

Rollende Abstützung von Transportzahnriemen in der Anwendung

Rolling support of timing belts and their application

Jan Finke
Jens Sumpf

*Professur Förder- und Materialflusstechnik
Institut für Fördertechnik und Kunststoffe
Fakultät Maschinenbau
Technische Universität Chemnitz*

Carl Conrad Mäder

WRH Corporate Services AG

Im Beitrag wird zunächst auf die Beurteilung der Leistungsfähigkeit von Stetigförderern sowie deren Steigerungsmöglichkeiten eingegangen. Am Beispiel eines Zahnriemenförderers werden die Auswirkungen der Steigerung anhand der Dimensionierungskriterien Zahntragfähigkeit und Kontakttemperaturerhöhung diskutiert. Um diese bei gleichbleibenden Sicherheitsfaktoren zu kompensieren sollte der Bewegungswiderstand zwischen Zahnriemen und Gleitleiste möglichst gering sowie über die Lebensdauer der Anlage konstant sein. Hierzu wird ein Ansatz vorgestellt, der im Wesentlichen auf der Ablösung der üblichen Gleit- durch Wälzreibung beruht. Die Potentialunterschiede dieser beiden Varianten werden anhand von in Langzeitversuchen gemessenen Bewegungswiderständen ermittelt. Die Beschreibung eines neuartigen Lagersystems, bei dem die alternative Abstützung der Zahnriemen zum Einsatz kommt, und ein Vergleich mit bestehenden Systemen runden den Beitrag ab.

[Zahnriemenförderer, Bewegungswiderstand, Rollreibung, Leistungssteigerung, Lager- und Sortiersystem]

The article deals with the assessment of the performance of continuous conveyors as well as their possibilities of improvement. Using the example of a timing belt conveyor, the effects of the improvement are discussed on the basis of the dimensioning criteria for tooth carrying capacity and contact temperature increase. In order to compensate for these with constant safety factors, the coefficient of friction between the timing belt and the sliding rail should be as low as possible and constant over the service life of the system. For this purpose, an option is presented, which is essentially based on the replacement of the usual sliding by rolling friction. The potential differences of these two variants were determined on the

basis of the coefficient of friction measured in long-term tests. The description of a new storage system using the alternative support of the timing belt and a comparison with existing systems round off the contribution.

[timing belt conveyor, coefficient of friction, rolling friction, improvement, storage and sorting system]

1 EINFÜHRUNG UND PROBLEMSTELLUNG

Seit der Erfindung des Zahnriemens in der Mitte des letzten Jahrhunderts hat sich dieses Maschinenelement aufgrund seiner positiven Eigenschaften stark verbreitet. Zu den Vorteilen zählen insbesondere die synchrone Bewegungsübertragung, der schmierungsfreie Lauf, eine hohe Leistungsdichte bei geringer Masse sowie der Wirkungsgrad von bis zu 99 % bei Nennlast. Nachteilen, wie z. B. dem begrenzten Einsatztemperaturbereich oder der Anfälligkeit gegenüber Ölen, Fetten oder abrasiven Medien konnte aufgrund einer ständigen Weiterentwicklung in den letzten Jahren entgegengewirkt werden. Diese Innovationen fördern die Verbreitung von Zahnriemengetrieben stetig und erschließen neue Anwendungsmöglichkeiten wie z. B. den Antrieb von Ölpumpen in Verbrennungsmotoren.

Anwendungsbezogen hat sich eine Unterteilung von Zahnriemengetrieben in die Bereiche der Antriebs-, Linear- und Fördertechnik durchgesetzt. Für den letztgenannten Anwendungsbereich ist der prinzipielle Aufbau eines Zahnriemenförderers in Abbildung 1.1 dargestellt.

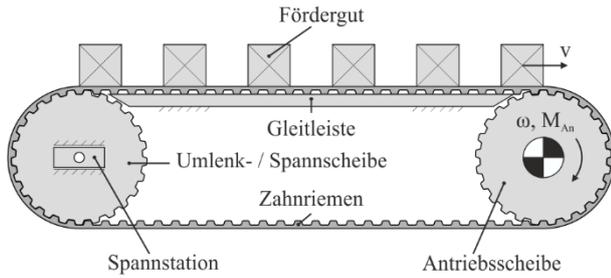


Abbildung 1.1: Prinzipieller Aufbau eines Zahnriemenförderers

Der Zahnriemen besitzt dabei mehrere Aufgaben. Zum einen wandelt er die rotatorische Bewegung im Bereich des Umschlingungsbogens der Antriebsscheibe in eine translatorische im Bereich des Lasttrums um. Zum anderen nimmt er die Last des Gutes auf und leitet diese über eine Gleitleiste in das Gestell ab. Die dabei auftretende Reibung im Betrieb beeinflusst massiv die Leistungsfähigkeit von Zahnriemenförderanlagen.

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit von Stetigförderanlagen, zu welchen der Zahnriemenförderer nach Abbildung 1.1 zählt, dient der Durchsatz λ , welcher die Anzahl der geförderten Güter z_{Gut} in einem bestimmten Zeitraum Δt angibt.

$$\lambda = \frac{z_{Gut}}{\Delta t} \quad 1.1$$

Äquivalent dazu ergibt sich der Stückgutstrom \dot{M}_{St} wie folgt.

$$\dot{M}_{St} = \frac{z_{Gut}}{\Delta t} \quad 1.2$$

Sind die Fördergeschwindigkeit v , die Gutlänge l_{Gut} sowie der Gutabstand l_{Ab} konstant, so können λ als auch \dot{M}_{St} wie folgt berechnet werden.

$$\lambda = \dot{M}_{St} = \frac{1}{l_{Gut} + l_{Ab}} \cdot v \quad 1.3$$

Schwankt die Masse der zu transportierenden Einzelstücke, so sind λ oder \dot{M}_{St} als massenunabhängige Größen zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit zu bevorzugen. Dies ist z. B. beim gleichzeitigen Transport von leeren und beladenen Ladehilfsmitteln, als auch beim Transportieren von Fördergütern mit unterschiedlicher Masse der Fall. Ist dagegen die Masse der einzelnen Güter bzw. Ladeeinheiten m_{Gut} konstant, so kann der Massenstrom \dot{m} zur Beurteilung herangezogen werden. Dieser berechnet sich wie folgt

$$\dot{m} = \frac{m_{Gut}}{l_{Gut} + l_{Ab}} \cdot v \quad 1.4$$

Mit Einbeziehung der Streckenlast des Gutes q_{Gut} nach der Gleichung

$$q_{Gut} = \frac{m_{Gut}}{l_{Gut} + l_{Ab}} \quad 1.5$$

ergibt sich nach Einsetzen von Gleichung 1.5 in 1.4 die Berechnung des Massenstromes wie folgt

$$\dot{m} = q_{Gut} \cdot v \quad 1.6$$

Die Erhöhung der Streckenlast, bzw. eine Verringerung des Gutabstandes bei Fördergütern konstanter Masse und Länge, sowie der Fördergeschwindigkeit, steigern nach Gleichung 1.6 zwar die Leistungsfähigkeit, haben jedoch auch Auswirkungen auf die bei der Dimensionierung zu beachtenden Sicherheitsfaktoren.

