

Einfluss der Lastabstützung und des Antriebssystems auf den Energiebedarf von Zahnriemenförderern

Jan Finke^{1*}, Jens Sumpf¹, Markus Golder¹

¹ Professorship of Materials Handling, Conveying and Conveying Engineering, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, Saxony, 09126, Germany

* Correspondence: jan.finke@mb.tu-chemnitz.de; Tel.: +49 (0) 371 531 39692

Received 30 June 2022; Accepted 30 July 2022; Available online 15 December 2022

© 2022 by J. Finke et. al. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License (CC-BY 4.0), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited. The INNOTRAC logo and third-party content are excluded from this.

ABSTRACT Gerade im Hinblick auf die aktuellen Herausforderungen im Bereich der Energiewende rückt der Leistungsbedarf von elektrisch angetriebenen Systemen immer mehr in den Fokus, so auch bei Zahnriemenförderern für den intralogistischen Materialtransport. Von wesentlicher Bedeutung ist dabei die Abstützung des Zahnriemens im Obertrum, deren Bewegungswiderstand die entscheidende Größe sowohl zur Dimensionierung der Anlage also auch für ihren Leistungsbedarf ist. Im Beitrag wird zum einen eine neue Art der Abstützung für Zahnriemenförderer vorgestellt und anhand von Versuchen das hohe Einsparpotential bezüglich der erforderlichen mechanischen Antriebsleistung gegenüber einer konventionellen Abstützung aufgezeigt. Zum anderen wird anhand der elektrischen Wirkleistung dargestellt, dass dieses Potential aufgrund von hohen Wirkungsgradverlusten des Antriebssystems nicht direkt auf den Energieverbrauch des Förderers übertragbar ist.

KEYWORDS Zahnriemenförderer, Reibwert, Energieeffizienz, Antriebsleistung, Wirkungsgrad

1. Einleitung und Zielstellung

Für gewöhnlich wird bei Zahnriemenförderern die Gewichtskraft des Gutes sowie des Zahnriemens über Gleitleisten in das Gestell abgeleitet. Beim Betrieb der Anlage kommt somit im Bereich der Abstützung im Obertrum zu einer Relativbewegung zwischen dem Zahnriemen und der Gleitleiste. Die dabei auftretende Reibung ist ausschlaggebend für die Dimensionierung sowie von enormer Bedeutung für die benötigte Antriebsleistung zum Betrieb der Anlage. Um den Wartungsaufwand sowie Verunreinigungen durch extern zugeführte Schmierstoffe zu umgehen, handelt es sich dabei zunehmend um trocken laufende tribologische Systeme. Um dennoch eine Reibungssenkung zu ermöglichen, werden entsprechend Abbildung 1a häufig Zahnriemen mit zahnseitiger

Textilbeschichtung (meist sogenannte PAZ-Beschichtung auf Basis von Polyamidfasern) in Verbindung mit Gleitleisten aus ultrahochmolekularem Polyethylen (PE-UHMW) eingesetzt. [1, 2]

Alternativ dazu besteht die Möglichkeit, die Last des Gutes rollend abzutragen. Hierbei kommt ein sogenanntes denirug[®]-Element zum Einsatz, welches in Verbindung mit einem Leistenzahnriemen die Last des Gutes in das Gestell einleitet (siehe Abbildung 1b). Das denirug[®]-Element wurde gemeinsam von der Denipro AG in Weinfelden (Schweiz) und der Professur Förder- und Materialflusstechnik der Technischen Universität Chemnitz entwickelt [3, 4]. Die Entwicklung des Leistenzahnriemens erfolgte von der Fa. BRECO Antriebstechnik Breher GmbH & Co. KG aus Porta Westfalica in Kooperation mit der Professur Förder- und Materialflusstechnik, wobei die Denipro AG ebenfalls als beteiligter Partner zu nennen ist.

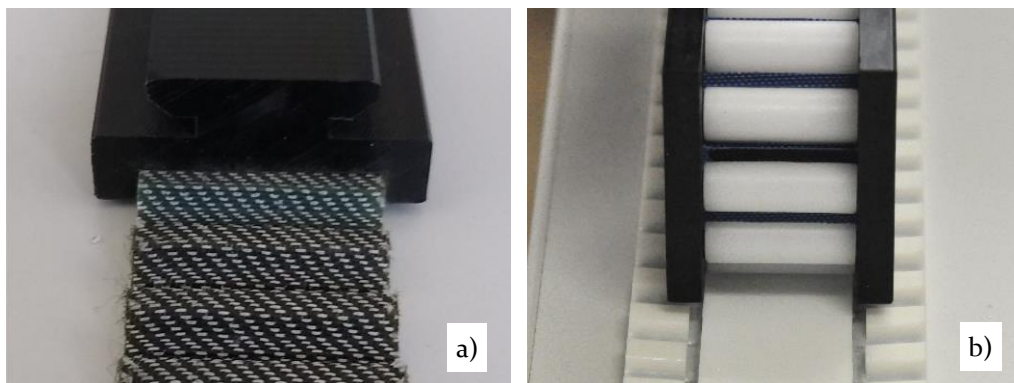


Abbildung 1: Textilbeschichteter PAZ-Zahnriemen und Gleitleiste aus PE-UHMW (a) sowie Leistenzahnriemen mit denirug[®]-Element (b)

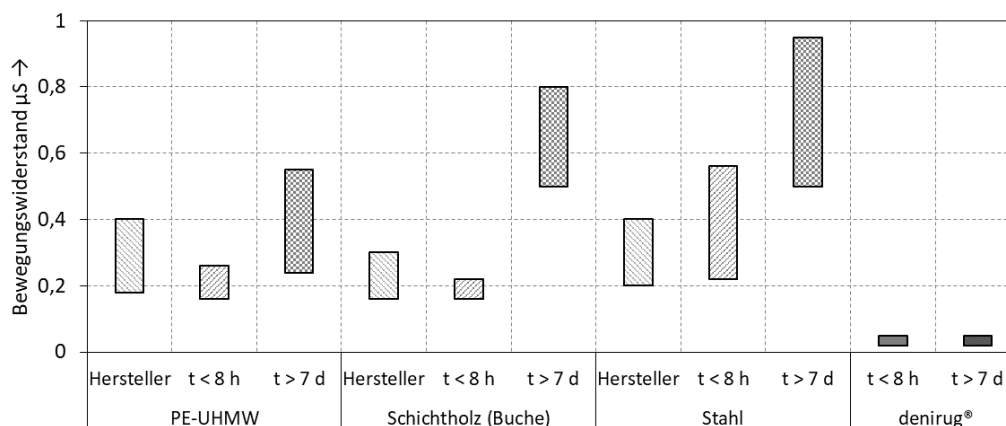


Abbildung 2: Übersicht zu Bewegungswiderständen μs zwischen Zahnriemen und Gleitleiste bei verschiedenen Gleitabstützungen nach [5], ergänzt um eigene Untersuchungen zur Ermittlung des Bewegungswiderstandes bei Abstützung mittels denirug[®]-Element

Die Art der Abstützung hat eine entscheidende Bedeutung für die Auslegung des Antriebssystems und den Energiebedarf der Förderanlage im Betriebszustand. Abbildung 2 gibt eine Übersicht zu den Bewegungswiderständen μs bei verschiedenen Gleitabstützungen nach [5], ergänzt um eigene Untersuchungen zur Ermittlung des Bewegungswiderstandes bei Abstützung mittels denirug[®]-Element. Demnach ergibt

sich bei einer rollenden Abstützung ein um ungefähr den Faktor 10 geringerer Bewegungswiderstand als bei einer üblicherweise verwendeten Gleitleiste aus PE-UHMW in Verbindung mit einem PAZ-beschichteten Zahnriemen. Da jedoch in Zahnriemenförderanlagen neben dem Bewegungswiderstand im Obertrum noch andere Verlustanteile, wie z. B. die Lagerreibung in der Umlenkung und an der Antriebwelle sowie die Reibung zwischen Zahnriemen und Zahnscheibe zum erforderlichen Leistungsbedarf der Anlage beitragen, kann dieses Verhältnis nicht 1:1 zur Berechnung der erforderlichen Antriebsleistung herangezogen werden.

