

## Studienarbeit

# Entwicklung eines mechanischen RBG-Modells nach dem Prinzip des inversen Pendels

Vorgelegt von:  
Cand. Ing. Daniel Rojas

Karlsruhe, Januar 2013

Betreut von :  
Dr.-Ing. Frank Schönung

Studienarbeit 1186 am  
Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme  
Karlsruher Institut für Technologie  
Thema : Entwicklung eines mechanischen RBC-Modells nach dem Prinzip des inversen  
Pendels  
Autor : Cand. Ing. Daniel Rojas

Daniel Rojas  
Klosterweg 28, Zimmer C413  
76137 Karlsruhe  
email: daniel.rojas@student.kit.edu

Ich versichere hiermit wahrheitsgemäß, die Arbeit bis auf die dem Aufgabensteller bereits bekannte Hilfe selbständig angefertigt, alle benutzten Hilfsmittel vollständig und genau angegeben und alles kenntlich gemacht zu haben, was aus Arbeiten anderer unverändert oder mit Abänderung entnommen wurde.

Karlsruhe, den 15.01.2013

.....  
Ort, Datum

(Daniel Rojas)



# **Danksagung**

Danke an Herrn Yannic Krenz und an das gesamte IFL/Mobima Werkstattteam, ohne deren Arbeit, Rat und Unterstützung das hier vorgestellte Gerät nie den Schritt vom CAD-Modell in die Realität geschafft hätte.

# Kurzzusammenfassung

Um ein neuartiges Konzept für die Gestaltung eines Hochregalbediengerätes zu untersuchen, soll im Rahmen dieser Studienarbeit ein Modell eines RBGs gestaltet und konstruiert werden. Statt sich jedoch auf strikt lineare Bewegungen des Wagens und des Hubwagens in  $x$ - und  $y$ -Richtung zu beschränken, soll der Mast zusätzlich einen rotatorischen Freiheitsgrad um  $z$  aufweisen, um sowohl im arretierten Betrieb, sowie in einem aktiv zustandsgegebenen Modus ähnlich einem inversen Pendel zu funktionieren.

Nach einer grundlegenden Modellierung des Systems sollen die Dimensionen des Modell-RBGs so gewählt werden, dass die Schwingungseigenschaften des Geräts denen einer realen Anlage entsprechen. Um die benötigte Dynamik zu erreichen, müssen die Antriebe dimensioniert und die richtigen Komponenten ausgewählt werden. Für die Regelung müssen geeignete Sensoren gefunden werden.

Nachdem die Randbedingungen geklärt sind, wird ein CAD-Modell in ProEngineer erstellt und anschließend anhand von daraus abgeleiteten Fertigungsunterlagen in der Institutswerkstatt gefertigt. Es muss sowohl den traditionellen (arretierten) als auch den zustandsgeregelten Pendel-Modus erlauben. Zusätzlich soll es möglich sein, über Federn und Dämpfer die Schwingungseigenschaften eines realen Geräts zu modellieren. Weiterhin soll die Möglichkeit vorgesehen werden, am Gelenk des Mastes einen Aktor zur gezielten Kippung desselben einzubauen. Im Problemfall (Versagen der Regelung, Erreichen des Spurendes) müssen entsprechende Maßnahmen die Anlage sicher in einen stabilen Zustand bringen.

Anhand des in dieser Arbeit entwickelten Modells soll in Zukunft neben der grundsätzlichen Fragestellung, ob ein RBG-System in der hier vorgelegten Form mit allen Funktionen realisierbar ist, auch geklärt werden, ob ein solches System gewisse Vorteile gegenüber herkömmlichen Lösungen bietet, insbesondere hinsichtlich der Zugriffszeit; und schlussendlich, ob die Anwendung eines solchen Systems im praktischen bzw. industriellen Umfeld denkbar wäre.

# Abstract

In order to study a new concept for the design of an automatic storage and retrieval machine for use in high-rise warehouses, a scale model of such an AS/RS is to be developed and built. In addition to the linear degrees of freedom in the  $x$  and  $y$  directions, the mast of the machine is to be equipped with a rotational DOF around the  $z$  axis. This would allow the device to operate similarly to an inverted pendulum, with a state controller keeping the balance.

After creating a mathematical model of the system, its properties are to be chosen such as to mimic the oscillation properties of a real machine. To achieve the correct dynamics, appropriate drive motors have to be chosen and a feedback system has to be selected.

Based on these calculations, a full CAD model is to be created using the ProEngineer software, and then machined using shop drawings derived from this model. The device must provide the option to control it using a fixed mast setup, as well as the inverted pendulum mode. Additionally, the possibility of simulating the oscillation properties of a real AS/RS should be provided using a system of springs and dampers. The means to actively tilt the mast using a dedicated actuator are also to be provided. In case of failure (such as a power outage or an error in the control software), a set of safety measures are to bring the system back into a stable state.

This paper should serve as a base to determine whether a system with all the aforementioned capabilities is feasible, and whether such a system could have potential advantages versus traditional devices, especially with regard to access times, and whether this system could eventually be deployed in an industrial setting.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzzusammenfassung</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>v</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>vii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Einführung . . . . .	1
1.2 Zielsetzung . . . . .	1
1.3 Vorgehensweise . . . . .	2
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Regalbediengeräte und deren Klassifikation . . . . .	3
2.2 Eigenschaften realer RBGs . . . . .	5
2.3 Methoden zur Schwingungsreduktion . . . . .	5
<b>3 Mathematische Grundlagen</b>	<b>7</b>
3.1 Schwingverhalten als inverses Pendel . . . . .	7
3.2 Schwingverhalten als gefedertes Pendel . . . . .	10
3.3 Ausgleich der Winkeländerung . . . . .	13
<b>4 Mechanischer Aufbau</b>	<b>17</b>
4.1 Anforderungen . . . . .	17
4.1.1 Betriebsmodi . . . . .	17
4.1.2 Numerische Werte . . . . .	19
4.1.3 Motorberechnung . . . . .	19
4.1.4 Weitere Anforderungen . . . . .	21

## *Inhaltsverzeichnis*

---

4.2 Konzeption . . . . .	21
4.2.1 Führung des Mastes . . . . .	21
4.2.2 Ausgleich der Mastwinkeländerung . . . . .	22
4.2.3 Feder- und Dämpfersystem, Sicherungssystem . . . . .	24
4.3 Konstruktion . . . . .	26
4.3.1 Schiene und Antrieb . . . . .	26
4.3.2 Grundplatte . . . . .	28
4.3.3 Mastlagerung, -Justierung und -Sensorik . . . . .	28
4.3.4 Mast und Hubwagen-Antrieb . . . . .	30
4.3.5 Hubwagen und LAM . . . . .	32
4.3.6 Feder/Dämpfer-Einheit . . . . .	32
4.3.7 Sicherungssystem . . . . .	35
4.4 Auswahl der Aktoren und Sensoren . . . . .	36
4.4.1 Motorauswahl . . . . .	36
4.4.2 End- und Referenzschalter . . . . .	37
4.4.3 Mastwinkel-Sensor . . . . .	37
4.4.4 Federn . . . . .	38
4.4.5 Haltemagnete . . . . .	38
<b>5 Analyse und Vergleich mit realen Anlagen</b>	<b>39</b>
<b>6 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>43</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>47</b>
<b>Anhang</b>	<b>49</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Klassifizierung von Regalbediengeräten nach FEM 9.101 . . . . .	3
2.2	1-Mast-Regalbediengerät . . . . .	4
3.1	Mathematisches Pendel mit zwei Massen . . . . .	7
3.2	Verlauf von $\omega(h)$ und $\omega(m_L)$ . . . . .	8
3.3	3D-Ansicht von $\omega(h, m_L)$ . . . . .	9
3.4	1-Massen-Schwinger . . . . .	10
3.5	MAPLE-Programm zur Federberechnung . . . . .	12
3.6	Schwerpunktausgleich beim Menschen . . . . .	14
3.7	Winkelausgleich . . . . .	15
4.1	Betriebsmodi des RBG-Modells . . . . .	18
4.2	Darstellung der Betriebsmodi als endlicher Automat . . . . .	18
4.3	Entwurfsvarianten für die Führung des Mastes . . . . .	22
4.4	Entwurfsvarianten für die Einstellbarkeit des Mastwinkels . . . . .	23
4.5	Entwurfsvarianten für das Federsystem . . . . .	25
4.6	Übersicht des Aufbaus (vgl. auch 4.10 S. 33) . . . . .	27
4.7	Ansicht der Bodenschiene (Schnitt) . . . . .	28
4.8	Ansicht der Mastlagerung . . . . .	29
4.9	Ansicht des Hubwagens in eingebautem Zustand und separat . . . . .	31
4.10	3D-Ansicht der RBG-Gruppe mit offener Feder/Dämpfer-Einheit . . . . .	33
4.11	Verschiedene Zustände der Feder/Dämpfer-Einheit . . . . .	34
4.12	$n\text{-}M$ -Kennlinie des $y$ -Motors, Auszug aus dem Datenblatt . . . . .	37
6.1	Übersicht des konstruierten RBG-Modells in der IFL-Versuchshalle . . . . .	44
6.2	Detailansicht des Wagens . . . . .	44
6.3	Frontalansicht des Wagens und der Feder-Dämpfer-Einheit . . . . .	45
6.4	Detailansicht des Hubwagens und des Mastkopfes . . . . .	45



# 1 Einleitung

## 1.1 Einführung

Regalbediengeräte spielen in der Intralogistik eine zentrale Rolle. Der Durchsatz heutiger Hochregallager von bis zu 50 m Höhe und mehreren 1.000 bis 100.000 Lagerplätzen lässt sich nur noch über vollautomatisierte, hocheffiziente Anlagen erreichen. Neben einem geeigneten Layout und einer geschickten Verteilung der Waren im Lager haben die Gestaltung und Ansteuerung der bedienenden Maschinen eine besondere Auswirkung auf die Wirtschaftlichkeit der Lageranlage.

Klassischerweise beeinflusst die Steifigkeit des Mastes eines RBG maßgeblich dessen Effizienz: Während schnelle Verfahrzeiten selbstverständlich wünschenswert sind, wirken dabei gleichzeitig hohe Beschleunigungskräfte auf den Mast des RBGs. Bei ungeeigneter Ansteuerung der Anlage führt dies zu Schwingungen des Mastes und somit des Lastaufnahmemittels; die durch die Abklingzeit hervorgerufene Verzögerung des Ein- und Ausladevorgangs wirkt sich als Minderung im Durchsatz der Anlage aus. Als vorbeugende Maßnahme gegen Schwingungen wurde bisher neben einer Versteifung des Mastes vor allem auf Verbesserungen in der Regelungstechnik gesetzt.

## 1.2 Zielsetzung

Als ein neues und eher unkonventionelles Konzept zur Steigerung der Effizienz einer Hochregalanlage, wurde am IFL ein RBG nach dem Prinzip des inversen Pendels vorgeschlagen. Anstatt den Mast weiter zu verstauen, soll ein möglichst leichter Mast am unteren Ende gelenkig gelagert mit dem Wagen verbunden werden. Zusammen mit einer aktiven Zustandsregelung wird das Gerät so in einem Gleichgewichtszustand in senkrechter Stellung gehalten. Bei Verfahren des RBGs soll der Mast absichtlich kippen und bei Abbremsung durch gezielte Bewegungen des Wagens wieder in die Senkrechte gebracht werden. Es soll

untersucht werden, ob sich durch ein solches System Gewichts-, Energie-, Material- und Zeiteinsparungen bei gleichzeitiger Erhöhung des Durchsatzes erreichen lassen.

Ein weiteres Ziel des zu konstruierenden Modells soll die Möglichkeit sein, durch Einsetzen verschiedener Feder- und Dämpfergruppen unterschiedliche Steifigkeiten eines (festen) Mastes zu simulieren; besonders zu Anschauungszwecken sollen auch anhand übertrieben weicher Masten die Auswirkungen verschiedener Regelungen auf die Schwingungsanfälligkeit des Systems dargestellt werden können.

Diese Arbeit soll sich mit der mechanischen Auslegung und Konstruktion eines Modell-RBGs nach dem genannten Prinzip beschäftigen. Die Regelungssoftware ist Thema einer getrennten Arbeit (Boës 2011).

### 1.3 Vorgehensweise

Es wird als erstes ein Überblick über die Einteilung und Klassifikation von RBGs gegeben, begleitet von aktuellen Entwicklungen mit besonderem Fokus auf die Schwingungsreduktion.

Anschließend werden die mathematischen Grundlagen hergeleitet, um das Verhalten des RBGs als inverses Pendel zu modellieren und die Einwirkung der auftretenden Kräfte und Beschleunigungen zu analysieren. Gleichzeitig dient dieses Kapitel als Grundlage für die Auslegung der Modellanlage.

Danach werden verschiedene Überlegungen für den mechanischen Aufbau beschrieben, bewertet und die Auswahl unter Berücksichtigung der gesetzten Anforderungen begründet. Es folgt eine genauere Beschreibung der entstandenen Baugruppen und deren Funktion, sowie eine Auflistung der verwendeten Sensor- und Aktorkomponenten.

Zum Schluss wird ein Ausblick auf die weitere Vorgehensweise gegeben und Ansätze für die Inbetriebnahme und die Anwendungsmöglichkeiten des entwickelten Modells vorgestellt.

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Regalbediengeräte und deren Klassifikation

Die (FEM 9.101) definiert ein Regalbediengerät — kurz RBG — als ein Förder- und Hebezeug zur manuellen oder mechanischen Bedienung der Regalfächer einer Lageranlage. Es besteht im Regelfall aus einem beweglichen *Wagen*, der auf einer horizontalen Schiene entlang einer Gasse eines Hochregallagers fahren kann. Senkrecht zu dieser Schiene befinden sich am Wagen ein oder mehrere Säulen oder *Maste*, an denen sich ein *Hubwagen* vertikal auf- und abbewegen kann. Am Hubwagen ist ein *Lastaufnahmemittel* (LAM) angebracht, welches die Fähigkeit besitzt, Waren im Regal ein- oder auszulagern, sei es über Teleskopgabeln oder eine Zieh-/Klemmeinrichtung.

Je nach Form und Ausführung der einzelnen Komponenten, sowie deren Ansteuerung, können Regalbediengeräte in mehrere Klassen unterteilt werden, die Einteilung ist Abb. 2.1 zu entnehmen.

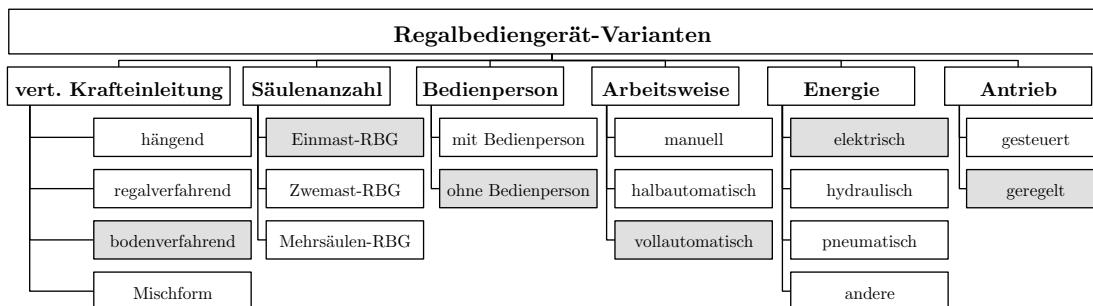


Abbildung 2.1: Klassifizierung von Regalbediengeräten nach FEM 9.101

Die folgenden Betrachtungen beschränken sich auf die markierte Klasse der bodenverfah-

baren, vollautomatischen Einmast-RBGs mit elektrisch geregeltem Antrieb. Der Aufbau eines solchen Geräts ist in Abb. 2.2 dargestellt.

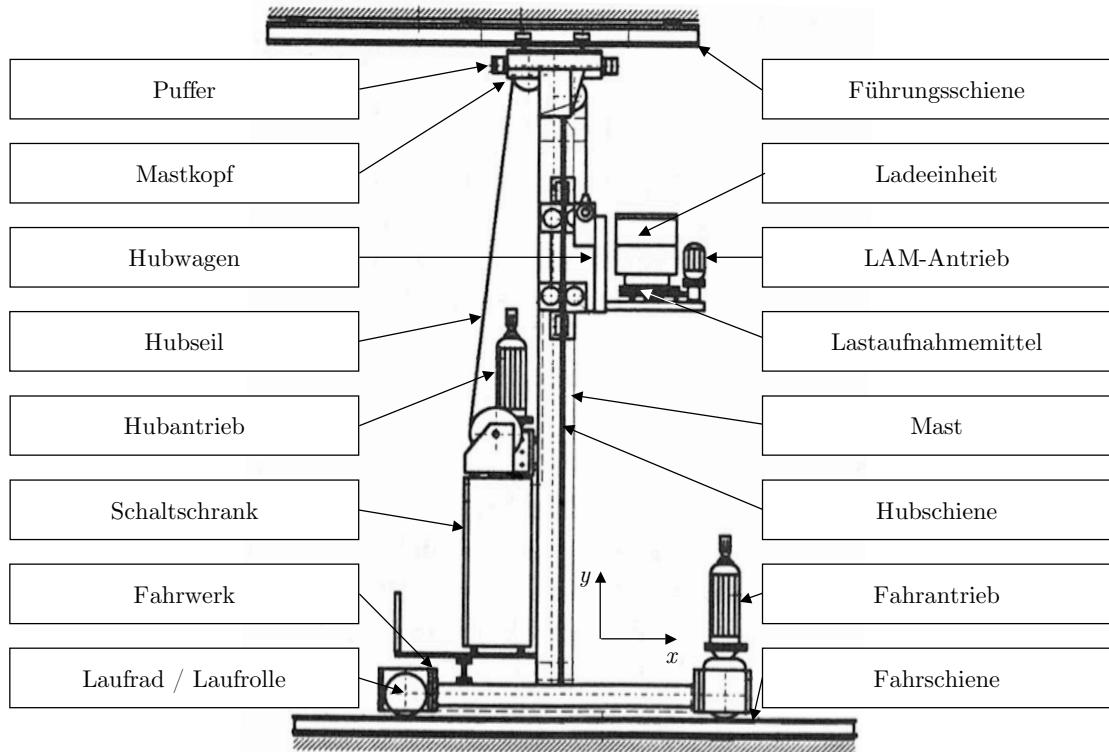


Abbildung 2.2: 1-Mast-Regalbediengerät, Quelle: Bopp (1993), Seite 5

Die drei Hauptbewegungen eines Regalbediengeräts und ihre entsprechenden Achsen sind wie folgt definiert:

- **Fahren** des gesamten Geräts in *x*-Richtung
- **Heben** des Hubwagens in *y*-Richtung
- **Ein- und Ausfahren** des Lastaufnahmemittels in *z*-Richtung

## 2.2 Eigenschaften realer RBGs

Im folgenden werden beispielhaft die Daten einiger ausgewählter RBGs aufgelistet. Diese dienen im Augenblick nur der Anschauung, später werden diese Daten mit denen des konstruierten Modells verglichen.

		h	$m_{RBG}$	$m_{Last}$	$v_x$	$a_x$	$v_y$	$a_y$
Dambach Lagersysteme	Mono	40		4000				
SSI Schäfer	SC 2000-1	43		2000	4		1,5	
Stöcklin Logistik AG	MASTER 45-T	45		2400	4		1,2	
Bopp 1993	RBG 1	28,5	13255	1000	2,3	0,35	0,7	0,5
	RBG 2	24,6	14340	1200	2,3	0,35	0,6	0,6
	RBG 3	15,8	7250	1000	2	0,65	0,6	0,8
	RBG 4	8,8	3680	50	2,3	0,5	0,6	0,7
TGW Logistics Group	Commissioner*	18		100	2	3	3	4
	Mustang Evo*	12		100	6	3,5	3	3
Dambach Lagersysteme	EKT*	24		300	5	3,2	2,5	2,5

\* Automatisches Kleinteilelager, AKL

## 2.3 Methoden zur Schwingungsreduktion

Besonders wenn sich das Lastaufnahmemittel während einer Fahrbewegung schwer beladen in großer Höhe befindet, werden bei Brems- und Beschleunigungsvorgängen durch die Trägheitskräfte entsprechende Schwingungen des Mastes hervorgerufen. Neben einer ungewollten Materialbeanspruchung am Mast kommt es hierbei besonders vor Ein- und Ausladevorgängen am Regal zu erheblichen Verzögerungen in der Größenordnung von mehreren Sekunden bis zu einer unterkritischen Restamplitude, bei der sicher ein- und ausgelagert werden kann (Bitsch 1981). Durch Elimination dieser Wartezeiten lässt sich die Wirtschaftlichkeit der Anlage messbar steigern. (Bopp 1993) analysiert zusätzlich die Problematik der Positionsgenauigkeit, welche auch unter dem Einfluss der Schwingungen leidet.

Die offensichtlich einfachste Methode, ungewollte Horizontalschwingungen des Mastes zu unterbinden ist, die Masse desselben zu erhöhen. Zusätzlich zu höheren Materialkosten hat

## 2 Stand der Technik

---

dies jedoch eine erhöhte Belastung der Schienen, einen erhöhten Stromverbrauch und eine verringerte Beschleunigung des RBGs zur Folge. Umgekehrt führen hohe Eigenfrequenzen (beispielsweise hervorgerufen durch *geringere* Massen) zu einer Erhöhung der Dämpfung und somit einem schnelleren Abklingen der Oszillationen, doch auch zu einer höheren anfänglichen Anfälligkeit gegen solche Schwingungen.

Zunächst kann das Gerät geschickt konzipiert und die mechanischen Eigenschaften des RBGs optimiert werden. Die Führung des Mastkopfes ist zwar eine wirkungsvolle Methode, erfordert allerdings eine zusätzliche Schiene an der Decke oder der Regaloberkante und eine äußerst steife Regalkonstruktion. Standardmäßig kommt an der Mastspitze ein zusätzlicher Aktor zum Einsatz, um dessen Position zu regeln.

Der Einfluss der Dämpfung kann in *innere* und *äußere* Dämpfung unterteilt werden (Dietzel 1981). Materialintern und an Fügestellen wird die überschüssige kinetische Energie in Wärme übergeführt (*innere Dämpfung*). Hinzu kommen Einflüsse gezielt verwendeter Elemente wie Reibungs- und Gas- oder Flüssigkeitsdämpfer sowie Schwingungstilger, die den Einfluss bestimmter Erregerfrequenzen verringern (*äußere Dämpfung*).

(Schumacher 1994) beschreibt grundsätzlich zwei Methoden zur Schwingungsreduktion durch Ansteuerung des Fahrantriebes. Das *aktive Verfahren* erfasst dabei die auftretenden Mastschwingungen und wirkt ihnen mit einer Regelung des Fahrantriebes entgegen. Beim *passiven Verfahren* handelt es sich hingegen um eine reine Steuerung, die über geeignete Kennlinien für die Wagenbeschleunigungsprofile versucht, die auftretenden Schwingungen zu minimieren. (Dietzel 1981) verwendet für seine Simulationen sowohl Fuzzy- als auch Zustandsregeler, um das Schwingungsverhalten nach dem aktiven Verfahren zu optimieren.

# 3 Mathematische Grundlagen

## 3.1 Schwingverhalten als inverses Pendel

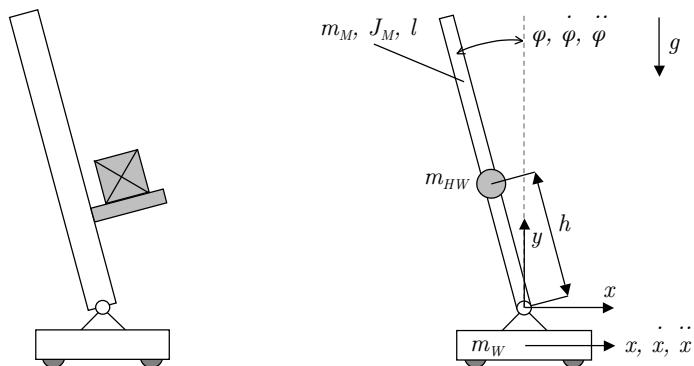


Abbildung 3.1: Mathematisches Pendel mit zwei Massen

Das verwendete mathematische Modell basiert zunächst auf einem erweiterten mathematischen Pendel, bestehend aus einem biegesteifen Stab der Länge  $l$  und der Masse  $m_M$ , an welchem der Hubwagen als Punktmasse  $m_{HW}$  in der Höhe  $h \in [0, l]$  angebracht ist (vgl. Abb. 3.1). Es wird angenommen, dass die auftretenden Schwingungen ungedämpft sind und  $\nu_{Lager} = 1$  ist. Mit Hilfe der Lagrange'schen Gleichung 2. Art ergibt sich die Bewegungsgleichung des Systems zu

$$\ddot{\varphi} - \frac{(m_M \frac{l}{2} + m_{HW}h)g}{\frac{1}{3}m_M l^2 + m_{HW}h^2} \sin(\varphi) = 0 \quad (3.1)$$

Für die Annahme kleiner Winkelauslenkungen  $\varphi$  vereinfacht sich die Gleichung zu

$$\ddot{\varphi} - \frac{(m_M \frac{l}{2} + m_{HW}h)g}{\frac{1}{3}m_M l^2 + m_{HW}h^2} \varphi = 0 \quad (3.2)$$

$$\ddot{\varphi} - \omega^2 \varphi = 0 \quad (3.3)$$

Aus der Beziehung

$$\omega = \sqrt{\frac{(m_M \frac{l}{2} + m_{HW}h)g}{\frac{1}{3}m_M l^2 + m_{HW}h^2}} \quad (3.4)$$

erkennt man, dass sich bei Skalierung der Längen des Modells mit dem Faktor  $i$  und der Massen mit dem Factor  $i^3$  die Eigenkreisfrequenz eines mathematischen Pendels nach dem Gesetz  $\omega \sim 1/\sqrt{i}$  ändert. Dies ist wichtig, wenn das Verhalten eines realen RBGs auf ein verkleinertes Modell abgebildet werden soll.

Setzen wir

$$m_{HW} = m_{HW,leer} + m_L \quad (3.5)$$

so lässt sich die Eigenkreisfrequenz in Abhängigkeit sowohl der Höhe des Hubwagens  $h$  als auch der Last  $m_L$  darstellen (Abb. 3.2).

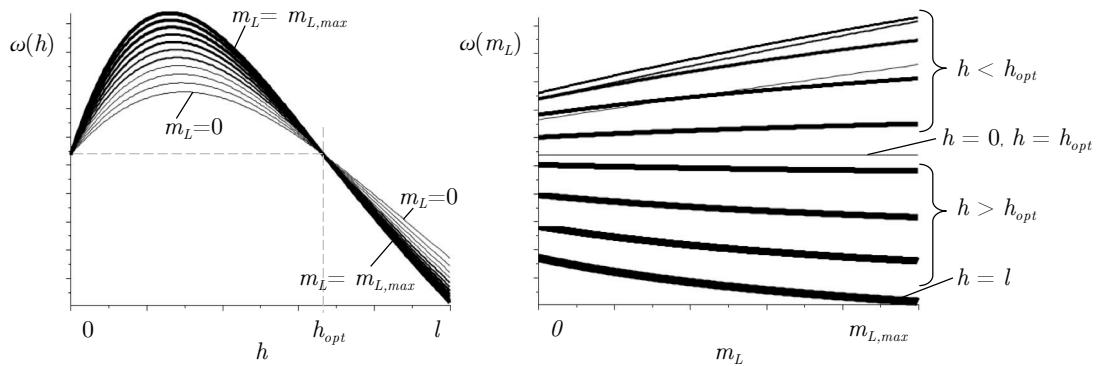


Abbildung 3.2: Verlauf von  $\omega(h)$  und  $\omega(m_L)$

Im  $\omega$ - $h$ -Diagramm lässt sich sehr gut die Verschiebung des Gesamtschwerpunkts durch Verfahren des Hubwagens, sowie der Einfluss der Schwerpunktlage auf die Eigenkreisfrequenz erkennen. Es existiert bei konstanter Beladung eine Maximal-Eigenkreisfrequenz  $\omega_{max}(m_L)$  in einer bestimmten Höhe  $h_{\omega_{max}}$ . Für  $h < h_{\omega_{max}}$  verliert die Last Einfluss auf die Trägheit (Satz von Steiner) und somit auf die Eigenkreisfrequenz des Systems, und dieses nimmt allein die Frequenz des Mastes an, welche unabhängig von der Beladung ist. Bei Lasthöhen  $h > h_{\omega_{max}}$  verschiebt sich der Schwerpunkt des Systems nach oben, und die Eigenkreisfrequenz nimmt rapide ab, der Aufbau wird trüger.

