eigenfrequenz zur Folge hat. Die Lage des Schwingungsknotens ist oft bei der Auslegung nicht bekannt. Aus diesem Grund muss, basierend auf die in diesem Abschnitt vorgestellten Vorschläge zur Verschiebung von Eigenfrequenzen, immer in der Simulation der Einfluss auf das Gesamtsystem betrachtet werden.

4.6 Lagerungskonzepte

Zunächst werden sechs Lagerungskonzepte als Skizzen vorgestellt. Die Lagerungskonzepte sind in Bezug auf statische Stabilität und Minimierung von Eigenfrequenzen ausgewählt. Jedes Konzept besitzt drei Lagerungspunkte bezeichnet als L1, L2 und L3. Lagerungskonzepte mit mehr Lagern sind für diese Anwendung nicht vorteilhaft. Beim Einsatz von mehr als drei Lagern würden Fertigungstoleranzen Probleme bei der Montage zur Folge haben, da es sich dabei um ein überbestimmtes System handeln würde. Außerdem fördern zusätzliche Lager eine Tendenz zum Erhöhen der Eigenfrequenzen.

Auf den Skizzen in Abbildung 22 wird der Kompressor als ein Quader dargestellt mit halbtransparenter blauer Vorder- und Rückseite. Die grüne Scheibe stellt die Riemenscheibe auf der Vorderseite des Kompressors dar. Die Ausrichtung der Skizze lässt sich aus dem roten Koordinatensystem ablesen.

Die Lagerungspunkte für die verschiedenen Lagerungskonzepten wurden mit den folgenden zwei Zielen ausgewählt: Minimierung der Eigenfrequenzen und Minimierung der statischen Kräfte die auf die Lager wirken. Die verschiedenen Konzepte wurden zum Teil von verschiedenen erfolgreichen technischen Lösungskonzepten inspiriert. Konzept 1 ähnelt der Motorlagerung eines längseingebauten Motors in einem Fahrzeuges, Konzept 2 einer Motorlagerung eines industriellen Diesel-Strom-Generators. Konzept 6 verwendet ähnliche Lagerpositionen wie der IST-Zustand. Konzept 4 ähnelt einer Lagerung eines quereingebauten Motor eines PKWs. Konzept 3 ähnelt Konzept 6, außer dass sich Lager 3 auf der Motorseite befindet. Bei Konzept 5 ist L3 direkt an dem Antriebsriemen um dessen Kräfte direkt abzugreifen, L1 und L2 bilden eine Rotationsachse.

Diese sechs Konzepte bilden die Basis. Die Konzepte, die die gesetzten Zielen am besten erfüllen, sollen anschließend weiterhin optimiert werden.

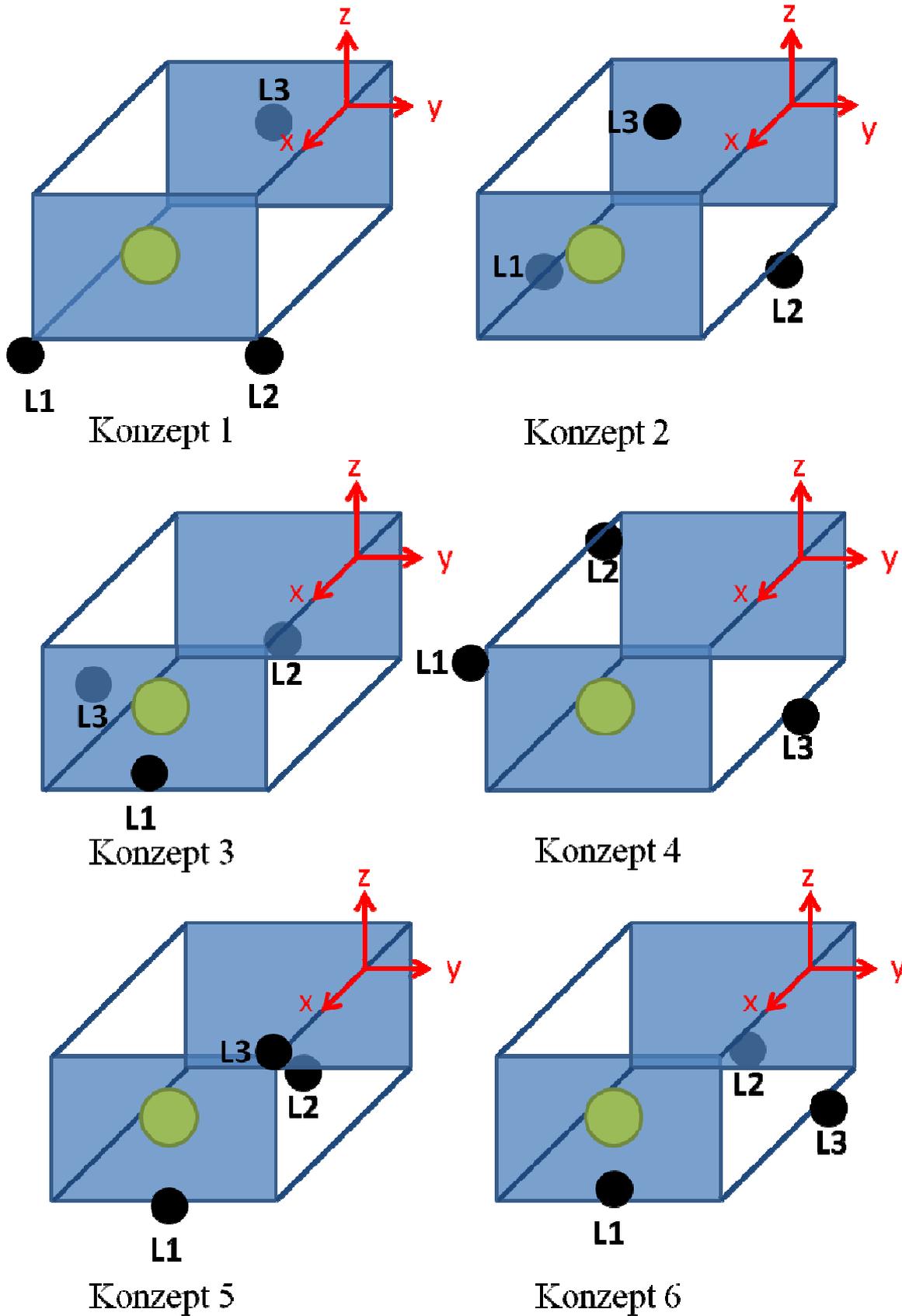


Abbildung 22: Lagerungskonzepte 1 bis 6

Bei der Umsetzung der Lagerungskonzepte wurden die folgenden Lagerpositionen bezogen auf den Kompressor-Schwerpunkt gewählt. Bei der Auswahl der Lagerpositionen wurde die Geometrie des Kompressors beachtet. Lagerpositionen, die zu einer Kollision mit dem Kompressor oder Antriebsriemen führen würden, wurden ausgeschlossen. Da die Umgebung des Motorraumes vom Busersteller noch nicht fest bestimmt ist, wurden in dieser Hinsicht die Geometrien frei gewählt.

Tabelle 4: Lagerpositionen in mm in Bezug auf das Schwerpunkt-Koordinatensystem

		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Konzept 5	Konzept 6
Lager 1	x	120	0	150	122	120	150
	y	-120	-140	0	-160	0	0
	z	-210	-210	-185	200	-210	-185
Lager 2	x	120	0	-167	-140	-140	-167
	y	120	140	0	-160	0	0
	z	-230	-210	-182	200	-210	-182
Lager 3	x	-140	0	-36	0	205	-36
	y	0	0	188	160	180	-188
	z	0	200	-189	-190	90	-189

Jedes Lagerungskonzept soll in Bezug auf Eigenfrequenzen untersucht werden. Um dies zu ermöglichen, musste zu jeder Lagerposition auch eine Lagersteifigkeit bestimmt werden. Die Lagersteifigkeiten wurden in jedem einzelnen Fall so ausgelegt, dass die Berechnungsziele für Lagerfreiwege und Mindeststeifigkeit in verschiedenen Richtungen eingehalten werden. Maximale Auslenkungen von $\pm 5\text{mm}$ wurden angestrebt, ohne diesen Wert zu überschreiten. In der folgenden Tabelle sind die ausgewählten Lagersteifigkeiten angegeben.

Tabelle 5: Ausgewählte Lagersteifigkeiten

		Steifigkeiten [N/mm]					
		Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Konzept 5	Konzept 6
Lager 1	x	160	200	80	60	40	40
	y	180	100	320	270	170	320
	z	190	40	40	60	50	260
Lager 2	x	170	250	40	40	40	40
	y	80	100	60	60	80	60
	z	350	60	200	80	40	150
Lager 3	x	40	60	40	80	40	40
	y	40	150	40	60	160	40
	z	40	40	300	40	80	300

Die sechs berechneten Starrkörpereigenfrequenzen für die sechs Lagerungskonzepte sind in Tabelle 6 aufgeführt. Die Starrkörpereigenfrequenzen werden im Rahmen dieser Arbeit mit steigendem Betrag geordnet und von 1 bis 6 nummeriert.

Tabelle 6: Eigenfrequenzen der vorgeschlagenen Konzepte

	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Konzept 5	Konzept 6
1. Eigenfrequenz [Hz]	7,8	11,9	5,8	11,7	7,4	8,6
2. Eigenfrequenz [Hz]	12,7	12,9	11,2	13,1	10,0	11,0
3. Eigenfrequenz [Hz]	21,8	20,3	17,2	13,6	13,1	24,0
4. Eigenfrequenz [Hz]	35,2	41,4	33,8	23,7	28,3	34,5
5. Eigenfrequenz [Hz]	50,7	44,7	44,8	45,1	41,8	44,4
6. Eigenfrequenz [Hz]	64,8	60,1	67,3	61,9	62,2	67,0

Grün sind die Eigenfrequenzen gekennzeichnet, die das Nebenziel, und Gelb die, die das Hauptziel erfüllen. Rot gekennzeichnet sind die Eigenfrequenzen, die keines der beiden Zielen erfüllen. In der Tabelle deutlich erkennbar ist, dass keiner der Lagerungskonzepte die Mindestanforderungen für das Hauptziel, die Isolation von Massenkraften der 2. Ordnung, erfüllen. Außerdem sind bei allen Konzepten mindestens zwei Eigenfrequenzen sehr deutlich außerhalb des Isolationsbereiches. Diese wären bei bestimmten Betriebszuständen im Resonanzbereich.

Konzept 1, 2 und 6 besitzen jeweils vier Eigenfrequenzen außerhalb des Isolationsbereiches, nämlich eine mehr als die restlichen Konzepte. Aus diesem Grund sind diese Lagerungskonzepte als deutlich schlechter zu bewerten als die anderen Konzepte. Diese Konzepte werden wegen der mäßigen Performance nicht weiterhin untersucht.

Bei Konzept 6 handelt es sich um ein Konzept mit ähnlichen Lagerpositionen wie der bisherige Konzept. Der Unterschied zwischen den Konzepten ist, dass Konzept 6 nur drei Lager verwendet, anstatt vier. In der Position bei der beim bisherigen Konzept zwei Torsionslager, dicht beieinander auf der Vorderseite des Kompressors angebracht waren, ist bei Konzept 6 nur ein Lager (siehe Abbildung 5 und Abbildung 22). Die Lagersteifigkeiten des bisherigen Konzeptes sind nicht bekannt. Bei den ausgewählten Steifigkeiten in Rahmen dieser Arbeit zeigen diese Lagerpositionen keine gute Performance. Die Positionen der drei übrigbleibenden Konzepten zeigen deutlich niedrigere Eigenfrequenzen.

4.7 Optimierung der Konzepte

Im Folgenden werden die Konzepte 3, 4 und 5 untersucht. In diesem Schritt wird empirisch jedes Konzept und jede Lagerposition in alle Raumrichtungen im Bezug auf Minimierung der Eigenfrequenzen erforscht. Dabei sollen die Konzepte auf das Maximum optimiert werden. Wie bereits erläutert, wird bei der Optimierung auf die Einhaltung folgender drei Randbedingungen geachtet:

- maximale Rotation Nicken und Gieren 5°
- maximale statische Auslenkung der Lager 5mm
- minimale Steifigkeit 40N/mm.