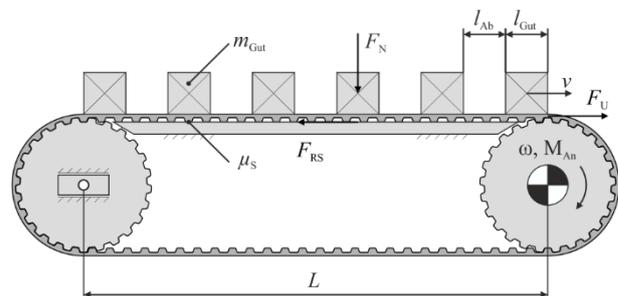


Abbildung 1.2: Belastungsfall des horizontalen Guttransportes mit relevanten Eingangs- und Berechnungsgrößen

Dieser Einfluss soll im Folgenden am Belastungsfall des horizontalen Guttransportes (siehe Abbildung 1.2) für die Dimensionierungskriterien Zahntragfähigkeit und Kontakttemperaturerhöhung diskutiert werden. Da bislang keine Norm zur Berechnung und Dimensionierung vorhanden ist und sich die Auslegungsvorschriften der Hersteller teilweise stark unterscheiden, erfolgt die Betrachtung anhand eines Modells, welches auf das Wesentlichste reduziert wurde. Um die Übersichtlichkeit zu wahren, wurden folgende Vereinfachungen getroffen:

- Zahnriemenförderer mit einer Spur
- Die Länge des Achsabstandes L entspricht der Länge der Gleitleiste
- Vernachlässigung:
 - Der Masse des Zahnriemens
 - Der Trägheit der bewegten Massen
 - Des Wirkungsgrades Zahnriemen – Scheibe
 - Von Verlusten durch Lagerreibung in den Wälzlager des Antriebes und der Umlenkung
 - Von sonstigen Bewegungswiderständen (z.B. Reibung Zahnriemen – Seitenführung, Reibung Gut – Seitenführung usw.)

Aufgrund der getroffenen Vereinfachungen kann, bei Kenntnis des Bewegungswiderstandes μ_S zwischen Zahnriemen und Gleitschiene, die Reibkraft F_{RS} , welche im gewählten Beispiel der Umfangskraft F_U entspricht, nach Gleichung 1.7 berechnet werden.

$$F_U = F_{RS} = q_{Gut} \cdot L \cdot g \cdot \mu_S \quad 1.7$$

Anschließend wird die erforderliche Mindestbreite des Zahnriemens b_{erf} zur Kraftübertragung von der Antriebszahnscheibe auf den Zahnriemen nach Gleichung 1.8 berechnet. Die spezifische Umfangskraft $F_{U\ spez}$ ist in Abhängigkeit des verwendeten Zahnriemens (Profil und Teilung) sowie der Drehzahl der Antriebszahnscheibe nach Herstellerangaben zu wählen. Die Anzahl der eingreifenden Zähne z_e richtet sich nach der Anzahl der Zähne der Antriebszahnscheibe, wobei jedoch nicht mit mehr als zwölf eingreifenden Zähnen gerechnet werden kann.

$$b_{erf} = \frac{F_U}{z_e \cdot F_{U\ spez}} \quad 1.8$$

Nach der Berechnung erfolgt die Auswahl der Zahnriemenbreite b_{ZR} , wobei meist die nächstgrößere Standardbreite gewählt wird. Demnach gilt $b_{ZR} > b_{erf}$ und der Zahnriemen ist hinsichtlich seiner Zahntragfähigkeit dimensioniert. Muss bei kritischen Anwendungen noch ein Sicherheitsfaktor S_{ZTF} berücksichtigt werden, so geschieht dies nach Gleichung 1.9.

$$b_{ZR} \geq S_{ZTF} \cdot b_{erf} \quad 1.9$$

Nach einsetzen von Gleichung 1.7 und 1.8 in 1.9 und anschließendem Umformen, ergibt sich mit Gleichung 1.10 die Grundlage zur Diskussion des Einflusses bei Erhöhung der Streckenlast auf das Dimensionierungskriterium der Zahntragfähigkeit.

$$S_{ZTF} \geq \frac{b_{ZR}}{b_{erf}} = \frac{b_{ZR} \cdot z_e \cdot F_{U\ spez}}{q_{Gut} \cdot L \cdot g \cdot \mu_S} \quad 1.10$$

Soll bei gleichbleibendem Sicherheitsfaktor die Streckenlast zu Steigerung der Leistungsfähigkeit erhöht werden, so stehen nach Gleichung 1.10 mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Aus konstruktiver Sicht können Förderer als auch Zahnriemen, z. B. durch einen kürzen Achsabstand, einen breiten Zahnriemen oder durch die Wahl eines anderen Profils mit höherem $F_{U\ spez}$, angepasst werden. Dies geschieht jedoch schon durch den Konstrukteur, der in der Konzeptionsphase des Förderers bestrebt ist den besten Kompromiss zwischen der Leistungsfähigkeit und dem Sicherheitsfaktor im Rahmen der Transportaufgabe zu finden. Aus technologischer Sicht ist es also sinnvoll den Bewegungswiderstand μ_S zu senken, um somit die Streckenlast, als auch die Leistungsfähigkeit, bei zu beachtendem Sicherheitsfaktor erhöhen zu können.