Im  $\omega$ - $m_L$ -Diagramm sieht man, dass sich die Eigenkreisfrequenz je nach aktueller Höhe des Hubwagens unterschiedlich verändert, wenn eine Last aufgenommen oder abgegeben wird.

Im theoretischen Fall, dass sich die Last in der Höhe  $h = 0$  befindet, hat ihr Gewicht keinen Einfluss auf die Eigenkreisfrequenz (durch Annahme der Ladung als Punktmasse werden Trägheitseinflüsse durch Rotation der Ladung vernachlässigt). Im realen Fall dagegen verschiebt sich der Schwerpunkt in kleinen Höhen  $h \approx 0$  bei Beladung nach unten und die Eigenkreisfrequenz steigt, in großen Höhen  $h \approx l$  sinkt sie je nach Beladung. Es folgt, dass es dazwischen eine bestimmte Höhe  $0 < h_{opt} < l$  geben muss, bei der  $\omega(m_L)$  im Bereich  $0 < m_L < m_{L,max}$  minimal variiert. Dies ist für die Regelung des Systems von Vorteil, da in einem Bereich  $h \approx h_{opt}$  sich die Eigenkreisfrequenz nur geringfügig verändert und das System mit einem festen Wert für  $\omega$  ohne Kenntnise über die Ladung ( $m_L$ ) arbeiten kann, eventuelle Sensorik zur Massenbestimmung ist überflüssig.

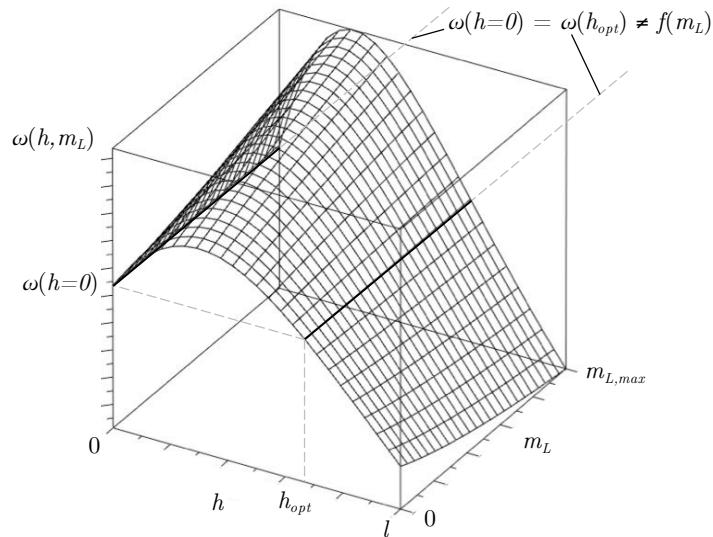


Abbildung 3.3: 3D-Ansicht von  $\omega(h, m_L)$

Es fehlt die genaue Bestimmung von  $h_{opt}$ . Bei Betrachtung der Diagramme hat es den Anschein, dass  $\omega(h_{opt}) = \omega(h = 0)$  ist. Löst man diesen Ausdruck auf, ergibt sich neben der trivialen Antwort  $h_{opt} = 0$  interessanterweise unabhängig von jeglichen Systemparametern

$$h_{opt} = \frac{2}{3} l \neq f(m_L) \quad (3.6)$$

was die Vermutung bestätigt, dass sich  $\omega(h_{opt})$  tatsächlich nicht in Abhängigkeit von  $m_L$  verändert.

### 3.2 Schwingverhalten als gefedertes Pendel

Neben dem Betrieb als inverses Pendel soll das zu konstruierende Modell noch eine weitere Funktion erfüllen: Über zuschaltbare, am Mast angebrachte Federn soll das Schwingverhalten eines klassischen RBGs (mit festem aber nachgiebigem Mast) simuliert werden (vgl. 4.1.1). Durch die Verstellbarkeit der Federkräfte lassen sich verschiedene Maststeifigkeiten simulieren und anschließend die Auswirkung verschiedener Beschleunigungsprofile auf die Stabilität des Systems anschaulich zeigen. Der grundsätzliche Aufbau des Systems ist Abb. 3.4 zu entnehmen. Da das schlussendlich konstruierte System ein stark nichtlineares Verhalten aufweist, durfte auch das mathematische Modell nicht zu sehr vereinfacht werden; Entwurf, Auslegung und Konstruktion wurden iterativ bestimmt und beeinflussten sich stets gegenseitig. Aus diesem Grund werden im folgenden bewusst Aspekte der Konstruktion, die für die Modellierung vonnöten sind, vorweg genommen.

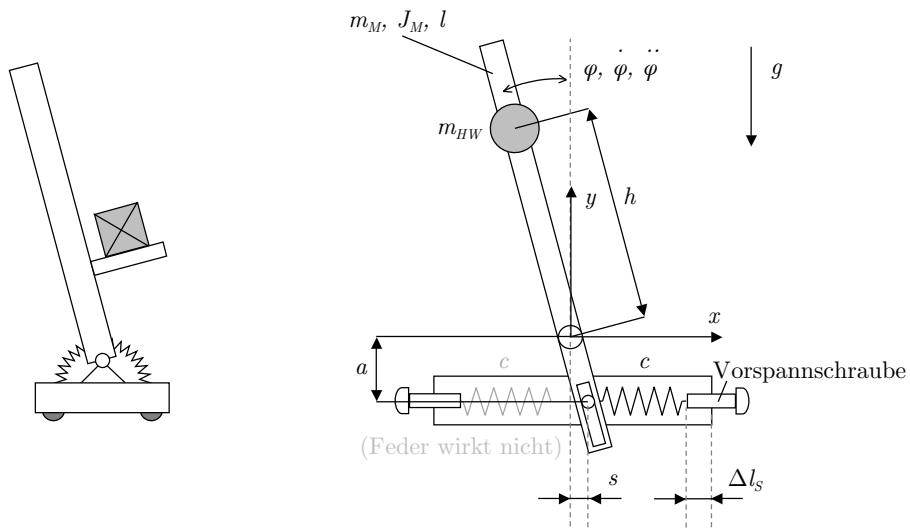


Abbildung 3.4: 1-Massen-Schwinger

Unterhalb des Mastdrehpunktes ist ein in  $x$ -Richtung beweglicher Block mit dem Mast verbunden. Um die Drehbewegung des Mastes um den Ursprung mit der linearen Bewegung des Blocks in Einklang zu bringen, sind beide Teile über einen Bolzen, der in einem Langloch im Mast entlanggleiten kann, verbunden. An jeder Seite des Blocks befindet sich eine Druckfeder der Steifigkeit  $c_1 = c_2 = c$ , die beim Kippen des Mastes durch den sich verschiebenden Block komprimiert wird. Durch eine geeignete Konstruktion wirkt jede Feder

jeweils nur bei Auslenkungen in eine Richtung, während die andere Feder in ihrer Ausgangsposition verharrt. Hierdurch lassen sich später durch Vorspannen der Federn von der Außenseite her steifere Systeme darstellen, ohne dass sich die Vorspannkkräfte gegenseitig aufheben.

Die Auslenkung des verschiebbaren Blocks ist gegeben durch

$$s = a \tan \varphi \quad (3.7)$$

wobei  $a$  der vertikale Abstand zwischen Mastdrehpunkt und Bolzenmittelpunkt ist.

Die Kompression der Feder  $\Delta l$  setzt sich zusammen aus einer geringen Montagevorspannung  $\Delta l_V$ , einer zusätzlichen, durch Schrauben einstellbare Vorspannung  $\Delta l_S$  und der durch die Auslenkung des Mastes entstehenden Längenänderung  $s$ .

$$\Delta l = \Delta l_V + \Delta l_S + s \quad (3.8)$$

Wichtigstes Kriterium zur Auswahl geeigneter Federn ist eine Mindest-Federsteifigkeit, die es der Feder erlaubt, den Mast aus jeder beliebigen Winkellage problemlos in die senkrechte Position zu bringen. Hierzu wird das Momentengleichgewicht zwischen dem durch die Schwerkraft entstehenden Mastmoment  $M_M$  und dem entgegenwirkenden Moment der Feder  $M_F$  betrachtet. Für den sicheren Betrieb muss hierbei gelten

$$\Delta M = M_F(\varphi) - M_M(\varphi) \stackrel{!}{>} 0 \quad \forall \varphi \in [-\varphi_{max}, \varphi_{max}] \quad (3.9)$$

Das von der Feder aufgebrachte Moment  $M_F$  berechnet sich hierbei zu

$$M_F = F_F a = R a \Delta l = R a (\Delta l_V + \Delta l_S + a \tan \varphi) \quad (3.10)$$

während das Mastmoment (vereinfacht)

$$M_M = (m_M \frac{l}{2} + h (m_{HW} + m_L)) g \sin \varphi \quad (3.11)$$

beträgt. Zusätzlich müssen für die Auslegung der Federn noch Gleit- und Haftreibungseinflüsse zwischen den verschiedenen Komponenten berücksichtigt werden. Durch eine großzügige Auslegung der Federn konnte im Rahmen dieser Arbeit hierauf verzichtet werden.

Es wurde ein MAPLE-Programm erstellt (vgl. Abb. 3.5), mit dem sich das Schwingverhalten simulieren und der Effekt verschiedener Federn, Vorspannkkräfte, Lagen des Hubwagens und Beladungen vergleichen lässt. Es wird hierbei die Kurve der Momentendifferenz  $\Delta M$

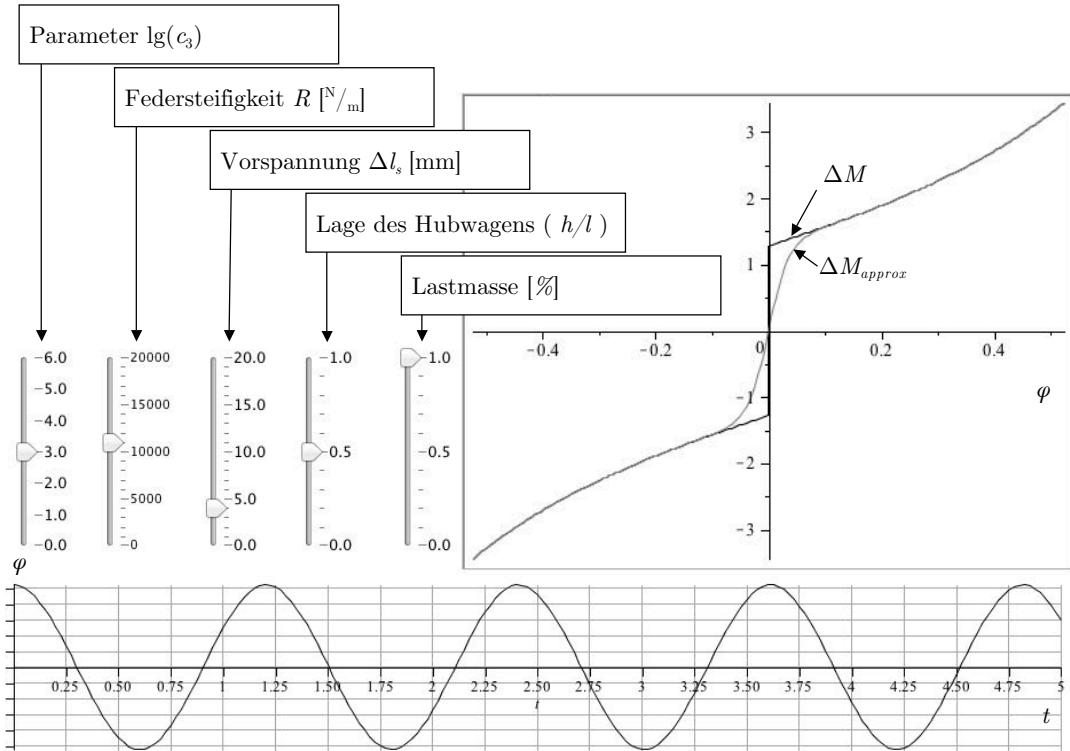


Abbildung 3.5: MAPLE-Programm zur Federberechnung

im interessierenden Bereich  $[-\varphi_{max}, \varphi_{max}]$  geplottet. Da der reale Federkraftverlauf, bedingt durch den Anschlag der Federn bei  $\varphi = 0$ , unstetig und somit für die Lösung nach Lagrange ungeeignet ist, wurde für die Darstellung der Federkraft eine Approximation der Form

$$F_{F,approx} = c_1 s + c_2 \tanh(c_3 s) \quad (3.12)$$

gewählt und das entsprechende Moment  $\Delta M_{approx}$  mitgeplottet. Dabei ergeben sich die Parameter  $c_i$  zu

$$c_1 = R \quad (3.13)$$

$$c_2 = F_F(0) \quad (3.14)$$

$$c_3 >> 1 \quad (3.15)$$

Hierbei bestimmt  $c_3$ , wie gut sich die approximierte Kurve an die tatsächliche 'anschmiegt'. Größere Werte liefern eine bessere Approximation, führen bei der numerischen Auswertung

allerdings evtl. zu einem Überlauf in der Software. In der Praxis hat sich der Wert  $c_3 = 1000$  als sinnvoll erwiesen. Anschließend wird die Bewegungs-DGL mithilfe der Lagrange'schen Gleichung 2. Art aufgestellt und die numerische Lösung nach dem Runge-Kutta-Verfahren bestimmt. Aus dem entstehenden Graph lässt sich die Periodendauer bzw. die Eigenfrequenz ablesen.

### 3.3 Ausgleich der Winkeländerung

Bisher wurde der gesamte Mastaufbau vereinfacht als ein unten drehend gelagerter, homogener Stab mit einem in variabler Höhe angebrachten Massepunkt als Hubwagen dargestellt, was für die Abschätzung von Eigenfrequenzen und Federkräften durchaus ausreichend ist. Nun soll das Modell um einen Schritt verfeinert werden, um ein weiteres Problem zu analysieren, welches es besonders im Betrieb als inverses Pendel zu berücksichtigen gilt.

Als erstes ist die Annahme, der Mast sei ein einfacher Stab, seine Massenverteilung sei homogen und sein Schwerpunkt liege automatisch genau über dem Drehpunkt, zu optimistisch. In der Praxis besteht der Mast aus einem komplexen Aufbau mehrerer Teile, insbesondere ist auch der vergleichsweise schwere Motor für den Hubwagenantrieb Teil des schwingenden Systems. Das LAM und die aufgenommene Last liegen nicht symmetrisch um den Mast angeordnet. Jedes dieser Teile hat einen eigenen Schwerpunkt; deren Masse und Raumlage beeinflusst maßgeblich den Gesamtschwerpunkt des Mastaufbaus. Da für den Betrieb des RBGs insbesondere während des Lastwechsels der Mast jedoch möglichst senkrecht im Gleichgewicht stehen sollte, muss dafür Sorge getragen werden, dass der Schwerpunkt vertikal über dem Drehpunkt des Mastes liegt.

Ein zweites Problem ergibt sich im Moment der Be- oder Entladung des Geräts. Man betrachte zunächst als Analogie einen Menschen, der ein Paket tragen möchte. Vor dem Aufheben steht der Rücken des Menschen senkrecht; hat er das Paket in der Hand, muss er sich leicht nach hinten lehnen, um das Gleichgewicht nicht zu verlieren (vgl. Abb. 3.6). Gleichermaßen gilt entgegengesetzt, falls er einen schweren Rucksack trägt.

Ähnlich verhält es sich bei dem zu konstruierenden Gerät: Nimmt das leere RBG eine Last auf, so ändert sich der Schwerpunkt des schwingend gelagerten Aufbaus nicht nur (wie in 3.1 angesprochen) in  $x$ -, sondern auch in  $y$ -Richtung, vorausgesetzt, der Schwerpunkt der Last stimmt vertikal nicht mit dem des leeren Mastes überein. Um das Gleichgewicht im Stillstand wiederherzustellen hat dies zur Folge, dass sich der Mast bei jeder Be- und



Abbildung 3.6: Schwerpunktausgleich beim Menschen

Quelle: <http://www.emotional-times.com/wp-content/uploads/2011/08/carryload.jpg>

Entladung entsprechend neigen muss, um den Gesamtschwerpunkt wieder vertikal über den Drehpunkt zu bringen.

Kritisch ist dies besonders für den Ein- und Auslagervorgang selbst. Durch die Neigung des Mastes ergibt sich gleichzeitig eine Schieflage des LAMs, im konkreten Fall bspw. ein Höhenversatz zwischen den zwei Zinken einer Gabelvorrichtung. Bei übermäßiger Schieflage kann dies das Einfahren des Geräts in das Regal verhindern, außerdem leidet die Präzision des Vorgangs. Es folgt eine detaillierte Berechnung des Schwerpunktes, um eine optimierte Konstruktion unter Berücksichtigung der genannten Punkte zu erlauben.

Um den Mast bei unbeladenem LAM garantiert senkrecht im Gleichgewicht zu haben, muss sich dessen Schwerpunkt genau über dem Drehgelenk befinden. Anstatt den Schwerpunkt des Mastes über Gegengewichte o.Ä. in die gewünschte Stellung zu bringen, wird der komplette Aufbau nach Abb. 3.7 auf eine in  $x$ -Richtung verschiebbare Schiene gesetzt. Durch gezieltes Verschieben dieses Parameters  $\Delta x$  bis zur Balance wird das Ziel erreicht. Für die Berechnung wurden separat die Schwerpunkte der Komponenten des Mastes  $S_M$ , des relativ schweren Hubwagen-Motors  $S_{Mot}$  und des Hubwagens  $S_{HW}$  betrachtet. Bei Beladung kommt noch der Anteil der Last  $S_L$  hinzu.

Sei der Schwerpunkt eines Objektes  $i$  definiert als

$$S_i = [x_i, y_i] \quad (3.16)$$

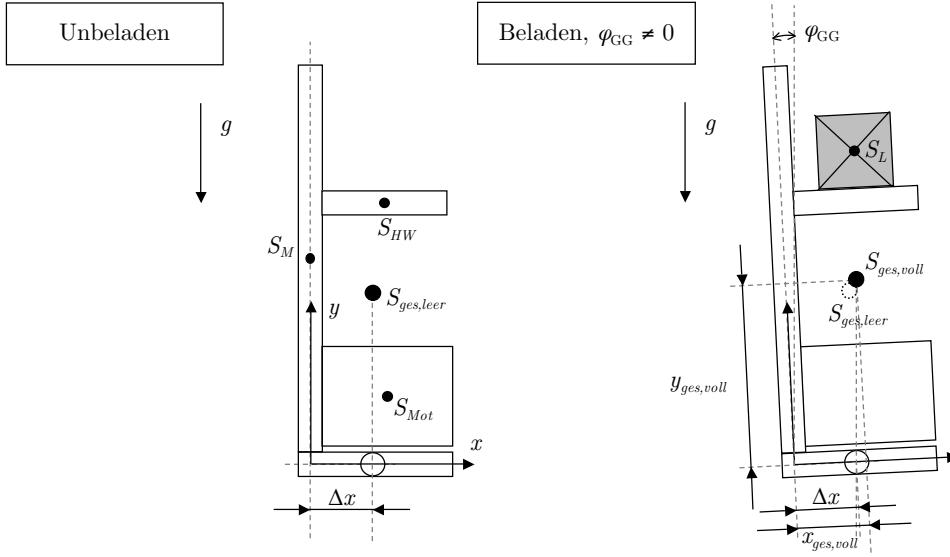


Abbildung 3.7: Winkelausgleich

so ist erkennbar, dass  $\Delta x = x_{ges}$  gesetzt werden muss, um eine Gleichgewichtslage zu erhalten.

$$\Delta x = x_{ges} = \frac{\sum_i^i x_i m_i}{\sum m_i} = \frac{x_M m_M + x_{Mot} m_{Mot} + x_{HW} m_{HW} + x_L m_L}{m_M + m_{Mot} + m_{HW} + m_L} \quad (3.17)$$

Diese Berechnung wird zunächst unter der Annahme eines unbeladenen RBGs ( $m_L = 0$ ) durchgeführt und das Gerät auf das erhaltene  $\Delta x$  eingestellt. Bei einer Änderung der Beladung  $m_L$  verschiebt sich der Schwerpunkt,  $S_{ges,leer} \neq S_{ges,voll}$ .

Der Gleichgewichtswinkel  $\varphi_{GG}$  lässt sich in Abhängigkeit der Last folgendermaßen definieren:

$$\tan \varphi_{GG}(m_L) = \frac{x_{ges,voll} - \Delta x}{y_{ges,voll}} = \frac{x_{ges,voll} - x_{ges,leer}}{y_{ges,voll}} \quad (3.18)$$

Läge im Idealfall der Schwerpunkt der Last vertikal genau über (oder unter) dem Schwerpunkt des unbeladenem Aufbaus, so wäre  $x_L = x_{ges,voll} = x_{ges,leer}$  und somit bliebe der Gleichgewichtswinkel unverändert  $\varphi_{GG} = 0$ .

Außerdem lässt sich ein höherer Einfluss der Beladung auf den Gleichgewichtswinkel bei

tieferer Lage des Hubwagens (tiefere Lage des Gesamtschwerpunkts) erkennen.

$$\tan \varphi_{GG}(m_L) \sim \frac{1}{y_{ges,voll}} \quad (3.19)$$

Für den vertikalen Versatz der im Abstand  $a_{Zinken}$  zueinander angebrachten LAM-Zinken gilt

$$\Delta h_{Zinken} = a_{Zinken} \sin \varphi_{GG}(m_L) \quad (3.20)$$

Ob  $\Delta h_{Zinken}$  bei den auftreten Winkeländerungen tolerierbar ist, hängt vom genauen Aufbau des LAMs sowie des Regals ab und muss experimentell ermittelt werden.

## Anmerkung

Alle hier vorgestellten Formeln wurden lediglich verwendet, um eine Einschätzung über das qualitativ zu erwartende Verhalten des Modells zu erhalten und eine grobe Abschätzung über die zu verbauenden Komponenten zu ermöglichen. Da einige Einflüsse wie Reibung nicht berücksichtigt wurden, sowie Details über die genaue Platzierung der einzelnen Bau-teile nicht bekannt waren, mussten viele Annahmen getroffen werden. Es wurde in diesem Kapitel bewusst auf Zahlenwerte verzichtet, da die finale Geometrie des physischen Modells maßgeblichen Einfluss auf die reale Eigenkreisfrequenz und die Gleichgewichtslage der Anlage hat. Die im Anhang befindlichen MAPLE-Berechnungen können unter Kenntnis des fertigen Modells verfeinert und realitätsnähere Simulationen gefahren werden.

# 4 Mechanischer Aufbau

## 4.1 Anforderungen

### 4.1.1 Betriebsmodi

Um möglichst viele Regelungen und deren Anwendungsfälle anschaulich darstellen zu können, muss es möglich sein, das RBG-Modell in unterschiedlichen Betriebskonfigurationen zu betreiben. Grundsätzlich wurden hierbei drei Betriebsmodi vorgesehen, welche in Abb. 4.1 grafisch dargestellt sind:

<b>Starr</b>	<b>(S-Modus)</b>	Traditionelles RBG: Der Mast ist arretiert und steht senkrecht nach oben.
<b>Federnd</b>	<b>(F-Modus)</b>	Der Mast ist gelenkig gelagert und wird durch Federn in die senkrechte Position gedrückt. Auslenkungen führen zu Schwingungen.
<b>Frei</b>	<b>(IP-Modus)</b>	Der Mast ist gelenkig gelagert und kann sich frei bewegen. Das instabile Gleichgewicht in der Senkrechten wird durch einen Regler gehalten.

Der S-Modus dient als Basis für Vergleiche mit anderen Modi. Der Mast ist starr mit dem Wagen gekoppelt, also bedarf es keiner besonderen Regelung. Das Beschleunigungsprofil kann beliebig gewählt werden; durch die vergleichsweise geringen bewegten Massen wirken sich Schwingungsphänomene nur unwesentlich aus.

Der F-Modus soll das Verhalten großer RBGs abbilden. Beim Beschleunigen und Bremsen des RBGs wird der Mast aus seiner senkrechten Ruhelage ausgelenkt. Durch federnde Elemente wird er hierbei über Rückstellkräfte in Schwingungen um seine Drehachse versetzt. Das Schwingverhalten der Maste realer RBGs aufgrund ihrer Steifigkeit kann hierdurch anschaulich dargestellt und untersucht werden. Das Schwingverhalten soll über verstellbare

#### 4 Mechanischer Aufbau

---

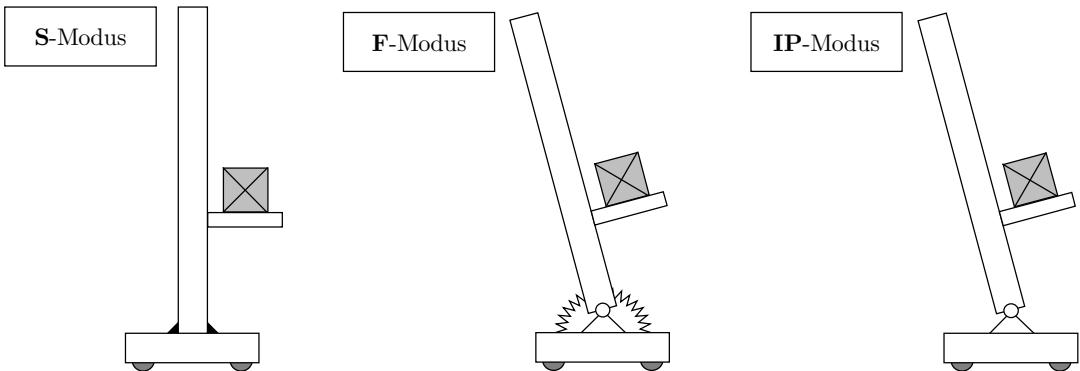


Abbildung 4.1: Betriebsmodi des RBG-Modells

Federn in breiten Bereichen einstellbar sein. Zweck hierbei ist es in erster Linie, verschiedene Ansätze zur Schwingungsreduktion über die Beschleunigungsprofile zu testen.

Im IP-Modus gibt es keine rückstellende Kraft für eine Auslenkung des Mastes, die senkrechte Lage wird zum instabilen Gleichgewichtspunkt; der Betrieb entspricht dem eines inversen Pendels. Über geeignete Sensorik wird die aktuelle Winkellage des Mastes kontinuierlich gemessen und durch gezieltes Verfahren des Wagens in  $x$ -Richtung in der gewünschten Position gehalten. Ziel ist es, die komplette Regelung auf einer Motorsteuerung zu implementieren, um deren Fähigkeiten wirkungsvoll zu demonstrieren. Es muss ein Notfallsystem geben, welches den Mast bei Versagen der Regelung aus dem instabilen Gleichgewicht wieder in eine stabile Gleichgewichtslage bringen kann (siehe 4.1.4).