In Tabelle 7 sind die Eigenfrequenzen der optimierten Konzepte zu sehen: Konzept 3.1, 4.1 und 5.1. Dabei wurden die Frequenzen wie bei Tabelle 6 farblich markiert. Für die Optimierung der Konzepten wurden die Lagerpositionen verschoben, um die Eigenfrequenzen zu vermindern. Der Vorgang der Optimierung erfolgte dabei empirisch.

Tabelle 7: Optimierte Konzepte

	Konzept 3.1	Konzept 4.1	Konzept 5.1
1. Eigenfrequenz [Hz]	9,1	10,1	6,5
2. Eigenfrequenz [Hz]	10,4	11,2	9,5
3. Eigenfrequenz [Hz]	16,1	15,0	13,0
4. Eigenfrequenz [Hz]	18,8	18,4	25,7
5. Eigenfrequenz [Hz]	32,9	36,2	34,5
6. Eigenfrequenz [Hz]	61,0	60,2	62,8

Die meisten Eigenfrequenzen sind gegenüber den originalen Konzepten deutlich abgesunken. Bei der sechsten Eigenfrequenz ist aber keine Optimierung möglich. Trotz Optimierung befinden sich nicht alle Eigenfrequenzen in dem erwünschten Bereich. Das Ziel wurde nicht erreicht. Bei den Konzepten 3.1 und 4.1 sind jeweils zwei Eigenfrequenzen außerhalb des Isolationsbereiches. Beim Konzept 5.1 sind sogar drei Eigenfrequenzen außerhalb des erwünschten Bereiches.

5 Weiterführende Untersuchung zur Verbesserung der Schwingungsisolation

In diesem Kapitel sollen weiterführende Lösungsmöglichkeiten vorgestellt und untersucht werden. Das Ziel war, durch Positionierung der Lager und Auswahl der Steifigkeiten alle Starrkörpereigenfrequenzen im Bereich der Isolation zu verschieben. Das ist nicht möglich. Deswegen sollen weitere Lösungsmöglichkeiten untersucht werden. Hierbei handelt es sich jeweils um Kompromisslösungen. Deren Effektivität und Plausibilität soll überprüft werden.

5.1 Erhöhung der Masse und des Trägheitsmomentes

Mit der Erhöhung der Masse und der Trägheit des Systems ist es möglich, die Eigenfrequenzen weiter zu mindern. Dies ist aus Gleichung 21 zu entnehmen. Bei der Kompressorlagerung würde die Möglichkeit bestehen, eine Masse an den Kompressor anzuschrauben.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen zwei Varianten zur Erhöhung der Masse und des Trägheitstensors untersucht werden. Dabei soll sich die Untersuchung vorerst auf das Konzept 3.1 beschränken. In Abbildung 23 sind die Eigenfrequenzen dieses Konzeptes und deren Richtung dargestellt. Die fünfte Eigenfrequenz mit 32,87Hz und die sechste Eigenfrequenz mit 61,01Hz befinden sich außerhalb des Isolationsbereiches. Diese zwei Eigenfrequenzen sollen durch Erhöhung der Trägheit und der Masse des Systems vermindert werden. Die dominierenden Richtungen der fünften Eigenfrequenz sind Nicken mit 59,6% der kinetischen Energie gefolgt von Wanken mit 27,8%. Die dominierende Richtung bei der sechsten Eigenfrequenz ist das Gieren mit 77,6% der kinetischen Energie. Auffällig ist dabei, dass alle die Eigenfrequenzen die vermindert werden sollen, Rotationseigenfrequenzen sind. Dies bedeutet, dass eine reine Erhöhung der Masse im Schwerpunkt keine Verbesserung der Performance bringt. Die zusätzliche Masse muss die Trägheit in Bezug auf Rotation erhöhen, um die problematischen Eigenfrequenzen zu vermindern.

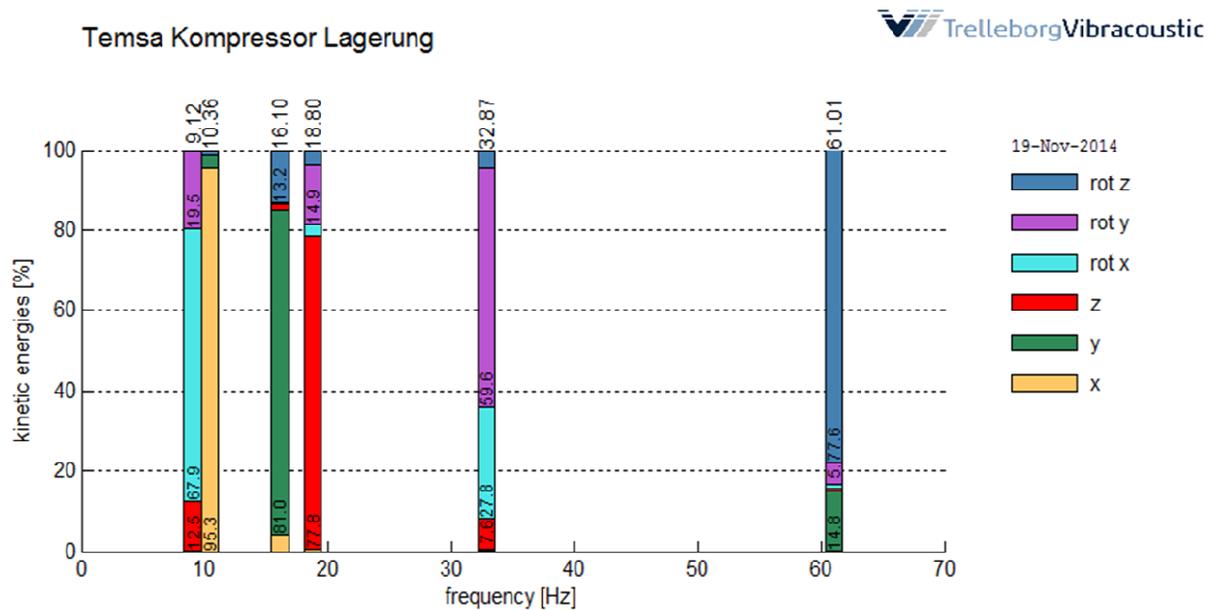


Abbildung 23: Eigenfrequenzen Konzept 3.1

Es sollen zwei Varianten zur Optimierung untersucht werden: Masse (1) und Masse (2). Bei beiden Massen handelt sich um massive Bauteile aus Stahl, die unterhalb des Kompressors angebracht werden. Die Masse wird als homogen verteilt angenommen. Für die Dichte von Stahl wurde der Wert $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ verwendet. Die Vorrichtungen, um die Massen an den Kompressor anzubringen, und deren Einfluss auf Masse und Trägheit werden wegen ihres vergleichbar kleinen Einflusses auf das Ergebnis, vernachlässigt. Die Ausmaße und Massenbeträge zu beiden Varianten sind auf Abbildung 24 aufgeführt.

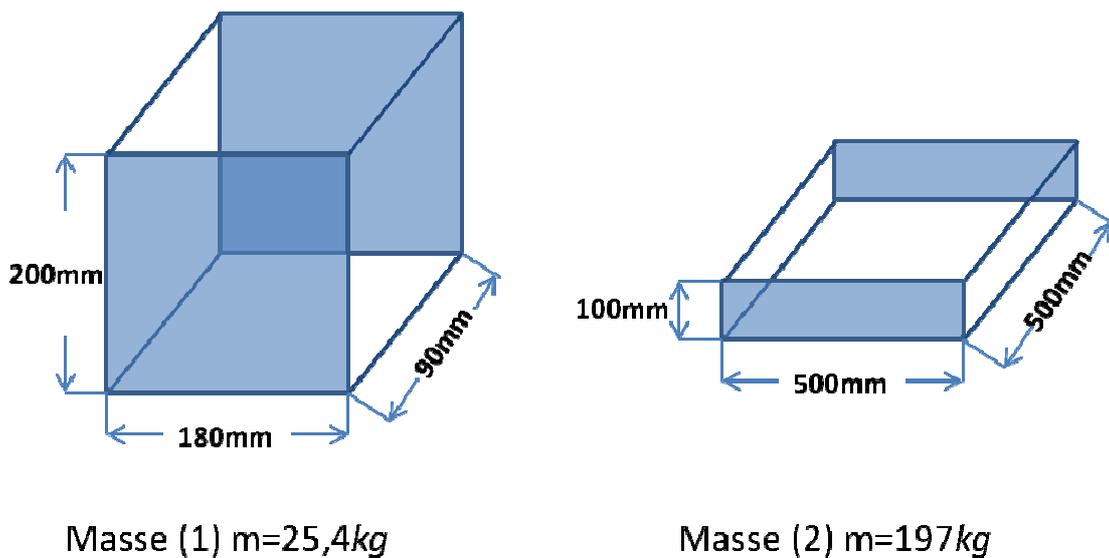


Abbildung 24: Ausmaße und Massenbeträge von Masse (1) und Masse (2)

Bei Masse (1) handelt sich um eine Masse, die auf alle Konzepte problemlos übertragbar wäre. Die Unterseite des Kompressors ist bei den Konzepten 3.1, 4.1 und 5.1 frei und besitzt

zusätzlich gut geeignete Anschraubpunkte. Die Masse ist so konstruiert, dass sie Platz zwischen den Anschraubpunkten unterhalb des Kompressors finden kann. Bei Masse (2) handelt es sich um eine Platte. Wegen der großen Ausmaße könnte diese Masse schwerer im Bus unterzubringen sein. Sie sollte aber wegen der größeren Masse und des größeren Trägheitstensors bessere Ergebnisse bei der Verminderung von Rotationseigenfrequenzen bringen. Die Platte soll als mittig unter dem Kompressor befestigt angenommen werden.

Zur Untersuchung der Eigenfrequenzen wurden die Trägheitstensoren vom Kompressor mit den Zusatzgewichten berechnet. Der Trägheitstensor von Masse (1) zusammen mit dem Kompressor in $kg\ mm^2$ lautet:

$$\begin{bmatrix} 486871 & -2741 & -8684 \\ -2741 & 517258 & 1536 \\ -8684 & 1536 & 400407 \end{bmatrix}$$

Der Trägheitstensor der Masse (2) zusammen mit dem Kompressor in $kg\ mm^2$ lautet:

$$\begin{bmatrix} 1090364 & -2741 & -8684 \\ -2741 & 2428186 & 1536 \\ -8684 & 1536 & 2983682 \end{bmatrix}$$

Auffällig bei den Trägheitstensoren ist, dass Masse (2) das Trägheitsmoment des Kompressors um einen deutlich höheren Betrag als Masse (1) erhöht. Das liegt an der größeren Masse und an den Dimensionen des Körpers.

Auf Abbildung 25 sind die Eigenfrequenzen von dem Kompressor mit Masse (1) angezeigt. Die zwei problematischen Eigenfrequenzen werden mit dem Zusatzgewicht nur um einen Betrag von $\sim 1Hz$ vermindert. Bei den Eigenfrequenzen mit einer translatorischen Richtung ist der Einfluss der zusätzlichen Masse deutlicher zu erkennen. Diese sind aber nicht relevant in Bezug auf das Ziel der Isolierung, da sich diese schon vorher im Isolationsbereich befanden.

