

Optimierung dynamisch bewegter Tragwerke

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Jörg Eder
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Robert Schulz

IFT - Institut für Fördertechnik und Logistik
der Universität Stuttgart

Ein Ersatzmodell bildet die grundlegenden Merkmale und Zusammenhänge eines dynamisch bewegten Tragwerkes, insbesondere eines Regalbediengerätes, ab. Es werden analytische Berechnungen, Untersuchungen am Einmassenschwinger sowie in Formeln abgebildete Ergebnisse eines validierten transienten FEM-Simulationsmodells herangezogen. Die Beiwerte für die quasistatische Auslegung beinhalten das Zusammenspiel aus dem Tragwerk und den Anregungen aus dem Betrieb und der Pufferfahrt. Aufbauend auf diesem Ersatzmodell erfolgt eine Optimierung des Mastes mit dem GRG Solver, welcher exemplarisch den leichtesten oder den schnellsten RBG-Mast ermittelt.

[Leichtbau, Schwingung, Optimierung, quasistatische Auslegung, Ersatzmodell]

1 EINLEITUNG

Regalbediengeräte müssen eine Vielzahl von Anforderungen erfüllen, die sich jedoch teilweise widersprechen. Der Konstrukteur hat die Aufgabe, diesen Zielkonflikt möglichst optimal aufzulösen. Dazu wird ein Ersatzmodell vorgestellt, welches wesentliche Zusammenhänge für die Konzeptionierung des bedeutenden Mastes im Tabellenkalkulationsprogramm Excel abbildet. Eine darauf aufbauende Optimierung ermöglicht die bestmögliche Auslegung für konkurrierende Ziele.

2 ZIELKONFLIKT EINES REGALBEDIENGERÄTES

Der Zielkonflikt nach [1] wird in Abbildung 1 für ein Regalbediengerät dargestellt. Eine hohe Umschlagsleistung bedingt starke Antriebe und ein belastbares Tragwerk, das dauerhaft hohen Beschleunigungen standhält. Dieser Aufwand verursacht hohe Investitionskosten. Leichtbau hingegen reduziert die Kosten für das Tragwerk und für das Antriebssystem.

Störende Ausschwingzeiten, die ein leichter Mast mit geringer Steifigkeit begünstigt, können durch einen großvolumigen Mast reduziert werden. Der größere Bauraum des Mastes wirkt sich allerdings negativ auf den Raumnutzungsgrad aus. Auch ein langer Puffer am Gassenende, mit der damit vorteilhaft reduzierten Beschleunigung bei einer Pufferfahrt, verschlechtert den Raumnutzungsgrad. Der

Raum für den Puffer und den Mast kann nicht zur Lagerung von Gütern genutzt werden. Neben der steiferen Bauweise des Mastes können Schwingungen durch eine geeignete Verschleißzeit reduziert werden, welche allerdings eine Verlängerung der Bewegungszeit und damit eine Verschlechterung des Durchsatzes verursacht.

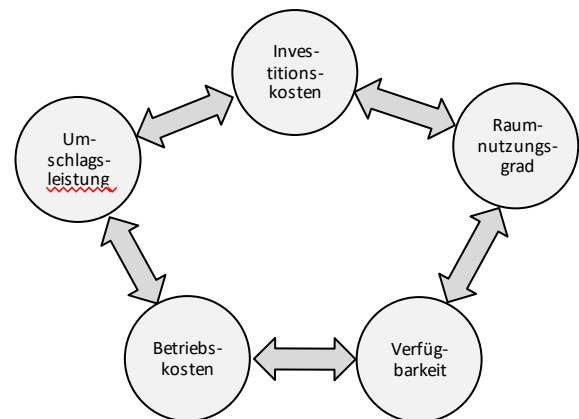


Abbildung 1. Zielkonflikt eines Regalbediengerätes [1]

Ein besonders leichter Mast ist vorteilhaft für die Betriebskosten und die Verfügbarkeit. Die Betriebskosten sinken einerseits durch die geringere bewegte Masse und Stromaufnahme, andererseits durch entlastete und länger verwendbare Verschleißteile wie Rad und Schiene. Eine längere Nutzbarkeit der Verschleißteile reduziert zudem die Anzahl der Wartungen und begünstigt das komplementäre Ziel der Verfügbarkeit.

Mit dem Einsatz einer sicheren Steuerung und eines redundanten Bremssystems, kann der Sonderlastfall der Pufferfahrt entschärft und zugleich der Pufferweg als Stellplatz genutzt werden. Allerdings erhöht sich damit der Aufwand für die Steuerung.

3 ERSATZMODELL EINES RBG-MASTES

Die wichtigsten Entscheidungen im Entwicklungsprozess neuer Produkte werden in der Konzeptphase getroffen. Für die objektive Bewertung unterschiedlicher Konzepte eines RBG-Tragwerkes und insbesondere des Mastes, ist eine einfache Bewertung in der frühen Entwicklungsphase entscheidend. Üblicherweise werden dabei Schwingungen, falls überhaupt eine genauere Betrachtung erfolgt, erst in

der späteren Entwurfsphase mittels aufwändiger Simulationen untersucht. Damit erfolgt die Untersuchung erst zu einem Zeitpunkt, bei dem das bedeutende Konzept schon festgelegt wurde. Mit dem vorteilhaften „Front-Loading“ [2] soll dieses Dilemma überwunden werden. Das folgende Ersatzmodell veranschaulicht auf einfache Weise viele Zusammenhänge früh im Entwicklungsprozess.