Ein weiteres Problem stellen Wirkungsgradverluste des Antriebssystems dar, die vor allem im Teillastbetrieb wesentlich von den bei Nennleistung ermittelten Herstellerangaben abweichen können. In der Fördertechnik werden meist Asynchron-Getriebemotoren verwendet, die sich vor allem durch einen einfachen und robusten Aufbau, große Betriebssicherheit, geringen Wartungsaufwand und niedrigen Preis auszeichnen und über die Getriebeübersetzung an die in der Regel relativ geringen Fördergeschwindigkeiten angepasst werden können [6]. Der Wirkungsgrad von Asynchronmotoren beträgt, abhängig von Energieeffizienzgrad, ca. 80...90 %, wobei größere Motoren in der Regel einen höheren Wirkungsgrad besitzen [7]. Die Angabe auf dem Typenschild gilt zwar für Nennlast, der Wert ändert sich aber über einen relativ breiten Lastbereich von etwa 30...120 % der Nennlast nur wenig. Im unteren Teillastbereich ist dagegen ein massiver Abfall des Wirkungsgrades auf teilweise unter 20 % zu verzeichnen. [7, 8]

Neben dem Motor besitzen auch Getriebe einen lastabhängigen Wirkungsgrad. Für das häufig eingesetzte Stirnrad-Schnecken-Getriebe werden Orientierungswerte von 20...97 % angegeben, wobei höhere Übersetzungen geringere Wirkungsgrade aufweisen [8] und diese bei Teillast und Drehzahlen unterhalb der Nenndrehzahl deutlich sinken [9].

Zur individuellen Regelung der Geschwindigkeit werden in Förderanlagen zudem oft Frequenzumrichter verwendet, welche aus der Wechselspannung des Stromnetzes eine in Frequenz und Amplitude veränderbare Speisefrequenz für den Asynchronmotor bereitstellen. Wie bei den Motoren und Getrieben ist der Wirkungsgrad auch bei Frequenzumrichtern signifikant vom Betriebslastbereich abhängig. [10].

Detaillierte Angaben zu den Wirkungsgraden von Motoren, Getrieben und Frequenzumrichter, insbesondere im Betrieb außerhalb der Nennlast, werden seitens der Hersteller nur selten oder gar nicht bereitgestellt. Ziel des Beitrages ist es deshalb, basierend auf Versuchen, den Wirkungsgrad ausgewählter Antriebe sowie das Einsparpotential bezüglich des Leistungsbedarfs unterschiedlich abgestützter Zahnriemenförderer zu ermitteln und zu analysieren.

2. Versuchsaufbau und -programm

Um die Auswirkungen der bereits beschriebenen unterschiedlichen Abstützungsvarianten sowie auch unterschiedlicher Antriebsmotoren auf den Leistungsbedarf eines Zahnriemenförderers zu untersuchen, wurde ein praxisnaher,

zweisträngiger Förderer gebaut (siehe Abbildung 3 bis Abbildung 5). Dieser verfügt im Obertrum über die Möglichkeit, den Zahnriemen unter Wirkung verschiedener Fördergutmassen gleitend bzw. rollend abzustützen.

Zum Antrieb wurden zwei unterschiedliche Asynchron-Getriebemotoren mit Nennleistungen von 0,75 kW sowie 1,5 kW verwendet. Weitere Details zu den Versuchsparametern sind in Tabelle 1 dargestellt.

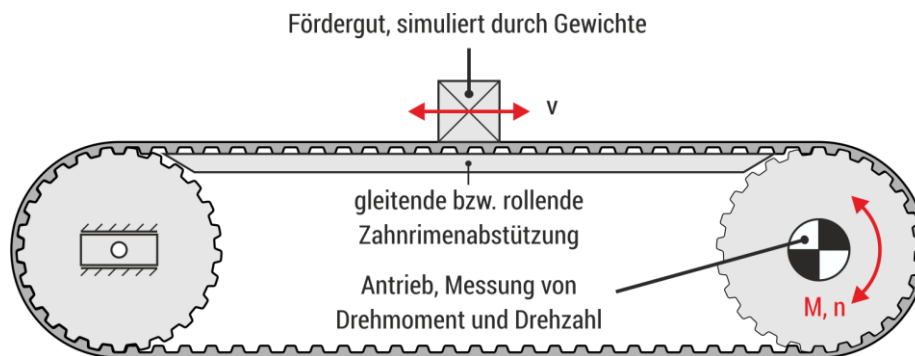


Abbildung 3: Prinzipieller Versuchsaufbau

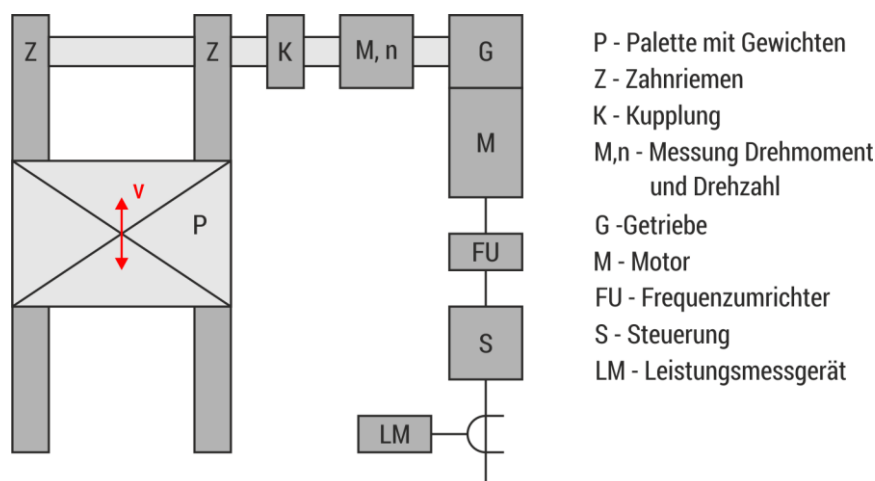


Abbildung 4: Skizze des Versuchsaufbaus von oben mit den verwendeten Sensoren / Messgeräten

Der Förderer besitzt antriebsseitig, nach dem Abgang aus dem Getriebemotor, Sensoren zur Messung der Drehzahl n sowie des Drehmoments M (vgl. Abbildung 4). Aus diesen Daten lässt sich die erforderliche mechanische Leistung

$$P_{mech} = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot n \quad (1)$$

zum Betrieb des Förderers bestimmen. Die Messung ist notwendig, weil die analytische Berechnung der Leistung nach

$$P_{mech} = F_U \cdot v \quad \text{sowie} \quad (2)$$

$$F_U = m \cdot g \cdot \mu_{Abst} + F_{RZ} \quad (3)$$

aufgrund der lastabhängigen, nicht einzeln zu bestimmenden Reibungsanteile aus

- veränderlichen Reibwerten μ_{Abst} zwischen Zahnriemen und Abstützung sowie

- zusätzlichen Widerstandskräften F_{RZ} wie z. B.
 - Lagerreibung der Zahnscheiben u. a. infolge der Trumkräfte,
 - Seitenreibungskräfte an den Zahnriemenführungsschienen oder
 - Wirkungsgradverlusten beim Umlenken des Riemens an den Zahnscheiben

zu ungenau wäre.

Die Messung der elektrischen Wirkleistung P_{el} durch ein Leistungsmessgerät erfolgte entsprechend Abbildung 4 zwischen der Spannungsversorgung des Prüfstandes und dem ersten Verbraucher. Somit weist die gemessene Wirkleistung auch Anteile der Steuerung und anderer Komponenten auf, die bei der Auswertung zum Teil herausgerechnet wurden (vgl. Abschnitt 3).

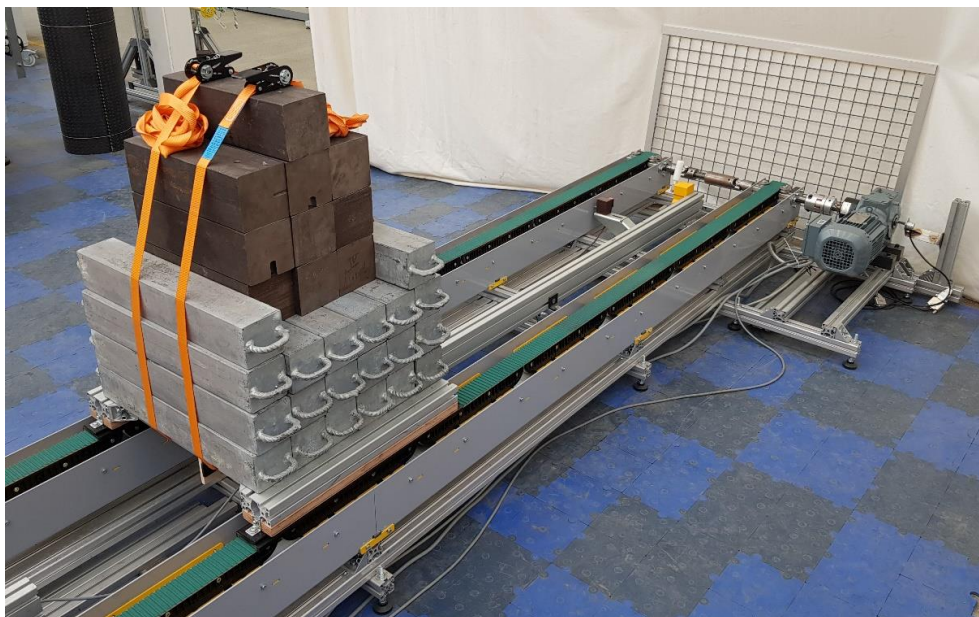


Abbildung 5: Versuchsstand zur Ermittlung des Leistungsbedarfs mit maximaler Zuladung von 760 kg

