

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	3
1.1	Allgemein .....	3
1.2	Systemkonzept „Automatisches Bodenblocklager“ .....	3
1.3	Aufgabenstellung .....	4
1.4	Stand der Forschung und der Technik .....	4
1.5	Ablauf des Vorhabens .....	5
2	Statisches Verhalten der Ladeinheit .....	6
2.1	Zielsetzung .....	6
2.2	Systematisierung der Ladehilfsmittel .....	6
2.3	Systematik geeigneter Kraftangriffspunkte .....	7
2.4	Bestehende Prüfverfahren .....	8
2.5	Belastbarkeit im Kraftangriffspunkt .....	9
2.6	Durchbiegung .....	10
2.7	Ergebnisse .....	10
3	Testphase „Statisches Verhalten der Ladeinheit“ .....	11
3.1	Zielsetzung .....	11
3.2	Durchbiegung .....	11
3.3	Belastbarkeit im Kraftangriffspunkt .....	12
3.4	Ergebnisse .....	12
4	Dynamisches Verhalten der Ladeinheit .....	14
4.1	Zielsetzung .....	14
4.2	Vorgehensweise der Modellierung .....	14
4.3	Modalanalyse .....	14
4.4	FEM - Analyse .....	17
4.5	Verfeinerung des Modells durch Diskretisierung der Massenbelegung .....	17
4.6	Ergebnisse .....	19
5	Testphase „Dynamisches Verhalten der Ladeinheit“ .....	20
5.1	Zielsetzung .....	20
5.2	Schwingungsverhalten .....	20
5.3	Ermittlung des Bewegungswiderstandes .....	22
5.3.1	Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung .....	22
5.3.2	Auswertung der Versuche .....	23
5.3.3	Berechnung der möglichen Bahnlänge .....	29
5.4	Ergebnisse .....	31
6	Modellierung des Seiltriebes .....	32
6.1	Zielsetzung .....	32
6.2	Wirkungsgrad .....	32
6.3	Übertragbare Kräfte .....	35
6.4	Lebensdauer .....	36
6.4.1	Allgemein .....	36
6.4.2	Berechnungsverfahren .....	37
6.4.3	Validierung der Berechnung .....	42
6.4.4	Berechnung der Lebensdauer für realen Betriebszustand .....	43
6.5	Optimierungspotenziale des Seiltriebes .....	45
6.6	Ergebnisse .....	47
7	Testphase „technisch-physikalische Eigenschaften des Seiltriebes“ .....	48

7.1	Zielsetzung .....	48
7.2	Allgemein .....	48
7.3	Versuchsanordnung.....	48
7.4	Seil-Macharten .....	51
7.5	Versuchsdurchführung .....	52
7.6	Ergebnisse .....	53
8	Bestimmung des möglichen Systemdurchsatzes.....	56
8.1	Zielsetzung .....	56
8.2	Vorgehen .....	56
8.3	Berechnungsmodell .....	57
8.3.1	Eingabedaten für Berechnungsmodell .....	57
8.3.2	Dynamische Spielzeitberechnung.....	58
8.3.3	Füllgrad und Betriebsstrategie .....	59
8.3.4	Artikelspektrum und Lagerbelegung.....	60
8.3.5	Zeitverhalten und Mengenverteilung der Ein- und Auslagerung .....	63
8.4	Erhöhung des Automatisierungsgrades .....	64
8.5	Ergebnisse .....	66
9	Zusammenfassung / technisch-wirtschaftlicher Nutzen .....	69
10	Literaturverzeichnis .....	70

## 1 EINLEITUNG

### 1.1 Allgemein

Dieser Bericht stellt die im Rahmen des Projektes AIF Nr. 14903 „Bestimmung der systemtechnischen Auslegungsparameter für ein automatisiertes Bodenblocklager“ erarbeiteten Projektergebnisse dar. Bezugszeitraum ist die Projektlaufzeit vom 01. Januar 2007 bis zum 30. April 2008.

### 1.2 Systemkonzept „Automatisches Bodenblocklager“

Das neue Systemkonzept des automatischen Bodenblocklagers stellt eine Synthese aus einem Bodenblock- und einem Durchlaufregallager dar. Das Grundprinzip besteht in der Lagerung gestapelter und palettierter Ladeeinheiten (1) auf passiven Rollenbahnen (2) sind direkt auf dem Hallenboden befestigt. Durch einen auf einem Schlitten (3) angebrachten Mitnehmer (4) werden die Ladeeinheiten zur Entnahmeseite verdichtet. Die Beschickung und Entnahme erfolgt manuell mit Hilfe von Gabelstaplern oder alternativ dazu durch eine automatische Bedientechnik. Anwendungsfall- bzw. branchenspezifisch kann entweder die FIFO- oder die LIFO-Strategie umgesetzt werden. Die Kraftübertragung von der stationären Antriebseinheit (5) auf den Schlitten bzw. Mitnehmer geschieht durch einen Seiltrieb (6). Kippsicherungen (7) verhindern insbesondere bei großen Stapelhöhen ein Kippen der Stapel in den Endlagen. Die Kippsicherungen können entfallen, sobald keine Personengefährdung vorliegt.

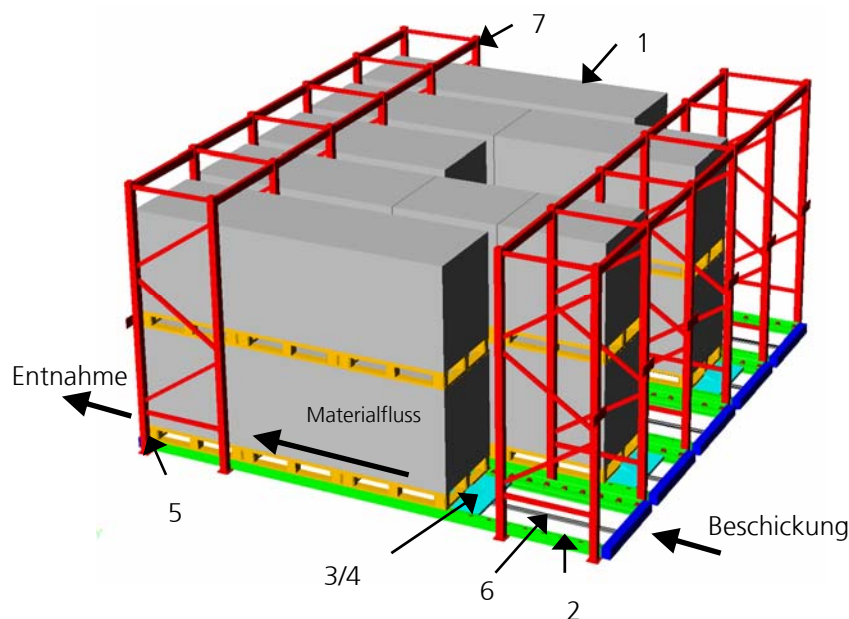


Abb. 1: Systemkonzept „Automatisches Bodenblocklager“

### 1.3 Aufgabenstellung

Im Rahmen des Projektes sollen die Auslegungsparameter eines neuartigen automatischen Bodenblocklagersystems bestimmt werden. Anhand eines bestehenden Versuchsstandes sollen durch die Bildung und Verifizierung geeigneter Berechnungsmodelle neue Erkenntnisse über das technisch-physikalische Verhalten des Systemkonzeptes „Automatisches Bodenblocklager“ und den erreichbaren Systemdurchsatz gewonnen werden. Die Nutzung der mit dem Konzept des automatischen Bodenblocklagers verbundenen Potenziale ist eng mit der sicheren „Beherrschung“ der zahlreichen technisch-physikalischen Randbedingungen verknüpft. Grundsätzlich soll durch die Ergebnisse des Vorhabens ermöglicht werden, die für Planung und Betrieb benötigten systemtechnischen Auslegungsparameter aus den physikalischen Basisdaten - die z.B. die Eigenschaften der Ladeinheit und der Rollenbahn beschreiben – abzuleiten. Im Umkehrschluss soll eine gezielte Optimierung des Konzeptes bezogen auf einen bestimmten Anwendungsfall ermöglicht werden.

Mit Hilfe der Ergebnisse soll künftig eine Beurteilung der Möglichkeiten und Grenzen des Systems sowohl nach technischen als auch nach planerischen Gesichtspunkten gegeben sein. Zielsetzung des Vorhabens ist die Schaffung der Grundlagen für die Überführung des Konzeptes in ein anforderungs- und marktgerechtes Lagersystem.

### 1.4 Stand der Forschung und der Technik

Bezüglich der Lagertechnik wird der Stand der Technik durch die in dem Bereich der Fließläger bekannten Systeme repräsentiert. Dies sind dynamische Lagersysteme, welche die Funktionen „Fördern“ und „Lagern“ miteinander verbinden. Folgende Lagersysteme sind somit als konkurrierende Systeme gemäß dem aktuellen Stand der Technik anzusehen:

- Fließlagersysteme (z.B. Palettendurchlaufregal / Paletteneinschubregal)
- Einfahrregale und Durchfahrregale
- Automatische Kanallagersysteme

Die mit der dargestellten Lösung artverwandten Fließlagersysteme werden in der Richtlinie /VDI 3584/ klassifiziert. Der zentrale Unterschied existierender Systeme zum automatischen Bodenblocklager besteht darin, dass die Ladeeinheiten bei diesen Systemen nicht als Stapel, sondern einzeln in Durchlaufkanälen gefördert werden. Nachteilig bei den verfügbaren Systemen wirkt sich aus, dass entweder ein Gefälle (Beispiel: Schwerkraft-Durchlaufregale, Einschubregale) oder eine angetriebene Fördertechnik in mehreren Ebenen erforderlich ist.

Für die Stapelung im Bodenblocklager, d.h. für den Fall der statischen Lagerung existieren bereits Berechnungsmodelle für erreichbare bzw. sicherheitstechnisch zulässige Stapelhöhen, die größtenteils auch in entsprechende Richtlinien umgesetzt sind (z.B. /BGR 234/). Existierende Berechnungs- und Prüfverfahren im Bereich der dynamischen Krafteinwirkung beziehen sich dabei zumeist auf die Stabilität der einzelnen Ladeinheit unter der dynamischen Krafteinwirkung beim Transport (vgl. /ASTM 91/ und /SRETS 96/) oder auf das dynamische Verhalten ungestapelter Ladeeinheiten in Verbindung mit bestehenden Systemen der Lager-, Förder-, oder Bedientechnik. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass bisherige wissenschaftliche Arbeiten sich im Wesentlichen entweder auf die Dynamik einzelner oder die Statik aufeinander gestapelter Ladeeinheiten beziehen. Bislang sind noch keine Berechnungsmodelle verfügbar, die eine zuverlässige Beurteilung des Systemkonzeptes im Bereich des Bewegungsverhaltens erlauben.

Die Belastbarkeit der Paletten an exponierten Kraftangriffspunkten beeinflusst die realisierbare Massenbelegung der einzelnen Bahn maßgeblich. Aufgrund der speziellen Anforderungen existieren hier bislang noch keine ausreichenden Erfahrungen. Dies begründet sich vor allem dadurch, dass die bestehenden Prüfverfahren für Paletten (z.B. /DIN 15141/) den vorliegenden Einsatzfall nur unzureichend abdecken.

Die Bewegung der Ladeeinheiten innerhalb des Systems lässt sich auf die Grundfunktion einer staufähigen Fördertechnik zurückführen. In dem Segment der Staufördertechnik existieren zahlreiche technische Lösungen, wie beispielsweise Staurollenförderer und Staukettenförderer. Bezüglich der bei dem Systemkonzept des automatischen Bodenblocklagers verwendeten passiven Rollenbahnen liegt eine Vielzahl wissenschaftlicher Erkenntnisse vor. Gegenstand dieser Arbeiten war u.a. die Analyse von Unstetigkeiten im Abrollverhalten (vgl. /Grünberg 90/). Diese sind im Hinblick auf die Dynamik der Ladeeinheiten auch für den vorliegenden Anwendungsfall relevant.

Im Gegensatz zu bekannten Anwendungen aus dem Bereich der Hebezeuge, bei denen Flaschenzüge zumeist entgegen der Schwerkraft arbeiten, findet hier eine gegenläufige Anordnung zweier Flaschenzüge Verwendung. Im Bereich der Seiltriebe kann auf ein umfangreiches Grundlagenwissen aufgesetzt werden. Vor allem für die Auslegung der Seiltriebe hinsichtlich des Wirkungsgrades und der Lebensdauer existieren zahlreiche Berechnungsverfahren (siehe u.a. /Schraft 97/, /Haid 84/, /Briem 96/, /Feyrer 2000/, /Woernle 34/). Zudem ist der Stand der Technik und der Wissenschaft in entsprechenden Richtlinien dokumentiert (siehe u.a. /TRA 003/, /VDI 2358/). Die Aufgabe dieses Projektes ist in diesem Zusammenhang die Übertragung der bestehenden Erkenntnisse der Seiltechnik auf den speziellen Anwendungsfall des automatischen Bodenblocklagers.

### 1.5 Ablauf des Vorhabens

Der Inhalt und der Ablauf der Teilprojektschritte entspricht dem in Abb. 2 dargestellten Projektplan. Für die Bearbeitung der beschriebenen Arbeitspakete wurde ein Personalaufwand von 12 Mannmonaten veranschlagt.

Nr.	Arbeitsschritte	Bearbeitungszeitraum 01.04.2007 - 30.04.2008															
		J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	J	F	M	A
1	Analyse des statischen Verhaltens der Ladeeinheit	■															
2	Testphase 1: statisches Verhalten der Ladeeinheit	■															
3	Modellierung des dynamischen Verhaltens der Ladeeinheit	■															
4	Testphase 2: dynamisches Verhalten der Ladeeinheit						■										
5	Modellierung der technisch-physikalischen Eigenschaften des Seiltriebes									■							
6	Testphase 3: technisch-physikalische Eigenschaften des Seiltriebes											■					
7	Bestimmung des möglichen Systemdurchsatzes und Abschlussdokumentation													■			

Abb. 2: Projektplan

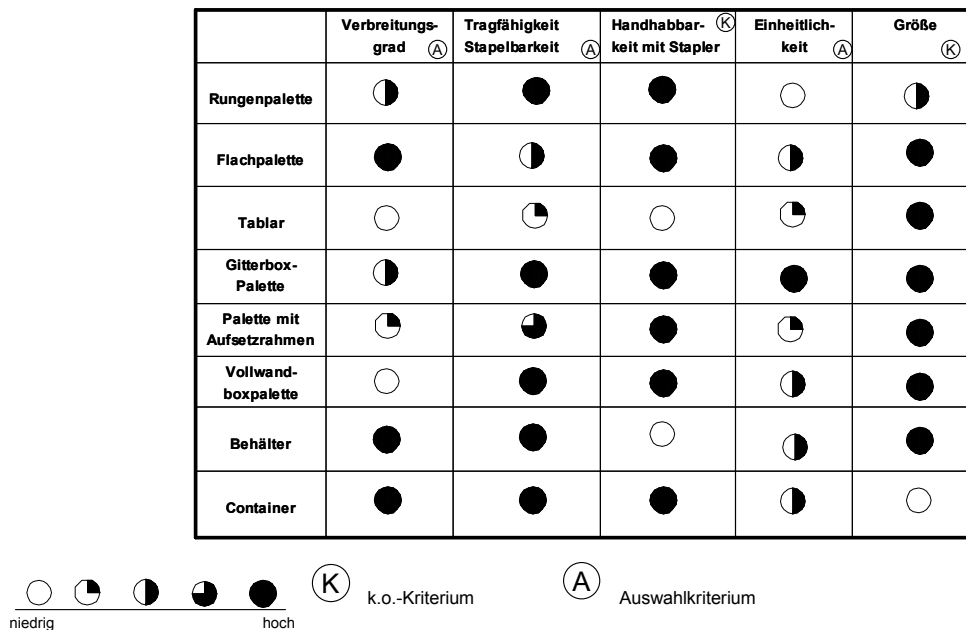
## 2 STATISCHES VERHALTEN DER LADEEINHEIT

### 2.1 Zielsetzung

Die wesentliche Problemstellung im Rahmen dieses Arbeitspunktes besteht in einer Vorhersage der Reaktion der Ladehilfsmittel (LHM) auf die durch die Beladung und den Verdichtungsprozess verursachte Belastung. Die Belastungs- bzw. Verformungsgrenze der Ladehilfsmittel stellt einen limitierenden Faktor für das System dar, da die erforderliche Druckkraft aufgrund der ansteigenden Reibkräfte mit der Bahnbelegung (entsp. Gesamtmasse der LHM je Bahn) wächst. Diese Grenze soll für verschiedenartige Kategorien von Ladehilfsmitteln bestimmt werden, um Aussagen bezüglich der Systemeignung der LHM und der maximal realisierbaren Bahnbelegungen zu ermöglichen. In der Regel werden Grenzen und Beschreibungen der Prüfung von Beanspruchungen in technischen Richtlinien bzw. Normen definiert. Fehlende normativ festgeschriebene Regelungen zur Ermittlung der zulässigen Belastungen machen es in diesem Fall erforderlich, neue Testmethoden zu entwickeln. Diese sollen insbesondere den zeitlichen Verlauf der Belastung sowie die Lage möglicher Kraftangriffspunkte berücksichtigen.

### 2.2 Systematisierung der Ladehilfsmittel

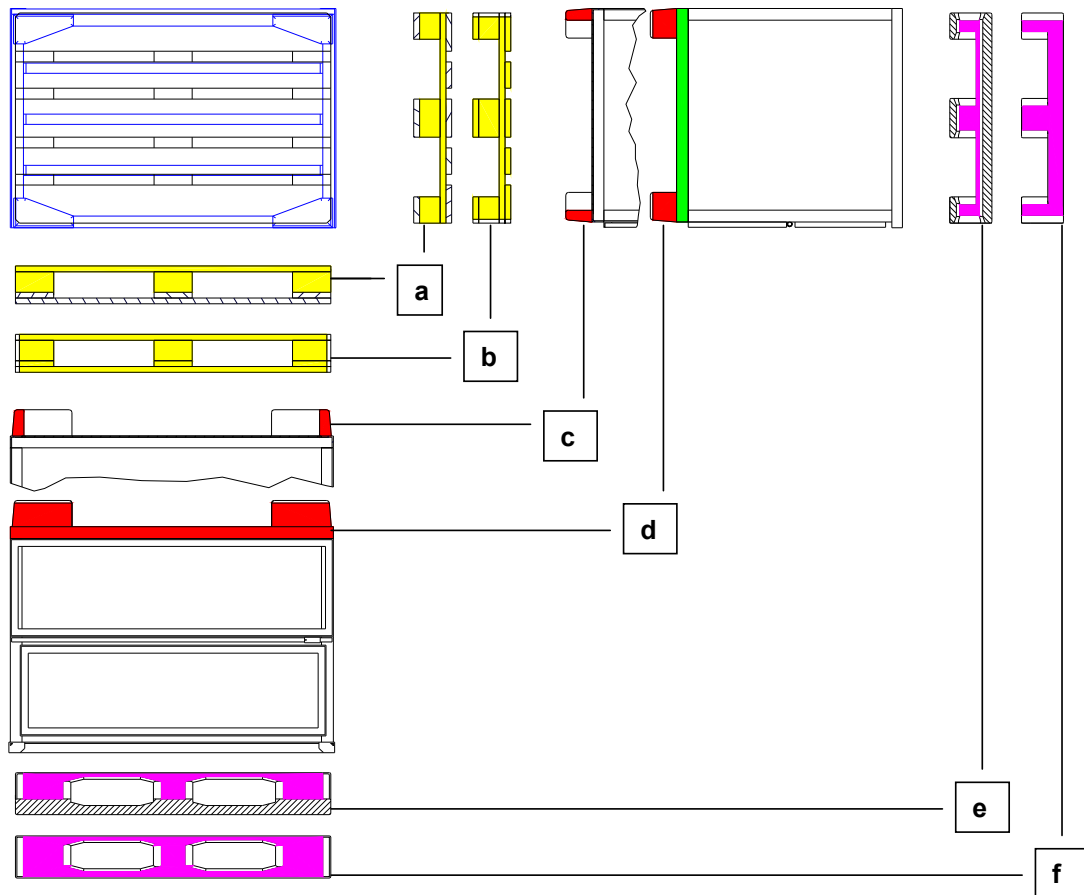
In einem ersten Schritt wurden die Ladehilfsmittel systematisiert und charakterisiert. Die Gestaltung der Unterseite der LHM wurde hierbei als wesentliches Unterscheidungsmerkmal identifiziert und näher untersucht.



**Abb. 3: Bewertungsmatrix Ladehilfsmittel**

Über die Definition der Anforderungen, die der Einsatz im automatischen Bodenblocklager an die Ladehilfsmittel stellt, wurden Auswahlkriterien für die Systemkompatibilität der LHM erarbeitet. Durch eine Bewertung dieser Selektionskriterien konnte eine Gruppe von Ladehilfsmitteln mit ähnlichem Eigenschaftsprofil zur näheren Betrachtung ausgewählt werden (siehe Abb. 3).

### 2.3 Systematik geeigneter Kraftangriffspunkte



**Abb. 4: Systematisierung der Ladehilfsmittel bezüglich möglicher Kraftangriffspunkte**

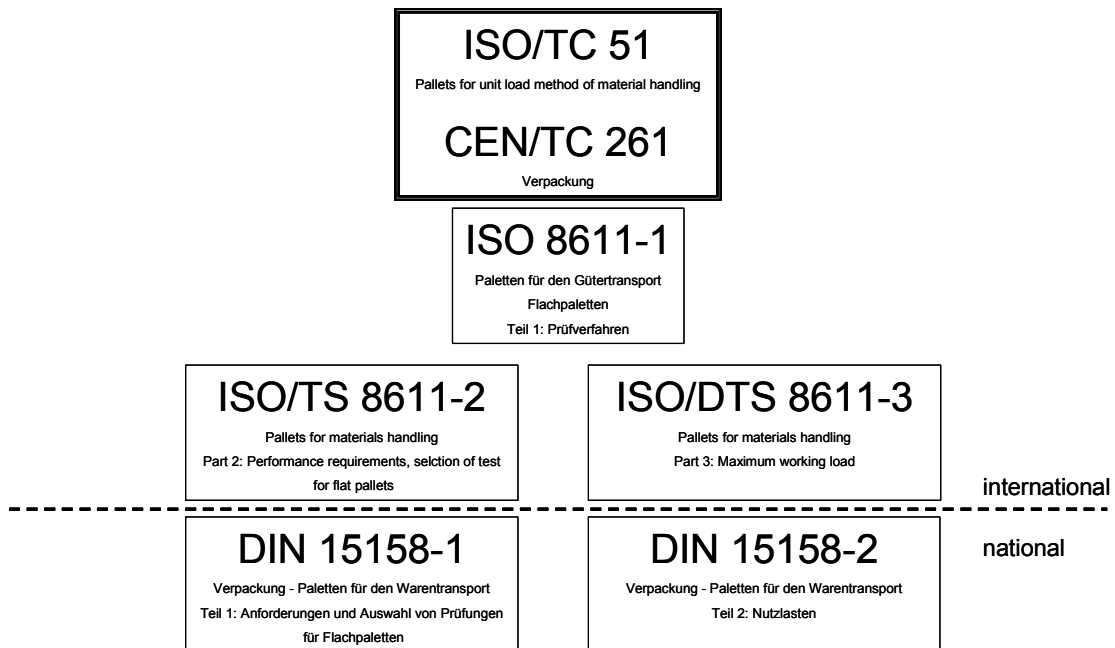
Da sich die Stirnseiten, bzw. die Flächen unter den LHM in Förderrichtung, bei allen betrachteten Ladehilfsmitteln als potenziell geeignete Kraftangriffsflächen erwiesen haben, wurden diese genauer untersucht. Im Vordergrund stand hierbei, möglichst viele der selektierten Ladehilfsmittel mit einem universellen Mitnehmersystem zu fördern.

In Abb. 4 sind die Vorder- und Seitenansichten sowie jeweils eine Schnittdarstellung vor den Füßen bzw. den Mittelklötzen der verschiedenen Ladehilfsmittel dargestellt. Die mit dem Buchstaben a gekennzeichneten Ansichten stellen eine Flachpalette aus Holz im Schnitt dar. Buchstabe b markiert ebenfalls eine Flachpalette aus Holz, wobei hier die Stirnseiten sichtbar sind. Die Ansichten c und d zeigen eine Gitterbox nach /DIN 15155/, e und f eine Kunststoffpalette. Im nächsten Schritt wurde aus den dargestellten potentiellen Flächen die Größe für universelle Kraftangriffsflächen ermittelt. Die auf diese Weise generierte Schnittfläche bildet die Grundlage für die im Anschluss durchgeführten Untersuchungen bezüglich der im Kraftangriffspunkt realisierbaren Flächenpressungen (siehe auch Abschnitt 2.5 und Abschnitt 3.3).

## 2.4 Bestehende Prüfverfahren

Bei den bestehenden normativ geregelten Belastungstests von Ladehilfsmitteln, wie beispielsweise der Europool-Palette, wird in der Regel von einer (statischen und dynamischen) Belastung in vertikaler Richtung ausgegangen. Hierbei handelt es sich um Einwirkungen, die einerseits von der Gewichtskraft der Beladung ausgehen (z.B. Regallagerung) oder andererseits durch das Heben oder den Transport mit Flurförderzeugen einhergehen.

Die internationale Norm „ISO 8611-1 Paletten für den Gütertransport – Flachpaletten – Teil 1: Prüfverfahren“ kann als Hauptwerk für die Prüfung von Paletten angesehen werden. In der /ISO 8611-1/ werden Verfahren festgelegt, die bei der Prüfung von bereits existierenden sowie bei neu entwickelten Arten von Flachpaletten für den Gütertransport Anwendung finden. Inhaltlich werden 15 verschiedene Prüfungsverfahren beschrieben. Die Anwendung dieser internationalen Norm wird durch nationale Regelwerke spezifiziert (siehe Abb. 5). Bei den beschriebenen statischen Prüfungen werden die Belastungskräfte in die Auflageflächen oder Bodenbereiche eingeleitet. In den dynamischen Prüfungen wird das Fallen der LHM und das Anfahren der Palettenklötze mit Flurförderzeugen simuliert.



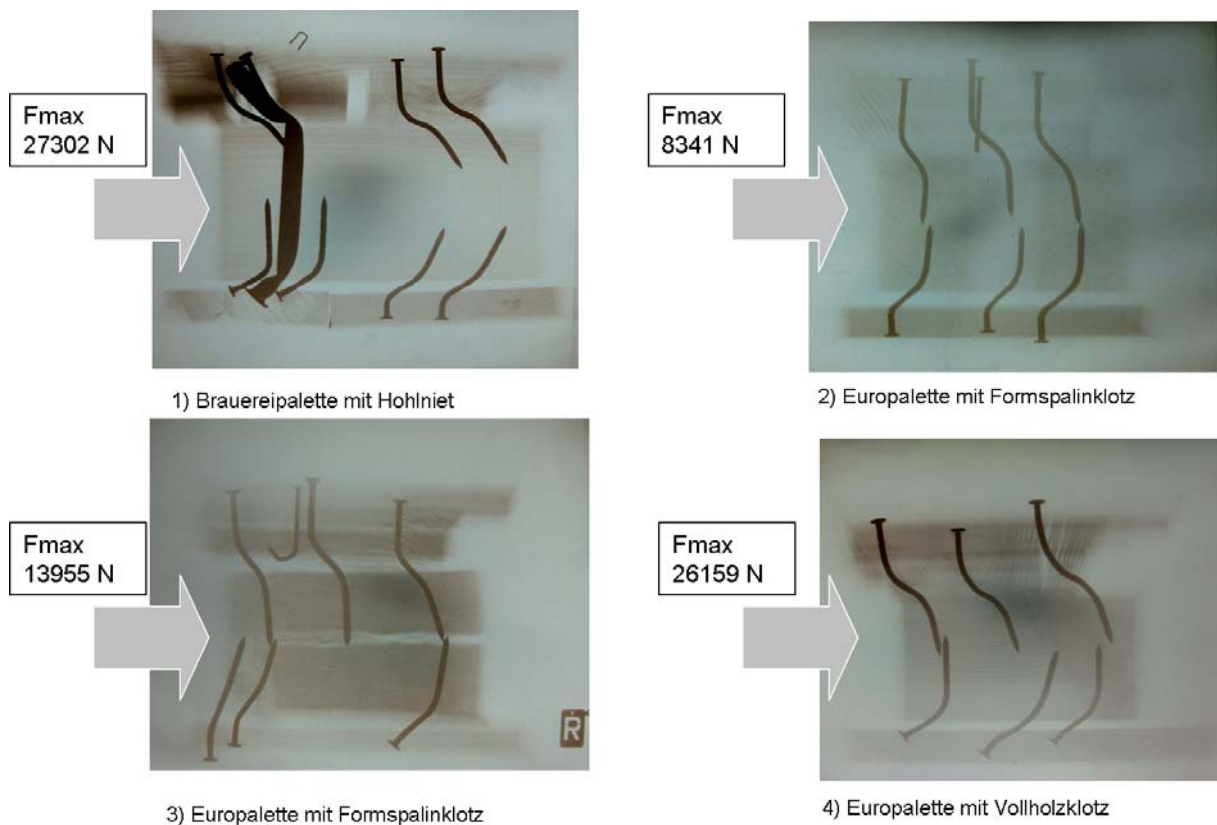
**Abb. 5: Anwendungssystematik der ISO 8611-1**

In Anwendungen, bei denen das Ladehilfsmittel auf Rollenbahnen oder Palettenbahnen eingesetzt wird, erfolgt die Krafteinleitung über Reibkräfte, welche ebenfalls im Boden-, Fuß- oder Kufenbereich übertragen werden. Vorrangig werden hierbei Verschleißerscheinungen im Dauerbetrieb betrachtet (siehe /DIN 15158-1/, Anforderungen und Auswahl von Prüfungen für Flachpaletten). Die Einleitung von Kräften zur Förderung der LHM an den Stirnflächen bleibt unberücksichtigt.