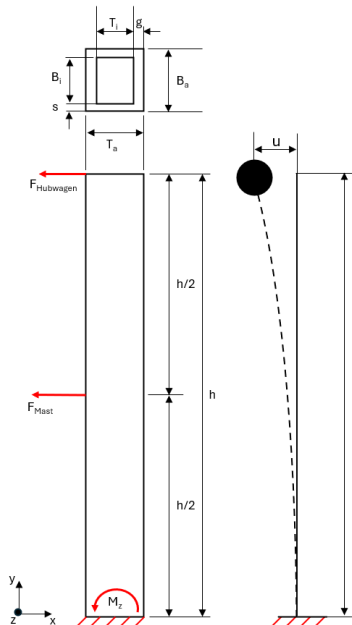


Abbildung 2. Ersatzmodell eines RBGs; Kastenprofil (links) und Einmassenschwinger (rechts)

Die Abbildung 2 zeigt das einfache Kastenprofil des RBG-Mastes sowie den Einmassenschwinger für das Ersatzmodell. Angenommen wird dabei der klassische Antrieb am Fahrschemel ohne weiteren Antrieb an der Mastspitze. Der Hubwagen und dessen Trägheitskraft wird dabei konservativ in der kritischen obersten Position angenommen. Die Führungsschiene für den Hubwagen, die auch statische Kräfte aufnehmen kann, wird bei der Auslegung des Kastenprofils nicht berücksichtigt. Ebenso wird die Flexibilität des Fahrwerks, die geringe Spannung aus dem Eigengewicht und die Belastung durch Anbauteile vernachlässigt.

Bevor die Optimierung im Detail erläutert wird, veranschaulicht die Abbildung 3 die wesentlichen Zusammenhänge des Ersatzmodells. Im Zentrum steht die optimale Dimensionierung des Kastenprofils mit dessen vier wesentlichen Entwurfsvariablen, der Mastmaße $\mathbf{T}$ und $\mathbf{B}$ sowie der Blechstärken im Gurt $\mathbf{g}$ und im Steg $\mathbf{s}$. Die beiden weiteren Entwurfsvariablen sind die Beschleunigung $\mathbf{a}_{Betrieb}$ und die Geschwindigkeit $\mathbf{v}$. Diese beeinflussen die Bewegungszeit für eine definierte Strecke. Darüber hinaus sind sie bedeutend für die beiden wesentlichen Lastfälle der Betriebsfahrt und der Pufferfahrt.

Entscheidend für die Pufferfahrt sind die folgenden Parameter. Die Beschleunigung a_{Puffer} hängt von der Aufprallgeschwindigkeit v und dem Pufferhub p ab. Die Höhe des Beiwerts S_p wird beeinflusst von der Länge der Beschleunigungszeit t_a im Verhältnis zur Periodendauer T [3, 4].

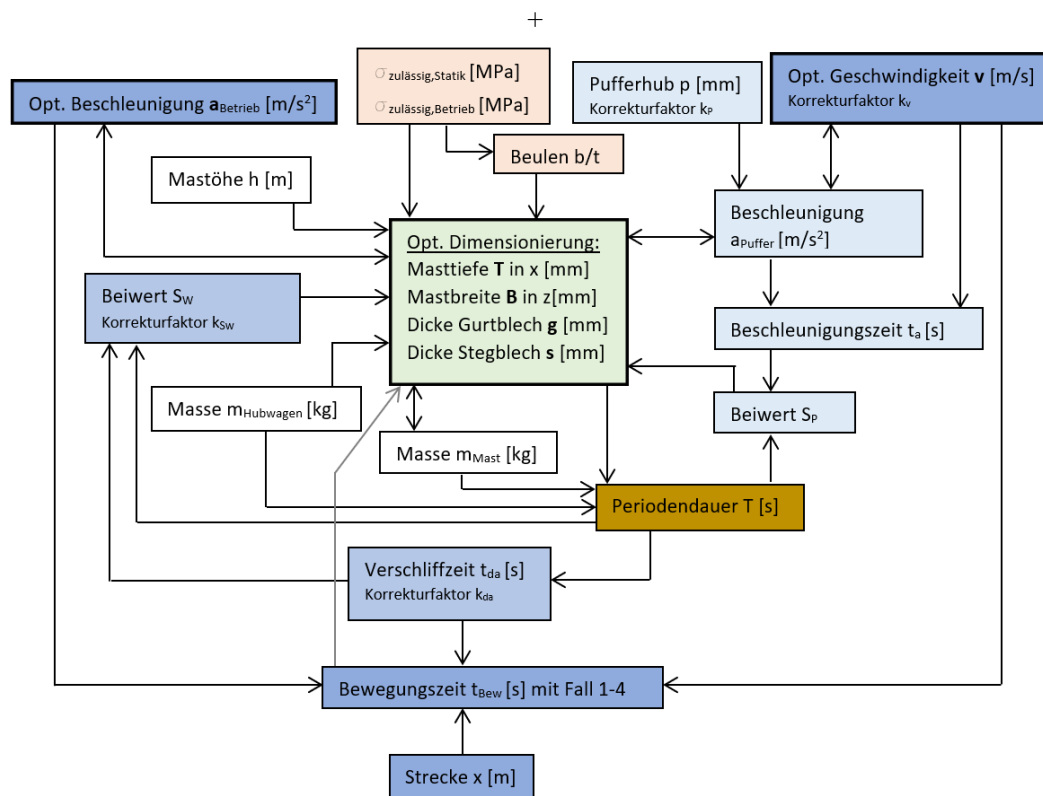


Abbildung 3. Zusammenhänge im Ersatzmodell

Für die dauerfeste Auslegung bei der Betriebsfahrt ist der Beiwert S_W und die Beschleunigung a_{Betrieb} maßgebend. Der Beiwert S_W hängt neben der Periodendauer T von der vorgegebenen Verschleißzeit t_{da} bzw. der Ruckbegrenzung ab [3,4]. Die Verschleißzeit beeinflusst ebenso die Bewegungszeit t_{bew} und welcher Bewegungsfall erreicht wird. Die Fälle 1 bis 4 geben an, inwiefern die maximal mögliche Geschwindigkeit und Beschleunigung bei einer vorgegebenen Strecke erreicht wird. Der Fall 1 und 4 steht für das Erreichen der maximalen Geschwindigkeit, wobei nur im erstrebenswerten Fall 1 auch die maximale Beschleunigung erreicht wird. Der Fall 2 und 3 steht für die Nichterreichung der maximalen Geschwindigkeit, wobei im Fall 2 zumindest die maximale Beschleunigung erreicht wird. Der Bewegungsfall kann eine Nebenbedingung für die Optimierung darstellen.