Tabelle 1: Details des Prüfstandes und des Versuchsprogramms

Zahnriemenförderer	zweispurig, Länge der Förderstrecke $L = 4,17m$, Zahnriemen im oberen Lasttrum abgestützt, im Untertrum frei hängend
Zahnriemen	50 AT 10, zahnseitige Gewebebeschichtung PAZ, spezifische Masse $q_z = 0,29 \text{ kg/m}$
Zahnscheiben	24 Zähne, Teilkreisdurchmesser $d_0 = 76,39 \text{ mm}$
Getriebemotor 1 [11]	SEW SA47 DRN90L4/TF/V, Nennleistung $P_{nennM} = 1,5 \text{ kW}$, Nennwirkungsgrad Motor $\eta = 0,856$, Effizienzklasse IE3 (Premium), mit Fremdlüfter
	Stirnrad-Schnecken-Getriebe: Übersetzung $i = 10,82$, Nennmoment $M_{nenn} = 95 \text{ Nm}$, Nenndrehzahl $n_{nenn} = 135 \text{ min}^{-1}$, Nennleistung am Getriebeausgang $P_{nenn,1,5} = 1.343 \text{ W}$
Getriebemotor 2 [12]	SEW SA47 DRE80M4/TF, Nennleistung $P_{nenn} = 0,75 \text{ kW}$, Nennwirkungsgrad Motor $\eta = 0,822$, Effizienzklasse IE2 (High)
	Stirnrad-Schnecken-Getriebe: Übersetzung $i = 23,15$, Nennmoment $M_{nenn} = 95 \text{ Nm}$, Nenndrehzahl $n_{nenn} = 62 \text{ min}^{-1}$, Nennleistung am Getriebeausgang $P_{nenn,0,75} = 617 \text{ W}$
Frequenzumrichter [13]	Siemens SINAMICS G120C, 1,5 kW, Nennwirkungsgrad $\eta = 0,97$, U/f-Regelung mit linearer Charakteristik

Abstützung 1	gleitende Abstützung aus antistatischem PE-UHMW in Verbindung mit PAZ beschichtetem Zahnriemen
Abstützung 2	rollende Abstützung mittels denirug® in Verbindung mit Leistenzahnriemen, Leistenbreite 25 mm, Leiste gegenüber den Zähnen erhöht
Geschwindigkeiten	$v = 0,1 \dots 0,5$ m/s in 0,1er Schritten
Masse	leere Palette (8,6 kg), abgestützte Zahnriemenmasse (3,8 kg) Zusatzgewichte: 150...750 kg in 150er Schritten
Auswertung	10 Wiederholungen pro Versuchspunkt, Auswertung von mechanischer Leistung und elektrischer Wirkleistung nur bei Kopfantrieb

Generell wurde der Förderer während der Versuche reversierend betrieben, die Auswertung der Ergebnisse sowie die Berechnung der zum Betrieb erforderlichen Leistung erfolgte jedoch nur bei der Antriebsart Kopfantrieb, d. h. die Gutmasse bewegt sich zum Antrieb hin. Tabelle 1 gibt eine Übersicht zum Versuchsprogramm.

3. Auswertung

Abbildung 6 links zeigt die nach Gleichung 1 aus Messwerten bestimmte mechanische Leistung P_{mech} am Ausgang des Getriebemotors exemplarisch bei $m = 458,6$ kg und $v = 0,3$ m/s sowie gleitender Abstützung.

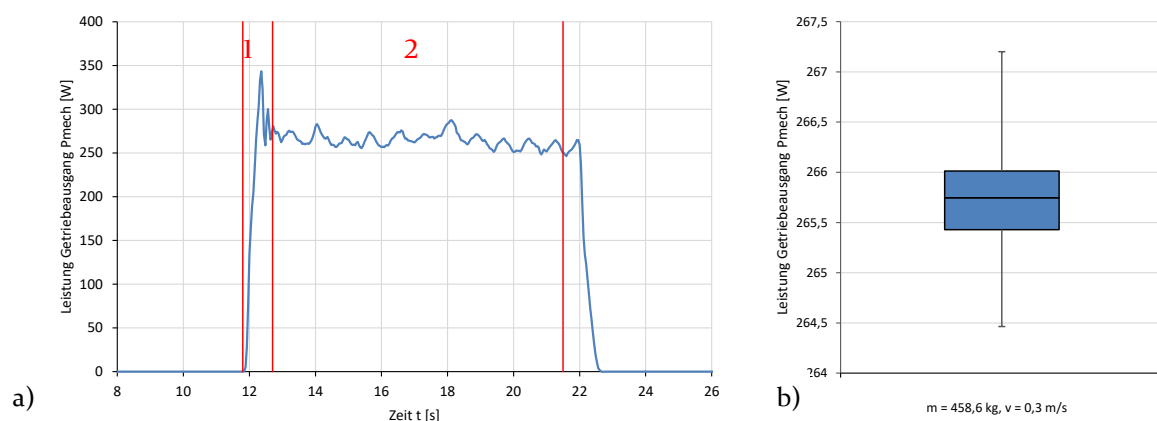


Abbildung 6: a) berechnete mechanische Leistung P_{mech} am Abgang des Getriebemotors bei gleitender Abstützung mit $m = 458,6$ kg und $v = 0,3$ m/s (1: Anfahrbereich, 2: Auswertebereich; b) Boxplot über 10 Wiederholungen pro Versuchspunkt bei gleitender Abstützung, $m = 458,6$ kg und $v = 0,3$ m/s

Nach einem raschen Anstieg beim Anfahren in Bereich 1 pendelt sich diese auf einem etwas geringeren Niveau im zweiten Bereich ein und fällt bei Stillstand des Förderers wieder ab. Der Peak im ersten Bereich ist zum einen auf einen höheren Haftreibungswert im Vergleich zur Gleitreibung im zweiten Bereich zurückzuführen, zum anderen muss beim Anfahren ein Leistungsanteil zur Beschleunigung der Gutmasse bereitgestellt werden. Da diese Einflüsse schwanken, z. B. durch unterschiedliche Beschleunigungen auf eine vorher gewählte Geschwindigkeit innerhalb eines konstanten Zeitraums, wird zur Auswertung der Ergebnisse nur der zweite Bereich mit konstanter Geschwindigkeit

betrachtet. Hierbei erfolgte die Bildung des arithmetischen Mittelwertes aller Messwerte über eine vorher definierte Zeitspanne, welche bei gleichen Geschwindigkeiten und unterschiedlichen Abstützungsvarianten und Gutmassen immer den gleichen Betrag aufwies.

Insgesamt wurden pro Versuchspunkt 10 Wiederholungen durchgeführt und dabei jeweils der Mittelwert bestimmt. Eine Übersicht dazu zeigt das Boxplot-Diagramm in der Abbildung 6 rechts. Dabei deutet die Lage der einzelnen Quartile auf eine symmetrische Verteilung der Einzelmessungen bezogen auf den Median hin. Dieser liegt im ausgewählten Beispiel bei 265,75 W und weicht damit nur sehr geringfügig vom arithmetischen Mittelwert der 10 Einzelmessungen mit 265,83 W ab. Diese geringen Unterschiede zwischen den Lageparametern Median und Mittelwert lassen sich ebenfalls bei allen anderen durchgeführten Messungen beobachten. Im Folgenden wird zur Ergebnisbetrachtung der Mittelwert der 10 Einzelmessungen als entscheidender Parameter herangezogen.

Die Auswertung der Wirkleistungsmessung erfolgte in Analogie zur mechanischen Leistung am Getriebeausgang. Auch hierbei unterschieden sich der Median und der arithmetische Mittelwert bei jeweils 10 Wiederholungen pro Versuchspunkt nur sehr geringfügig voneinander. Zur Ergebnisbetrachtung wurde deshalb, wie bei der mechanischen Leistung, der Mittelwert der 10 Einzelmessungen herangezogen.