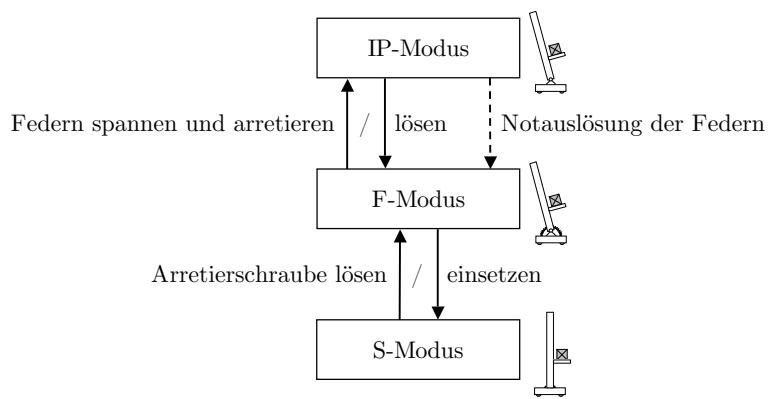


Abbildung 4.2: Darstellung der Betriebsmodi als endlicher Automat

### 4.1.2 Numerische Werte

Für die Dimensionierung des Modells und dessen Antriebe wurden folgende Anforderungen an das Design gestellt:

Geschwindigkeit in $x$ -Richtung	$v_x$	=	5	$\frac{m}{s}$
Beschleunigung in $x$ -Richtung	$a_x$	=	4	$\frac{m}{s^2}$
Geschwindigkeit in $y$ -Richtung	$v_x$	=	4	$\frac{m}{s}$
Beschleunigung in $y$ -Richtung	$a_x$	=	4	$\frac{m}{s^2}$
Mast-Neigungswinkel	$\varphi_{Max}$	=	$\pm 30$	$^\circ$
Masse der Last	$m_{L,Max}$	=	0,5	kg

### 4.1.3 Motorberechnung

Die mechanische Leistung  $P_{mech}$  eines Motors bestimmt sich aus der Drehzahl  $n$  (in Datenblättern meist in  $\text{min}^{-1}$  angegeben) und dem Drehmoment (in Nm). Hierbei gilt

$$P_{mech} = 2\pi M n \quad (4.1)$$

Durch Gleichsetzen der Newton'schen Grundformel mit der Definition des Drehmoments

$$F = m a = \frac{M}{r} \quad (4.2)$$

(wobei der Hebelarm  $r$  in diesem Fall der halbe antreibende Zahnriemenscheiben-Durchmesser ist), und über den Zusammenhang von Bahn- und Winkelgeschwindigkeit

$$v = \varphi r = 2\pi n r \quad (4.3)$$

lassen sich in Formel 4.1  $M$  und  $n$  jeweils ersetzen, man erhält die notwendige Leistung, um die in Abschnitt 4.1.2 festgelegten Anforderungen zu erfüllen, und es lässt sich bequem die ideale Kombination aus Drehmoment und Drehzahl bestimmen. Eventuell ließe sich ein Motor mit zu hoher Drehzahl über ein vorschaltbares Getriebe mit geringem Wirkungsgradverlust ( $\eta_{Verlust} \approx 2\%...12\%$ )<sup>1</sup> an die Anforderungen anpassen.

<sup>1</sup>Quelle: SEW

<http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/20050135.pdf>, S. 80

$$P = 2\pi \overbrace{m a r}^{(4.2)} \overbrace{\frac{v}{2\pi r}}^{(4.3)} = m a v \quad (4.4)$$

$$M = m a r \quad (4.5)$$

$$n = \frac{v}{2\pi r} \quad (4.6)$$

Definiert man  $m_{Beschl,i}$  als die Summe aller durch den Motor  $i$  zu beschleunigenden Massen, ergeben sich folgende Werte als Anforderungen an die Motoren an den  $x$ - und  $y$ -Achsen. Da der Motor für den Hubantrieb in  $y$  selbst auf dem Wagen montiert ist, wirkt sich seine Masse für die Berechnung des  $x$ -Motors aus. Würden Motoren jeweils auf ihrer eigenen Achse mitbewegt (was bei dieser Konstruktion nicht der Fall ist), hätte die Wahl eines Motors über sein Eigengewicht Einfluss auf die Motoranforderungen selbst, und es müsste ggf. über ein iteratives Verfahren eine geeignete Komponente gefunden werden.

	$m$ [kg]	$m_{Motor}$ [kg]	$J_{Motor}$ $[10^{-6} \frac{kg}{m^2}]$	$v$ [ $\frac{m}{s}$ ]	$a$ [ $\frac{m}{s^2}$ ]	$m_{Beschl}$ [kg]	$P$ [W]	$r$ [mm]	$M$ [mNm]	$n$ [min $^{-1}$ ]
Wagen ( $x$ )	<u>2</u>	1.6	10	5	4	<u>4.27</u>	<b>85.4</b>	28.225	<b>482</b>	<b>1691</b>
Mast	<u>0.75</u>									
Hubwagen ( $y$ )	<u>0.1</u>	<u>0.72</u>	108	2.5	4	<u>0.8</u>	<b>27.6</b>	5.7	<b>18</b>	<b>4188</b>
LAM	<u>0.2</u>									
Last	<u>0.5</u>									

Unterstrichene Werte für die Massen sind hierbei alle in  $x$ -Richtung zu beschleunigende Massen und fließen demnach in die Berechnung des  $x$ -Motors mit ein. Analog zählen überstrichene Werte für die  $y$ -Achse. Im Falle des Hubwagens wurde zur gewünschten Beschleunigung  $a$  noch die Erdbeschleunigung  $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$  hinzugefügt, um den Anforderungen auch bei Aufwärtsfahrten gerecht zu werden. Durch die äußerst geringen Rotor-Trägheitsmomente  $J$  der Motoren im Bereich  $10^{-4}$  bis  $10^{-5} \frac{kg}{m^2}$  konnten diese für die Ermittlung des zur Verfügung stehenden Drehmoments vernachlässigt werden.

#### 4.1.4 Weitere Anforderungen

##### Sicherungssystem

Für den Betrieb im IP-Modus muss eine möglichst reibungsfreie und ungestörte Schwenkbewegung des Mastes zugelassen werden. Gleichzeitig ist es wichtig, das Gerät im Falle eines Regelungsversagens oder einer unerwarteten Unterbrechung der Stromversorgung gegen ein Umkippen des Mastes zu sichern. Dessen senkrechte Lage, im Betrieb ein instabiler Gleichgewichtspunkt, muss im Notfall durch ein entsprechendes System automatisch in einen stabilen Zustand übergeführt werden.

##### Reibungsdämpfer

Bei der Betrachtung von Schwingungen in realen RBGs sollte zusätzlich ein Dämpfungs-  
wert  $d$  in die Gleichungen mit einbezogen werden, um die durch innere Reibung und gewollt  
eingeführten Reibungsfugen o.Ä. abgeführte Energie zu berücksichtigen. Im Rahmen dieser  
Arbeit wurde aufgrund der Umsetzungsschwierigkeiten eines geschwindigkeitsproportionalen  
Dämpfers in der gewählten Größenordnung und der relativen Unkenntnis der Gleitrei-  
bungseigenschaften des Systems auf diesen Wert in den Gleichungen verzichtet. Trotzdem  
soll im mechanischen Modell eine Möglichkeit vorgesehen werden, zumindest eine über  
Gleitreibung hervorgerufene Dämpfung zu simulieren.

## 4.2 Konzeption

### 4.2.1 Führung des Mastes

Die meisten gängigen Industrie-RBGs sind bodenverfahrbar und schienengeführt und zu-  
sätzlich an der Regaloberkante oder an der Decke gegen Kippen, insbes. in Regalrichtung,  
gesichert (ten Hompel et al. 2007). Beim Pendel-RBG ergibt sich hierbei die Schwierigkeit,  
dass sich die Mastspitze auf einer Kreisbahn um den Drehpunkt bewegt und somit nicht  
auf konstanter Höhe bleibt; die Führung am oberen Mastende erweist sich als schwierig.  
Eine mögliche Lösung wäre eine Fläche am Regal, an der sich das RBG über Kugelrollen  
abstützt, oder eine entlang des Mastes beweglich geführte Stütze, die mit einer Schiene im  
Regal verbunden ist. Alternativ dazu könnte das Kippmoment direkt über die bodenna-

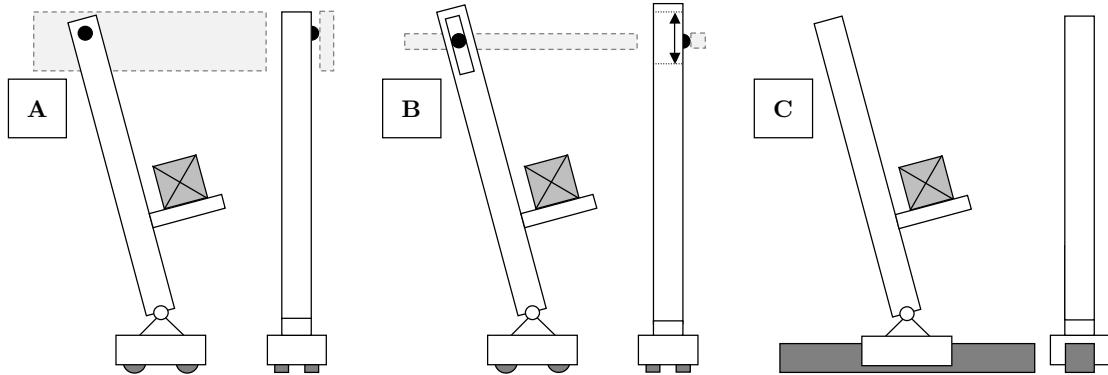


Abbildung 4.3: Entwurfsvarianten für die Führung des Mastes

he Schiene aufgenommen werden. Aufgrund der einfachen Umsetzbarkeit und der breiten Verfügbarkeit passender Laufrollenführungen wurde letztere Variante für die Gestaltung des RBG-Modells gewählt. Durch die Unabhängigkeit vom Regal kann dieses sehr simpel aufgebaut werden; existierende Regalkonzepte können ohne Änderungen übernommen werden.

#### 4.2.2 Ausgleich der Mastwinkeländerung

Um ein sicheres Ein- und Ausladen von Waren zu gewährleisten, muss sich der Mast möglichst in senkrechter Stellung befinden. Jede Beladungsänderung hat zudem eine Änderung der Gleichgewichtslage und somit eine eventuelle Schieflage des LAMs zur Folge (s. Abschnitt 3.3). Es musste abgewogen werden, ob der hierdurch maximal entstehende Höhenvesatz der LAM-Zinken in einem tolerierbaren Bereich bleibt. Für den Fall, dass die auftretende Schieflage ein Aufnehmen der Last verhindern könnte, wurden mehrere Konzepte analysiert, wie man trotz schiefen Mastes das LAM in der Waagerechten halten könnte (vgl. Abb. 4.4).

##### A Mittig angeordnetes LAM

Der Schwerpunkt des Mastes bei unbeladenem LAM sowie das LAM selbst liegen genau über dem Drehpunkt. Unter der Voraussetzung einer homogenen oder zumindest in  $x$ -Richtung symmetrischen Verteilung der Lastmasse ist der Schwerpunkt des Gesamtsystems unabhängig von der Beladung.

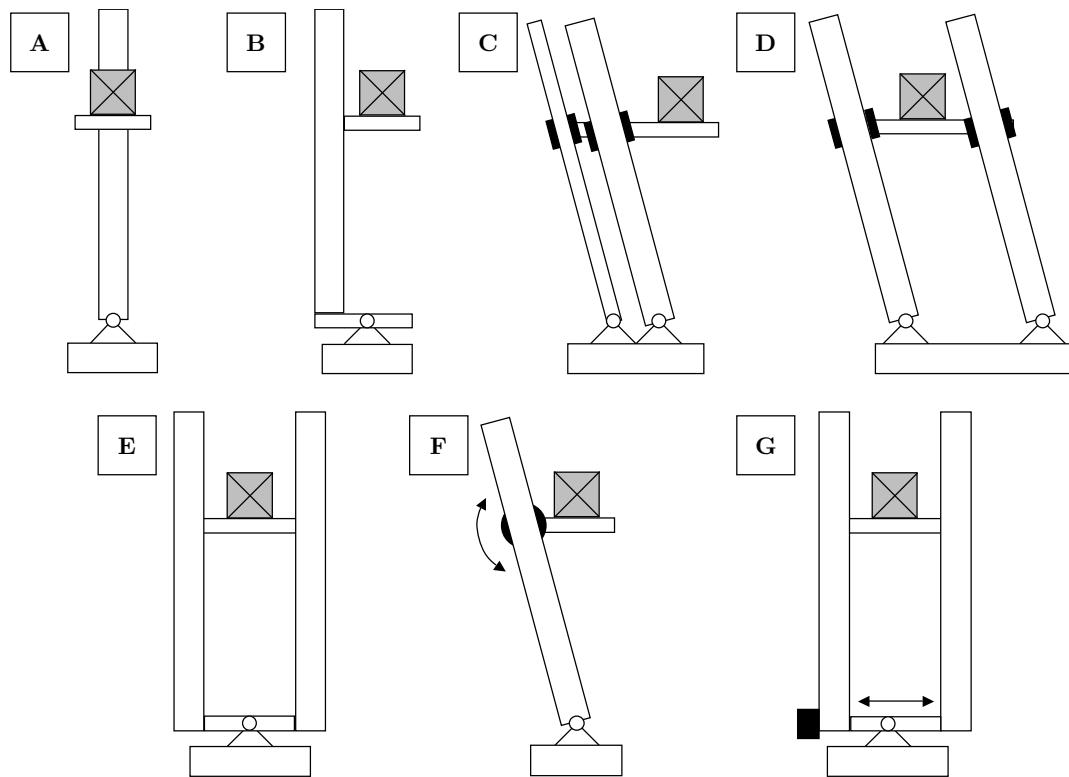


Abbildung 4.4: Entwurfsvarianten für die Einstellbarkeit des Mastwinkels

### B Manueller Ausgleich von $\Delta x$

Wie in 3.3 erwähnt, wird über eine manuelle Verschiebung in  $x$  der Schwerpunkt des Mast-Aufbaus über den Drehpunkt gebracht. Gleichgewichtsänderungen durch die Beladung können in einem bestimmten Bereich toleriert werden.

### C Parallelogrammführung des Hubwagens

Parallel versetzt zum tragenden Mast wird ein zweiter, kleinerer und leichterer Sekundärmast mit eigener Lagerung angeordnet. Am Hubwagen angebrachte drehbare Linearführungen auf beiden Masten sorgen über eine Parallelogrammgeometrie dafür, dass das LAM in jeder Winkellage des Mastes waagrecht bleibt.

### D Zweimast-RBG, zwei Drehpunkte

Eine Erweiterung des vorherigen Falls. Vorstellbar ist die Realisierung des RBGs als Zweimastgerät: Zwei in  $x$ -Richtung hintereinanderliegende gleichartige Maste können beide um ihren jeweiligen Drehpunkt rotieren. Der Hubwagen bewegt sich an beiden

Masten über ähnlich drehbare Linearführungen auf und ab.

#### E Zweimast-RBG, ein Drehpunkt

Das LAM bewegt sich zwischen zwei Masten auf und ab. Beide Maste sind unten (weitere Möglichkeit: zusätzlich auch oben) starr miteinander verbunden und rotieren gemeinsam um einen Drehpunkt. Über eine streng symmetrische Konstruktion ergibt sich, dass sich der Schwerpunkt ähnlich zu (A) und (B) immer über dem Drehgelenk befindet.

#### F Motorisierter Winkelausgleich am Hubwagen

Es wird am Hubwagen eine zusätzliche Motorisierung vorgesehen, welche den Winkel zwischen Mast und LAM beliebig verstellen kann, um in jeder Situation ein waagrechtes LAM zu garantieren.

#### G Motorisierter Ausgleich von $\Delta x$

Die in 3.3 angesprochene Einstellung von  $\Delta x$  wird motorisiert. Über zwei Kraftsensoren am LAM lässt sich der Schwerpunkt der Last bestimmen. Mittels eines geeigneten Regelalgorithmus wird der sich ändernde Schwerpunkt des Gesamtsystems bestimmt und genau über dem Drehpunkt positioniert.

Jede zusätzliche Motorisierung sowie zusätzliche Gelenke stellen eine Erhöhung der Komplexität (und somit der Anfälligkeit gegen Störungen) und zusätzliche Kosten dar. Aus Gründen der einfachen und kostengünstigen Realisierbarkeit mit dem geringsten Gewichtszuwachs kommt im konstruierten Modell (wie in 3.3 bereits angedeutet) Variante B zum Einsatz.

### 4.2.3 Feder- und Dämpfersystem, Sicherungssystem

Um der Anforderung eines einstellbaren Schwingverhaltens gerecht zu werden, gibt es mehrere Möglichkeiten. Theoretisch denkbar ist die Verwendung einer Torsionsfeder um den Mast-Drehpunkt herum. Dies hätte den Vorteil eines streng linearen Zusammenhangs zwischen Winkelauslenkung  $\varphi$  und Federrückstellkraft  $F_F$ . Eine begrenzte Auswahl an Torsionsfedern und die konstruktive Herausforderung, eine einstellbare Vorspannung einzubringen, erschweren die Realisierbarkeit eines solchen Aufbaus. Dagegen macht die große Auswahl an Zug- und Druckfedern auf dem Markt diese sehr attraktiv, um ein einfaches, kostengünstiges und sowohl durch Einstellbarkeit als auch durch Austauschbarkeit der federnden Elemente flexibles System zu gestalten. Es wurden jeweils Konzepte mit beiden dieser Gruppen ausgearbeitet (Abb. 4.5) und zuletzt eine erweiterte Variante mit Druck-

federn gewählt. Eine genauere Beschreibung findet sich in Abschnitt 4.3.6.

Gleichzeitig können die Federn als Notsystem im IP-Modus dienen; hierfür muss allerdings eine Arretierfunktion entwickelt werden, über die die Federn vom System entkoppelt und nur im Notfall wieder in Verbindung mit dem schwingenden Aufbau gebracht werden. Durch den relativ breit gewählten Schwingbereich  $[-\varphi_{Max}, \varphi_{Max}]$  und das hohe notwendige Moment, um den Mast aufzurichten, müssen Federn mit hoher Federkonstante  $c$  äußerst weit bis zur Arretierposition zurückgezogen und eine extrem hohe Haltekraft ausgeübt werden. Eine direkte Einwirkung von Elektromagneten ist unplausibel; es wurden demnach indirekte Konzepte entwickelt, die über Hebelwirkung die Haltekraft der Magneten verstärken. Auch dies wird in 4.3.6 näher erläutert.

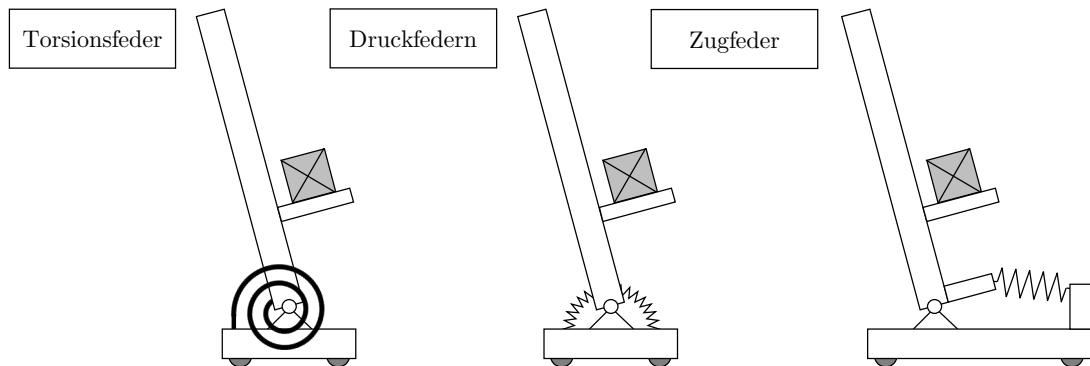


Abbildung 4.5: Entwurfsvarianten für das Federsystem

## 4.3 Konstruktion

Der Aufbau des Regalbediengerät-Modells lässt sich in mehrere funktionsspezifische Module aufteilen, welche in den folgenden Abschnitten näher beschrieben werden sollen. Die Module sind nach Abb. 4.6 folgendermaßen gegliedert:

- A Schiene und Antrieb
- B Grundplatte und Führung
- C Mastlagerung, -Justierung und -Sensorik
- D Mast und Hubwagen-Antrieb
- E Hubwagen und LAM
- F Feder/Dämpfer-Einheit
- G Sicherungssystem

### 4.3.1 Schiene und Antrieb

Der Aufbau der Bodenschiene ist Abb. 4.7 zu entnehmen. Das RBG ist über Laufrollen an einer 2 m langen Laufschiene von FAG<sup>2</sup> befestigt. Hierdurch ist nicht nur eine spielfreie Bewegung in  $x$ -Richtung gewährleistet, gleichzeitig kann die Führung Momente in allen Achsrichtungen aufnehmen. wordurch auf eine zusätzliche Abstützung des Mastes an der Spitze verzichtet werden kann.

Der Antrieb erfolgt über einen Zahnriemen, angetrieben über einen raumfesten (nicht mitbewegten) Servo-Synchronmotor von SEW, auf dessen Welle mit Passfeder eine Zahnrimscheibe geschoben und mit Gewindeschraube fixiert wurde. Am entgegengesetzten Schienenende lenkt eine lose Riemscheibe mit eingepresster Nadelhülse den Riemen um. Die Vorspannung des Riemens wird durch Verschieben der losen Scheibe in Schienenumrichtung über eine Stellschraube erreicht.

An einem Ende der Schiene befindet sich ein Mikroschalter, der zur Referenzierung der Achse dient und durch eine entsprechende Rampe am Wagen beim Überfahren ausgelöst wird. Zusätzlich ist an beiden Enden jeweils ein Not-Endschalter angebracht, welcher bei

---

<sup>2</sup>Schaeffler Technologies AG & Co. KG

<http://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.ec.br/LFS;bbaYlm0R9DTh?#LFS>

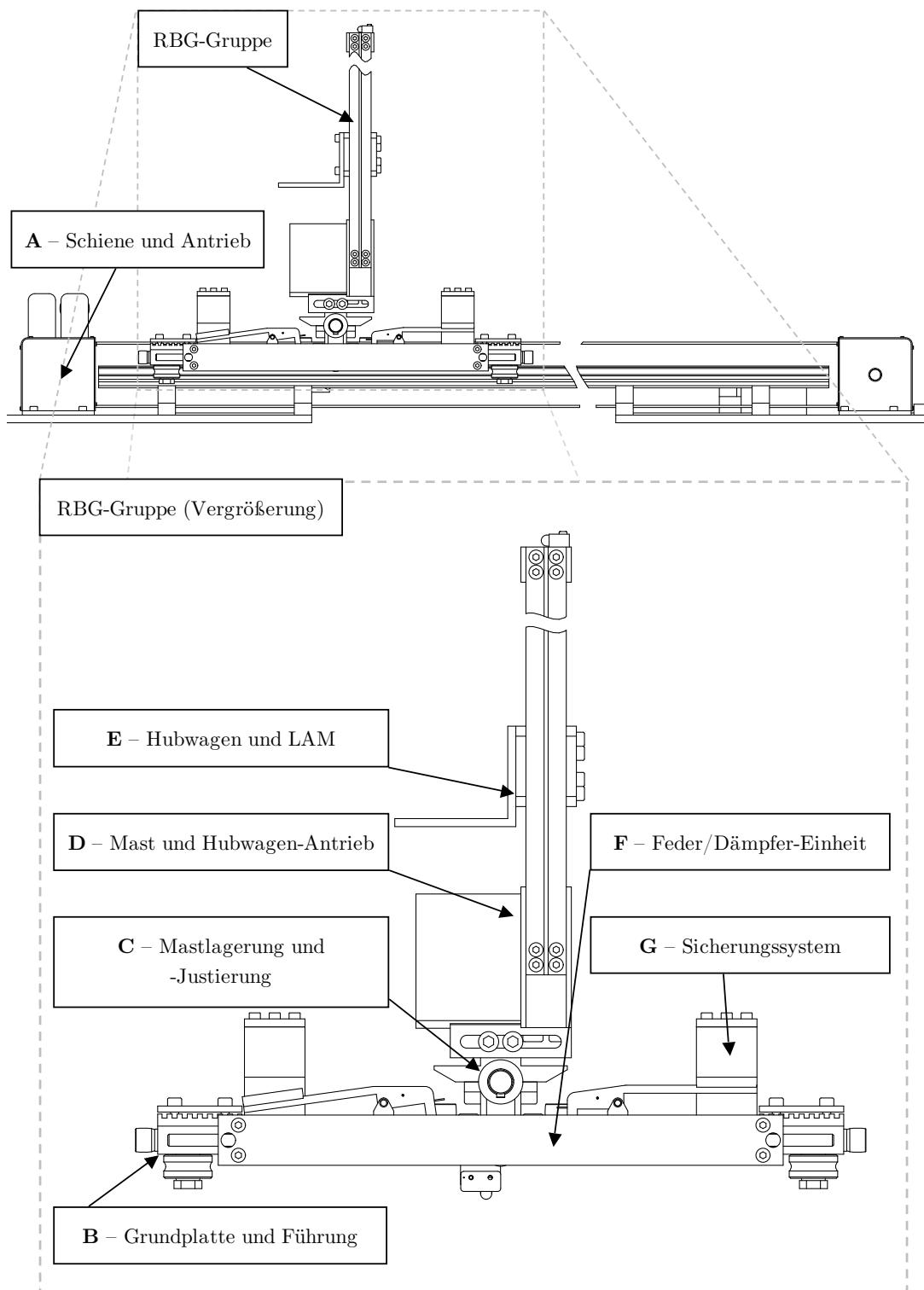


Abbildung 4.6: Übersicht des Aufbaus (vgl. auch 4.10 S. 33)

## 4 Mechanischer Aufbau

---

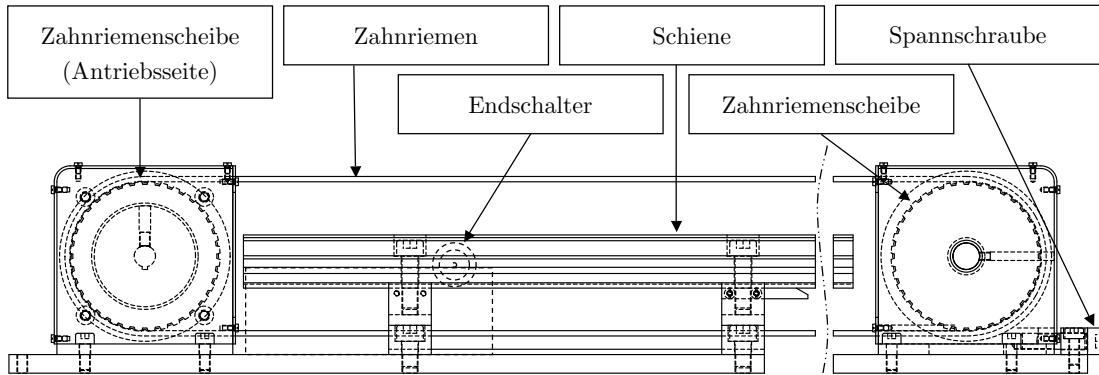


Abbildung 4.7: Ansicht der Bodenschiene (Schnitt)

Auslösung die Stromzufuhr zum Antrieb kappt, um Schäden durch Kollision mit den Schienenden zu minimieren.