Eine wichtige Restriktion beim Leichtbau ist das Einhalten der zulässigen Spannungen inklusive eines Sicherheitsfaktors. Als Material wird exemplarisch Baustahl S355 mit einer Sicherheit von 1,35 für statische und wechselnde Belastungen angenommen, wobei Fügetechniken vernachlässigt werden.

Das Beulen großvolumiger dünner Bleche wird über das etablierte Verhältnis b/t bestimmt.

Auffällig ist in der Abbildung 3 die zentrale Bedeutung der Periodendauer T . Durch die Veränderung der Mastdimensionierung ändert sich diese. Das beeinflusst beide Beiwerte S_P und S_W und damit beide Lastfälle, die wesentlich für die Mastdimensionierung sind. Zudem beeinflusst die Periodendauer T die Bewegungszeit und den erreichten Bewegungsfall der ruckbegrenzten Bewegung.

Die Umsetzung der eben diskutierten Zusammenhänge im Tabellenkalkulationsprogramm Excel zeigt die Tabelle 1. Zur Veranschaulichung wird exemplarisch das Optimierungsergebnis für ein 30 m hohes Paletten-RBG dargestellt. Die zwei wichtigen Lastfälle des Betriebs und der Pufferfahrt werden ab Zeile 15 in zwei getrennten Spalten abgebildet. Die vom Benutzer einzugebenden Restriktionen und Nebenbedingungen sind gelb hinterlegt. Die Entwurfsvariablen sind rot eingrahmt. Auffällig ist, dass die sonst häufig diskutierten Parameter der Beschleunigung und Geschwindigkeit nicht vorgegeben werden.

Tabelle 1. Ersatzmodell für einen 30 m hohen Paletten-RBG-Mast und Minimierung der Masse mit dem GRG Solver

	RBG-Mast aus Stahl		Daten	Einheit	Restriktion		Daten	Einheit	Restriktion		Anmerkung
					min	max			min	max	
1	Bewegungszeit t_{bew}		17.42	s							Information / Ziel, <u>nicht glatte</u> Funktion
2	Bewegungsfall (Fall)		3								Information / Nebenbedingung
3	Strecke x		15000.00	mm							Nebenbedingung
4	Mast-/Gassenhöhe h		30000.00	mm							Nebenbedingung
5	Mastgurtstärke g		6.60	mm	1.00	25.0					Entwurfsvariable
6	Maststegdicke s		2.35	mm	1.00	25.0					Entwurfsvariable
7	Masttiefe in x (innen) T_i		298.5	mm							Hilfsgröße, lineare Funktion
8	Masttiefe in x (außen) T_a		311.7	mm	200.00	2000.0					Entwurfsvariable
9	Mastbreite in z (innen) B_i		238.2	mm							Hilfsgröße, lineare Funktion
10	Mastbreite in z (außen) B_a		242.9	mm	200.00	500.0					Entwurfsvariable
11	Grundfläche A		4608	mm ²							Hilfsgröße, lineare Funktion
12	Dichte ρ		0.00000785	kg/mm ³							Hilfsgröße
13	Masse m_{Mast}		1085.1	kg							Ziel / Information, lineare Funktion
14	$m_{\text{Mast}}/\text{Meter}$		36.2	kg/m							Information, lineare Funktion
15	m_{Hubwagen} (Hubwagen oben)		2975	kg							Nebenbedingung
	Lastfall		Pufferfahrt/Not-Halt				Betrieb				
16	Kraft F_{Mast}		1475	N			956	N			Hilfsgröße, lineare Funktion
17	Kraft F_{Hubwagen}		4044	N			2620	N			Hilfsgröße, lineare Funktion
18	a mit S_p	a mit S_w	1.4	m/s ²			0.9	m/s ²	0.50	10.00	Hilfsgröße, lineare Funktion
19	Beschleunigung a_{Puffer}	Beschleunigung a_{Betrieb}	2.2	m/s ²			0.80	m/s ²			Hilfsgröße / Entwurfsvariable
20	Beiwert S_p	Beiwert S_w	0.62				1.10				Hilfsgröße, <u>nicht glatte</u> Funktion
21	$t_{s, \text{Puffer}}/T$	$t_{da, \text{Betrieb}}/T$	0.11				1.00				Hilfsgröße, lineare Funktion
22	$t_{s, \text{Puffer}}$	$t_{da, \text{Betrieb}}$	0.92	s			8.01	s			Hilfsgröße, lineare Funktion
23	Geschwindigkeit v		2.00	m/s	2.00	20.0					Entwurfsvariable
24	v-Reduktion durch Steuerung k_v		70	%							Nebenbedingung
25	Pufferhub p		500	mm							Nebenbedingung
26	E-Modul		210000	N/mm ²							Nebenbedingung
27	Flächenträgheitsmoment I_x		85006365	mm ⁴							Hilfsgröße, <u>nicht lineare</u> Funktion
28	Widerstandsmoment W_z		545464	mm ³							Hilfsgröße, <u>nicht lineare</u> Funktion
29	Moment am Mastfuß M_z		143436909	Nmm			92930957	Nmm			Hilfsgröße, lineare Funktion
30	Normalspannung σ_{Puffer}	Normalspannung σ_{Betrieb}	263.0	N/mm ²	0.00	263.0	170.4	N/mm ²	0.00	170.4	Nebenbedingung, lineare Funktion
31	σ_{Puffer} Auslastung	σ_{Betrieb} Auslastung	100.0	%			100.0	%			Information
32	Steg b/t		127.1		0.00	127.1					Nebenbedingung, lineare Funktion
33	Steg b/t Auslastung		100.0	%							Information
34	Gurt b/t		36.1		0.00	36.1					Nebenbedingung, lineare Funktion
35	Gurt b/t Auslastung		100.0	%							Information
36	Verschiebung u_{Puffer}	Verschiebung u_{Betrieb}	2317.6	mm			1501.5	mm			Information, <u>nicht lineare</u> Funktion
37	Verdrehung φ_{Puffer}	Verdrehung φ_{Betrieb}	0.11	rad			0.07	rad			Information, <u>nicht lineare</u> Funktion
38	Eigenfrequenz f (Hubwagen oben)		0.12	Hz							Hilfsgröße, <u>nicht lineare</u> Funktion
39	Periodendauer T		8.01	s							Hilfsgröße, lineare Funktion
40	Korrektur Spannung k_{sp}	Korrektur Spannung k_{sw}	1.00				1.10				Nebenbedingung
41	Korrektur Puffer k_p	Korrektur Verschleiß k_{da}	0.90				1.10				Nebenbedingung

+

Berechnet wird in Zeile 1 der Tabelle 1 die Bewegungszeit für die vorgegebene Strecke von Zeile 3. Dabei wird eine ruckbegrenzte Bewegung angenommen. Die Bewegungszeit ist eine bedeutende Größe für die Umschlagsleistung. Zusätzlich erfolgt in Zeile 2 die Angabe des Falles 1-4. Die Formeln zur Berechnung der Bewegungszeit werden der Dissertation von Schulz entnommen [5].