Wie bereits in Abschnitt 2 erwähnt, weist die gemessene Wirkleistung P_{el} aufgrund des Prüfaufbaus konstante Anteile der Steuerung und anderer Komponenten auf, die zum Betrieb des Prüfstandes notwendig sind, z. B. um den Reversierbetrieb automatisch zu gewährleisten. Diese prüfstandspezifischen Anteile treten in einem „realen“ Förderer nicht oder anderer Größenordnung auf und wurden deshalb vom Mittelwert der 10 Einzelmessungen abgezogen, um speziell den Wirkungsgrad der Antriebe untersuchen zu können. Bei dem 1,5 kW-Antrieb belief sich dieser Leistungsanteil im Stillstand des Förderers auf 73 W, währenddessen beim 0,75 kW-Antrieb nur 36 W gemessen wurden. Ursächlich für den Unterschied ist u. a. die Tatsache, dass der 1,5 kW-Motor einen Fremdlüfter mit zusätzlicher Spannungsversorgung besitzt, währenddessen die Belüftung des 0,75 kW-Motors durch ein mit dem Rotor des Motors fest verbautes Lüfterrad realisiert wird.

4. Ergebnisse

4.1. Mechanische Antriebsleistung

In Abbildung 7 sind die Mittelwerte über 10 Wiederholungen pro Versuchspunkt der berechneten Leistung am Abgang der beiden Getriebemotoren in Abhängigkeit von den beiden Abstützungsvarianten sowie den unterschiedlichen Belastungsparameter dargestellt. Die benötigte Leistung zum Betrieb des Förderers steigt erwartungsgemäß mit höherer Zuladung sowie höherer Transportgeschwindigkeit an, wobei von einem nahezu linearen Zusammenhang zwischen der zu transportieren Gesamtmasse und der benötigten Antriebsleistung ausgegangen werden kann.

Bei gleitendem Lastabtrag und gleichen Belastungen ist es hinsichtlich der mechanischen Leistung unerheblich, ob das im System mittels 1,5 kW- oder 0,75 kW-Motor angetrieben wird. In Abbildung 7a und b sind die ähnlichen Kurvenverläufe erkennbar, ebenso zeigt sich am Verhältnis der mechanischen Leistungen im linken Teil von Tabelle 2 eine weitestgehende Übereinstimmung der Messwerte. Hierbei ist zu erwähnen, dass der 0,75 kW-Antrieb bei sehr hoher Gutmasse die geforderten Bewegungsgeschwindigkeiten teilweise nicht erreichen konnte.

Zwischen den beiden Abstützungsvarianten ist ein deutlicher Unterschied erkennbar, der sich aufgrund der verschiedenen Reibwerte einstellt. Die rollende Abstützung benötigt entsprechend Tabelle 2 (rechts) im beladenen Zustand nur etwa 12...14 % der Antriebsleistung einer Gleitabstützung. Die höheren Werte ohne Zuladung (nur Palette und Zahnriemen, $m = 12,4 \text{ kg}$) von ca. 25 % sind dadurch zu erklären, dass der Anteil der Nebenwiderstände (u. a. Lagerreibung der Antriebs- und Umlenkscheiben) am Gesamtwiderstandsbeiwert des Systems, der u. a. die Reibung zwischen Zahnriemen und Abstützung enthält, bei geringer Last zunimmt und dieser Anteil bei rollender Abstützung wesentlich größer ist als bei Gleitreibung.

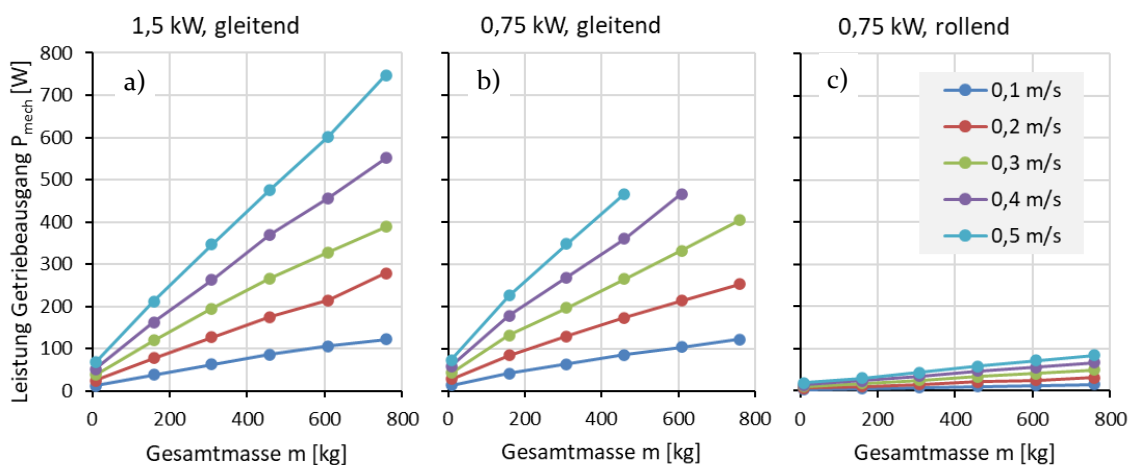


Abbildung 7: Gemessene mechanische Leistung in Abhängigkeit vom Antriebsmotor, der Abstützung und den Belastungsparametern

Tabelle 2: Verhältnisse der mechanischen Antriebsleistung P_{mech} in Abhängigkeit von der Motorgröße (links) sowie der Abstützungsvariante (rechts)

	Motor 0,75 kW / 1,5 kW (gleitende Abstütz.)					gleitende / rollende Abstützung (0,75 kW)				
Geschw. Masse	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s
12,4 kg	1,09	1,09	1,11	1,13	1,06	0,24	0,24	0,25	0,25	0,26
162,4 kg	1,07	1,08	1,09	1,09	1,06	0,12	0,13	0,13	0,14	0,13
312,4 kg	1,01	1,01	1,01	1,02	1,00	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13
462,4 kg	0,98	0,99	1,00	0,97	0,98	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13
612,4 kg	0,97	0,99	1,01	1,02	*	0,13	0,12	0,13	0,12	0,13
762,4 kg	1,00	0,90	1,04	*	*	0,13	0,13	0,12	0,12	0,14

*) geforderte Bewegungsgeschwindigkeit nicht erreicht

4.2. Elektrische Wirkleistung

Abbildung 8 zeigt die gemessene Gesamtwirkleistung P_{el_ges} , welche alle zum Betrieb des Versuchsförderers benötigten Leistungsanteile incl. den als konstant angenommenen Werten zum Betrieb der Steuerungskomponenten enthält, die bereits bei Stillstand des Förderers benötigt werden (vgl. Abschnitt 3).

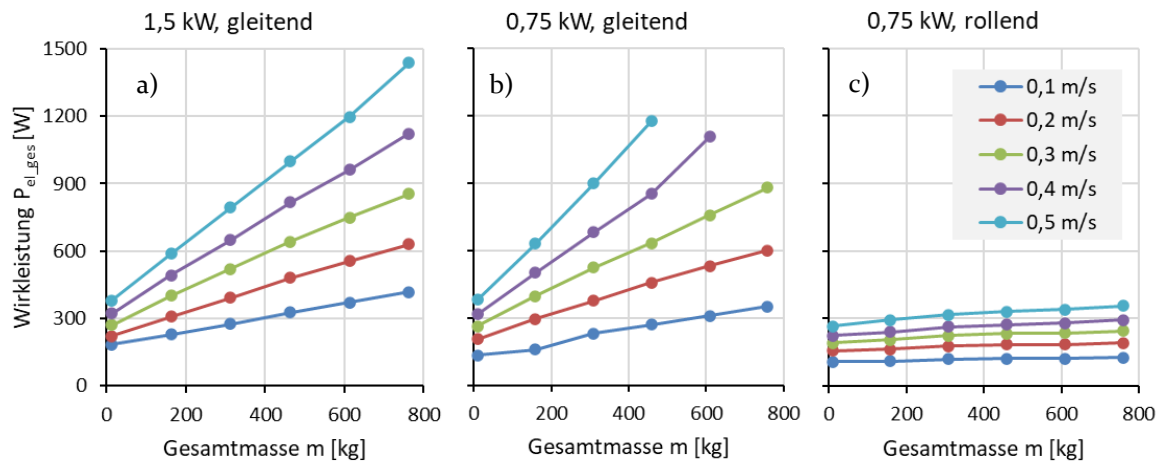


Abbildung 8: Gemessene Gesamtwirkleistung P_{el_ges} incl. Anteil der Steuerung in Abhängigkeit vom Antriebsmotor, der Abstützung und den Belastungsparametern

Zur Betrachtung der Zusammenhänge zwischen mechanischer und elektrischer Leistung wird im Folgenden die Wirkleistung ohne den konstanten Leistungsanteil der Steuerung (73 W für 1,5 kW-Motor, 36 W für 0,75 kW-Motor) verwendet. Diese enthält nur die zum Bewegen des Systems benötigte elektrische Wirkleistung P_{el} des Antriebssystems, d. h. Motor, Getriebe und Frequenzumrichter.