Die Fördergeschwindigkeit, und somit auch deren Erhöhung, ist bei der Berechnung und Dimensionierung eines Zahnriemenförderers nach Herstellerangaben lediglich bei der Berechnung der notwendigen Antriebsleistung als auch bei der Auswahl der zu verwendenden Zahnscheiben von Bedeutung. Sie beeinflusst jedoch massiv die zw. Zahnriemen und Gleitleiste entstehende Reibleistung nach Gleichung 1.11 und somit auch den Wärmeeintrag auf die Komponenten des Systems.

$$P_R = q_{Gut} \cdot L \cdot g \cdot \mu_S \cdot v \quad 1.11$$

Die Berechnung der Kontakttemperatur zw. Zahnriemen und Gleitleiste aufgrund der Reibleistung P_R und ein Vergleich mit einer zulässigen Grenztemperatur ist in den Auslegungsvorschriften der Zahnriemenhersteller nicht vorhanden. Erste Untersuchungen hierzu sind in [Kad08] zu finden. KADEN verfolgt dabei den Ansatz, dass die sich einstellende Kontakttemperatur T_K aus der Addition von Umgebungstemperatur T_U und einer Kontakttemperaturerhöhung ΔT_K nach Gleichung 1.12 gebildet werden kann.

$$T_K = T_U + \Delta T_K \quad 1.12$$

Je nach verwendetem Gleitleisten- und Zahnriemenmaterial existiert eine zulässige Kontakttemperatur $T_{K\ zul}$. Zieht man von dieser die Umgebungstemperatur ab, so erhält man die zulässige Kontakttemperaturerhöhung $\Delta T_{K\ zul}$, um die sich das System aufgrund der eingebrachten Reibleistung erwärmen darf.

$$\Delta T_{K\ zul} = T_{K\ zul} - T_U \quad 1.13$$

Das Kriterium für die Dimensionierung der sich einstellenden Kontakttemperatur ist demnach ein Vergleich zwischen zulässiger und vorhandener Kontakttemperaturerhöhung $\Delta T_{K\ vorh}$, wobei in kritischen Anwendungen analog zur Zahntragfähigkeit ebenfalls mit einem Sicherheitsfaktor S_{TK} gerechnet werden kann.

$$\Delta T_{K\ zul} \geq S_{TK} \cdot \Delta T_{K\ vorh} \quad 1.14$$

Die vorhandene Kontakttemperaturerhöhung nach [Kad08] berechnet sich wie folgt

$$\Delta T_{K\ vorh} = a \cdot [p \cdot \mu_S \cdot v \cdot (b \cdot s + c)]^d \quad 1.15$$

Neben der Reibleistung, wobei nach KADEN jedoch die projizierte Flächenpressung p anstatt der Streckenlast des Gutes verwendet, und der Schichtdicke der Gleitleiste s , fließen in die Berechnung auch die materialabhängigen Konstanten a bis d ein, welche durch eine empirische An-

passung der berechneten an die gemessene maximale Kontakttemperaturerhöhung im stationären Zustand ermittelt wurden.

Nach einsetzen von Gleichung 1.15 und 1.13 in 1.14 und anschließendem Umformen, ergibt sich mit Gleichung 1.16 die Grundlage zur Diskussion des Einflusses bei Erhöhung der projizierten Flächenpressung (bzw. Streckenlast) und der Fördergeschwindigkeit auf das Dimensionierungskriterium der Kontakttemperatur.

$$S_{TK} \geq \frac{T_{K\text{ zul}} - T_U}{a \cdot [p \cdot \mu_s \cdot v \cdot (b \cdot s + c)]^d} \quad 1.16$$

Soll bei gleichbleibendem Sicherheitsfaktor die Leistungsfähigkeit des Förderers durch Steigerung der projizierten Flächenpressung und / oder der Fördergeschwindigkeit erhöht werden, so stehen nach Gleichung 1.16 mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Durch die Verwendung von Materialien mit höheren zulässigen Kontakttemperaturen oder durch Absenken der Umgebungstemperatur ergibt sich eine größere zulässige Kontakttemperaturerhöhung. Ebenso kann die Schichtdicke der Gleitleiste reduziert werden. Diese Varianten mindern jedoch nur die Auswirkungen der in das System eingebrachten Erwärmung ab. Um der Ursache der eingebrachten Reibleistung entgegenzuwirken, wäre ein dementsprechender niedrigerer Bewegungswiderstand von Vorteil.

Die Betrachtungen zu den Dimensionierungskriterien Zahntragfähigkeit und Kontakttemperaturerhöhung haben aufgezeigt, dass der Bewegungswiderstand zwischen Zahnriemen und Gleitleiste von sehr großer Bedeutung ist.

Im Zusammenhang mit einer Steigerung der Leistungsfähigkeit des Förderers bei gleichbleibenden Sicherheitsfaktoren wäre ein möglichst niedriger Bewegungswiderstand von entscheidendem Vorteil, da er zum einen die zu überwindende Reibkraft vermindern und dadurch auch die in das System eingebrachte Wärme aufgrund der reduzierten Reibleistung absenken würde.

Abbildung 1.3 zeigt eine Übersicht zu Bewegungswiderständen von gewebebeschichteten Zahnriemen gegen übliche Gleitleistenmaterialien nach Empfehlungen der Hersteller sowie durch Messungen im Kurz- und Langzeitversuch ermittelte Werte. Diese unterschieden sich zum Teil sehr deutlich. Die Empfehlungen der Hersteller liegen im unterem Bereich in etwa auf dem unterem Niveau der in den Kurzzeitversuchen gemessenen Werte, währenddessen sich die in den Langzeitversuchen ermittelten Maximalwerte deutlich über dem oberen Niveau nach Herstellerangaben befinden. Da bei der Berechnung und Dimensionierung mit dem ungünstigsten Bewegungswiderstand zu rechnen ist, ergeben sich hierdurch erhebliche Unterschiede je nach verwendeter Quelle. Ein nach Herstellerangaben dimensionierter Förderer, der nach längerer Laufzeit einen Bewegungswiderstand im oberen Bereich der Langzeitversuche aufweist, ist demnach nicht sicher ausgelegt. Dimensioniert man den Förderer jedoch auf Grundlage der in den Langzeitversuchen gemessenen Maximalwerte, so führt dies zu einer Abnahme der Leistungsfähigkeit der Anlage. Grundsätzlich ist also ein Bewegungswiderstand von Vorteil der auch nach einer längeren Laufzeit der Anlage ein konstant niedriges Niveau aufweist. Ein Lösungsansatz hierzu, sowie der in Versuchen gemessenen Bewegungswiderstand, wird im Folgenden vorgestellt.