Um diese Lücke zwischen standardisierten Fällen und dem Einsatzfall des automatischen Bodenblocklagers zu schließen, war es notwendig, ein neues Verfahren zur Prüfung zu entwickeln. Primäres Ziel war es, die maximale Belastungsgrenze zu ermitteln, bei der ein zerstörungsfreier Einsatz der LHM im System sichergestellt werden kann. Die Anwendung klassischer Methoden der Druckprüfung ist hierfür aufgrund der Zerstörung des Prüfkörpers ungeeignet.

## 2.5 Belastbarkeit im Kraftangriffspunkt

Die wesentliche Interaktion zwischen Vorrichtung und Ladehilfsmittel findet zwischen dem Mitnehmersystem und der zuletzt eingelagerten Ladeeinheit bzw. dem entsprechenden LHM statt. Der Bewegungswiderstand der in eine Bahn eingelagerten Ladeeinheiten bestimmt somit die auf das Mitnehmersystem wirkende Gegenkraft und die Höhe der Belastung am Kraftangriffspunkt. Um das Ladehilfsmittel auf der Rollenbahn zu verschieben, ist eine Kraft zur Überwindung des Rollwiderstandes, des Lagerwiderstandes und der Stoßverluste erforderlich. Letztere werden vornehmlich durch nicht tangenciales Auftreffen des LHM auf den Rollenumfang verursacht.



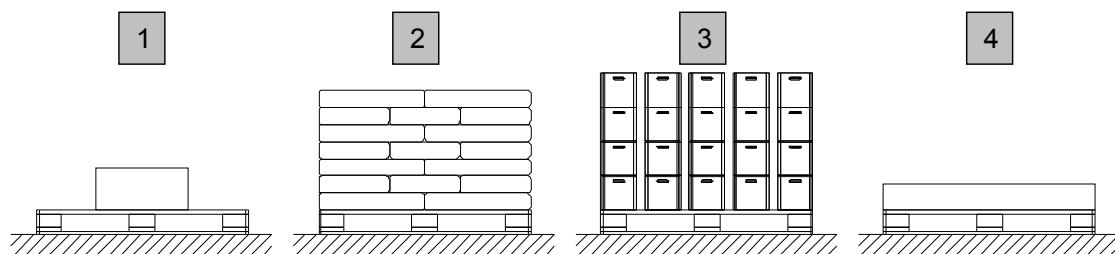
**Abb. 6: Vergleich der Palettenklötze nach Einleitung der Prüfkraft (Röntgenbilder)**

Neben den Materialeigenschaften der LHM und der Größe der Kraftangriffsfläche hat bei Holzpaletten auch die Art der Nagelung Einfluss auf die Belastbarkeit. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen wurde in verschiedene Palettenklötze eine stirnseitige Prüfkraft eingeleitet. Abb. 6 zeigt auf einem Röntgenbild die zwei grundsätzlichen Verformungstypen der Nägel (S- und L-Form).

## 2.6 Durchbiegung

Die zulässige Durchbiegung eines LHM im automatischen Bodenblocklager richtet sich nach der konstruktiven Ausführung und der Beladung des Ladehilfsmittels. Bedingt durch das Lagerprinzip (gestapelte Ladeeinheiten) sind für viele Anwendungsfälle – in Abhängigkeit vom Lagergut und der Stapelhöhe – hohe Auflasten zu erwarten. Die daraus resultierende Durchbiegung der LHM ist ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Eignung der LHM für die Vorrichtung. Der Grad der Durchbiegung ist gemäß /DIN 15158-2/ bzw. /ISO 8611-1/ festgeschrieben.

Ausschlaggebend für die Gestaltung der Vorrichtung ist der Abstand zwischen Oberkante der Rollenbahn und der Oberfläche des Mitnehmerschlittens. Bei Durchbiegungen der LHM, die dieses Maß überschreiten, sind konstruktive Maßnahmen zwingend erforderlich. Über die Geometrie der Auflage hinaus ist für die Durchbiegung die Positionierung der Ladegüter auf den LHM ausschlaggebend. In der /DIN 15158-2/ werden grundsätzlich vier verschiedene Belastungsfälle unterschieden (Abb. 7).



**Abb. 7: Belastungsfälle von Ladehilfsmitteln**

Beim automatischen Bodenblocklager kann eine wie in Fall 1 (Abb. 7) gezeigte Beladungsart aufgrund der beabsichtigten Stapelung ausgeschlossen werden. Die in Fall 4 der Abb. 7 dargestellte Art der Beladung wurde ebenfalls nicht betrachtet, da eine Durchbiegung des LHM durch die Biegesteifigkeit des Ladegutes bestimmt wird und somit eine Aussage zur LHM-Durchbiegung nur im Zusammenhang mit den Eigenschaften des Ladegutes getroffen werden kann. In den Test wurden somit ausschließlich die Verbund- und Säulenstapelung (Belastungsfälle 2 und 3) einbezogen.

## 2.7 Ergebnisse

Die zunächst theoretische Untersuchung des statischen Verhaltens der Ladeeinheit liefert eine systematisch erarbeitete Bewertung möglicher Ladehilfsmittel und Beladungsarten. Aus der Systematisierung möglicher Kraftangriffspunkte lässt sich die konstruktive Gestaltung des Schlitten- / Mitnehmersystems direkt ableiten. Aus den Grundanforderungen für die Eignung der LHM konnten die im praktischen Teil durchzuführenden Tests exakt definiert werden. Der Abgleich der zu prüfenden Anforderungen mit bestehenden Normen und Richtlinien führte zu der Notwendigkeit, für die nicht durch Regelwerke abgedeckten Fälle neue Prüfverfahren zu entwickeln.

### 3 TESTPHASE „STATISCHES VERHALTEN DER LADEEINHEIT“

#### 3.1 Zielsetzung

In der Testphase zum statischen Verhalten der Ladeinheit sollen die Hauptanforderungen an die statische Belastbarkeit der Ladehilfsmittel experimentell untersucht werden. Als Ergebnis der vorangegangenen Arbeitspakete konnte festgestellt werden, dass, insbesondere zur Beurteilung der LHM-Belastbarkeit am Kraftangriffspunkt, ein neues Prüfverfahren erforderlich ist. Eine wesentliche Anforderung an dieses Prüfverfahren ist die Vermeidung der Zerstörung des Prüflings.

#### 3.2 Durchbiegung

Der Versuchsaufbau besteht aus einem Rahmen, in dem bis zu drei Rollenbahnen stufenlos verstellbar montiert werden können. Um die Lagerung auf den Rollenbahnen realitätsnah zu simulieren, wurden diese dem Grundmaß des zu prüfenden Ladehilfsmittels entsprechend adaptiert. Aufgrund der teilweise stark unterschiedlichen Biegesteifigkeit der Paletten in Längs- und Querrichtung wurden Tests jeweils für eine Längs- und eine Quereinlagerung durchgeführt. In der Mitte des Ladehilfsmittels erfolgte zunächst die Messung der statischen Durchbiegung im unbelasteten Zustand. Anschließend wurden die Ladehilfsmittel mit der vorher ermittelten Nennlast beladen. Nach dem Verstreichen der normativ vorgeschriebenen Beladedauer wurde die Durchbiegung erneut gemessen. Die Testergebnisse bzgl. der Durchbiegung verschiedener Beladungen sind in Abb. 8 dargestellt.

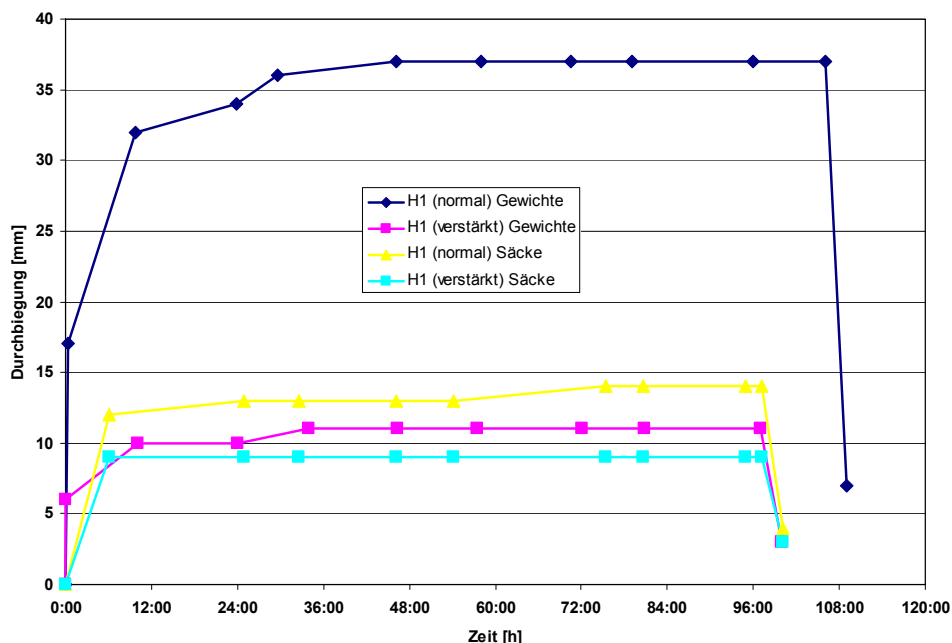


Abb. 8: Durchbiegung für verschiedene Arten der Beladung im zeitlichen Verlauf

### 3.3 Belastbarkeit im Kraftangriffspunkt

Bei dem Test der maximalen Kräfteinleitung an den selektierten Kraftangriffsflächen wurde die Kraft nicht, wie in anderen Prüfungen üblich, kontinuierlich bis zum Versagen des Prüfkörpers erhöht, sondern aufsteigend in frei wählbaren Stufen eingeleitet. Nach der Einleitung der Prüfkraft wurde diese gehalten und anschließend bis auf ein definiertes Kraftniveau abgesenkt.



**Abb. 9: Universal Zug-Druck-Prüfmaschine im Verpackungslabor des Fraunhofer IML**

Durchgeführt wurde der Belastungstest auf einer Universal-Zug-Druck-Prüfmaschine (Abb. 9), die als Vier-Säulen-Maschine mit zwei Kugelumlaufspindeln ausgeführt ist. Systemabhängig entstehende Kräfteinleitungsflächen wurden durch Metallklötze, die mit der oberen Druckplatte verschraubt sind, simuliert.

### 3.4 Ergebnisse

Es konnte ein Prüfverfahren entwickelt werden, mit dem die spezifische Eignung für den Einsatz im automatischen Bodenblocklager für jedes LHM festgestellt werden kann. Dieses neu entwickelte Druckstufen-Hysterese-Verfahren (siehe auch Abb. 10) ermöglicht die Ermittlung von maximal zulässigen Kräften an den entsprechenden Einleitungsflächen unter der Restriktion, dass die LHM nicht außerhalb tolerierter Bereiche dauerhaft verformt werden. Da mögliche irreversible Schädigungen frühzeitig aufgedeckt werden, kann die neue Testmethode zu einer Schonung der LHM und somit zu einem langfristigen Erhalt der Tauglichkeit für Poolssysteme beitragen.

Die zuvor durchgeführte Zusammenfassung der LHM zu artverwandten Gruppen ermöglicht die Übertragung der experimentellen Untersuchungsergebnisse auf ein breites LHM-Spektrum. Das Druckstufen-Hysterese-Verfahren ist allgemein für Vorschubeinrichtungen mit temporärer Kräfteinwirkung auf Ladehilfsmittel anwendbar.

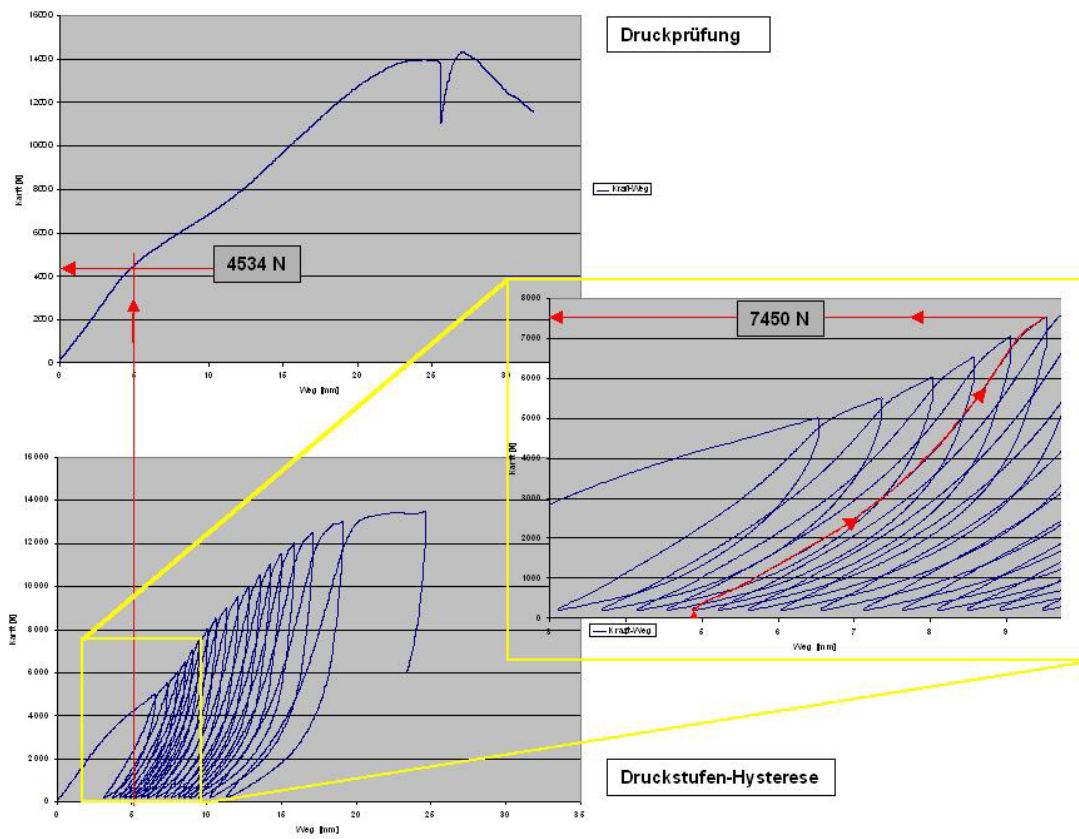


Abb. 10: Vergleich der herkömmlichen Druckprüfung mit Druckstufen-Hysterese-Verfahren

## 4 DYNAMISCHES VERHALTEN DER LADEEINHEIT

### 4.1 Zielsetzung

Durch das Verfahren der Ladeeinheiten auf den Rollenbahnen wirken, bedingt durch Unstetigkeiten im Abrollverhalten, periodische Störkräfte auf den Palettenstapel ein. Dieser für ungestapelte Ladeeinheiten bereits nachgewiesene Effekt resultiert z.B. aus Unebenheiten oder Beschädigungen des Palettenbodens, vorstehenden Befestigungselementen etc.. Durch Versuche im Rahmen dieses Projektes wurde nachgewiesen, dass ein Zusammenhang zwischen der Hauptfrequenz der periodischen Anregung, der Transportgeschwindigkeit und der Rollenteilung der Fördertechnik besteht. Bei gegebener Rollenteilung  $x_R$  und Fördergeschwindigkeit  $v_x$  wirken auf die Ladeeinheit periodische Kraftstöße der Grundfrequenz  $\Omega = v_x / x_R$  ein.

Für eine Rollenteilung von 0,1m und eine Fördergeschwindigkeit von 0,1m/s ergibt sich z.B. eine Stoßfrequenz von 1 Hz. Durch die weiteren Untersuchungen soll ermittelt werden, inwieweit diese Anregung zu einem instabilen Verhalten eines auf einer Rollenbahn transportierten LE-Stapels führen kann. Zudem soll durch das Modell ein beliebiger Störkraftverlauf, der beispielsweise bei der Beschleunigung oder der Verzögerung des Palettenstapels auftritt, abzubilden sein.

### 4.2 Vorgehensweise der Modellierung

Die Modellierung erfolgte in zwei Schritten. In einem ersten Schritt wurden fest auf dem Boden stehende, gestapelte Ladeeinheiten durch eine auf einer kontinuierlichen Massenbelegung basierenden Modalanalyse simuliert. Anschließend wurde das Ergebnis mit einer mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) durchgeführten Modalanalyse und ersten durchgeführten Experimenten abgeglichen. Auf Basis der hierdurch gewonnenen Erkenntnisse erfolgte in einem zweiten Schritt die Verfeinerung des Modells durch eine Diskretisierung der Massenbelegung.

Schwingungsfähige Systeme sind durch das Zusammenwirken einer Rückstellgröße mit einer Trägheitskomponente gekennzeichnet. Diese Eingangsgrößen für die Modellierung müssen daher in geeigneter Weise aus praktischen Versuchen gewonnen werden. Das elastische Verhalten homogener Körper wird bei Biegeschwingungen im Bereich der Maschinendynamik durch den Elastizitätsmodul beschrieben. Für die Modellierung wurde angenommen, dass das elastische Verhalten der gestapelten Ladeeinheiten dem eines homogenen Körpers mit dem Elastizitätsmodul  $E$  entspricht. Aufgrund der hohen Komplexität reibungsbehafteter Berechnungsmodelle mit mehreren Freiheitsgraden wurde die Werkstoffdämpfung bei den analytischen Modellierungen vernachlässigt.

### 4.3 Modalanalyse

In einem ersten Modellierungsansatz wurde das dynamische Verhalten der Ladeeinheiten durch Schwingungsmodelle mit kontinuierlicher Massenbelegung ermittelt. Diese aus dem Bereich der technischen Mechanik (Stabschwingungen) bekannten Verfahren berechnen die Eigenschwingungsformen aus einer Bewegungsgleichung, die den räumlichen und zeitlichen Verlauf der Schwingung beschreibt.

Die Differentialgleichung der Biegeschwingung lautet für das verwendete Berechnungsverfahren nach Euler-Bernoulli:

$$(EIu_z'')'' + \rho A \ddot{u}_z = q_z$$

(darin E: Elastizitätsmodul, I: Flächenträgheitsmoment, u: Auslenkung,  $\rho$ : Dichte, A: Querschnitt, q: Querkraft).

Sie hat die Lösung:

$$w(x) = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + C_3 \sinh kx + C_4 \cosh kx$$

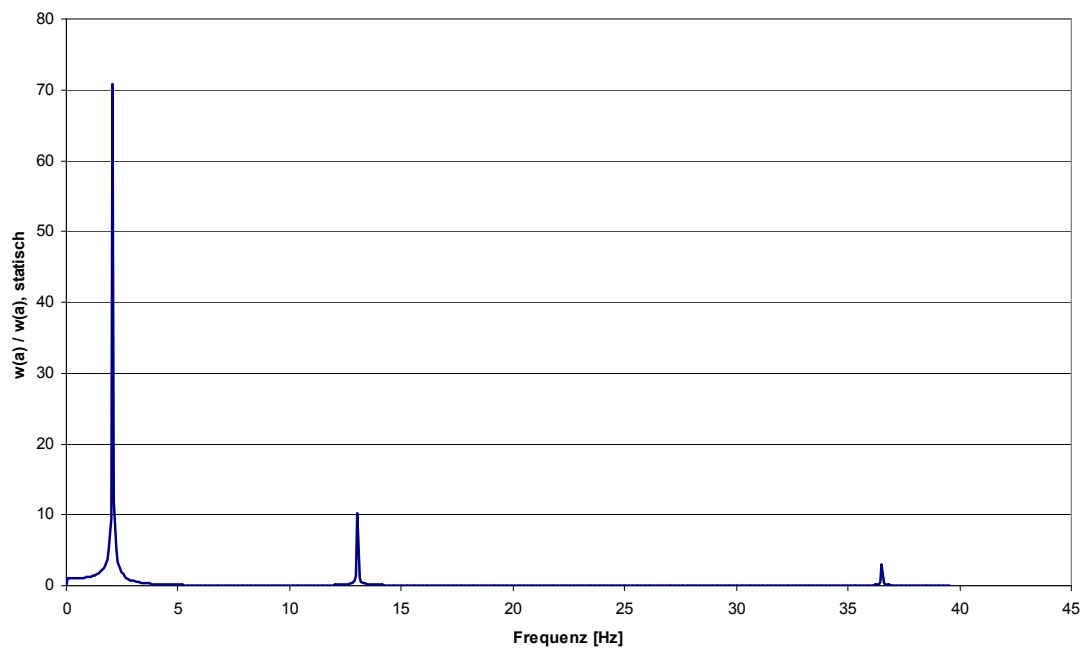
Die Differentialgleichung kann bei bekannten Randbedingungen gelöst werden. Die Lösung der Differentialgleichung führt zunächst zu den Eigenfrequenzen

$$\omega_j = \kappa_j^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A a^4}}$$

und zur Vergrößerungsfunktion

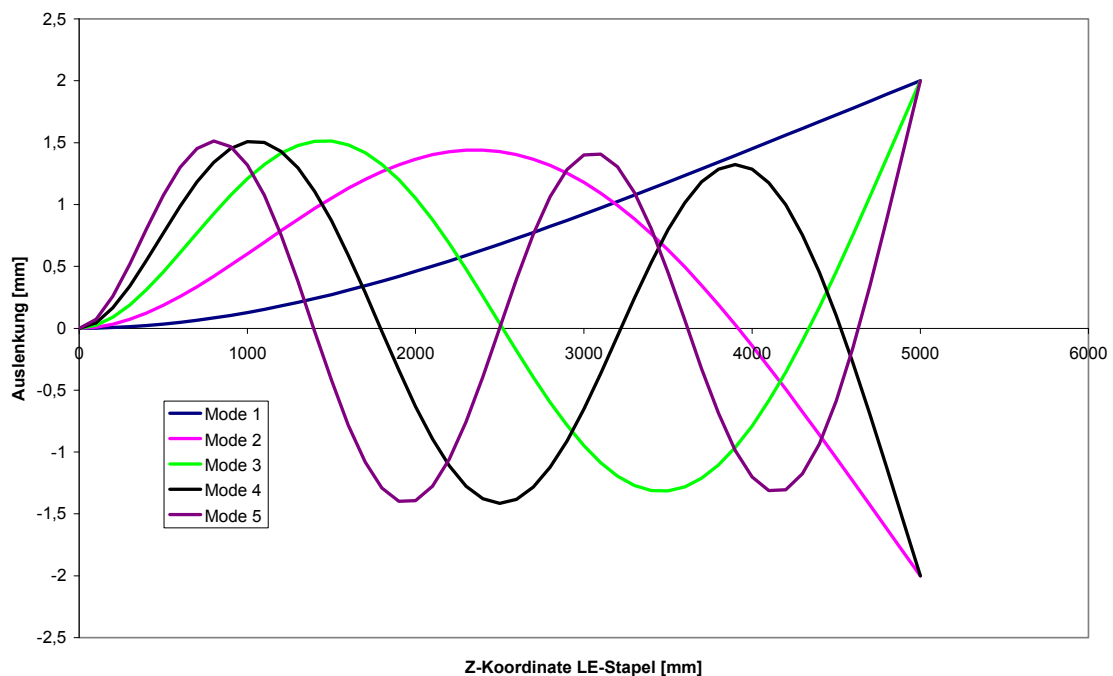
$$\frac{w(a)}{F_0 H_{11}} = \frac{1}{(1 - \rho A a \Omega^2 H_{11})} = \frac{w(a)}{w_{stat}(a)} = \frac{1}{1 - \frac{5 \rho A a \Omega^2 a^3}{6EI}} = \frac{1}{1 - \frac{5 k^4 a^4}{6}} = \frac{1}{1 - \frac{5}{6} \kappa^4}$$

Die Vergrößerungsfunktion ist in Abb. 11 graphisch dargestellt. Diese gibt Aufschluss über das Resonanzverhalten des LE-Stapels bezogen auf eine Variation der Anregungsfrequenz  $\Omega$  (Amplitudengang).



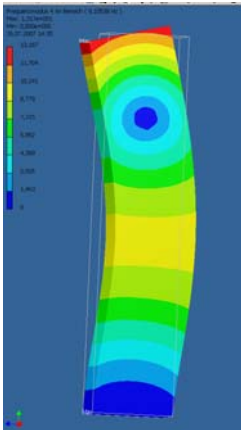
**Abb. 11: Vergrößerungsfunktion / Amplitudengang**

Die zugehörigen Eigenschwingungsformen (Schwingungs-Modes) sind in Abb. 12 dargestellt. Jeder der Eigenschwingungen ist eine Eigen- oder Resonanzfrequenz zugeordnet.



**Abb. 12: Eigenschwingungsformen des LE-Stapels**

#### 4.4 FEM - Analyse



Mode	Eigenfrequenzen (Hz)		
	Euler-Bernoulli	FEM (Ansys)	Experimentell
1	2,02	2,08	2,22
2	9,93	13,04	-
3	22,4	36,5	-
4	35,6	71,6	-
5	49,1	118,3	-

Abb. 13: FEM – Analyse, Abgleich

Der Abgleich zwischen der analytischen Modalanalyse nach Euler-Bernoulli und der computer-gestützten FEM-Methode lieferte bei den ersten Resonanzfrequenzen eine für die Praxis brauchbare Näherung. Abweichungen bei höheren Modes ergeben sich durch das bei der FEM-Analyse deutlich komplexere Berechnungsverfahren. So berücksichtigt die computergestützte Simulation beispielsweise Querkontraktionen und Dämpfungseinflüsse. Die Ermittlung des experimentellen Wertes für die erste Eigenfrequenz erfolgte durch eine Zeitmessung der freien Schwingung des Stapels.

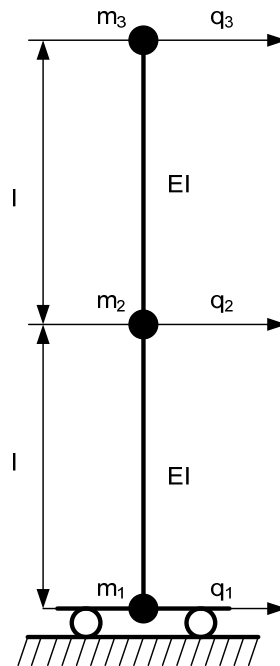
In Verbindung mit üblichen Fördergeschwindigkeiten für Palettenrollenbahnen, die typischerweise bis zu 0,5 m/s betragen, und üblichen Rollenteilungen von ca. 0,1 m sind für den Betrieb einer Anlage Anregungsfrequenzen in einem Bereich von ca. 5 Hz realistisch. Die niedrigste Eigenfrequenz (siehe auch Mode 1 in Abb. 13) ist daher als maßgeblich für die Systemauslegung anzusehen. Im Bereich kleiner Rollenteilungen und hoher Transportgeschwindigkeiten kann evtl. noch die zweite Eigenfrequenz für die Auslegung der Anlage relevant sein.

#### 4.5 Verfeinerung des Modells durch Diskretisierung der Massenbelegung

Es konnte durch den ersten Modellierungsansatz bestätigt werden, dass die Struktur-dynamik des in der Realität inhomogen aufgebauten LE-Stapels sich durch die Zuweisung von Materialeigenschaften eines homogenen Körpers simulieren lässt. Bezogen auf das Ziel der Modellierung besitzen Schwingungsmodelle mit kontinuierlicher Massenbelegung noch die folgenden prinzipiellen Schwachpunkte:

- Eine stark diskontinuierliche Massenverteilung im LE-Stapel kann nicht abgebildet werden
- Insbesondere bedingt durch den wachsenden Anteil von Schubdeformationen verschlechtert sich die Genauigkeit des Modells für kleinere Stapelhöhen

Zudem ist eine Verbesserung des Modells in Bezug auf die Berührfläche zur Rollenbahn nötig. Beim Schieben eines Stapels über eine passive Rollenbahn ist in einer Vielzahl von Betriebszuständen eine Relativbewegung zwischen Vorschub und Stapelunterkante möglich. Der neue diskrete Modellierungsansatz (Abb. 14) berücksichtigt diesen Umstand durch das Freischneiden in diesem Bereich bzw. die Einführung eines zusätzlichen Freiheitsgrades an der Stapelunterseite.



**Abb. 14: diskretisiertes Modell**

Durch Lösung des zugehörigen Systems gekoppelter Differentialgleichungen wurden die Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen des Systems ermittelt. Bedingt durch das Freischneiden der Stapelunterkante ergibt sich für den ersten Schwingungs-Mode eine im Vergleich zu fest stehenden Stapeln höhere erste Eigenfrequenz. Diese begründet sich durch die antisymmetrische Schwingungsform, bei welcher die Stapeloberkante und die Stapelunterkante gegenläufig zueinander schwingen. Die Eingabedaten und das Ergebnis der Berechnung des diskretisierten Modells für einen beispielhaften Anwendungsfall sind in Tabelle 1 und Tabelle 2 dargestellt.

**Eingabedaten**

Stapelfaktor	2
LE-Höhe [m]	2,30
Stapelhöhe [m]	4,60
E-Modul [N/m <sup>2</sup> ]	2123658,40
Pal_breite [m]	1,00
Pal_länge [m]	1,20
Pal_masse [kg]	30,00
Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	41,15
Gesamtmasse Stapel [kg]	227,18
Flächen- trägheitsmoment [m <sup>4</sup> ]	0,1000

**Tabelle 1: Eingabedaten für diskretisiertes Modell**

<b>Eigenwertberechnung</b>	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\lambda_3$
Eigenwerte	0	1,18	29,03
Eigenkreisfrequenz	0	16,53	81,81
Eigenfrequenz	<b>0</b>	<b>2,63</b>	<b>13,02</b>

**Tabelle 2: Eigenwertberechnung**

## 4.6 Ergebnisse

Es konnte nachgewiesen werden, dass das dynamische Verhalten gestapelter Ladeeinheiten sich unter definierten Voraussetzungen durch Methoden der Maschinen- und Strukturmechanik simulieren lässt. Als Ergebnis des Projektschrittes steht ein Berechnungsmodell zur Verfügung, das eine zuverlässige Vorhersage des Schwingungsverhaltens gestapelter Ladeeinheiten gestattet. Die Eingangsdaten des Modells können in der Praxis durch einfache Messungen gewonnen werden. Bei bekannter Massenverteilung innerhalb des Stapels müssen dazu beispielsweise lediglich die Rückstellkräfte bei Auslenkung der Stapeloberkante gemessen werden.