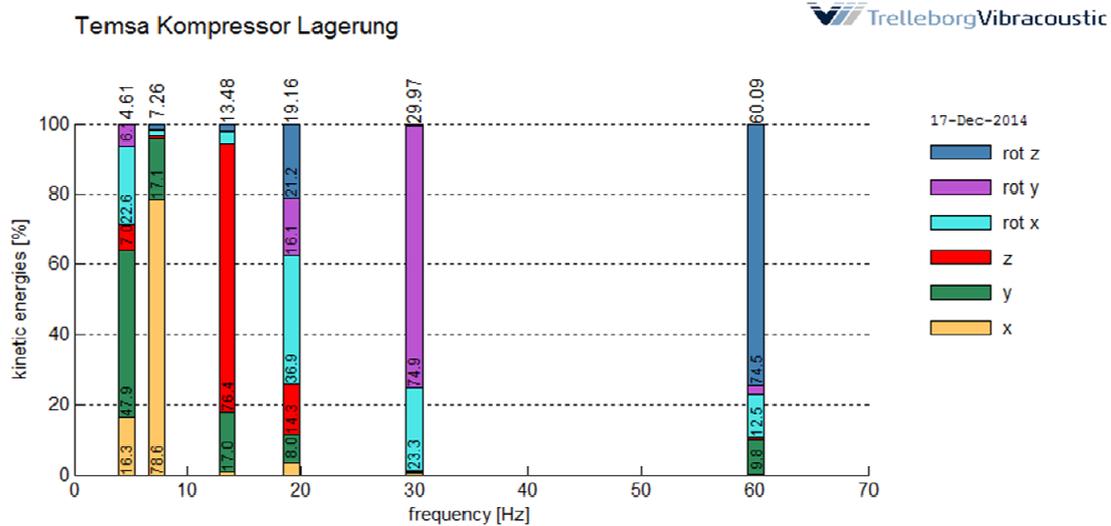


Abbildung 25: Eigenfrequenzen mit Masse (1)

In Abbildung 26 sind die Eigenfrequenzen des Kompressors mit Masse (2) angegeben. Die Eigenfrequenzen sind im Vergleich zu Konzept 3.1 sehr deutlich gesunken. Die fünfte Eigenfrequenz befindet sich jetzt mit 16,2Hz im erwünschten Bereich. Die sechste Eigenfrequenz ist durch die Zusatzmasse deutlich gesunken: von 61Hz auf 30,6Hz. Trotzdem befindet sich diese noch außerhalb des Isolationsbereiches. Alle sonstigen Eigenfrequenzen sind wegen der Zusatzmasse deutlich gesunken.

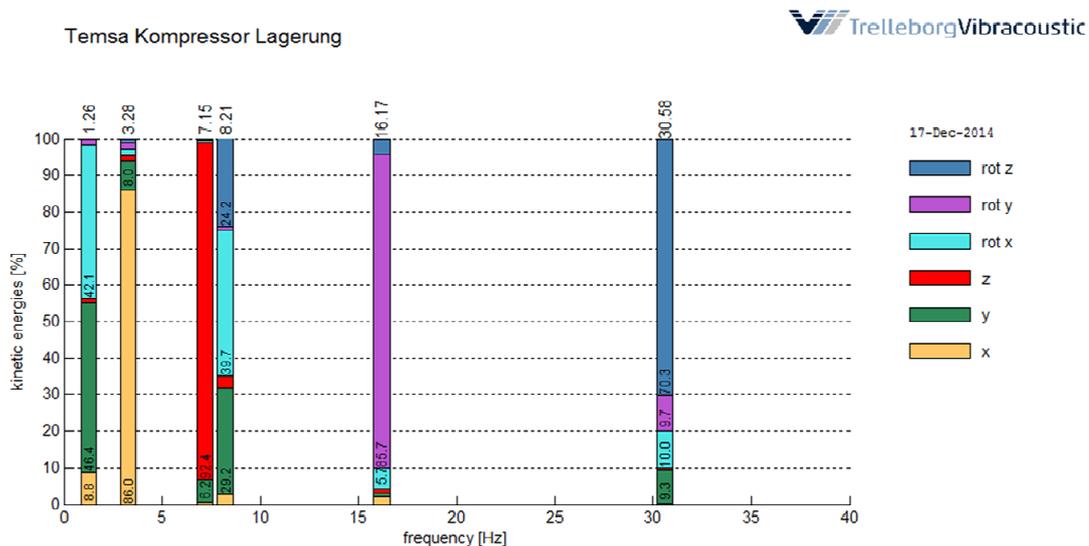


Abbildung 26: Eigenfrequenzen mit Masse (2)

Weder Masse (1) noch Masse (2) sind geeignet, um die erwünschte Performance zu erzielen. Masse (1) hat nur eine vernachlässigbare Wirkung auf die Rotationseigenfrequenzen erbracht. Hintergrund ist der nur leicht erhöhte Trägheitstensor. Masse (2) hat eine größere Wirkung, ist

aber trotz deutlich größerer Masse und größerem Trägheitstensor trotzdem nicht ausreichend, um das Ziel zu erfüllen.

Eine Erhöhung der Masse ist heutzutage in der Nutzfahrzeugbranche nie erwünscht, weil dadurch Achslasten und Kraftstoffverbrauch erhöht werden. Das Anbringen von Zusatzmassen an einem Reisebus schränkt die Konkurrenzfähigkeit deutlich ein. Für eine deutliche Verbesserung der Isolation wäre unter Umständen eine geringe Erhöhung der Masse tolerierbar. Bei Masse (2) handelt sich um eine Massenerhöhung von 196kg. Das ist für die heutige Reisebusindustrie ein sehr hoher Betrag. Aus der Untersuchung mit Masse (1) und Masse (2) ist zu erkennen, dass sich die Konzepte nur durch sehr große Massen in Richtung der perfekten Isolation verbessern lassen. Diese würden aber die Konkurrenzfähigkeit des Produktes zu stark einschränken und kommen für die Lösung des Vibrationsproblems nicht in Frage.

5.2 Zusätzliches Auslegungsziel in Bezug auf die Leerlaufrfrequenz

Da das Ziel, alle Eigenfrequenzen in den Bereich der Isolation zu verschieben, nicht erreicht wurde, soll die Performance bei den wichtigsten Betriebszuständen optimiert werden. Ein häufig auftretender Betriebszustand des Reisebusses ist die Leerlaufdrehzahl des Motors. In diesem Bereich sind die starken Vibrationen des bisherigen Konzeptes am deutlichsten aufgefallen. Die Leerlaufdrehzahl tritt besonders im Stadtverkehr oft, und im Vergleich zu anderen Drehzahlen, über relativ lange Perioden auf. Die Anregungsfrequenz ist in diesem Betriebszustand konstant. Die Rollgeräusche und Windgeräusche sind sehr niedrig, und es gibt keine zusätzlichen Vibrationen oder Geräusche von dem Fahrwerk. Aus den genannten Gründen gibt es im Leerlauf kaum Geräusche oder Vibrationen, die eine vom Kompressor ausgehende Vibration im Leerlauf maskieren könnte. Eine Eigenfrequenz, die in der Leerlaufdrehzahl im Bereich der Resonanz läge, könnte als ganz besonders störend empfunden werden. Infolgedessen wird als zusätzliches Ziel bei der Optimierung die Vermeidung der Eigenfrequenzen bei der Leerlaufdrehzahl aufgestellt.

Die problematischen Eigenfrequenzen sollen mindestens im Leerlauf deutlich oberhalb der Leerlaufanregungsfrequenz liegen. In diesem Bereich ($\eta \ll 1$) sind, wie im Kapitel 4.4 beschrieben, nur niedrige Verstärkungserscheinungen der Schwingungen zu erwarten. Die Eigenfrequenzen der drei optimierten Konzepte, die immer noch höher als das Ziel von 21,2Hz sind, sollen so verschoben werden, dass die Resonanzerscheinungen eingegrenzt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine maximale Verstärkung von 200% der Anregungskraft im Leerlauf festgesetzt.

Es soll eine minimale Eigenfrequenz berechnet werden, welche die maximale vorgegebene Verstärkung erreicht. Hierfür wird die Vergrößerungsfunktion nach der Eigenfrequenz ω umgestellt. Der Verlustwinkelanstieg und der Steifigkeitsanstieg werden vernachlässigt, da wie im Abschnitt 4.4 vorgetragen diese bei den betrachteten Frequenzen nur wenig Einfluss auf die Vergrößerungsfunktion haben.

Bei Gleichung 23 handelt es sich um die nach ω umgestellte Gleichung 21. Die Vorzeichenfälle, die aus den Wurzelfunktionen zustande kommen, werden durch eine Parameterstudie aussortiert. In Gleichung 23 sind nur die relevanten Vorzeichen angegeben.

$$\omega_{min,Res} = \frac{\Omega}{\sqrt{1 - \sqrt{\frac{1 + (\tan(\varphi))^2}{V^2}} - (\tan(\varphi))^2}} \quad 23$$

Für die Berechnung wird als Anregungsfrequenz die Leerlauffrequenz eingesetzt: $\Omega = 30\text{Hz}$. Der Zielwert für die Vergrößerung lautet $V = 2$. Beim Verlustwinkel wird ein relativ hoher Wert genommen, um die Resonanzeffekte niedrig zu halten, nämlich $\varphi = 8^\circ$. Aus der Berechnung ergibt sich eine minimale Eigenfrequenz von $\omega_{min,Res} = 41,5\text{Hz}$. Aus der Untersuchung ist ersichtlich, dass der Verlustwinkel in dem betrachteten Bereich der Vergrößerungsfunktion nur einen sehr geringen Einfluss auf die Vergrößerung besitzt.

5.2.1 Ergebnisse der Optimierung

Unter Beachtung des zusätzlichen Ziels im Bereich der Leerlauffrequenz werden die Lagerungen weiterhin optimiert. Die optimierten Konzepte heißen Konzept 3.2, 4.2 und 5.2. In Tabelle 8 sind die entsprechenden Lagerpositionen aufgelistet. Um einen Abstand zwischen den Eigenfrequenzen im Bereich von $21,2\text{Hz}$ und $41,5\text{Hz}$ zu erzeugen, war es nötig, Eigenfrequenzen zu erhöhen. Im Abschnitt 4.5 ist das grundlegende Vorgehen dafür erläutert.

Auf Tabellen 8 und 9 sind die gewählten Lagerpositionen und Lagersteifigkeiten für die Konzepte 3.2, 4.2 und 5.2 aufgelistet.

Tabelle 8: Optimierte Lagerpositionen mit reduzierten Resonanzeffekten im Leerlauf

		Konzept 3.2	Konzept 4.2	Konzept 5.2
Lager 1	x	300	122	170
	y	-30	-160	0
	z	0	160	-213
Lager 2	x	-300	-140	-170
	y	40	-160	0
	z	0	160	-213
Lager 3	x	-167	0	210
	y	188	160	100
	z	0	-50	220

Tabelle 9: Optimierte Lagersteifigkeiten mit reduzierten Resonanzeffekten im Leerlauf

		Steifigkeiten [N/mm]		
		Konzept 3.2	Konzept 4.1	Konzept 5.2
Lager 1	x	40	60	40
	y	320	350	170
	z	100	95	140
Lager 2	x	40	40	40
	y	40	80	50
	z	90	50	140
Lager 3	x	40	100	130
	y	40	50	140
	z	80	90	50

In Tabelle 10 sind die Eigenfrequenzen der Konzepte 3.2, 4.2 und 5.2 dargestellt. Es wurde die gleiche Farbkennzeichnung wie in Tabelle 6 und 7 verwendet. Bei Konzept 3.2 und Konzept 4.2 erreichen keine Eigenfrequenzen das Nebenziel von $10,5\text{Hz}$. Vier Eigenfrequenzen erreichen das Ziel von $21,2\text{Hz}$. Zwei Eigenfrequenzen befinden sich außerhalb des Isolationsbereiches.

Bei Konzept 5.2 erreicht eine Eigenfrequenz den Isolationsbereich für die erste Ordnung und zwei Eigenfrequenzen den Isolationsbereich für die zweite Ordnung. Drei Eigenfrequenzen befinden sich außerhalb des Isolationsbereiches. Eine mehr, als bei den Konzepten 3.2 und 4.2. Das Hauptziel wird von weniger Eigenfrequenzen erreicht, als bei den Konzepten 3.2 und 4.2. Aus diesem Grund wird Konzept 5.2 nicht weiter untersucht.

Tabelle 10: Eigenfrequenzen der optimierten Konzepte mit reduzierten Resonanzeffekten im Leerlauf

	Konzept 3.2	Konzept 4.2	Konzept 5.2
1. Eigenfrequenz [Hz]	10,2	11,5	9,8
2. Eigenfrequenz [Hz]	10,6	13,6	14,5
3. Eigenfrequenz [Hz]	16,2	17,1	18,0
4. Eigenfrequenz [Hz]	19,5	18,5	41,5
5. Eigenfrequenz [Hz]	42,0	42,8	42,0
6. Eigenfrequenz [Hz]	78,4	62,6	63,1

Das Zusatzziel, eine Lücke im Bereich der Leerlauffrequenz zu bilden, konnte bei den Konzepten 3.2 und 4.2 gut umgesetzt werden. Es befinden sich nach der Optimierung keine Eigenfrequenzen im Bereich von $21,2\text{Hz}$ bis $41,5\text{Hz}$. Dies stellt sicher, dass die maximale Vergrößerung im Bereich des Leerlaufes weniger als 200% der Anregungskräfte beträgt.