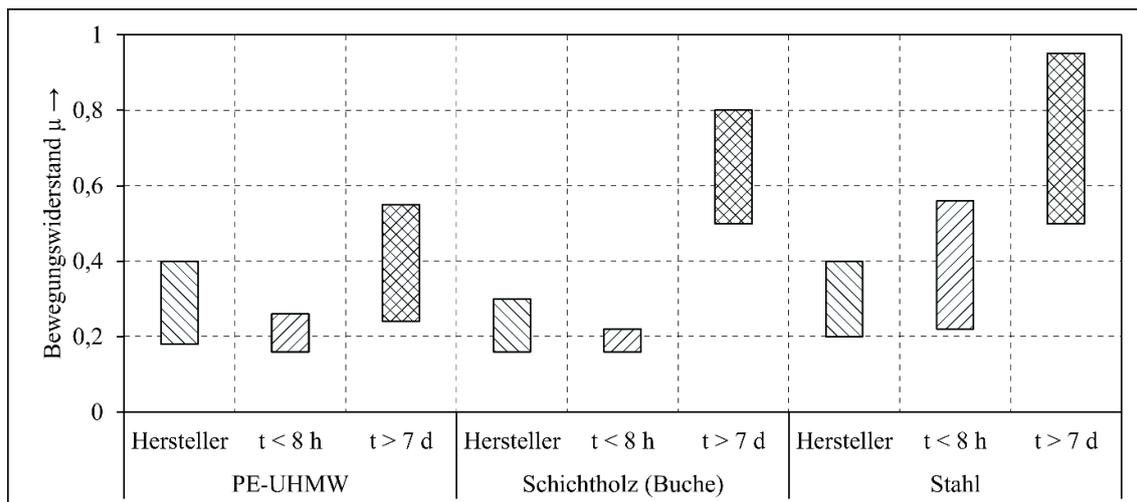


Abbildung 1.3: Übersicht zu Bewegungswiderständen gewebebeschichteter Zahnriemen gegen verschiedenen Gleitleistenmaterialien nach Herstellerangaben sowie im Kurz- (t < 8 h) und Langzeitversuch (t > 7 d) [KSN13]

2 LÖSUNGSANSATZ UND POTENTIAL ZUR LEISTUNGSSTEIGERUNG

Der gewählte Lösungsansatz basiert im Wesentlichen auf dem Ersatz der üblichen Gleit- durch Rollreibung zur Abstützung des Zahnriemens. Hierbei entstanden in Zusammenarbeit der Denipro AG aus Weinfelden in der Schweiz und der Professur Fördertechnik der Technischen Universität Chemnitz modular aufgebaute Elemente, genannt denirug, die die Last vom Zahnriemen in das Gestell übertragen. Das denirug-Element besteht aus einem ovalen Mittelstück, welches mit dem Gestell verbunden ist. Auf diesem sind aus Kunststoff bestehende Rollen angeordnet, die die Normalkraft rollend auf das Mittelstück übertragen. Ein Käfig fixiert die Rollen zueinander und gewährleistet den Rücklauf im unbelasteten Bereich des Elements (siehe Abbildung 2.1).

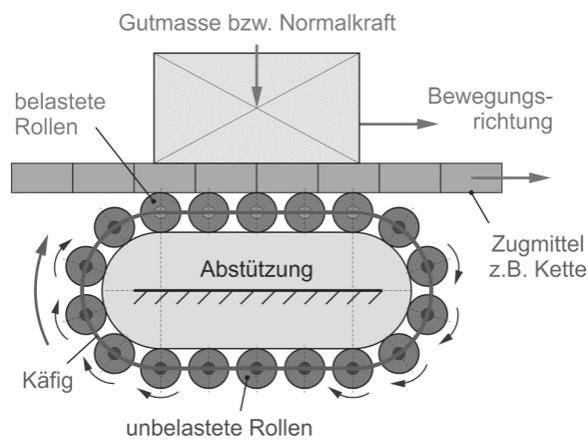


Abbildung 2.1: Prinzip der „Rollenden Fördertechnik“ [SRND09]

CZICHOS fasst unter dem Begriff der Rollreibung Reibungsarten zusammen, die bei Rollen oder Wälzen in tribologischen Systemen auftreten [CH10]. Aus kontaktmechanischer und auch tribologischer Sicht wäre es korrekt, den gewählten Lösungsansatz mit Wälzen anstatt Rollen zu bezeichnen, da es sich hierbei um einen Rollvorgang mit mindestens mikroskopischen Gleitanteilen handelt. Dies ist dadurch begründet, dass „beim Hertzchen Kontakt gekrümmter Körper bei der Überlagerung von Normal- und Tangentialkräften eine Aufteilung des Berührungsgebietes in Haft- und Schlupfzonen stattfindet.“ [CH10] Im Folgenden wird deshalb der Begriff Wälzen bzw. Wälzreibung anstatt Rollen bzw. Rollreibung verwendet. Um die Unterschiede zwischen Gleit- und Wälzreibung zu verdeutlichen, werden die wesentlichsten Einflüsse auf den Bewegungswiderstand der beiden Reibungsarten im Folgenden kurz diskutiert.

Der Bewegungswiderstand bei Festkörperreibung setzt sich, bei den betrachteten Reibungsarten, aus einer Deformations- und einer Adhäsionskomponente zusammen (siehe Gleichung 2.1).

$$\mu = \mu_{Def} + \mu_{Adh}$$

2.1

Die Adhäsionskomponente hat in ihren Ursprung in der Annäherung der beiden Reibpartner im Bereich der realen Kontaktfläche. Aufgrund der dabei auftretenden atomaren und molekularen Wechselwirkungen bilden sich Adhäsionskräfte zwischen den Reibpartnern aus, die einen der Bewegungsrichtung entgegenwirkenden Anteil besitzen. Die Deformationskomponente des Bewegungswiderstandes kann auf verschiedene Mechanismen zurückgeführt werden. Hierzu zählen z. B. das Eindringen des härteren Kontaktpartners in die Oberfläche des weichen und eine anschließende Furchung bzw. das Ausbilden einer „Bugwelle“, zu deren Verschieben Energie benötigt wird. Des Weiteren gelten als Ursache des deformativen Anteils Verhakung im Bereich der realen Kontaktfläche als auch eine Deformation von Rauheitsspitzen aufgrund von adhäsiven Kontakten zwischen den Reibpartnern, welche bei Relativbewegung einen Energieverlust zur Folge haben. Je nach Material der Reibpartner kommen zu der Deformationskomponente noch mehr oder weniger stark ausgeprägter Anteile aufgrund von elastischer Hysterese und Dämpfung hinzu.