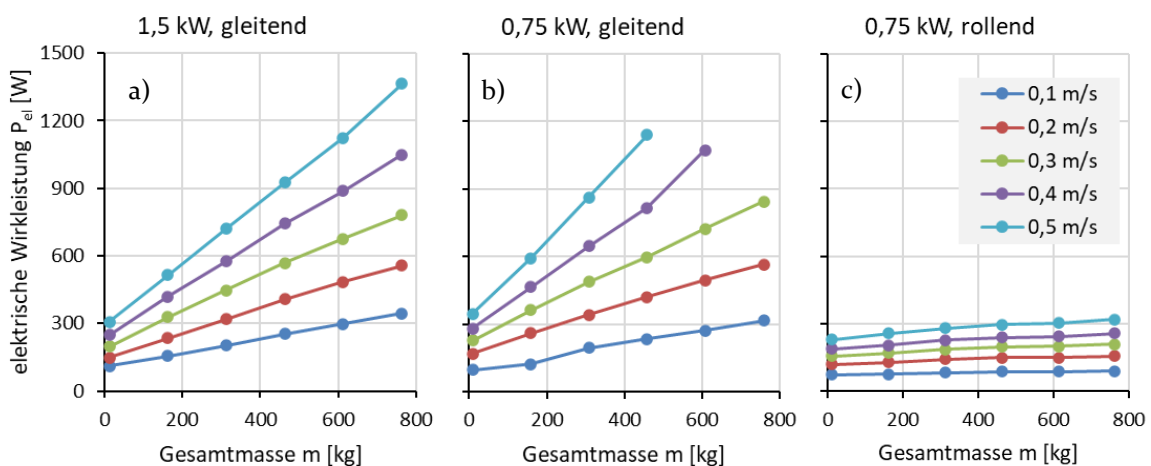


Abbildung 9: Gemessene Wirkleistung P_{el} (ohne Anteil der Steuerung) in Abhängigkeit vom Antriebsmotor, der Abstützung und den Belastungsparametern

Die Ergebnisse ohne Steuerungsanteil sind in Abbildung 9 sowie in Tabelle 3 dargestellt. Im Vergleich zur mechanischen Leistung liegen die Absolutwerte deutlich höher, tendenziell verhalten sich die Werte jedoch ähnlich der mechanischen Leistung proportional zur Fördergeschwindigkeit und zur Gutmasse. Im Gegensatz dazu fällt auf, dass die untersuchten Motoren im direkten Vergleich unterschiedliche elektrische Leistungen benötigen, was auf verschiedene Wirkungsgrade in den einzelnen Leistungsbereichen hindeutet. Nach Abbildung 10a sind die Wirkleistungen bei vergleichbarer mechanischer Leistung im mittleren Lastbereich ähnlich, bei hoher Belastung benötigt der kleine Motor jedoch tendenziell deutlich mehr elektrische Energie (links). Auffällig ist, dass bei sehr geringer Leistung unterhalb 100 W merkliche Abweichungen zu verzeichnen sind.

Tabelle 3: Verhältnisse der elektrischen Wirkleistung P_{el} des Antriebs in Abhängigkeit von der Motorgröße (links) sowie der Abstützungsvariante (rechts)

	Motor 0,75 kW / 1,5 kW (gleitende Abstütz.)					gleitende / rollende Abstützung (0,75 kW)				
Geschw. Masse	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s	0,1 m/s	0,2 m/s	0,3 m/s	0,4 m/s	0,5 m/s
12,4 kg	0,86	1,14	1,15	1,13	1,12	0,76	0,71	0,69	0,67	0,67
162,4 kg	0,78	1,10	1,10	1,11	1,15	0,62	0,49	0,47	0,44	0,44
312,4 kg	0,97	1,07	1,09	1,12	1,20	0,43	0,42	0,38	0,35	0,33
462,4 kg	0,93	1,03	1,05	1,10	1,23	0,37	0,35	0,33	0,29	0,26
612,4 kg	0,91	1,02	1,07	1,21	-	0,32	0,30	0,28	0,23	0,22
762,4 kg	0,92	1,01	1,08	-	-	0,29	0,28	0,25	0,20	0,23

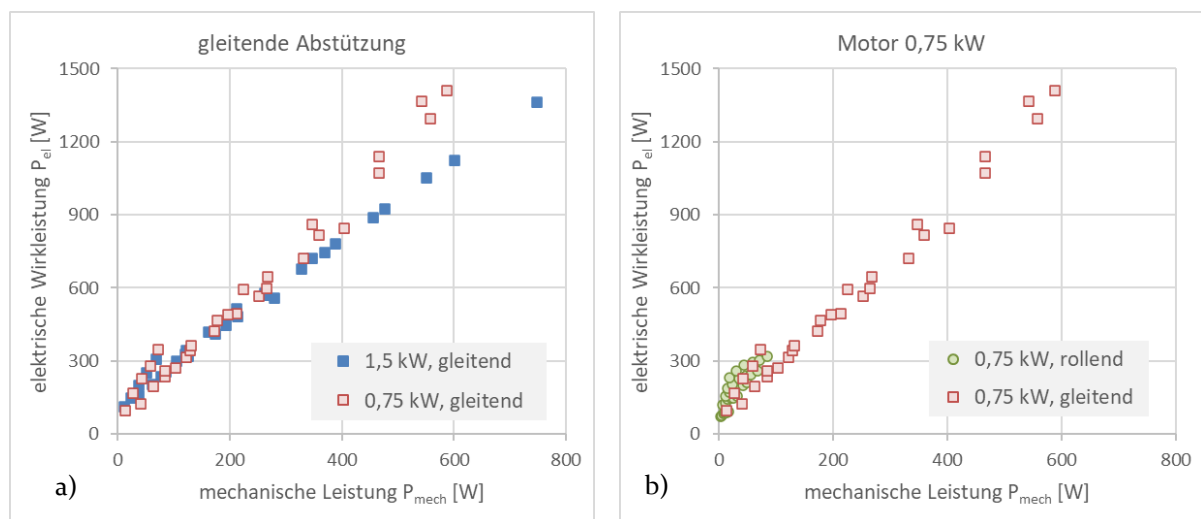


Abbildung 10: Verhältnis zwischen mechanischer P_{mech} und elektrischer Leistung P_{el} bei unterschiedlichen Belastungsparametern in Abhängigkeit a) vom Antriebsmotor sowie b) der Abstützung

Der rechte Teil von Tabelle 3 bestätigt die deutlichen Vorteile der rollenden Abstützung, allerdings fallen diese wesentlich geringer aus als nach den Ergebnissen der mechanischen Leistung erwartet. Zudem zeigen auch diese Werte eine starke Abhängigkeit vom untersuchten Lastbereich, wobei die Vorteile der denirug®-Abstützung vor allem bei hoher Beladung zunehmen. Nach Abbildung 10b sind, wie

auch beim 1,5 kW-Antrieb, bei Leistungen unter 100 W größere Abweichungen zwischen den Messwerten festzustellen. Auch dieser Aspekt kann nur auf Wirkungsgradunterschiede zurückzuführen sein und muss in Abschnitt 4.3 näher betrachtet werden.

4.3. Wirkungsgrad des Antriebssystems

Der Wirkungsgrad η des Antriebssystems, d. h. Motor, Getriebe und Frequenzumrichter, ergibt sich aus dem Verhältnis

$$\eta = \frac{P_{mech}}{P_{el}} \quad (4)$$

der zum Bewegen des Fördersystems benötigten mechanischen Leistung P_{mech} und der dafür abgerufenen elektrischen Wirkleistung P_{el} .

Wie Abbildung II verdeutlicht, fällt der Wirkungsgrad beider Antriebe vor allem im Teillastbereich von weniger als 20 % der abgerufenen Nennleistung am Getriebeausgang extrem stark ab. Der Vergleich der Varianten ergibt dabei einen etwa 10 % höheren Wirkungsgrad des 1,5 kW Antriebs (blaue Kurve) gegenüber dem kleineren System (rote Kurve), wobei der große Motor nur mit maximal 56 % der Nennleistung belastet werden konnte. Aus den Werten des höchsten Wirkungsgrades von ca. 55 % (1,5 kW-System) bzw. ca. 45 % (0,75 kW-System) sowie den Nennwirkungsgraden der beiden Motoren von >80 % (vgl. Tabelle I) geht zudem hervor, dass der Gesamtwirkungsgrad wesentlich durch zusätzliche Verluste in Getriebe und Frequenzumrichter mitbestimmt wird.