6 Vergleich und Bewertung der Lagerungskonzepte

In diesem Kapitel werden die beiden besten Konzepte, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurden, verglichen und bewertet. Hierbei handelt es sich um die Konzepte 3.2 und 4.2. Am Ende wird das beste Konzept für die Anwendung vorgestellt.

6.1 Eigenfrequenzen im Isolierbereich

Auf Abbildung 27 sind die Eigenfrequenzen vom Konzept 3.2 aufgeführt. In blauer Schrift sind zusätzlich die zugehörigen Motordrehzahlen zu jeder Eigenfrequenz angegeben. Die Werte beziehen sich auf eine Anregung der 2. Ordnung.

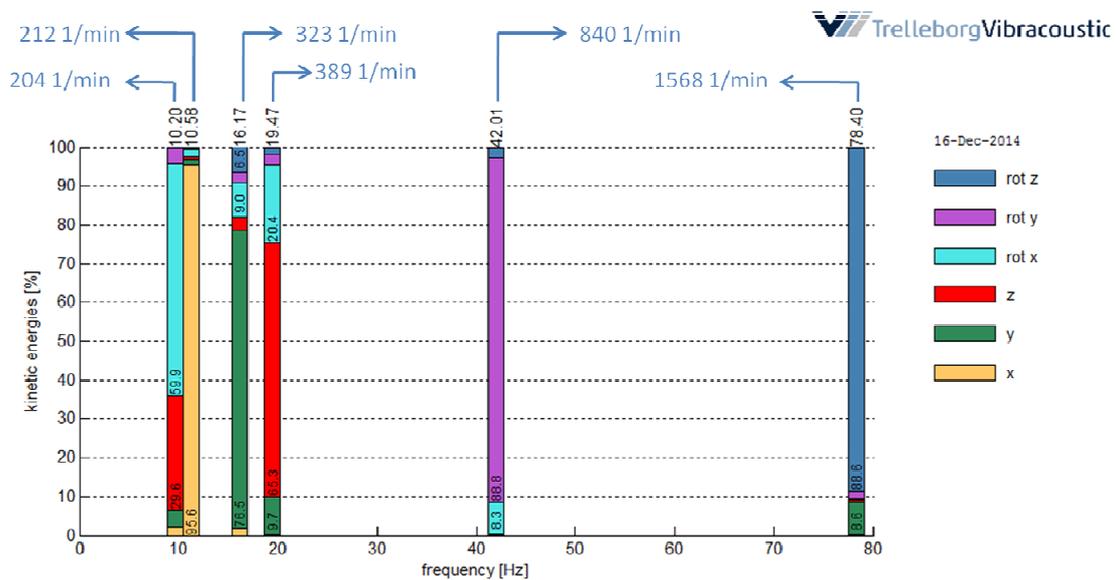


Abbildung 27: Eigenfrequenzen Konzept 3.2

Auf Abbildung 28 sind die Eigenfrequenzen und zugehörigen Motordrehzahlen von Konzept 4.2 angegeben; auch bei Anregung der 2. Ordnung.

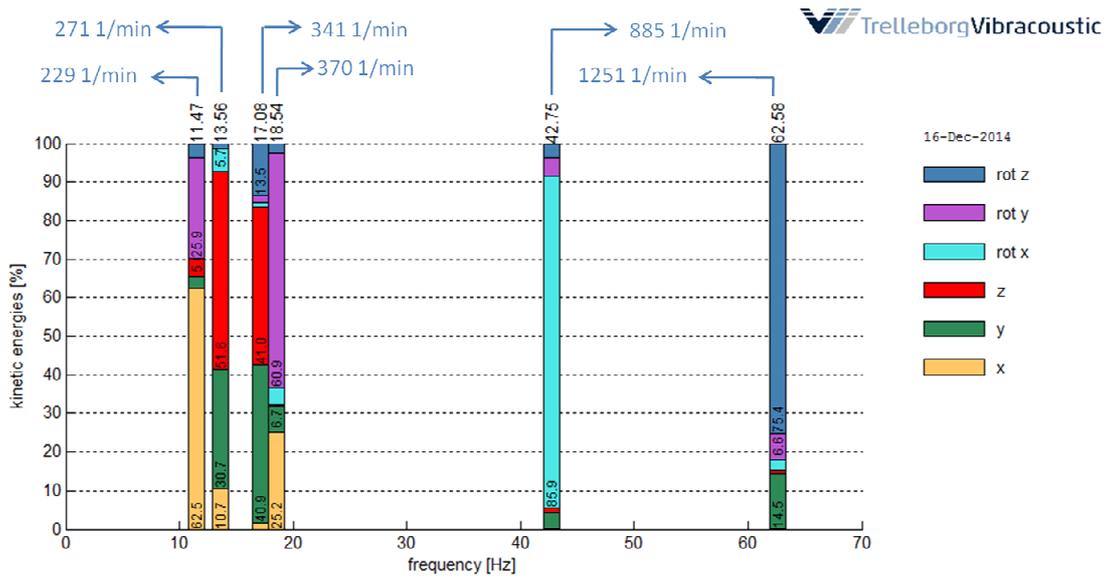


Abbildung 28: Eigenfrequenzen Konzept 4.2

Beim Startvorgang fährt der Motor in einem von 0 *l/min* auf 600 *l/min* hoch. Hierbei fährt er durch die ersten vier Eigenfrequenzen. Da das Hochfahren des Motors relativ schnell verläuft, spielen die Vergrößerungen der Kräfte keine wichtige Rolle. Wegen der Trägheit des Systems kann sich in der kurzen Zeit keine starke Resonanz entwickeln. Bedeutend ist also nur das Verhalten im normalen Betriebsbereich des Motors, nämlich zwischen 600 *l/min* und 1900 *l/min*.

Bei beiden Konzepten befinden sich im normalen Betrieb die ersten vier Eigenfrequenzen im Isolierbereich. Das bedeutet, dass die Anregungskräfte vermindert auf den Reisebus übertragen werden. Je niedriger die Eigenfrequenz, desto kleiner die übertragene Kraft. Bei Eigenfrequenzen nahe 21,2Hz werden die Kräfte fast 1:1 übertragen. Um den Fahrgastraum zum Schwingen zu bringen, ist ein hoher Kraftbetrag nötig. Daraus ist abzuleiten, dass das Vibrationsproblem des bisherigen Lagerungskonzeptes aus einer Resonanzerscheinung zustande kommt. Die Eigenfrequenzen, die im Betrieb nur im Isolierbereich arbeiten, sind für Vibrationen im Fahrgastraum nicht zuständig. Aus diesem Grund müssen die Eigenfrequenzen, die sich außerhalb des Isolierbereiches befinden, genauer untersucht werden,.

6.2 Eigenfrequenzen außerhalb des Isolationsbereiches

Die Gefahr der Eigenfrequenzen im Bereich über 21,2Hz ist, dass der Kompressor im Betrieb durch diese Eigenfrequenzen gefahren wird. Es gibt dann für jede Eigenfrequenz, die höher als 21,2Hz ist, auch jeweils Motorgeschwindigkeiten, die genau diese Eigenfrequenz treffen.

Dadurch sind Resonanzeffekte möglich, die zu sehr hohen Schwingungskräften führen können.

Die genauen Auswirkungen vom Betrieb im Resonanzbereich hängen von mehreren Einflussgrößen ab: Betrag der Anregungskräfte, Dämpfungsmaß der Mischung und Dauer der Anregung in einer bestimmten Frequenz. In diesem Abschnitt soll auf jedem dieser Parameter eingegangen werden, um eine Bewertung zu ermöglichen.

6.2.1 Die Ursache für den hohen Betrag der vorkommenden Eigenfrequenzen

Auffällig bei der Auswertung, nicht nur von Konzept 3.2 und 4.2, sondern von allen Konzepten, sind die hohen Rotationseigenfrequenzen. Alle untersuchten Konzepte haben eine Eigenfrequenz von über 60Hz, die immer gier-dominant war. Hieraus entsteht die Frage, warum dies unabhängig vom Konzept der Fall ist.

Um eine Antwort zu finden, geht man zurück auf die grundlegende Formel zur Berechnung der Eigenfrequenzen (Gleichung 21 und Gleichung 3). Die Eigenfrequenz wird durch die Steifigkeit und die Masse des Systems bestimmt. Der Kompressor ist sehr kompakt und hat eine kleine Masse ($m = 35\text{kg}$). Zum Vergleich: ein 4-Zylinder Reihomotor eines PKWs hat eine Anregung bei ähnlichen Frequenzen wie der Kompressor, wiegt aber inklusive Getriebe über 150kg und hat deutlich größere Dimensionen. Dies führt zu höheren Werten im Trägheitstensor. Der Motor hat also niedrigere Eigenfrequenzen bei ähnlichen Lagersteifigkeiten und besitzt deswegen wenig Vibrationsprobleme.

Zusätzlich erfährt der Kompressor äußere Lasten, nämlich die Kräfte, die über den Antriebsriemen übertragen werden. Diese werden von der Lagerung aufgenommen. Im Kapitel 4 wurde eine maximale Auslenkung der Lager von 5mm festgelegt. Der Nachteil sind die dadurch entstehenden Steifigkeiten. Die hohen Kräfte erfordern hohe Steifigkeiten, um die maximale Auslenkung von 5mm einzuhalten. Aus den hohen Steifigkeiten entstehen dann die hohen Eigenfrequenzen. Die höchsten Kraftbeträge von 1000N wirken in Richtung der y-Achse und erzeugen eine Rotation des Kompressors um die z-Achse. Deswegen besitzen die problematischsten Eigenfrequenzen immer eine Dominanz in der Gier-Richtung. Bei den beiden besten Konzepten ist die fünfte Eigenfrequenz entweder nick-dominant, oder wank-dominant. Dies ergibt sich aus dem gleichen Grund: der Antriebsriemen ist in einem Winkel von 20° zur Horizontalen eingebaut, dies erzeugt zusätzlich noch eine Rotation um die y-Achse und das abgenommene Drehmoment erzeugt eine Rotation um die x-Achse. Zusammengefasst: der Kompressor erfährt starke Drehmomente in alle Rotationsrichtungen. Um diese abzugreifen,

sind die benötigten Steifigkeiten sehr hoch. Die Folge davon sind hohe Rotationseigenfrequenzen.

6.2.2 Empfohlenen Dämpfungsmaß

Für ein System, das auch im Bereich der Resonanz arbeiten muss, ist es empfehlenswert, eine Gummimischung mit einem hohen Maß an Dämpfung einzusetzen. Die hohe Dämpfung schränkt die Verstärkung im Resonanzbereich deutlich ein. Für die Lagerung des Kompressors ist eine hochdämpfende Gummimischung mit einem Verlustwinkel von 8° zu empfehlen. Mischungen mit noch höheren Dämpfungsraten entwickeln im Betrieb mehr Hitze als niedrigdämpfende. Dies kann bei hohen Temperaturen die Lebensdauer deutlich einschränken. Noch höhere Dämpfungsraten sind also für diese Anwendung empfehlenswert, aber nur solange diese die Lebensdaueranforderung einhalten können.

In Abbildung 12 ist der Einfluss des Verlustwinkels auf die Vergrößerungsfunktion angezeigt. Bei hohen Dämpfungsraten ist die Isolierwirkung niedriger. Was sich am meisten bei hohen Frequenzen bemerkbar macht. Bei der Lagerung des Kompressors muss das in Kauf genommen werden, um die extremen Kräfte bei der Resonanz zu vermeiden.

6.2.3 Schwingungsanregung

Gegenstand dieser Arbeit war bis jetzt eine gleichgewichtige Betrachtung aller Eigenfrequenzen. Dabei sind nur Schwingungsrichtungen, die auch eine Anregung durch Massenkräfte oder -momente vom Kompressor erfahren, auch eine potentielle Quelle für Vibrationen im Fahrgastraum. Eigenfrequenzen in Richtungen, die keine Anregung erfahren, können keine bedeutenden Resonanzeffekte zur Folge haben.