Die durch das Modell ermittelte erste Resonanzfrequenz ist maßgeblich für die Auslegung des Lagersystems. Sie kann z.B. durch die Parameter „Rollenteilung“ und „Fördergeschwindigkeit“ derart abgestimmt werden, dass für einen gegebenen Einsatzfall Resonanzeffekte gezielt vermieden werden können. Die Modellierung gestattet zudem die Vorausberechnung der Dynamik bei Beschleunigung und Verzögerung des Palettenstapels. Dies ist insbesondere für die Gestaltung der Anlage im Bereich der Eingabe und der Ausgabe der Paletten relevant.

## 5 TESTPHASE „DYNAMISCHES VERHALTEN DER LADEEINHEIT“

### 5.1 Zielsetzung

Das Ziel der Testphase zum dynamischen Verhalten der Ladeinheit besteht in der experimentellen Untersuchung des Schwingungsverhaltens und der experimentellen Ermittlung des Bewegungswiderstandes. Aus der Analyse des Schwingungsverhaltens soll auch auf andere Erregerkraftverläufe, wie z.B. Beschleunigungen oder Verzögerungen der unteren Ladeinheit geschlossen werden.

### 5.2 Schwingungsverhalten

Das Schwingungsverhalten für die gestapelten Ladeeinheiten wurde experimentell durch die Aufnahme des Amplitudenganges untersucht. Der Versuchsaufbau wird in Abb. 15 dargestellt. Ein auf einer Rollenbahn (1) stehender Stapel (2) wurde durch eine harmonische Fußpunkt-erregung in Schwingung versetzt. Die sinusförmige Krafterregung erfolgte in die unterste, mit der Rollenbahn in Kontakt stehende Palette (3).

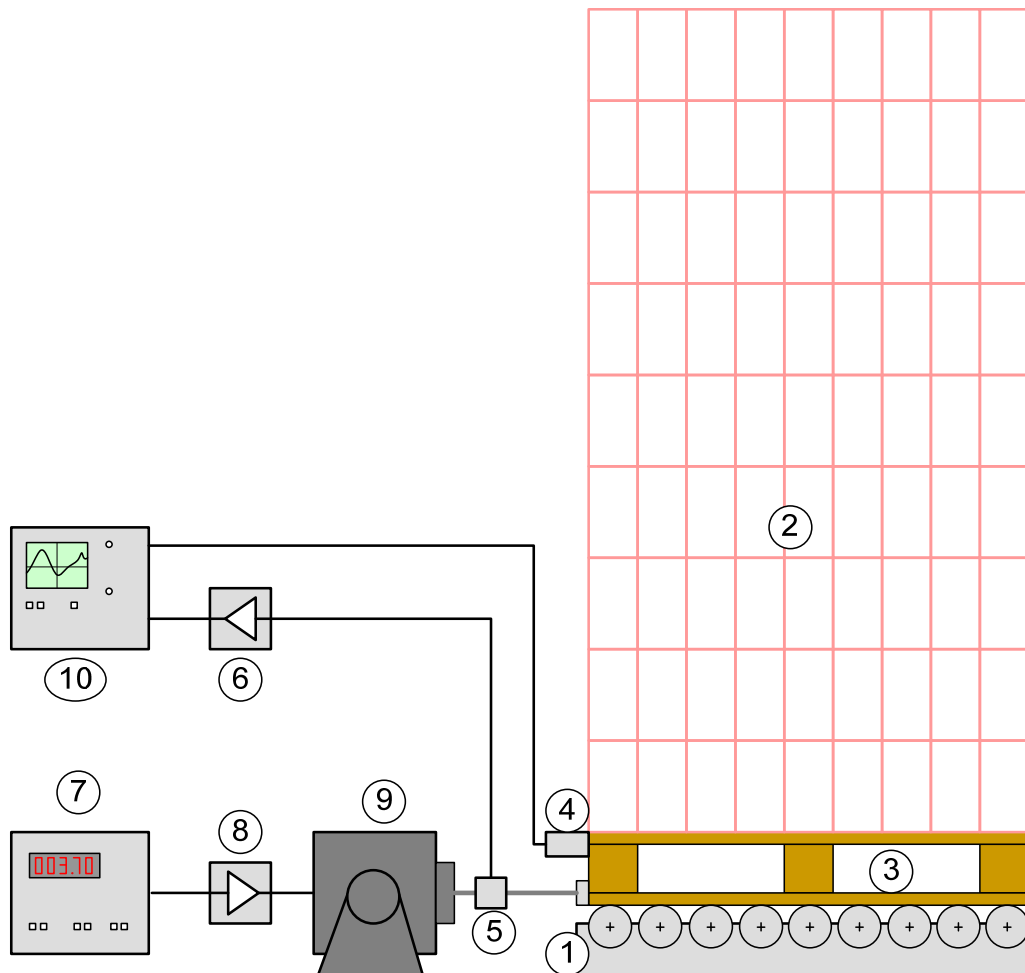
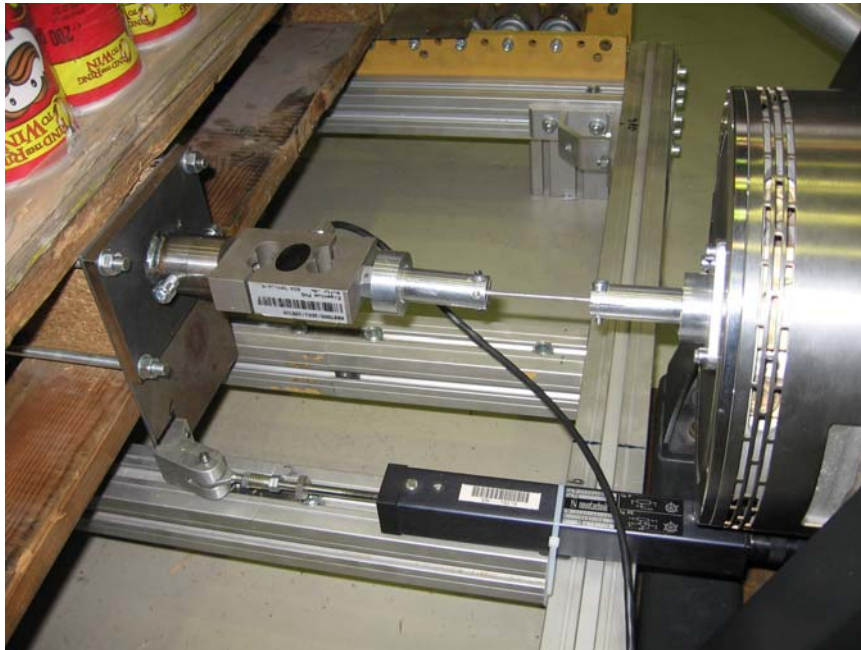


Abb. 15: Versuchsanordnung Schwingungsmessung (Prinzipische Skizze)

Die Systemreaktion (Amplitude am Fußpunkt) erfolgte mit Hilfe einer Wegemesseinrichtung (4). Die zugehörige Erregerkraft wurde durch eine Kraftmesseinrichtung, bestehend aus Kraftmessdose (5) und einem Trägerfrequenz-Messverstärker (6), aufgenommen. Die Vorgabe verschiedener Anregungsfrequenzen erfolgte durch einen Frequenzgenerator (7), dessen Signal dem Schwingererregter (8) über einen Leistungsverstärker (9) zugeführt wurde.



**Abb. 16: Schwingererregter und Sensorik**

Jede Messreihe setzt sich aus Einzelmessungen zusammen, die bei verschiedenen Frequenzen (Schrittweite 0,1 Hz, beginnend bei Grundfrequenz 1 Hz) durchgeführt wurden. Bestandteil jeder einzelnen Messung war zudem die Aufzeichnung des zeitlichen Verlaufes der Erregerkraft und des Weges am Fußpunkt. Die Aufzeichnung erfolgte mit Hilfe eines Speicheroszilloskopes (10).

Abb. 17 zeigt eine im Versuch ermittelte Verstärkungsfunktion für drei übereinander gestapelte Paletten. Aus der Überhöhung der Amplituden ist die Lage der ersten und der zweiten Eigenfrequenz ersichtlich.

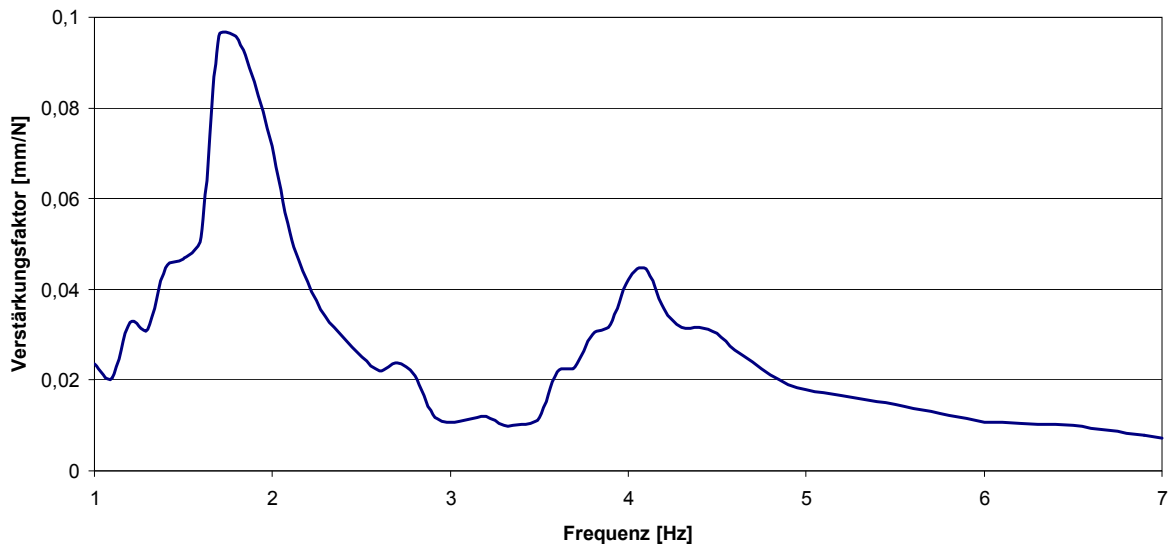
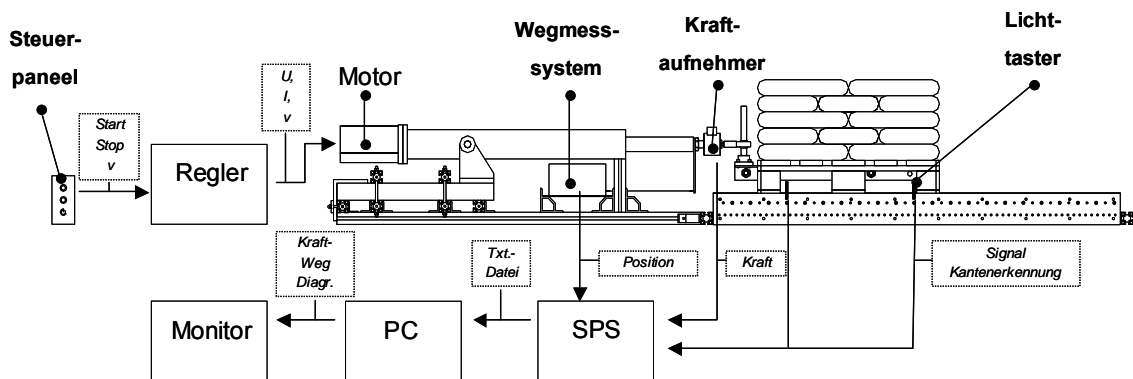


Abb. 17: Verstärkungsfunktion

### 5.3 Ermittlung des Bewegungswiderstandes

#### 5.3.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Die Basis des Versuchsaufbaus (Abb. 18) besteht aus einem Tragrahmen mit an den Längsseiten befestigten Rollenhaltern aus Stahlblech. Zwischen den Rollenhaltern sind die Tragrollen mit Achsen angebracht. Wahlweise besteht die Möglichkeit zwei oder drei tragende Rollenbahnen zu verwenden. An die Stirnseite des Versuchsaufbaus ist ein Zugzylinder angeflanscht, der die translatorische Bewegung in Förderrichtung ausübt. An der Planfläche der Kolbenstange befindet sich ein Kraftaufnehmer. Dieser wird über verschiedene Befestigungssysteme mit den unterschiedlichen LHM verbunden. Unterhalb des Zugzylinders ist als Wegmesssystem ein Seilgeber installiert, über welchen die absolute Position der Ladeinheit ausgegeben wird.



**Abb. 18: Blockschaltbild des Versuchsaufbaus**

Die einzelnen Ladehilfsmittel wurden auf einer Messstrecke von 400 mm mit vier verschiedenen Geschwindigkeiten über die Rollenbahnen bewegt (0,018 m/s, 0,035 m/s, 0,067 m/s und 0,1 m/s). Es wurde in drei Gewichtsstufen getestet (erste Stufe: 400 kg, zweite Stufe: 600 kg, dritte Stufe: 1000 kg). So ergeben sich 12 Prüfungen, die jeweils noch in den folgenden Parametern variiert wurden:

- Rollenteilung
- Ladehilfsmittel
- Förderrichtung (Quer- und Längstransport)
- Rollenarten (Schwerlast und Normal)

Der zurückgelegte Weg und die zugehörige Kraft wurde über die Messstrecke aufgenommen und im zeitlichen Verlauf dokumentiert.

### 5.3.2 Auswertung der Versuche

Zunächst wurde mit Hilfe der linearen Regression (Methode der kleinsten Quadrate) die zur Verschiebung der LE auf der Rollenbahn benötigte Kraft berechnet. Der Koeffizient aus dem Mittelwert der Kraft und der Gewichtskraft des Ladehilfsmittels einschließlich der Beladung ergeben näherungsweise den Rollreibungswert. Typische Werte für Rollreibung sind für Gummireifen auf Beton 0,01 bis 0,02 und 0,001 bis 0,002 für Stahlräder auf Stahlschienen /Tip 94/.

Um an genauere Werte als eine überschlägige Rechnung auf Basis der Regressionsgeraden zu gelangen, wird die Arbeit auf einem vergleichbaren Teilstück der Messstrecke berechnet. Unstetigkeiten im Kraftverlauf, die aus den positiven und negativen Beschleunigungen am jeweiligen Bahnende resultieren, werden im Folgenden nicht berücksichtigt. Die von einer veränderlichen Kraft verrichtete Arbeit entspricht nach /Tip 94/ der Fläche unterhalb des Kraft-Weg-Verlaufes:

$$W = \int_{x_1}^{x_2} F_x dx$$

Hierbei sind nur die positiven Werte in die Berechnung mit einzubeziehen. Negative Werte für die Kraft können dadurch entstehen, dass potentielle Energie, die durch das Anheben des Ladehilfsmittels beim Überfahren der Rolle bedingt durch die starre Verbindung zwischen LHM und Kraftaufnehmer, nicht freigesetzt werden kann. Die Vorrichtung bremst praktisch das Ladehilfsmittel. In einem realisierten System wird ein solches Verhalten nicht erwartet, da die Kraft nur in Vorschubrichtung formschlüssig eingeleitet wird. Bei einem „Herunterrollen“ entsteht demzufolge eine Relativbewegung zwischen LHM und Mitnehmer.

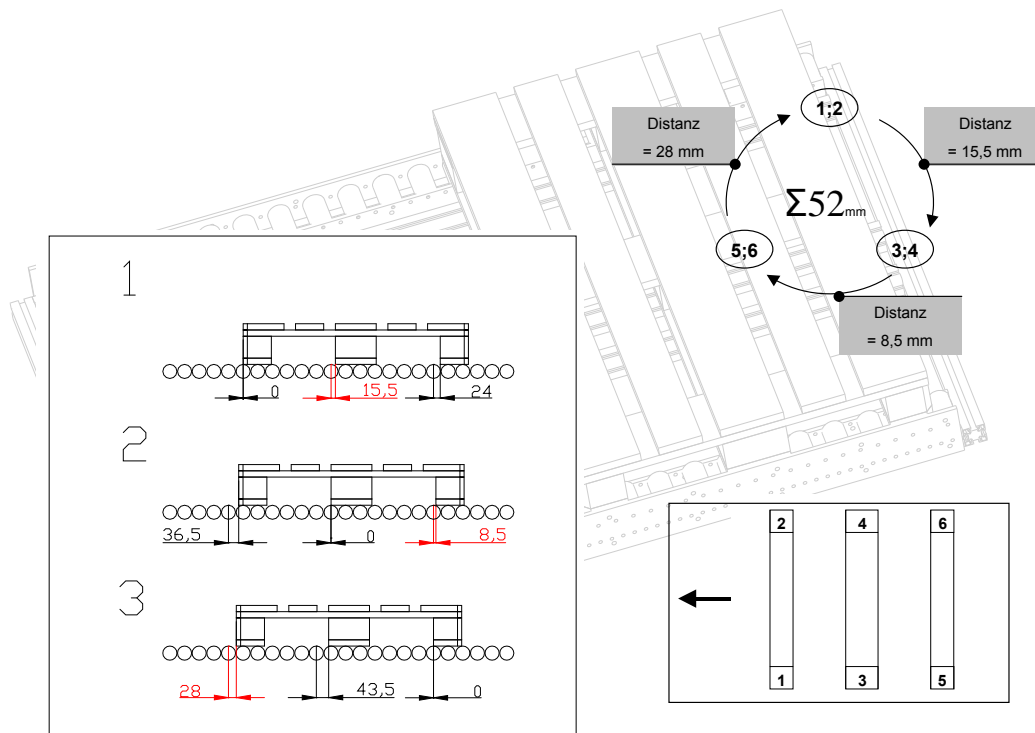
Zur Ermittlung der positiven Fläche und der Messkurve wird das aus der numerischen Mathematik bekannte Trapez-Verfahren angewendet: Im Intervall  $[x_0, x_0+h]$  wird  $f(x)$  durch ein Polynom 1. Grades ersetzt, das  $f(x)$  an den Stützstellen  $x_0$  und  $x_0+h$  interpoliert. Man erhält somit nach /Bro 01/ die Näherung

$$\int_{x_0}^{x_0+h} f(x) dx \approx \frac{h}{2} (y_0 + y_1)$$

Die resultierenden Werte für die mechanische Arbeit wurden dabei auf einen Meter Wegstrecke normiert. Über die Geschwindigkeit lässt sich die Leistung ermitteln. Da die Berechnung der mechanischen Arbeit die gleiche Bezugslänge verwendet, kann die Leistung für den jeweiligen Palettentypen mit dem entsprechenden Gewicht angegeben werden. Dieser Wert kann direkt für die Systemauslegung verwendet werden.

Das Verhältnis zwischen Kraftspitzen und dem Schnittpunkt der Regressionsgeraden mit der Y-Achse gibt Auskunft über Laufeigenschaften / Palettenqualität im Bodenbereich. Es könnten daher anhand des Kraft-Weg-Diagramms qualitative Aussagen über die Maßhaltigkeit, die Ebenheit des Bodenbereichs, den Verzug und die konstruktive Gestaltung des Bodenbereichs gemacht werden.

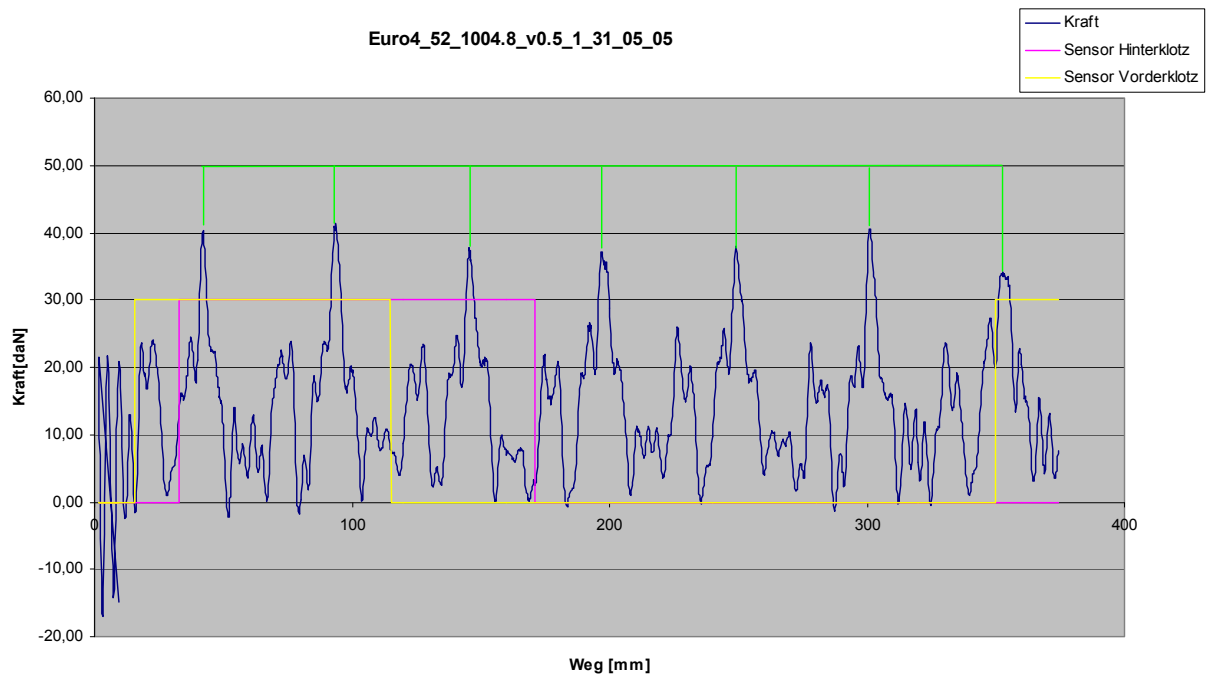
Im Zuge der Auswertung der Messungen wurde versucht, die Ausschläge bei der Kraftmessung einzelnen Kanten der Ladehilfsmittel zuzuordnen. Dazu wurde im ersten Schritt am Beispiel einer Flachpalette in Quereinlagerung der theoretische Abstand ermittelt, mit dem die jeweiligen Kanten auf die Scheitelpunkte der Rollen treffen.



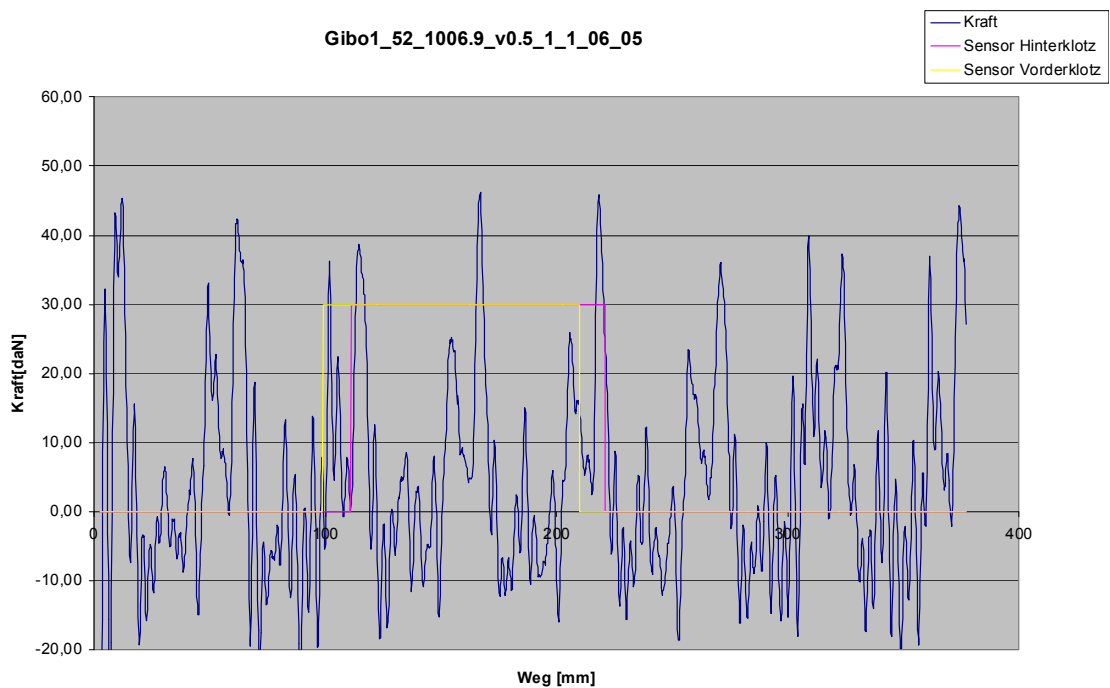
**Abb. 19: Kantenfolge beim Auftreffen auf den Scheitelpunkt der Rolle**

Für den Ausgangspunkt der Betrachtung befindet sich die Vorderkante der beiden vorderen Klötze direkt auf dem Scheitelpunkt einer Rolle (1 und 2 in Abb. 19). Nach einem Verfahrweg des Ladehilfsmittels um 15,5 mm laufen die mittleren Klötze auf den Scheitelpunkt einer anderen Rolle auf. Nach erneuter Verschiebung um 8,5 mm stehen die hinteren Klötze (5 und 6) auf einem Scheitelpunkt. Wird die Palette letztmalig um 28 mm bewegt, stehen wieder die ersten beiden Klotzkanten auf dem Scheitelpunkt einer Rolle. Die Summe der Verschiebungen ergibt somit die Rollenteilung von 52 mm.

Um das Überfahren der Scheitelpunkte durch die Kanten identifizieren zu können, wurden zwei Lichttaster an dem Versuchsstand installiert. Der erste Taster schaltet, wenn die Vorderkante der Klötze 1 und 2 den Scheitelpunkt einer (einzelnen) Rolle erreicht (gelb gekennzeichnete Flanke in Abb. 20). Der zweite Taster schaltet, wenn die Hinterkante der letzten Klötze den Scheitelpunkt einer (einzelnen) Rolle überfahren hat (in der Farbe Magenta gekennzeichnete Flanke in Abb. 20). Sehr deutlich ist die Rollenteilung zu identifizieren, wobei weder mit der Vorderkante der ersten Klötze, noch mit den vorher ermittelten Abständen Deckung festzustellen ist (grüne Markierungen in Abb. 20).



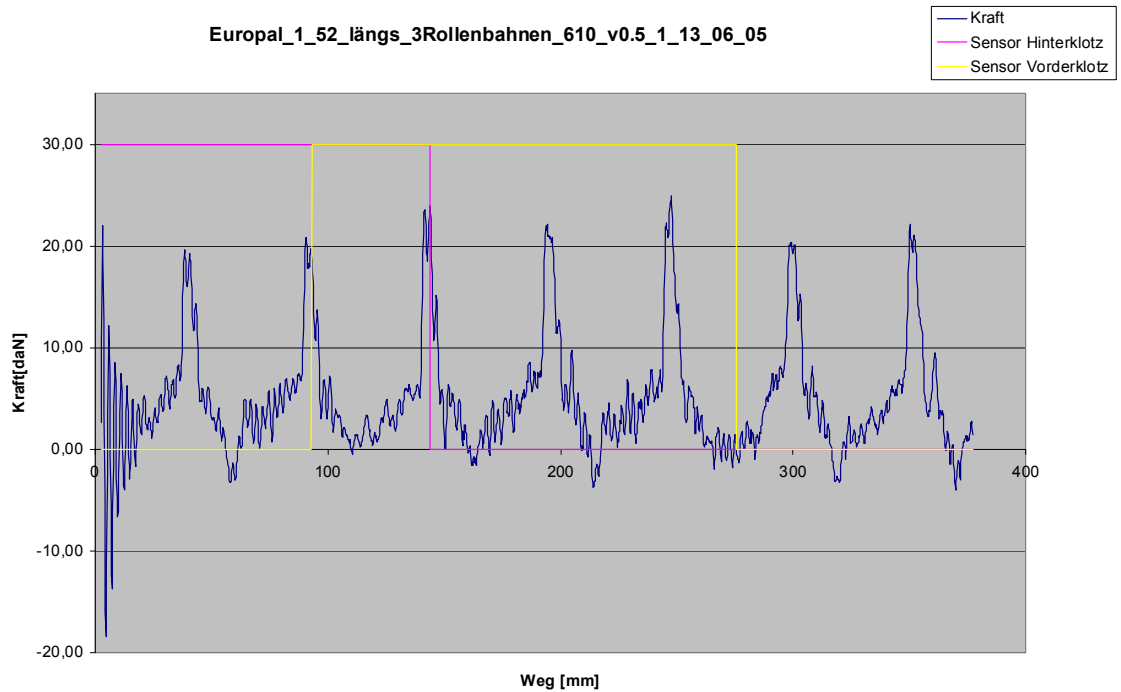
**Abb. 20: Bewegungswiderstand einer Euroflachpalette in Querförderrichtung**



**Abb. 21: Bewegungswiderstand einer Gitterbox**

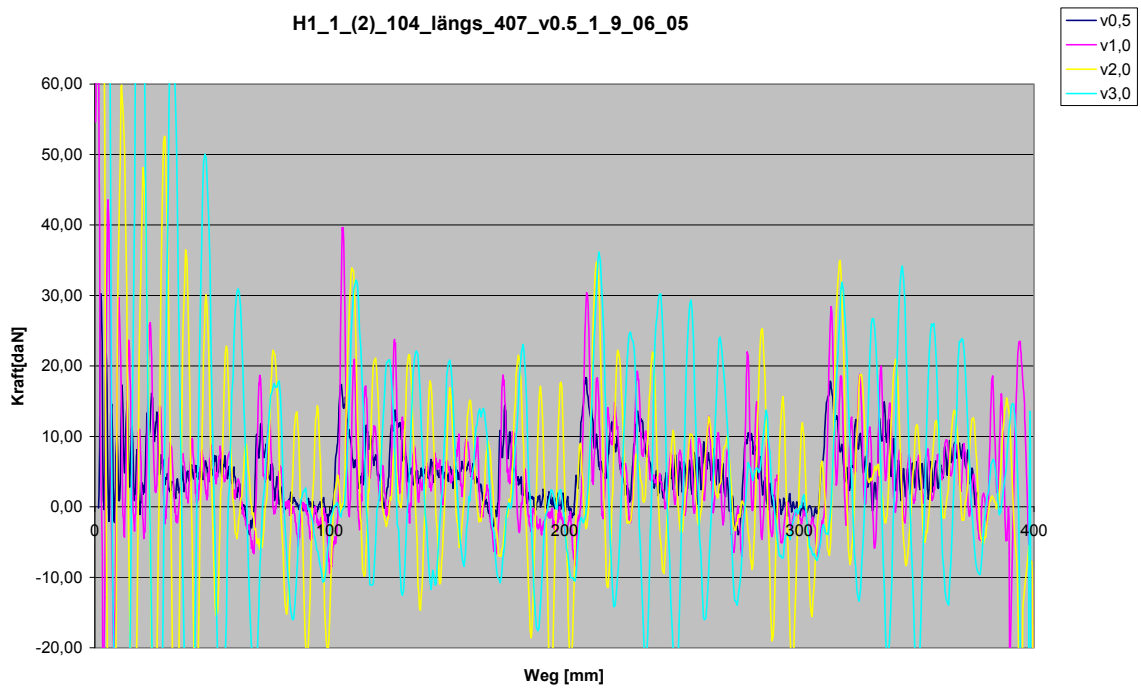
Lediglich bei der materialbedingt relativ steifen und maßhaltigen Gitterbox kann der Versatz zwischen den Füßen im Diagramm identifiziert werden (siehe Abb. 21). Der Versatz ist gekennzeichnet durch den Abstand zwischen den Flanken der Lichttaster (rosa und gelb gekennzeichnete Linie im Diagramm der Abb. 21).