### 4.3.2 Grundplatte

Ein 14-mm starker Aluminiumblock bildet die Grundplatte für die Laufrollen und alle weiteren Aufbauten des RBG. An der Unterseite befinden sich vier Laufrollen zur Führung in  $x$ -Richtung. Zwei dieser Rollen sind fest, die jeweils gegenüberliegenden zwei sind über exzentrische Zapfen montiert. Dies erlaubt eine Verstellung des Achsabstands zwischen den Rollen im Bereich von  $\pm 1$  mm, um absolute Spielfreiheit zwischen Rollen und Schiene zu erreichen.

Des Weiteren enthält die Grundplatte alle notwendigen Montagebohrungen und -Aussparungen für die Mastaufbau- und Sicherungssystem-Baugruppen oben, sowie für die Feder- / Dämpfereinheit an der Vorderseite.

### 4.3.3 Mastlagerung, -Justierung und -Sensorik

Wichtigster Bestandteil des Modells ist die gelenkige Lagerung des Mastes, welche einen rotatorischen Freiheitsgrad des Mastes um  $z$  erlaubt und in Abb. 4.8 dargestellt ist.

Der Mast wird über eine Klemmverbindung mit der Welle verbunden und fixiert, die Momentenübertragung erfolgt über eine Passfeder. Aus Gründen der Einfachheit und um den

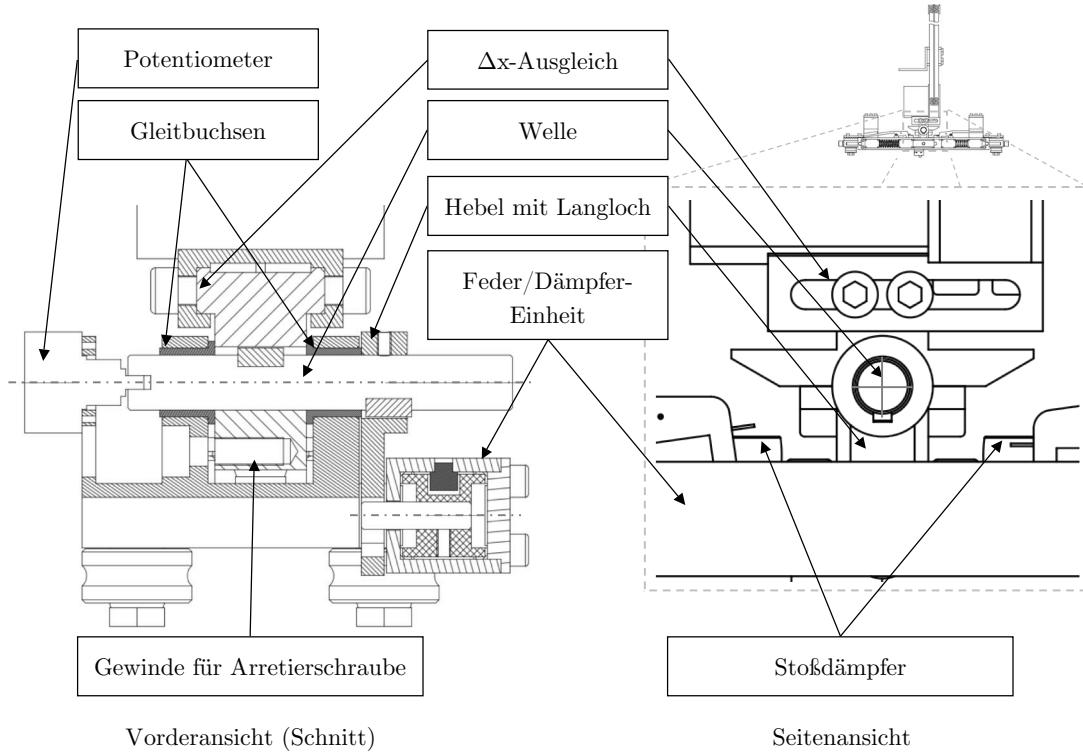


Abbildung 4.8: Ansicht der Mastlagerung

erforderlichen Bauraum zu minimieren, kommen für die Lagerung selbstschmierende Gleitbuchsen aus Sinterbronze zum Einsatz, welche links und rechts der beweglichen Baugruppe angebracht sind.

Am hinteren Ende der Welle befindet sich ein Präzisions-Drehpotentiometer, mit dem die momentane Winkellage des Mastes bestimmt werden kann. Die Potentiometerwelle steckt in einer Bohrung am Wellenende und ist über eine Gewindeschraube fixiert, das Gehäuse ist fix in Bezug auf die Grundplatte. Für den S-Modus kann der gesamte Mastaufbau über eine Schraube starr mit der Grundplatte verbunden werden; der Zugang befindet sich unterhalb des Potentiometers. Am entgegengesetzten Wellenende befindet sich ein Hebel als Verbindung zur Feder/Dämpfer-Einheit (s. 4.3.6), und es besteht die Möglichkeit, über eine weitere aufschiebbare Zahnriemenscheibe den Mast aktiv zu kippen.

Der Mast ist durch zwei Metall-Gummi-Stoßdämpfer gegen eine Überschreitung des zulässigen Winkelbereiches geschützt. Sollte die Regelung im IP-Modus versagen, oder das

Sicherungssystem selbst bei Stromausfall nicht eingreifen, wird so ein Aufprallen empfindlicher Teile (z.B. des Hubwagen-Motors) auf die Grundplatte oder die Schiene verhindert.

Um die Abweichung der Gleichgewichtslage des Mastes von der Senkrechten (wie in 3.3 beschrieben) möglichst zu minimieren, ist direkt oberhalb der Mastlagerung eine formschlüssige, in  $x$ -Richtung bewegliche Einrichtung vorgesehen. Durch einmaliges Austarieren lässt sich der Schwerpunkt der Mastbaugruppe näherungsweise über die Wellenachse legen und über vier Schrauben dort fixieren.

### 4.3.4 Mast und Hubwagen-Antrieb

Der Mast selbst besteht aus zwei 1 m langen, parallel angeordneten Aluminium-T-Profilen, zwischen denen sich der Hubwagen auf- und abbewegen kann (Abb. 4.9).

Für die Vertikalbewegung des Hubwagens entlang des Mastes sorgt am unteren Ende ein kompakter Synchron-Servomotor der Fa. EBM Papst, auf dessen Welle direkt eine Zahnrämenscheibe montiert und mit einer Gewindeschraube befestigt ist. Durch das geringe notwendige Antriebsmoment genügt dies auch für die Momentenübertragung; die Verwendung einer Passfeder entfällt.

Um nach 3.3 den Schwerpunkt der Mastbaugruppe möglichst auf Höhe des LAMs zu erreichen, ist der Motor auf der selben Seite montiert wie der Hubwagen, da er durch sein Eigengewicht eine wesentliche Rolle für die Lage eben dieses Schwerpunktes spielt. Allerdings wird hierdurch etwas Spielraum für den Hubwagen eingebüßt, die unterste bedienbare Regalhöhe liegt auf etwa 200 mm.

An der Mastspitze befindet sich ein Block, um den Abstand und die Lage der beiden Mastprofile zueinander zu gewährleisten, und darin die zweite, lose und durch eine Nadelhülse gelagerte Zahnrämenscheibe für den Hubwagenantrieb.

Ähnlich zur  $x$ -Achse befinden sich ein Referenzschalter und zwei Not-Endschalter für den Hubwagenantrieb am Mast montiert. Aus Platzgründen und bedingt durch die geringeren Geschwindigkeiten und den stärkeren Reibeinfluss entlang der  $z$ -Achse kommen hier auch für die Endschalter nur Mikroschalter zum Einsatz.

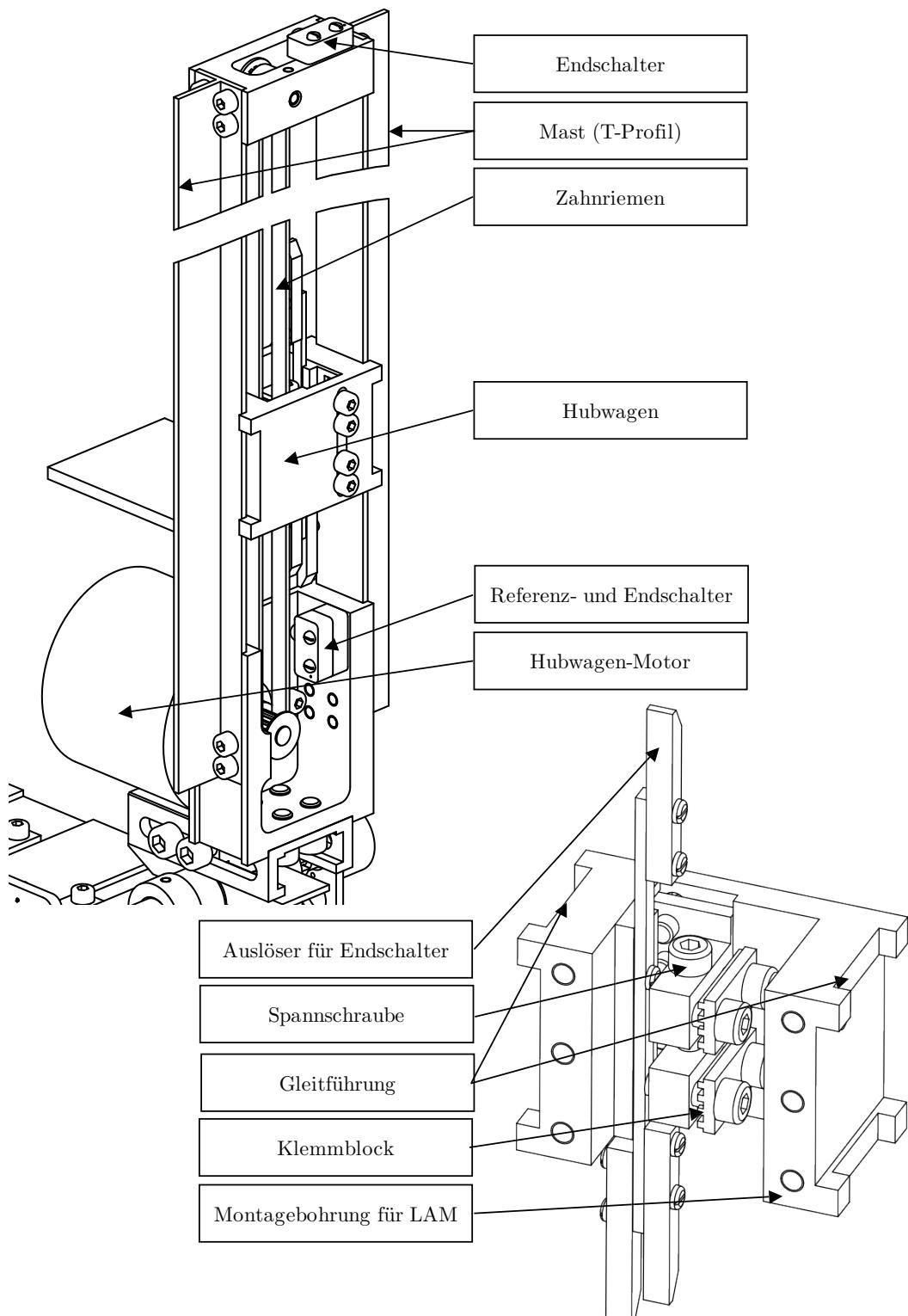


Abbildung 4.9: Ansicht des Hubwagens in eingebautem Zustand und separat

#### 4.3.5 Hubwagen und LAM

Hauptbestandteil des Hubwagens ist ein Block aus Werkstoff „S“ von Murtfeldt<sup>3</sup>, welcher gute Bearbeitbarkeits- und Gleiteigenschaften besitzt. Dieser Block gleitet zwischen den zwei T-Profilen des Mastes in  $z$ -Richtung auf und ab. Durch sechs Bohrungen an der Vorderseite ist es möglich, unterschiedliche LAM-Konzepte ohne große Umbauarbeiten anzubringen.

Im Inneren der Hubwageneinheit befinden sich zwei gegeneinander verschiebbare Klemmplatten für den antreibenden Zahnriemen. Über eine von oben zugängliche Stellschraube lässt sich hiermit die Vorspannung des Riemens einstellen, anschließend werden die Klemmplatten über Schrauben an der Rückseite fixiert. Oben und unten sind an einem Stab die Rampen zum Auslösen der End- und Notschalter der  $z$ -Achse angebracht.

Für das LAM wurde im Rahmen dieser Arbeit kein konkretes Konzept entwickelt. Es ist sowohl eine Neukonstruktion als auch eine Anpassung eines bestehenden Modell-LAMs denkbar, je nach verwendeter Regalanlage.

#### 4.3.6 Feder/Dämpfer-Einheit

Um im S-Modus diverse Schwingverhalten modellieren zu können, ermöglicht diese Baugruppe eine Einstellung der einwirkenden Federkräfte. In einem abgedeckten Kasten ist gemäß Abb. 4.10 eine Anordnung zweier Druckfedern zu finden.

Der mittlere Block ist über einen Stift und Hebel mit Langloch mit der Mastwelle verbunden. Bei einer Auslenkung des Mastes aus der Senkrechten bewirkt dieses System eine Verschiebung des Blocks entlang seiner Führung, wodurch sich eine Kompression der entsprechenden Feder ergibt. Danach bewirkt die Rückstellkraft der Federn ein Zurückschwenken des Mastes, bei niedriger Dämpfung über dessen Gleichgewichtslage hinaus: Das System schwingt.

In Mittelstellung wirken beide Federn auf den Mast ein, doch schon bei geringer Auslenkung wird nur eine der Federn durch den Gleitblock komprimiert; die andere wird durch den Anschlag an einer weiteren Ausdehnung gehindert (vgl. Abb. 4.11/Mitte). Dank zweier

---

<sup>3</sup> Murtfeldt Kunststoffe GmbH Co. KG, Werkstoff „S“

[http://www.murtfeldt.de/produkte/werkstoffe/technische-werkstoffe-1/  
original-werkstoff-s/](http://www.murtfeldt.de/produkte/werkstoffe/technische-werkstoffe-1/original-werkstoff-s/)

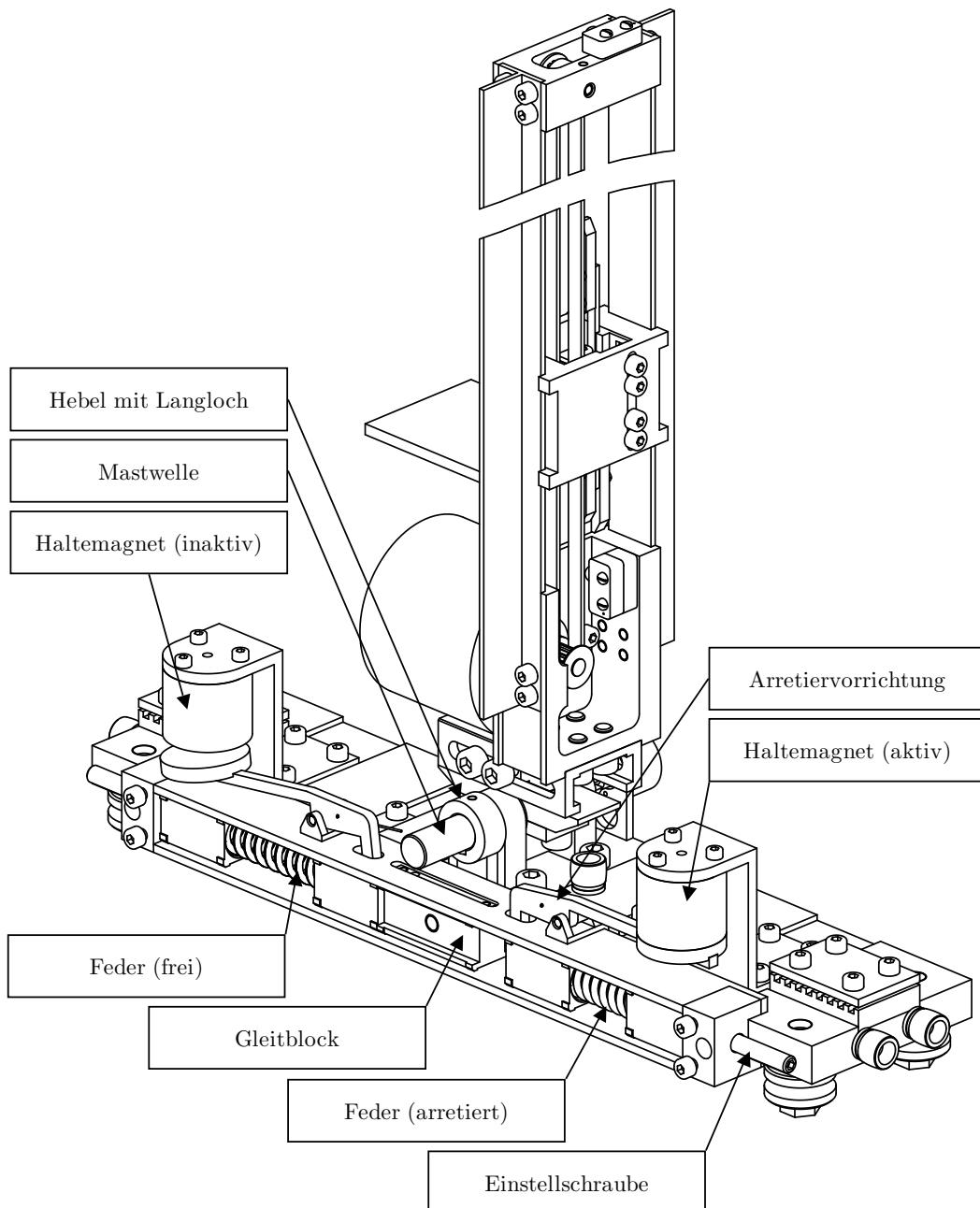


Abbildung 4.10: 3D-Ansicht der RBG-Gruppe mit offener Feder/Dämpfer-Einheit

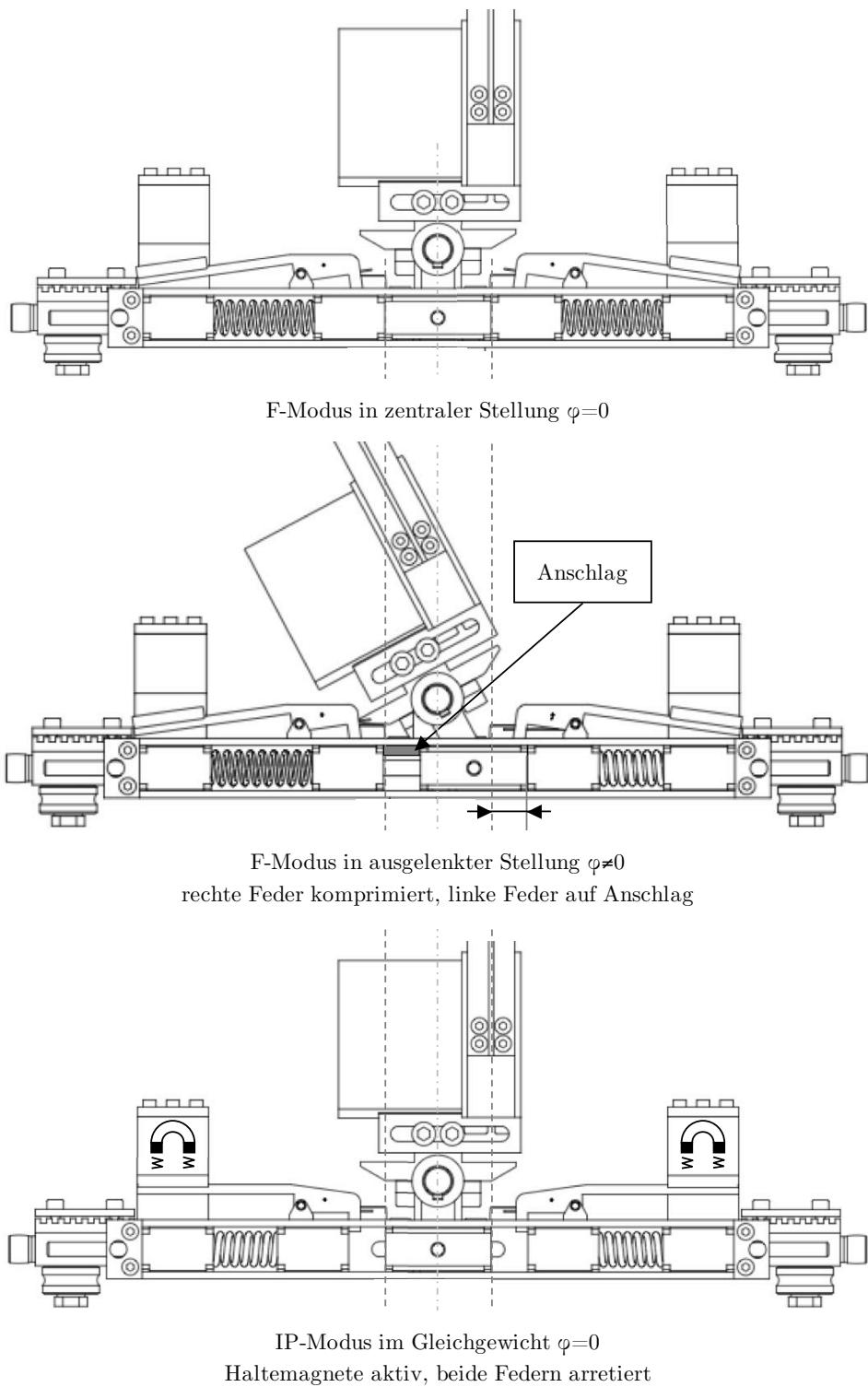


Abbildung 4.11: Verschiedene Zustände der Feder/Dämpfer-Einheit

Stellschrauben an den Seiten der Baugruppe lässt sich hierdurch die Vorspannung der Federn gegen den Mast bzw. gegen den Anschlag variieren und so lassen sich unterschiedliche Steifigkeiten des Mastes simulieren. Da weder die Kraft der Federn noch das Moment  $M_M$  nicht linear zur Lage des Mastes verläuft, muss darauf geachtet werden, dass sie dazu fähig sind, den Mast aus jeder Winkellage heraus hochzustemmen.

Über eine Gewindeschraube, die bei senkrechter Mastlage über ein Loch im Kasten zugänglich ist, lässt sich im Inneren des Führungsblocks ein kleiner Reibblock gegen die untere Wand der Führung pressen, um den zusätzlichen Effekt einer Reibungsdämpfung zu simulieren. Der untere Teil des Blocks besteht aus einem Material mit höherem Reibungskoeffizienten als der Rest der Führung. Darüber befindet sich eine Schicht aus elastischem Material, um eine gleichmäßige Verteilung der Kraft sicherzustellen. Als Gegenstück zur Einstellschraube befindet sich auf der Oberseite des Reibblocks ein Metallplättchen.

Eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung wurde nicht vorgesehen. Ein entsprechender, zum Rest des Systems kompatibler und somit austauschbarer Kasten ist denkbar.

#### 4.3.7 Sicherungssystem

Die für den Betrieb im F-Modus vorgesehenen Federn werden vor der Inbetriebnahme nacheinander manuell — durch Schwenken des Mastes in die Extrempositionen — komprimiert (vorgespannt), anschließend über dedizierte Hebel in dieser Position arretiert, und die Hebel durch Einschalten zweier Elektro-Haltemagnete in dieser Position gehalten. Nun kann sich der Führungsblock frei zwischen den Anschlägen an den Extremalstellen bewegen (vgl. Abb. 4.11/unten).

Im Falle eines Abbruchs der Stromversorgung während des Betriebs im IP-Modus schalten sich die Haltemagnete aus, die Arretierungen der Hebel werden (unterstützt durch kleine, an den Hebelen angreifende Schenkelfedern) gelöst und die Kompressionsfedern drücken den Mast (mit möglichen Überschwingen) in die sichere senkrechte Lage, das System wird in den F-Modus zurückgesetzt.

In der Regelung für den IP-Modus sollten evtl. Plausibilitätschecks eingebaut werden, die die Lage des Mastes kontinuierlich überwachen und im Falle einer Anomalie die Stromzufuhr zu den Haltemagneten automatisch unterbrechen.

## 4.4 Auswahl der Aktoren und Sensoren

### 4.4.1 Motorauswahl

Für den Antrieb der  $x$ -Achse kommt ein synchroner Servo-Bremsmotor der Firma **SEW**, Modell **CMP40S/KY/AK0H/SM1** zum Einsatz. Zusammen mit der gewählten Zahnrämenscheibe ergeben sich die Leistungswerte zu:

	Anforderung	Bauteil
$r$ [mm]	-	28.22
$P$ [W]	85.4	251
$M$ [mNm]	482	800
$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	1691	3000

Es werden hierbei die Nennwerte  $M_N$  und  $n_N$  des Motordatenblatts als Vergleichswert verwendet. Bei Synchronmotoren steht dieses Drehmoment schon ab  $n = 0$  zur Verfügung (WEG AG 2012), weswegen die Benutzung dieses Wertes zulässig ist. Der Zahnrämen hat ein Modul T5 und eine Breite von 10 mm. Wie in 4.1.3 bereits erwähnt, kann das gegenüber des zu beschleunigenden Systems verschwindend kleine motoreigene Rotor-Trägheitsmoment  $J_{\text{Motor}}$  vernachlässigt werden. Da über die Reibung keine genauen Daten vorhanden sind und das verfügbare Motordrehmoment  $M$  ohnehin großzügig ausfällt, wird das System auch in dieser Hinsicht vereinfacht.

Beim Hubantrieb in  $y$ -Richtung wurde ein **VDC-3-49.15** von **EBM Papst** gewählt:

	Anforderung	Bauteil
$r$ [mm]	-	5.7
$P$ [W]	27.6	63
$M$ [mNm]	18	150
$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	4188	4000

Auffallend ist, dass das Verhältnis von  $M$  zu  $n$  beim gewählten Motor nicht ausgeglichen scheint und die geforderte Drehzahl  $n$  nicht erreicht wird. Es ist zu bedenken, dass im Motordatenblatt jeweils Nennmoment  $M_N$  und -Drehzahl  $n_N$  aufgelistet werden. Betrachtet man das  $n$ - $M$ -Diagramm erkennt man, dass die Leerlaufdrehzahl mit  $4400 \text{ min}^{-1}$  zum Arbeitspunkt in etwa linear abfällt. Da das notwendige Drehmoment weit (ca. eine Größenordnung) unterhalb des verfügbaren Nennmomentes bleibt, ist der Motor dennoch für

diesen Einsatz geeignet und bietet einen großen Spielraum für eventuell auftretende Reibungseffekte, zu denen keine Angaben vorliegen. Hier kommt ein kleinerer Zahnriemen mit Modul T2.5 und Breite 6 mm zum Einsatz.

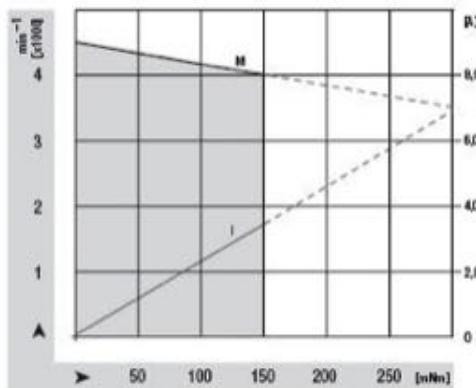


Abbildung 4.12:  $n$ - $M$ -Kennlinie des  $y$ -Motors, Auszug aus dem Datenblatt

#### 4.4.2 End- und Referenzschalter

Als Referenzschalter zur Nullpunkteinstellung der  $x$ - und  $y$ -Achsen dienen zwei Mikroschalter Modell **1050.1202** von **Marquardt**, mit einem präzise definierten Schaltpunkt ( $\pm 0.3$  mm). Aufgrund der kompakten Bauweise wurde das gleiche Modell auch als Endschalter für die  $y$ -Achse gewählt.