Wegen der Auswuchtmassen auf der Kurbelwelle des Kompressors sind die Kräfte der 1. Ordnung niedrig. Das Nebenziel der Isolation der Schwingungen der 1. Ordnung wurde nicht erreicht. Dieser ist aber wegen der nur niedrigen Anregungskräfte nur von untergeordneter Bedeutung. Die bedeutenden Anregungskräfte bei dieser Bauart eines Kompressors sind die der 2. Ordnung. Nur im Bezug auf diese soll die Lagerung bewertet werden. Wichtig dabei ist auch in welcher Richtung die Anregung der 2. Ordnung wirkt.

Massenkräfte und Massenmomente der 2. Ordnung entstehen hauptsächlich durch Geschwindigkeitsunterschiede bei hochfahrenden beziehungsweise herunterfahrenden Kolben. Der Betrag der Anregung hängt von der Bauweise der Maschine ab. Bei einer V4 Kolbenmaschine sind Schwingungskräfte der 2. Ordnung in z- und y-Richtung zu erwarten. Außerdem sind

Rotationsschwingungen um x-, y- und z-Richtung vorauszusagen. (2) Zusammengefasst kann man sagen, dass die Translation in x-Richtung die einzige Raumrichtung ist, die keine Schwingungsanregung vom Kompressor erfährt. Leider sind alle problematischen Eigenfrequenzen der Lagerung Rotationseigenfrequenzen. Wegen der Bauart des Kompressors sind Anregungskräfte bei den problematischen Eigenfrequenzen zu erwarten. Welchen Betrag die Anregungskräfte besitzen, ist in diesem Fall nicht bekannt.

6.2.4 Bewertung der Schwingungsrichtungen

Schwingungen in unterschiedlichen Richtungen werden in Fahrzeugen subjektiv unterschiedlich bewertet. In der Regel werden Schwingungen quer zur Fahrtrichtung als besonders unangenehm empfunden (16). Die Gründe dafür sind wahrscheinlich Störungen der Orientierung und Verlust des Vertrauens in das Fahrzeug von seitens der Fahrer und der Fahrgäste. Insbesondere Wankbewegungen geben ein Gefühl der Instabilität. Schwingungen in anderen Richtungen in den in dieser Arbeit untersuchten Frequenzbereich werden für gewöhnlich als weniger unangenehm befunden.

Die Eigenfrequenzen des Kompressors können bei Resonanzeffekten starke Schwingungen des Fahrgastraumbodens bewirken. Die Schwingungen werden durch die Lagerung in den Rahmen des Busses eingeleitet. Vom Rahmen werden diese zum Boden des Fahrgastraumes weitergeleitet. Da die Übertragung über mehrere Strukturen erfolgt, ist die Schwingungsrichtung des Fahrgastbodens in Abhängigkeit der Schwingungsrichtung des Kompressors nicht bekannt. Aus diesem Grund ist eine Bewertung der Eigenfrequenzen in Bezug auf deren Richtung im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Hierfür wäre ein Experiment oder eine Studie mit Multikörpersimulation nötig.

6.2.5 Bedeutung der Einschwingzeit

Für die Untersuchung des Verhaltens der Kompressorlagerung wurde die Vergrößerungsfunktion verwendet. Bei der Vorstellung dieser Funktion in Abschnitt 3.3.2 wurde erwähnt, dass die Vergrößerung sich erst nach der Einschwingzeit einstellt. Eine Einschwingzeit beschreibt die Zeit, die vergeht, bis das System seine endgültige Schwingungsform erreicht. Die Dauer der Einschwingzeit ist aufwendig zu berechnen und hängt unter anderem von Zeitpunkt zu dem die Schwingungsanregung gestartet wird, und von der Trägheit des Systems ab. Beim Betrieb des Kompressors im Bereich einer Eigenfrequenz dauert es eine bestimmte Zeit (die Einschwingzeit), bis die Verstärkung entsprechend der Vergrößerungsfunktion ihren endgültigen Betrag erreicht. (6)

Bei den zwei ausgewählten Konzepten sind zwei Eigenfrequenzen außerhalb des Isolationsbereiches. Bei einem Motorhochlauf werden beide Eigenfrequenzen durchfahren. Starke Vergrößerungen der Schwingungskräfte entstehen beim schnellen Durchfahren der Eigenfrequenzen aber nicht. Der Hintergrund ist die bereits erwähnte Einschwingzeit. Damit sich die mit der Vergrößerungsfunktion berechnete Vergrößerung einstellt, muss genug Zeit vergehen. Wie groß die entstehende Vergrößerung tatsächlich wird, hängt ab von der Zeit im Resonanzbereich, ebenso vom Phasenunterschied zwischen Phase und Antwort der Schwingung.

Im Abschnitt 5.3 wurden beide Konzepte so optimiert, dass die Verstärkung der Kräfte im Leerlauf maximal 200% der Anregungskraft erreichen. Die Leerlaufdrehzahl tritt über relativ lange Perioden auf, nämlich sehr oft mehr als 10 Sekunden. Also auch oft länger als gewöhnliche Einschwingzeiten der Lagerung. Aus diesem Grund war es besonders wichtig, die maximale Vergrößerung bei dieser Drehzahl zu beschränken. Zunächst soll das Verhalten der Lagerungskonzepte im Bereich des maximalen Drehmomentes des Motors erfolgen.

6.2.6 Bewertung der Eigenfrequenzen in Bezug auf die Motordrehzahl

Die Drehzahl des Kompressors hängt direkt mit der des Antriebsmotors zusammen. Die Resonanzbereiche der Lagerung werden folglich in Bezug auf die Drehzahlen des Motors untersucht. Erwünscht ist, dass bei den wichtigsten Betriebsfällen keine hohen Resonanzeffekte auftreten. Besonders problematisch für Resonanzeffekte sind Drehzahlen, die konstant über längere Zeiten gefahren werden. Dies ist nicht nur bei der Leerlaufdrehzahl der Fall, sondern kommt auch bei höheren Motorgeschwindigkeiten vor. Ein häufig auftretender Fall ergibt sich bei der Fahrt auf einer Schnellstraße. Hierbei wird eine Geschwindigkeitsbegrenzung vorgegeben, welche oft über längere Strecken eingehalten wird. Der Reisebus fährt mit konstanter Drehzahl über weite Strecken. Der ausgewählte Gang legt die Drehzahl des Motors bei einer bestimmten Geschwindigkeit fest. Dies ist aber nicht erwünscht. Die beste Performance des Antriebsmotors wird im Bereich des maximalen Drehmomentes abgegeben. Die Drehzahlen, bei denen das maximale Drehmoment des Motors zur Verfügung steht, sind motorabhängig. Bei dem eingesetzten Motor handelt es sich um den MX-11 271 vom Hersteller DAF Trucks N.V. Eindhoven. Das maximale Drehmoment dieses Motors wird bei Drehzahlen von 1000 bis 1650 1/min erreicht (17). Beim ordnungsgemäßen Betrieb befinden sich die Motorgeschwindigkeiten bei häufig gefahrenen Geschwindigkeiten immer in diesem Bereich.

Auf Abbildung 29 ist die Vergrößerungsfunktion von Konzept 3.2 basierend auf Gleichung 20 angegeben. Dabei wurde der Verlustwinkel auf die empfohlenen 8° festgelegt. Verlustwinkel- und Steifigkeitsanstieg wurden vernachlässigt. Es wurde für jede Eigenfrequenz eine Vergrö-

berungsfunktion erstellt. Zusätzlich ist in Orange die Leerlaufdrehzahl des Motors eingetragen. In Blau ist der Bereich des maximalen Drehmomentes angegeben. Die ersten vier Eigenfrequenzen sind im Betriebsbereich des Motors (600-1900 l/min beim Motor und 30-100Hz vom entsprechend bei dem Kompressor) im Isolierbereich. Sichtbar ist auch das Ergebnis der Optimierung im Leerlauf (siehe Abschnitt 5.3). Im Leerlauf beträgt die maximale Vergrößerung $V = 2$, also 200%. Das Maximum der Funktion der fünften Eigenfrequenz befindet sich mit 840 l/min zwischen Leerlauf und 1000 l/min . Ein Bereich der im Betrieb nur durchfahren werden muss, um auf den optimalen Bereich des maximalen Drehmomentes zu kommen. Bei 1000 l/min ergibt die Vergrößerung dieser Eigenfrequenz nur noch 250%. Bei höheren Frequenzen sinkt dieser Betrag weiter. Anders sieht es bei der sechsten Eigenfrequenz aus. Das Maximum befindet sich mit 1568 l/min innerhalb des Bereiches des maximalen Drehmomentes. Schwingungskräfte können dabei mit bis zu Faktor 7,2 verstärkt in den Busrahmen übertragen werden. Bei der sechsten Eigenfrequenz handelt es sich um eine Gierbewegung.

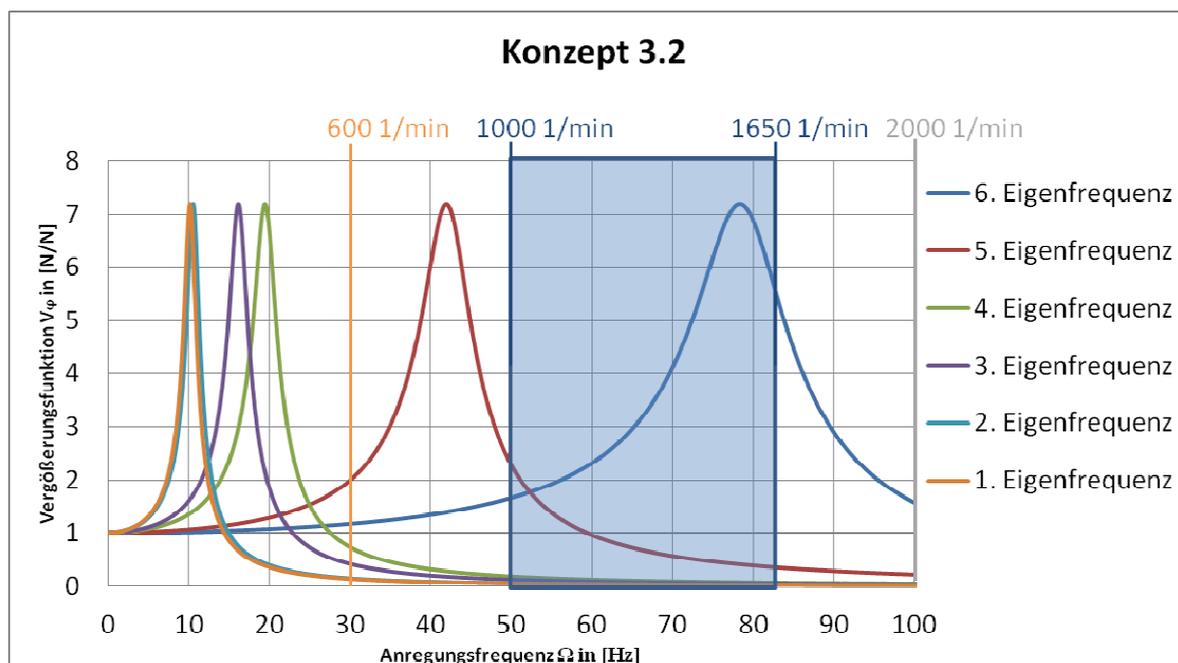


Abbildung 29: Vergrößerungsfunktion Konzept 3.2

In Abbildung 30 ist die Vergrößerungsfunktion vom Konzept 4.2 dargestellt. Der Verlustwinkel wurde hierbei auch auf 8° festgesetzt und Verlustwinkel- und Steifigkeitsanstiege wurden vernachlässigt. Die ersten fünf Eigenfrequenzen weisen einen ähnlichen Verlauf wie beim Konzept 3.2 auf. Der Hauptunterschied zwischen den beiden Konzepten bezogen auf Motordrehzahlen ist bei der Vergrößerungsfunktion der sechsten Eigenfrequenz zu finden. Wie beim vorherigen Konzept ist das Maximum im unerwünschten blauen Bereich, wo das Dreh-

moment am größten ist. Bei diesem Konzept ist das Maximum bei einer niedrigeren Drehzahl erreicht, nämlich bei 1252 $1/min$.