Die Bestimmung der vier Fälle ist in der Konzeptphase entscheidend, um die Periodendauer T des Tragwerkes und die Dynamikwerte aufeinander abzustimmen. Es wäre möglich ein RBG zu konzipieren, das nie ruckbegrenzt und schwingungsfrei die volle Beschleunigung erreichen kann, aber dennoch mechanisch darauf ausgelegt wird. Nach dem Beispiel der Tabelle 1, wird mit dem Fall 3 weder die maximale Beschleunigung noch die maximale Geschwindigkeit für die Strecke von 15 m erreicht. Die maximale Geschwindigkeit würde erst bei einer Fahrstrecke von 23 m erreicht. Die maximale Beschleunigung könnte dieser sehr leichte Mast nie erreichen, da die Eigenfrequenz zu gering für die ruckbegrenzte Vorsteuerung ist. Die damit einhergehende lange Verschleißzeit ist so zeitintensiv, dass noch innerhalb der sanft an- und absteigenden Beschleunigung die maximale Geschwindigkeit erreicht wird.

Bezüglich der Raumnutzung ist der notwendige Bauraum des Mastes entscheidend. Eine wesentliche Verbesserung der Steifigkeit und der Eigenfrequenz wird durch ein größeres Mastvolumen erreicht. Die Masttiefe außen in Gasenlängsrichtung x (Zeile 8), abzüglich der zweifachen Mastgurtstärke, ergibt die Masttiefe innen (Zeile 7). Entsprechend wird bei der Mastbreite in z vorgegangen (Zeile 9 und 10). Damit lässt sich die Grundfläche A des Kastenprofils in Zeile 11 berechnen. Durch Multiplikation der Grundfläche und der Masthöhe h sowie der Dichte für Baustahl, ergibt sich die Masse m_{Mast} in Zeile 13. In Zeile 14 wird für eine bessere Interpretation des Ergebnisses die spezifische Masse je Mastmeter in kg/m angegeben. Die Masse ist ein entscheidender Parameter für die Betriebs- bzw. Stromkosten und für die Investitionskosten.

Das quasistatische Moment am Mastfuß für den Betrieb wird in Zeile 29 berechnet. Die Masse des Mastes und des Hubwagens wird dazu mit dem Schwingbeiwert S_W und den entsprechenden Hebelarmen nach Formel 1 multipliziert (siehe Abbildung 2).

$$M_z = m_{Mast} a_{Betrieb} S_W \frac{h}{2} + m_{Hubwagen} a_{Betrieb} S_W h \quad (1)$$

Der Schwingbeiwert S_W in Zeile 20 liegt zwischen 1 und 2, je nachdem wie die Verschleißzeit t_{da} auf die angeregte Eigenform und der dazugehörigen Eigenperiodendauer T abgestimmt ist. Die Formel 2 stellt die Zusammenhänge mit dem Verhältnis τ_{da} dar. [3]

$$S_W = 1 + \left| \frac{1}{\pi \cdot \tau_{da}} \sin(\pi \cdot \tau_{da}) \right| \quad (2)$$

mit $\tau_{da} = \frac{t_{da}}{T}$

Der Schwingbeiwert S_W wird mit dem Faktor $k_{sw} = 1,1$ korrigiert. Im Ersatzmodell wird die Länge der Verschleißzeit t_{da} entsprechend der Periodendauer festgelegt, allerdings mit einer Vervielfachung um den geschätzten Korrekturfaktor $k_{da} = 1,1$. Die Korrektur in den Zeilen 40 und 41 erfolgt, da Messungen eine Abweichung zwischen der Soll- und Ist-Beschleunigung gezeigt haben, die zu einer verlängerten Verschleißzeit bei erhöhten Schwingungen führen. [4] Die Korrektur hängt von vielen Faktoren ab und sollte durch individuelle Messungen konkretisiert werden.

Möglich wäre es alternativ die Länge der Verschleißzeit t_{da} nicht festzulegen, sondern als Entwurfsvariable zu definieren. Damit könnten höhere Schwingungen für den Vorteil einer kürzeren Verschleißzeit und damit Bewegungszeit erreicht werden. Da dies zusätzlich zu unerwünschten Ausschwingzeiten führt, wird diese Option nicht zugelassen.

Für die Spalte der Pufferfahrt wird der Beiwert S_p mit der Formel 3 bestimmt. Diese Formel basiert auf 20 transienten FEM-Simulationen unterschiedlicher Pufferfahrten mit MSC Nastran an einem validierten FEM-Modell. Festgestellt wird dabei ein Grenzwert von $\tau_a = 0,5$, ab dem die Anregung so kurz wird, dass sie sich nicht voll ausprägen kann. Die Formel 3 ist eine vereinfachte Näherung für die Simulationsergebnisse. Der Maximalwert wird durch die Dämpfung begrenzt und ergibt bei den transienten FEM-Simulation maximal 1,74. Die Dauer des Bremsvorgangs während der Pufferfahrt entspricht t_a [s]. [4]

$$S_p = 1,74 \quad \text{für} \quad \tau_a = \frac{t_a}{T} > 0,41$$

$$S_p = 0,2 + 3,7\tau_a \quad \text{für} \quad \tau_a = \frac{t_a}{T} \leq 0,41 \quad (3)$$

Das quasistatische Moment der Pufferfahrt ergibt sich ebenso nach der Formel 1, allerdings mit dem Beiwert S_p anstatt von S_W und der vorliegenden Beschleunigung a_{Puffer} . Da der Beiwert S_p von der Eigenperiodendauer T abhängt, kann bei der späteren Optimierung berücksichtigt werden, dass durch ein kleines Verhältnis von $\frac{t_a}{T}$ der Beiwert sehr klein wird und ggf. weiteres Leichtbaupotenzial ausgeschöpft werden kann. Damit ist für den Beiwert S_p eine lange Periodendauer vorteilhaft, jedoch erfordert eine kurze Bewegungszeit eine kurze Periodendauer.