Bei der  $x$ -Achse hingegen kommen als Not-Endschalter zwei industrietaugliche Module **AZD 1054 CEJ** von **Panasonic** zum Einsatz.

#### 4.4.3 Mastwinkel-Sensor

Das Präzisions-Drehpotentiometer **Dp18 St** von **Altmann** erlaubt eine Messung des aktuellen Mastwinkels im gesamten Bereich  $[-\varphi_{Max}, \varphi_{Max}]$  mit einer Auflösung von 0,15 % bei einem Widerstand von 10 k $\Omega$  zwischen beiden Endpunkten.

#### 4.4.4 Federn

Es kommen Standard-Druckfedern der Firma **Gutekunst** zum Einsatz (Modellnr. **D-288**). Mit einer Federkonstante von  $R = 11,014 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$  erfüllen sie die in 3.2 berechneten Anforderungen allein durch die erforderliche Montagevorspannung  $\Delta l_V = 1,5 \text{ mm}$ , d.h. unabhängig von der Position der Einstellschrauben und nur bedingt durch die benutzbare Länge der Feder-Dämpfer-Einheit. Im vollständig ausgelenkten Zustand ( $s = 16,8 \text{ mm}$  bei  $\varphi = 30^\circ$ ) üben sie demnach mindestens (ohne zusätzliche Vorspannung  $\Delta l_S = 0$ ) eine Kraft von 187 N aus; bei einer maximalen Vorspannung der Schrauben ( $\Delta l_S = 22 \text{ mm}$  für die maximal von der Feder tolerierte Längenänderung  $\Delta l = 40 \text{ mm}$ ) steigt die Federkraft bis auf 440 N. Um im schlimmsten Fall (LAM voll beladen und in maximaler Höhe) einen vollständig ausgelenkten Mast hochzustemmen sind ca. 200 N vornötig. Mit einer zusätzlichen Vorspannung  $\Delta l_S \approx 0,5 \text{ mm}$  ist bereits für jede Mastlage die erforderliche Rückstellkraft garantiert.

#### 4.4.5 Haltemagnete

Die Elektro-Haltemagnete **ITS-MS 3025** von **Intertec / RED Magnetics** werden mit 24 VDC betrieben und liefern eine Haltekraft von 100 N. Da dies weit unter der ausgeübten Federkraft liegt, war eine Umlenkung der Kraft über einen Hebel mit einem Längenverhältnis von ca. 1:5 notwendig.

## 5 Analyse und Vergleich mit realen Anlagen

Es folgt eine kurze Analyse der Eigenschaften des konstruierten RBGs, im Hinblick auf den Vergleich mit realen Angaben. Es werden die vier von (Bopp 1993) untersuchten Geräte als Anhaltspunkt verwendet. In der folgenden Tabelle werden zunächst die Masthöhe und Teilmassen Bopps RBGs angegeben<sup>1</sup>, zusammengefasst und auf die in dieser Arbeit verwendete Nomenklatur gebracht. Danach wird erst ein Vergleich zwischen der aufnehmbaren Last und der Masse des Mastes durchgeführt. Anschließend werden über das Verhältnis  $i$  zwischen Masthöhe des Vergleich-RBGs (Index  $j$ ) und des Modell-RBGs die Massen des Modells mit dem Faktor  $i^3$  skaliert, um weitere Interpretationen zu ermöglichen.

Betrachtet man das Massenverhältnis  $m_L/m_M$ , so ist ersichtlich, dass das Modell-RBG in der Lage ist, im Vergleich zum eigenen Mastgewicht größere Lasten aufzunehmen als die realen Geräte. Dies liegt jedoch hauptsächlich daran, dass der Hubwagen-Motor des Modells einen erheblichen Anteil am betrachteten Mastgewicht leistet. Beim Skalieren mit  $i$  würde der verwendete Motor unrealistisch groß, und die Belastung des Geräts bei den berechneten Lasten (bis zu 11 t aufnehmbarer Last) zu hoch. Dies begrenzt die realistisch aufnehmbaren Massen maßgeblich.

Andererseits wird das Gewicht des RBGs beim Skalieren oftmals höher als das des Vergleichsgeräts. Besonders die Bodentraverse ist, bedingt durch die Befestigung des RBGs auf der Laufschiene und den zusätzlichen Aufbau des Feder-/Dämpfer-Systems, weitaus schwerer als bei einem herkömmlichen Gerät. Es muss außerdem erwähnt werden, dass bei den Größenordnungen realer Anlagen andere Profile und Querschnittsformen verwendet werden sollten, bei denen mit einem höheren Flächenträgheitsmoment (bei gleichem Querschnitt und somit gleichem Gewicht pro Längeneinheit) einer Biegung des Mastes besser

---

<sup>1</sup>Das Zeichen für den Mastkopf wurde von  $M$  auf  $M_k$  geändert, um Verwechslungen mit dem Mast  $M$  vorzubeugen

## 5 Analyse und Vergleich mit realen Anlagen

---

		RBG-Modell	Bopp 1	Bopp 2	Bopp 3	Bopp 4
Masthöhe	$h$	1	28,5	24,6	15,8	8,8
Boden traverse	$Bt$	2,5	2 105	2 479	800	585
Fahrantrieb	$Fa$	* 0	300	271	250	200
Schaltschrank	$Sc$	0	850	545	810	450
Mast	$M$	0,75	6 900	8 328	3 618	1 305
Hubwerk	$Hw$	0,72	1 350	1 155	550	600
Hubwagen	$H$	0,3	1 340	1 340	100	350
Mastkopf	$Mk$	0	410	222	132	180
Last	$L$	0,5	1 000	1 200	1 000	50
Führungsschiene	$Fs$	0	0	0	250	0
Wagen ( $Bt + Fa + Sc$ )	$m_W$	2,5	3 255	3 295	1 860	1 235
Mast ( $M + Hw + Mk + Fs$ )	$m_M$	1,47	8 660	9 705	4 550	2 085
Hubwagen ( $Hw$ )	$m_{HW}$	0,3	1 340	1 340	100	350
Last ( $L$ )	$m_L$	0,5	1 000	1 200	1 000	50
$\Sigma$		<b>4,77</b>	<b>14 255</b>	<b>15 540</b>	<b>7 510</b>	<b>3 720</b>
$m_L/m_M$		0,34	0,12	0,12	0,22	0,02
$(m_{HW} + m_L)/m_M$		0,54	0,27	0,26	0,24	0,19
$h_j/h_{Modell}$	$i_j$		28,5	24,6	15,8	8,8
	$i_j^3$		23 149	14 887	3 944	681
$i_j^3 \cdot m_{x,Modell}$	$m_{x,j}$					
Wagen	$m_{W,j}$		57 873	37 217	9 861	1 704
Mast	$m_{M,j}$		34 029	21 884	5 798	1 002
Hubwagen	$m_{HW,j}$		6 945	4 466	1 183	204
Last	$m_{L,j}$		11 575	7 443	1 972	341
$\Sigma$		<b>110 421</b>	<b>71 011</b>	<b>18 814</b>	<b>3 251</b>	
$i_j^3 \cdot m_{x,Modell}/m_j$						
Wagen			17,8	11,3	5,3	1,4
Mast			3,9	2,3	1,3	0,5
HW			5,2	3,3	11,8	0,6
Last			11,6	6,2	2,0	6,8

Alle Massen in kg, alle Längen in m

Fahrantrieb im Modell-RBG nicht betrachtet, da nicht mitbewegt (\*).

---

entgegengewirkt werden kann als mit dem im Modell verbauten T-Profil. Da im IP-Modus der Steifigkeit des Mastes eine geringere Rolle zukommt als im starren Betrieb, ließe sich durch Leichtbautechniken und Änderungen in der Denkweise beim Design das Verhältnis  $m_L/m_M$  wieder optimieren.

Über die Schwingungseigenschaften des realen Geräts liegen noch keine empirischen Daten vor, da der Motor für den Hubantrieb zum Redaktionszeitpunkt noch nicht eingetroffen ist; dieser hat als Teil des schwingenden Mastes mit seinem relativ hohen Eigengewicht jedoch einen signifikanten Einfluss auf die Eigenfrequenz des Mastes. Ebenfalls ist noch kein konkretes Konzept für das LAM ausgewählt oder ausgearbeitet worden. Alle Berechnungen in dieser Arbeit basieren demnach auf Annahmen und Informationen aus dem Datenblatt des fehlenden Motors, und ein Abgleich zwischen Modell und Realität wird für die Implementierung der Regelung vonnöten sein.



## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Das hier konzipierte und konstruierte Modell-RBG wurde mit dem Hintergedanken entwickelt, die Fähigkeiten einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) und der darauf laufenden Regelungsalgorithmen wirkungsvoll zu demonstrieren.

Der F-Modus eignet sich hervorragend, um die Schwingungen eines realen RBGs übertrieben und somit anschaulicher darzustellen, und könnte als *Benchmark* für unterschiedliche Ansteuerungsprinzipien dienen. Es können systematisch hintereinander verschiedene Beschleunigungsprofile aufgebracht und mithilfe des Potentiometers deren Auswirkung auf die Mastauslelung auf einfache Weise ermittelt und verglichen werden, um einen weiteren Beitrag zur Schwingungsreduktion zu leisten.

Im IP-Modus kann die Rechenleistung aktueller SPS durch die Verbindung mit dem Anwendungsbeispiel der Regelungstechnik schlechthin, dem inversen Pendel, zur Schau gestellt und die existierenden Lösungsansätze mit Zustands-, PID- und Fuzzy-Regler in einem neuen Kontext erforscht werden. In diesem Zusammenhang ist als Nächstes demnach insbesondere der von (Boës) ebenfalls am IFL entwickelte Zustandsregler im Visier. Das zu diesem Zeitpunkt in MATLAB/Simulink vorliegende Programm soll nun in einer weiteren Arbeit auf Steuerungshardware implementiert werden und die hier vorgestellte mechanische Konstruktion antreiben.

In Anlehnung an das in ProEngineer erstellte Modell und die daraus abgeleiteten Fertigungszeichnungen wurden in der Werkstatt des IFL alle notwendigen Bauteile gefertigt, die Zukaufteile bestellt und das RBG (bis auf den fehlenden Motor und das LAM) fertig aufgebaut. Der folgende Schritt im Projekt ist es nun, die Verkabelung der Komponenten vorzunehmen und das Gerät an einen geeigneten Frequenzumrichter und SPS anzuschließen. Anschließend können die oben angesprochenen Versuchsreihen gefahren und untersucht werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

---



Abbildung 6.1: Übersicht des konstruierten RBG-Modells in der IFL-Versuchshalle

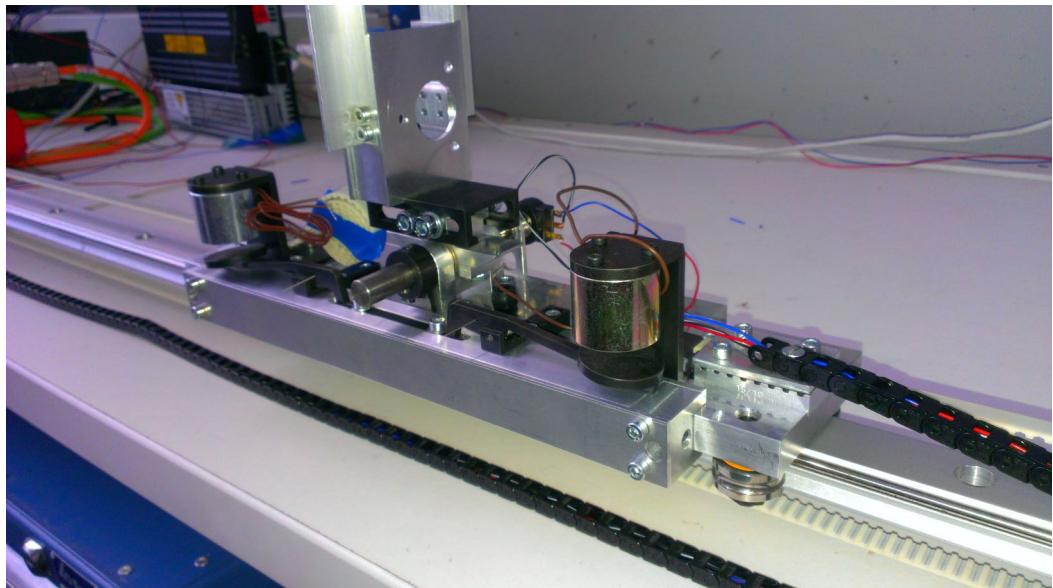


Abbildung 6.2: Detailansicht des Wagens  
Montagebohrungen für Hubwagen-Motor erkennbar

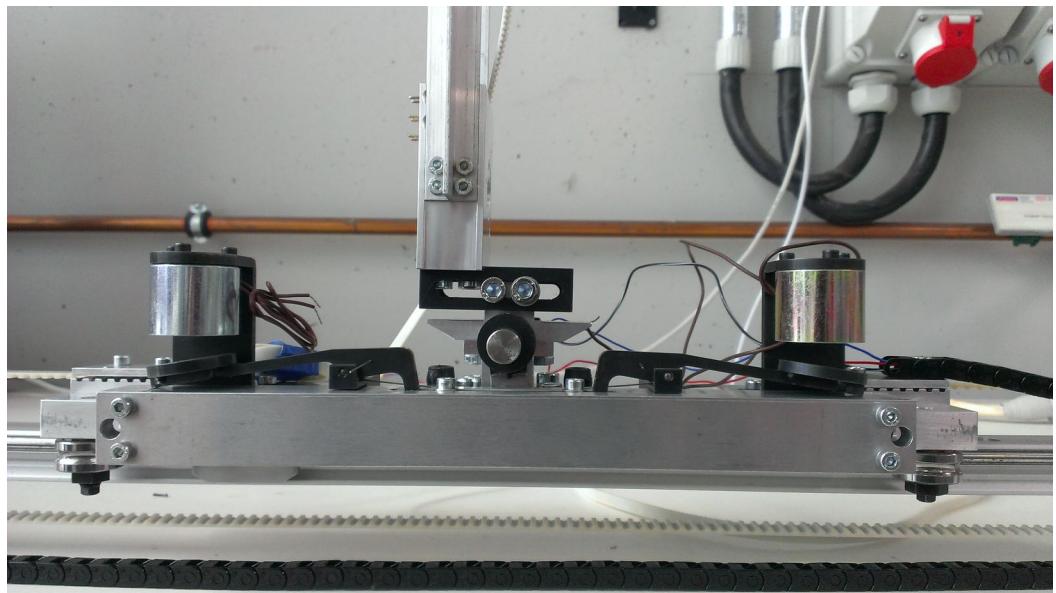


Abbildung 6.3: Frontalansicht des Wagens und der Feder-Dämpfer-Einheit

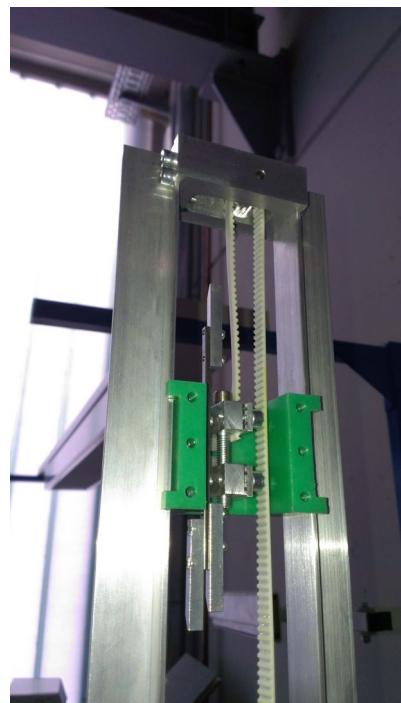


Abbildung 6.4: Detailansicht des Hubwagens und des Mastkopfes



# Literatur

- Bitsch, H. (1981). Schnellerer Lagerumschlag. *Fördern und Heben* 31, S. 24–27.
- Boës, S. (2011). *Zustandsregelung für ein Regalbediengerät nach dem Prinzip des inversen Pendels*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie.
- Bopp, W. (1993). *Untersuchung der statischen und dynamischen Positionsgenauigkeit von Einmast-Regalbediengeräten*. Dissertation, Universität Karlsruhe.
- Dambach Lagersysteme (2012a, nov). *FÄ $\frac{1}{4}$ r kleine Lasten und große Höhen, Automatische Kleinteilelagergeräte*. [http://www.dambach-lagersysteme.de/uploads/txt\\_mm/download/EKT\\_dt.pdf](http://www.dambach-lagersysteme.de/uploads/txt_mm/download/EKT_dt.pdf).
- Dambach Lagersysteme (2012b, nov). *Gangebundene Regalbediengeräte, Typ Mono*. <http://www.dambach-lagersysteme.de/de/produkte/regalbediengeraete-rbg/typ-mono.html>.
- Dietzel, M. (1981). *Beeinflussung des Schwingungsverhaltens von Regalbediengeräten durch Regelung des Fahrantriebs*. Dissertation, Universität Karlsruhe.
- FEM 9.101 (1997). Terminologie - Regalbediengeräte - Definitionen.
- Schumacher, M. (1994). *Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Einmast-Regalbediengeräten*. Dissertation, Universität Karlsruhe.
- SSI Schäfer (2012, nov). *Die Familie der Regalbediengeräte*. [http://media.ssi-schaefer.de/fileadmin/ssi/documents/navigationsbaum/logistiksysteme/vollautomatische\\_systeme/palettenhochregallager/RBG\\_Brochure\\_de.pdf](http://media.ssi-schaefer.de/fileadmin/ssi/documents/navigationsbaum/logistiksysteme/vollautomatische_systeme/palettenhochregallager/RBG_Brochure_de.pdf).
- Stöcklin Logistik AG (2012, nov). *Lagern mit automatischen Geräten*. <http://www.stoecklin.com/57-0-Automatisch.html#1>.
- ten Hompel, M., T. Schmidt und L. Nagel (2007). *Materialflussysteme* (3. Aufl.). Springer.
- TGW Logistics Group (2012, nov). *AKL - Automatische Kleinteilelager, Commissioner*. <http://www.tgw-group.com/at-de/produkte/lagersysteme/akl-automatische-kleinteilelager/commissioner-108/>.

## LITERATUR

---

WEG AG (2012, aug). *Der Einsatz von Synchronmotoren bringt Energieeinsparungen und somit eine schnelle Amortisation der Investitionskosten bei Schwerlast-Hochleistungsanwendungen'* sagt Marek Lukaszczuk von WEG UK. <http://www.weg.net/at/Mediencenter/News/Produkte-Loesungen/DER-EINSATZ-VON-SYNCHRONMOTOREN-BRINGT-ENERGIEEINSPARUNGEN-UND-SOMIT-EINE-SCHNELLE->

# **Anhang**



## Stückliste für die mechanische Konstruktion

BAUGRUPPE BAUTEIL	BEZEICHNUNG CAD	ANZ. BEFESTIGUNG	ANZ. ANZ.GES.
Schiene Schienenhalter Grundplatte	S-HALTER	2	0
Stütze für Schienenprofil	S-STUETZE	4 M6X10	2 8
Schienenprofil	S-SCHIENENPROFIL	1 M6X20	4 4
Halter für Zahnrämenscheibe (angetrieben)	S-ZRS-VORNE-HALTER	1 M4X10	4 4
Zahnrämenscheibe (angetrieben) mit Nut	S-ZRS-VORNE	1 M3X8 Made	1 1
Halter für Zahnrämenscheibe (lose)	S-ZRS-HINTEN-HALTER	1 M4X10	4 4
Zahnrämenscheibe (lose)	S-ZRS-HINTEN	1	0
Lager für Zahnrämenscheibe (lose)	-	1	0
Abdeckblech für Zahnrämenscheiben (gewinkelt)	S-ZRS-BLECH-WINKEL	2 M2X8	8 16
Abdeckblech für Zahnrämenscheiben (gerade)	S-ZRS-BLECH-VORNE	2 M2X8	4 8
Zahnrämen x-Achse	S-ZR	1	0
Stellblock für die Zahnrämenspannung	S-ZRS-HINTEN-STELLBLOCK	1 M4X10	2 2
(Spannschraube)	-	M6X25	1 1
Motor für Wagenantrieb (x-Achse)	S-MOTOR-SEW	1 M4X10	4 4
Endschalter (x-Achse)	-	2	0
Referenzschalter (x-Achse)	ENDSCHALTER	1 M2X20	2 2
Wagen Grundplatte	W-PLATTE	1	0
Lagerung für Mastaufbau	M-HALTER	1 M6X10	4 4
Gleitbuchse für Mastaufbau	M-GLEITBUCHSE	2	0
Potentiometer zur Mastwinkelmessung	M-POTI	1	0
Laufrolle zentrisch	LFZ8	2	0
Laufrolle exzentrisch	LFZ8	2	0
Klemmplatte für Zahnrämen in x-Richtung (profiliert)	W-ZR-PRESSBLOCK	2	0
Klemmplatte für Zahnrämen in x-Richtung (glatt)	W-ZR-HALTER	2 M4X20	4 8
(Arretierschraube für Mastaufbau)	-	M6X10	1 1
Puffer für Mastaufbau	M-PUFFER	2 M3X10	1 2
Referenzschalter-Rampe	-	2	
Endschalter-Rampe	-	1	
Mast Mastwelle	M-WELLE	1	0
Passfeder	M-PASSFEDER	2	0
Hebel zur Feder-Dämpfer-Einheit	F-HEBEL	1 M3x8 Made	1 1
Mastgelenk (oberer Teil)	M-GELENK	1	0
Mastgelenk (unterer Teil)	M-GELENK2	1 M6X10	2 2
Delta-x-Ausgleicher	M-DELTAX-1	1 M6X10	4 4
Unteres Mastende mit Motoraufnahme	M-DELTAX-2	1 M6X10	4 4
T-Profil (Mast)	M-PROFIL	2 M4X10	8 16
Motor für Hubantrieb (y-Achse)	HW-MOTOR-EBMPAPST	1 M4X10	3 3
Zahnrämenscheibe (angetrieben)	HW-ZRS-UNTEN	1	0
Zahnrämen y-Achse	ZR-HW	1	0
Mastspitze	M-SPITZE	1	0
Welle für Zahnrämenscheibe (lose)	M-SPITZE-WELLE	1 M3X8 Made	1 1
Zahnrämenscheibe (lose)	HW-ZRS-OBEN	1	0
Lager für Zahnrämenscheibe (lose)	-	1	0
End- und Referenzschalter (y-Achse)	ENDSCHALTER	3 M2X20	2 6
Hubwagen Hubwagen (mit Führung an Mastprofil)	HW-FUEHRUNG	1	0
Halter für Zahnrämen (oben)	HW-ZR-HALTER-OBEN	1 M4X10	2 2
Halter für Zahnrämen (unten)	HW-ZR-HALTER-UNTEN	1 M4X10	2 2
-	-	M4X25	1 1
Klemmplatte für Zahnrämen in y-Richtung (profiliert)	HW-ZR-PRESSBLOCK	2 M4X10	2 4
Halter für Endschalter-Rampen (1)	HW-ENDSCHALTER-HALTER	1	0
Halter für Endschalter-Rampen (1)	HW-ENDSCHALTER-HALTER2	1 M2X6	2 2
Endschalter-Rampe	HW-ENDSCHALTER-RAMPE	3 M2X6	2 6
Feder-Dämpfer Führung (innen)	F-FUEHRUNG-INNEN-NEU	1	0
Führung (Endstück)	F-FUEHRUNG-KLOTZ	2 M4X10	1 2
Führung (außen)	F-FUEHRUNG-AUSSEN-NEU	1 M4X10	4 4
Einstellschraube für Federvorspannung	-	M6X40 Made	2 2
Anschlag für Federn	F-FUEHRUNG-ANSCHLAG	1 M3X10	2 2
Gleitblock	F-BLOCK	1	0
Welle von Gleitblock zu Hebel	F-GELENKWELLE	1 M3X8 Made	0
Halter für Feder (verschieblich, Stahl)	F-HALTER	2	0
Halter für Feder (fix, Aluminium)	F-HALTER	2	0
Druckfeder	D-288_...	2	0
Sicherung Halter für Elektromagnet	SI-EM-HALTER	2 M4X10	4 8
Elektromagnet	ITS-MS-3025	2 M3X10	3 6
Halter für Sicherungshebel	SI-HALTER	2 M4X10	2 4
Welle für Sicherungshebel	SI-WELLE	2	0
Feder für Sicherungshebel	T-16225	2	0
Sicherungshebel	SI-HEBEL	2	0
Halteplatte am Sicherungshebel	SI-EM-HALTEPLATTE	2	0

```

> # 3.1 BERECHNUNG DER EIGENKREISFREQUENZ IM IP-MODUS
restart;
with(linalg):
> J_M:=1/3*m_M*1^2:
T:=m_HW*g*h*cos(phi) + m_M*g*1/2*cos(phi):
V:= 1/2*J_M*phip^2 + 1/2*m_HW*(h*phip)^2:
L:=T-V:
dLdphi:=diff(L,phi):
dLdphip:=diff(L,phip):
dLdphi:=subs({phi=phi(t),phip=diff(phi(t),t)},dLdphi):
dLdphip:=subs({phi=phi(t),phip=diff(phi(t),t)},dLdphip):
ddLdphipdt:=diff(dLdphip,t):
Q:=0:
DGL:=ddLdphipdt-dLdphi=Q;
DGL := -  $\frac{1}{3} m_M l^2 \left( \frac{d^2}{dt^2} \phi(t) \right) - m_{HW} h^2 \left( \frac{d^2}{dt^2} \phi(t) \right)$  (1)
+  $m_{HW} g h \sin(\phi(t)) + \frac{1}{2} m_M g l \sin(\phi(t)) = 0$ 
> omega:=sqrt(((m_M*1/2+m_HW*h)*g)/(1/3*m_M*1^2+m_HW*h^2));
m_HW:=m_HW_leer + m_L:

$$\omega := \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{2} m_M l + m_{HW} h\right) g}{\frac{1}{3} m_M l^2 + m_{HW} h^2}}$$
 (2)
> omega_m_L:=unapply(omega,m_L);
omega_h:=unapply(omega,h);
omega_l:=unapply(omega,l): # zur Skalierung von omega bei
anderem l
omega_m_L := m_L → 
$$\sqrt{\frac{\left(\frac{1}{2} m_M l + (m_{HW\_leer} + m_L) h\right) g}{\frac{1}{3} m_M l^2 + (m_{HW\_leer} + m_L) h^2}}$$

omega_h := h → 
$$\sqrt{\frac{\left(\frac{1}{2} m_M l + (m_{HW\_leer} + m_L) h\right) g}{\frac{1}{3} m_M l^2 + (m_{HW\_leer} + m_L) h^2}}$$
 (3)
> solve(omega_h(0)=omega_h(h_opt),h_opt);

$$0, \frac{2}{3} l$$
 (4)
> l:=1:
m_M:=.75:
m_HW_leer:=0.3:
m_L_max:=.5:
g:=9.81:
# omega in Abh. von h fuer verschiedene m_L
plot([
omega_m_L(0),
omega_m_L(m_L_max*0.1),
omega_m_L(m_L_max*0.2),
omega_m_L(m_L_max*0.3),
omega_m_L(m_L_max*0.4),