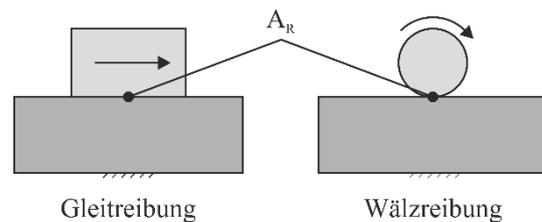


Abbildung 2.2: Gleit- und Wälzreibung im Vergleich

Die zwei wesentlichsten kontaktmechanischen Unterschiede der beiden Reibungsarten lassen sich aus Abbildung 2.2 ableiten. Zum einen ist die reale Kontaktfläche bei Wälzreibung geringer als bei Gleitreibung (gilt bei identischer Normalspannung in der Kontaktfläche). Hierdurch können sich weniger atomare und molekulare Wechselwirkungen ausbilden, was zu einem Absinken der Adhäsionskomponente des Bewegungswiderstandes bei Wälzreibung führt. Zum anderen liegen unterschiedliche Relativbewegungen zwischen den Kontaktpartnern vor. CZICHOS geht in [CH10] davon aus, dass „sich bei Rollvorgängen (oder auch beim Wälzen) die kontaktierenden Stoffbereiche der beiden Kontaktpartner normal zur Kontaktfläche annähern und wieder entfernen, während bei Gleitvorgängen (aufgrund der translatorischen Relativbewegung) in großem Umfang Schubspannungen beteiligt sind.“ Dies führt nach [CH10] dazu, dass die Deformationskomponente des Bewegungswiderstandes beim Gleiten größer ist als beim Wälzen. Zusammenfassend sind demnach Adhäsions- als auch Deformationskomponente bei der Wälzreibung geringer, was in der Summe zu einem wesentlich geringeren Bewegungswiderstand führt.

Um die Größe des Unterschiedes des Bewegungswiderstandes der beiden Abstützungsarten, und somit auch das Potential zu Leistungssteigerung, zu quantifizieren, wurden Versuche zur Ermittlung des Bewegungswiderstandes von mittels denirug-Elementen abgestützten Zahnriemen durchgeführt. Der dabei verwendete Prüfstand ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

Im Vergleich zur üblichen Anwendung im Fördersystem wird der Zahnriemen dabei mit den Zähnen nach oben im Prüfstand betrieben (siehe Abbildung 2.3 rechts). Auf diesem befindet sich das denirug-Element, welches zur Normalkraftaufbringung mit Gewichten belastet wird. Um

den Einfluss von Reibungskräften zur seitlichen Führung des Elementes auszuschließen, wird der über dem Zahnriemen befindliche Aufbau in Bewegungsrichtung des Zahnriemens vorgespannt (siehe Abbildung 2.3 links). Gemessen werden sowohl die Gesamt- als auch die Vorspannkraft. Bei Kenntnis der Gewichtskraft F_G des Aufbaus kann der Bewegungswiderstand nach Gleichung 2.2 berechnet werden

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} = \frac{F_{Ges} - F_{Vor}}{F_G} \quad 2.2$$

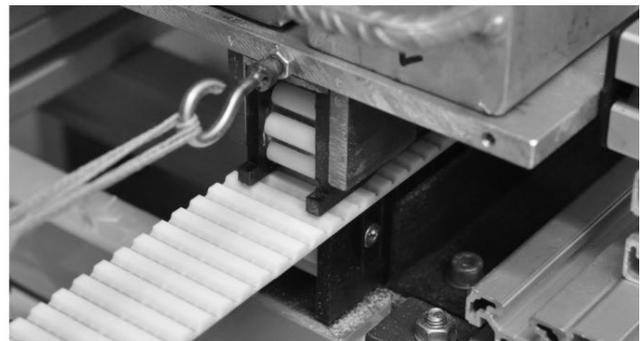
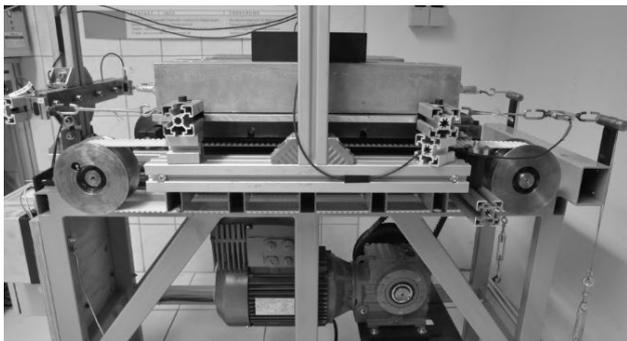


Abbildung 2.3: Prüfstand zur Untersuchungen der Wirkpaarung Zahnriemen – Abstützung (links) und die untersuchte Wirkpaarung im Detail (rechts)

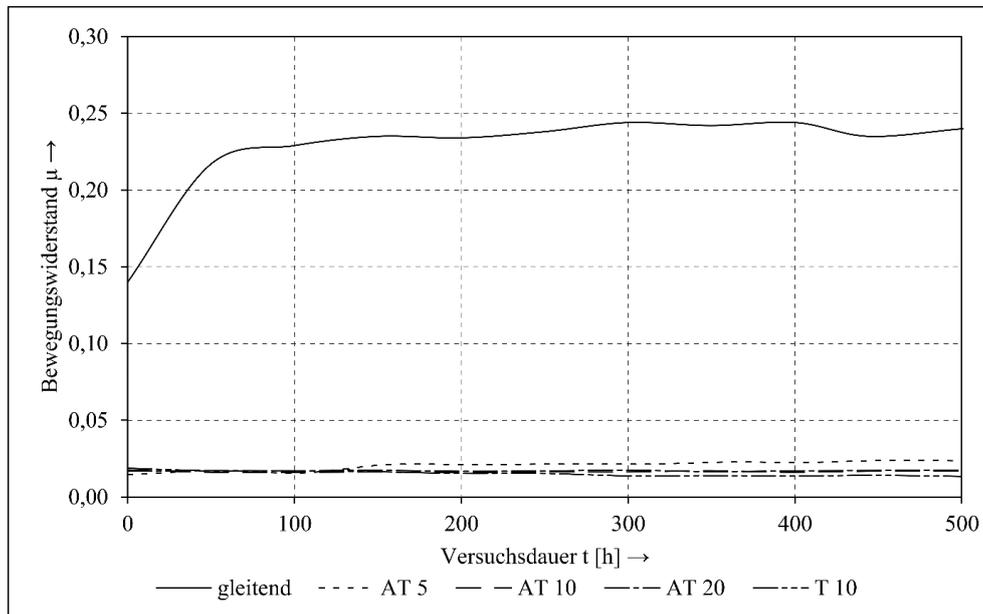


Abbildung 2.4: Bewegungswiderstände von mittels denirug-Elementen abgestützten Zahnriemen und Vergleich zu einer gleitenden Abstützung mittels PE-UHMW antistatisch