In der Zeile 25 wird der beanspruchte Bauraum für den Pufferhub p vorgegeben. Nach der DIN 15350 [6] muss die kinetische Energie E_{kin} der Pufferarbeit W_{Puf} entsprechen, siehe Formel 4. Laut der C-Norm EN 528 ist es möglich durch eine sichere Steuerung mit Performance Level d die Pufferauslegung auf bis zu 70% der maximalen Geschwindigkeit zu reduzieren. Mit dem Einsatz eines weiteren unabhängigen Bremssystems wäre auch das Unterschreiten der 70% zulässig [7]. Die Reduktion der maximalen Aufprallgeschwindigkeit wird mit dem Faktor k_v in Zeile 24 erfasst und mit 70% bzw. 0,7 angenommen.

Auf der anderen Gleichungsseite wird der Faktor k_p eingeführt, der die Abweichung des realen Puffers von der idealen rechteckigen Verlaufsform berücksichtigt. Der geringfügig ruckbegrenzte Verlauf des realen Puffers führt zu einer reduzierten Beschleunigung und damit zu einer geringeren Pufferarbeit im Vergleich zum idealen rechteckigen Verlauf. Der Faktor k_p gleicht dies in der Formel 4 aus und wird mit 0,9 angenommen.

Der Pufferhub p wird mit 500 mm festgelegt. Mit der Formel 5 kann die Beschleunigung bei der Pufferfahrt in Zeile 19 und mit Formel 6 die Bremszeit $t_{a,Puffer}$ bestimmt werden. Dieser Zusammenhang gilt prinzipiell auch für einen Not-Halt mit plötzlich einfallenden Scheibenbremsen.

$$\frac{1}{2}m(k_p v)^2 = m a p k_p \quad (4)$$

$$a_{Puffer} = \frac{(k_p v)^2}{2 p k_p} \quad (5)$$

$$t_{a,Puffer} = \frac{v}{a_{Puffer}} \quad (6)$$

Die Periodendauer T wird in Zeile 39 der Tabelle 1 als Kehrwert der Eigenfrequenz der Zeile zuvor bestimmt. Die Formel der Eigenfrequenz f basiert auf dem Einmassenschwinger nach Abbildung 2. Die relevanten Größen sind die Eigenmasse m_{Mast} des einseitig eingespannten Mastes und die Masse des Hubwagens $m_{Hubwagen}$. Mit dem Flächenträgheitsmoment I_z kann die Federzahl c und damit die Eigenfrequenz ω in Formel 8 bestimmt werden [3].

$$c = \frac{3 E I}{h^3} \quad (7)$$

$$\omega^2 = \frac{c}{m_{Hubwagen} + 0,23 m_{Mast}} \quad (8)$$

In der Untersuchung wird die Frequenz f in Hz beschrieben, daher erfolgt die folgende Anpassung.

$$f = \frac{\sqrt{\frac{3 E I_z}{h^3 (m_{Hubwagen} + 0,23 m_{Mast})}}}{2 \pi} \quad (9)$$

Die Parameter der Verformung und der Verdrehung in der Zeile 36 und 37 dienen nur der Information und gehen nicht in die Berechnung ein. Diese werden mit den klassischen Formeln der technischen Mechanik berechnet und geben einen Hinweis auf die Amplitude der Schwingungen. Die Normalspannung in Mastlängsrichtung im Mastgurt in Zeile 30 wird ebenfalls durch klassische Formeln der technischen Mechanik abgebildet. Für S355 wird mit der Sicherheit von 1,35 eine statische Spannung von 263 MPa und eine Wechsellastspannung von 170,4 MPa zugelassen und als Restriktion hinterlegt.

$$\sigma_y = \frac{M_z}{W_z} = \frac{6 M_z T_a}{B_a T_a^3 - B_i T_i^3} \quad (10)$$

Das mögliche Beulen dünnwandiger Bleche wird nach der mittlerweile zurückgezogenen DIN 18800 ausgelegt. Die bis heute gültige DIN 15350 für Regalbediengeräte verweist weiterhin auf diese Norm zur Bemessung von Stahltragwerken. Es wird jeweils das Verhältnis b/t und das Grenzverhältnis für den Steg (Zeile 32) und für den Gurt des Mastes (Zeile 34) nach der Tabelle 12 der DIN 18800 gebildet. Diese Grenzwerte beziehen sich auf beidseitig gelagerte, voll mittragende Plattenstreifen unter Druckspannungen beim Tragsicherheitsnachweis nach dem Verfahren Elastisch-Elastisch. [8] Für den angenommenen Baustahl S355 ergibt sich inklusive der Sicherheit 1,35 eine zulässige Spannung von 263 MPa:

$$\frac{b}{t} \leq \text{grenz} \frac{b}{t} \quad (11)$$

$$\text{Steg: } \text{grenz} \frac{b}{t} = \frac{T_i}{s} \leq 133 \sqrt{240/263} \quad (12)$$

$$\text{Gurt: } \text{grenz} \frac{b}{t} = \frac{B_i}{g} \leq 37,8 \sqrt{240/263} \quad (13)$$

Das hiermit erstellte Ersatzmodell kann manuell bedient werden. Darüber hinaus ist eine Optimierung möglich.