```

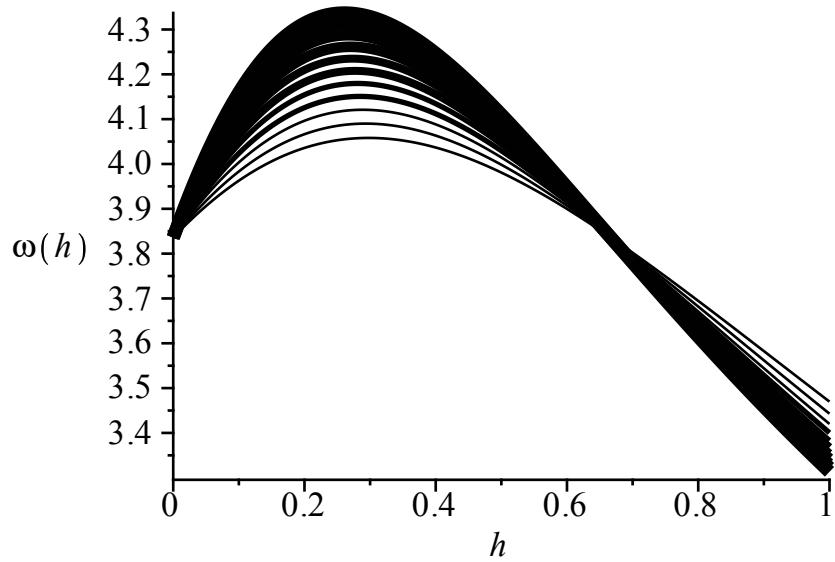
```

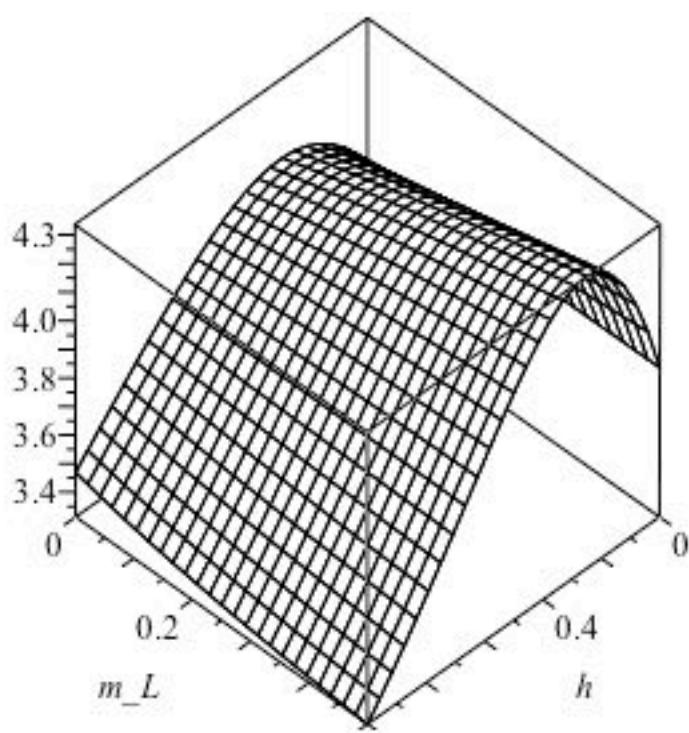
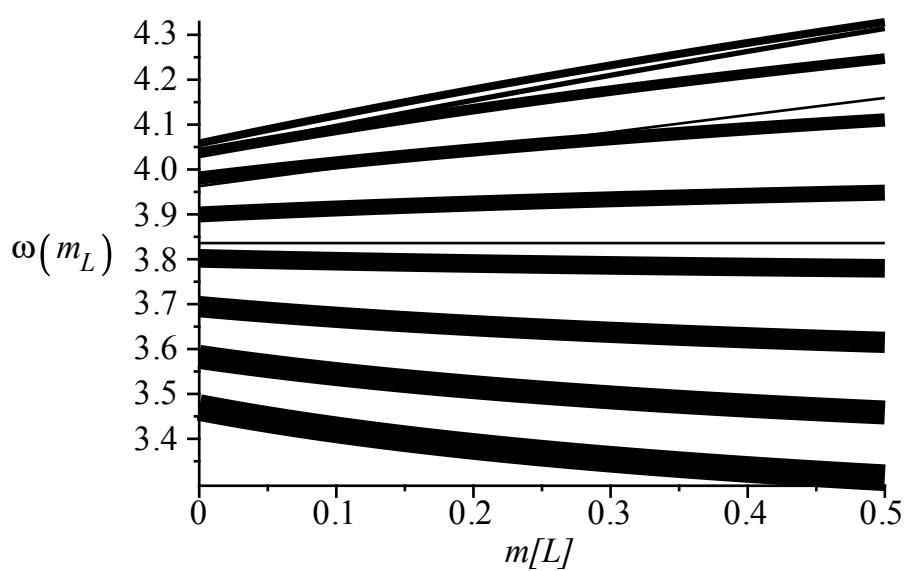
omega_m_L(m_L_max*0.5),
omega_m_L(m_L_max*0.6),
omega_m_L(m_L_max*0.7),
omega_m_L(m_L_max*0.8),
omega_m_L(m_L_max*0.9),
omega_m_L(m_L_max)
],h=0..1,thickness=[0,1,1,2,2,3,3,4,4,5,5],labels=['h','omega(h)'],color="Black");

# omega in Abh. von m_L fuer verschiedene h
plot([
omega_h(0),
omega_h(1*0.1),
omega_h(1*0.2),
omega_h(1*0.3),
omega_h(1*0.4),
omega_h(1*0.5),
omega_h(1*0.6),
omega_h(1*0.7),
omega_h(1*0.8),
omega_h(1*0.9),
omega_h(1)
],m_L=0..m_L_max,thickness=[0,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10],labels=['m_L','omega(m_L)'],color="Black");

plot3d(omega,h=0..1,m_L=0..m_L_max,color="black");

```





```

> # 3.2 BERECHNUNG DER EIGENKREISFREQUENZ IM F-MODUS

restart;
with(DEtools):
with(plots):
degtorad:=deg->deg*Pi/180:
radtodeg:=rad->rad*180/Pi:
plotrange:=phi=-degtorad(phimax)..degtorad(phimax):
=> # Wirkung der Feder

# Laengenaenderung der Feder

d1pos:=(d1v+d1s+s):
d1neg:=(d1v+d1s-s):
d1v:=10-1k: # Montagevorspannung = Ursprungslaenge - Laenge des
Kastens

# Kraft und Moment der Feder

Ff:=piecewise(
phi>0, R*d1pos,
-R*d1neg
):

# Ffa:=c1*s+c2*tanh(c3*s), wobei c1=Steigung, c2=y(0) und
c3>>1s
Ffa:=R*s+(R*(d1v+d1s))*tanh(c3*s):
Ffaints:=int(Ffa,s):

Mf:=Ff*a:
Mfa:=Ffa*a:

=> s:=a*tan(phi): # Zusammenhang s zu phi ueber Hebel mit Langloch
=> # Approximation ohne piecewise

Mfhalb:=phi->R*(d1v+d1s+a*tan(phi))*a:
##c1:=D(Mfhalb)(degtorad(phimax)*.25): # Steigung anpassen
#c2:=Mfhalb(0): # Moment bei Nahe 0 anpassen
#c3:=1: # Sprung simulieren
#Mfa:=c1*phi+c2*tanh(c3*phi):
=> # wirkung des Mastes (Masse)

Mm:=((mhw+m1)*h+mm*1/2)*sin(phi)*g:

=> dM:=Mf-Mm: # mit Stufe
dMa:=Mfa-Mm: # ohne Stufe
=> # Physik
g:=9.81:

# Feder D-288
l0:=0.098:
R:=11014:

# Federkasten
a:=0.029:
l1:=10-0.0015:

# Mast
mm:=0.75:
mhw:=0.3:
l1:=1:

```

```

phimax:=30:
# Einstellbar
c3:=1000:                      # fuer Ffa
dls:=0.004:
h:=0.5*1:

m1:=0.5:
m1max:=0.5:

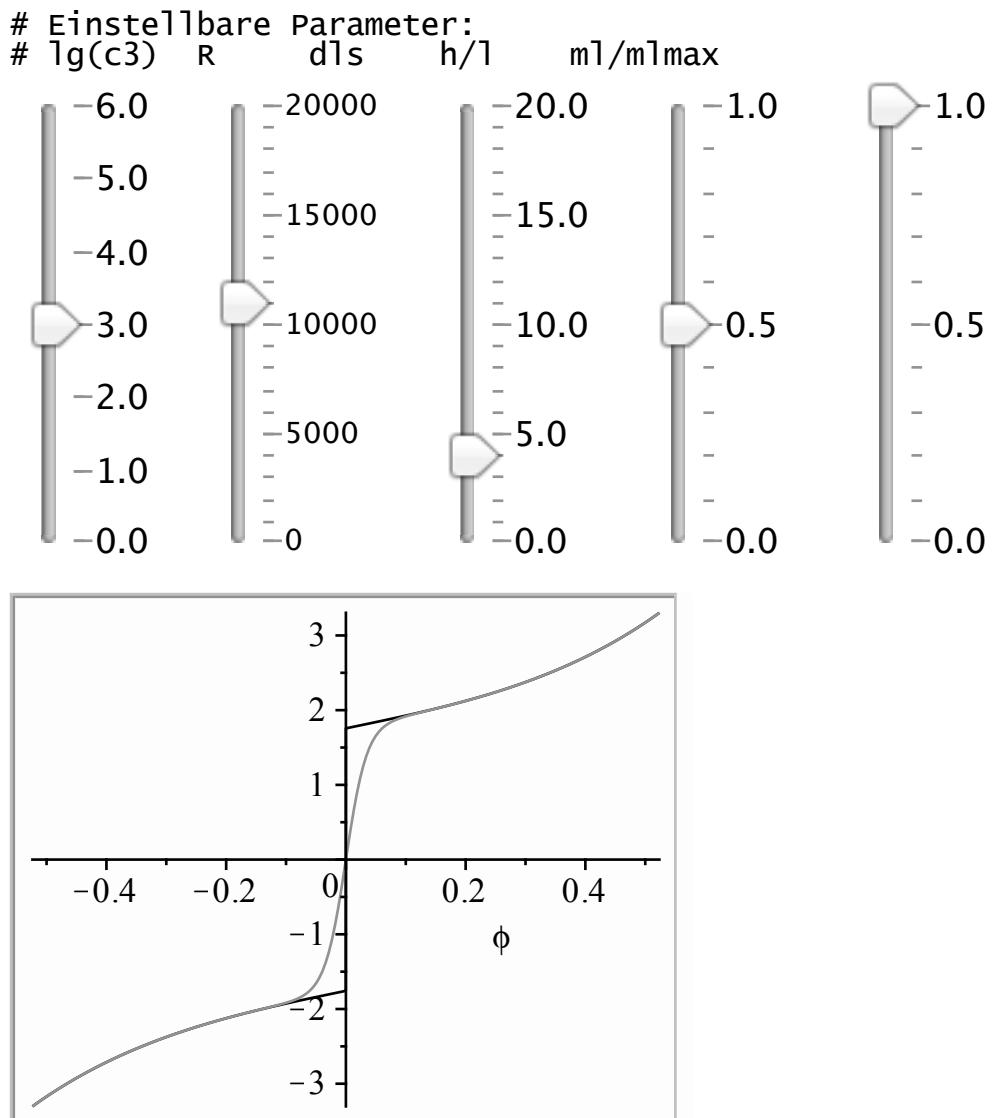
DocumentTools[Do](%s_c3=log10(c3)):
DocumentTools[Do](%s_R=R):
DocumentTools[Do](%s_dls=dls*1000):

DocumentTools[Do](%s_h=h/1):
DocumentTools[Do](%s_m_1=m1/m1max):

DocumentTools[Do](%p_dM=plot({dM,dMa},plotrange,color=["Black",
"Grey"])):

```

>



> # Lagrange fuer Berechnung von Omega  
phi:='phi': phip:='phip': # Erst aufräumen

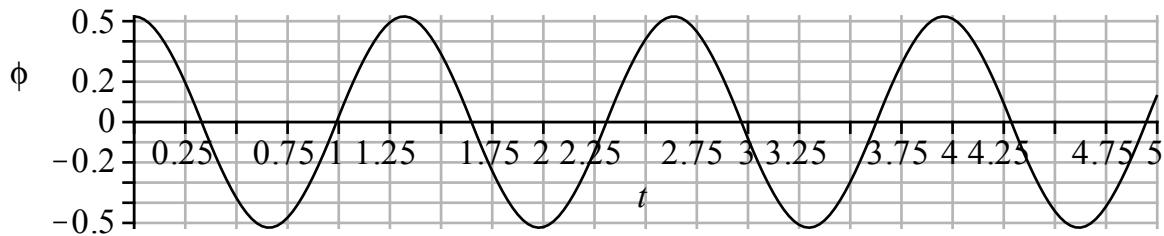
```

T:=1/2*(mhw+m1)*(h*phip)^2 + 1/6*mm*l^2*phip^2:
V:=Ffaints + (mhw+m1)*g*h*cos(phi) + mm*g*l/2*cos(phi):
L:=T-V:

dLdphi:=diff(L,phi):
dLdphip:=diff(L,phip):
dLdphi:=subs({phi=phi(t),phip=diff(phi(t),t)},dLdphi):
dLdphip:=subs({phi=phi(t),phip=diff(phi(t),t)},dLdphip):
ddLdphipdt:=diff(dLdphip,t):

Q:=0:
AB:=phi(0)=degtorad(30),D(phi)(0)=0:
DGL:=ddLdphipdt-dLdphi=Q:
E:=dsolve({DGL,AB},phi(t),type=numeric):
odeplot(E,[t,phi(t)],0..5,
gridlines=true,tickmarks=[20,10],color="black");

```



```

> # 3.3 AUSGLEICH DER WINKELAENDERUNG
  restart;
> rad2deg:=unapply(rad*180/Pi,rad):
  deg2rad:=unapply(deg*Pi/180,deg):
Formel für dxm, sodass phi_GG=0
(abhängig von RBG-Geometrie und Lastmasse)
> getdx_m:=solve(0= (dx_m+x_mot)*m_mot + dx_m*m_m + (dx_m+x_hw)*
  m_hw + (dx_m+x_l)*m_l,dx_m);
  getdx_m := - 
$$\frac{x_{mot} m_{mot} + x_l m_l + x_{hw} m_{hw}}{m_{mot} + m_m + m_{hw} + m_l}$$
 (1)

Formel fuer den phi_GG bei gegebenem dxm
(abhängig von RBG-Geometrie, eingestelltem dxm, Lastmasse und Hubhöhe)
> phi_gg:=arctan(
  (m_hw*(x_hw+dx_m) + m_l*(x_l+dx_m) + m_mot*(x_mot+dx_m) + m_m*
  dx_m)/
  (m_hw*h
    + m_l*(h+y_l)
    + m_mot*y_mot
    + m_m*
  l/2));
phi_gg := arctan
$$\left( \frac{(dx_m + x_{mot}) m_{mot} + dx_m m_m + (dx_m + x_{hw}) m_{hw} + (dx_m + x_l) m_l}{m_{hw} h + m_l (h + y_l) + m_{mot} y_{mot} + \frac{1}{2} m_m l} \right)$$
 (2)

RBG-Geometrie festlegen, zunaechst unbeladen lassen.
Ideales dxm fuer leeren Hubwagen bestimmen; als Kontrolle: phi_GG muss 0 sein
> m_mot:=0.72:
  m_hw:=.3:
  m_l:=0.0:
  m_m:=0.75:

  x_mot:=.1:
  y_mot:=.03:
  x_hw:=.07:
  x_l:=.1:
  y_l:=0:
  l:=1:
  h:=.1:

  dx_m:=evalf(getdx_m);
  phi_gg_leer:=evalf(phi_gg):
  phi_gg_leer_deg:=evalf(rad2deg(phi_gg_leer));

  x_s:=(m_mot*x_mot + m_hw*x_hw + m_l*x_l + m_m*0) /
  (m_mot + m_hw + m_l + m_m);
  dx_m:=-0.05254237288
  phi_gg_leer_deg := 8.058478130 10^-10
  x_s := 0.05254237288
(3)

Mit festem dxm, nun Hubwagen beladen; neues phi_GG berechnen
> m_l:=.5:

  dx_m:=dx_m;
  phi_gg_voll:=evalf(phi_gg):
  phi_gg_voll_deg:=evalf(rad2deg(phi_gg_voll));

  dx_m := -0.05254237288

```

$$phi_{gg\_vol11\_deg} := 3.348982016 \quad (4)$$

Winkeldifferenz tolerierbar? → Höhenversatz der LAM-Zinken berechnen

```
=> dphi_gg:=phi_gg_voll-phi_gg_leer:  
dphi_gg_deg:=phi_gg_voll_deg-phi_gg_leer_deg;
```

```
a_zinken:=.05;
dh_zinken_voll:=evalf(a_zinken*sin(dphi_gg));
dphi_gg_deg := 3.348982015
```

$$dh\_zinken\_vol1 := 0.002920874286 \quad (5)$$

Bei festem  $d_{xm}$ , für verschiedene Beladungszustände den Gleichgewichtswinkel in Abh. der Hubhöhe darstellen

```
=> unassign('h');
unassign('m_1');
phi_gg_m_1:=unapply(phi_gg,m_1);
```

```

plot([
rad2deg(phi_gg_m_1(0)),
rad2deg(phi_gg_m_1(.1)),
rad2deg(phi_gg_m_1(.2)),
rad2deg(phi_gg_m_1(.3)),
rad2deg(phi_gg_m_1(.4)),
rad2deg(phi_gg_m_1(.5)),
rad2deg(phi_gg_m_1(.6))
], h=0..1, thickness=[0,1]
)

```

```
phi_gg_h:=unapply(phi_gg,h);
```

```

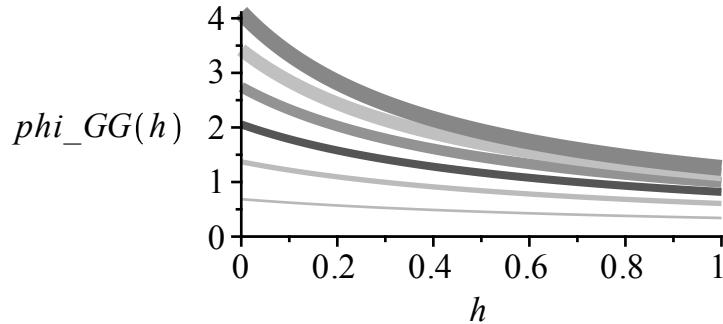
plot([
rad2deg(phi_gg_h(0)),
rad2deg(phi_gg_h(1/4)),
rad2deg(phi_gg_h(1/2)),
rad2deg(phi_gg_h(3*1/4)),
rad2deg(phi_gg_h(1))
],m_L=0..0.6,thickness=[0,1,2,3,4],labels=['m_L','phi_GG(m_L)'])

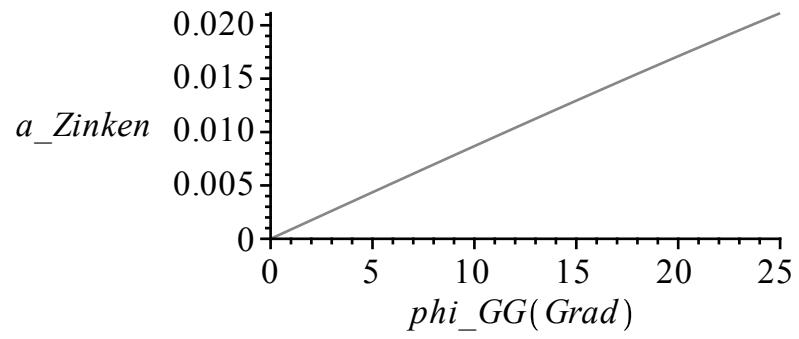
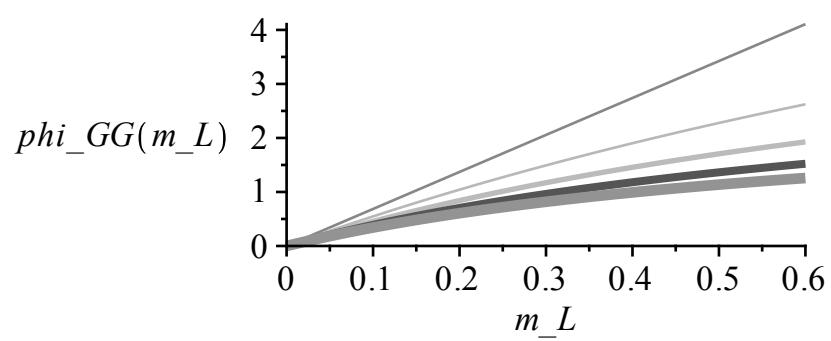
```

m\_1 := .6:

**h:=0;**

```
plot(a_zinken*sin(deg2rad(x)),x=0..25,labels=['phi_GG (Grad)',  
'a_zinken']);
```







### 3 Lieferumfang und Geräteaufbau

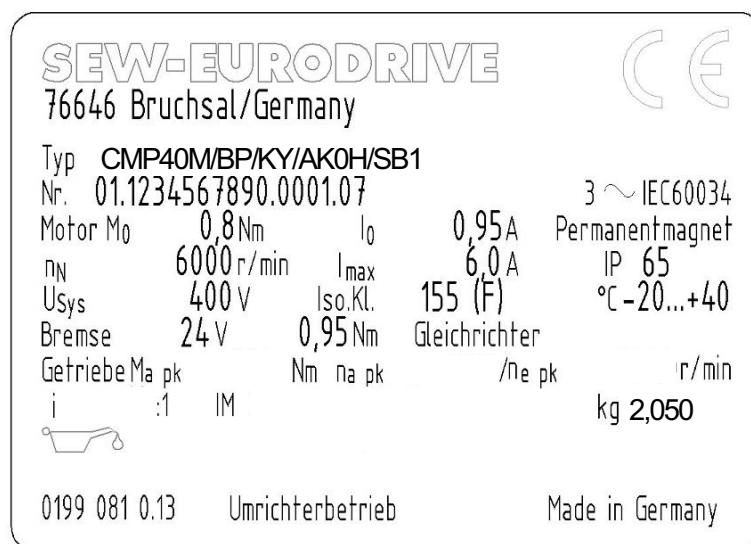


Beachten Sie bezüglich des Lieferumfangs und der Projektierung den Katalog "DR-, CMP-Motoren" sowie die Betriebsanleitung des verwendeten Getriebes.