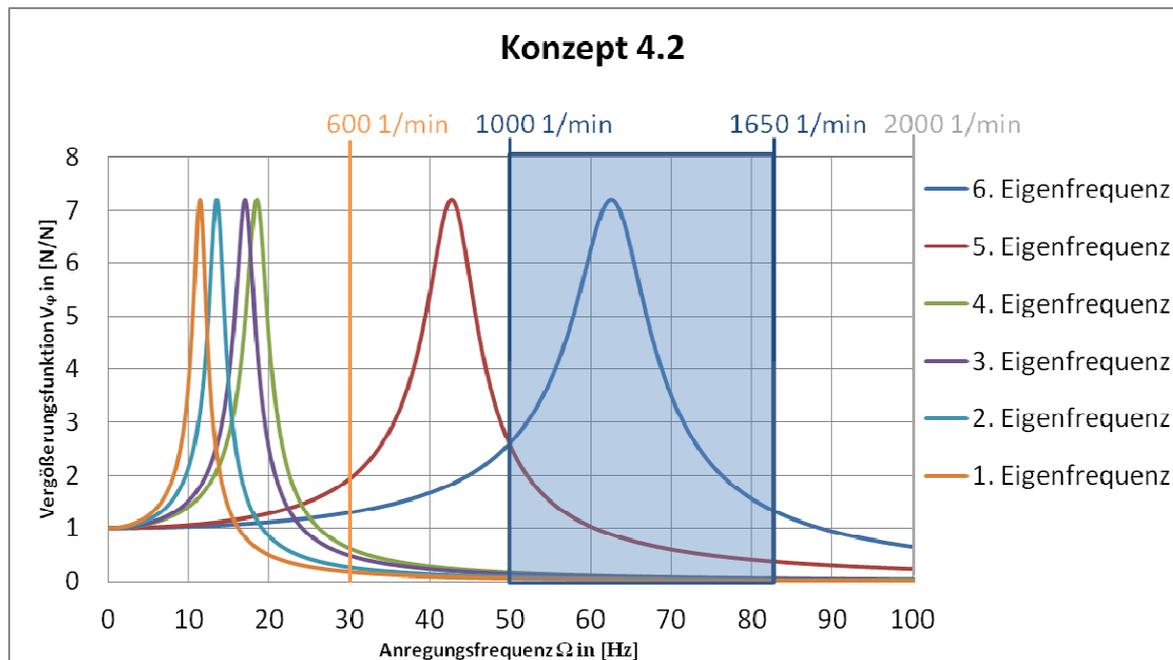


Abbildung 30: Vergrößerungsfunktion Konzept 4.2

Bei beiden Lösungskonzepten befinden sich der Resonanzbereich der sechsten Eigenfrequenz im blauen Bereich. Es gibt eine Drehzahl im Bereich des maximalen Drehmomentes die zu einer großen Verstärkung (bis zu 720%) der Schwingungskräfte führen kann. Diese wird aber bei den beiden gewählten Konzepten bei verschiedenen Drehzahlen erreicht. Für die Bewertung muss untersucht werden, welcher Drehzahlbereich den kleineren Kompromiss bedeutet.

Der Kraftstoffverbrauch spielt bei einem Reisebus eine wichtige Rolle. Dieser steigt bekannterweise mit der Drehzahl des Motors. Getriebeübersetzungen von Nutzfahrzeugen werden so optimiert, dass der Motor immer im Optimum arbeitet. Berücksichtigt werden dabei Drehmoment und Kraftstoffverbrauch. Ganz besonders wird auf häufig gefahrenen Geschwindigkeiten genau geachtet. Aus diesem Grund sind bei häufig gefahrenen Geschwindigkeiten eines Reisebusses, über die Getriebeübersetzungen, niedrige Drehzahlen festgelegt, bei denen trotzdem noch das maximale Drehmoment zur Verfügung steht. Bei der Bewertung der Konzepte für die Lagerung des Kompressors ist aus diesem Grund eine Eigenfrequenz bei einer niedrigeren Drehzahl im maximalen Drehmomentbereich schlechter, als eine bei einer höheren Drehzahl. Zusätzlich sind Vibrationen des Antriebsmotors mit steigender Motorgeschwindigkeit größer, Rollgeräusche und Windgeräusche sind auch erhöht. Die zusätzliche vibroakustische Belastung maskiert bei höheren Drehzahlen die von dem Kompressor erzeug-

ten Schwingungen stärker, als bei niedrigen Motorgeschwindigkeiten. Das Konzept 3.2 ist aus diesem Grund in dieser Hinsicht positiver zu bewerten, als Konzept 4.2.

6.3 Das Lagerungskonzept mit der besten Performance

Innerhalb dieser Ausarbeitung wurden verschiedenen Konzepten entwickelt, untersucht und hinsichtlich der besten Performance optimiert. Bei den ersten Konzepten befanden sich bis zu vier Eigenfrequenzen außerhalb des Isolierbereiches der Vergrößerungsfunktion. Nachdem optimiert und aussortiert wurde, sind nur noch 2 Konzepte verblieben. Diese wurden untersucht und verglichen.

Im Bezug auf den Einbau ist Konzept 4.2 im Nachteil, da die Anschraubpunkte sich unterhalb des Kompressors befinden, und zwei der Lager sind deutlich oberhalb des Kompressors, weit weg von den Anschraubpunkten. Im Gegensatz dazu benötigt Konzept 3.2 mehr Raum. Hierbei handelt es sich aber um kleine Vor- und Nachteile. Wichtiger ist wie, sich die beiden Konzepte in Bezug auf die aufgestellten Anforderungen behaupten. Bezüglich der Aufnahme der statischen Kräfte sind beide Konzepte innerhalb der Anforderungen. In Tabelle 11 sind die Auslenkungen der Lager bei Last von beiden Konzepten dargestellt. Zu beachten ist, dass sich alle Auslenkungen unter den geforderten 5mm befinden.

Tabelle 11: Auslenkungen der Lager von Konzept 3.2 und Konzept 4.2 bei Last

		Auslenkungen [mm]	
		Konzept 3.2	Konzept 4.2
Lager 1	x	0,34	4,16
	y	3,52	3,56
	z	-4,04	-4,84
Lager 2	x	0,09	4,16
	y	1,42	-2,38
	z	2,08	-3,51
Lager 3	x	-0,43	-4,16
	y	1,89	4,07
	z	-4,36	0,77

Um die Belastung auf den Riemen in Grenzen zu halten, ist die maximale erlaubte Rotation des Kompressors auf 5° festgelegt. In Tabelle 12 sind die Rotationswinkel des Kompressors bei Last angegeben. Die Winkel bei beiden Konzepten befinden sich im Bereich von unter 2° . Diese Anforderung wurde erfüllt.

Tabelle 12: Rotationswinkel des Kompressors bei Konzept 3.2 und Konzept 4.2 bei Last

	Rotationswinkel [°]	
	Konzept 3.2	Konzept 4.2
Rotation um x	-1,78	0,89
Rotation um y	0,79	0,29
Rotation um z	0,2	1,3

Bezüglich der Anforderungen an Temperaturbeständigkeit, Lebensdauer und Aufnahme von dynamischen Kräften sind beide Konzepte als gleichwertig zu betrachten:

- Die Auslenkungen der Lager bei Last sind ähnlich. Dies führt auch zu einer vergleichbaren Lebensdauer.
- Bei der Temperaturbeständigkeit ist ein kleiner Vorteil bei Konzept 3.2 zu erkennen, da dessen Lager von der Position her besser vor der Wärmestrahlung des Motors geschützt sind.
- Die Lagersteifigkeiten der beiden Konzepte besitzen vergleichbare Beträge, was auch zu einer ähnlichen Performance bezüglich der dynamischen Belastungen führt.

Bei der letzten Anforderung handelt es sich um das Hauptziel dieser Arbeit: die Schwingungsisolierung. Bei der Entwicklung der Konzepte sollten keine Eigenfrequenzen außerhalb des Isolationsbereiches arbeiten. Dies war nicht möglich. Deswegen wurden Konzepte entwickelt mit der geringstmöglichen Menge an Eigenfrequenzen außerhalb des erwünschten Bereiches. Bei den beiden besten Konzepten ist das bei jeweils zwei Eigenfrequenzen der Fall. Die dominante Richtung der Eigenfrequenz ist unterschiedlich. Die Anregung ist bei beiden Eigenfrequenzen möglich und wahrscheinlich. Zusätzlich wurde untersucht, bei welchen Drehzahlen des Antriebsmotors Resonanzeffekte auftreten können und in welchem Betrag. Das Ergebnis spricht für Konzept 3.2. Die Eigenfrequenz bei einer höheren Drehzahl ist weniger problematisch in Bezug auf Schwingungsübertragung in den Fahrgastraum als die bei der niedrigeren Drehzahl.

Das Konzept 3.2 erfüllt die aufgestellten Anforderungen und zeigt bezüglich der Schwingungsisolierung das beste Verhalten. Für die Lagerung des Kompressors ist Konzept 3.2 demnach die bessere Lösung!

6.4 Verhalten des ausgewählten Konzeptes in Bezug auf Schwingungsisolierung bei Betrieb

Die beste Konzeptlösung besitzt zwei Eigenfrequenzen, die zu Resonanzeffekten führen können. Die Frage stellt sich, was das für das Schwingverhalten des Reisebusses im Fahrgastraum bedeutet.

Man betrachtet zuerst die Eigenfrequenzen im Isolierbereich. Hierbei ergibt sich das erwünschte Verhalten. Überall auf dem Drehzahlband des Antriebsmotors werden die Anregungskräfte mit einem verminderten Betrag in der Busstruktur weitergeleitet. Je höher die Drehzahl, desto kleiner der weitergeleitete Kraftbetrag. In Bezug auf die Schwingungen in diesen Freiheitsgraden ist die Lagerung ein Erfolg.

Anders sieht es aus bei Schwingungen, die die Richtung der fünften und der sechsten Eigenfrequenz betreffen. Die fünfte Eigenfrequenz betrifft hauptsächlich das Nicken. Im Leerlauf werden die Schwingungen in Nick-Richtung mit doppeltem Kraftbetrag in den Busrahmen übertragen. Bei den Drehzahlen bis 1000 1/min ist die Vergrößerung der Kräfte sogar deutlich höher mit einem Maximum der Resonanz bei 840 1/min. Hierbei beträgt die Vergrößerung sogar über 700%. Dieser Drehzahlbereich wird aber in der Regel nur durchgefahren. Starke Resonanzeffekte sollten daher selten auftreten. Im Bereich des maximalen Drehmomentes des Motors sind bei niedrigen Frequenzen Verstärkungen unter 250% möglich. Ab 1180 1/min werden die Schwingungen in Nick-Richtung vermindert weitergeleitet.

Die problematischste Eigenfrequenz ist diejenige in Gier-Richtung. Im Leerlauf liegt die Verstärkung der Gier-Schwingungen bei 115%. Das heißt, die Kräfte werden nur leicht verstärkt weitergeleitet. Die deutliche Problemzone liegt im Bereich des maximalen Drehmomentes. Bei 1000 1/min ist die Verstärkung mit 1,7 auf keinem hohen Niveau. Dieser steigt aber bis zu einem Maximum von 720% bei 1568 1/min. Hierbei handelt sich aber um eine relativ hohe Motordrehzahl. Bei noch höheren Drehzahlen sinkt die Verstärkung wieder.

Zusammengefasst werden gute Isolierungswerte bei allen Schwingungen außer Nicken und Gieren erreicht. Beim Gieren werden die Schwingungen mit bis zu 720% Verstärkung bei häufig auftretenden Fahrsituationen in dem Busrahmen weitergeleitet. Die Konsequenzen daraus hängen ab von der Übertragung von den Lagern auf den Fahrgastraum. Eine endgültige Bewertung des Konzeptes kann deswegen nur mit dem Einbau im Bus erfolgen und einer darauffolgenden subjektiven Begutachtung.