Getestet wurden mehrere Varianten von Zahnriemen, welche üblicherweise im Bereich der Fördertechnik zum Einsatz kommen. Untersucht wurden die Profile AT 5, AT 10, AT 20 und T 10. Die projizierte Flächenpressung als auch die Fördergeschwindigkeit wurden anhand der Werte der Langzeitversuche mit gleitender Abstützung gewählt. Abbildung 2.4 zeigt den qualitativen Verlauf der Be-

wegungswiderstände über der Versuchsdauer der verschiedenen Zahnriemenprofile bei Abstützung durch denirug-Elemente sowie zum Vergleich den Bewegungswiderstand eines mittels PE-UHMW antistatisch gleitend abgestützten Zahnriemens.

Der mittels PE-UHMW antistatisch gleitend abgestützte Zahnriemen mit Gewebebeschichtung auf der Zahnseite weist zu Beginn der Messung einen Bewegungswiderstand von $\mu \approx 0,14$ auf. Nach circa 50 h Versuchsdauer ist dieser über ein Niveau von 0,2 gestiegen, ab ca. 300 h verhält er sich in einem Bereich von $\mu \approx 0,23 \dots 0,24$ relativ konstant. Die mittels denirug abgestützten Zahnriemenvarianten weisen zu Versuchsbeginn alle einen in etwa gleichen Bewegungswiderstand von $\mu \approx 0,02$ auf. Dieser verhält sich über die gesamte Versuchsdauer bei allen Zahnriemenvarianten relativ konstant und liegt nach 500 h in einem Bereich von $\mu = 0,015$ (Profil T 10) bis $\mu = 0,024$ (Profil AT 5).

Wie bereits erwähnt ist bei der Berechnung und Dimensionierung von Zahnriemenförderern immer mit dem ungünstigsten Bewegungswiderstand zu rechnen. Bezogen auf die Versuchsergebnisse nach Abbildung 2.4 also mit einem $\mu = 0,24$ für die gleitend abgestützte Variante. Bei einem mittels denirug-Elementen abgestützten AT 5 Zahnriemen muss demnach mit $\mu = 0,024$ gerechnet werden. Es ergibt sich somit ein Unterschied von einer Zehnerpotenz zwischen gleitender und wälzender Abstützung. Setzt man dieses Verhältnis in Gleichung 1.10 ein und vergleicht die beiden Abstützungsvarianten, so werden sehr schnell die Vorteile von mittels denirug abgestützten Zahnriemen deutlich. Demnach kann die Strecklast des Gutes um das Zehnfache erhöht werden, was nach Gleichung 1.6 ebenfalls eine Steigerung der Leistungsfähigkeit des Förderers um das Zehnfache bedeutet. Bei gleichbleibender Strecklast könnte der Förderer jedoch auch die zehnfache Länge aufweisen. Dies ist bezogen auf die Investitionskosten ein weiterer wesentlicher Vorteil dieser Abstützungsvariante, da hierbei dementsprechend viele Antriebs- und Umlenk- / bzw. Spanneinheiten eingespart werden können. Außerdem ist es möglich einen schmalen Zahnriemen mit kleinerem Profil und dadurch geringerem $F_{U\ spez}$ einzusetzen. Dies ist vor allem bei einem begrenzten Bauraum sinnvoll. Nicht nur durch den schmalen Riemen, auch durch die Verwendung eines Profils mit kleinerer Teilung kann Platz gespart werden, da sich hierdurch der Teilkreisdurchmesser der Zahnscheibe und somit auch die Höhe des Aufbaus reduzieren lässt.

3 ANWENDUNG DER MITTELS DENIRUG ABGESTÜTZTEN ZAHNRIEMEN IN LAGER- UND SORTIERSYSTEMEN

Müssen ankommende und abgehende Gutströme zeitlich überbrückt werden, so spricht man von einer geplanten Unterbrechung des Materialflusses, oder auch dem Lagern. Lagern ist ein unerwünschter Prozess (Entstehung von Kosten), der in vielen Bereichen / Anwendungen jedoch notwendig ist. Beispiele hierfür sind der e-Commerce, Warenverteilzentren oder die Sicherstellung von nachgeschalteten Produktionsprozessen mit den dafür notwendigen Gütern. Ein sich änderndes Konsumverhalten mit einem

stetigen Anstieg im Bereich des e-Commerce führt zu einem steigenden Bedarf an Kapazitäten in Warenversand- und Warenverteilzentren. Gleichzeitig trägt eine steigende Kundenindividualität zu immer größer werdenden Artikelsortimenten bei [Mar14]. Dies führt ebenso zu einem gesteigerten Bedarf an Kapazitäten. Da jedoch nicht nur anders, sondern auch immer mehr gekauft wird, kommt es mit der steigenden Auftragslast zu einer starken Automatisierung und Spezialisierung von Lagersystemen [Mar14]. Zusammenfassend kann also von einem steigenden Marktbedarf an Lagersystemen mit größeren Kapazitäten (höherem Raumausnutzungsgrad) und größerem Automatisierungsgrad (höherer Dynamik) bei einem großen Artikelsortiment gesprochen werden.

Abhängig von der Art der Lagergüter sowie der erforderlichen Lagerstrategie sind verschiedenste Lagertypen bekannt, die sich u. a. durch den Raumausnutzungsgrad sowie die Zugriffsmöglichkeiten und -zeiten unterscheiden. So kann z. B. in einem einfachen Bodenblocklager (bei entsprechenden Lagerguteigenschaften) der verfügbare Raum optimal ausgenutzt werden, allerdings sind dabei nur die oberen, äußeren Güter direkt zugänglich.