#### 3.1 Typenschild und Typenbezeichnung

##### 3.1.1 Typenschild auf dem Servomotor

**Beispiel: Typenschild synchroner Servo-Bremsmotor CMP40M / BP / KY / AK0H / SB1**



63468ade

Bild 1: Typenschild synchroner Servo-Bremsmotor CMP

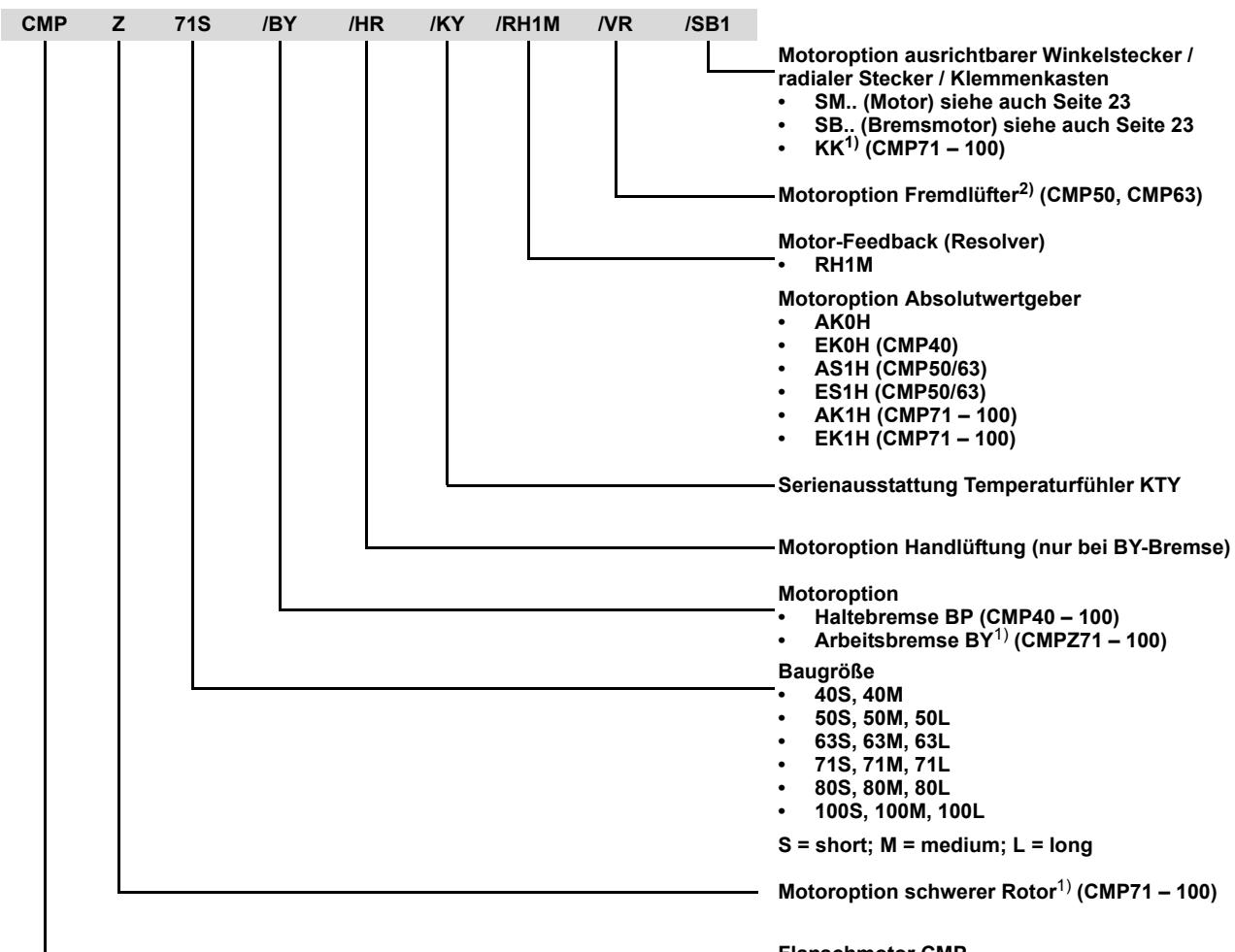


58810axx

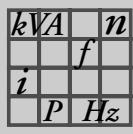
Bild 2: Anbringung des Typenschildes



### 3.1.2 Typenbezeichnung Servomotor



- 1) in Vorbereitung
- 2) in Vorbereitung für CMP71 – 100



## Technische Daten

### Technische Daten – Synchrone Servomotoren CMP

#### 9.2 Technische Daten – Synchrone Servomotoren CMP

Systemspannung: 400 V

<b>n<sub>N</sub></b> [min <sup>-1</sup> ]	<b>Motor</b>	<b>M<sub>0</sub></b> [Nm]	<b>I<sub>0</sub></b> [A]	<b>M<sub>pk</sub></b> [Nm]	<b>I<sub>max</sub></b> [A]	<b>M<sub>0VR</sub></b> [Nm]	<b>I<sub>0VR</sub></b> [A]	<b>m</b> [kg]	<b>J<sub>mot</sub></b> [10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> ]	<b>L<sub>1</sub></b> [mH]	<b>R<sub>1</sub></b> Ω	<b>U<sub>p0</sub> kalt</b> [V]
3000	<b>CMP40S</b>	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1	23	11.94	27.5
	<b>CMP40M</b>	0.8	0.95	3.8	6.0	-	-	1.6	0.15	46	19.93	56
	<b>CMP50S</b>	1.3	0.96	5.2	5.1	1.7	1.25	2.3	0.42	71	22.49	86
	<b>CMP50M</b>	2.4	1.68	10.3	9.6	3.5	2.45	3.3	0.67	38.5	9.96	90
	<b>CMP50L</b>	3.3	2.2	15.4	13.6	4.8	3.2	4.1	0.92	30.5	7.42	98
	<b>CMP63S</b>	2.9	2.15	11.1	12.9	4	3	4.0	1.15	36.5	6.79	90
	<b>CMP63M</b>	5.3	3.6	21.4	21.6	7.5	5.1	5.7	1.92	22	3.56	100
	<b>CMP63L</b>	7.1	4.95	30.4	29.7	10.3	7.2	7.5	2.69	14.2	2.07	100
	<b>CMP71S</b>	6.4	4.9	19.2	25	8.7	6.7	7	3.01	15.7	1.48	87.5
	<b>CMP71M</b>	9.4	7.5	30.8	39	13.7	10.9	8.4	4.06	9.7	0.81	85
	<b>CMP71L</b>	13.1	9.4	46.9	58	21	15.1	11.4	6.16	7.3	0.56	96
	<b>CMP80S</b>	13.4	10	42.1	47	18.5	13.8	12.8	8.39	7.2	0.54	91
	<b>CMP80M</b>	18.7	13.4	62.6	69	27	19.3	16.5	11.51	5	0.345	94
	<b>CMP80L</b>	27.5	18.7	107	107	44	30	21.4	17.72	3.35	0.21	99
	<b>CMP100S</b>	25.5	19.6	68.3	73	36	27.5	19.8	19.34	3.9	0.215	88
	<b>CMP100M</b>	31	21.8	108	102	47	33	24.8	26.25	3.05	0.142	95.5
	<b>CMP100L</b>	47	32.3	178.8	167	70	48	34.6	40	1.9	0.081	98
4500	<b>CMP40S</b>	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1	23	11.94	27.5
	<b>CMP40M</b>	0.8	0.95	3.8	6.0	-	-	1.6	0.15	46	19.93	56
	<b>CMP50S</b>	1.3	1.32	5.2	7.0	1.7	1.7	2.3	0.42	37	11.61	62
	<b>CMP50M</b>	2.4	2.3	10.3	13.1	3.5	3.35	3.3	0.67	20.5	5.28	66
	<b>CMP50L</b>	3.3	3.15	15.4	19.5	4.8	4.6	4.1	0.92	14.6	3.57	68
	<b>CMP63S</b>	2.9	3.05	11.1	18.3	4	4.2	4.0	1.15	18.3	3.34	64
	<b>CMP63M</b>	5.3	5.4	21.4	32.4	7.5	7.6	5.7	1.92	9.8	1.48	67
	<b>CMP63L</b>	7.1	6.9	30.4	41.4	10.3	10	7.5	2.69	7.2	1.07	71
	<b>CMP71S</b>	6.4	7.3	19.2	38	8.7	9.9	7	3.01	7.1	0.72	59
	<b>CMP71M</b>	9.4	10.9	30.8	57	13.7	15.9	8.4	4.06	4.55	0.385	58
	<b>CMP71L</b>	13.1	14.1	46.9	87	21	22.5	11.4	6.16	3.25	0.24	64
	<b>CMP80S</b>	13.4	15.3	42.1	73	18.5	21	12.8	8.39	3.05	0.22	59
	<b>CMP80M</b>	18.7	20.1	62.6	103	27	29	16.5	11.51	2.25	0.148	63
	<b>CMP80L</b>	27.5	27.8	107	159	44	44.5	21.4	17.72	1.54	0.085	67
	<b>CMP100S</b>	25.5	30	68.3	111	36	42.5	19.8	19.34	1.68	0.086	58
	<b>CMP100M</b>	31	33.1	108	154	-	-	24.8	26.25	1.32	0.058	63
	<b>CMP100L</b>	47	48.4	178.8	251	-	-	34.6	40	0.84	0.038	65
6000	<b>CMP40S</b>	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1	23	11.94	27.5
	<b>CMP40M</b>	0.8	1.1	3.8	6.9	-	-	1.6	0.15	34	14.95	48.5
	<b>CMP50S</b>	1.3	1.7	5.2	9.0	1.7	2.2	2.3	0.42	22.5	7.11	48.5
	<b>CMP50M</b>	2.4	3	10.3	17.1	3.5	4.4	3.3	0.67	12	3.21	50.5
	<b>CMP50L</b>	3.3	4.2	15.4	26	4.8	6.1	4.1	0.92	8.2	1.91	51
	<b>CMP63S</b>	2.9	3.9	11.1	23.4	4	5.4	4.0	1.15	11.2	2.1	50
	<b>CMP63M</b>	5.3	6.9	21.4	41.4	7.5	9.8	5.7	1.92	5.9	0.92	52
	<b>CMP63L</b>	7.1	9.3	30.4	55.8	10.3	13.5	7.5	2.69	4	0.62	53
	<b>CMP71S</b>	6.4	9.6	19.2	50	8.7	13.1	7	3.01	4.15	0.395	45
	<b>CMP71M</b>	9.4	14.7	30.8	76	13.7	21.5	8.4	4.06	2.55	0.205	43.5
	<b>CMP71L</b>	13.1	18.8	46.9	115	21	30	11.4	6.16	1.84	0.145	48
	<b>CMP80S</b>	13.4	20	42.1	95	18.5	27.5	12.8	8.39	1.8	0.136	46
	<b>CMP80M</b>	18.7	26.4	62.6	135	27	38	16.5	11.51	1.3	0.087	48
	<b>CMP80L</b>	27.5	37.6	107	215	-	-	21.4	17.72	0.84	0.051	50

<i>kVA</i>	<i>n</i>
<i>i</i>	<i>f</i>
<i>P</i>	<i>Hz</i>

## 9.3 Technische Daten – Synchrone Servo-Bremsmotoren CMP./BP

Systemspannung: 400 V

<i>n<sub>N</sub></i> [min <sup>-1</sup> ]	Motor	<i>M<sub>0</sub></i> [Nm]	<i>I<sub>0</sub></i> [A]	<i>M<sub>pk</sub></i> [Nm]	<i>I<sub>max</sub></i> [A]	<i>M<sub>0VR</sub></i> [Nm]	<i>I<sub>0VR</sub></i> [A]	<i>m</i> [kg]	<i>J<sub>mot</sub></i> [kgcm <sup>2</sup> ]	<i>L<sub>1</sub></i> [mH]	<i>R<sub>1</sub></i> Ω	<i>U<sub>p0kalt</sub></i> [V]	<i>m<sub>bmot</sub></i> [kg]	<i>J<sub>bmot</sub></i> [kgcm <sup>2</sup> ]	<i>M<sub>B1</sub></i> [Nm]	<i>M<sub>B2</sub></i> [Nm]
3000	CMP40S	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1	23	11.94	27.5	1.7	0.13	0.95	--
	CMP40M	0.8	0.95	3.8	6.0	-	-	1.6	0.15	46	19.93	56	2.0	0.18	0.95	--
	CMP50S	1.3	0.96	5.2	5.1	1.7	1.25	2.3	0.42	71	22.49	86	2.9	0.48	3.1	4.3
	CMP50M	2.4	1.68	10.3	9.6	3.5	2.45	3.3	0.67	38.5	9.96	90	3.9	0.73	4.3	3.1
	CMP50L	3.3	2.2	15.4	13.6	4.8	3.2	4.1	0.92	30.5	7.42	98	4.7	0.99	4.3	3.1
	CMP63S	2.9	2.15	11.1	12.9	4	3	4.0	1.15	36.5	6.79	90	5.0	1.49	7	9.3
	CMP63M	5.3	3.6	21.4	21.6	7.5	5.1	5.7	1.92	22	3.56	100	6.7	2.26	9.3	7
	CMP63L	7.1	4.95	30.4	29.7	10.3	7.2	7.5	2.69	14.2	2.07	100	8.5	3.03	9.3	7
	CMP71S	6.4	4.9	19.2	25	8.7	6.7	7	3.01	15.7	1.48	87.5	9	3.45	7	14
	CMP71M	9.4	7.5	30.8	39	13.7	10.9	8.4	4.06	9.7	0.81	85	10.4	4.5	14	7
	CMP71L	13.1	9.4	46.9	58	21	15.1	11.4	6.16	7.3	0.56	96	13.4	6.6	14	7
	CMP80S	13.4	10	42.1	47	18.5	13.8	12.8	8.39	7.2	0.54	91		9.79	15	31
	CMP80M	18.7	13.4	62.6	69	27	19.3	16.5	11.51	5	0.345	94		12.91	31	15
	CMP80L	27.5	18.7	107	107	44	30	21.4	17.72	3.35	0.21	99		19.11	31	15
	CMP100S	25.5	19.6	68.3	73	36	27.5	19.8	19.34	3.9	0.215	88	22.8	22.16	24	47
	CMP100M	31	21.8	108	102	47	33	24.8	26.25	3.05	0.142	95.5	27.8	29.06	47	24
	CMP100L	47	32.3	178.8	167	70	48	34.6	40	1.9	0.081	98	37.6	42.82	47	24
4500	CMP40S	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1	23	11.94	27.5	1.7	0.13	0.85	--
	CMP40M	0.8	0.95	3.8	6.0	-	-	1.6	0.15	46	19.93	56	2.0	0.18	0.95	--
	CMP50S	1.3	1.32	5.2	7.0	1.7	1.7	2.3	0.42	37	11.61	62	2.9	0.48	3.1	4.3
	CMP50M	2.4	2.3	10.3	13.1	3.5	3.35	3.3	0.67	20.5	5.28	66	3.9	0.73	4.3	3.1
	CMP50L	3.3	3.15	15.4	19.5	4.8	4.6	4.1	0.92	14.6	3.57	68	4.7	0.99	4.3	3.1
	CMP63S	2.9	3.05	11.1	18.3	4	4.2	4.0	1.15	18.3	3.34	64	5.0	1.49	7	9.3
	CMP63M	5.3	5.4	21.4	32.4	7.5	7.6	5.7	1.92	9.8	1.48	67	6.7	2.26	9.3	7
	CMP63L	7.1	6.9	30.4	41.4	10.3	10	7.5	2.69	7.2	1.07	71	8.5	3.03	9.3	7
	CMP71S	6.4	7.3	19.2	38	8.7	9.9	7	3.01	7.1	0.72	59	9	3.45	7	14
	CMP71M	9.4	10.9	30.8	57	13.7	15.9	8.4	4.06	4.55	0.385	58	10.4	4.5	14	7
	CMP71L	13.1	14.1	46.9	87	21	22.5	11.4	6.16	3.25	0.24	64	13.4	6.6	14	7
	CMP80S	13.4	15.3	42.1	73	18.5	21	12.8	8.39	3.05	0.22	59		9.79	15	31
	CMP80M	18.7	20.1	62.6	103	27	29	16.5	11.51	2.25	0.148	63		12.91	31	15
	CMP80L	27.5	27.8	107	159	44	44.5	21.4	17.72	1.54	0.085	67		19.11	31	15
	CMP100S	25.5	30	68.3	111	36	42.5	19.8	19.34	1.68	0.086	58	22.8	22.16	24	47
	CMP100M	31	33.1	108	154	-	-	24.8	26.25	1.32	0.058	63	27.8	29.06	47	24
	CMP100L	47	48.4	178.8	251	-	-	34.6	40	0.84	0.038	65	37.6	42.82	47	24
6000	CMP40S	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1	23	11.94	27.5	1.7	0.13	0.95	--
	CMP40M	0.8	1.1	3.8	6.9	-	-	1.6	0.15	34	14.95	48.5	2.0	0.18	0.95	--
	CMP50S	1.3	1.7	5.2	9.0	1.7	2.2	2.3	0.42	22.5	7.11	48.5	2.9	0.48	3.1	4.3
	CMP50M	2.4	3	10.3	17.1	3.5	4.4	3.3	0.67	12	3.21	50.5	3.9	0.73	4.3	3.1
	CMP50L	3.3	4.2	15.4	26	4.8	6.1	4.1	0.92	8.2	1.91	51	4.7	0.99	4.3	3.1
	CMP63S	2.9	3.9	11.1	23.4	4	5.4	4.0	1.15	11.2	2.1	50	5.0	1.49	7	9.3
	CMP63M	5.3	6.9	21.4	41.4	7.5	9.8	5.7	1.92	5.9	0.92	52	6.7	2.26	9.3	7
	CMP63L	7.1	9.3	30.4	55.8	10.3	13.5	7.5	2.69	4	0.62	53	8.5	3.03	9.3	7
	CMP71S	6.4	9.6	19.2	50	8.7	13.1	7	3.01	4.15	0.395	45	9	3.45	7	14
	CMP71M	9.4	14.7	30.8	76	13.7	21.5	8.4	4.06	2.55	0.205	43.5	10.4	4.5	14	7
	CMP71L	13.1	18.8	46.9	115	21	30	11.4	6.16	1.84	0.145	48	13.4	6.6	14	7

# VARIODRIVE Compact-Motor

VDC-3-49.15



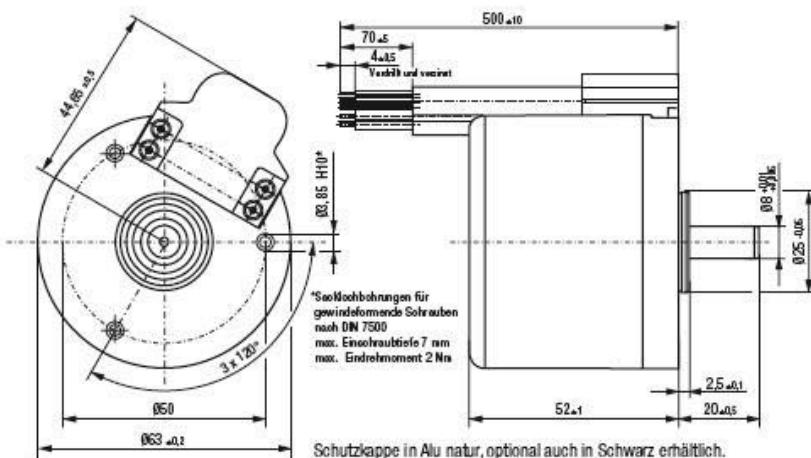
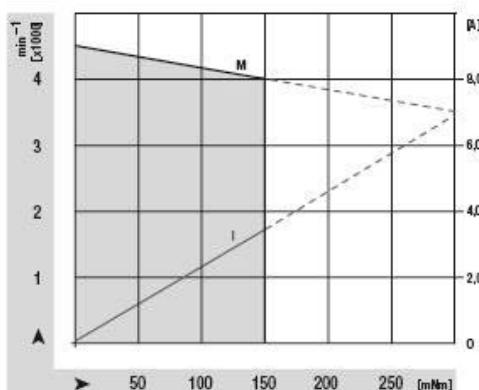
- 3-phägiger Außenläufermotor in EC-Technologie.
- Rotor mit hochpolig magnetisiertem Neodym-Magnet.
- Hohe Leistungsdichte bei kompakter Bauform.
- Integrierte Betriebselektronik mit leistungsstarkem DSP.
- Exzellentes Regelverhalten durch feldorientierte Regelung mit Sinuskommutierung.
- Umfangreiche Schnittstelle für vielfältige Funktionen und Betriebsarten auswahl.
- Schutz vor Überlastung durch integrierte Temperaturabschaltung.
- Robuste mechanische Ausführung mit Abdeckkappe aus Aluminium und abgedichtetem Steckersystem.

## Nenndaten

Typ	VDC-3-49.15 24 V	... 48 V
Nennspannung ( $U_{\text{N}}$ )	V DC	24 (18 ... 30)
Nendrehzahl ( $n_{\text{N}}$ )	min <sup>-1</sup>	4000
Nennmoment ( $M_{\text{N}}$ )	mNm	150
Nennstrom ( $I_{\text{BN}}$ )	A	3,5
Nennabgabeleistung ( $P_{\text{N}}$ )	W	63
Leerlaufdrehzahl ( $n_{\text{L}}$ )	min <sup>-1</sup>	4400
Leerlaufstrom ( $I_{\text{BL}}$ )	A	0,22
Max. Reversspannung	V DC	35
Sollwertvorgabe	V DC	0 ... 10
Sollwertdrehzahl	min <sup>-1</sup>	0 ... 5000
Drehzahlregelbereich	min <sup>-1</sup>	0 ... 4000
Blockierschutzfunktion		ja
Momentbegrenzung auf $M_{\text{N}}$		$M_{\text{N}}$
Schutz bei Überlast		ja
Temperaturabschaltung (über Elektronik)		110 °C aus/ein nach Quittieren von „C“ Hardware-Enable (< 100 °C)
Anlaufmoment	mNm	300
Rotorträgheitsmoment ( $J_{\text{N}}$ )	kgm <sup>2</sup> × 10 <sup>-6</sup>	108
Wärmewiderstand ( $R_{\text{N}}$ )	K/W	–
Schutzart		IP 54*
Zul. Umgebungstemperaturbereich ( $T_{\text{u}}$ )	°C	0 ... +40
Motormasse (m)	kg	0,72
Bestell-Nr.		937 4915 600
		937 4915 607



\*Schutzartangabe bezieht sich auf den eingebauten Zustand mit Abdichtung an der Flanschseite.



## Grundfunktionen:

- Drehzahlgeregelter Betrieb mit analoger Sollwertvorgabe.
- Regelung der Drehzahl  $n = 0$  mit Haltemoment.
- Erweiterte Motordynamik über kurzzeitigen Spitzenstrom mit  $I^t$ -Spitzenstrombegrenzung.
- Drehmomentbegrenzung über analoge Sollwertvorgabe (für Strombegrenzung).
- Steuereingang für Hardware-Enable zum sicheren Einschalten nach Schutzabschaltung.
- Separate Signalausgang mit TTL-Pegel als Drehrichtungsinformation.
- Signalausgang für Status-Anzeige des Antriebs über TTL-Pegel (Antrieb bereit ja/nein).
- Getrennte Spannungsversorgung für Motorlogik (Logikversorgung kann bei abgeschaltetem Motor aktiv bleiben).

## Anschlussbelegung

Farbe	Funktion	Beschreibung	Beschaltung*
Blau (1,5 mm²)	Gnd	Ground Leistungsversorgung	ja
Braun (1,5 mm²)	+Üb	Logikversorgung	ja
Schwarz (1,5 mm²)	UZK	Leistungsversorgung	ja
Blau	Gnd	Ground Logikversorgung	ja**
Rosa	S1	0 ... 10 V – Drehzahlregler	ja
Grün	TxD	Kommunikation / Parametrierschnittstelle	nein
Weiß	RxD	Kommunikation / Parametrierschnittstelle	nein
Grau-Rosa	A	Steuereingang A, TTL-Pegel	ja
Violett	B	Steuereingang B, TTL-Pegel	ja
Grau	IST	Istwert 1	ja
Rot-Blau	F+	Frequenzvorgabe für Drehzahlsollwert	nein
Braun	S2	0 ... 5 V Strombegrenzung (Drehmoment)	ja
Schwarz	C	Steuereingang C – Hardware-Enable	ja
Rot	E	Istwert 2	ja
Gebl	D	Antriebsstatus	ja

\*Mit kein gekennzeichnete Anschlüsse dürfen bei der Ausführung der Grundfunktionen nicht belegt werden.

\*\*Bei Versorgung des Motors über eine Spannungsquelle müssen beide blauen Litzen zusammengeleget werden.

## Weitere Optionen auf Anfrage:

- Sollwertvorgabe für den drehzahlgeregelten Betrieb über Sollwertfrequenz oder PWM-Signal.
- Sollwerteingang für die Vorgabe von Fahrprofilen.
- Parametrierung der  $I^t$ -Spitzenstrombegrenzung.
- 2-Kanal-Encoder-Signal mit bis zu 100 Impulsen/Umdrehung über programmierbares Tellerverhältnis der Istwertausgabe auf den beiden Istwertausgängen.
- Drehmoment-Monitor mit Istwert wahlweise als Analogspannung, Frequenz oder PWM-Signal.
- Galvanische Trennung der Ein- und Ausgänge.
- Steuereingänge A und B für Drehrichtung und Bremsen mit Leitungsbrucherkennung.
- Positionsregelung des Antriebs.
- RS-485-Schnittstelle als offene Kommunikations- bzw. Parametrierschnittstelle.
- Ausführungsvariante mit CANopen Bus-Schnittstelle (DSP 402).

## 1. Steuereingänge

A	B	
0	0	Endstufe freigeschaltet
0	1	Drehrichtung links
1	0	Drehrichtung rechts
1	1	Bremsen*

low (0) 0 ... 0,8 V  
high (1) 2,4 ... 30 V

\*Bremsbetrieb:  
Im Haltezustand kann die Position dauernd mit Nennmoment bzw. kurzzeitig ( $I^t$ -Funktion) mit Anlaufmoment gehalten werden.

## 2. Istwertausgang

### Ausführung:

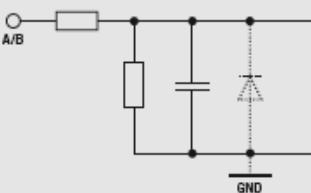
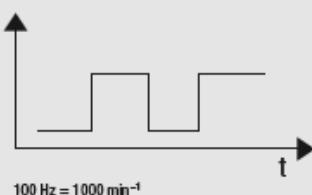
Open Collector

$U_{ex,max} = < 36 V$

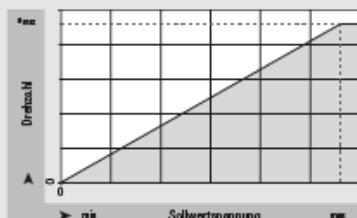
$U_{cesd} = 0,4 V$

$I_{MAX} = < 10 mA$

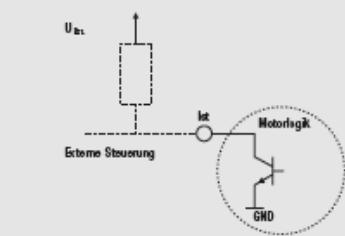
Ausgangssignal



## 3. Sollwerteingang



Drehzahlvorgabe zur Drehzahlregelung mittels Sollwertspannung (Schnittstelle 0 ... 10 V DC)



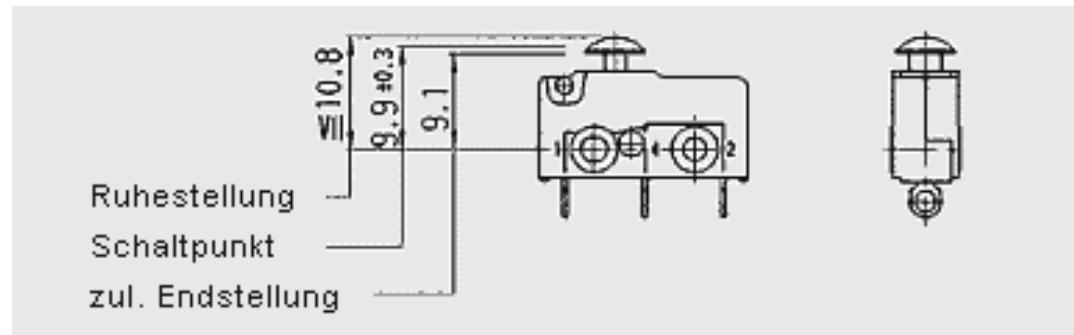
## BAUREIHE 1050

Ausführung mit pilzförmigem Betätiger

5 A 250 V~ 10E3

5 A 125 - 250 V AC 1/10 HP

Schaltleistung	5 A 250 V~ 10E3
Schaltleistung (UL) & (CSA)	5 A 125 - 250 V AC 1/10 HP
Schaltbetätigungs Kraft	$\leq 1,5 \text{ N}$



### Wechsler

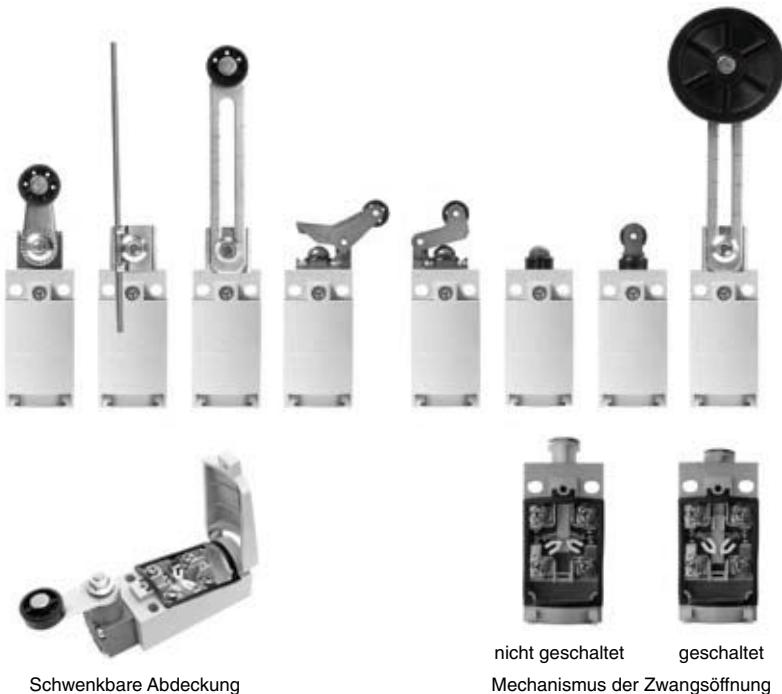
- 1050.1202
- 1050.0202
- 1050.2202

[Zeichnung als .pdf](#)



[Technische Daten](#)





## Besonderheiten

- Acht Betätigervarianten
- Zwangsöffnung bzw. Zwangstrennung der Kontakte bei Verschweißen
- Stabile Befestigung über zwei Bohrungen und zwei Arretierungsbohrungen möglich
- Betätiger in 90°-Schritten verstellbar
- Hohe Schutzart IP67
- Schnelle Verdrahtung durch Schraubklemmen
- Abdeckung schwenk- und abnehmbar
- Oberflächen-, Front- und Rückwandmontage möglich
- PG und PF-Anschluss-Varianten
- Hohe Lebensdauer durch hauchvergoldete Silberkontakte
- Zulassungen: CE, UL/CSA, TÜV

## Produkttypen

Betätigter	Artikelnummer	
	PF-Typ	PG-Typ
Einwegrolle	AZD1000	AZD1050
Stöbel	AZD1001	AZD1051
Rollenstöbel	AZD1002	AZD1052
Rollenhebel	AZD1004	AZD1054
Verstellbarer Rollenhebel	AZD1008	AZD1058
Verstellbarer Rollenhebel (Rolle d= 50mm)	AZD1003	AZD1053
Verstellbarer Stab	AZD1007	AZD1057
Rollenhebel mit vertikaler Betätigung	AZD1009	AZD1059

Hinweis: 1. PF-Typ (G1/2), PG-Typ (PG13,5)  
2. Die PG-Variante ist in Europa Standard.

## Adapter

Beschreibung	Artikelnummer
PF-Adapter	AZD1830

Hinweis: Adapter mit Gummidichtung. Geeignete Kabelquerschnitte 7,5 bis 11mm.

## Zulassungen

Institut	Geeignete Produkte	Artikelnummer
UL	Zulassungsnummer: E122222 Kontaktbelastung: 6A 380V AC Pilot duty A300 Artikel: Standardtypen	Alle Standardtypen
CSA	Zulassungsnummer: LR55880 Kontaktbelastung: 6A 380V AC Pilot duty A300 Artikel: Standardtypen	
TÜV	Zulassungsnummer: J9551205 Kontaktbelastung: AC-15 2A/250V~ Artikelnummer: alle Standardtypen	

## Technische Daten

### 1. Nennwerte

Nennspannung	Strom	Ohmsche Last ( $\cos\phi = 1$ )	Induktive Last ( $\cos\phi = 0,4$ )
AC	125V	6A	6A
	250V	6A	6A
	380V	6A	3A
DC	24V	5	2,5
	60V	1,5A	1,5A
	220V	0,3A	0,3A

Hinweis: Bei Gleichstrom (DC) ist die Zeit bei der ohmschen Last  $t=0\text{ms}$ , bei der induktiven Last  $t=100\text{ms}$  oder weniger.

### 2. Eigenschaften

Kontaktart	1a1b	
Kontaktwiderstand	Max. $25\text{m}\Omega$	
Kontaktmaterial	Silberlegierung	
Isolationswiderstand (bei 500V)	Min. $100\text{M}\Omega$	
Durchschlagspannung	1.000Vrms für 1min zwischen Klemmen ohne Durchgang 2.500Vrms für 1min zwischen stromführenden Teilen und Massen 2.500Vrms für 1min zwischen den einzelnen Klemmen und nicht stromführenden Teile	
Stoßfestigkeit	Funktional	Max. $294\text{m/s}^2$ {30G} (Hinweis 2)
	Destruktiv	Max. $980\text{m/s}^2$ {100G}
Vibrationsfestigkeit	10 bis 55Hz, 1,5mm Doppelamplitude	
Lebensdauer	Mechanisch	$10^7$ (bei 120 Schaltspielen/ Minute)
	Elektrisch	$1 \times 10^5$ (bei 20 Schaltspielen/ Minute, 6A 380V AC resistive Last)
Umgebungstemperatur / Luftfeuchtigkeit	-30 bis +80°C / Max. 95% R.H. (bei 40°C)	

Hinweis 1: Alle technischen Angaben beziehen sich auf die Standardvarianten.

Hinweis 2: Für die Typen AZD1003 und AZD1053 (d=50mm) gelten die Angaben bei einer Armlänge von 70mm oder weniger.

### 3. EN60947-5-1 Norm

	Nennwerte
Nennisolationsspannung ( $U_i$ )	250VAC (Hinweis 1)
Isolationsprüfspannung ( $U_{imp}$ )	2,5kV (Hinweis 1)
Schaltüberspannung	2,5kV
Konventioneller Strom von gekapselten Geräten ( $I_{the}$ )	6A
Kurzschlussstrom	100A
Kurzschluss-Schutzvorrichtung	10A Sicherung
Schutzart	IP67 (Hinweis 2)
Verschmutzungsgrad (Betriebsumgebung)	3

Hinweis 1: Alle technischen Angaben beziehen sich auf die Standardvarianten.

Hinweis 2: Die Modelle AZD1003 und AZD10053 besitzen die Schutzklasse IP65.

### 4. Betätigungsmerkmale

Eigenschaften Betätiger	Betätigungs Kraft O.F. (N) max.	Rückstellkraft R.F. (N) min.	Vorlaufweg (P.T.), max. mm	Umschaltweg (M.D.), max. mm	Nachlaufweg (O.T.), min. mm	Arbeitspunkt (O.P.), mm
Einwegrolle	6,37	1,47	2	1,2	4	$18 \pm 0,5$
Stöbel	6,37	1,47	2	1,2	4	$28 \pm 1$
Rollenhebel	4,90	0,49	20° bis 26°	14°	30°	-
Einwegrolle	3,92	0,78	4	1,6	5	-
Verstellbarer Rollenhebel	4,90	0,49	20° bis 26°	14°	30°	-
Verstellbarer Rollenhebel (Rolle d= 50mm)	4,17	0,42	20° bis 26°	14°	30°	-
Verstellbarer Stab	4,90	0,49	20° bis 26°	14°	30°	-
Rollenhebel mit vertikaler Betätigung	4,41	0,88	4	1,7	5	$27 \pm 0,8$

Hinweis: Für die Typen AZD1004, AZD1054, AZD1008 und AZD1058 gelten die Angaben bei einer Armlänge von 26mm. Für die Typen AZD1003 und AZD1053 gelten die Angaben bei einer Armlänge von 32mm. Für die Typen AZD1007 und AZD1057 gelten die Angaben bei einer Armlänge von 26mm.

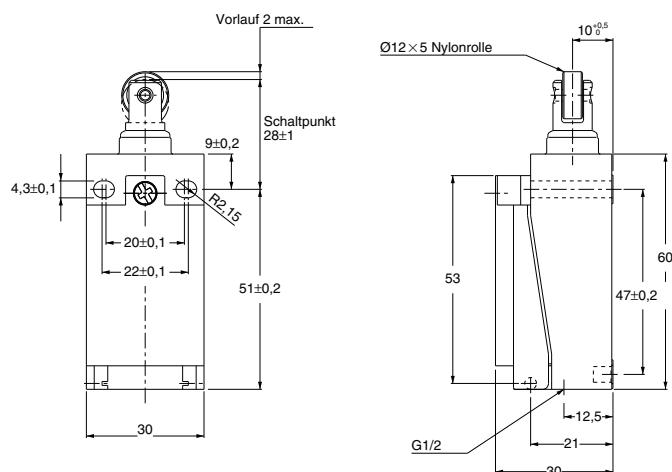
Die Schalter sind kompatibel mit DIN EN50047.

Alle Angaben in mm

## Rollenstößel



AZD1002  
AZD1052

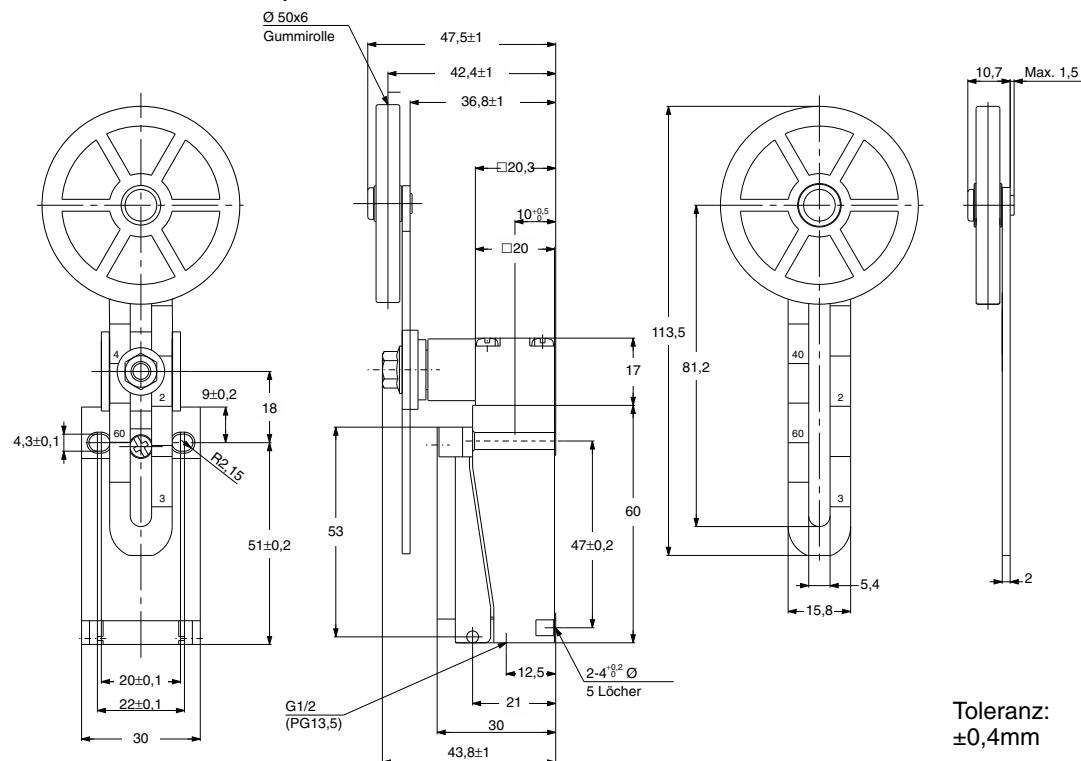


Toleranz:  
 $\pm 0,4\text{mm}$

## **Verstellbarer Rollenstößel (Rollendurchmesser=50mm)**



AZD1003  
AZD1053

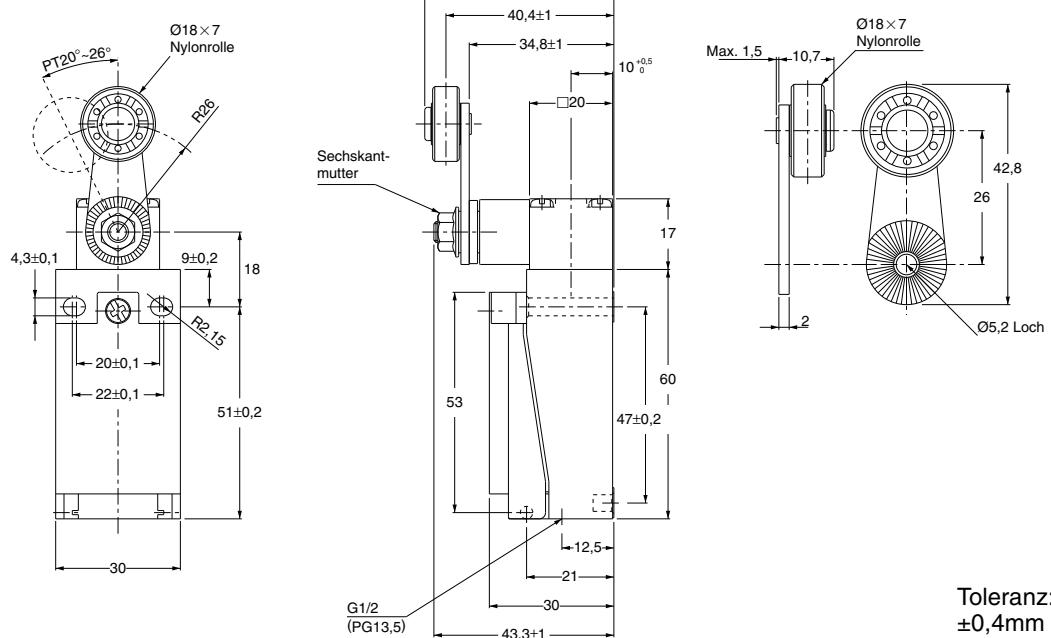


Toleranz:  
 $\pm 0,4\text{mm}$

## **Rollerhebel**



AZD1004  
AZD1054

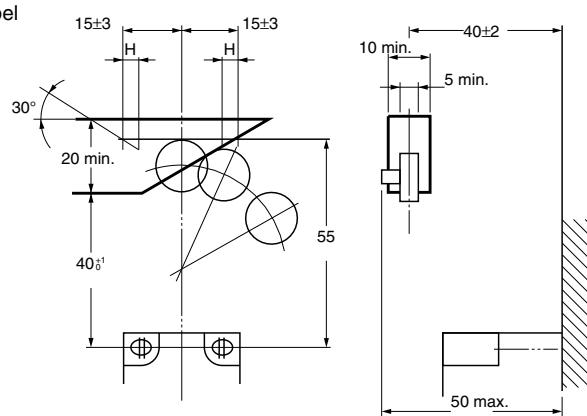


Toleranz:  
 $\pm 0,4\text{mm}$

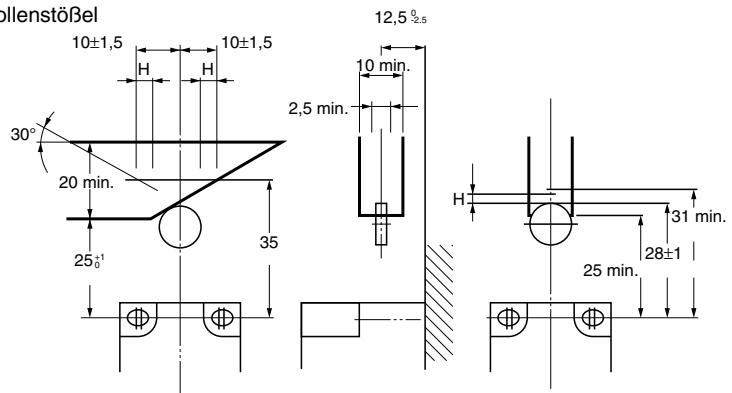
# Konstruktion des Mitnehmers

H: Hysterese

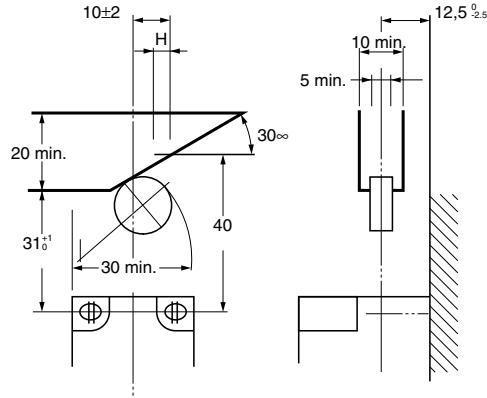
Rollenhebel



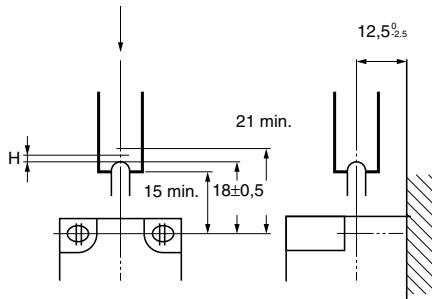
Rollenstöbel



Einwegrolle



Stöbel



# Präzisions - Drahtpotentiometer DP18 St

Einfachabgriff, Steckanschluss, Gleitlager

Das Potentiometer DP18 hat ein glasfaserverstärktes Kunststoffgehäuse von hoher Wärmebeständigkeit und Festigkeit. Es kann zusätzlich vergossen werden und erreicht dann die Schutzart IP 67.

Das Potentiometer kann mit einer rückseitig herausgeführten Welle und auch als Mehrfachausführung geliefert werden (stapelbar).

Die Auflösung von 0,15% bei 5 K-Ohm / 330° ist entsprechend des kleineren Gehäuse - Durchmessers geringer als bei unseren Typen DP113 oder DP120.

Zum Lieferumfang gehören 3 Stück Flachsteckhülsen DIN 46247.

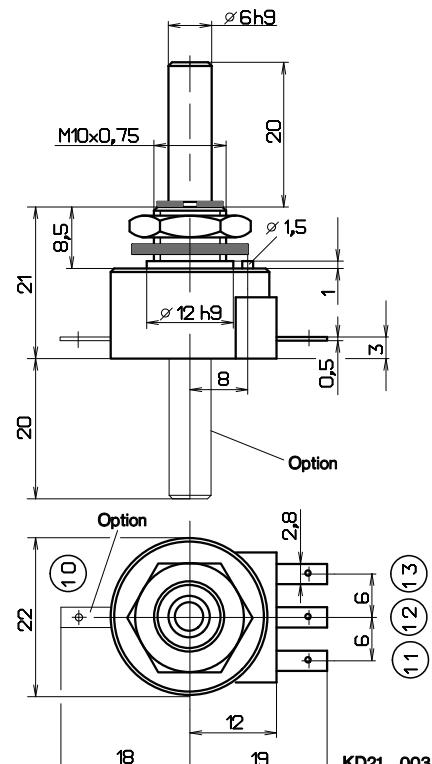


## Mechanische Daten

- 1.1 Gehäuse..... : Glasfaserverstärkter Kunststoff
- 1.2 Welle..... : Stahl rostfrei ø6<sup>h9</sup>
- 1.3 Lagerung..... : wartungsfreies Gleitlager
- 1.4 Widerstandselement..... : Präz. Draht
- 1.5 Schleiferabgriff..... : Edelmetall, einfache
- 1.6 Gehäuse-Schutzart..... : IP 60
- 1.7 Anschlussart..... : Flachstecker DIN 46342
- 1.8 Befestigungselement..... : Zentralbefestigung M10 x 0,75
- 1.9 Drehwinkel mechanisch..... : 330° +2°
- 1.10 Drehwinkel elektrisch..... : 330° -1° +2°
- 1.11 Verstellgeschwindigkeit..... : max. 60 U/min
- 1.12 Drehmoment..... : 0,6 bis 1,5 Ncm
- 1.13 Lebensdauer..... : 1 x 10<sup>6</sup> Schleiferweg (360°)
- 1.14 Anschlagfestigkeit..... : 50 Ncm
- 1.15 Zugkraft an den Flachsteckern... : 30 N

## Elektrische Daten

- 2.1 Widerstandswerte standard..... : 1, 2, 5, 10 K-Ohm
- 2.2 Widerstandswerte max..... : 20 K-Ohm
- 2.3 Widerstandstoleranz..... : ± 5%
- 2.4 Auflösung bei 5 K Ohm / 330° .... : 0,15%
- 2.5 Max. Anfangs- u. Endwiderstand. : 1 % (vom Gesamtwiderstand => 1K)
- 2.6 Linearitätstoleranz..... : ± 0,5%
- 2.7 Isolationswiderstand..... : 20 M-Ohm
- 2.8 Prüfspannung..... : 500 V, 50 Hz
- 2.9 Betriebsspannung ..... : max. 50 V
- 2.10 Gesamtbelastung..... : max. 1,5 Watt
- 2.11 Schleiferbelastbarkeit..... : 1 mA (max., Lebensdauer)
- 2.12 Temperaturbereich..... : -50°C bis +100°C
- 2.13 Temperaturkoeffizient..... : 20 ppm/°C



## Ausführungen

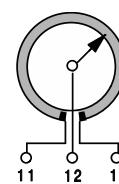
Kurzschlussstrecken  
Mittelanzapfungen  
Widerstandstoleranz: ±3%  
Widerstandstoleranz: ±1%  
Welle: Sonderlänge, rückseitig herausgeführt  
Schleifer durchdrehend  
Elektrischer Drehwinkel max. 355°  
Mechanischer Drehwinkel max. 360°  
Bis Schutzart IP67 wellenseitig  
Bis Schutzart IP67 \* komplett

## Zubehör

Schutzgehäuse  
Balgenkupplung  
Stiftkupplung  
Mikroschalter  
Skala 0 bis 100%

## Weitere Typen

Mehrfachausführung  
Printanschluss  
Nadellagerung  
Drehknopf  
Anschlusslizen



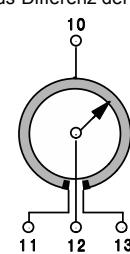
Anschlussplan

Punkt	Funktion
1 1	Widerstands- element 1
1 2	Schleifer 1
1 3	Widerstands- element 1

KAP\_039

## Symmetrie der Totzone:

Widerstands-Differenz der Hälften max.1% vom Gesamtwiderstand



Anschlussplan

Punkt	Funktion
1 1	Widerstands- element 1
1 2	Schleifer 1
1 3	Widerstands- element 1
1 0	Anzapfung

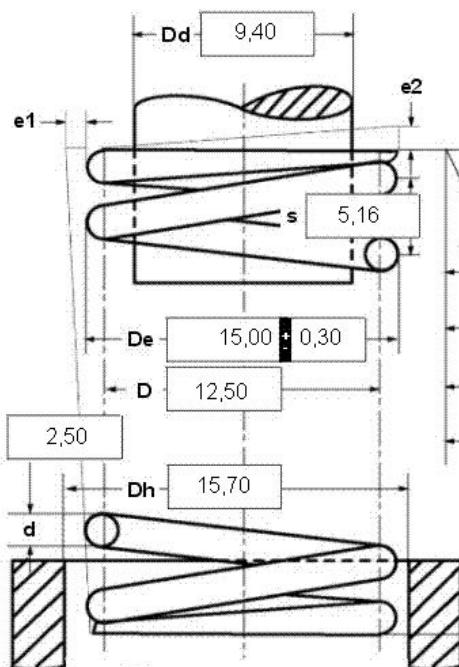
Bestell #	Ausführung
70751	Mittelanzapfung- Totzone + 1,5° / - 1,5°
70752	Mittelanzapfung-Totzone + 3° / - 3°
70753	Mittelanzapfung-Totzone + 6° / - 6°
70405	Welle beidseitig

# Datenblatt Druckfeder : D-288

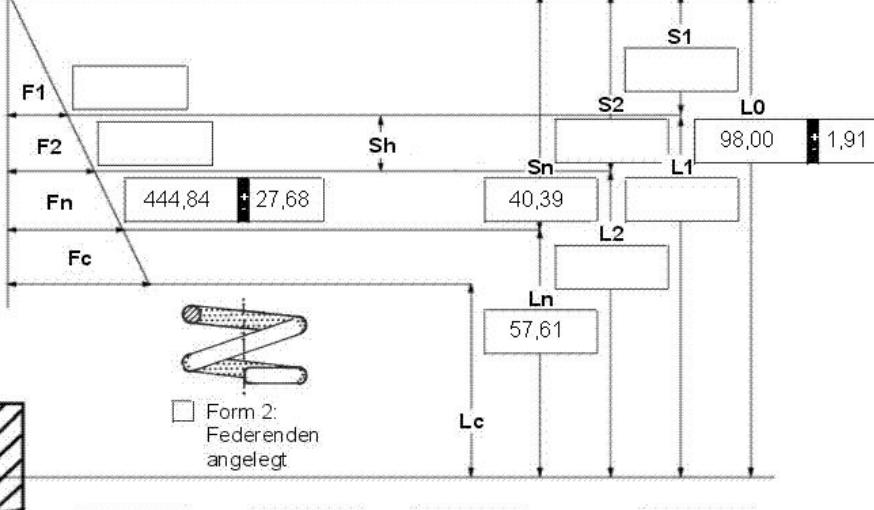
GUTEKUNST FEDERN S

11.2012

d mm	Drahtdurchmesser	Fn N	Höchstkraft der Feder	nt	St.	Anzahl der Gesamtwindungen
D mm	Mittlerer Windungsdurchmesser	Fc N	Theo. Federkraft bei Blocklänge	R	N/mm	Federrate
Dd mm	Dorn durchmesser	L0 mm	Ungespannte Länge der Feder	s	mm	Steigung der Federn
De mm	Äußerer Windungsdurchmesser	L1 mm	Länge der Feder vorgespannt	S1	mm	Strecke der Feder vorgespannt
Dh mm	Hülsendurchmesser	L2 mm	Länge der Feder gespannt	S2	mm	Strecke der Feder gespannt
e1 mm	Abweichung von Mantellinie	Lk mm	Knicklänge	Sh	mm	Arbeitsweg (Hub)
e2 mm	Abweichung von Parallelität	Ln mm	Kleinste Länge der Feder	Sn	mm	Großste Strecke der Feder
F1 N	Kraft der Feder vorgespannt	Lc mm	Blocklänge	Gewicht g	g	Gewicht der einzelnen Feder
F2 N	Kraft der Feder gespannt	n	Anzahl fedemden Windungen	Fndyn N	N	Dynamische Höchstkraft



Form 1:  
Federenden angelegt  
und geschliffen



n 18,50 nt \_\_\_\_\_ R 11,014 Gewicht 31,237

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

## 1 Windungsrichtung

links  rechts

## 2 Dynamische Beanspruchung \*

Fndyn	349,13
Fndtol	27,16
Lndyn	66,30
Shdyn	12,11

3 Arbeitsweg Sh mm

4 Lastspielzahl N

5 Lastspielfrequenz n /

6 Arbeitstemperatur °C

Bemerkungen

## 7 Führung und Lagerung DIN EN 13906-1

Dorn  Hülse

Knicklänge Lk bei Lagerungsbeiwert

v=0,5 / Bild 5 77,95 mm



## 8 Werkstoff

EN 10270-1-SH

## 9 Draht- oder Staboberfläche

gezogen  gewalzt  spanend bearbeitet

## 10 Federn entgratet

innen  außen

## 11 Oberflächenschutz

kugelgestrahlt

## 12 Toleranzen nach DIN EN 15800

Gütegrad	De,Di,D	L0	F1,F2	e1,e2	Drahtstärke d nach DIN 2076
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

## 13 Fertigungsausgleich durch

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge	L0	<input type="checkbox"/>
Eine Federkraft mit zugehöriger Länge und L0	n, d	<input checked="" type="checkbox"/>
Zwei Federkräfte mit zugehörigen Längen	L0, n, d	<input type="checkbox"/>
	L0, n, De, Di	<input type="checkbox"/>

## 14 Federn setzen

Alle Federn, die nach ihrer Baugröße zum Setzverhalten neigen, sind vorgesetzt.

## Staffelpreise

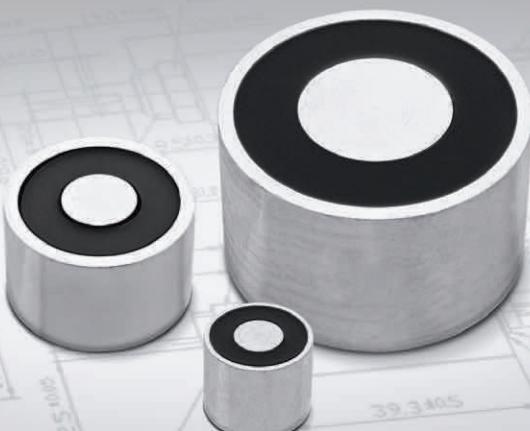
Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]
1	2,7900 €
2	2,7900 €
3	2,7900 €
5	2,7900 €
7	1,9300 €
17	1,0000 €
37	0,6700 €
75	0,5000 €
125	0,4044 €
175	0,3601 €
250	0,3157 €
350	0,2715 €
450	0,2326 €

Gutekunst + Co.KG Federnfabriken · Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen

Verkauf (+49) 07123 / 960-192 · Technische Beratung (+49) 07123 / 960-193 · Zentrale (+49) 07123 / 960-0  
Telefax (+49) 07123 / 960-195 · E-mail: verkauf@gutekunst-co.com

# HAFTMAGNET

## Elektromagnet

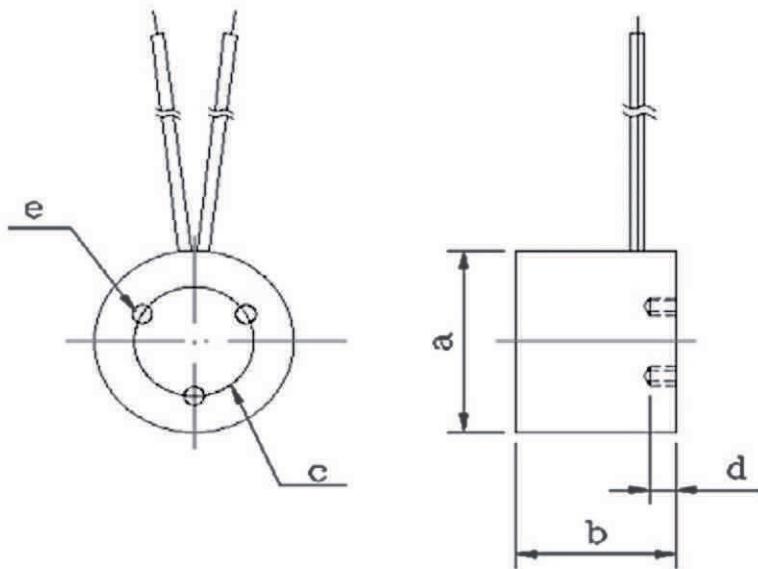


ITS-MS 3025

M

vollverkapselt  
robust  
kräftig

### Bauform



### Beschreibung

Gewicht: 130 g  
Nennleistung: 3,8 Watt  
Haltekraft: 100 N  
Anzugsplatte (Mindeststärke): 3,5 mm

### Dimension

a	b	c	d	e
30	25	22,8	5	M3

### Magnetausführungen

Spannungen:  
12 VDC (standard)  
24 VDC (standard)

### Sonderanfertigungen

Sie wollen diesen Standardmagneten abändern (z.B. Abmessungen, Kräfte usw...) dann senden Sie uns einfach dieses Formular: [Checkliste \(PDF, 390 kB\)](#)