4 OPTIMIERUNG EINES RBG-MASTES

Bei der Entwicklung neuer Konzepte stellt sich die Frage, welches das optimale Tragwerk ist. Dabei sind die minimale Masse und die minimale Bewegungszeit besonders interessant. Zur Optimierung nach den Grundlagen von [9] wird ein Solver eingesetzt, der durch die Variation der Entwurfsvariablen (rot eingrahmt in Tabelle 1 und 3)

- Mastgurtstärke g [mm]
- Maststegstärke s [mm]
- Masttiefe T in x [mm]
- Mastbreite B in z [mm]
- Fahrgeschwindigkeit v [m/s]
- Fahrbeschleunigung $a_{Betrieb}$ [m/s²]

im Rahmen der Restriktionen die bestmöglichen Lösungen im Ersatzmodell generiert. Die Restriktionen für das Paletten-RBG und alle Parameter sind in der Tabelle 1 dargestellt.

Grundsätzlich besteht bei jeder Optimierung die Gefahr nur ein lokales Optimum zu finden. Aus diesem Grund werden unterschiedlichste Solver getestet. Die Tabelle 2 gibt eine Übersicht der untersuchten Solver [10] für die Optimierung eines 30 m hohen Paletten-RBG-Mastes nach Tabelle 1 mit der zusätzlichen Angabe der Berechnungszeit mit einem handelsüblichen Laptop.

Als guter und einfach bedienbarer Ansatz zeigt sich der in Excel direkt integrierte GRG Solver mit Multi-Start-Option (Zeile 7 in Tabelle 2). Dieser wird nachfolgend einge-

setzt. Entscheidend ist es eine ausreichend hohe Mindestzahl der Multi-Starts von >10.000 festzulegen. Damit konnte das gleiche Ergebnis wie mit den übrigen Ansätzen gefunden werden.

*Tabelle 2. Vergleich unterschiedlicher Solver
(Angabe der Berechnungszeit s in Klammern)*

	Paletten RBG; Minimierung der Bewegungszeit t_{Bew}	Paletten RBG; Minimierung der Masse m_{Mast}
1 Large-Scale SQP [10]	3,83 s (19.276 s)	1084,6 kg (176 s)
2 OptQuest [10]	3,85 s (10.805 s)	1089,4 kg (4.180 s)
3 Artelys Knitro [10]	4,64 s (100 s)	1085,0 kg (1 s)
4 Large-Scale GRG [10]	3,85 s (307 s)	1085,1 kg (23.916 s)
5 Standard GRG [10]	3,85 s (7 s)	1085,0 kg (5 s)
6 Standard Evolutionary [10]	3,85 s (492 s)	1088,3 kg (201 s)
7 GRG (Excel, Version 2607)	3,85 s (27 s)	1085,1 kg (27 s)
8 Evolutionary (Excel, Version 2607)	3,88 s (217 s)	1086,2 kg (233 s)

Die Anwendung der Optimierung erfolgt für das Paletten-RBG in jeweils drei Höhenstufen 20 m, 30 m und 40 m sowie für zwei Strecken von 15 m und 30 m. Um sicherzustellen, dass die maximal mögliche Geschwindigkeit und Beschleunigung erreicht wird, erfolgt als zusätzliche Nebenbedingung die Vorgabe des Bewegungsfalles 1. Für alle Varianten erfolgt eine Minimierung der Masse und eine Minimierung der Bewegungszeit. Die Optimierungsergebnisse stellen die Endpunkte der jeweiligen Verläufe in der Abbildung 3 dar. Im Rahmen der zuvor festgelegten Randbedingungen ist das der Freiraum, innerhalb dessen der Konstrukteur eine Auswahl treffen muss. Mit der zusätzlichen Nebenbedingung, einer vorgegebenen Bewegungszeit in einer Schrittweite von 1 s, werden weitere Zwischenlösungen für die Minimierung der Masse bestimmt.

Die in der Literatur genannte typische Frequenz von 1 Hz für ein RBG wird in der Abbildung 4 mit einem Punkt markiert. Links davon sind die Eigenfrequenzen für eine kürzere Bewegungszeit höher, rechts davon sind die Eigenfrequenzen für ein reduziertes Gewicht geringer.

Für eine Strecke x von 15 m liegt bei einer Masthöhe von 20 m die Frequenz von 1 Hz (dazugehöriges Gewicht ~ 140 kg/m) passend an einer Position, die eine gute Dynamik erlaubt ohne sehr hohen Aufwand in die Maststruktur zu investieren. Bei einer Masthöhe von 30 m ist die Frequenz von 1 Hz (dazugehöriges Gewicht ~ 300 kg/m) nur mit erhöhtem Aufwand zu erreichen, ein knappes Unterschreiten dürfte hier im Sinne des Leichtbaus sinnvoll sein. Bei einer sehr großen Höhe von 40 m muss in der Praxis sinnvollerweise eine geringere Frequenz als 1 Hz (dazugehöriges Gewicht ~ 590 kg/m) realisiert werden, deren Auswirkung auf die Bewegungszeit zu berücksichtigen ist. Alternativ wäre eine Erweiterung des Bauraums mit einer Masttiefe $T_a > 2.000$ mm denkbar.

In der Abbildung 4 fällt auf, dass das minimale Mastgewicht bei einer Strecke von 30 m etwas geringer ausfällt. Das liegt daran, dass bei einer längeren Strecke für die Erreichung des Falles 1 eine geringere Eigenfrequenz genügt und damit der Mast leichter gestaltbar ist.

Die gleichbleibende Dauer von 15 s für eine Strecke x von 15 m bei unterschiedlichen Masthöhen, ist damit begründet, dass sich für alle Masten die Mindestgeschwindigkeit von 2,0 m/s und die gleiche Beschleunigung von $0,53$ m/s² ergibt. Die trotz unterschiedlicher Masthöhen unveränderte Beschleunigung liegt an den gleichen Restriktionen, insbesondere dem Bewegungsfall 1.