7 Zusammenfassung

Bei einem Reisebus erzeugt der Klimakompressor starke Vibrationen im Fahrgastraum. Das Ziel der Arbeit war, ein Lagerungskonzept zu entwickeln, welches die Schwingungskräfte des Kompressors isoliert. Hierfür wurde das bisherige Lagerungskonzept im Detail vorgetragen. Dabei wurde besonders auf die Eigenschaften des eingebauten Kompressors und die Herkunft der Vibrationen eingegangen.

Um das Vibrationsproblem zu erklären und dessen Untersuchung zu ermöglichen wurden die physikalischen Prinzipien einer elastischen Lagerung in Detail erläutert. Hierbei gab es zwei Schwerpunkte: Eine Untersuchung der Stoßbelastungen im Betrieb mit Einbeziehung der Grundlagen eines freien Schwingers und eine Betrachtung des Verhaltens im normalen Betrieb mit den Fundamenten einer erzwungenen Schwingung. Die Vergrößerungsfunktion wurde vorgestellt, die als Basis für die Entwicklung einer schwingungsisolierenden Lagerung dient.

Für die Entwicklung einer Lagerung mussten zuerst alle Anforderungen an die Lagerung aufgestellt werden. Dabei musste nicht nur auf die Anforderungen für Laufruhe eingegangen werden, sondern zusätzlich auf die Anforderungen der Annahme der wirkenden Kräfte. Basierend auf den Anforderungen wurden Berechnungsziele aufgestellt. Eine maximale Auslenkung für die Lager wurde festgelegt. Auch ein größtmöglicher Verdrehwinkel wurde für den Kompressor aufgestellt. Zusätzlich wurden auch maximale Eigenfrequenzen ausgerechnet, damit sich die Lagerung im Betrieb im Isolierbereich befindet.

Es wurden sechs Lagerungskonzepte vorgestellt und untersucht. Die Eigenfrequenzen waren zu hoch. Um die Eigenfrequenzen zu verringern, wurde eine Optimierung der drei besten Konzepte ausgeführt. Hierbei wurden die Lagerpositionen geändert, und die Eigenfrequenzen dadurch reduziert.

Die optimierten Konzepte erfüllten trotz bessere Performance nicht das aufgestellte Ziel für die maximal erwünschten Eigenfrequenzen. Der Antrieb des Kompressors wird über einem Antriebsriemen realisiert. Die hohen Kräfte, die über dem Riemen übertragen werden, machten es nicht möglich, die Eigenfrequenzen über einem bestimmten Betrag zu reduzieren.

Da das Ziel wegen den großen Kräften nicht erfüllt werden kann, wurden nach weiteren Lösungsmöglichkeiten untersucht. Es wurde eine Untersuchung durchgeführt, ob zusätzliche Massen das Problem lösen können. Hierbei handelte sich um eine Kompromisslösung. Die zwei untersuchten Massen zeigten eine Verringerung der Eigenfrequenzen, aber nicht in ge-

nügendem Maße. Dieser Lösungsvorschlag wurde wegen des hohen benötigten Massenbeitrags aussortiert.

Da die zusätzlichen Massen kein zufriedenstellendes Ergebnis brachten, wurde ein zusätzliches Ziel für die Kompressorlagerung formuliert. Die Vergrößerung der Schwingungskräfte wurde im Bereich der Leerlauf Frequenz auf 200% beschränkt. Nur bei zwei Konzepten konnte das neue Ziel durch erneute Veränderung der Lagerpositionen erfüllt werden.

Die zwei verbliebenen Konzepten wurden danach im Bezug auf alle Anforderungen untersucht. Um die Resonanzeffekte zu reduzieren, wurde eine hochdämpfende Gummimischung für die Lagerung empfohlen. Eines der Konzepte zeigte einen kleineren Kompromiss in Bezug auf Laufruhe. Dieses wurde dementsprechend als bestes Konzept vorgestellt.

Das Konzept stellt ein gutes Isolierverhalten bei translatorischen Bewegungen dar. Bei Schwingungen in Wank-Richtung zeigt es auch gute Ergebnisse. Anders sieht es beim Nicken aus, wo es nur eine mäßige Performance mit Vergrößerungen von bis zu 250% bei wichtigen Betriebspunkten aufweist. Bei Schwingungen in Gier-Richtung zeigt das Konzept eine mangelhafte Performance, bei der starke Resonanzeffekte (bis zu 720%) bei wichtigen Betriebspunkten auftreten können.

8 Ausblick

Bei dieser Ausarbeitung wurde das bestmögliche Lösungskonzept für Lager mit einer maximalen Auslenkung von 5mm vorgetragen. Dabei wurden Lagerpositionen und Lagersteifigkeiten optimiert. Auch zusätzliche Massen wurden untersucht. Das Ergebnis war nicht zufriedenstellend.

Eine endgültige Bewertung des Lagerungskonzeptes kann nur mit dem Einbau im Reisebus erfolgen. Grund dafür ist, dass es nicht bekannt ist, welche Schwingungsrichtung des Kompressors für das bisherige Vibrationsproblem im Reisebus zuständig ist. Um eine Untersuchung zu ermöglichen, wäre es nötig, eine Aufnahme für die Lager in den vorgeschlagenen Positionen zu konstruieren. Zusätzlich wäre es nötig, geeignete Lager mit den vorgestellten Steifigkeiten zu bekommen oder herzustellen.

Bei dieser Arbeit sind zusätzliche Ansätze offen geblieben und sollten bei nachfolgenden Arbeiten noch untersucht werden:

Tilger

Bei dem vorgestellten Konzept weist nur eine Eigenfrequenz eine mangelhafte Performance auf. Eine Möglichkeit, Resonanzeffekte einzuschränken, wird von einem Tilger angeboten. Ein Tilger beschränkt die maximale Vergrößerung in einer bestimmten Richtung. Dabei ist die Erhöhung der Masse um ein Vielfaches kleiner, als die Masse des schwingenden Körpers. Im Falle des Kompressors ein Vielfaches kleiner als 35kg .

Pendelstütze:

Auf der Stirnseite des Antriebsmotors sind noch freie Anschraubpunkte. Der Einsatz einer Pendelstütze als Verbindung zum Motor könnte einen Betrag der Kräfte an den Motor weiterleiten. Der Motor in seiner elastischen Lagerung würde wegen seiner großen Masse die Kräfte isolieren. Dabei würden aber auch die Schwingungen des Motors an den Kompressor weitergeleitet werden. Eine genauere Untersuchung mit Multikörpersimulation könnte eine Performance dieses Konzeptes beurteilen.

Gasdruckfeder:

Auch an der Stirnseite des Antriebsmotors wäre es möglich, eine Gasdruckfeder anzuschrauben. Diese Lösung hat die gleichen Potentiale und Nachteile wie die Pendelstütze, mit dem Zusatz, dass sie eine vernachlässigbare Steifigkeit besitzt und selber eine Kraft aufbringt, was ein Einsparen des Riemenspanners ermöglichen würde. Eine Gasdruckfeder ist in der Regel

nicht für die Aufnahme von Schwingungskräften ausgelegt. Das dynamische Verhalten der Gasdruckfeder müsste untersucht werden sowie auch die Lebensdauer.

Einsatz eines Kompressors von einer anderen Bauart

Den Einsatz eines Hubkolbenkompressors einer Bauart mit besserer Laufruhe verspricht niedrigere Anregungskräfte. Ein Kompressor mit 6 Zylindern in Reihe angeordnet verspricht einen deutlich ruhigeren Lauf. Hierbei wären die Kosten und Baumaße zu beachten.

Größere Auslenkungen:

Bei größeren erlaubten Auslenkungen wäre es möglich, die Steifigkeiten der Lager zu verringern, was auch zu einer Verringerung der Eigenfrequenzen führen würde. Dabei müsste aber auf den Verdrehwinkel des Kompressors geachtet werden, um den Antriebsriemen nicht zu beschädigen.