Eine Messung, die besonders deutlich das Auftreffen der Vorderkanten einer Euroflachpalette in Längseinlagerung zeigt, ist in Abb. 22 dargestellt. Bei dieser Versuchsanordnung wurden drei Rollenbahnen jeweils unter den Kufen des Ladehilfsmittels installiert. Die Rollenteilung beträgt 52 mm und hat einen deutlichen Bezug zu in den auftretenden Kraftspitzen.



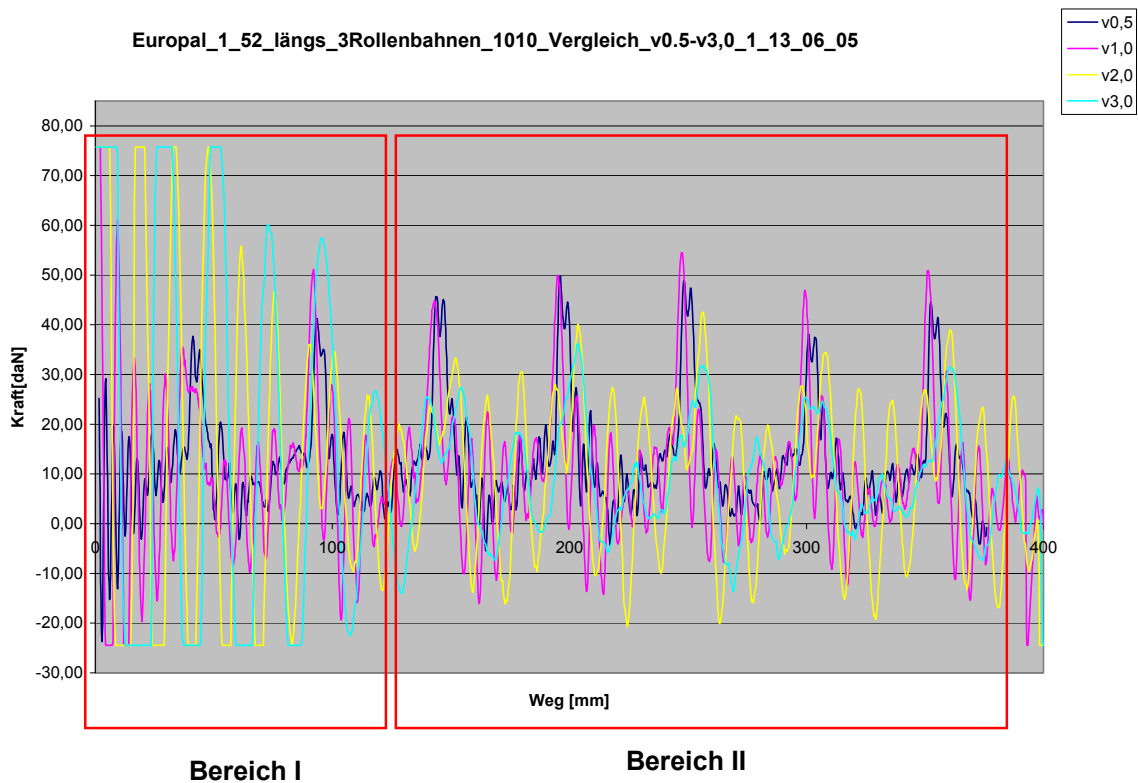
**Abb. 22: Bewegungswiderstand für Europalette (3 Rollenbahnen)**

In den Versuchen konnte gezeigt werden, dass der Bewegungswiderstand geschwindigkeitsabhängig ist. Anders als bei ideal ebenen Auflageflächen, bei denen die Rollreibung weitgehend unabhängig von der Geschwindigkeit ist, treffen hier Kanten oder Unebenheiten der Ladehilfsmittel auf die Mantelfläche der Rolle auf. Dieser Aufprall auf die Rolle ändert den Impuls des Ladehilfsmittels, der durch das Produkt von Geschwindigkeit und Masse definiert ist. Diesen Zusammenhang verdeutlicht der in Abb. 23 dargestellte Vergleich der Messung, in der bei konstanter Masse die Geschwindigkeit variiert wurde.



**Abb. 23: Vergleich der Kraftspitzen bei variiertter Geschwindigkeit und konstanter Masse**

Bei kleinen Rollenteilungen treffen die Kanten nicht mehr auf jede Rolle. Das führt dazu, dass zwar die Kraftspitzen im Bereich der Beschleunigung stark ansteigen, danach aber bei steigender Geschwindigkeit abnehmen. In Abb. 24 sind deshalb zwei Bereiche markiert, die den Beschleunigungsvorgang von dem Bereich des Förderns abgrenzen.



**Abb. 24: Abgrenzung des Beschleunigungsbereiches bei konstanter Geschwindigkeit**

In Bereich II ist zu erkennen, dass die positiven Kraftspitzen trotz steigender Geschwindigkeit abnehmen, dabei aber die Deutlichkeit, mit der die Rollenteilung noch bei der kleinsten Geschwindigkeit zu erkennen ist, „verschwimmt“.

### 5.3.3 Berechnung der möglichen Bahnlänge

Beispielhaft wird nun anhand der Ergebnisse, die mit den beschriebenen Verfahren ermittelt wurden, die mögliche Bahnlänge für einen Ladehilfsmitteltyp schrittweise berechnet. Dazu wird exemplarisch ein Fallbeispiel mit dem nachfolgend beschriebenen Anforderungsprofil herangezogen:

- Gewicht eines Ladeeinheiten-Stapels inklusive der Ladehilfsmittel: 1000kg
- Ladehilfsmittel: Europalette aus Holz in Quereinlagerung (800 mm Ausdehnung in Förderrichtung).
- Fördergeschwindigkeit: 0,1 m/s

Aus diesen Anforderungen lassen sich basierend auf den Ergebnissen der Testphase bereits folgende Gestaltungsmerkmale und Systemparameter festlegen:

- Bei dieser Art der Einlagerung (über die lange Seite) und bei einer Belastung des Ladehilfsmittels durch einen Verbundstapel, ist mit einer Durchbiegung von rd. 10 mm zu rechnen.
- Die maximal mögliche Rollenteilung bei einer Breite der Füße von 100 mm beträgt 52 mm.
- Geeigneter Kraftangriffspunkt ist die Stirnfläche des Mittelklotzes.

Im nächsten Schritt wird der Rollreibungskoeffizient berechnet. Der Wert für die durchschnittliche Kraft, die zum Bewegen der Ladehilfsmittel notwendig ist, beträgt für das beschriebene Szenario 142,5 N. Die Kraft, die unter den geforderten Bedingungen eingeleitet werden kann, beträgt 5000 N. Aus den gegebenen Kräften kann nun der Rollreibungskoeffizient ermittelt werden.

$$\mu = \frac{F_B}{m_{St} \cdot g} = \frac{142,5N}{1000kg \cdot 9,81m/s^2} = 0,0145$$

Darin sind:

$F_B$ : Bewegungswiderstand des Ladehilfsmittels

$m_{St}$ : Masse des Ladeeinheiten-Stapels

Da bei der Ermittlung des Bewegungswiderstandes die Kraftspitzen, welche durch die Anfahr-dynamik sowie das Losbrechmoment entstehen, nicht betrachtet wurden, ist es an dieser Stelle sinnvoll, einen Sicherheitsfaktor einzuführen, der dieses Verhalten berücksichtigt. Die Belastung durch das Anfahren ist von verschiedenen Faktoren wie der Beschleunigungsrampe, der Fördergeschwindigkeit, der Qualität im Bodenbereich, etc. abhängig. Das Losbrechmoment wird vor allem von der Materialpaarung LHM / Rollenbahn beeinflusst. Darüber hinaus ist es von der Standzeit der Ladeeinheiten auf den Rollenbahnen, in der sie nicht bewegt werden, abhängig. Je länger die Ladehilfsmittel statisch auf den Rollenbahnen verweilen, desto wahrscheinlicher ist, vor allem bei relativ nachgiebigen Materialien, ein Eindringen der Rolle das LHM. Alle genannten Einflussfaktoren sollten im Einzelfall analysiert werden und machen eine universelle Aussage an dieser Stelle unmöglich. In den Versuchen zeigte sich, dass die auftretenden Kraftspitzen in jedem Fall deutlich unterhalb des doppelten Mittelwertes blieben. Es kann daher bei der Berechnung des Rollreibungwertes generell ein Sicherheitsfaktor von 2,0 angesetzt werden. Dieser berücksichtigt dann neben den o.g. Einflüssen die evtl. während des Betriebes auftretenden Verschlechterungen der Reibungsverhältnisse. Es ergibt sich somit ein korrigierter Rollreibungwert von:

$$\mu' = 2\mu = 0,029$$

Für die Bahnlänge  $l_B$  ergibt sich somit aus den Eingangsdaten die folgende Obergrenze:

$$l_B \leq \frac{F_D l_{LHM}}{\mu' m_{St} g} = \frac{5000N \cdot 0,8m}{0,029 \cdot 1000kg \cdot 9,81m/s^2} = 14,1m$$

Dieser Wert ist noch bezogen auf die Länge der Ladeinheit abzurunden, so dass sich für dieses Beispiel eine Bahnlänge von 13 m ergibt. Dieses Ergebnis besitzt natürlich nur für den Fall Gültigkeit, dass die Druckkraft  $F_D$  des Mitnehmersystems auch zerstörungsfrei auf das Ladehilfsmittel übertragen werden kann.

#### 5.4 Ergebnisse

Durch die Schwingungsversuche konnte die Gültigkeit der zuvor aufgestellten Modelle insbesondere für die Lage der ersten Eigenfrequenz nachgewiesen werden. Die Ergebnisse der Schwingungsversuche lassen darauf schließen, dass für die erprobten Stapelhöhen von bis zu 6 m die periodische Kraftanregung der Rollenbahn nicht zu instabilen Betriebszuständen führen kann.

Die Messung des Bewegungswiderstandes der Ladeinheiten liefert wichtige Informationen bezüglich des am Mitnehmersystems zur Bewegung der Ladeinheiten tatsächlich erforderlichen Kraftbedarfes. Ebenfalls wurden die zahlreichen Einflussgrößen auf diesen Kraftbedarf experimentell ermittelt. Die Kenntnis des Bewegungswiderstandes schafft die Voraussetzung zur Beurteilung des Systems hinsichtlich der maximal möglichen Bahnbelegung.

## 6 MODELLIERUNG DES SEILTRIEBES

### 6.1 Zielsetzung

Ziel dieses Arbeitspaketes ist die Erstellung eines analytischen Berechnungsmodelles für die grundlegenden Kenngrößen des Seiltriebes. Dabei werden die zahlreichen Variationsmöglichkeiten für die Gestaltung des Seiltriebes berücksichtigt. Es soll insbesondere eine Vorausberechnung der realisierbaren Druckkräfte, des Wirkungsgrades der Kraftübertragung und der Lebensdauer des Seiltriebes ermöglicht werden. Bei bekanntem Wirkungsgrad des Seiltriebes kann aus den Ergebnissen z.B. eine Auslegung der erforderlichen Antriebskennwerte (Leistung, Drehmoment etc.) abgeleitet werden.

### 6.2 Wirkungsgrad

Die am Mitnehmerschlitten erzielbaren Druckkräfte sind aufgrund der zahlreichen Reibungseinflüsse geringer als bei einem idealen Flaschenzug. Die tatsächlich für die Verdichtungsfunktion nutzbare Kraft wird z.B. durch den Wirkungsgrad der Seilrollen vermindert. Hinzu kommen Reibkraftverluste, welche durch die Schlittenführung und die Berührung der Seile mit dem Boden bzw. den installierten Gleitplatten verursacht werden. Die Kenntnis und die Quantifizierung dieser Faktoren dient neben der Auslegung des Antriebes auch der Beurteilung des Antriebskonzeptes im Vergleich zu alternativen Lösungen, wie z.B. Kettentrieben.

Die Reibkraftverluste setzen sich sowohl aus Anteilen mit einer Abhängigkeit von der Druckkraft als auch aus druckkraftunabhängigen Anteilen zusammen. Die von der Druckkraft unabhängigen Bestandteile resultieren hauptsächlich aus der Bodenberührung der Seile. Dieser Effekt ist zudem abhängig von der Bahnlänge.

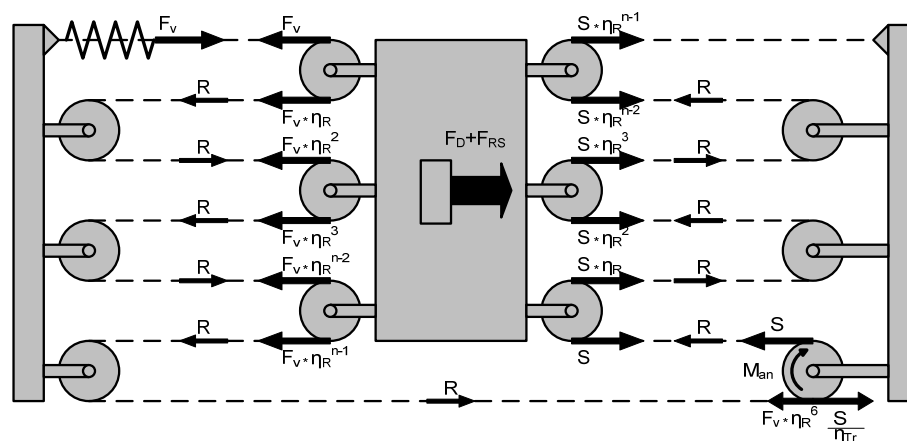


Abb. 25: Kräfteplan des Seiltriebes

Abhängig von der Druckkraft sind die durch den Rollenwirkungsgrad und den Treibscheibenwirkungsgrad (Formelzeichen  $\eta_R$  bzw.  $\eta_{Tr}$ ) ausgedrückten Kraftverluste der Seilführungsrollen und der Treibscheibe. Mit steigender Druckkraft steigt ebenfalls die Reibung in der Schlittenführung. Diese hängt zudem von den geometrischen Verhältnissen des Schlittens bzw. des Mitnehmersystems ab.

Eine Erhöhung der Vorspannkraft des Seiltriebes wirkt sich, bedingt durch höhere Kraftverluste an den Seilrollen und der Treibscheibe, negativ auf das durch den Antriebsmotor aufzubringende Drehmoment aus. Höhere Flaschenzugübersetzungen führen durch die erforderliche größere Anzahl an Seilführungsrollen und die vergrößerte Bodenreibung ebenfalls zu ungünstigen Gesamtwirkungsgraden.

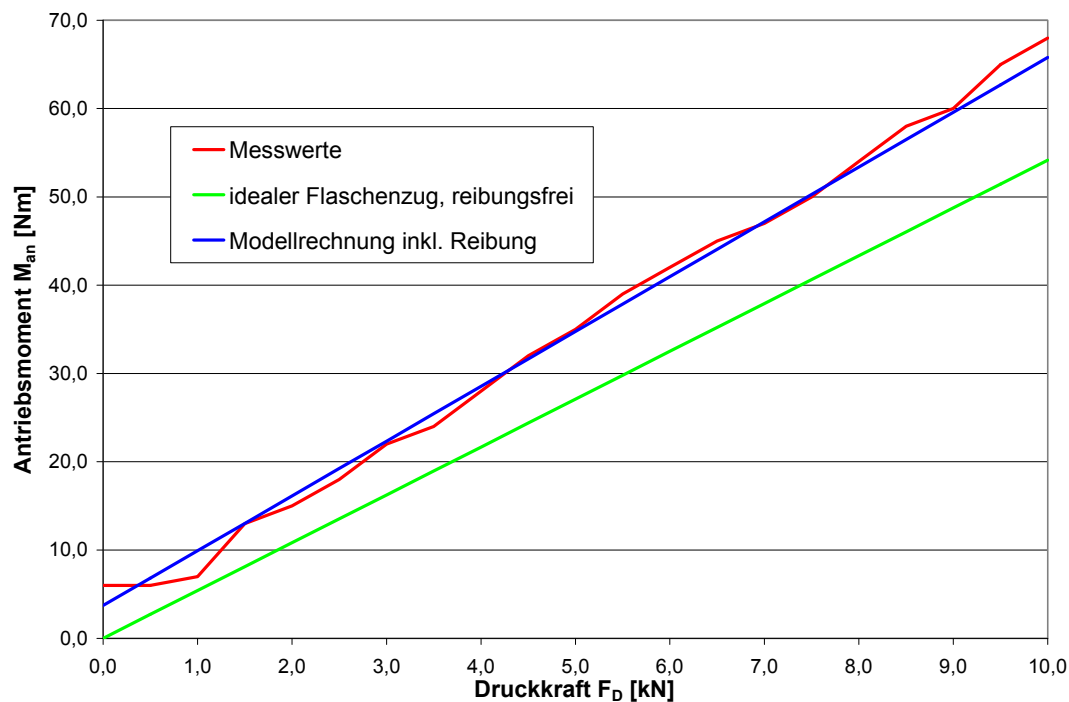
Die Relation zwischen dem Antriebsmoment und der am Mitnehmersystem wirkenden Druckkraft wurde durch die Kraftbilanz am Schlitten ermittelt. Der für die Berechnung zugrunde liegende (vereinfachte) Kräfteplan ist der Abb. 25 zu entnehmen. Das zur Erzeugung einer definierten Druckkraft an der Treibscheibe erforderliche Antriebsmoment wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$M_{an} = \frac{D_{Tr}}{2} \left[ \underbrace{F_D \frac{1-\eta_R}{\eta_{Tr}(1-\eta_R^n)} \left( 1 + \frac{\mu_1 h_M}{l_R} \right)}_{\text{Druckkraft}} + \underbrace{F_V \left( \frac{1}{\eta_{Tr}} - \eta_R^n \right)}_{\text{Vorspannkraft}} + \underbrace{\mu_2 m_s g l_B \left( \frac{(1-\eta_R^{n-1})(\eta_{Tr} + \eta_R)}{2(1-\eta_R)\eta_R^{n-1}\eta_{Tr}} + 1 \right)}_{\text{Seilreibung Boden}} \right]$$

In dieser Gleichung sind:

- $M_{an}$ : Antriebsmoment an der Treibscheibe
- $F_D$ : Druckkraft am Mitnehmer
- $D_{Tr}$ : wirksamer Treibscheiben-Durchmesser
- $n$ : Flaschenzug-Übersetzung
- $F_V$ : Vorspannkraft
- $\eta_R$ : Wirkungsgrad Seilführungsrollen
- $\eta_{Tr}$ : Wirkungsgrad Treibscheibe
- $\mu_1$ : Reibbeiwert Schlittenführung
- $\mu_2$ : Reibbeiwert Seil auf Boden bzw. Seil auf Gleitplatten
- $m_s$ : längenbezogene Seilmasse [kg/m]
- $l_R$ : Radstand Schlitten
- $h_M$ : Lastabstand Kraftangriff / Schlittenführung
- $l_B$ : Bahnlänge

Die Berechnung des Drehmomentes wurde anhand einer statischen Messung des Antriebsdrehmomentes und der zugehörigen Reaktionskraft am Mitnehmersystem überprüft. Abb. 26 zeigt das Ergebnis der Messung im Vergleich zur reibungsbehafteten Berechnung und zum „idealen“ bzw. reibungsfreien Flaschenzug. Die wesentlichen Eingangsparameter wurden aus den Daten des Versuchsstandes gewonnen. Für weitere Vorgabewerte, z.B. für den Rollenwirkungsgrad, wurden Literaturwerte herangezogen. Bei Bewegungen des Seiltriebes aus dem Stillstand entsteht, bedingt durch Haftreibungseffekte, ein „Losbrechmoment“ (siehe auch Startwerte der Kraftverläufe in Abb. 26). Dieses sollte, insbesondere bei der Verwendung von Gleitlagerungen, bei der Dimensionierung der Antriebskomponenten berücksichtigt werden.



**Abb. 26: Erforderliches Antriebsmoment in Abhängigkeit von der Druckkraft**

Der Gesamtwirkungsgrad der Kraftübertragung definiert sich durch den Vergleich der reibungsbehafteten Kraftübertragung mit dem idealen Flaschenzug. Aufgrund des bereits bei fehlender Druckkraft am Mitnehmersystem vorhandenen Momentenbedarfes steigt der Gesamtwirkungsgrad für größere Druckkräfte an. Eine effiziente Kraftübertragung wird bei entsprechend hoher Güte der Lagerungen der Seilführungsrollen und bei kleinen Flaschenzugübersetzungen erreicht. Der Einsatz von Gleitlagerungen sollte sich daher auf kleinere Übersetzungen von  $n \leq 4$  beschränken. Eine Vergrößerung der Bahnlänge wirkt sich, wie Abb. 27 zeigt, hauptsächlich im unteren und mittleren Druckkraftbereich negativ aus.

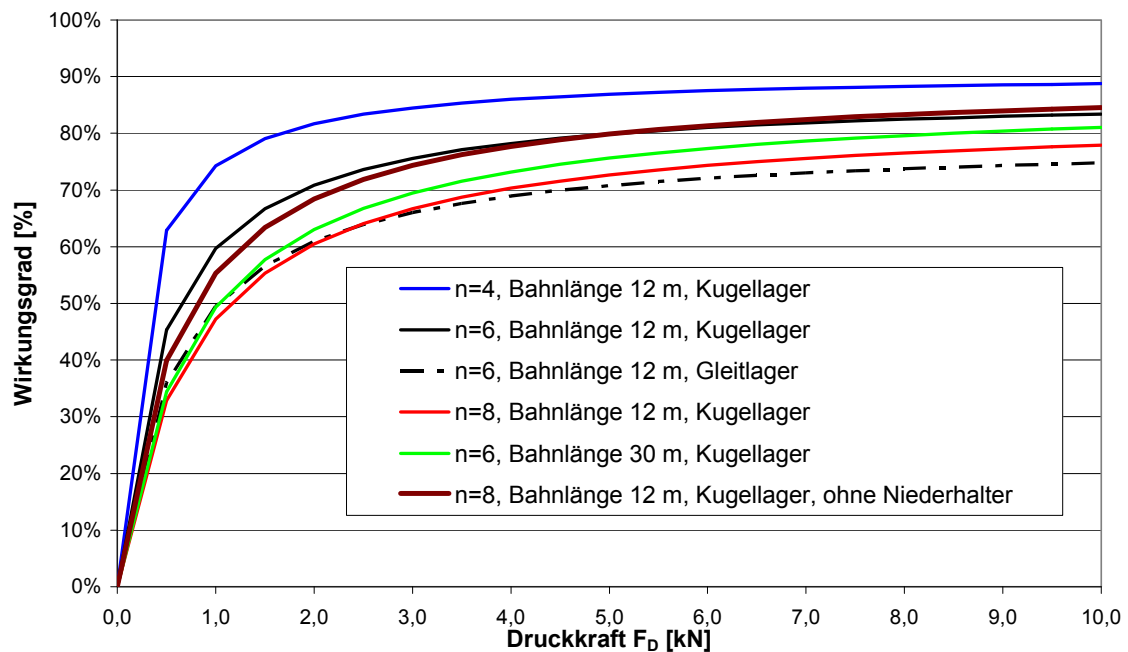
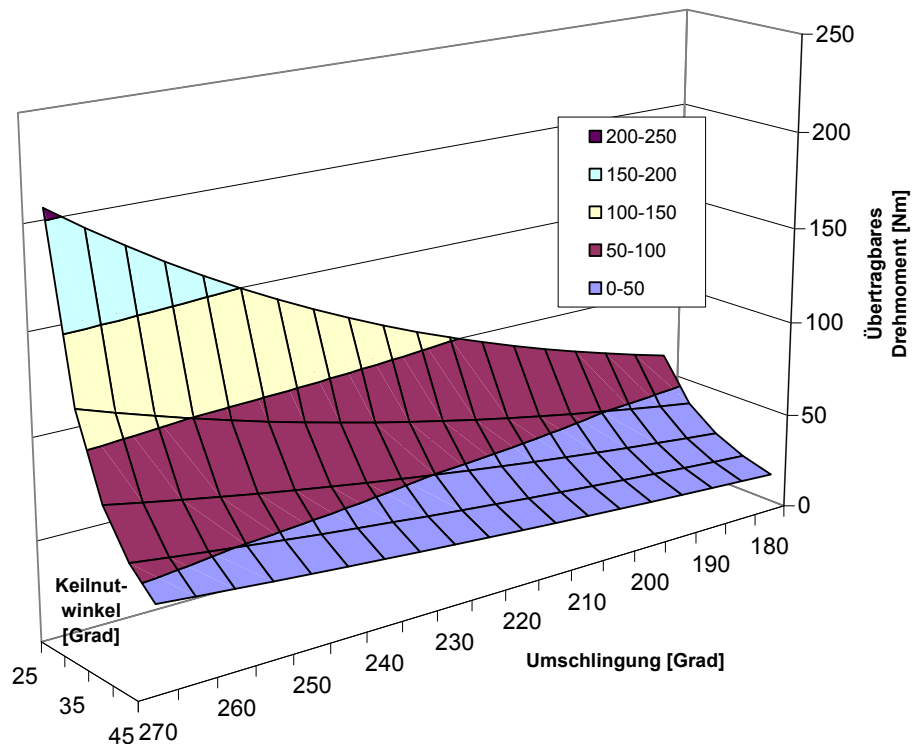


Abb. 27: Wirkungsgrad der Kraftübertragung in Abhängigkeit von der Druckkraft

### 6.3 Übertragbare Kräfte

Die durch den Seiltrieb übertragbaren Kräfte werden entscheidend durch die Geometrie der Treibscheibe beeinflusst. Durch die Nutform kann beispielsweise eine Erhöhung der Flächenpressung zwischen Seil und Treibscheibe herbeigeführt werden. Die bei dem Teststand des automatischen Bodenblocklagers verwendete Keilnut gestattet im Vergleich zu den übrigen Nutgrundformen die effektivste Kraftübertragung. Abb. 28 zeigt das von einer als Keilnut ausgeführten Treibscheibe theoretisch übertragbare Drehmoment in Abhängigkeit vom vorgeesehenen Keilnutöffnungswinkel und vom Umschlingungswinkel.



**Abb. 28: Übertragbares Drehmoment**

Nach der Eytelweinschen Gleichung hängt die Kraftübertragung neben dem Umschlingungswinkel und dem Reibwert der Reibpaarung Seil / Treibscheibe noch vom Kraftverhältnis an der Treibscheibe ab. Durch die Spannvorrichtung muss daher eine Mindestvorspannung im Leertrum hinter der Treibscheibe sichergestellt werden. Für die konstruktive Ausgestaltung der Spannvorrichtung ist daher eine möglichst konstante Kraft / Weg-Kennlinie bei ausreichender Kompensation der Seildehnung und -längung gefordert.

## 6.4 Lebensdauer

### 6.4.1 Allgemein

Die Berechnung wurde mit der Zielsetzung durchgeführt, Optimierungsmaßnahmen für den Seiltrieb mit Hilfe eines analytischen Berechnungsmodelles abzuleiten. Dazu wurde zunächst die Beanspruchung für das Versuchsszenario ermittelt. Im Anschluss daran erfolgte die Lebensdauerberechnung bzw. die Berechnung der Lastzyklen für das Versuchsszenario. In dem darauf folgenden Schritt wurden die Ergebnisse der Berechnung mit Hilfe der Versuchsergebnisse validiert.

Anhand des validierten Berechnungsmodells erfolgte die Berechnung der Seillebensdauer für einen realen Betriebszustand der Anlage. Aus der Berechnung und den während der Testphase gewonnenen Erkenntnissen wurden Optimierungsmaßnahmen für den Seiltrieb abgeleitet und hinsichtlich der Erhöhung der Standfestigkeit quantifiziert.

### 6.4.2 Berechnungsverfahren

Die bezüglich der Lebensdauer des Seiltriebes durchgeführten Berechnungen wurden nach /Feyrer 2000/ durchgeführt. Die Untersuchungen konzentrieren sich auf einen Bereich des Seiltriebes mit lokal hoher Beanspruchung. Es handelt sich hierbei um das am Schlitten befindliche erste Seilumlenkrollenpaar des unter Last ziehenden Flaschenzuges. Hier treffen die folgenden, für die Lebensdauer des Seiltriebes ungünstigen Faktoren zusammen:

- Hohe Zugkräfte
- Große Biegelänge
- geringe Umlenkradien
- Gegenbiegung

Schrägzug tritt bei hohem Belegungsgrad der Bahn aufgrund der in diesem Fall großen Entfernung zur Ausgabeseite nur in geringem Maße auf. Vorversuche konnten bestätigen, dass es sich bei dem untersuchten Bereich des Seiltriebes um eine extrem hoch belastete Stelle handelt.