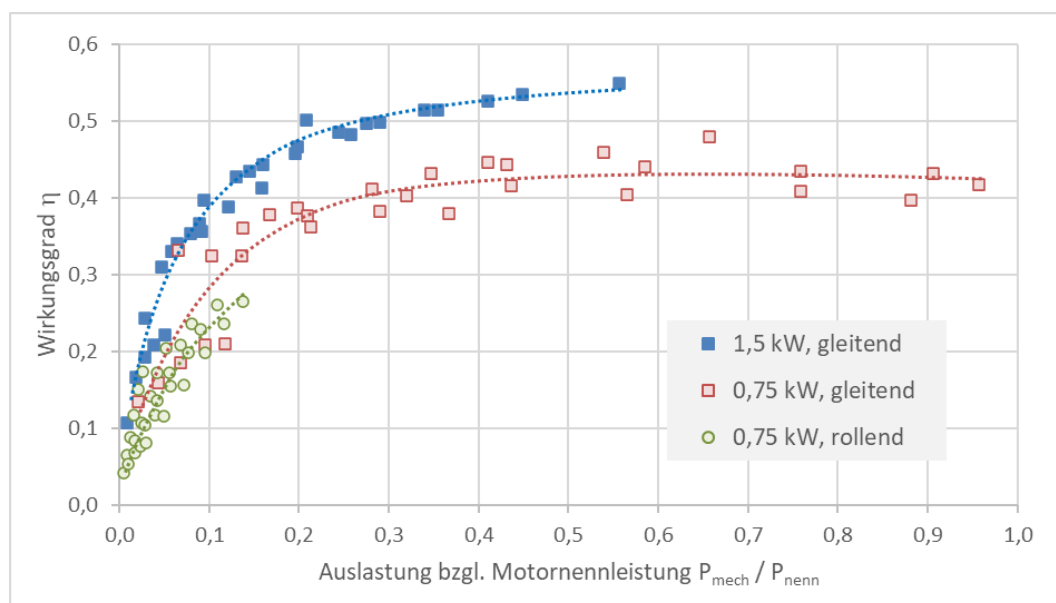


Abbildung II: Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Antriebsauslastung (Teillastbereich), bezogen auf die Nennleistung an der Getriebewelle ($P_{nenn\ 0,75} = 617\ W$, $P_{nenn\ 1,5} = 1343\ W$)

Beim direkten Vergleich zwischen rollender (grüne Kurve) und gleitender Abstützung (rote Kurve) mit demselben Antrieb wird deutlich, dass der Motor bei Gleitabstützung nahe der Nennleistung betrieben wird, während die Auslastung mit denirug®-Elementen

bei maximal 14 % liegt (Abbildung 11). Die Wirkungsgrade bei gleicher Teillast sind in diesem Bereich ähnlich.

Die Darstellung des Wirkungsgrades über der abgeforderten mechanischen Leistung in Abbildung 12a zeigt, dass die bei gleichem Teillastfaktor verschiedenen Wirkungsgrade der Antriebe bis ca. 170 W mechanischer Leistung zu einem vergleichbaren Stromverbrauch führen. Erst bei höherer Belastung grenzt sich der bessere Wirkungsgrad des großen Antriebs deutlich vom kleinen 0,75 kW-System ab. Entsprechend Abbildung 12b arbeitet der kleine Motor, bedingt durch die größere Getriebeübersetzung, bei gleichem Nennmoment mit doppelter Motordrehzahl und deshalb in einem anderen Teillastbereich. Ebenfalls aus Abbildung 12b geht hervor, dass der Wirkungsgrad vor allem bei sehr geringer Beladung, hier mit leerer Palette ohne Zusatzmasse, nochmals massiv auf unter 20 % absinkt.

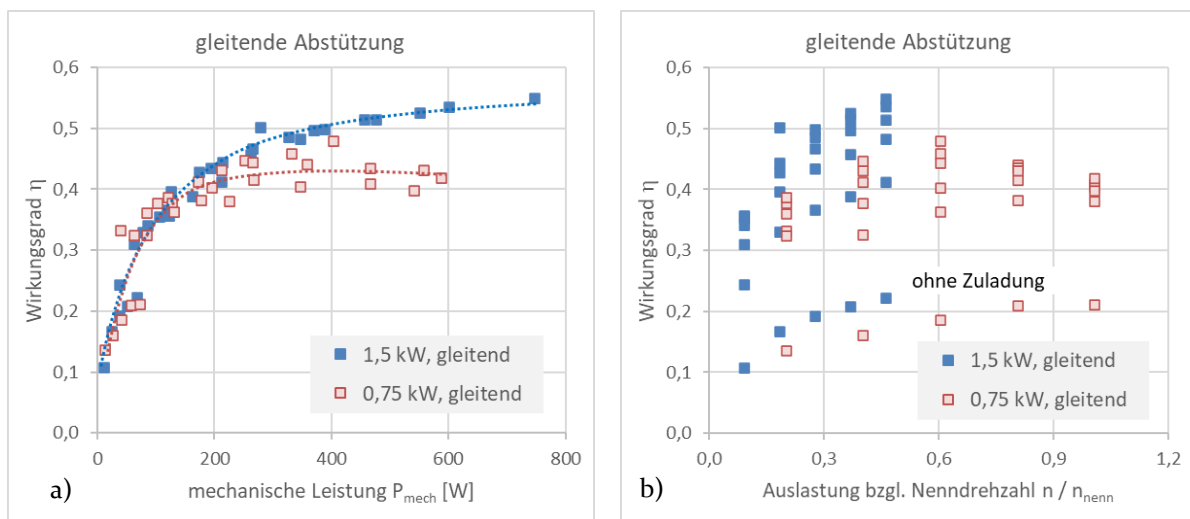


Abbildung 12: Wirkungsgrade verschiedener Antriebe bei gleitender Abstützung in Abhängigkeit von a) der mechanischen Leistung P_{mech} sowie b) der Auslastung bezüglich der Nenndrehzahl n_{nenn}

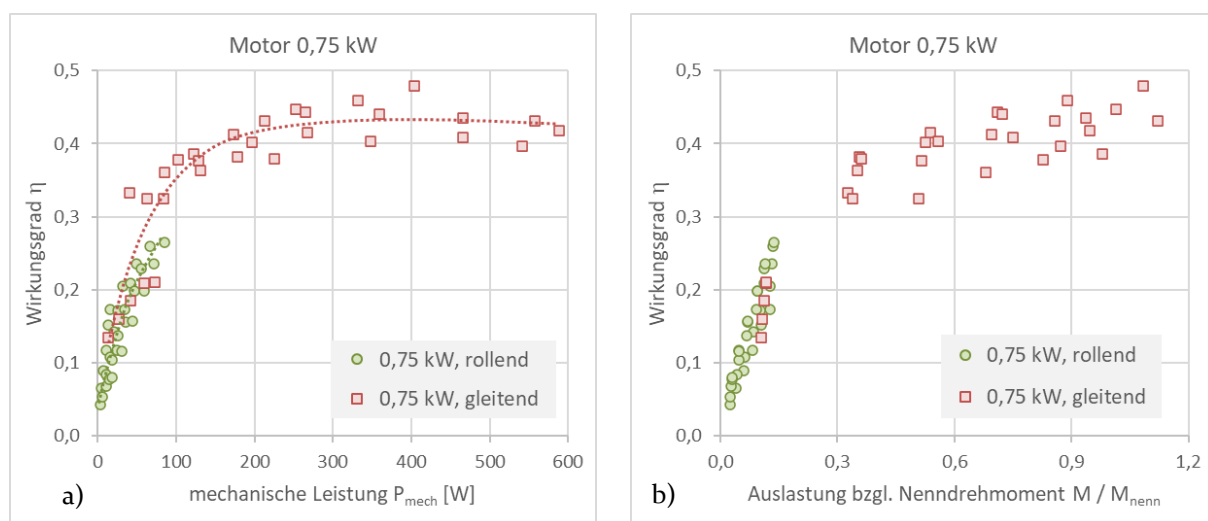


Abbildung 13: Wirkungsgrade unterschiedlicher Abstützungen bei identischem Antrieb in Abhängigkeit von a) der mechanischen Leistung P_{mech} sowie b) der Auslastung bezüglich des Nenndrehmoments M_{nenn} am Getriebeausgang

Der Vergleich der Abstützungsvarianten mit identischem Antrieb ergibt bei gleicher mechanischer Leistung ähnliche Wirkungsgrade (Abbildung 13a). Aus der Darstellung über der Antriebsauslastung bezüglich des Nenndrehmoments am Getriebeausgang in Abbildung 13b wird nochmals deutlich, dass sich der Wirkungsgrad vor allem durch eine sehr geringe Beladung signifikant verschlechtert.