9 Anhang

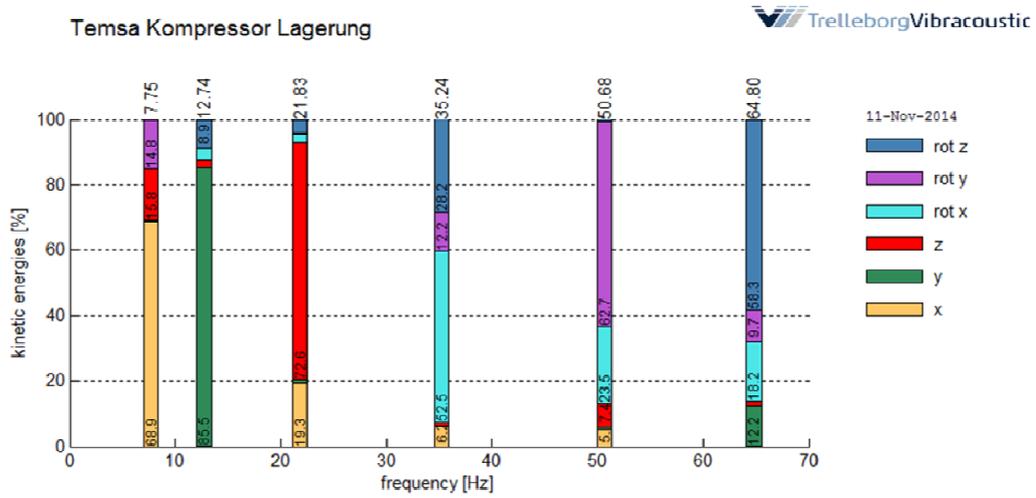


Abbildung 31: Eigenfrequenzen von Konzept 1

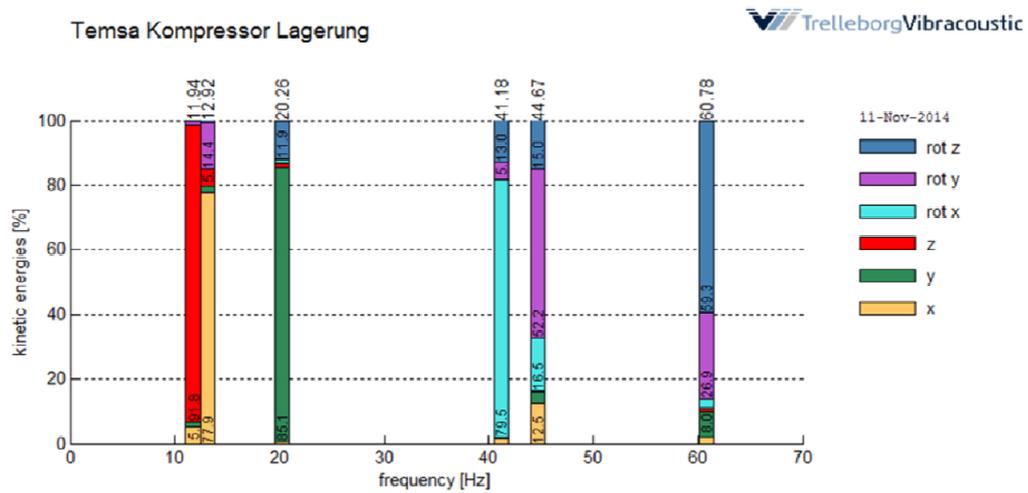


Abbildung 32: Eigenfrequenzen von Konzept 2

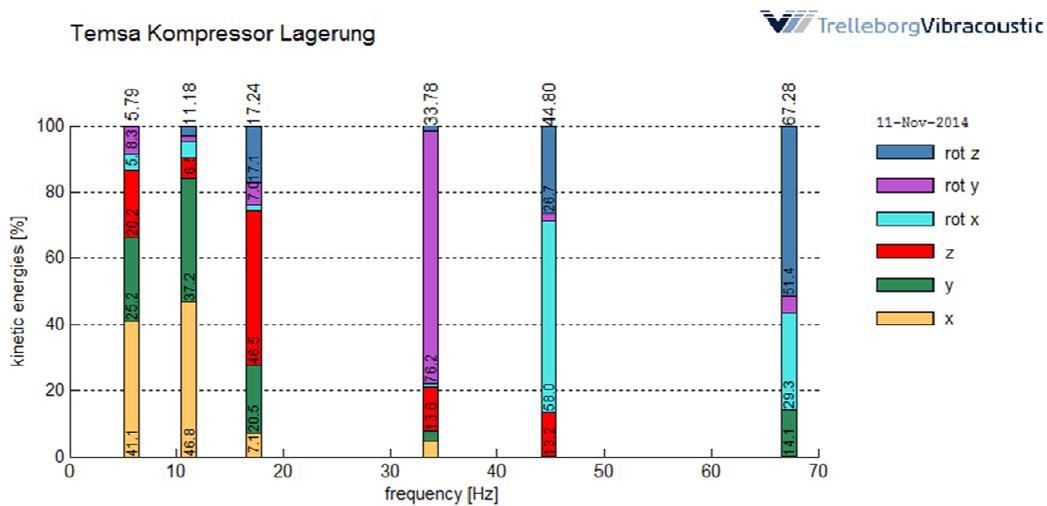


Abbildung 33: Eigenfrequenzen von Konzept 3

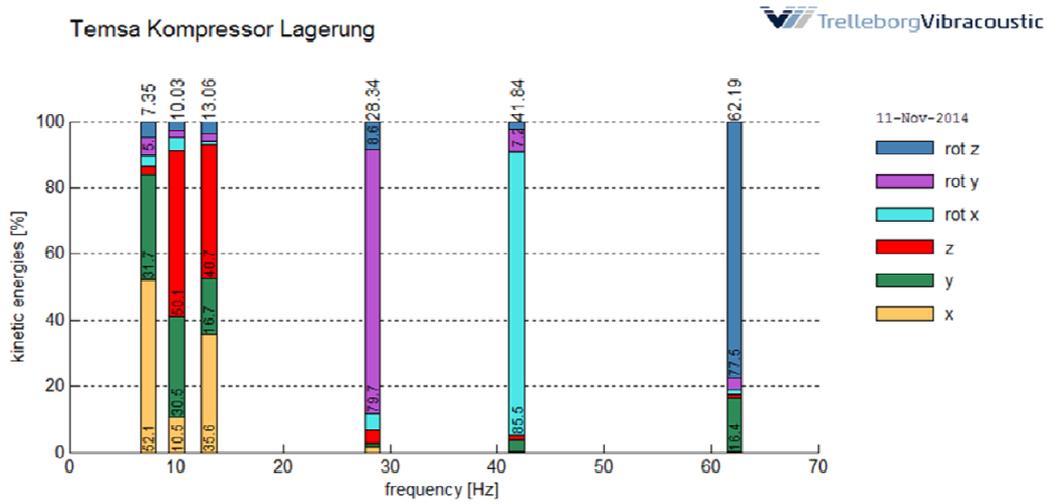


Abbildung 34: Eigenfrequenzen von Konzept 5

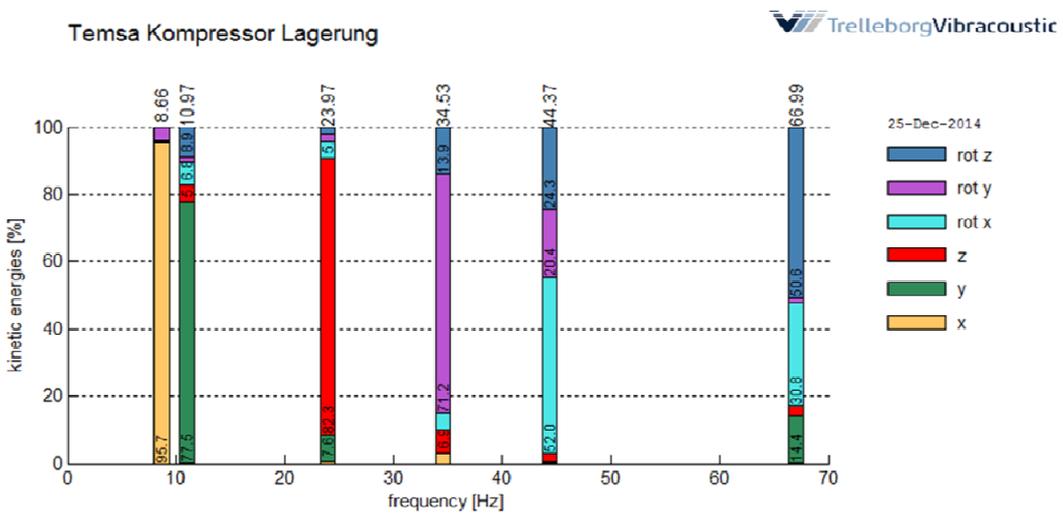


Abbildung 35: Eigenfrequenzen Konzept 6

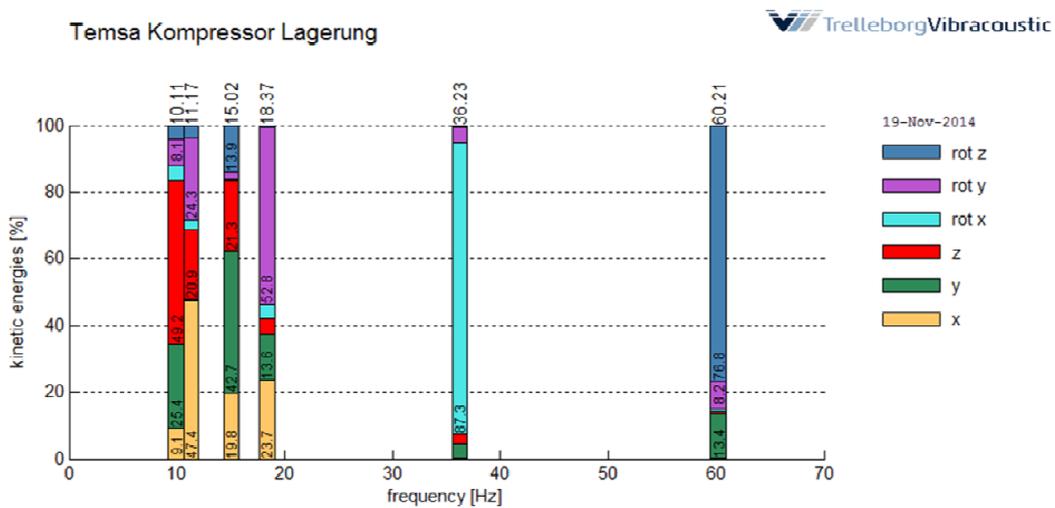


Abbildung 36: Eigenfrequenzen von Konzept 4.1

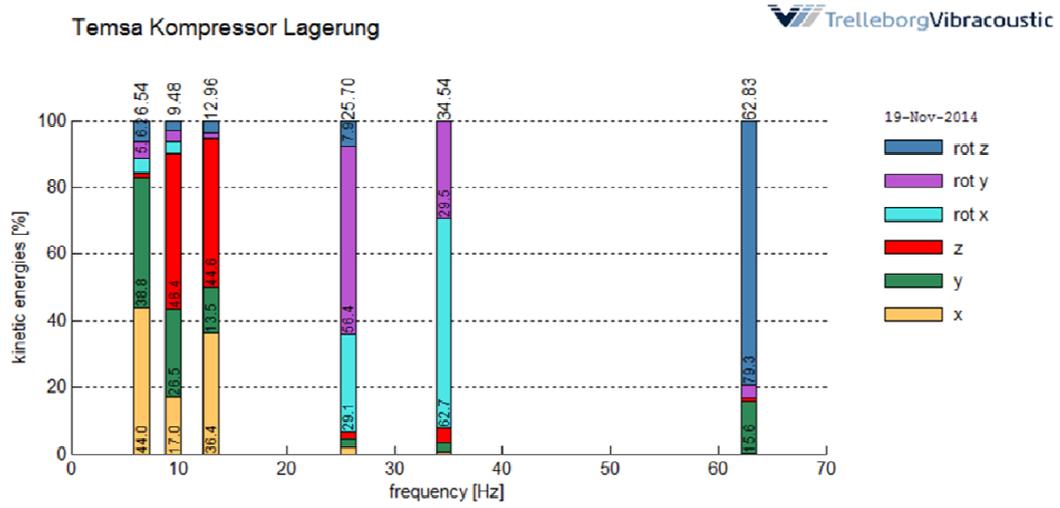


Abbildung 37: Eigenfrequenzen von Konzept 5.1

10 Literaturverzeichnis

1. **Ferienglück GmbH** . [Online] 2014. [Zitat vom: 09. 12 2014.]
<http://www.kriner.info/neuerbus2013.aspx>.
2. **Grote, K.-H. und Feldhusen, J.** *Dubbel*. Berlin Heidelberg : Springer, 2007. ISBN: 978-3-540-68191-5.
3. **Neukirchner, H., Arnold, O. und Dittmar, A.** Die Entwicklung von Massenausgleichseinrichtungen für PKW-Motoren. [Dokument]. Hamburg : s.n., 2003.
http://www.mp.haw-hamburg.de/pers/Gheorghiu/Vorlesungen/KoM/Beispiele/Massenausgleich_MTZ_05-03-03.pdf.
4. **GEA Bock GmbH.** Montageanleitung - Bock Compressor Fk40. [Online] Oktober 2013. [Zitat vom: 01. 12 2014.]
5. **Magnus, K., Popp, K. und Sextro, W.** *Schwingungen*. 8. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2008. ISBN 978-3-8351-0193-7.
6. **Wall, Gross Hauger Schröder.** *Technische Mechanik 3*. 12.Auflage. Berlin Heidelberg : Springer Vieweg, 2012. ISBN 978-3-642-29528-7.
7. **Krettek, O.** *Federungs- und Dämpfungssysteme*. [Hrsg.] Verlagsgesellschaft mbH. Branschweig : Vieweg & Sohn, 1992. Bd. Band 9. ISBN 3-528-06400-5.
8. **U.S. Department of Veterans Affairs.** Rehabilitation Research & Development Service. [Online] 2012. <http://www.rehab.research.va.gov/jour/2012/496/images/major496f021b.jpg>.
9. **Dreyer, Hans-Joachim, Eller, Conrad und al., Et.** *Technische Mechanik Kinematik und Kinetik*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2012. Bde. 11., überarbeitete Auflage. ISBN 978-3-8348-1816-4.
10. **Gasch, Knothe und Liebich.** *Strukturdynamik*. 2. Auflage. Berlin Heidelberg : Springer Vieweg, 2012. ISBN 978-3-540-88976-2.
11. **Witternburg, J., et al.** *Das Ingenieurwissen - Technische Mechanik*. 34. Auflage. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2014. ISBN 978-3-642-41121-2.
12. **Jäger, Mastel und Knaebel.** *Technische Schwingungslehre*. 8. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013. ISBN 978-3-8348-1396-1.

13. **Jerrams und Murphy.** *Constitutive Models for Rubber VII.* London : Taylor and Francis Group, 2012. ISBN 978-0-415-68389-0.
14. **GEA Bock GmbH.** Einsatzgrenzen Fahrzeugverdichter. [Online] 2014. [Zitat vom: 20. 11 2014.]
<http://vap.bock.de/mobileapplication/Pages/Product.aspx?ItemObjectID=FKBAHN&Size=F K40&ProductID=1381>.
15. **Hempel, J. und al., et.** *Schwingungstechnik für Automobile.* Weinheim : Freudenberg Forschungsdienste, 2002. ISBN 3-00-010-274-4.
16. **Mischke, M. und Klingner, B.** Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug. *ATZ.* Januar 1998.
17. **DAF a PACCAR Company.** PACCAR MX-11 - Motoren für den Güterverkehr. [Online] [Zitat vom: 15. 12 2014.] www.daftrucks.de.
18. **Krämer, E.** *Maschinendynamik.* 1. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer, 1984. ISBN 3-540-12541-8.
19. **Hollburg, U.** *Maschinendynamik.* 2.Auflage. München : Oldenbourg, 2007. ISBN 978-3-486-57898-0.
20. **Dresig, H. und Holzweißig, F.** *Maschinendynamik.* 8. Auflage. Berlin : Springer, 2007. ISBN 978-3-540-72032-4.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Lottmann

Vorname: Dieter

dass ich die vorliegende Bachelorthesis mit dem Thema:

„Elastische Lagerung eines Klimakompressors in einem Reisebus mit dem besonderen Fokus auf eine perfekte Isolierung“

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Hamburg

Ort

1. Januar 2015

Datum

Unterschrift im Original