Bezüglich der Betriebsart und der Last wird angenommen, dass auf der Eingabeseite gebildete Palettenstapel in eine gefüllte Bahn eingegeben werden. Der Schlitten fährt also unter Last eine Palettenteilung vor und kehrt anschließend ohne Last wieder in seine Ausgangslage bzw. den Eingabeplatz zurück. Für diesen Fall ist die aus der Belegung der Bahn resultierende Seilkraft maximal. Es tritt im Seil beim Vorfahren und bei der Rückfahrt des Schlittens jeweils eine Biegung mit anschließender Gegenbiegung auf. Beim Vorfahren des Schlittens geschieht die Biegung des Seiles unter dem Einfluss der Last, also mit erhöhter Seilzugkraft. Es handelt sich demnach um eine kombinierte Zug- und Biegebeanspruchung mit anschließender Gegenbiegung. Bei der Rückfahrt des Schlittens ist nur noch eine aus der Vorspannkraft des Seiles und verschiedenen Reibanteilen zusammengesetzte geringere Seilkraft wirksam. Die Zerlegung in die relevanten Beanspruchungselemente ergeben sich für den betrachteten Betriebszustand der Anlage die folgenden Grundbeanspruchungen, die bezogen auf einen durchlaufenen Zyklus je einmal auftreten:

1. Kombinierte Zug- und Biegebeanspruchung mit hoher Zugkraft  $S_{ob}$  (Element D)
2. Gegenbiegung mit hoher Zugkraft  $S_{ob}$  (Element F, äquivalent zu Element B)
3. Gleichsinnige Biegung mit Zugkraft  $S_u$  (Element A)
4. Gegenbiegung mit Zugkraft  $S_u$  (Element B)

Die Klassifizierung und Nomenklatur der Beanspruchungselemente wurde nach /Feyrer 2000/ vorgenommen. Im Folgenden wird die Biegewechselzahl für jedes der Beanspruchungselemente zunächst einzeln berechnet und anschließend mit Hilfe der Schadensakkumulationshypothese von Palmgren und Miner (/Palmgren 24/, /Miner 45/) zu einer Gesamtspielzahl kombiniert.

Da die Vorrichtung relativ gefahrlos bis zum Bruch des Seiles betrieben werden kann, wird vorrangig die mittlere Biegewechselzahl  $N$  bis zum Seilbruch berechnet. Zusätzlich dazu wird die Anzahl der Lastzyklen  $N_{10}$  ermittelt, bei der mit einer Sicherheit von 95% höchstens 10% der Seile gebrochen sind. Die Berechnung der unteren und oberen Seilkraft erfolgt gemäß der für die Wirkungsgrad-Betrachtung bereits aufgestellten Kräftebilanz. Die sich für den Rückzug des Schlittens ergebene untere Seilkraft  $S_u$  beträgt:

$$S_u = F_V \eta_R^6 \eta_{Tr} - (4x_B + 2l_B) \mu_2 m_s g$$

Darin ist  $x_B$  die Startkoordinate des Schlittens, mit deren Hilfe die Aufteilung der Bodenreibung auf die beiden gegeneinander geschalteten Flaschenzüge erfolgt. Die restlichen Variablen sind analog zur Grundgleichung der Wirkungsgrad-Berechnung in Abschnitt 6.2. Im Gegensatz zur unteren Seilkraft ist die obere Seilkraft zusätzlich abhängig von der wirkenden Druckkraft  $F_D$  des Schlittens:

$$S_{ob} = F_V + F_D \left( \frac{1 - \eta_R}{1 - \eta_R^6} \right) \left( 1 + \frac{\mu_1 h_M}{l_R} \right) + 4(l_B - x_B) \mu_2 m_s g$$

In diesen Gleichungen wurde der Einfluss der Rollenwirkungsgrade auf die Bodenreibung vernachlässigt. Diese rechnerischen Seilzugkräfte wurden gemäß dem zugrunde liegendem Berechnungsschema mit Hilfe der Seilkraftfaktoren  $f_{s1}$  bis  $f_{s5}$  hochgerechnet. Die für den Rollenwirkungsgrad und die parallele Seilanordnung zuständigen Faktoren  $f_{s2}$  und  $f_{s3}$  wurden auf den Wert 1,0 gesetzt, da die entsprechenden Einflüsse bereits in den Ausgangsgrößen  $S_u$  und  $S_{ob}$  enthalten sind. Besondere Bedeutung besitzt hierbei der Seilkraftfaktor  $f_{s5}$ , der zur Korrektur der Seilkraft im Zusammenhang mit der auftretenden kombinierten Zug und Biegebeanspruchung benötigt wird. Der Seilkraftfaktor  $f_{s5}$  wird dabei wie folgt errechnet:

$$f_{s5} = 1 + \frac{\left( 1,31 - 0,0014 a_{fs} \frac{\Delta S d_0^2}{d^2 S_0} \right) \left( 1,1 \frac{\Delta S}{d^2} - 0,1 \frac{S}{d^2} \right) \frac{d_0^2}{S_0} a_{fs}}{145000 \frac{\delta}{d} \frac{d}{D} + 600 \frac{\delta}{d} + 0,2 a_{fs} \frac{S d_0^2}{d^2 S_0}} + 0,5 v_A$$

Darin ist  $\Delta S$  die Differenz zwischen der oberen und der unteren Seilzugkraft. Für  $1,1 \Delta S \leq 0,1 S$  ist  $f_{s5} = 1,0$ . Die Konstante  $a$  hängt zusätzlich vom Verhältnis des Seilnennendurchmessers  $d$  zum Außendrahtdurchmesser  $\delta$  ab. Es stehen hier für die gängigen Seilkonstruktionen entsprechende Tabellenwerte zur Verfügung. Aufgrund der Tatsache, dass der Seiltrieb unter permanenter Vorspannung gehalten wird, kann der Schloffseilfaktor  $v_A = 0$  gesetzt werden.

Die eigentliche Biegewechselzahlen für die unterschiedlichen Beanspruchungselemente werden mit Hilfe der Lebensdauergleichung ermittelt:

$$\lg N = b_0 + \left( b_1 + b_4 \lg \frac{D}{d} \right) \left( \lg \frac{S d_0^2}{d^2 S_0} - 0,4 \lg \frac{R_0}{1770} \right) + b_2 \lg \frac{D}{d} - 0,321 \lg \frac{d}{d_0} + \frac{1}{b_5 + \lg \frac{l}{d}}$$

Darin sind:

N	Biegewechselzahl
S	Seilzugkraft [N]
d	Seilnennendurchmesser [mm]
D	Seilrollendurchmesser [mm]
l	Seilbiegelänge [mm]
R <sub>0</sub>	Drahtnennfestigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]
S <sub>0</sub>	Bezugskraft (=1N)
d <sub>0</sub>	Bezugsdurchmesser (=1mm)
b <sub>0</sub> -b <sub>5</sub>	seilspezifische Konstanten

Die in die Gleichung einzusetzende Seilzugkraft S ergibt sich dabei jeweils aus der Multiplikation der Kräfte S<sub>u</sub> und S<sub>ob</sub> mit den Seilkraftfaktoren f<sub>s1</sub> bis f<sub>s5</sub>. Die so ermittelten Biegewechselzahlen werden anschließend durch Multiplikation mit den Korrekturfaktoren f<sub>N1</sub> bis f<sub>N4</sub> korrigiert. Die Korrekturfaktoren berücksichtigen den Einfluss der Seilkonstruktion, der Rillenform der Schmierung sowie den Einfluss von Schrägzug.

Für das Beanspruchungselement B „Gegenbiegung“ wird die Gegenbiegwechselzahl mit Hilfe der Faktoren a<sub>0</sub>, a<sub>1</sub> und a<sub>2</sub> abgeleitet. Aus der im vorangegangenen Schritt ermittelten korrigierten Biegewechselzahl N<sub>korrr</sub> wird die korrigierte Gegenbiegwechselzahl N<sub>korrr,G</sub> wie folgt errechnet:

$$N_{korrr,G} = a_0 \cdot N_{korrr}^{a_1} \cdot \left( \frac{D}{d} \right)^{a_2}$$

Der bei Gegenbiegung wirksame Rollendurchmesser D<sub>M</sub> wird aus den unterschiedlichen an der Gegenbiegung beteiligten Rollendurchmessern D<sub>1</sub> und D<sub>2</sub> durch eine Mittelwertbildung gemäß der Formel

$$D_M = \frac{2D_1 D_2}{D_1 + D_2}$$

berechnet. Die Durchmesser  $D_1$  und  $D_2$  entsprechen jeweils dem Durchmesser der Umlenkrolle am Schlitten und dem Durchmesser der davor liegenden Niederhalterrolle. Die einzelnen Biegewechselzahlen werden mit Hilfe der Palmgren-Miner-Regel akkumuliert. Die Anzahl der Lastzyklen ergibt sich dann aus der Beziehung:

$$Z = \frac{f_z}{\sum_{j=1}^k \alpha_j \sum_{i=1}^m \frac{e_i}{N_{ij}}}$$

Darin ist  $f_z$  der Faktor für das vorzeitige Ablegen des Seiles, der insbesondere für die Validierung der Testergebnisse gleich 1 gesetzt wird. Durch  $e_i$  wird die je Zyklus auftretende Anzahl des jeweiligen Beanspruchungselementes ausgedrückt.  $N_{ij}$  ist die je Element vom Seil ertragene Anzahl an Biegewechseln. Mit Hilfe der Palmgren-Miner Regel kann ebenfalls die Anzahl der Lastzyklen für ein Lastkollektiv errechnet werden. Dies wird durch die jeweiligen Anteile  $\alpha_j$  für die unterschiedlichen Belastungen ausgedrückt.

Seiltyp: Seale 6x17+SES		kombinierte Zug- und Biegebeanspruchung, Vorschub des Schlittens (Element D)	
Art der berechneten Spielzahl N	Bruch für 10% der Seile $N_{10}$	Bruch, mittlere Spielzahl N	
Anzahl der Beanspruchungen je Zyklus	1	1	
Seilkraft für Belastung [N] (obere Seilkraft)	1987,2 N	1987,2 N	
Seilnenndurchmesser d [mm]	4 mm	4 mm	
Seilbiegelänge l [mm]	5000	5000	
Drahtnennfestigkeit $R_0$ [N/mm <sup>2</sup> ]	1960	1960	
großer Rollendurchmesser $D_1$ [mm]	45 mm	45 mm	
kleiner Rollendurchmesser $D_2$ [mm]	45 mm	45 mm	
wirksamer / mittlerer Rollendurchmesser $D_m$ [mm]	45 mm	45 mm	
Faktor a zur Berechnung des Korrekturfaktor $f_{s5}$	2,24	2,24	
Aussendrahtdurchmesser $\delta$ [mm]	0,29 mm	0,29 mm	
untere Seilkraft [N]	377,8 N	377,8 N	
Zugkraftdifferenz zwischen oberer und unterer Seilkraft $\Delta S$ [N]	1609,4 N	1609,4 N	
Schlaffseilfaktor $v_A$	0	0	
Korrekturfaktor $f_{s5}$ (kombinierte Zug und Biegebeanspruchung)	1,212	1,212	
Korrekturfaktor $f_{s1}$ (Lastführung)	1,050	1,050	
Korrekturfaktor $f_{s2}$ (Seilwirkungsgrad)	1,000	1,000	
Korrekturfaktor $f_{s3}$ (parallele Seile)	1,000	1,000	
Korrekturfaktor $f_{s4}$ (Beschleunigung)	1,050	1,050	
korrigierte Seilkraft [N]	2654,8 N	2654,8 N	
Konstante $b_0$	-2,018	-1,732	
Konstante $b_1$	1,290	1,290	
Konstante $b_2$	8,149	8,149	
Konstante $b_4$	-2,440	-2,440	
Konstante $b_5$	1,900	1,200	
Biegewechselfaktor $f_{N1}$ (Schmierung)	1	1	
Biegewechselfaktor $f_{N2}$ (Seilkonstruktion)	0,81	0,81	
Biegewechselfaktor $f_{N3}$ (Rillenform)	1	1	
Biegewechselfaktor $f_{N4}$ (Schrägzug)	1	1	
Konstante Gegenbiegung $a_0$	1	1	
Konstante Gegenbiegung $a_1$	1	1	
Konstante Gegenbiegung $a_2$	0	0	
Spielzahl N bzw. $N_{10}$ (nicht korrigiert)	5597	11655	
Spielzahl $N_{kor}$ bzw. $N_{10, kor}$ (korrigiert mit $f_{N1}$ bis $f_{N4}$ )	4533,2	9440,8	
Spielzahl resultierend (Biegung bzw. Wechselbiegung) $N_{kor}$ bzw. $N_{10, kor}$	<b>4533</b>	<b>9441</b>	

Druckkraft des Schlittens [N]	8000
Vorspannkraft [N]	500
Biegelänge [mm]	5000

**Tabelle 3: Berechnung der Biegewechselzahl für das Beanspruchungselement „D“**

Die Tabelle 3 zeigt das Berechnungsschema mit den zugehörigen Eingangsgrößen beispielhaft für das Beanspruchungselement D und die Seilkonstruktion Seale 6x17+SE. In Tabelle 4 ist Ergebnis der Berechnung in Form der akkumulierten Lastspielzahlen Z für N und  $N_{10}$  dargestellt.

Druckkraft des Schlittens [N]	8000
Vorspannkraft [N]	500
Biegelänge [mm]	5000
Rollenwirkungsgrad (Set=2 Rollen)	0,96
Wirkungsgrad Treibscheibe	0,97
relative Seilmasse [kg/m]	0,06
Reibwert Seil / Gleitplatte	0,05
Bahnlänge [m]	30
X-Koordinate [m]	0,5
Reibwert Schlitten / Führung	0,1
Radstand Schlitten [m]	0,686
Abstand Kraftangriff zur Führung [m]	0,05
Faktor für vorzeitiges Ablegen (100% = Betrieb bis Bruch)	100%
obere Seilkraft [N]	1987
untere Seilkraft [N]	378
Anzahl Zyklen für N 10	1565
Anzahl Zyklen für N	3302

**Tabelle 4: Berechnung der resultierenden bzw. akkumulierten Lastspielzahl**

### 6.4.3 Validierung der Berechnung

Die Validierung der Testergebnisse erfolgt anhand der für die Seilkonstruktionen „Seale 6x17+SE“ und Spiral-Rundlitze 18x7+SE durchgeführten Versuche. Für beide Seiltypen stehen in der Literatur /Feyrer 2000/ die entsprechenden Regressionskoeffizienten für die Lebensdauerberechnung zur Verfügung. Im Test wurden von den o.g. Seiltypen insgesamt 6022 bzw. 6957 Lastzyklen ertragen, bis ein Seilbruch am ersten Seilumlenkungsrollenpaar des Schlittens auftrat. Dabei entfielen je 3000 Lastzyklen auf die Laststufen 2500N und 5000N. Nach weiteren 22 bzw. 957 Zyklen der Laststufe 6000N erfolgte der Bruch. Dieses Lastkollektiv entspricht den in der Tabelle 5 dargestellten prozentualen Lastverteilungen. Wird diese reale Lastverteilung nun als Eingangsgröße für die Berechnung verwendet, ergibt sich daraus eine rechnerische mittlere Standfestigkeit von 6263 bzw. 7070 Zyklen bis zum Bruch des Seiles. Die Akkumulation erfolgte dabei nach der Palmgren-Miner Regel, wobei die in Tabelle 5 gezeigten Lastverteilungen dem Faktor  $\alpha_j$  entsprechen.

Die tatsächlich ertragene Zykluszahl liegt somit mit einer Abweichung von rd. 4% (Seale) bzw. 2% (Spiral-Rundlitze) unter der jeweils errechneten Zykluszahl. Aufgrund der sehr guten Übereinstimmung der Berechnungsergebnisse mit den Versuchsergebnissen kann die Modellrechnung daher als validiert betrachtet werden. Der Vergleich zwischen den Versuchsergebnissen und den Ergebnissen der Berechnung ist in Tabelle 5 dargestellt.

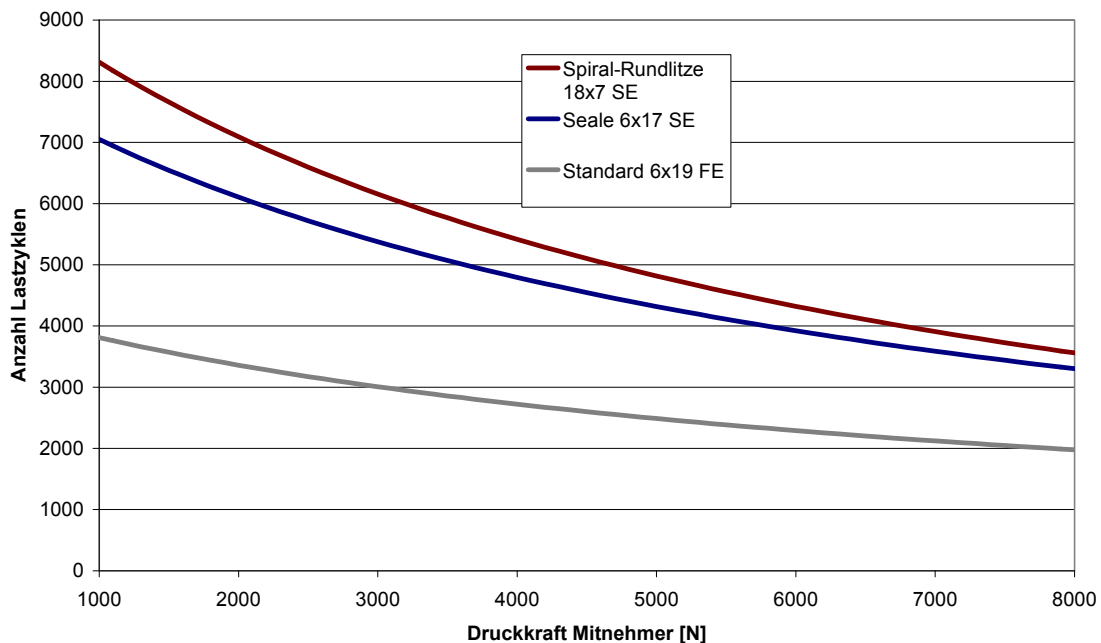
Seiltyp	Seale 6x17 SE				Spiral-Rundlitze 18x7 SE			
Testzyklen	3000	3000	22	<b>6022</b>	3000	3000	957	<b>6957</b>
Verteilung	49,8%	49,8%	0,4%	100,0%	43,1%	43,1%	13,8%	100,0%
Last [N]	2500	5000	6000		2500	5000	6000	
Vorspannkraft [N]	305	465	545		305	385	465	
Biegelänge [mm]	1500	1500	1500		1500	1500	1500	
Bahnlänge [m]	12	12	12		12	12	12	
Zyklen Berechnung N 10	3648	2198	1867		4666	2917	2412	
Zyklen Berechnung N	7830	4713	4003		9180	5711	4714	
Zyklen akkumuliert N10	1817	1095	7	<b>2919</b>	2012	1258	332	<b>3602</b>
Zyklen akkumuliert N	3901	2348	15	<b>6263</b>	3959	2463	649	<b>7070</b>

Tabelle 5: Validierung der Versuchsergebnisse

#### 6.4.4 Berechnung der Lebensdauer für realen Betriebszustand

Die Berechnung der Lebensdauer für einen realen Betriebszustand entspricht grundsätzlich dem in Abschnitt 6.4.2 beschriebenen Verfahren. Die im Vergleich zum Versuchsszenario abweichenden Randbedingungen des realen Betriebes wurden durch geänderte Eingabeparameter abgebildet. Die Einlagerung der auf dem Einlagerplatz gebildeten Palettenstapel in die ansonsten vollständig gefüllte Bahn unterscheidet sich von den Versuchsbedingungen durch den zurückgelegten Weg des Schlittens. Für den realen Betrieb in der betrachteten Betriebsart erhöht sich der Weg des Schlittens von 300 mm auf die Länge einer Palette in Transportrichtung. Im potenziellen Einsatzfall „Weidenhammer“ legt der Schlitten folglich eine Distanz von 1000 mm zurück.

Bezüglich des untersuchten Bereiches des Seiltriebes hat dies gegenüber dem Versuchsszenario eine Erhöhung der Biegelänge auf 5000 mm zur Folge. Die kalkulierte Länge der Bahn besitzt über die Bodenreibung der Seile einen Einfluss auf das Verhältnis von der Druckkraft zur Seilkraft. Für die Berechnung des realen Szenarios wird der diesbezügliche Vorgabewert daher von 12 m auf 30 m erhöht. Die kalkulierte Vorspannkraft beträgt 500 N. Somit ist eine sichere Kraftübertragung in dem erwarteten Druckkraftbereich von ca. 5000 N gegeben (siehe auch Abschnitt 7.6, Abb. 35).



**Abb. 29: Seillebensdauer in Abhängigkeit von der Druckkraft**

Abb. 29 zeigt die rechnerische Seillebensdauer für die Seiltypen Seale 6x17+SE, eine Spiral-Rundlitzenseil 18x7+SE und das Standardseil 6x19+FE in Abhängigkeit von der Druckkraft des Mitnehmersystems. Das Standardseil wurde als Vergleichsmaßstab mit in die Berechnung aufgenommen. Es ist jeweils die mittlere Spielzahl bis zum Bruch für eine Vorspannkraft von 500 N dargestellt. Im direkten Vergleich wird der Vorteil der parallel geschlagenen Seale-Litze gegenüber der Standardlitze deutlich, der sich in einer rd. 1,8-fachen Lebensdauer ausdrückt. Eine nochmals deutliche Verbesserung der Standfestigkeit lässt sich mit dem Spiral-Rundlitzenseil erreichen, das gegenüber dem Standardseil überschlägig eine um den Faktor 2 erhöhte Lebensdauer bietet.

Aus der Sicht des Betreibers und des Anbieters ist natürlich interessant, in welchen Zeitabständen das Seil in der Realität gewechselt werden muss. Beispielhaft werden dazu die Daten des Weidenhammer-Projektes für eine Abschätzung der Betriebsfestigkeit herangezogen. Die für den Seiltrieb relevanten Anforderungen des Lagers der Fa. Weidenhammer können wie folgt zusammengefasst werden:

- Durchsatz ca. 800 Paletten in 24h bzw. 3 Schichten
- 50 Bahnen mit 30m Länge und Stapelfaktor 3
- Bahnbelegung  $30 \times 3 \times 150\text{kg} = 13500 \text{ kg}$

Zur Überwindung der Rollreibung für die zugrunde liegende Bahnbelegung ist bei einer Rollreibung mit dem Reibwert von  $\mu'=0,029$  (siehe auch Abschnitt 5.3.3) eine Druckkraft von

$$F_D = m \cdot g \cdot \mu = 13500 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,029 = 3841 \text{ N}$$

erforderlich. Bei dieser Druckkraft ergibt sich für die Seale-Konstruktion eine mittlere Zykluszahl von rd. 4620 Zyklen bis zum Bruch. Nach den Anforderungen der Fa. Weidenhammer bezüglich des Systemdurchsatzes wird jede der Bahnen im Tagesmittel mit 16 Paletten beaufschlagt, die in die Bahn eingelagert und auch wieder ausgelagert werden. Mit dem Stapelfaktor 3 ergeben sich also  $32 / 3 = 10,6$  Eingabe / Ausgabe-Aktionen je Bahn und Tag.

Wenn jeder der Eingabe / Ausgabe-Aktionen ein Lastzyklus mit der beschriebenen Beanspruchungsfolge zugeordnet wird, ergibt sich für die gegebene Last eine rechnerische Lebensdauer von rd. 436 Betriebstagen. Unter der Voraussetzung, dass die Vorrichtung an 220 Arbeitstagen pro Jahr betrieben wird, tritt ein Seilbruch durchschnittlich also nach rd. 2 Jahren ein. Bei einem präventiven Austausch des Seiles ergibt sich daraus ein voraussichtliches Wechselintervall von rd. 1,8 Jahren.

## 6.5 Optimierungspotenziale des Seiltriebes

Aus der Berechnung der Lebensdauer und den praktischen Versuchsergebnissen können bezogen auf die vorhandene Konstruktion des Seiltriebes zahlreiche Optimierungspotenziale abgeleitet werden. Diese sollten genutzt werden, wenn der Seiltrieb für einen realen Anwendungsfall eingesetzt werden soll.

Ungünstig auf die Seillebensdauer wirken sich vor allem die geringen Seilrollendurchmesser aus. Das resultierende, die Seillebensdauer maßgeblich bestimmende Durchmesser Verhältnis  $D/d$ , wird dadurch für den verwendeten Seil-Nennendurchmesser von 4 mm unzulässig weit abgesenkt. Minimal sollten Rollendurchmesser von ca. 100 mm-120 mm zum Einsatz kommen. Die sich aus dieser Maßnahme ergebenden  $D/d$ -Verhältnisse liegen dann in einem weniger kritischen Bereich von ca. 25-30. Dies ist ein Bereich, für den z.B. das getestete Seil der Konstruktion Seale 6x17+SE nach Auskunft des Herstellers ausdrücklich geeignet ist. Eine Verringerung des Seildurchmessers zur Verbesserung des  $D/d$ -Verhältnisses kann nicht empfohlen werden, da die bezüglich der Lebensdauer vorteilhaften Spezialkonstruktionen für Seilnennendurchmesser unterhalb von 4 mm nicht marktüblich sind.

Das für Anwendungen im Aufzugbau bestimmte Seil der Machart Seale 6x17+SE stellt bezogen auf die gegebenen Anforderungen ein Optimum dar. Die durch die parallele Verseilung der erreichte linienförmige Berührung der Seildrähte innerhalb der Litzen führt zu einer Verbesserung der Standfestigkeit bezüglich Biegung und Wechselbiegung. Eine Stahleinlage bietet gegenüber einer Fasereinlage Vorteile, da die Formstabilität des Seiles zunimmt.

Der Einsatz von Gleichschlagseilen verspricht zunächst durch die Reduzierung der Werkstoffbeanspruchung eine erhöhte Biegeweichfestigkeit. Aufgrund der ungünstigen Zusammenwirkung dieser Machart mit der für den vorliegenden Anwendungsfall vorgesehenen Keilrille (siehe auch *Woernle 34/*), ist die Vorteilhaftigkeit dieser Machart jedoch in Frage zu stellen.

Ein weiterer, die Lebensdauer deutlich reduzierender Einfluss ist in der auftretenden Gegenbiegung zu sehen. Diese sollte möglichst vermieden werden. Bei kurzen Bahnlängen kann dies z.B.

durch Wegfall der Niederhalterrolle geschehen. Sofern der Durchhang des Obertrums nicht zu einer Bodenberührung oder unerwünschten Nachgiebigkeiten führt, kann hierdurch die Gegenbiegung eliminiert werden. Als Nebeneffekt ist durch diese Maßnahme eine Steigerung des Wirkungsgrades für den gesamten Seiltrieb zu erwarten.

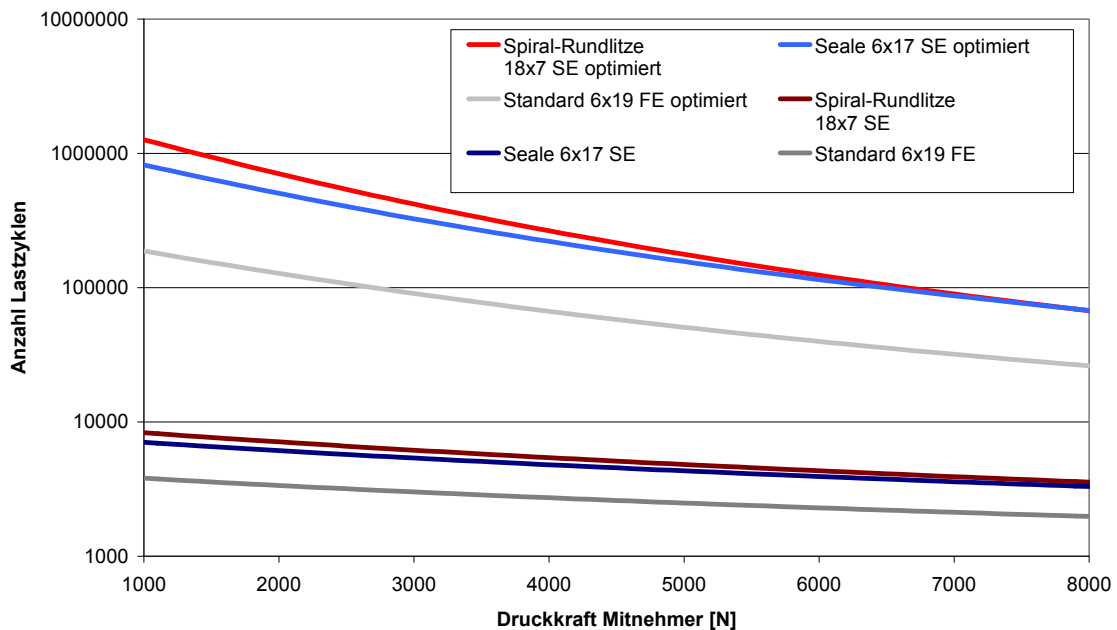
Im Bereich der Endlagen des Schlittens tritt in Abhängigkeit vom seitlichen Abstand der Rollen Schrägzug auf. In gewissen Grenzen kann dieser seilschädigende Einfluss durch die Gestaltung des Schlittens bzw. durch einen erhöhten Abstand der Seilrollen des Schlittens von den feststehenden Seilrollen der Bahn minimiert werden. Sowohl eine Vergrößerung des Seilrollendurchmessers als auch die Vermeidung von Gegenbiegung und Schrägzug können durch eine vertikale Anordnung der Seilrollenachse erreicht werden. Die Seilrollen sind dann ähnlich Abb. 20 nebeneinander liegend angeordnet. Die Vermeidung von Schrägzug infolge des Seildurchhanges ist in diesem Fall z.B. durch direkt vor den Rollen befindliche Gleitführungen sicherzustellen.

In den Versuchen zeigte sich, dass für das bestehende Setup des Seiltriebes (Keilnutwinkel, Umschlingungswinkel, Seiloberfläche) Druckkräfte bis zu einer Grenze von ca. 6 kN übertragen lassen. Dies ist vornehmlich in den anhaftenden Schmierstoffen begründet, die zu einer Reduzierung der Treibfähigkeit führen. Eine Erhöhung der Treibfähigkeit ist daher wünschenswert, da der Seiltrieb so auch für höhere Druckkräfte nutzbar gemacht werden kann. Für den Bereich höherer Druckkräfte sollte das Seil daher über mindestens zwei Treibscheiben mit einer Gesamt-Umschlingung von 360° geführt werden. In Abhängigkeit vom angestrebten Druckkraftbereich kann der das Seil schädigende Einfluss der Keilnut durch eine Vergrößerung des Keilwinkels herabgesetzt werden. Zudem kann auch für kleinere Zugkräfte eine Vergrößerung der Treibfähigkeit bei vermindertem Auftreten von Schlupf realisiert werden. Zusammenfassend sollte ein nach den Gesichtspunkten „Wirkungsgrad“ und „Lebensdauer“ optimierter Seiltrieb die folgenden Merkmale aufweisen:

1. Liegende Anordnung der Seilrollen, Mindest-Seilrollendurchmesser ca. 100 mm-120 mm (Vermeidung Gegenbiegung und Schrägzug)
2. Mehrfachumschlingung im Bereich der Treibscheibe, Keilwinkel der Treibscheibe ca. 35°-40°
3. Gleitführungen bei liegender Anordnung der Seilrollen (Vermeidung von Schrägzug)
4. Kreuzschlag-Seilkonstruktion mit parallelverseilter Litze und Stahleinlage
5. Verwendung von Rundrillen mit Rillenradius  $r=0,53d$
6. Falls möglich Kunststoffwerkstoffe für Seilumlenkrollen verwenden
7. Flaschenzugübersetzung 6-8

Eine Erhöhung der Flaschenzugübersetzung von 6 auf 8 senkt den erforderlichen Momentenbedarf an der Treibscheibe und damit die erforderliche Treibfähigkeit. Zudem sinkt die Seilzugkraft aufgrund der Lastverteilung auf insgesamt 8 Zugseile und trägt so zu einer Erhöhung der Seillebensdauer bei. Im Sinne eines hohen Wirkungsgrades bzw. einer effizienten Nutzung der Antriebsenergie sollte diese Option nur bei einem Wegfall der Niederhalterrolle in Betracht gezogen werden. In diesem Fall entspricht der Wirkungsgrad des 8fach Flaschenzuges bei gleicher Bahnlänge in etwa einem 6fach Flaschenzug, bei dem Rollensets eingesetzt werden (siehe auch Abschnitt 6.2, Abb. 27).

Allein durch die Maßnahme (1) lässt sich für den im Rahmen dieses Projektes untersuchten Bereich des Seiltriebes eine beachtliche Steigerung der Seillebensdauer erreichen. Abb. 30 zeigt dies in logarithmischer Darstellung für den Seiltyp Seale 6x17+SE, das Spiral-Rundlitzenseil 18x7+SE und das Standardseil 6x19+FE. Die Korrektur der Eingangsdaten der Berechnung bestand in der Vergrößerung des Seilrollendurchmessers von derzeit 45 mm auf 100 mm bei gleichzeitiger Vermeidung der Gegenbiegung.



**Abb. 30: Optimierungspotenzial des Seiltriebes**

Für das Standardseil ergibt sich unter dieser Voraussetzung bei einer Druckkraft von 5000 N eine rechnerische Steigerung der Lebensdauer um den Faktor 20. Die Lebensdauer der verbleibenden Seile „Seale 6x17+SE“ und Spiral-Rundlitzseil 18x7+SE lässt sich in diesem Druckkraftbereich überschlägig um den Faktor 36 steigern.

## 6.6 Ergebnisse

Mit den zur Verfügung stehenden Berechnungsmodellen kann eine zuverlässige Auslegung des Seiltriebes und der übrigen Antriebskomponenten (Motor, Getriebe etc.) erfolgen. Bereits unter Verwendung von Literaturwerten für die kraftbezogenen Wirkungsgrade der Rollen ergibt sich eine gute Übereinstimmung der Modellrechnung mit der Realität. Aus den Berechnungen können sowohl allgemeine als auch sehr spezielle Grundsätze für die Gestaltung des Seiltriebes abgeleitet werden.

## **7 TESTPHASE „TECHNISCH-PHYSIKALISCHE EIGENSCHAFTEN DES SEILTRIEBES“**

### **7.1 Zielsetzung**

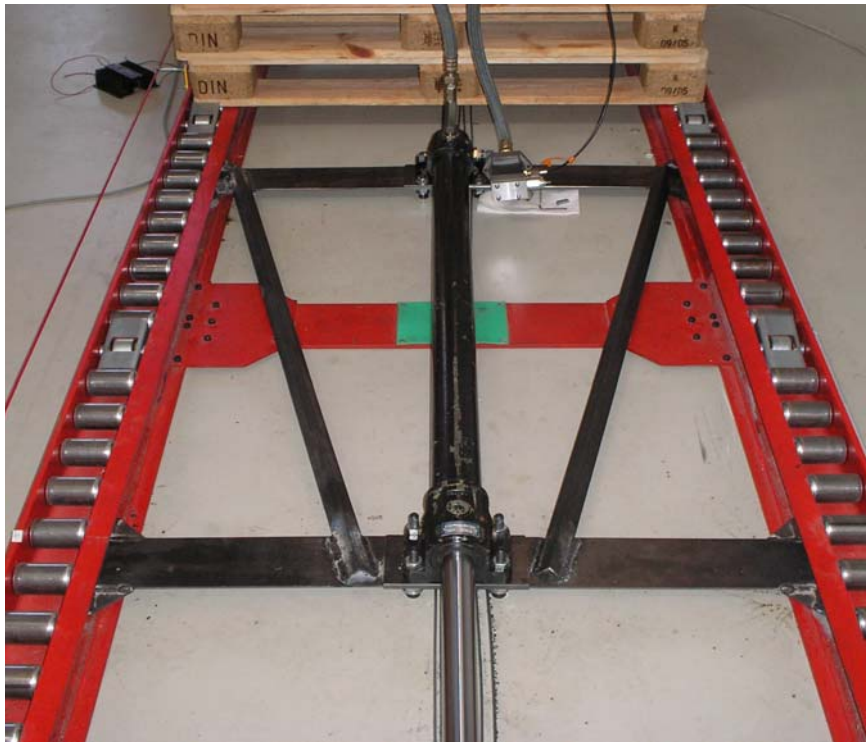
Die Testphase fokussiert sich auf die Ermittlung der Seillebensdauer im Rahmen eines Dauertests. Die Seillebensdauer besitzt eine herausragende Bedeutung für den störungsfreien und wirtschaftlichen Betrieb des automatischen Bodenblocklagers. Dies begründet sich vor allem dadurch, dass Optimierungsansätze bezüglich der Lebensdauer sich zumeist ebenfalls positiv auf die Energieeffizienz des Seiltriebes auswirken. Ziel der Testphase ist die Ermittlung der Möglichkeiten und Grenzen des Seiltriebes in seiner bestehenden konstruktiven Ausführung sowie die Ermittlung der zur Validierung der Berechnungsmodelle nötigen Daten.

### **7.2 Allgemein**

Für die Betrachtung der Lebensdauer wurden zunächst die Zusammenhänge zwischen den möglichen Betriebszuständen des Lagers und der Beanspruchung des Seiles analysiert. Diese Analysen zeigten, dass die einen wesentlichen Einflussfaktor darstellende Anzahl der Seil-Biegegewechsel bei geringerem Füllgrad der Bahn zunimmt. Daraus resultiert, dass bei der Eingabe von Palettenstapeln in eine gefüllte Bahn bezogen auf den Weg des Schlittens wenige Biegegewechsel mit hoher Last stattfinden. Bei geringem Füllgrad der Bahn reduziert sich die Last bei gleichzeitiger Erhöhung der Anzahl der Biegegewechsel. Es konnte nachgewiesen werden, dass ein hoher Füllgrad, d.h. eine hohe Druckkraft in Verbindung mit einer Schlittenposition nahe der Eingabeseite, bezogen auf die Lebensdauer des Seiles den „worst-case“ darstellt.

### **7.3 Versuchsanordnung**

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde eine hydraulische Dauertestvorrichtung konzipiert, die in Abb. 31 dargestellt ist. Die nahe der Eingabeseite positionierte Vorrichtung erlaubt die Erzeugung von Druckkräften von bis zu 10 kN. Die variabel einstellbare Druckkraft wird durch entsprechende Steuerung und Sensorik derart überwacht, dass Dauertests weitgehend autonom durchgeführt werden können.

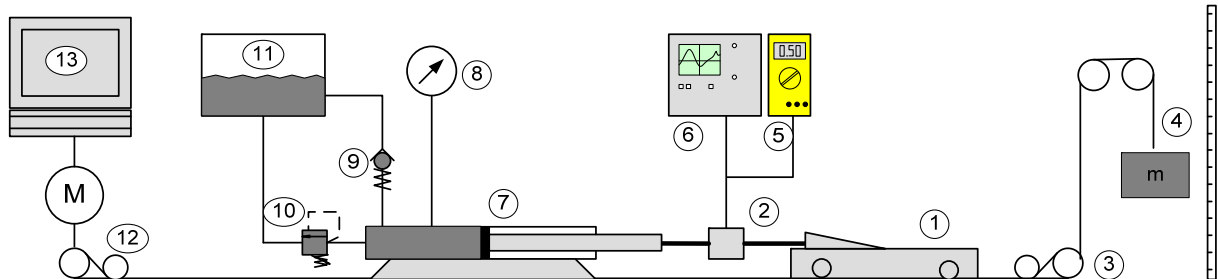


**Abb. 31: Hydraulische Dauertestvorrichtung**

Erste Versuche zeigten, dass neben den an den Seilrollen stattfindenden Biegewechseln auch die Kraftübertragung an der Treibscheibe einen maßgeblichen Einfluss auf die Lebensdauer der Seile besitzt. Insgesamt konnten drei Problembereiche im Zusammenhang mit der zu erwartenden Lebensdauer des Seiltriebes identifiziert werden:

- Biegewechsel im Bereich der Umlenkrollen
- Verschleiß (Deformation / Materialabtragung) der Seiloberfläche im Bereich der Treibscheibe
- Verschleiß der Seiloberfläche infolge eines in den Endlagen des Schlittens auftretenden Schrägzuges

Der prinzipielle Aufbau der Versuchsanordnung für den Dauertest des Seiltriebes ist in Abb. 32 dargestellt:



**Abb. 32: Testaufbau (schematisch)**

Der über den Motor und die Treibscheibe (12) angetriebene Schlitten (1) wird durch eine definierte, hydraulisch erzeugte Gegenkraft beaufschlagt. Dies geschieht durch den Hydraulikzylinder (7). Bei einer Vorwärtsfahrt des Schlittens strömt die Hydraulikflüssigkeit durch das Druckbegrenzungsventil (10) in den Hydrauliktank (11). Das Druckbegrenzungsventil erzeugt einen konstanten Druck, der über die wirksame Kolbenfläche des Hydraulikzylinders in eine Kraft umgesetzt wird. Bei der Rückfahrt des Schlittens fließt das Fluid durch das Rückschlagventil (9) in den Zylinder zurück. Eine direkte Überwachung des Druckes ist durch das Manometer (8) möglich. Die Kraftmessung erfolgt durch eine Kraftmessdose mit integrierter Trägerfrequenz-Messbrücke (2). Das Sensorsignal wird durch ein Speicheroszilloskop (6) und ein Multimeter (5) angezeigt. Die Steuerung (13) beinhaltet ein Dauertestprogramm, das die Variation der Basisparameter (Weg des Schlittens, Geschwindigkeiten etc.) ermöglicht. Zudem beinhaltet die Steuerung ein Zählermodul zur Erfassung der Anzahl der durchlaufenen Lastzyklen. Die Vorspannung des Seiles wird durch ein Gewicht (4) erreicht. Auftretende bleibende und temporäre Seildehnungen können mit Hilfe eines Maßstabes aufgenommen werden.

## 7.4 Seil-Macharten

Es wurden insgesamt drei unterschiedliche Seiltypen mit einem Nenndurchmesser von 4 mm getestet. Als erstes Testobjekt wurde ein Spezialseil der Konstruktion Seale 17x6 mit Stahleinlage (SE) der Dauerprüfung unterzogen. Sowohl die Litzen als auch die Stahleinlage dieses Seiles sind parallel verseilt. Das mit einer als Warrington-Litze ausgeführten Stahleinlage versehene Seil ist speziell für den Aufzugbau konzipiert und besitzt nach Angaben des Herstellers eine besondere Eignung für kombinierte Zug- und Biegebeanspruchung bei geringen Umlenkradien (Durchmesser Verhältnis  $d/D < 40$ ). Das zweite Seil des Testfeldes ist ein Spiral-Rundlitzenseil der Machart 21x7 mit Stahleinlage. Dieses ist nach Herstellerangaben als drehungsfreies Seil für einsträngige Lastführung im Bereich der Turmdrehkrane konzipiert. Als drittes Seil wurde ein nach DIN 3069 genormtes Spiral-Rundlitzenseil der Machart 18x7 der Testprozedur unterzogen. Dieses als drehungsarm eingestufte Seil besitzt ebenfalls eine Stahleinlage.

Seile mit Fasereinlage fanden aufgrund der mangelnden Formstabilität bei dem Test keine Berücksichtigung. Eine erhöhte Formstabilität ist insbesondere im Zusammenhang mit der Keilrillenform der Motortreibrscheibe gefordert. Von einem Test eines Standardseiles 7x19+SE wurde abgesehen, da bei diesem Typ – vor allem auch auf der Grundlage der zuvor durchgeführten Berechnungen – von einer nicht ausreichenden Eignung bezogen auf den vorliegenden Anwendungsfall ausgegangen werden konnte. Eine Übersicht über die getesteten Seiltypen mit den zugehörigen Daten ist in Tabelle 6 dargestellt.

	Seiltyp 1	Seiltyp 2	Seiltyp 3
Grundkonstruktion	Seale	Spiral-Rundlitzenseil	Spiral-Rundlitzenseil
Litzen x (tragende) Drähte	6x17	21x7	18x7
Durchmesser	4 mm	4 mm	4 mm
Schlagrichtung	Kreuzschlag sZ	Kreuzschlag sZ, drehungsfrei	Kreuzschlag sZ
Litzenkonstruktion	Seale, Stahleinlage Warrington	Standard	Standard
Nennzugfestigkeit	1960 N/mm <sup>2</sup>	1770 N/mm <sup>2</sup>	1770 N/mm <sup>2</sup>
Kern	Stahlitze Warrington	Stahleinlage	Stahleinlage
Korrosionsschutz	blank	blank	verzinkt
Mindestbruchkraft	12,6 kN,	10,2 kN,	13,6 kN,
Vorbehandlung	normal vorgereckt	normal vorgereckt	normal vorgereckt
Norm	-	-	DIN 3069
Anwendung	Spezial-Aufzugseil, d/D<40	Spezialdrahtseil für Turmdrehkrane, drehungsfrei	drehungsarmes Standardseil, verwendet als Abspannseil und laufendes Seil

**Tabelle 6: Übersicht über getestete Seil-Macharten**

## 7.5 Versuchsdurchführung

Die zu testenden Seile wurden mit einer stufenweise erhöhten Last beaufschlagt. Diese Vorgehensweise war nötig, da sich für die Seile starke Unterschiede hinsichtlich der Reibungsverhältnisse an der Treibscheibe ergaben. Mit Hilfe der stufenweisen Erhöhung konnte so auch unter der Voraussetzung unterschiedlicher Reibkoeffizienten eine weitgehend einheitliche Testprozedur gewährleistet werden.

Lastzyklen	Druckkraft
0-3000 Zyklen	2500 N
3000-6000 Zyklen	5000 N
6000-Bruch	6000 N bzw. maximal übertragbare Druckkraft

**Tabelle 7: Sukzessive Erhöhung der Last**

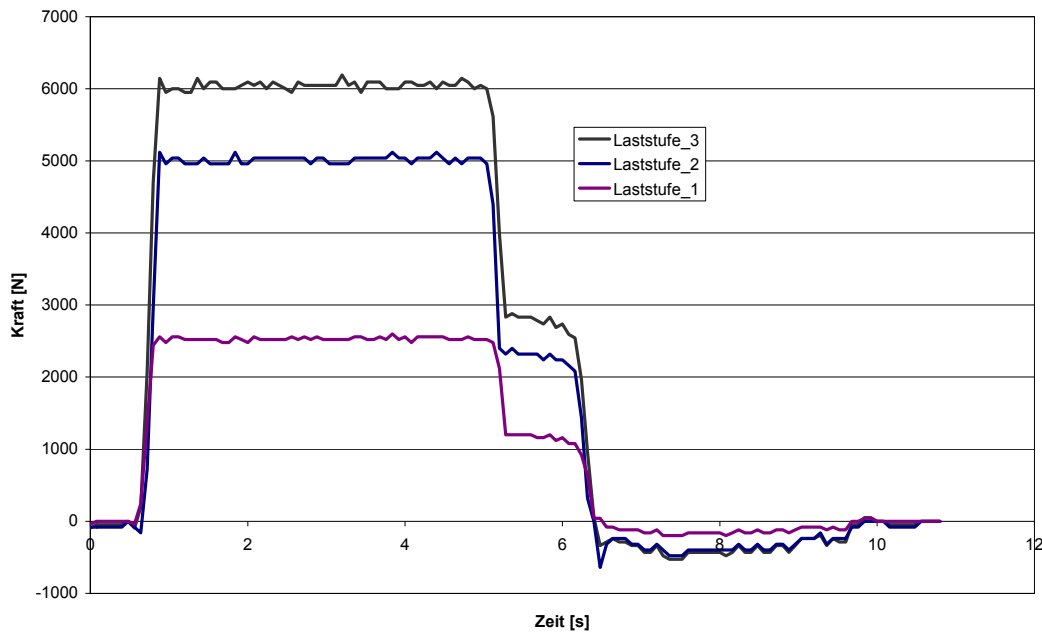
Die Last wurde in drei Stufen auf die maximal übertragbare Druckkraft des Schlittens gesteigert. Bei sichtbarem an der Treibscheibe auftretenden Schlupf erfolgte eine Erhöhung der Vorspannkraft des Seiles. Da der Anlieferungszustand der Seile bezüglich des anhaftenden Schmiermittels starke Abweichungen zeigte, erfolgte eine Reinigung der Seiloberfläche vor Versuchsbeginn. Dabei wurde sichergestellt, dass eine ausreichende Schmierung des Seilinneren bestehen blieb.

Um die Zykluszeit und somit den gesamten Testablauf zu verkürzen, wurde die Vorschubbewegung des Schlittens auf 300 mm begrenzt. Dieser Verfahrensweg verursacht für jede Fahr- richtung an der hoch belasteten ersten Umlenkrolle des Schlittens genau eine Wechselbiegung mit einer zugehörigen Biegelänge von 1500 mm. Es erfolgte je ein Testdurchlauf für die drei zur Verfügung stehenden Seiltypen. Die Vorschubgeschwindigkeit des Schlittens betrug im Testablauf 0,07 m/s, die Rückfahrgeschwindigkeit wurde auf 0,127 m/s festgelegt. Mit dieser Grundeinstellung konnte die Zykluszeit auf rd. 10 s begrenzt werden.

Als vorrangiges Kriterium für die Lebensdauer der Seile dient der Bruch, da das Ablegekriterium „sichtbare Drahtbrüche“ bei den Spiral-Rundlitzenseilen aufgrund der möglichen verdeckten Drahtbrüche in den inneren Litzen nicht anwendbar ist. Das Seil der Konstruktion „Seale“ bildet hier eine Ausnahme. Aufgrund der einfach verseilten Konstruktion ist das Drahtbruch-Kriterium hier zulässig. Die Aufnahme bleibender und temporärer Seildehnungen diente der Beurteilung der Anforderungen an eine Spannvorrichtung. Zusammenfassend wurden während des Versuches folgende Daten aufgenommen:

- Ermittlung der Anzahl der durchlaufenen Lastzyklen bis zum Bruch des Seiles
- Aufnahme der Druckkraft mittels Messaufnehmer und Digital-Speicheroszilloskop (siehe auch Abb. 32)
- Untersuchung des Seiles auf sichtbare Drahtbrüche auf der Seiloberfläche (Bezugslänge  $6 \times d = 24 \text{ mm}$ )
- Überwachung des Schlupfes an der Motor-Treibscheibe anhand des Schlitten-Fahrweges (Abweichung von der Soll-Vorgabe 300 mm)
- Fortlaufende Kontrolle des Seildurchmessers an hoch beanspruchten Bereichen
- Kontrolle weiterer Ablegekriterien (Seil deformation, Seilgefüge etc.)

- Kontrolle der Geometrie der Treibscheibe bzgl. Unterschnittbildung
- Visuelle Kontrolle der Seilumlenkrollen
- Aufnahme der bleibenden und der elastischen Seildehnung während des Versuches
- Fortlaufende Kontrolle des hydraulischen Druck- bzw. Kraftaufbaus



**Abb. 33: Dynamischer Kraftverlauf für Lastzyklus**

## 7.6 Ergebnisse

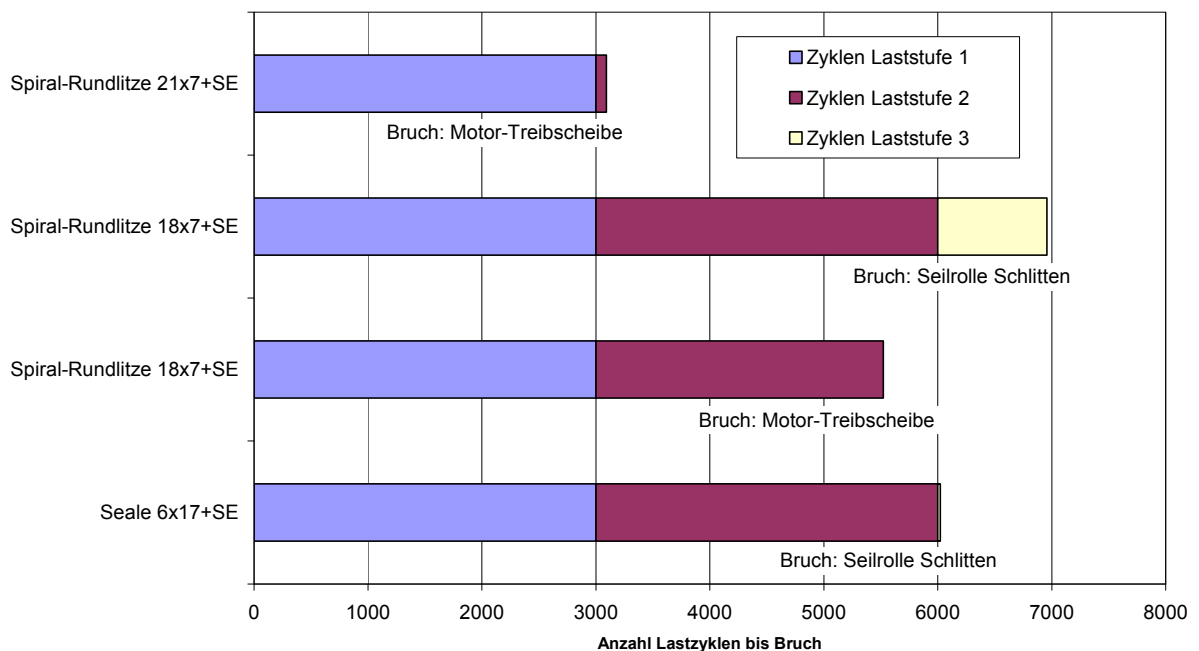
Durch den Dauertest wurde bestätigt, dass die Kraftübertragung an der Motor-Treibscheibe und die erste Umlenkung des Schlittens die Bereiche der höchsten Beanspruchung darstellen. Es konnten hier nach dem Ablegen der Seile die größten Seilschädigungen beobachtet werden. Zudem traten Seilbrüche ausschließlich in diesen beiden Bereichen auf.

Insgesamt werden von der Seale-Konstruktion bis zum Bruch des Seiles die meisten Zyklen im Testfeld absolviert (siehe auch Abb. 34). Der Seilbruch trat bei diesem Seil im Bereich der Umlenkrollen des Schlittens auf. Zu diesem Zeitpunkt wies das Seil im Bereich der Motor-Treibscheibe nur geringfügige Verschleißerscheinungen in Form von gebrochenen Drähten und Materialabtragungen der Mantelfläche auf. Der im Bereich der Treibscheibe gemessene Seildurchmesser nach Testende betrug 3,9 mm. Die eingetretene Verringerung des Durchmessers lag somit deutlich unterhalb des entsprechenden Ablegekriteriums, nach welchem eine Verringerung um 10% zulässig ist. Es kann somit festgestellt werden, dass die beobachteten Seilschädigungen bei diesem Seiltyp nahezu ausschließlich aus der Biegebeanspruchung resultieren.

Die getesteten Spiral-Rundlitzenseile besitzen den prinzipiellen Nachteil geringerer Drahtstärken der außen liegenden Drähte. Die Machart 18x7+SE besitzt einen Außendrahtdurchmesser von 0,24 mm, die Machart 21x7+SE hat einen Außendrahtdurchmesser von lediglich 0,19 mm. Die Seiloberfläche ist somit prinzipiell anfällig gegen die durch Schlupf verursachten Abrasions-

erscheinungen. In den Tests äußerte sich dieser Umstand bei beiden Spiral-Rundlitzenseilen in einem Bruch im Bereich der Motor-Treibscheibe. Im Bereich der reibschlüssigen Kraftübertragung bietet der Seiltyp Seale 6x17+SE mit einer Drahtstärke von 0,29 mm somit deutliche Vorteile gegenüber den Spiral-Rundlitzenseilen.

Für den Seiltyp 18x7+SE wurde ein weiterer Versuch durchgeführt, um eine Aussage über die maximale Anzahl der Lastzyklen im Bereich des Schlittens zu erhalten. Hier wurde der Versuch nach einem an der Treibscheibe aufgetretenen Seilbruch weiter fortgeführt, um so die am Schlitten ertragene Anzahl der Lastzyklen zu erhalten. Hier zeigte sich, dass das nach DIN 3069 genormte 18x7 Spiral-Rundlitzenseil bezogen auf die Resistenz gegen Wechselbiegung der Spezialkonstruktion Seale 6x17+SE überlegen ist. Der zunächst aufgetretene Bruch im Bereich der Treibscheibe zeigt jedoch auch in diesem Versuch die Schwächen dieses Seiltyps bezüglich der Robustheit der Seiloberfläche.

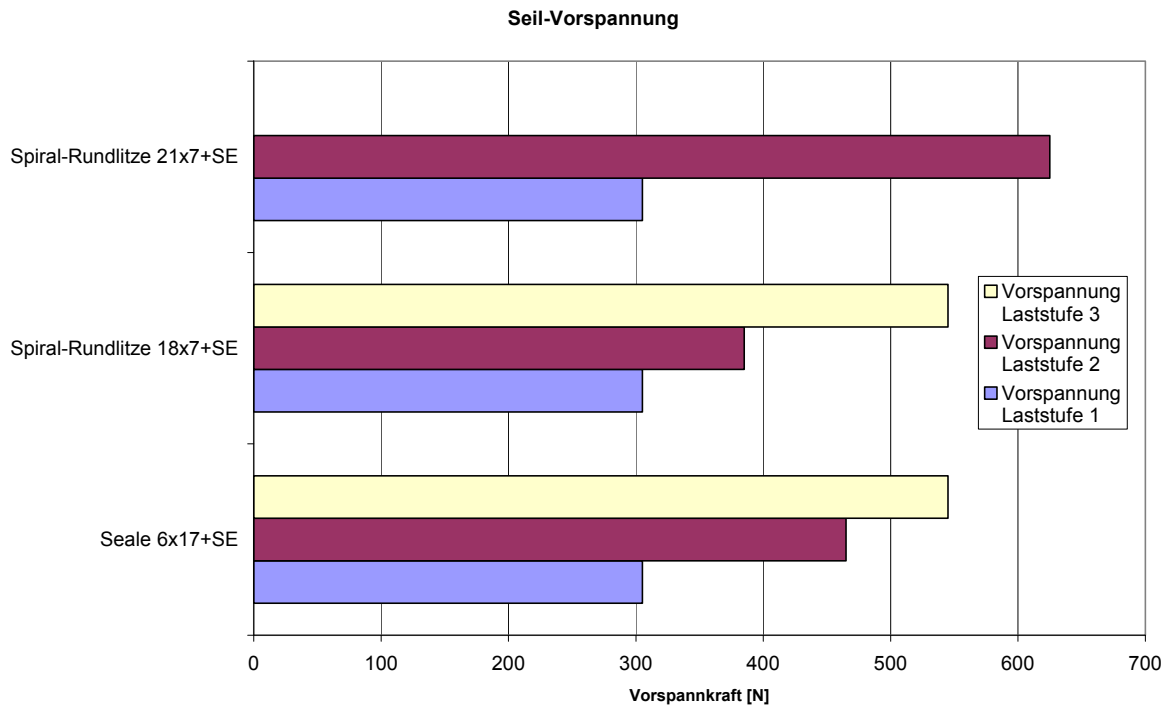


**Abb. 34: Ergebnis des Dauertests**

Für das drehungsfreie Spiral-Rundlitzenseil kann bezüglich des Verhaltens im Zusammenhang mit wechselnder Biegebeanspruchung keine Aussage gemacht werden. Der relativ frühzeitige Seilverschleiß im Bereich der Motor-Treibscheibe lässt jedoch auf eine insgesamt geringe Eignung für den vorliegenden Anwendungsfall schließen. Als nachteilig erwies sich bei diesem Seiltyp zudem die großzügige Schmierung. Der permanent aus dem Seilinneren an die Seiloberfläche gelangende Schmierstoff führte im Testverlauf zu einer Verschlechterung der Reibungsverhältnisse an der Treibscheibe. Um diesen Effekt zu kompensieren, musste die Vorspannkraft überproportional auf zuletzt 625 N in der Laststufe 2 erhöht werden. Abb. 35 zeigt die für die jeweiligen Laststufen benötigten Vorspannkraft des Seiles, die Auskunft über die Reibungsverhältnisse an der Treibscheibe geben.

Eine bleibende Seildehnung in relevanter Größenordnung konnte bei den Testprobanden nicht festgestellt werden. Die Anforderungen an eine Spannvorrichtung bezüglich des Aufnahme-

vermögens der Seillängung sind demzufolge als untergeordnet zu betrachten. Für den Fall des Einsatzes normal vorgereckter Seile kann auf der Basis dieser Erkenntnisse eine einfache Spannfeder zur Erzeugung der Vorspannung verwendet werden. Zu beachten ist in diesem Zusammenhang jedoch die elastische Seillängung im Verlauf eines Lastzyklus, die bei den durchgeführten Versuche in einem Bereich von ca. 100 mm lag.



**Abb. 35: Für Kraftübertragung erforderliche Vorspannung**

Als ein weiteres wichtiges Ergebnis des Dauertests kann festgehalten werden, dass bei allen getesteten Seilen unabhängig von der gewählten Vorspannung eine sichere Kraftübertragung oberhalb einer Druckkraft von 6000 N nicht möglich war. Diese Druckkraft sollte daher als Obergrenze für die Auslegung betrachtet werden, wenn die bestehende Kraftübertragung konstruktiv unverändert zur Anwendung kommt.

## **8 BESTIMMUNG DES MÖGLICHEN SYSTEMDURCHSATZES**

### **8.1 Zielsetzung**

Ziel dieses Projektschrittes ist die Beurteilung des Gesamtsystems als Funktionsblock eines logistischen Systems. Das betrachtete Gesamtsystem setzt sich dabei aus mehreren parallel betriebenen Rollenbahnen zusammen. Das Lager erfüllt somit auch erhöhte Anforderungen hinsichtlich der Kapazität und des Durchsatzes. Eine wichtige Kenngröße zur Beurteilung des automatischen Bodenblocklagers aus der Sicht eines potenziellen Betreibers stellt der erzielbare Systemdurchsatz bzw. die Grenzleistung des Systems dar.

Durch die Ermittlung des Systemdurchsatzes soll zudem das Einsatzgebiet des Lagersystems möglichst genau abgegrenzt werden. Das Einsatzgebiet kann hierbei z. B. durch die innerbetriebliche Aufgabe des Lagers (Rohwarenlager, Produktionspuffer, Fertigwarenlager) oder einen bestimmten Branchenbezug gekennzeichnet sein.

Bislang ist das automatische Bodenblocklager für eine rein manuelle Beschickung und Entnahme konzipiert worden. Es soll im Rahmen des Projektes ermittelt werden, inwieweit die Erweiterung des Systems um eine automatische Ein- und Auslagerungsfunktion möglich und sinnvoll ist. Gegenstand ist in diesem Kontext insbesondere die Ein- und Auslagerung durch automatische Regalbediengeräte.

### **8.2 Vorgehen**

Die Untersuchung des Systemdurchsatzes wird mit Hilfe einer dynamischen Berechnung durchgeführt. Eingangsdaten für die Berechnung sind technisch-physikalische Parameter, die Lager-topologie und planerische Daten. Die Basis der Durchsatzkalkulation wird durch eine Spielzeitberechnung gebildet, die sich zunächst auf eine einzelne Rollenbahn bezieht. Jede der sortenrein betriebenen Bahnen wird abhängig von der Artikelstruktur eine mittlere Befüllung zugeordnet. Anschließend wird ein virtueller Auftragspool, bestehend aus Einlager- und Auslageraufträgen generiert. Dieser Auftragspool stellt die Systemlast dar, mit der die einzelne Bahn beaufschlagt wird. Das zeitliche und mengenmäßige Verhalten der Ein- und Auslagervorgänge während der Abarbeitung des Auftragspools wird durch eine definierte Verteilungsfunktion (Poissonverteilung) abgebildet.

Nach einer Mittelwertbildung mit verschiedenen Auftragszusammenstellungen dient der für eine mittlere Bahnbefüllung errechnete Durchsatz als Grundlage für die Berechnung des gesamten Systemdurchsatzes. Die Berechnung kann wahlweise für die Lagerstrategien LIFO und FIFO durchgeführt werden. Die Größe des Auftragspools bzw. die Anzahl der für die Berechnung durchgeführten Durchläufe kann variiert werden.

Aufgrund der Vielzahl der existierenden Parameter und der daraus resultierenden Variationsmöglichkeiten wird eine Durchsatzberechnung exemplarisch für den Anwendungsfall der Fa. Weidenhammer durchgeführt.

An das von der Fa. Weidenhammer Packungen GmbH derzeit im Bodenblock betriebene Lager werden seitens des Betreibers die folgenden Anforderungen gestellt:

- Geforderter Systemdurchsatz: 800 Ladeeinheiten in 24 h bzw. 3 Schichten
- Lagerstrategie: FIFO
- Geforderte technische Maximalkapazität: 4300 Ladeeinheiten bzw. Paletten
- Abmessungen der Paletten: 1200 mm x 1000 mm x 2200 mm
- Transportrichtung: Quer (Bahnbreite 1200 mm)
- Layoutrestriktion der Halle: 50 Bahnen mit je 30m Bahnlänge Installierbar
- Höhenrestriktion der Halle: Stapelfaktor 3 bei gegebenen Palettenabmessungen
- Lagerfunktion: Fertigwarenlager für Verpackungsmaterialien
- Artikelspektrum: rd. 25 Artikel mit schwach ausgeprägter und schwankender Differenzierung des Lagerbestandes
- Lagerzugang: stetig (Produktion)
- Lagerabgang: unstetig (LKW-Shuttletransporte)

Es wird im Folgenden mit Hilfe des Berechnungstools ermittelt, inwiefern die bestehenden Anforderungen (insbesondere der Anforderung an den Systemdurchsatz) bei einem Einsatz des automatischen Bodenblocklagers erfüllt werden können.

## **8.3 Berechnungsmodell**

### **8.3.1 Eingabedaten für Berechnungsmodell**

Die Bestimmung des möglichen Systemdurchsatzes erfolgt unter der Berücksichtigung von zahlreichen Abhängigkeiten. In diesem Zusammenhang sind unterschiedliche Abmessungen und Belegungen der Bahn, abweichende Stapelfaktoren, variable Antriebsleitungen und die Lagerstrategie als Einflussgrößen zu nennen.

Zunächst erfolgt die Festlegung der physikalisch-technischen Randbedingungen, wie z.B. die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsdaten. Zudem werden Angaben zur Stapel- und Entstapelzeit für die jeweiligen Stapelebenen hinterlegt (siehe auch Abschnitt 8.3.2).

Die Lagertopologie wird definiert über die Anzahl der Bodenstellplätze je Bahn, den Stapelfaktor sowie die Dimension und Ausrichtung des Ladehilfsmittels. Daraus resultiert entsprechend die Bahnlänge sowie die Kapazität je Bahn. Die Angabe der Gesamtanzahl der Bahnen liefert im nächsten Schritt folglich die technische Grenzkapazität des Lagers. Basierend auf der so bestimmten Lagertopologie wird in Verbindung mit Angaben zum Artikelspektrum (ABC-Verteilung, Anzahl Artikel) eine Belegung des Lagers generiert.

Für eine möglichst anwendungsfallgetreue Durchsatzberechnung ist zudem die Festlegung von Mittelwerten der Pulkgrößen für die Ein- und Auslagerung nötig (siehe Abschnitt 8.3.5). Aus diesen wird in Verbindung mit einer Angabe über die zu verarbeitende Gesamtlast ein virtueller Auftragspool generiert.

Eine stufenweise Vergrößerung des Auftragspools erlaubt eine iterative Auslegung des Lagers, bei der das Planungsergebnis nach einer mit wenigen Durchläufen erfolgten Grobplanung durch einen vergrößerten Auftragspool verfeinert wird. Durch diese Vorgehensweise kann insbesondere in der Grobplanung durch Reduktion der erforderlichen Simulationsdurchläufe Rechenzeit eingespart werden. Die Simulation basiert auf Visual Basic-Applikationen des Tabellenkalkulationsprogramms Microsoft Excel. Die Eingabedaten des Berechnungstools sind in Tabelle 8 dargestellt.

Technisch-physikalische Daten			Lagertopologie		Prozesszeiten		
Schleichfahrt			Stapelfaktor	3	je LHM		
a+		0,10 m/s <sup>2</sup>	Anzahl Plätze je Ebene	30	Beladedauer	Entladedauer	
v <sub>max</sub>		0,02 m/s	Kapazität je Bahn	90 LHM	Ebene 1	40,65 s	40,65 s
a-		0,10 m/s <sup>2</sup>	Anzahl Bahnen	50	Ebene 2	51,69 s	48,93 s
Vorschubgeschwindigkeit			Gesamtkapazität	4.500 LHM	Ebene 3	66,76 s	57,90 s
a+		0,10 m/s <sup>2</sup>	Länge LHM	1.000 mm	Ebene 4	81,82 s	66,87 s
v <sub>max</sub>		0,05 m/s	Breite LHM	1.200 mm			
a-		0,10 m/s <sup>2</sup>	Einlagerung längs	<input type="checkbox"/>			
Eil-Rückfahrt			Einlagerung quer	<input checked="" type="checkbox"/>			
a+		0,10 m/s <sup>2</sup>	Länge je Platz	1.000 mm			
v <sub>max</sub>		0,20 m/s	Bahnlänge	30.000 mm			
a-		0,10 m/s <sup>2</sup>	Position Vorsensor	200 mm			
Schaltzeit		0,50 s					

Tabelle 8: Eingabedaten der Durchsatzberechnung

### 8.3.2 Dynamische Spielzeitberechnung

Die dynamische Spielzeitberechnung bildet das für einen Belade- und einen Entladezyklus von dem Mitnehmersystem der einzelnen Rollenbahn durchlaufene Geschwindigkeitsprofil exakt ab. Die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen werden als variable Parameter in die Berechnung übergeben. Die Fahrgeschwindigkeit differenziert sich nach der Vorschubgeschwindigkeit, der im Vergleich zur Vorschubgeschwindigkeit erhöhten Rückfahrgeschwindigkeit und einer deutlich verminderten Schleichfahrt.

Abb. 36 zeigt das Geschwindigkeitsprofil beispielhaft für einen Einlagervorgang. Die Startbefüllung, die einen wesentlichen Einfluss auf den Durchsatz besitzt, wird durch die Kapazitätsverteilung der Artikel vorgegeben (siehe auch Abschnitt 8.3.4). Der Zeitbedarf des mittels Stapler durchgeführten Be- und Entladevorganges wird durch Zeitwerte berücksichtigt, die von der Position bzw. Höhenkoordinate der jeweils bewegten Ladeinheit im Stapelverbund abhängen. Es wird dabei jeweils der Zeitbedarf für die Stapelung bzw. Entstapelung sowie auch die zugehörige Aufnahme bzw. Abgabe kalkuliert. Dadurch werden Fahrtzeiten der Stapler, die üblicherweise stark vom Layout abhängen, von der Spielzeitberechnung entkoppelt. Die für die Teilprozessschritte der manuellen Beladung zugrunde liegenden Zeitbedarfe wurden in Anlehnung an die diesbezüglich existierenden Richtlinien (siehe auch VDI 2391/) festgesetzt.

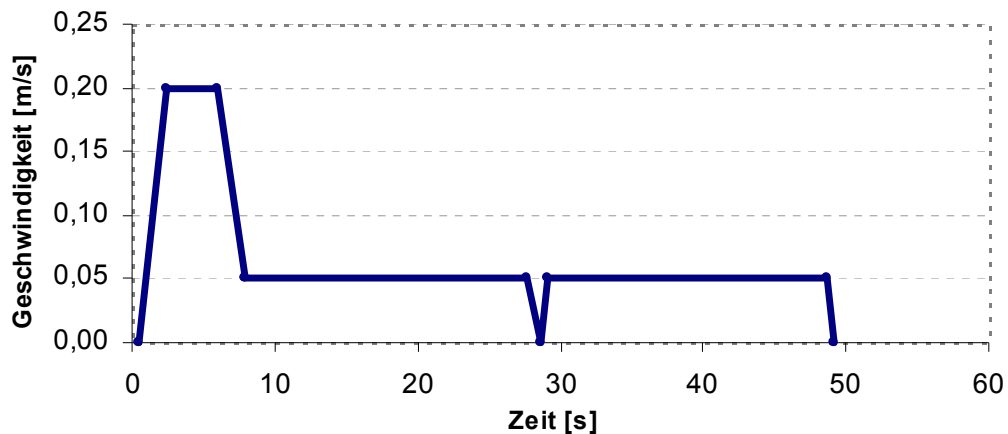


Abb. 36: Visualisierung des Geschwindigkeitsprofils für einen Einlagervorgang

### 8.3.3 Füllgrad und Betriebsstrategie

Es wurde vorausgesetzt, dass die nach der Strategie FIFO und LIFO betriebenen Systeme jeweils nur ein Mitnehmersystem besitzen, das wechselweise für die Einlagerung oder die Auslagerung der Ladeeinheiten zuständig ist. Die Systeme besitzen somit einen nahezu identischen Komplexitätsgrad, der einen hinsichtlich der E/A-Strategie unabhängigen Systemvergleich ermöglicht.

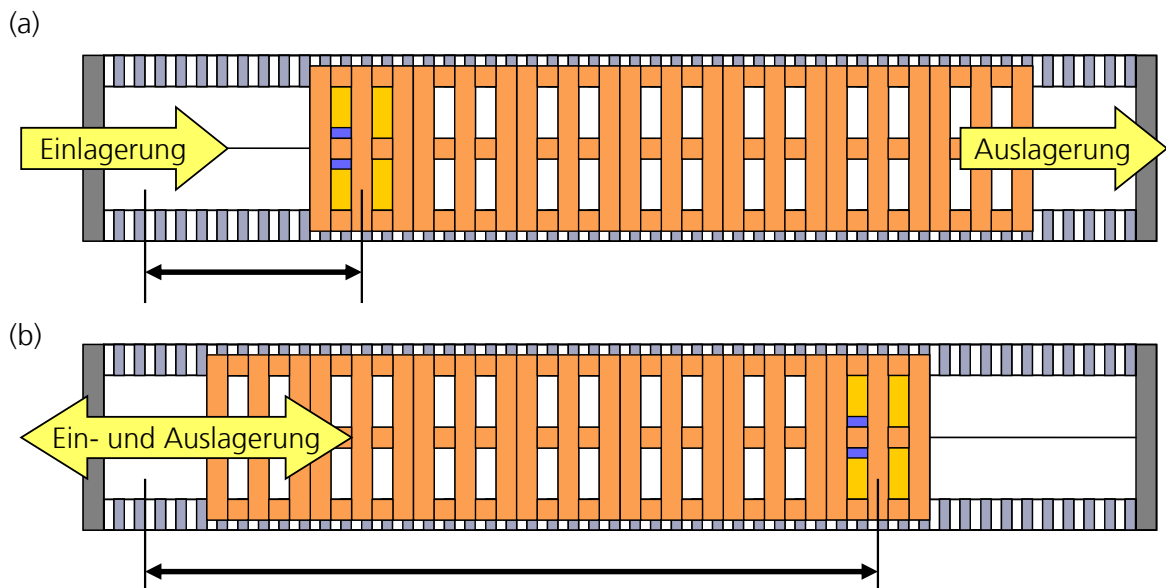
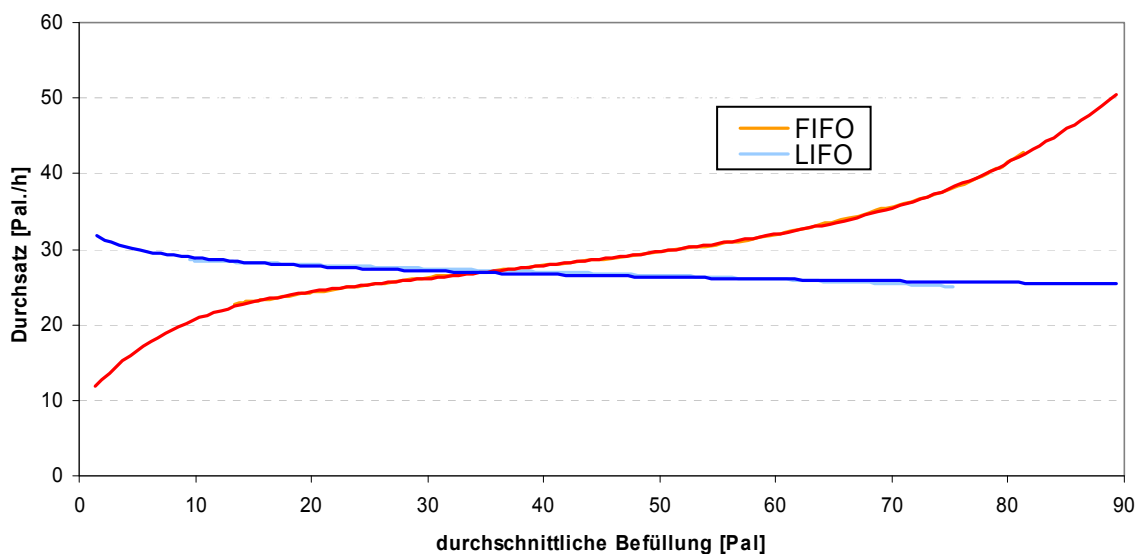


Abb. 37: Fahrwege des Mitnehmersystems bei Wechsel der Betriebsart bei FIFO (a) und LIFO (b)

Bei einem Wechsel zwischen den Betriebsarten „Einlagerung“ und „Auslagerung“ ist ein Verfahren des Mitnehmerschlittens nötig. Der Verfahrensweg des Schlittens bei Betriebsartenwechsel ist insbesondere abhängig vom Füllgrad der einzelnen Bahn. Somit stellt der Füllgrad einen zentralen Einflussfaktor auf den Durchsatz der einzelnen Bahn und des gesamten Lagersystems dar.

In diesem Punkt ergibt sich für das automatische Bodenblocklager ein Unterschied hinsichtlich der Betriebsstrategie. Bei einem nach FIFO betriebenen System verkleinert sich, der durch einen Wechsel der Betriebsart verursachte Weg des Schlittens mit steigendem Füllgrad (siehe Abb. 37). Für die Betriebsstrategie LIFO vergrößert sich der Weg mit steigendem Füllgrad. Dies drückt sich für die beiden Lagerstrategien in einer entsprechend gegenläufigen Abhängigkeit des Durchsatzes vom Füllgrad des Lagers aus. Der Zusammenhang zwischen dem erreichbaren Systemdurchsatz und dem Füllgrad geht aus Abb. 38 hervor.

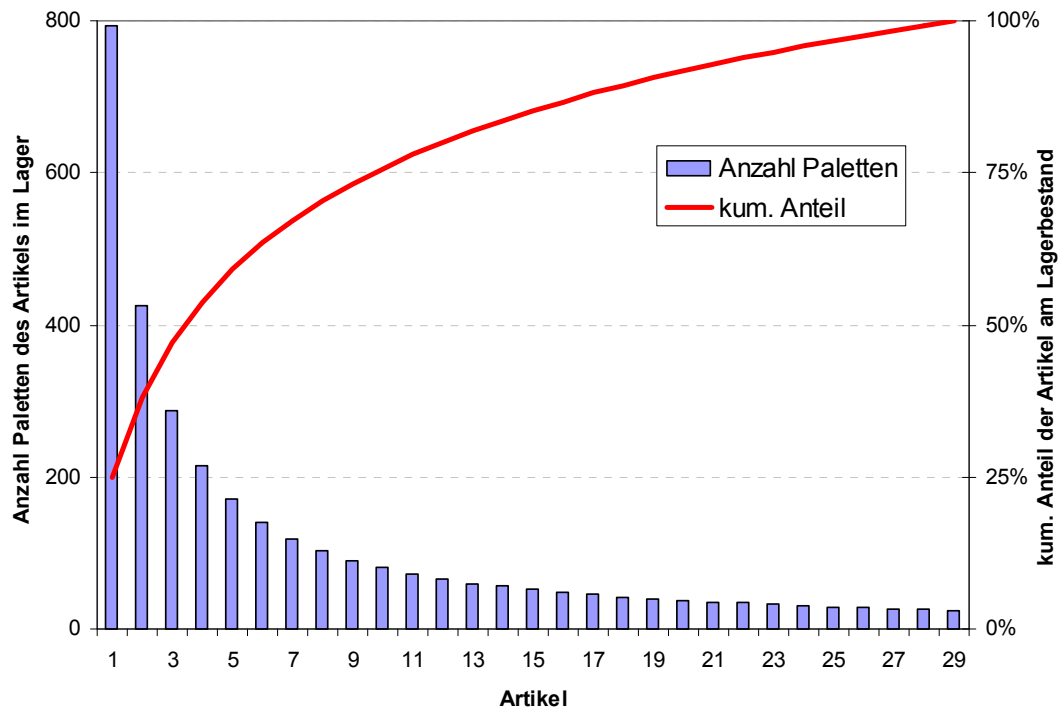


**Abb. 38: Durchsatzvergleich der Lagerstrategien FIFO und LIFO**

### 8.3.4 Artikelspektrum und Lagerbelegung

In einem Gesamtsystem, bestehend aus mehreren Rollenbahnen, entsteht in Zusammenarbeit mit dem Artikelspektrum des Anwenders bzw. Betreibers ein charakteristisches Belegungsmuster des Lagers. Es wird bei den betrachteten Belegungsszenarien davon ausgegangen, dass es sich um eine artikelbezogene Lagerung mit sortenrein belegten Bahnen handelt. Eine gemischte Befüllung der Bahnen mit unterschiedlichen Artikeln je Bahn wird somit im Weiteren nicht betrachtet.

Die unter der Voraussetzung einer sortenreinen Lagerung entstehende Belegung eines Lagers mit gegebener Topologie hängt insbesondere von der Anzahl der Artikel und der ABC-Verteilung innerhalb des Artikelspektrums ab. Die Topologie wird hierbei durch die Anzahl der Bahnen, die Bahnlänge und den Stapelfaktor beschrieben. In der Praxis entspricht die quantitative Verteilung des Lagerbestandes in vielen Fällen der sogenannten Pareto-Verteilung. Diese impliziert im Standardfall, dass 20% der Artikelnummern einen kumulierten Bestand von 80% bezogen auf den Gesamtbestand verursachen. Bei der durchgeführten Ermittlung des gesamten Lagerdurchsatzes über alle Bahnen wurde die Kapazitätsverteilung der Artikel innerhalb des Lagers als variabler Parameter berücksichtigt. Die in Abb. 39 dargestellte Verteilung entspricht der Kapazitätsverteilung der Fa. Weidenhammer.



**Abb. 39: Kapazitätsverteilung innerhalb des Lagers (statische ABC-Verteilung)**

Der Systemdurchsatz wird durch das Artikelspektrum indirekt über den Füllgrad beeinflusst, da ein nicht zur Lagertopologie „passendes“ Artikelspektrum den Gesamtfüllgrad herabsetzt. Der Zusammenhang wird in der beispielhaften Darstellung eines Lagerspiegels (Abb. 40) deutlich. Während die hohen Bestände der A-Artikel die komplette Füllung mehrerer Bahnen ermöglichen, sinkt der Füllgrad im Bereich der B- und C-Artikel erheblich. Die daraus resultierende Wechselwirkung bezüglich des Systemdurchsatzes zeigt Abb. 38. Als variable Vorgabewerte werden folgende Werte in die Berechnung übergeben:

- Lagertopologie (Bahnlänge, Bahnanzahl, Stapelfaktor)
- Gewünschte (netto) Lagerkapazität
- Artikelanzahl
- Kapazitätsverteilung der Artikel (statische ABC-Verteilung)

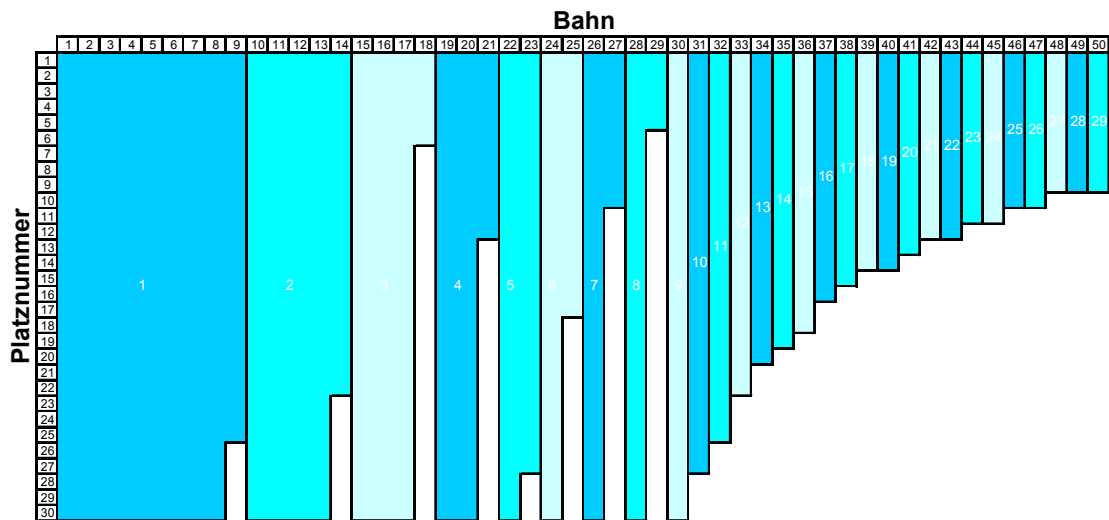


Abb. 40: Lagerbelegung

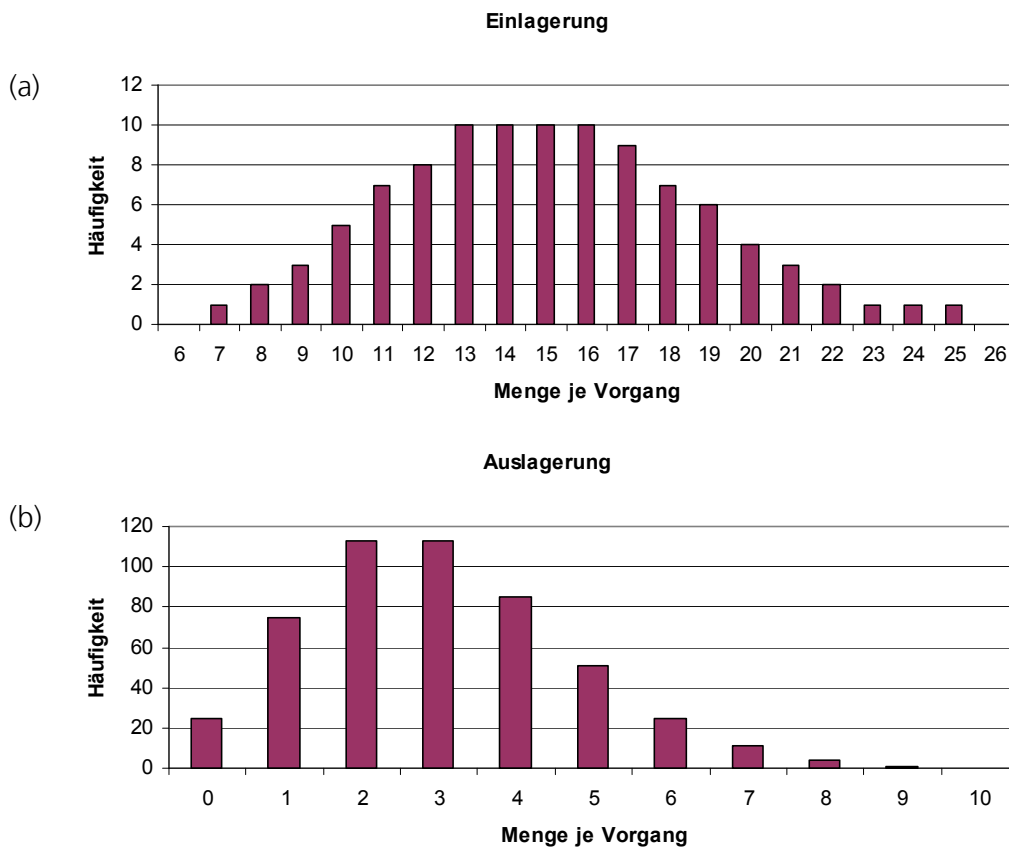
Das Berechnungstool ermittelt zunächst die zur Verfügung stehende Gesamtkapazität und generiert im Anschluss daran einen Lagerspiegel, welcher der angegebenen Mengenverteilung der Artikel folgt. Dabei wird versucht, die Gesamtkapazität des Lagers zu einem möglichst hohen Grad auszunutzen. Die Berechnung geht in diesem Zusammenhang davon aus, dass aufgrund der je Bahn sortenreinen Lagerung die Anzahl der Bahnen im Minimum der Artikelanzahl entspricht. Der resultierende Füllgrad und die tatsächliche Lagerbelegung wird als Kenngröße für die Beurteilung der Lagerauslegung ausgegeben. Bei geringen Füllgraden bzw. Unterschreitung der Kapazitätsvorgabe ist eine neue Auslegung des Lagers nötig. Der Belegungsgrad kann hierbei z.B. durch die folgenden Modifikationen des Lagerlayouts gesteigert werden:

- Gesonderte Lagerung der Artikel mit geringerem Lagervolumen in separatem Lagerbereich
- Verkürzung der Bahnlänge / Änderung des Lagerlayouts

### 8.3.5 Zeitverhalten und Mengenverteilung der Ein- und Auslagerung

Der Durchsatz des Lagersystems hängt wesentlich von der Anzahl der je Vorgang ein- und ausgelagerten Mengen ab. Der Grund hierfür liegt in der Anzahl der resultierenden Betriebsartumschaltungen zwischen Ein- und Auslagerung. Ein stetiger Warenfluss in das Lager in Kombination mit einem stetigen Abstrom stellt hierbei den ungünstigsten Betriebszustand dar, da oft zwischen Ein- und Auslagermodus gewechselt werden muss.

Das Zeit- und Pulkverhalten der Ein- und Auslagerung kann direkt bestimmten Anwendungsfällen zugeordnet werden. Ist das Lager an einen Wareneingangsbereich angebunden, der durch LKW-Lieferungen frequentiert wird, ist mit einem unstetigen Zeitverhalten und größeren Mengen je Einlagerungsvorgang in das Lager zu rechnen. In Abhängigkeit vom Nachfrageverhalten der nachgeschalteten logistischen Funktionsbereiche definiert sich das Zeit- und Mengenverhalten bei der Auslagerung. Wird beispielsweise ein kontinuierlich verlaufender Produktionsprozess aus dem Lager versorgt, ist mit einem gleichmäßigen Lagerabgang mit jeweils geringer Menge zu rechnen.



**Abb. 41: Häufigkeitsverteilung erwarteter Mengen der Beladung (a) und der Entladung (b)**

Der umgekehrte Fall tritt bei der Nutzung als Fertigwarenlager auf, wenn das Lager aus einer Produktion kontinuierlich beschickt wird. Bei einer direkten Anbindung an einen Wareneingangsbereich ergibt sich für die Lagerabgänge ein unstetiges Zeit- bzw. Pulkverhalten. Der bezogen auf den Systemdurchsatz ungünstige Fall eines gleichermaßen stetigen Lagerzustromes und Lagerabstromes stellt sich beispielsweise ein, wenn das Lager zur Pufferung von Umlaufbeständen innerhalb eines kontinuierlich verlaufenden Produktionsprozesses eingesetzt wird.

Die Durchsatzberechnung berücksichtigt das Mengenverhalten durch variable Erwartungswerte, die für Ein- und Auslagerung getrennt voneinander festgelegt werden können. Der Erwartungswert entspricht der Anzahl der für einen Ein- oder Auslagerungsvorgang im Mittel erwarteten Ladeeinheiten bzw. Paletten. Ein größerer Erwartungswert repräsentiert somit eine ausgeprägteren Pulkbildung bzw. einer größeren Unstetigkeit des Materialflusses.

Die jeweils zugrunde gelegte statistische Verteilungsfunktion entspricht einer Poissonverteilung. Die Summe aus Häufigkeit und Menge ergibt dabei die Größe des gesamten Auftragspools bzw. die Gesamtzahl der während des Simulationslaufes bewegten Ladeeinheiten. Abb. 41 zeigt die Häufigkeitsverteilung des potenziellen Einsatzfalles „Weidenhammer“ für einen Auftragspool von 1500 Ladeeinheiten.

#### 8.4 Erhöhung des Automatisierungsgrades

Die Transportaufgabe der automatischen Beschickung besteht in der Lastaufnahme der Ladeeinheit an der Einlager- bzw. Auslagereseite und dem Transport zu einem oder mehreren Übergabepunkten. Für eine automatisierte Beschickung des Lagers kommt daher prinzipiell die aus automatisierten Regallägern bekannte Bedientechnik in Frage. Für ein nach der FIFO-Strategie betriebenes Lager sind hierfür auf der Einlagerungsseite und der Auslagerungsseite zwei getrennte Systeme nötig. Für die LIFO-Strategie, bei der die Einlagerung und die Auslagerung auf derselben Seite stattfindet, ist zur Erfüllung der Funktion folglich ein einzelnes System ausreichend.

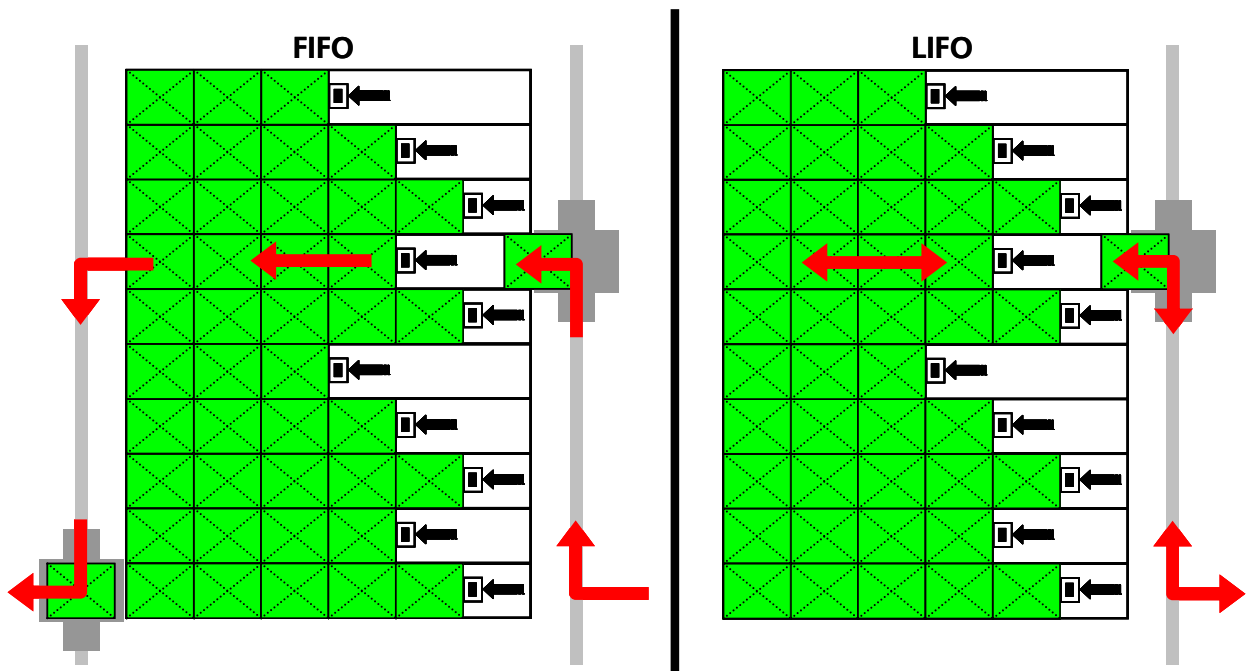


Abb. 42: Automatische Ein- und Auslagerung mittels RBG (beispielhaft)

Es wurde im Rahmen des Projektes untersucht, inwieweit der Einsatz eines Regalbediengerätes für eine automatische Beschickung des Lagers geeignet ist. Dabei ist bezüglich der Bedientechnik zunächst zu beachten, dass bei der Umsetzung der automatischen Beschickung eines nach der FIFO-Strategie betriebenen Lagers sowohl auf der Einlager- als auch auf der Auslagereseite keine Doppelspiele gefahren werden können. Im Gegensatz dazu ist dies jedoch bei nach LIFO betriebenen Systemen möglich.

Die folgenden Faktoren tragen zu einer Reduzierung der zu erwartenden Durchsatzleistung im Vergleich zu Standardanwendungen der Bedientechnik bei:

- Doppelspiele können (außer bei LIFO) nicht gefahren werden
- Ungünstige Regalwandparameter bei Lägern mit geringen Stapelfaktoren und großer Anzahl nebeneinander liegender Bahnen
- Erhöhter Zeitbedarf für die Positionierung des Lastaufnahmemittels

Regalbediengeräte für Paletten erreichen in Abhängigkeit von den existierenden Randbedingungen, wie z. B. den Regalwandparametern, den Achsgeschwindigkeiten und -beschleunigungen typische Spielzeiten. Diese liegen im Mittel bei ca. 35 1/h für ein Doppelspiel und bei ca. 60 1/h für ein Einzelspiel.

Im direkten Vergleich zur Bedienung eines Regals mit fixen Fachkoordinaten ergibt sich für die RBG-Bedienung des automatischen Bodenblocklagers ein Nachteil bezüglich der Positionierung des Lastaufnahmemittels (LAM). Es existieren hier zahlreiche Störeinflüsse, die die tatsächliche Anfahrposition der Palette im Lagersystem beeinflussen. Ungenauigkeiten hinsichtlich der Position der Paletten können sich beispielsweise durch die folgenden Faktoren ergeben:

- Nachgiebigkeit der Ladeeinheiten
- Ungenauigkeiten der Stapelung
- Abweichungen der Höhe der Ladeeinheiten
- Seitenabweichung durch Bewegung der Palettenstapel von der Ein- zur Auslagerungsseite auf der Rollenbahn

In solchen Fällen ist eine sensorische Erfassung zur Ermittlung der Anfahrposition des Bediengerätes bzw. des LAM üblich. Der für die Lageerfassung erforderliche Zeitbedarf führt zu einer verminderten Leistungsfähigkeit der Bedientechnik im Vergleich zu Lagersystemen mit fixen Fachkoordinaten.

Die Verläufe des Projektes durchgeführten Spielzeitberechnungen ergaben, dass der Zeitbedarf der Positionierung zu einer Leistungsreduktion um rd. 10 1/h Doppel- und rd. 15 1/h Einzelspiele führt. Für den Referenzfall Weidenhammer ergibt sich beispielsweise bei einer Anzahl von 50 nebeneinander liegenden Bahnen eine vom RBG zu bedienende Gesamtbreite von rd. 65 m bei einer Anfahrhöhe von ca. 4,5 m. Die mit diesen Regalwandparametern nach /FEM 9.851/ durchgeführte Spielzeitberechnung ergab eine Leistung von rd. 25 1/h Doppelspielen (LIFO) und rd. 45 1/h Einzelspielen (FIFO).

Zur Steigerung der Durchsatzleistung der mittels RBG beschickten Anlage kann beispielsweise die Anzahl der Bediengeräte entlang der Ein- und Auslagerseite erhöht werden. Insbesondere bei der LIFO-Strategie kann diese Maßnahme aufgrund der erhöhten Durchsatzanforderungen an die Bedientechnik erforderlich sein. Bei dieser Maßnahme ist jedoch zu beachten, dass die Ladeeinheiten den einzelnen Bediengeräten in geeigneter Weise zugeführt werden müssen. Es entstehen daher ggf. zusätzliche Investitionskosten für eine den Bediengeräten vor- bzw. nachgeschaltete Fördertechnik. Wird auf der Einlager- und / oder Auslagerseite ein einzelnes Bediengerät eingesetzt, kann durch eine parallel zum Verfahrensweg des RBG installierte Förder-

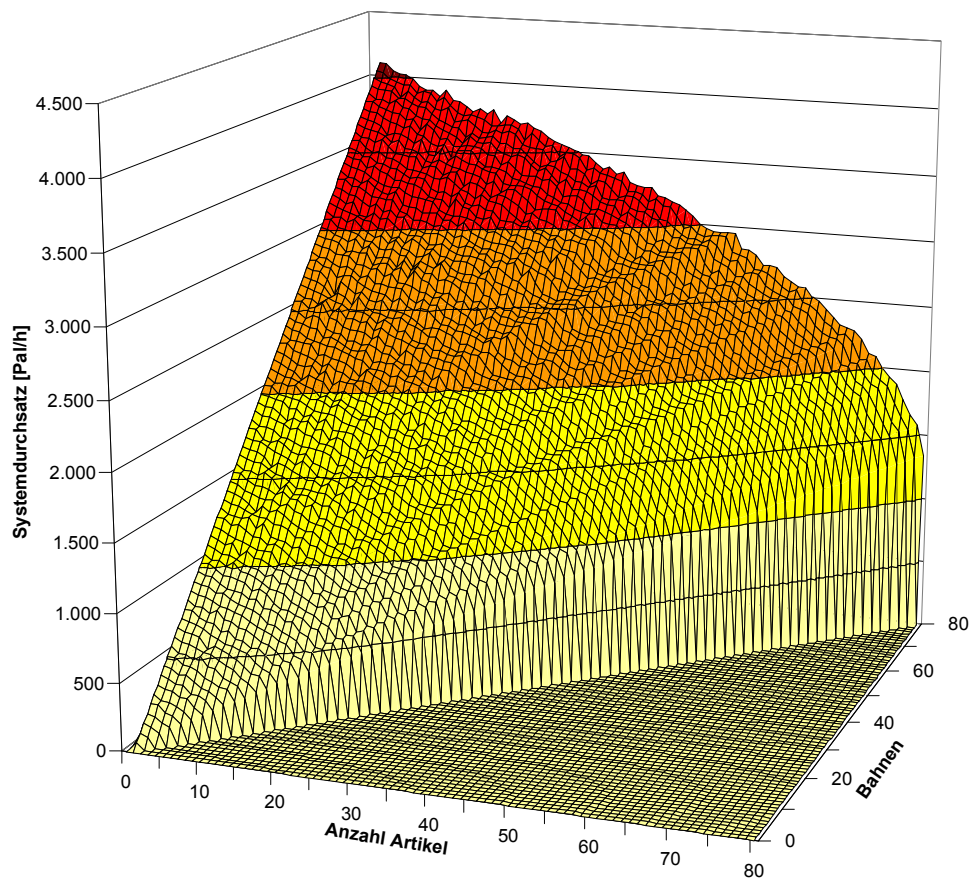
technik die RBG-Leistung gesteigert werden, da sich die Verfahrzeit des Regalbediengerätes bei direkter Abgabe an oder Aufnahme von der Fördertechnik reduzieren lässt. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass eine Ein- und Auslagerung mittels automatischer Bediengeräte in nahezu jeder Konstellation eine Beschränkung der Durchsatzleistung darstellt.

Demnach ist die automatische Bedienung mittels eines RBG grundsätzlich nur dann sinnvoll, wenn vergleichsweise geringe Durchsatzanforderungen vorliegen. Abgesehen von der beschriebenen Problematik bezüglich der Systemleistung kann eine automatische Beschickung aus den folgenden Gründen sinnvoll sein:

- Vermeidung von Beschädigungen der Ware
- Unfallvermeidung im Bereich der Lagervorzone
- Anbindung an vor- oder nachgeschaltete vollautomatische Prozesse

## **8.5 Ergebnisse**

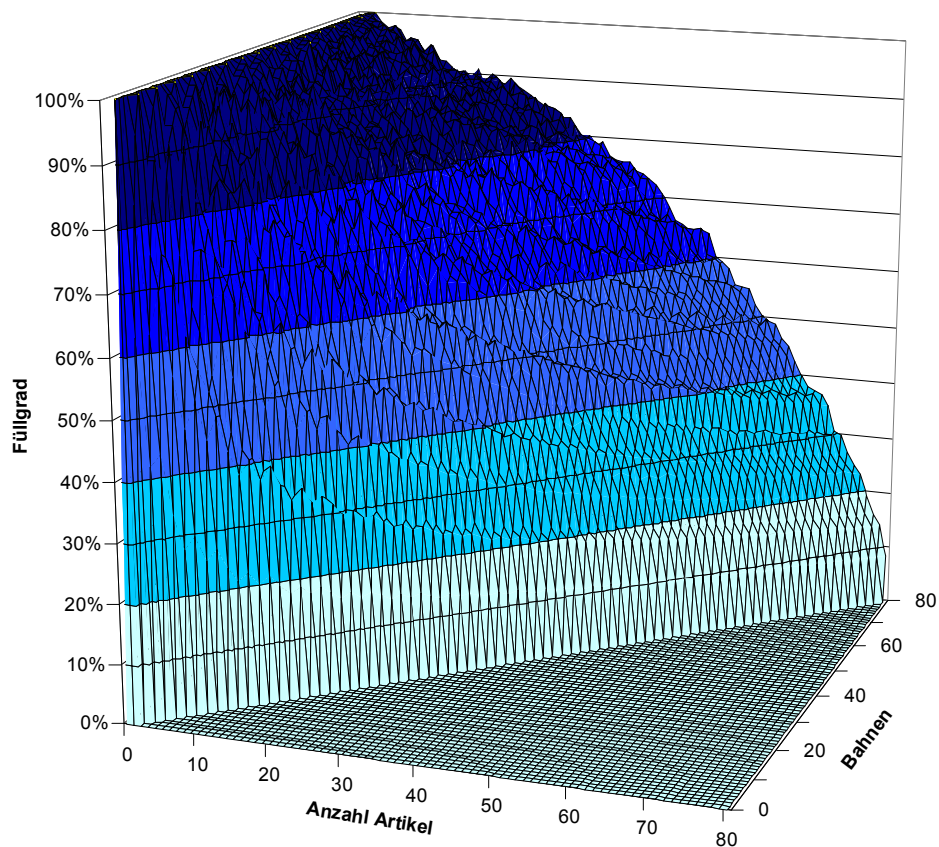
Es wurde ein Planungstool entwickelt, das sowohl die grundlegenden physikalischen Parameter als auch die planerischen Parameter berücksichtigt. Es ist damit möglich, eine konkrete Kundenanforderung mit den technischen Möglichkeiten des Systems zuverlässig abzugleichen. Zudem gestattet die Berechnung eine differenzierte Betrachtung des Lagersystems hinsichtlich des zeitlichen Verlaufes der Ein- und Auslagerung.



**Abb. 43: Systemdurchsatz in Abhängigkeit vom Füllgrad und der Anzahl der Bahnen**

Durch die Variation der entsprechenden Erwartungswerte kann sowohl ein stetiges als auch ein unstetiges Verhalten für den Lagerzugang und den Lagerabgang abgebildet werden. Bedingt dadurch ist eine Bestimmung der Systemdurchsatz jeweils in Abhängigkeit vom konkreten Einsatzgebiet des Lagers möglich.

Insbesondere die für den Betreiber wichtigen Anforderungen bzgl. der Kenngrößen „Durchsatz“ und „Lagerkapazität“ können in Abhängigkeit von dem aktuellen Artikelspektrum zuverlässig berechnet werden. Durch eine variable Artikelverteilung lassen sich zudem Zukunftsszenarien hinsichtlich einer Änderung des Artikelspektrums, wie z. B. ein Anstieg der Artikelvielfalt oder eine geänderte ABC-Verteilung, simulieren. Da die Berechnung auf einer dynamischen Simulation basiert, ist es ebenso möglich, die Systemreaktion auf reale Ein- und Auslagerungsaufträge unter Berücksichtigung der aktuellen Lagerbelegung des Anwenders zu ermitteln.



**Abb. 44: Füllgrad in Abhängigkeit von Artikel- und Bahnanzahl**

Eine diskontinuierliche Arbeitsweise des Lagers wirkt sich für das System durchsatzfördernd aus, da in diesem Fall die Umschaltvorgänge zwischen den Betriebsarten „Einlagerung“ und „Auslagerung“ entfallen. Somit besitzt das System eine gute Eignung als Wareneingangs- und Warenausgangspuffer. Die in diesen Bereichen infolge des Lieferverkehrs pulkweise gebündelten Warenströme tragen zu einer Leistungssteigerung des Systems bei. Der Einsatz als Puffer zur Entkopplung kontinuierlich arbeitender Produktionsprozesse ist im Einzelfall zu prüfen. Insbesondere bei geringen Füllgraden der Bahnen und einem häufigen Wechsel der Betriebsart kann es hier zu Wartezeiten kommen.

Der für den Anwendungsfall „Weidenhammer“ exemplarisch ermittelte Grenzdurchsatz von rd. 1950 Pal./h liegt überschlägig um den Faktor 60 über dem geforderten Durchsatz. Berechnungen mit verschiedenartigen Anforderungsprofilen bzw. Vorgabewerten konnten bestätigen, dass das Lagersystem vornehmlich bei einer geringen Artikelvielfalt in Verbindung mit einem hohen geforderten Systemdurchsatz eingesetzt werden sollte. Zu einer automatischen Beschickung des Lagers kann nur in Verbindung mit geringen Anforderungen bezüglich des Durchsatzes geraten werden. In der Praxis ist davon auszugehen, dass die Peripherie bzw. die manuelle oder automatische Beschickung in nahezu allen Anwendungsfällen den limitierenden Faktor bzgl. des Lagerumschlages darstellt.

## 9 ZUSAMMENFASSUNG / TECHNISCH-WIRTSCHAFTLICHER NUTZEN

Im Rahmen der Projektbearbeitung ist es gelungen, das statische und dynamische Verhalten für verschiedenartige Ladehilfsmittel nahezu vollständig durch analytische Berechnungsmodelle zu beschreiben. Im Bereich der Statik konnte zudem ein neues und allgemein anwendbares Prüfverfahren entwickelt werden, das eine zuverlässige Aussage bezüglich einer mechanischen Kraftübertragung auf ein definiertes Ladehilfsmittel-Spektrum erlaubt.

Die Analysen bezüglich der Dynamik der gestapelten Ladehilfsmittel lieferten die Erkenntnis, dass die aus dem Transport über eine Rollenbahn resultierende Schwingungsanregung bezogen auf das Systemkonzept des automatischen Bodenblocklagers eine untergeordnete Problematik darstellt. Im Zusammenhang mit der Ermittlung des zur Bewegung der LHM erforderlichen Kraftbedarfes kann die maximal realisierbare Bahnbelegung in Abhängigkeit vom jeweiligen Anwendungsfall vorhergesagt werden. Sowohl die Ergebnisse der statischen wie auch der dynamischen Untersuchung der gestapelten Einheiten sind auf artverwandte Transport- und Handhabungsaufgaben übertragbar.

Die erarbeiteten Berechnungsmodelle für den Seiltrieb erlauben eine präzise Auslegung des gesamten Kraftübertragungssystems der Vorrichtung. Bereits in der Projektierung einer Anlage kann so anhand der vorliegenden Daten eine Bestimmung der zahlreichen Parameter und Variationsmöglichkeiten erfolgen. Die Modellierung im Bereich der Lebensdauer des Seiltriebes ermöglicht zudem eine präzise Aussage bezüglich der zu erwartenden Wechselintervalle des Seiles. Zudem konnten technische Verbesserungspotenziale bezogen auf den bestehenden Seiltrieb des Versuchsstandes exakt benannt und hinsichtlich der Erhöhung der Lebensdauer und der Energieeffizienz quantifiziert werden.

Die zusammenfassende Systembetrachtung ermöglicht dem potenziellen Nutzer des Systems eine Beurteilung hinsichtlich der Systemeignung für den vorliegenden Anwendungsfall. Hier fließen neben den Anforderungen bezüglich der Lagertopologie auch planerische Daten wie z.B. das vorliegende Artikelspektrum ein. Das im Rahmen dieses Projektschrittes erstellte, auf einer dynamischen Simulation basierende Auslegungstool stellt eine leistungsfähige Unterstützung der Systemplanung dar. Mit Hilfe dieses Berechnungstools können anhand der Eingabedaten insbesondere die für den Betreiber wichtigen Kenngrößen „Durchsatz“ und „Füllgrad“ abgeleitet werden.

Durch die gewonnenen Erkenntnisse wurde eine Bestimmung und Abgrenzung des Einsatzgebietes für das Systemkonzept des automatischen Bodenblocklagers ermöglicht. Demnach besitzt das Lager eine herausragende Eignung als monostrukturiertes Pufferlager mit direkter logistischer Anbindung zu Wareneingangs- und Warenausgangsbereichen.

Die Forschungsergebnisse fließen in die Arbeit laufender Planungs- und Realisierungsprojekte ein. Für einen effizienten Transfer der Forschungsaktivitäten und der Ergebnisse wird insbesondere der in Dortmund befindliche Versuchsstand intensiv genutzt. Bereits zu diesem Zeitpunkt liegen qualifizierte Anfragen potenzieller Nutzer des Systems vor, die anhand der Forschungsergebnisse bezüglich der Realisierbarkeit geprüft werden.

---

## 10 LITERATURVERZEICHNIS

- /ASTM 91/ ASTM Designation: D 4728 – 91: Standard Test Method for Random Vibration, Testing of Shipping Containers, USA, 12/1991
- /Axmann 93/ Axmann, Norbert: Stückgutförderer: Handbuch für Materialflusstechnik, expert Verlag, Ehningen bei Böblingen, 1993
- /Bauer 85/ Bauer, Peter, Planung und Auslegung von Palettenlagern, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1985
- /BGR 234/ Lagereinrichtungen und Geräte, aktualisierte Fassung 2003
- /Briem 96/ Briem, Ulrich, Verbesserung der Ablegereifeerkennung laufender Drahtseile durch Kombination von Ablegekriterien, Dissertation 1996
- /Bro 01/ Bronstein, I.N., Semendjajew, K.A., Musiol, G., Mühling, H.: Taschenbuch der Mathematik, Verlag Harri Deutsch, 5. Auflage 2001
- /DIN 15141/ Teil1, Formen und Hauptmaße von Flachpaletten 1986; Teil 2, Prüfverfahren für Flachpaletten 1990
- /DIN 15147/ DIN 15147, Flachpaletten aus Holz; Gütebedingungen, Ausgabe: 1981-10
- /DIN 15155/ Paletten; Gitterboxen mit 2 Vorderklappen, Ausgabe: 1986-12
- /DIN 15158-1/ Verpackung – Paletten für den Warentransport – Teil 1: Anforderungen und Auswahl für Prüfungen für Flachpaletten, Ausgabe: 2005-06
- /DIN 15158-2/ DIN 15158-2, Verpackung – Paletten für den Warentransport – Teil 2: Nutzlasten, Ausgabe: 2005-06
- /DIN EN 13626/ DIN EN 13626, Ausgabe: 2003-08 Verpackung – Boxpaletten – Allgemeine Anforderungen und Prüfverfahren
- /Dubbel 90/ Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Auflage; Springer- Verlag Berlin, Heidelberg: 1990
- /EU 178-2002/ Verordnung (EG) Nr. 178/2002 des europäischen Parlaments und des Rates, 28. 01.2002
- /FEM 2.273/ Federation Europeenne de la Manutention: FEM-Richtlinie 2.273; Stetigförderer, Beschreibung der Stückgüter, Flachpaletten, Ausgabe: 1983
- /FEM 9.851/ Federation Europeenne de la Manutention: FEM-Richtlinie 9.851; Leistungsnachweis für Regalbediengeräte – Spielzeiten; Ausgabe Juni 2003
- /Feyrer 2000/ Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit, Springer- Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 2. Auflage, 2000
- /Grünberg 90/ Grünberg Roland: Entwicklung eines Berechnungsmodells für den Einsatz von Schwerkraftrollenbahnen in Transport- und Lagersystemen, Dissertation 1990
- /Haid 84/ Haid, Klaus-Dieter, Zum Einfluss der Pressung auf die Lebensdauer von Stahldrahtseilen, Dissertation 1984

- 
- /ISO 8611-1/ DIN EN ISO 8611-1, Paletten für den Güterverkehr, Flachpaletten, Teil 1: Prüfverfahren, Ausgabe: 2004-02
- /Jünemann 99/ Jünemann Reinhard; Schmidt, Thorsten: Materialflusssysteme, Systemtechnische Grundlagen, 2. Auflage; Springer – Verlag Berlin Heidelberg 1999
- /Lempik 86/ Lempik, Michael: Beitrag zur Weiterentwicklung von Kunststoffpaletten unter logistischen Aspekten, Dissertation 1986
- /Miner 45/ Miner, M. A.: Cumulative damage in fatigue. J. of Appl.-Mech. Trans. ASNE 67 (1945)
- /Molkow 82/ Molkow, Michael: Die Treibfähigkeit von gehärteten Treibscheiben mit Keilrillen, Dissertation 1982
- /Palmgren 24/ Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. Z. VDI 68 (1924)
- /Schiffner 81/ Schiffner, Gerhard: Spannungen in laufenden Drahtseilen Dissertation 1986
- /Schraft 97/ Schraft, Oliver, Die Biegesteifigkeit und der Wirkungsgrad laufender Rundlitzenseile, Dissertation 1997
- /SRETS 96/ Trost, Thomas: Source Reduction by European Testing-Schedules – An International Research Project, International Association of Packaging Research Institutes-Annual Conference Melbourne, Australia, 1996
- /ten Hompel 03/ ten Hompel, Michael, Schmidt, Thorsten: Warehouse Management, Automatisierung und Organisation von Lager- und Kommissioniersystemen
- /Tipler 94/ Tipler, Paul A.: Physik, Hrsg. Der dt. Ausg.: Dieter Gerlich und Götz Jerke.- Heidelberg; Berlin; Oxford: Spektrum Akad. Verl., 1994
- /TRA 003/ Technische Regeln für Aufzüge, Ausgabe September 1981
- /UIC 435-2/ UIC-Kodex 435-2: Gütenorm für die Europäische Vierweg-Flachpalette aus Holz mit den Abmessungen 800 mm x 1200 mm; 6. Ausgabe, 1987-01
- /UIC 435-3/ UIC-Kodex 435-3: Gütenorm für die Vierweg-Boxpalette "Y" aus Stahl mit den Abmessungen 800 mm x 1200 mm; 7.Ausgabe, 1990-01
- /VCI 04/ Verband der Chemischen Industrie: Handbuch für Verpackungen, Stand Oktober 2004, VCI
- /VDI 2358/ Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf: VDI-Richtlinie 3633, Drahtseile für Fördermittel, Ausgabe Oktober 1984
- /VDI 2391/ Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf: VDI-Richtlinie 2391; Zeitrichtwerte für Arbeitsspiele und Grundbewegungen von Flurförderzeugen, Ausgabe Mai 1982
- /VDI 3584/ Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf: VDI-Richtlinie 3584, Fließlagersysteme für Stückgut, Entwurf 1999, frühere Ausgabe 10/1976
- /VDI 3655/ Verein Deutscher Ingenieure; Düsseldorf: Anforderungen an Flachpaletten für den Einsatz in mechanisierten und automatisierten Förder- und Lagersystemen, Ausgabe: 1992-08

- /VDI 3968-1/ Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf: VDI-Richtlinie 3968 Blatt 1; Sicherung von Ladeeinheiten; Anforderungsprofil, Ausgabe 1994-01
- /Woernle 34/ Woernle, R.: Drahtseilforschung .Z. VDI 78 (1934) 52
- /Zentgraf 95/ Zentgraf, Christian: Entwicklung eines Modells für die Konstruktion und Dimensionierung von Flachpaletten, Schriftenreihe Transport- und Verpackungslogistik; Herausgeber Jansen, R. ; Deutscher Fachverlag Frankfurt am Main, 1.Auflage 1995