Aufgrund der Vielzahl von Gütern und deren unterschiedlicher Gestalt (Form, Gewicht, Größe) werden zur effizienten Förder- und Lagerung häufig Förder- bzw. Ladehilfsmittel verwendet, beispielsweise Europaletten, Kunststoffpaletten oder Klein- und Großladungsträger. Diese besitzen zum Großteil eine zumindest teilweise unterbrochene Auflagefläche, was die Auswahl des Lagers sowie deren Fördereinrichtungen stark einschränkt. Hinsichtlich des Raumausnutzungsgrades und der Dynamik bei großem Artikelsortiment stellen automatische Hochregallager eine gute Möglichkeit zur Realisierung von Lagersystemen für solche Ladehilfsmittel dar. Häufig sind diese mit Regalbediengeräten ausgestattet, wobei hier die Verringerung des Raumausnutzungsgrades durch die erforderlichen Fahrgassen und insbesondere bei großen Lagern die relativ hohen Zugriffszeiten des einzelnen Regalbediengerätes nachteilig sind. Zudem ist eine Vorkommissionierung im Lager aufgrund der statischen Lagerung nicht möglich, hierfür bedarf es einer nachgeschalteten Fördertechnik.

Das Ziel eines Forschungs- und Entwicklungsvorhabens, in dem die Professur Förder- und Materialflusstechnik mit den Projektpartnern BRECO Antriebstechnik Breher GmbH & Co. KG (Porta Westfalica) sowie Denipro AG (Weinfeld) zusammengearbeitet, ist die Entwicklung eines hocheffizienten Lagersystems, welches für große Artikelsortimente sowie Güter und Ladehilfsmittel mit unterbrochener Auflagefläche geeignet ist und einen hohen Automatisierungsgrad aufweisen soll. Die Basis dafür bildet eine 2D-Verschiebeeinheit, auf der das Transportgut abgestellt und in zwei Richtungen verschoben werden kann (siehe Abbildung 3.1 oben links). Ordnet man mehrere dieser Einheiten neben- und hintereinander an, ergibt sich eine Matrix bzw. ein 2D-Verschiebesystem. Unter Freibleiben

einer Verschiebeeinheit können die anderen Ladeeinheiten (Ladehilfsmittel und Gut) in beide Richtungen verschoben und sortiert werden (siehe Abbildung 3.1 oben rechts). Werden mehrere dieser 2D-Verschiebesysteme übereinander

der angeordnet und mittels eines Aufzugssystems miteinander verbunden (siehe Abbildung 3.1 unten), ergibt sich ein Lagersystem mit sehr hohem dynamischen Potential und Raumausnutzungsgrad.

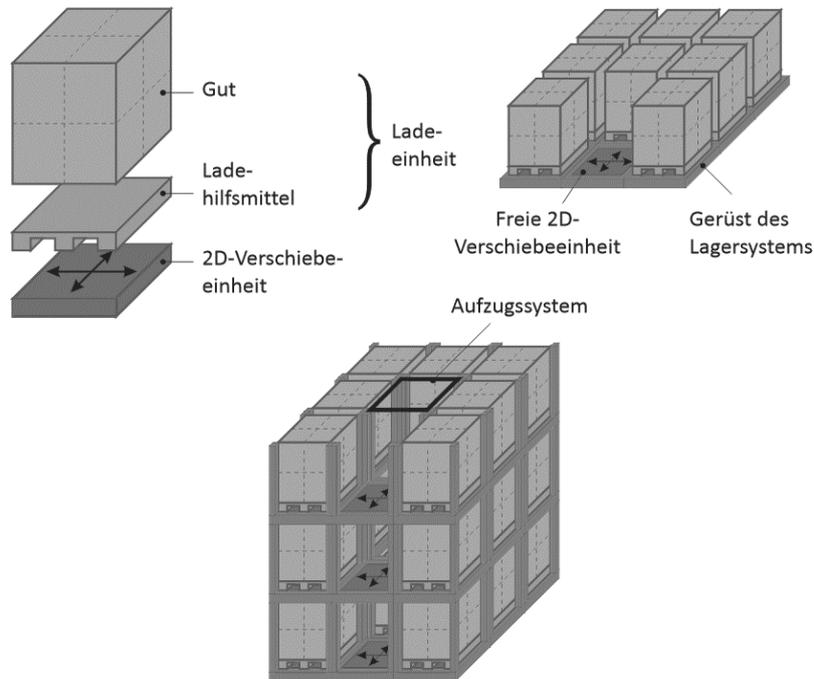


Abbildung 3.1: Dynamisches Lagersystem

Die 2D-Verschiebeeinheit besteht aus vier ultraflachen Fördermodulen (jeweils zwei in Längs- und Querrichtung), dem Antriebssystem sowie einem Hebesystem für die Fördermodule, welches die uneingeschränkte Bewegung in beide Richtungen ermöglicht (siehe Abbildung 3.2).

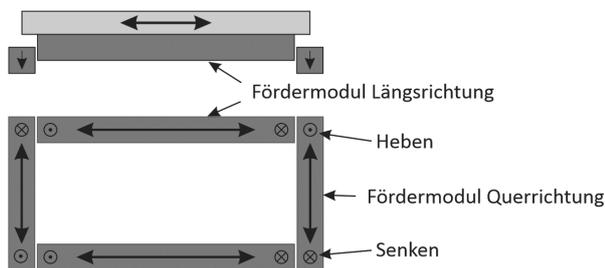


Abbildung 3.2: Prinzip der 2D-Verschiebeeinheit

Der prinzipielle Aufbau des Fördermoduls ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Dabei wird ein Zahnriemen über denirug-Elemente abgestützt, welche die Transportlast in das Gestell einleiten. Wie in Abschnitt 2 gezeigt wurde, weisen die denirug-Elemente einen äußerst geringen Bewegungswiderstand auf, wodurch sich wichtige konstruk-

tive Vorteile gegenüber einer gleitenden Abstützung ergeben. So wird die Umfangskraft bei gleicher Tragkraft wesentlich geringer, sodass sowohl kleinere Motoren als auch kleinere Zahnriemen verwendet werden können. Diese sind in der Regel biegeflexibler und ermöglichen damit kleinere Antriebs- und Umlenk-Zahnscheiben, wodurch insgesamt eine sehr geringe Bauhöhe erreicht werden kann.