4.4. Auswirkungen auf die mechanische Belastung und den elektrischen Energieverbrauch von Steitiförderern

Die Abhängigkeit der Wirkungsgrade vom Antriebssystem und vom Lastbereich bedingt, dass zur Verringerung der mechanischen Antriebsleistung führende Veränderungen am Fördersystem, z. B. Reibwertverbesserung an der Lastabstützung, nicht zu einer äquivalenten Reduktion des Stromverbrauchs führen. Für die Auslegung und Anwendung der Förderanlagen ist letztlich interessant,

- welche Umfangskraft bei zu realisierenden Förderaufgabe zu erwarten ist, u. a. zur Dimensionierung der Zahnriemen, der Vorspannkraft und des Antriebssystems, sowie
- welchen Stromverbrauch die Anlage hat, u. a. aus ökonomischen Gründen, aber z. B. auch zur Erstellung eines Energieverbrauchszertifikats oder einer Ökobilanz.

Abschließend werden deshalb die Ergebnisse im Zusammenhang mit der erforderlichen Förderleistung, d. h. der zu bewegenden Fördergutmasse und der Transportgeschwindigkeit, betrachtet. Im Gegensatz zu den Wirkungsgradanalysen (Tabelle 2 und Tabelle 3) wird hierbei bewusst der volle Strombedarf incl. der elektrischen Zusatzkomponenten einbezogen.

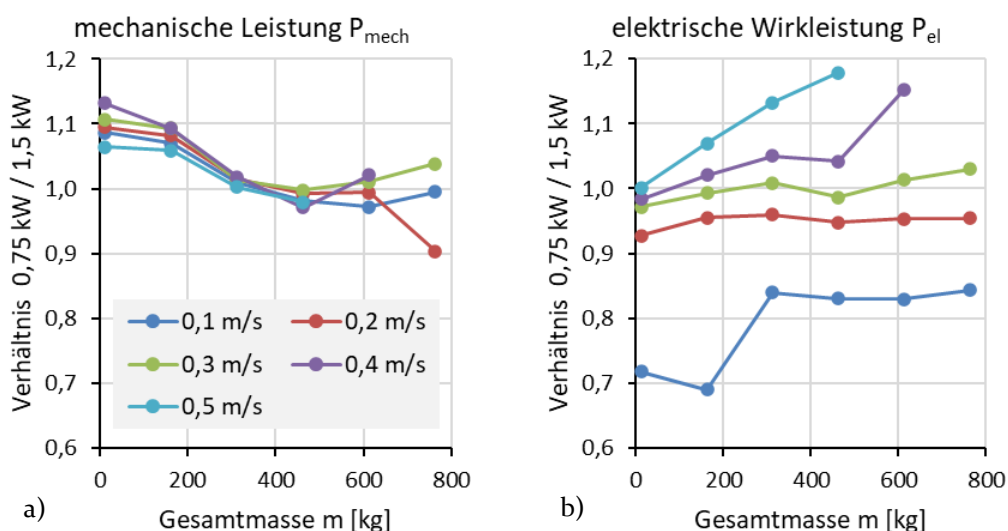


Abbildung 14: Leistungsverhältnisse zwischen 0,75 kW- und 1,5 kW-Antrieb a) der mechanischen Antriebsleistung P_{mech} und b) der elektrischen Wirkleistung P_{el}

Der Vergleich der beiden Antriebe am gleitend abgestützten Versuchsförderer erbringt bezüglich der mechanischen Antriebsleistung und damit der Zahnriemenbelastung

verständlicherweise keine Unterschiede, wie am Verhältnis $P_{0,75\text{ kW}} / P_{1,5\text{ kW}}$ zwischen kleinem und großem Antrieb in Abbildung 14a erkennbar ist, welches sich um 1,0 bewegt (Abweichungen vermutlich bedingt durch Messungenauigkeiten). Beim elektrischen Energiebedarf sind allerdings deutliche Unterschiede zu verzeichnen, die sich durch den Betrieb in verschiedenen Wirkungsgradbereichen erklären lassen. So arbeitet der große 1,5 kW-Antrieb z. B. bei hohen Geschwindigkeiten und Gutlasten effizienter als der 0,75 kW-Motor, benötigt jedoch im unteren Lastbereich (vor allem im Leerlauf) durch den einbrechenden Wirkungsgrad und den anteilig höheren Strombedarf von Steuerung und Lüfter deutlich mehr Energie Abbildung 14b.

Wie bereits dargestellt, ist die mechanische Antriebsleistung P_{mech} bei rollender Abstützung aufgrund des signifikant geringeren Bewegungswiderstandes vielfach kleiner als beim Lastabtrag auf Gleitschienen (Abbildung 15a). Bei Zuladungen von 150...750 kg werden unabhängig von der aufgebracht Masse und der Fördergeschwindigkeit ca. 86...88 % weniger Leistung benötigt und die Bauteile des Förderers entsprechend geringer beansprucht. Deutlich zu erkennen ist das mit 72...74 % verminderte Potential beim Betrieb des Förderers ohne Zuladung. Bei dieser Leerfahrt der Palette hat der Bewegungswiderstand im Bereich der Abstützung im Obertrum des Zahnriemenförderers im Verhältnis zu den sonstigen Bewegungswiderständen, wie z. B. der Reibung an Seitenführungen, Lagerreibung in der Umlenkung und an der Antriebswelle sowie auch Reibung zwischen Zahnriemen und Zahnscheibe, einen wesentlich geringeren Einfluss auf den Gesamtwiderstand der Anlage und somit auf die benötigte Leistung im Betrieb. Bei höheren Gutlasten verschiebt sich das Verhältnis der reibungsbedingten Verluste dann zugunsten der Zahnriemenabstützung. Wie aus Abbildung 15a hervorgeht, ist das Leistungsverhältnis zwischen den Abstützvarianten bei allen Transportlasten unabhängig von der Geschwindigkeit.

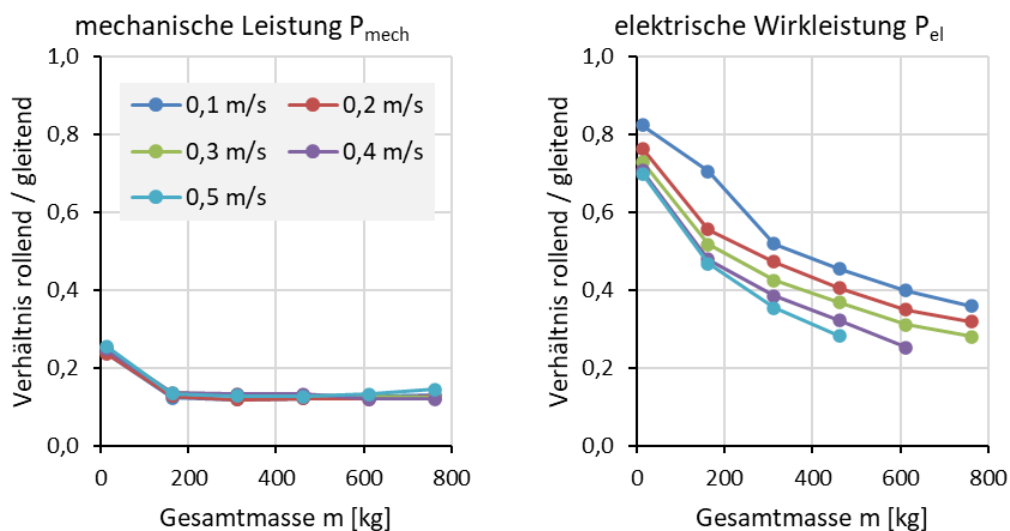


Abbildung 15: Wirkungsgrade unterschiedlicher Abstützungen bei identischem Antrieb in Abhängigkeit von a) der mechanischen Antriebsleistung P_{mech} und b) der elektrischen Wirkleistung P_{el}

In Bezug auf die elektrische Wirkleistung P_{el} in Abbildung 15b unterscheiden sich die Verhältnisse zwischen rollender und gleitender Abstützung trotz Verwendung desselben Antriebssystems signifikant von denen der mechanischen Leistung. Auffällig ist hier sowohl bei kleinerer Transportmasse als auch geringerer Geschwindigkeit eine deutliche Erhöhung der Werte, was die Annäherung des Strombedarfs beider Varianten bedeutet. Während mit denirug®-Abstützung bei höher Förderleistung bis zu 75 % elektrische Antriebsenergie eingespart werden, reduziert sich dieser Wert bei geringem Leistungsbedarf auf nur noch 20...30 %. Auch insgesamt liegt die Energieeinsparung mit maximal 75 % deutlich unterhalb der Erwartungen aus der Betrachtung der mechanischen Leistung (86...88 %). Die Gründe für diese Unterschiede liegt in dem insgesamt sehr niedrigen Wirkungsgrad des 0,75 kW-Antriebssystems, welcher maximal 45 % beträgt, sowie dem massiven Wirkungsgradabfall bei geringer Leistungsabforderung. Wie in Abbildung 11 gezeigt, wurde der Motor bei Gleitabstützung zumeist oberhalb von 20% der Nennlast bis zur Lastgrenze mit Wirkungsgraden zwischen 30 und 45 % betrieben. Im Gegensatz dazu wurde der Motor bei rollender Abstützung fast vollständig mit weniger als 10 % ausgelastet, wo Wirkungsgrade von lediglich 5 bis 25 % gemessen wurden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Mithilfe der durchgeführten Messungen wurden der Einfluss des Antriebssystems und der Abstützungsvariante auf den mechanischen und elektrischen Leistungsbedarf eines Stetigförderers mit Zugmittel exemplarisch am Beispiel eines Zahnriemenförderers untersucht.