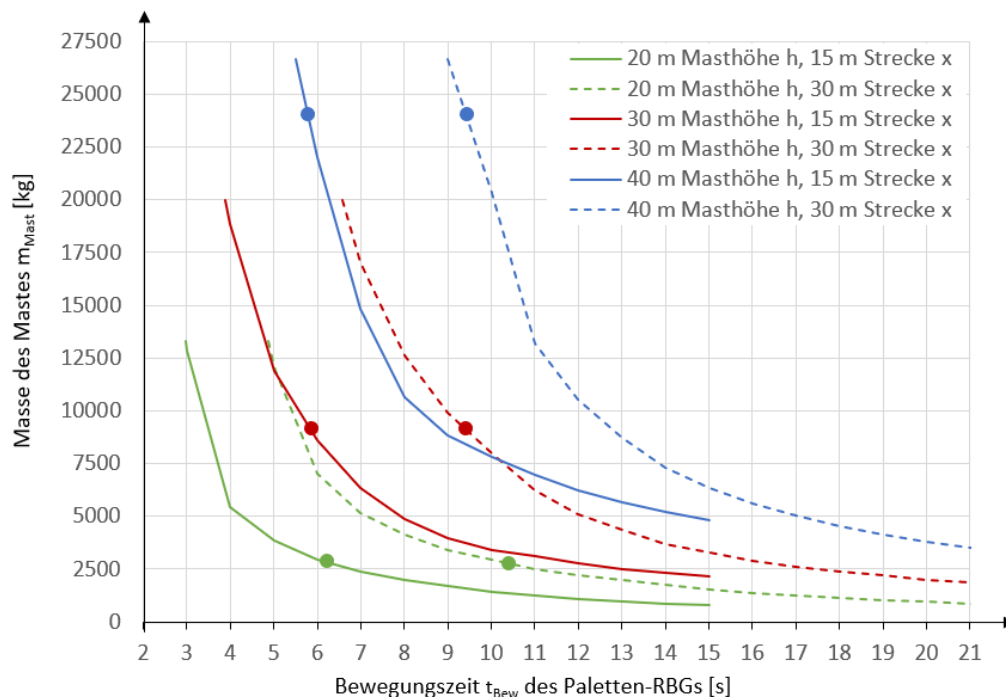


Abbildung 4. Minimierung der Masse für unterschiedliche Bewegungszeiten mit dem Bewegungsfall 1

Die Tabelle 3 zeigt vier der insgesamt 86 Optimierungsergebnisse nach Abbildung 4, auszugsweise für die Strecke von 15 m und einer Masthöhe von 30 m. Bei der kürzesten Bewegungszeit von 3,89 s ergibt sich eine sehr hohe mögliche Beschleunigung von $9,30 \text{ m/s}^2$ bei einer Geschwindigkeit von $5,56 \text{ m/s}$. Der zugrunde liegende Fall 1 stellt sicher, dass diese Werte bei dieser Strecke erreicht werden. Der Mast hat für eine hohe Belastbarkeit und hohe Eigenfrequenz die Maximalwerte mit einem Gurt von 25 mm Blechstärke und einer Tiefe T in Gassenlängsrichtung x von 2.000 mm erreicht, das Gewicht ist mit 19.983 kg entsprechend hoch. Der Beiwert für die Pufferfahrt S_p liegt mit 1,74 beim Maximum.

In der nächsten Spalte zeigt der Mast für eine Bewegungszeit von 6 s mit 8.596 kg ein deutlich geringeres Gewicht. Die Eigenfrequenz sinkt von 1,84 Hz auf 0,97 Hz. Dieser Rückgang ist wesentlich durch die geringere Masttiefe von nur noch 1.230 mm bedingt. Dieser Trend verstärkt sich bis zur letzten Spalte, welche die leichteste Variante mit nur 2.160 kg darstellt. Die Eigenfrequenz sinkt auf nur noch 0,29 Hz bei einem reduzierten Pufferbeiwert S_p von 1,2. Die Dynamik sinkt auf Werte für die Beschleunigung von $0,53 \text{ m/s}^2$ bei einer Geschwindigkeit von $2,0 \text{ m/s}$, welche die untere Restriktion darstellt. Im Betrieb wäre eine höhere Beschleunigung mechanisch denkbar, diese wird aber durch die Ruckbegrenzung nicht erreicht.

Tabelle 3. Auszug der Optimierung nach Abbildung 4 (30 m Masthöhe h, 15 m Strecke x) für ausgewählte Bewegungszeiten

	RBG-Mast aus Stahl	Einheit	Bewegungszeit t_{Bew} 3,89 s für Strecke x		Bewegungszeit t_{Bew} 6 s für Strecke x		Bewegungszeit t_{Bew} 10 s für Strecke x		Bewegungszeit t_{Bew} 15 s für Strecke x	
			Daten		Daten		Daten		Daten	
1	Bewegungszeit t_{Bew}	s	3.89		6.00		10.00		15.00	
2	Bewegungsfall (Fall)		1		1		1		1	
3	Strecke x	mm	15000		15000		15000		15000	
4	Mast-/Gassenhöhe h	mm	30000		30000		30000		30000	
5	Mastgurtstärke g	mm	25.0		25.0		10.2		5.5	
6	Maststegstärke s	mm	15.3		9.3		6.0		5.2	
8	Masttiefe in x (außen) T_x	mm	2000.0		1230.0		788.0		671.2	
10	Mastbreite in z (außen) B_z	mm	500.0		291.6		250.6		209.6	
13	Masse m_{Mast}	kg	19983.3		8595.5		3391.8		2160.3	
14	$m_{\text{Mast}}/\text{Meter}$	kg/m	666.1		286.5		113.1		72.0	
15	m_{Hubwagen} (Hubwagen oben)	kg	2975		2975		2975		2975	
18	Lastfall		Pufferfahrt/Not-Halt		Pufferfahrt/Not-Halt		Pufferfahrt/Not-Halt		Pufferfahrt/Not-Halt	
19	a mit S_p	a mit S_W	29.3		10.2		3.9		1.3	
20	Beschleunigung a_{Puffer}	Beschleunigung a_{Betrieb}	16.8		9.30		4.9		2.2	
21	Beiwert S_p	Beiwert S_W	1.74		1.10		1.20		1.20	
22	$t_{\text{Bew,Puffer}}/T$	$t_{\text{Bew,Betrieb}}/T$	0.61		0.44		0.27		0.27	
23	$t_{\text{Bew,Puffer}}$	$t_{\text{Bew,Betrieb}}$	0.33		0.46		1.03		2.27	
24	Geschwindigkeit v		5.56		4.03		3.00		2.00	
25	v-Reduktion durch Steuerung k_v		70		70		70		70	
26	Pufferhub p		500		500		500		500	
30	Normalspannung σ_{Puffer}	Normalspannung σ_{Betrieb}	263.0		263.0		66.7		263.0	
31	$\sigma_{\text{Puffer,Auslastung}}$	$\sigma_{\text{Betrieb,Auslastung}}$	100.0		100.0		39.1		100.0	
33	Steg b/t Auslastung		100.0		100.0		100.0		100.0	
35	Gurt b/t Auslastung		52.0		30.2		64.5		100.0	
36	Verschiebung ψ_{Puffer}	Verschiebung ψ_{Betrieb}	303.3		520.6		866.9		836.5	
37	Verdrehung ϕ_{Puffer}	Verdrehung ϕ_{Betrieb}	0.014		0.025		0.042		0.041	
38	Eigenfrequenz f (Hubwagen oben)		1.84		0.97		0.44		0.29	
39	Periodendauer T		0.54		1.03		2.27		3.41	
40	Korrektur Spannung K_{Sp}	Korrektur Spannung K_{SW}	1.00		1.00		1.00		1.00	
41	Korrektur Puffer K_p	Korrektur Verschleiß K_{da}	0.90		0.90		0.90		0.90	

Auffällig ist, dass die leichteste Variante nach der Tabelle 3 mit 2.160 kg etwa doppelt so schwer im Vergleich zum Mast nach der Tabelle 1 mit 1.085 kg ist. Der Unterschied liegt allein an der Nebenbedingung des Falles 1 bei der Tabelle 3. Im Ergebnis wird die Eigenfrequenz mit 0,29 Hz in der Tabelle 3 höher ausgelegt als der sehr niedrige Wert von 0,12 Hz in der Tabelle 1.

Hervorzuheben ist, dass in der Tabelle 1 der Beiwert S_p auf den sehr geringen Wert von 0,62 absinkt und damit den Lastfall der Pufferfahrt wesentlich entschärft. Nach der Tabelle 3 sinkt der Beiwert S_p auf minimal 1,2 ab, der laut DIN 15350 konstant 1,5 beträgt. Mit einer ruckbegrenzten Bewegung und der Erreichung der maximalen Beschleunigung und Geschwindigkeit (Fall 1), ist es demnach erschwert das Tragwerk ausreichend nachgiebig zu gestalten um den Beiwert S_p deutlich zu reduzieren.

5 FAZIT

Mittels eines Ersatzmodells können wesentliche Zusammenhänge eines RBG-Mastes in einem Tabellenkalkulationsprogramm abgebildet werden. Bestimmt werden dazu

die wesentlichen Parameter Masse, Mastvolumen, Blechstärken, Eigenfrequenz, Schwingbeiwerte, Beulverhältnis b/t, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Bewegungszeit und das Erreichen der maximalen Dynamikwerte.

Es wird damit möglich, bereits in der Konzeptphase, eine vereinfachte und umfassende Bewertung eines Mastes durchzuführen. Der Gestaltungsspielraum des Konstrukteurs für einen RBG-Mast ist dabei groß. Durch den Einsatz eines Solvers kann die Masse und Bewegungszeit minimiert werden und Zwischenwerte errechnet werden. Ein Diagramm mit diesen Werten hilft den Konstrukteur bei der Festlegung innerhalb des Gestaltungsspielraums.

Die zugrunde liegende ruckbegrenzte Bewegung stellt eine relevante Einschränkung des Leichtbaus dar. Diese erfordert eine gewisse Eigenfrequenz für die schwingungsfreie Erreichung der möglichen Beschleunigungswerte. Weitere Bewegungsverläufe ohne Ruckbegrenzung werden derzeit im Rahmen einer Dissertation untersucht.

LITERATUR

- [1] J. Eder und T. Klopfenstein, „Automatische Kleinteilelager: Regalbediengeräte oder Shuttles?“ *Handling*, Ausgabe 9, Seiten 106-107, 2015.
- [2] S. Thomke and T. Fujimoto, „The Effect of “Front-Loading” Problem-Solving on Product Development Performance,“ *Journal of Product Innovation Management*, vol. 17, is. 2, pp. 128-142, March, 2000. Available: Wiley Online Library, [https://doi.org/10.1016/S0737-6782\(99\)00031-4](https://doi.org/10.1016/S0737-6782(99)00031-4) [Accessed: July 22, 2026].
- [3] L. S. Jacobsen and R. S. Ayre, *Engineering Vibrations – with applications to structures and machinery*, New York: McGraw-Hill, 1958.
- [4] J. Eder und R. Schulz, „Auslegung dynamisch bewegter Tragwerke,“ *Technische Logistik*, Ausgabe 05, Seiten 30-34, 2026.
- [5] R. Schulz, „Untersuchung und Ableitung geeigneter Lagerbetriebsstrategien zur Verringerung des Energiebedarfs von Regalbediengeräten,“ Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2014.
- [6] „Regalbediengeräte – Grundsätze für Stahltragwerke - Berechnungen,“ DIN 15350, Ausgabedatum: 04.1992.
- [7] „Regalbediengeräte – Sicherheitsanforderungen,“ EN 528:2021+A1:2022, Deutsche Fassung, Ausgabedatum: 02.2023.
- [8] „Stahlbauten – Bemessung und Konstruktion,“ DIN 18800 Teil 1, Ausgabedatum: 11.2008.
- [9] A. Schumacher, *Optimierung mechanischer Strukturen – Grundlagen und industrielle Anwendungen*, 3. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2020.
- [10] FrontlineSolvers, *Plug-in Solver Engines User Guide*, Version 2025 Q4, Frontline Systems, Inc., 2025.

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Jörg Eder, Externer Doktorand am IFT, Universität Stuttgart, Angestellter bei der Gebhardt Fördertechnik GmbH, Jörg Eder wurde 1984 in Fürstentfeldbruck, Deutschland, geboren. Zwischen 2003 und 2009 studierte er Wirtschaftsingenieurwesen mit der Fachrichtung Maschinenbau an der RPTU Kaiserslautern.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Robert Schulz, Leiter des IFT - Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart

Adresse: Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart, Holzgartenstraße 15 B, 70174 Stuttgart, Deutschland, Telefon: +49 711 685-83771, E-Mail: institut@ift.uni-stuttgart.de