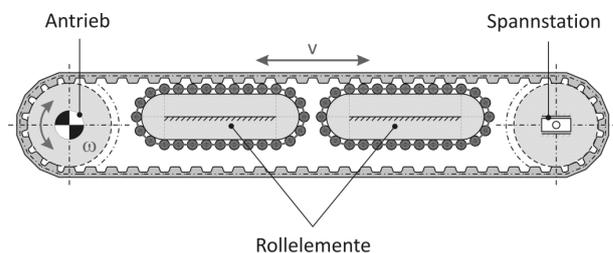


Abbildung 3.3: Rollende Abstützung von Transportzahnriemen (Prinzipdarstellung)

Das Fördermodul, und damit die Verschiebeeinheiten und das gesamte Lagersystem, kann relativ einfach skaliert werden. Somit ist es möglich, das System an Lagergüter mit unterschiedlichen Geometrien und Lastklassen anzupassen. Geplant sind dabei zunächst drei Grundausführungen für Behälter (ca. 400 x 800 mm, bis 40 kg), Paletten

(ca. 800 x 1200 mm, bis 1000 kg) sowie Schwerlastanwendungen über 1000 kg. Die Systeme sollen bei entsprechender Bodengestaltung für den direkten Transport von Lagergütern geeignet sein. Vorzugsweise stehen jedoch auch flache Transportbehälter (Trays) zur Verfügung, die die optimale Übergabe zwischen den Verschiebeeinheiten und vor allem die uneingeschränkte Anwendung für unterschiedlichste Güter gewährleisten bzw. an spezifische Güter angepasst werden können. Beispielfhaft sind hier Europaletten, Gitterboxen, Trolleys, Säcke oder ähnliche Güter bzw. Ladehilfsmittel mit Füßen, Rollen oder anderen ungünstigen Bodenbeschaffenheiten zu nennen.

Im Rahmen des Projektes wurde bereits ein erster Demonstrator des 2D-Verschiebesystems mit 23 Verschiebeeinheiten realisiert und auf der Logimat 2018 unter dem Markennamen Denigrig (Fa. Denipro) präsentiert (siehe Abbildung 3.4). Hierbei wurde die Leistungsfähigkeit anhand eines Sortiervorgangs von Servicewagen für die Passagierverpflegung im Flugzeug demonstriert. Diese Trolleys werden in der Praxis durch eine Cateringfirma sehr spezifiziert befüllt, müssen anschließend in einem Kühlhaus platzsparend platziert und je nach Bedarf möglichst schnell ausgeliefert werden. Hierbei sind u. a. infolge von alltäglichen Flugverschiebungen häufige Umsortiervorgänge erforderlich, welche mit dem Denigrig-System automatisiert ablaufen, indem die als nächstes benötigten Trays direkt an der Abholstation bereitgestellt werden.



Abbildung 3.4: Denigrig-System

4 ZUSAMMENFASSUNG

Im vorliegenden Beitrag wurden die zwei grundlegenden Möglichkeiten zur Leistungssteigerung von Stetigförderanlagen anhand der Berechnung des Massenstromes identifiziert. Dies sind zum einen die Steigerung der Streckenlast und zum anderen eine Erhöhung der Fördergeschwindigkeit.

Anschließend wurden anhand der Dimensionierungskriterien Zahntragfähigkeit und Kontakttemperaturerhöhung von Zahnriemenförderern die Auswirkungen zur

Steigerung der Leistungsfähigkeit diskutiert. Unter Beibehaltung der jeweiligen Sicherheitsfaktoren bei gleichzeitiger Leistungssteigerung der Anlage ist es aus technologischer Sicht am sinnvollsten den Bewegungswiderstand zwischen dem Zahnriemen und seiner Abstützung zu reduzieren. Idealerweise sollte dieser über die gesamte Lebensdauer der Anlage konstant sein. Es wurde aufgezeigt, dass die üblichen Gleitleisten diesen Anforderungen nur ungenügend gerecht werden.

Im Anschluss wurde ein Lösungsansatz vorgestellt, welcher im Wesentlichen auf der Ablösung der üblichen Gleit- durch Wälzreibung beruht. Um diesen auf die Erfüllungen der beschriebenen Anforderungen an den Bewegungswiderstand zu testen, wurden Langzeitversuche mit verschiedenen Zahnriemenprofilen durchgeführt. Der in den Versuchen ermittelte Bewegungswiderstand beträgt dabei ein Zehntel gegenüber einer gleitenden Abstützung mittels antistatischem PE-UHMW und verhielt sich über die gesamte Versuchsdauer von 500 h nahezu konstant. Aufgrund des unterschiedlichen Bewegungswiderstandes lassen sich bei Abstützung des Zahnriemens mittels denirug-Elementen wesentliche Potentiale bezüglich der Leistungsfähigkeit der Förderanlage gegenüber einer gleitenden Abstützung feststellen.

Die Vorstellung eines aktuellen Forschungsprojektes, bei dem ein neuartiges Lagersystem unter Verwendung von mittels denirug-Elementen abgestützten Zahnriemen entwickelt wird, rundet den Beitrag ab

LITERATUR

- [CH10] Czichos, Horst; Habig, Karl-Heinz: *Tribologiehandbuch – Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 3. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010 – ISBN 978-3-8348-0017-6
- [Kad08] Kaden, Hendrik: *Beitrag zum Reibungs- und Verschleißverhalten von Zahnriemenförderern*. Technische Universität Chemnitz, Dissertation, 2008
- [KSN13] Kaden, Hendrik; Sumpf, Jens; Nendel, Klaus: *Textile Beschichtungen für Transportzahnriemen*. Tagungsband zur 13. Chemnitzer Textiltechnik Tagung, Chemnitz 14./15.03.2012, S. 87-94, ISBN 978-3-9812554-7-8
- [Mar14] Martin, Heinrich: *Transport- und Lagerlogistik – Planung, Struktur, Steuerung und Kosten von Systemen der Intralogistik*. 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2014 – ISBN 978-3-658-03143-5
- [SRND09] Sumpf, Jens; Rasch, Frank; Nendel, Klaus; De Angeles, Marco: *Rollende Fördertechnik mit Optimierungspotential – Neue Module ermöglichen höhere Energieeffizienz*. In: Hebezeuge und Fördermittel 49 (2009), Oktober, S. 476 – 478, ISSN 0017-9442

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

M.Eng. Jan Finke, Research Assistant and Member of the Group “Traction Mechanisms and Tribology“ at the Professorship of Conveying Engineering and Materials Handling, Technische Universität Chemnitz.

Dr.-Ing. Jens Sumpf, Group Leader “Traction Mechanisms and Tribology“ at the Professorship of Conveying Engineering and Materials Handling, Technische Universität Chemnitz.

Technische Universität Chemnitz

Institut für Fördertechnik und Kunststoffe
Professur Förder- und Materialflusstechnik
Reichenhainer Straße 70, 09126 Chemnitz, Deutschland

Dipl.-Ing. Carl Conrad Mäder, Manager of Research and Development, WRH Corporate Services AG

WRH Corporate Services AG

Industriestraße 1
8340 Hinwil, Schweiz