Die Ergebnisse haben aufgezeigt, dass eine rollende Abstützung von Transportzahnriemen mittels denirug®-Elementen in Verbindung mit dem entwickelten Leistenzahnriemen im Vergleich zu den üblicherweise verwendeten Gleitabstützungen ein enormes Einsparpotential hinsichtlich der benötigten Antriebsleistung besitzt. Hierbei muss allerdings unbedingt nach mechanischer und elektrischer Leistung unterschieden werden. Mechanisch ergaben sich mit rollender Abstützung bei vergleichbarer Förderleistung ca. 86...88 % geringere Leistungen an der Antriebswelle, und zwar weitgehend unabhängig von Fördergutmasse und Bewegungsgeschwindigkeit. Eine Ausnahme bildeten sehr geringe Beladungen (Leerlauf oder sehr leichtes Transportgut), wo anteilig hohe Nebenwiderstände im System geringere Werten um ca. 70 % verursachten. Insgesamt verursacht der verringerte Bewegungswiderstand der Rollabstützung signifikant weniger Umfangskraft, sodass entweder größere Förderlasten, der Einsatz kleinerer Zahnriemen und Antriebssysteme oder eine mit steigender Lebensdauer und Zuverlässigkeit verbundene Reduktion der Bauteilbelastungen ermöglicht werden.

Bezüglich der elektrischen Energie verringerten sich die gemessenen Wirkleistungen bei Verwendung desselben Antriebssystems (0,75 kW) lediglich um 20...75 %, wobei die größeren Werte bei hohen und die kleineren bei geringer Leistungsabforderung gemessen wurden. Zurückzuführen sind diese Unterschiede auf den lastabhängigen und

insgesamt sehr geringen Wirkungsgrad des Antriebssystems, bestehend aus Asynchronmotor, Getriebe und Frequenzumrichter. Dieser beträgt über den gesamten Lastbereich weniger als 50 % und fällt bei Teillast unterhalb 20% der Nennlast sogar auf bis zu 5 % ab. Insbesondere bei den Tests ohne Zusatzmasse sowie bei allen rollend abgestützten Versuchen wurde der Antrieb in einem äußerst ungünstigen Teillastbereich betrieben, während bei gleitend abgestützter Beanspruchung nahezu der komplette Leistungsbereich des Motors ausgenutzt wurde.

Die Verwendung unterschiedlicher Getriebemotoren (0,75 kW und 1,5 kW) am selben Fördersystem erbrachte nur in den extremen Lastbereichen relevante Unterschiede, die auch hier durch verschiedene Wirkungsgradkennlinien und Teillastbereiche verursacht werden. Insgesamt besitzt der große Antrieb einen um ca. 10 % höheren Wirkungsgrad, der sich bei hoher Leistung durch geringeren Stromverbrauch äußert. Bei sehr geringer Auslastung arbeiten beide Antriebe mit ungünstigen Wirkungsgraden, sodass sich die Verhältnisse umkehren. Es ist jedoch anzumerken, dass sich die Absolutwerte dabei kaum unterscheiden.

Zusammenfassend kann konstatiert werden, dass der Bewegungswiderstand der Zugmittelabstützungen einen erheblichen Einfluss auf die mechanische Antriebsleistung hat und damit den größten Stellhebel zur Reduktion der Belastung der Komponenten und zur Steigerung der Lebensdauer darstellt. Das Einsparungspotential lässt sich jedoch nicht proportional auf die notwendige elektrische Energie übertragen, weil vor allem bei den in der Fördertechnik größtenteils eingesetzten, frequenzgeregelten Getriebemotoren unbedingt berücksichtigt werden muss, dass nicht nur im Motor, sondern auch im Getriebe und in den Steuerungskomponenten erhebliche Wirkungsgradverluste auftreten können. Der Stromverbrauch hängt somit wesentlich von der optimalen Auslegung des Antriebssystems bzgl. der Nennlast ab. Auch bei wechselnden Belastungen des Förderers, z. B. bei großen Abständen zwischen Fördergütern, sehr unterschiedlichen Gutmassen oder häufigen Leerfahrten, wird die Einsparung elektrischer Energie merklich unter den Erwartungen einer mechanischen Dimensionierung liegen. Eine deutliche Reduktion des Bewegungswiderstandes einer bestehenden Förderanlage muss deshalb unbedingt mit dem Einsatz eines kleineren Antriebs verbunden werden, damit sich die mechanischen Vorteile auch ökonomisch und ökologisch in einem verringerten Stromverbrauch darstellen. Ein positiver Nebeneffekt dabei sind die geringeren Anschaffungskosten kleinerer Getriebemotoren.

Die durchgeführten Untersuchungen bilden perspektivisch die Basis zur Entwicklung eines Berechnungsmodells hinsichtlich der benötigten mechanischen Antriebsleistung sowie, in Verbindung mit bekannten Wirkungsgradverlusten verschiedener Getriebemotoren, des daraus resultierenden Stromverbrauchs von Zahnriemenförderern. Das Modell lässt sich auch auf andere Stetigförderer mit Zugmittel, d. h. auf Ketten-, Band- und Riemenförderer, übertragen und wird u. a. im Rahmen einer Ökobilanzierung benötigt, um den Gesamtenergieverbrauch in der Nutzungsphase schon während der Projektierungsphase abschätzen zu können.

Quellen

- [1] BRECO Antriebstechnik Breher GmbH & Co., KG: Zahnriemen Standardausführungen. <https://catalog.breco.de/de/allg-informationen/riemenausfuehrungen>, Zugriff 25.09.2022.
- [2] Keiper GmbH & Co. KG Antriebs- und Transporttechnik: Zahnriemenführungen. <https://www.keiperriemen.de/de/zahnriemenf%C3%BChrungen.html>, Zugriff 25.09.2022.
- [3] Sumpf, J.; Finke, J.; Nendel, K.; Fischer, M.: Rollende Fördertechnik im Einsatz: Modulbandförderer mit energiesparender Bandabstützung. Hebezeuge Fördermittel, Heft 10, S. 32-34, HUSS-MEDIEN GmbH, Berlin, Oktober 2016, ISSN 0017-9442.
- [4] Sumpf, Jens; Finke, Jan; Golder, Markus: Energieeffiziente Abstützung von Ketten und Zahnriemen in der Fördertechnik. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe, Vol. 10, Stuttgart, Dezember 2019, URN urn:nbn:de:bsz:chl-qucosa2-365536.
- [5] 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.
- [6] VDI 4421:2000: Antriebstechniken in der Stückgutfördertechnik – Übersicht und Auswahl. Berlin: Beuth-Verlag 2000.
- [7] N.N.: Merkblatt 9: Lastfaktor. www.topmotors.ch, Zürich, 10.2014, https://www.topmotors.ch/sites/default/files/2018-08/D_MB_09_Teillastfaktor.pdf, Zugriff 25.09.2022
- [8] Steinhilper W., Sauer B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. 7. Aufl. Berlin: Springer, 2012
- [9] Radosavljević S., Stojanović B., Skulić D.: Determination of power losses in worm gear reducer. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 393, 2018.
- [10] Brunner C., Tieben R., Omlin A.: Merkblatt 25: Frequenzumrichter. www.topmotors.ch, Zürich, 10.2014, https://www.topmotors.ch/sites/default/files/2018-08/D_MB_25_Frequenzumrichter.pdf, Zugriff 25.09.2022
- [11] SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG: Getriebemotoren DRN. (IE3). Ausgabe 09/2018.
- [12] SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG: DRE-Getriebemotoren (IE2). Ausgabe 11/2013.
- [13] Siemens AG: Niederspannungsumrichter SINAMICS G120C Ausgabe 04/2014.

Förderung

Die rollende Abstützung für Transportzahnriemen wurde im Rahmen des ZIM-Kooperationsprojektes „Neue Generation von automatischen Lagersystemen“ durch die BRECO Antriebstechnik Breher GmbH & Co. KG, die Denipro AG sowie die TU Chemnitz, Professur Förder- und Materialflusstechnik entwickelt.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages