

# Schlussbericht

---

zu IGF-Vorhaben Nr. 18391 N/1

## Thema

Neuartiges Antriebskonzept für Gurtfördersysteme auf der Basis von angetriebenen Tragrollen

## Berichtszeitraum

01.05.2016 - 30.11.2018

## Forschungsvereinigung

Intralogistik / Fördertechnik und Logistiksysteme e. V.

## Forschungsstelle(n)

Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, Leibniz Universität Hannover

Garbsen, 13.06.2019

Ort, Datum

  
Prof. Dr.-Ing. Ludger Overmeyer

Name und Unterschrift aller Projektleiter der Forschungsstelle(n)



## Angaben zur Ergänzung des Schlussberichtes gem. IGF-Leitfaden

IGF-Nr.: 18391 N/1 , Kurzthema „Angetriebene Tragrollen (Driven Idler)“

(maximal 2 Seiten DIN A 4)

### 1. Verwendung der Zuwendung

(konkrete Angaben wie Personenmonate oder Nutzung von Geräten bzw. Leistungen Dritter; bei mehreren beteiligten Forschungsstellen getrennt nach Forschungsstellen)

- wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.1 des Finanzierungsplans)  
**29 PM: 148.371,08€**
- Geräte (Einzelansatz B des Finanzierungsplans)  
**NI Crio Steuerung, Lenze Servomotoren: 36.813,33 €**
- Leistungen Dritter (Einzelansatz C des Finanzierungsplans)  
**Rollenbeschichtung: 1526,77 €**

### 2. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

(in knapper Form erläutern)

Zur Erreichung des Forschungsziels konnten drei Teilziele definiert werden: mechanischer Aufbau des Funktionsmusters (T1), dezentrales Steuerungskonzept (T2) und Validierung am Prüfstand (T3). Zur Erreichung von T1 war es notwendig in Koordination mit dem PA die Anforderungen an das Antriebskonzept zu definieren. Zur Erreichung von T2 wurden die Erkenntnisse aus den Vorversuchen herangezogen. Zur Sicherstellung eines robusten und zu gleich skalierbaren Steuerungskonzept wurde eine dezentrale Steuerungsarchitektur gewählt. Diese reduzieren durch die Verwendung eines Nachbarschaftssystem die Kommunikations- und Koordinationskomplexität ohne die Flexibilität einzuschränken. Zur Erreichung von T3 wurde zum einen das Kraftübertragungsverhalten am Prüfstand validiert. Zum anderen erfolgte eine Validierung der dezentralen Steuerung ebenfalls am Prüfstand sowie in der entwickelten Simulationsumgebung. Die durchgeführten Arbeiten waren zur Zielerreichung notwendig und angemessen.

### 3. Darstellung des wissenschaftlich-technischen und wirtschaftlichen Nutzens der erzielten Ergebnisse insbesondere für KMU sowie ihres innovativen Beitrags und ihrer industriellen Anwendungsmöglichkeiten

(in knapper Form erläutern)

Durch die geleisteten Arbeiten in diesem Forschungsvorhaben wurde ein Nachweis über die grundsätzliche Eignung von angetriebenen Tragrollen als alternatives Antriebskonzept erbracht. Hierzu gehört zum einen der Nachweis über die übertragbaren Kräfte sowie die Identifikation von Einflussparametern mitsamt der Qualifizierung ihrer Auswirkung auf die Kraftübertragung. Unternehmen können somit auf Parameterempfehlungen bei der Auslegung von angetriebenen Tragrollen zurückgreifen. Der Projektpartner Artur Küpper GmbH (KMU) hat diese Erkenntnisse parallel zur Projektlaufzeit genutzt, um verschiedene Prototypen aufzubauen. Diese Prototypen wurden im Rahmen des Projekts ebenfalls hinsichtlich ihrer Einsatzfähigkeit geprüft. Neben der technischen Darlegung der Machbarkeit des Antriebskonzepts ist ein wichtiges Ergebnis dieses Vorhabens die Sensibilisierung der gesamten Bergbaufördertechnik-Branche für diese Antriebsalternative. Durch den Nachweis der Machbarkeit und die Publizierung dieser Ergebnisse auf branchenrelevanten Konferenzen konnten sowohl Anlagenbauern als auch Betreibern die Vorteile dieses Konzepts dargelegt werden. Somit wurde durch die erzielten Ergebnisse in diesem Forschungsvorhaben kleinen und mittleren Unternehmen der Weg bereitet mit eigenen, auf diesem Vorhaben beruhenden Prototypen und Produkten an den Markt zu gehen. Durch die geschaffene Sensibilisierung des Marktes für diese neuen Produkte wird in Zukunft sowohl die Nachfrage als auch das Angebot wachsen.

Die konsequente Weiterführung der geleisteten Arbeiten in diesem Vorhaben zur Hebung der gezeigten Vorteile kann einen neuen Impuls für die Weiterentwicklung von Gurtförderanlagen bewirken. Dies hat einen direkten, positiven Einfluss auf den gesamten Wirtschaftszweig vom Komponentenhersteller bis zum Anlagenbetreiber.

#### **4. Zusammenstellung aller Arbeiten, die im Zusammenhang mit dem Vorhaben veröffentlicht wurden oder in Kürze veröffentlicht werden sollen**

(in knapper Form erläutern)

Treffen mit PA (4x),  
Beitrag: "phi - Produktionstechnik Hannover informiert" (2016),  
Beitrag: Kolloquium "Symposium on Automated Systems and Technologies" (2017),  
Beitrag: "logistics journal" (2018),  
Beitrag: Fachtagung "Gurtförderer und ihre Elemente", Haus der Technik (2018),  
Beitrag: Fachtagung "Schüttguttechnik",  
Beitrag: Fachkolloquium der wissenschaftlichen Gesellschaft für technische Logistik (2018),  
Beitrag: International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation (2019).

#### **5. Einschätzung zur Realisierbarkeit des vorgeschlagenen und aktualisierten Transferkonzepts**

(in knapper Form erläutern)

Neben der engen Zusammenarbeit mit dem projektbegleitenden Ausschuss und der daraus resultierenden Berücksichtigung von Fragestellungen aus der Wirtschaft bei der Projektbearbeitung wurden die Forschungsergebnisse in kleinen Arbeitstreffen bzw. Treffen mit dem gesamten projektbegleitenden Ausschuss mit der Wirtschaft geteilt. Darüber hinaus wurden durch die Teilnahme an Konferenzen bzw. durch Veröffentlichungen die gewonnenen Erkenntnisse einer breiten Masse von Wirtschafts- und Wissenschaftsvertretern zugänglich gemacht.

Aktuell werden auf der Grundlage dieses Forschungsvorhabens am Institut für Transport- und Automatisierungstechnik zwei Dissertationen angefertigt. Neben den durchgeführten Tätigkeiten zum Ergebnistransfer sind auf der Grundlage dieser entstehenden Dissertationen weitere Veröffentlichungen sowie Konferenzbeiträge geplant.

Neben der Bereitstellung von Informationen zu den gewonnenen Erkenntnissen aus diesem Vorhaben wird eine Fortführung der engen Kooperation mit den beteiligten Unternehmen angestrebt, um sowohl zu einer Wissensvermehrung seitens der Wirtschaft beizutragen als auch um noch offene bzw. nicht adressierte Fragestellungen im Kontext der angetriebenen Tragrollen zu bearbeiten.

Die Erreichung des Transferkonzepts wird als realisierbar angesehen.

**Tabelle:** Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft

<b>Transfermaßnahme</b>	<b>Ziel / Beschreibung</b>	<b>Zeitraum</b>
<b>Projektbegleitender Ausschuss (PA)</b>	Kick-Off Treffen	26.07.2016
	PA-Treffen 1	23.01.2018
	PA-Treffen 2	14.08.2018
	Abschlussveranstaltung	2019
<b>Vorstellung auf Konferenzen / Tagungen</b>	Kolloquium AST – Scientific Symposium on Automated Systems and Technologies	2017
	14. Fachtagung „Gurtförderer und ihre Elemente“, Haus der Technik	2018
	23. Fachtagung Schüttguttechnik	2018
	14. Fachkolloquium der wissenschaftlichen Gesellschaft für technische Logistik (WGTL)	2018
	13. International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation (ICBMH 2019) [Abstract akzeptiert]	2019
<b>Veröffentlichungen</b>	<i>Längere Förderstrecken dank antreibender Tragrollen.</i> In: phi – Produktionstechnik Hannover informiert	2016
	<i>Development of an alternative drive concept for belt conveyors by using driven idlers.</i> In: AST 2017 - Scientific Symposium on Automated Systems and Technologies	2017
	<i>Kostenbetrachtung von antreibenden Tragrollen als neuartiges Antriebskonzept.</i> In: Tagungsbericht 23. Fachtagung Schüttgutfördertechnik 2018	2018
	<i>Dezentrales Steuerungskonzept für antreibende Tragrollen.</i> In: Logistics Journal	2018

## Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung.....	1
2.	Projektziele .....	5
2.1.	Arbeitsplan .....	6
2.2.	Teilziele der Arbeitspakete.....	7
3.	Projektergebnisse .....	9
3.1.	Aufnahme, Analyse und Festlegung der Anforderungen.....	9
3.2.	Konzeption des Antriebs .....	12
3.3.	Konzeption der Steuerung .....	14
3.4.	Anpassung eines Prüfstands.....	23
3.5.	Aufbau eines Funktionsmusters.....	25
3.6.	Aufbau eines Hardware-in-the-loop Prüfstandes.....	26
3.7.	Validierung am Prüfstand.....	30
3.8.	Übertrag der Ergebnisse auf den Praxiseinsatz .....	35
4.	Zusammenfassung und Ausblick .....	41
5.	Verwendung der Zuwendungen.....	45
6.	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeiten .....	47
7.	Wissenschaftlich-technischer und wirtschaftlicher Nutzen.....	49
8.	Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft .....	51
9.	Anhang zum Schlussbericht .....	53

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Vergleich der Gurtzugkräfte bei unterschiedlichen Antriebskonzepten .....	1
Abbildung 2: Parameterstudie über den Zusammenhang zwischen Auflast, Schlupf und übertragbaren Kräften .....	11
Abbildung 3: Darstellung des Antriebstrang bestehend aus Tragrolle, Getriebe und Elektromotor (links) und innenliegender Direktantrieb (rechts).....	14
Abbildung 4: Relevante Parameter .....	14
Abbildung 5: Hierarchieebenen des Steuerungskonzepts .....	16
Abbildung 6: Konzept der Geschwindigkeitsmessung .....	18
Abbildung 7: Konzept der Messung zur Kraftübertragung .....	18
Abbildung 8: Zusammenwirken der dezentralen Steuerungen in Abhängigkeit der verschiedenen Hierarchieebenen .....	19
Abbildung 9: Ableitung der Soll-Parameter für drehzahleregelten Antrieb der angetriebenen Tragrollen .....	21
Abbildung 10: Modifizierter Prüfstand .....	23
Abbildung 11: LabView-Steuerung des Prüfstandes.....	24
Abbildung 12: Bilder des modifizierten Prüfstands.....	24
Abbildung 13: CAD-Modell angetriebene Tragrolle (links), eingebaute angetriebene Tragrolle im Prüfstand (rechts).....	25
Abbildung 14: Raspberry Pi als Steuerungshardware.....	26
Abbildung 15: Gegenseitige Beeinflussung der Betriebszustände.....	27
Abbildung 16: Differentialgleichung zur Abbildung des dynamischen Gurtverhaltens .....	28
Abbildung 17: Aufbau der Simulation für Software-in-the-Loop (DCU: Distributed Control Unit, CCU: Central Control Unit).....	29
Abbildung 18: Übertragbare Kraft in Abhängigkeit von Schlupf für unterschiedliche Auflasten .....	30
Abbildung 19: Verschiedene Rollenbeschichtungen (Links: Keramik $\varnothing$ 260mm, Mitte: Gummi $\varnothing$ 260mm, Rechts: Stahl $\varnothing$ 240mm) .....	31
Abbildung 20: Übertragbare Kraft in Abhängigkeit von Schlupf für unterschiedliche Beschichtungen.....	32
Abbildung 21: Einfluss von Feuchtigkeit auf das Kraftübertragungsverhalten .....	33
Abbildung 22: Validierung der Soll- / Ist-Antriebskraft aus der Simulation .....	34

Abbildung 23: Validierung des Betriebszustands zur Messung der Kraftübertragungsfunktion aus der Simulation .....	35
Abbildung 24: Referenzanlage.....	36
Abbildung 25: Wirkzusammenhänge .....	37
Abbildung 26: Ergebnis der Kostenoptimierung.....	38

## **Tabellenverzeichnis**

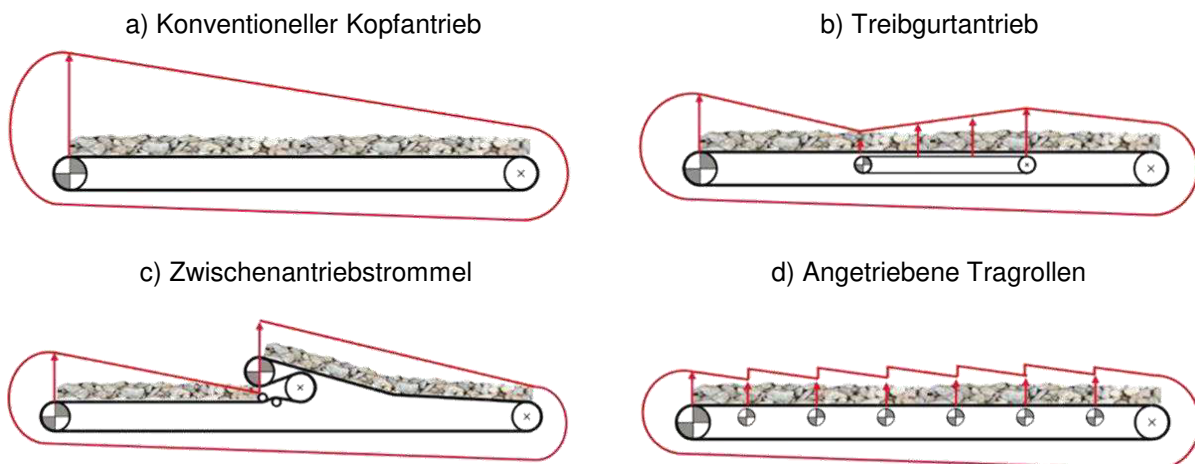
Tabelle 1: Arbeitsplan für Forschungsvorhaben .....	6
Tabelle 2: Liste der Parameter zur Berechnung des Bewegungswiderstandes .....	10
Tabelle 3: Steuerungs- und Antriebskonzepte hinsichtlich der Anzahl an Motoren und Tragrollen.....	12
Tabelle 4: wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.1 des Finanzierungsplans).....	45
Tabelle 5: Geräte (Einzelansatz B des Finanzierungsplans) .....	45
Tabelle 6: Leistungen Dritter (Einzelansatz C des Finanzierungsplans) .....	46
Tabelle 7: Ergebnistransfer.....	52



## 1. Einleitung

Gurtförderanlagen im Berg- und Tagebau zeichnen sich durch ihre hohe Wirtschaftlichkeit bei hohen erreichbaren Förderleistungen und Förderdistanzen aus. Durch diese Eigenschaften ist das Einsatzspektrum in der Bergbauindustrie sehr groß. Allerdings ist ein deutlicher Wandel in den technischen Anforderungen an Gurtförderanlagen zu erkennen. Durch voranschreitenden Abbau von Rohstoffen wächst der Bedarf an größeren Förderdistanzen. Zeitgleich führt die kontinuierliche Nachfragesteigerung und die Abnahme des Rohstoffgehalts im Fördermaterial zu gesteigerten Fördermengen.

Sowohl die Förderdistanz als auch die Fördermenge beeinflussen in direkter Weise die Bewegungswiderstände, welche durch das installierte Antriebskonzept überwunden werden müssen. Es ist somit zum einen zu erkennen, dass der Antriebskraftbedarf steigt, aber auch, dass der Fördergurt in seiner Funktion als Zugträger bei gesteigerten Antriebs- und Widerstandskräften deutlich stärker belastet wird.



**Abbildung 1: Vergleich der Gurtzugkräfte bei unterschiedlichen Antriebskonzepten**

In der Abbildung 1 sind die resultierenden Gurtzugkräfte je Antriebskonzept dargestellt und orthogonal zu ihrer Wirkrichtung eingezeichnet. Bei einer Gurtförderanlage mit konventionellem Kopfantrieb (Abbildung 1a) ist zu erkennen, dass die höchsten

Zugkräfte kurz vor dem Kopfantrieb entstehen. Gemäß diesem Maximalwert muss ein entsprechend zugfester Gurt ausgewählt werden, damit ein sicherer Anlagenbetrieb ermöglicht werden kann. Die Steigerung der Gurtzugfestigkeit kann nicht beliebig fortgeführt werden. Aktuell sind Fördergurt auf eine Zugfestigkeit von 10.000 Newton pro Millimeter Gurtbreite limitiert. Um trotzdem höhere Distanzen, Förderströme oder Steigungen zu realisieren werden Zwischenantriebe verwendet. Diese sind in der Lage die Maximalwerte der Gurtzugfestigkeit durch die Verteilung der Antriebskraft auf mehrere Einleitungspunkte zu reduzieren. Dies ist in der Abbildung 1b und c zu erkennen. Sowohl durch Treibgurte als auch durch Zwischentrommelantriebe reduzieren sich die maximal auftretenden Zugkräfte. Allerdings bergen beide System gewisse Nachteile. Bei Zwischentrommelantrieben steigt der Gurtverschleiß, weil das Schüttgut vom Gurt getrennt und wieder aufgefördert werden muss, um die notwendigen Umschlingungen des Gurtes um die Antriebstrommeln zu realisieren. Durch das erneute Aufbringen des Fördergutes wird die Deckschicht des Gurtes stärker belastet und somit die Lebensdauer reduziert. Bei Treibgurtantrieben steigen die Investitionskosten deutlich an, da in die eigentliche Gurtförderanlage eine weitere, vollwertige Förderanlage integriert werden muss. Neben der Kostensteigerung wächst ebenfalls der Steuerungsaufwand, da ein Gleiten zwischen den beiden Gurt vermieden werden muss.

Trotz der reduzierten Gurtzugkräfte sind die beiden Zwischenantriebskonzepte nicht in der Lage die eigentliche Problematik zu lösen. Grundlage für die Zugfestigkeitsproblematik ist die Diskrepanz zwischen der Entstehung der Bewegungswiderstände und deren Überwindung mittels übertragener Antriebskraft. Das Antriebskonzept der angetriebenen Tragrolle soll diese Diskrepanz beheben und somit zur Auflösung der Kausalkette zwischen Förderleistung und -distanz sowie notwendiger Gurtzugfestigkeit beitragen. In der Abbildung 1d ist der Gurtzugkraftverlauf bei entsprechendem Einsatz einer Vielzahl von angetriebenen Tragrollen gezeigt. Es ist zu erkennen, dass lokal entstehende Bewegungswiderstände ebenfalls durch lokal eingebrachte Antriebskraft überwunden werden und somit die resultierenden Gurtzugkräfte minimal gehalten werden. Mit diesem Konzept ist somit erstmals eine Antriebsvariante realisierbar, welche Gurtförderanlagen ohne Längen- oder Förderrestriktionen ermöglicht.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhaben gilt es dieses Antriebskonzept hinsichtlich seines Kraftübertragungsverhaltens sowie seiner Steuerung zu untersuchen und im Rahmen von Laboruntersuchungen und Simulationen seine Eignungsfähigkeit nachzuweisen. Besonders Augenmerk hierbei ist die Zielsetzung ein Steuerungskonzept zu erarbeiten, welches, äquivalent zur Krafteinleitung, ebenfalls dezentral und verteilt eingesetzt werden kann.



## **2. Projektziele**

In diesem Forschungsvorhaben sollen angetriebene Tragrollen als Antriebsalternative zu konventionell angetriebenen Gurtfördersystemen erarbeitet und untersucht werden. Dadurch lassen sich die auftretenden Gurtzugkräfte reduzieren, wodurch der Einsatz von kostengünstigeren und leichteren Gurten ermöglicht wird. Bedingt durch das geringere Gewicht, im Vergleich zu konventionellen Gurtfördersystemen, kann der Stahlbau leichter und damit kostengünstiger ausgeführt werden. Ebenfalls lassen sich bauintensive Maßnahmen zur Errichtung der zentralen Antriebsstation vermeiden. Dies ist insbesondere bei Anlagen von Vorteil, bei welchen der zur Verfügung stehende Platz begrenzt ist. Durch die schlankere Bauweise und der verteilten Krafteinleitung ergibt sich weiterhin der Vorteil, dass bei dezentralen Antrieben die Realisierung engerer Kurvenradien bei Fördersystemen mit horizontaler und / oder vertikaler Kurvenführung ermöglicht wird. Ebenso stellt die verteilte Gurtzugkraft keinen limitierenden Faktor für die Wahl des Fördergurts dar, wodurch beliebige Streckenlängen realisiert werden können. Der Antrieb mittels informationstechnisch vernetzter Tragrollen führt zudem zur Funktionsemergenz: Damit wird der Zuwachs an Funktionalität durch Zusammenschluss gegenüber den Eigenschaften eines einzelnen Elements beschrieben. So lässt sich beispielsweise durch die Veränderung des lokalen Schlupfes auf veränderte Umwelteinflüsse schließen, wodurch Maßnahmen wie eine veränderte Fördergeschwindigkeit eingeleitet werden können.

Auftretende Problemstellungen hierbei sind die informationstechnische Vernetzung der Tragrollen untereinander, der schwankende Schlupf in Folge von Umwelteinflüssen, die Integration der Antriebe in den Tragrollen sowie die Notwendigkeit bei Ausfall einzelner Antriebe ein ungestörtes Fördern zu gewährleisten. Infolgedessen sind Methoden zur Konzeption, dem Aufbau sowie der Steuerung von mittels Tragrollen angetriebenen Fördergurttanlagen zu entwickeln. Insbesondere die steuerungstechnische Architektur im Hinblick auf die Ansteuerung, die Kommunikation und die Überwachung einer Vielzahl von verteilten Tragrollen im System stellt eine Herausforderung dar. Die durch den Aufbau eines Funktionsmusters gewonnen Erkenntnisse sollen auf ausgewählte Fördergurttanlagen



In diesen Teilpaketen werden die steuerungsrelevanten Parameter identifiziert sowie die notwendigen Funktionalitäten festgelegt und implementiert. Neben der Auswahl von geeigneten Energieverteilungs- und Kommunikationskonzepten erfolgt ebenfalls die Auswahl notwendigen Hardware-Komponenten. Abschließend wird das erarbeitete Steuerungskonzept implementiert.

Zur Validierung des Steuerungskonzepts wird ein vorhandener Prüfstand entsprechend ertüchtigt, um mittels angetriebener Tragrollen genutzt zu werden. Diese Anpassung erfolgt im Arbeitspaket 4. In Arbeitspaket 5 wird ein entsprechendes Funktionsmuster zur Verwendung im modifizierten Prüfstand aufgebaut. Zur Validierung der Funktionsweise über den Maßstab des Prüfstandes hinaus wird im Arbeitspaket 6 ein Simulationsprüfstand aufgebaut. Die eigentliche Validierung erfolgt im Arbeitspaket 7. Nach erfolgreichem Abschluss dieser werden die gewonnenen Ergebnisse auf den Praxiseinsatz übertragen (Arbeitspaket 8).

## **2.2. Teilziele der Arbeitspakete**

Nachstehend ist eine Zusammenfassung der zentralen Teilziele je Arbeitspaket dargestellt. Die Projektbearbeitung erfolgte gemäß dieser definierten Grundlage:

- Ziel des Arbeitspaketes 1 ist die Analyse und Festlegung von Anforderungen an Gurtförderanlagen, welche mittels angetriebener Tragrollen betrieben werden sollen sowie die erste mechanische Auslegung eines Antriebsstrangs.
- Ziel des Arbeitspaketes 2 ist es gemäß den Erkenntnissen aus Arbeitspaket 1 mögliche Motorkonzepte zu entwickeln. Anschließend erfolgt eine Bewertung der einzelnen Konzepte und eine Auswahl zur Umsetzung für den Betrieb im Prüfstand.
- Ziel des Arbeitspaketes 3 ist die Entwicklung einer dezentralen, steuerungstechnischen Architektur zur Steuerung von beliebig vielen angetriebenen Tragrollen in einer Gurtförderanlage.
- Ziel des Arbeitspaketes 4 ist die Anpassung eines am Institut vorhandenen Prüfstands zur Durchführung von Messreihen und anschließenden Validierung.
- Ziel des Arbeitspaketes 5 ist der Aufbau eines Funktionsmusters der angetriebenen Tragrolle bestehend aus Antriebsstrang (Motor, Getriebe, Rolle) und Steuerung (Dezentrale Steuerung, Frequenzumrichter).

- Ziel des Arbeitspaketes 6 ist der Aufbau eines Hardware-in-the-Loop Prüfstands zur anschließenden Validierung von Hard- und Software.
- Ziel des Arbeitspaketes 7 ist die Validierung der angetriebenen Tragrollen hinsichtlich des Kraftübertragungs- und Schlupfverhaltens am modifizierten Prüfstand. Außerdem soll das entwickelte Steuerungskonzept hinsichtlich Funktionalität und Stabilität validiert werden.
- Ziel des Arbeitspaketes 8 ist der Übertrag der Ergebnisse des Forschungsvorhabens in die industrielle Praxis.



### **3. Projektergebnisse**

In diesem Kapitel erfolgt die Darstellung der durchgeführten Arbeiten zusammen mit den erreichten Ergebnissen für jedes Arbeitspaket.

#### **3.1. Aufnahme, Analyse und Festlegung der Anforderungen**

Um eine definierte Grundlage für die Durchführung dieses Forschungsvorhabens zu schaffen, sind im ersten Arbeitsschritt dieses Arbeitspakets grundlegende Annahmen getroffen und Anwendungsszenarien festgelegt worden. Auf der Grundlage dieser Annahmen wurden anschließend Einsatzmöglichkeiten der angetriebenen Tragrollen in realen Gurtförderanlagen identifiziert und hinsichtlich ihrer spezifischen Anforderungen charakterisiert.

Zur eindeutigen Spezifikation der Anforderungen, welche von dem zu dimensionierenden Antrieb und der zu entwickelnden Steuerung übernommen werden müssen, wurden vier grundlegende Anlagenzustände definiert.

Gemäß der durchgeführten Eingrenzung hinsichtlich des späteren Anwendungsszenarios der angetriebenen Tragrollen, wurde der Fokus auf Gurtförderanlagen aus dem Bereich des Berg- und Tagebaus zum Transport von Schüttgütern beschränkt.

Der Einsatz von angetriebenen Tragrollen in Gurtförderanlagen ist auf zwei Arten möglich: Zum einen können angetriebene Tragrollen als zusätzliche Antriebe eingesetzt werden (Zusatzantrieb), um einen vorhandenen Kopfantrieb zu unterstützen. Zum anderen können angetriebene Tragrollen den klassischen Kopfantrieb einer Gurtförderanlage vollständig substituieren (verteilter Antrieb). Die technischen bzw. mechanischen Anforderungen an die einzelnen angetriebenen Tragrollen sind in beiden Fällen identisch und unterscheiden sich ausschließlich hinsichtlich ihrer Leistungsdimensionierung bzw. der Anzahl an eingesetzten, angetriebenen Tragrollen.

Zur Bestimmung der erforderlichen Antriebsleistung für die gesamte Gurtförderanlage kann die Widerstandskraft nach DIN 22101 gemäß der nachstehenden Formel (1) berechnet werden.

$$F_W = C \cdot f \cdot L \cdot g \cdot [m'_R + (m'_G + m'_L) \cdot \cos \delta] + H \cdot g \cdot m'_L \quad (1)$$

In der Tabelle 2 sind die einzelnen Parameter für diese Formel aufgeführt und erläutert.

**Tabelle 2: Liste der Parameter zur Berechnung des Bewegungswiderstandes**

<b>Bedeutung</b>	<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>
Bewegungswiderstand	$F_W$	N
Nebenwiderstandsbeiwert	$C$	-
Fiktiver Reibfaktor	$f$	-
Anlagenlänge	$L$	M
Erdbeschleunigung	$g$	m/s <sup>2</sup>
Längenbezogene Masse der rotierenden Teile der Tragrollen	$m'_R$	kg/m
Längenbezogene Masse des Fördergurtes	$m'_G$	kg/m
Längenbezogene Masse des Fördergutes	$m'_L$	kg/m
Steigungswinkel der Anlage	$\delta$	°
Zu überwindende Höhe	$H$	m

Diese Formel gilt sowohl für klassische, kopfgetriebene Gurtförderanlagen, Gurtförderanlagen mit hybridem Antrieb als auch für ausschließlich über angetriebene Tragrollen angetriebene Gurtförderanlagen.

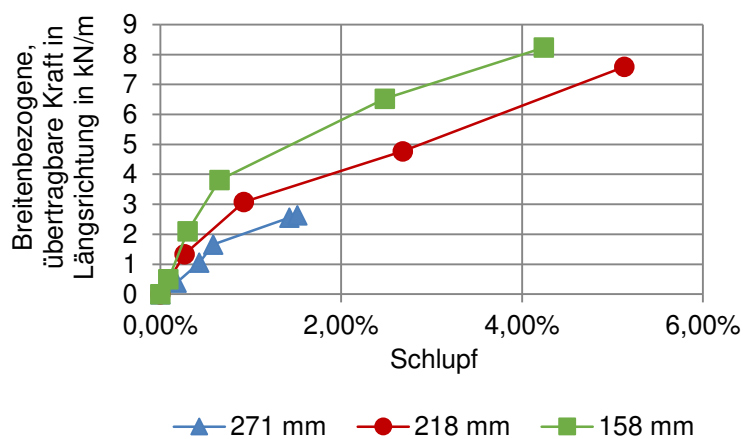
Es gilt somit, unabhängig von der Antriebsart, die erforderliche Kraft für den Antrieb bereitzustellen und in den Fördergurt einzubringen, um eine Gurtförderanlage zu betreiben.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhaben sind Gurtförderanlagen, welche ausschließlich mittels angetriebener Tragrollen betrieben werden, von besonderem Interesse. Damit eine solche Gurtförderanlage betrieben werden kann, muss

mindestens die erforderliche Antriebsleistung durch eine bzw. mehrere angetriebene Tragrollen in den Gurt eingebracht werden.

Durch Reibungsverluste zwischen Fördergurt und angetriebener Tragrollen entspricht die Ausgangsleistung eines Motors nicht der praktisch übertragbaren Leistung. Im Rahmen von Parameterstudien konnte festgestellt werden, in welchem Maße die übertragbare Kraft neben Witterungs- und Materialparametern vom Umschlingungswinkel (Durchhang des Fördergurtes), der Auflast sowie vom Schlupf zwischen Fördergurt und angetriebener Tragrolle abhängig ist. Allgemein lässt sich festhalten, dass bei gleicher Auflast ein höherer Schlupf notwendig ist um eine höhere Kraft zu übertragen sowie bei steigender Auflast und konstantem Schlupf die übertragbare Kraft steigt.

In der nachstehenden Abbildung 2 sind die ermittelten Zusammenhänge zwischen Auflast, Schlupf und übertragbarer Umfangskraft abgebildet.



Versuchsaufbau Parameterstudie

**Abbildung 2: Parameterstudie über den Zusammenhang zwischen Auflast, Schlupf und übertragbaren Kräften**

Für den Betrieb einer Gurtförderanlage sind insgesamt vier Anlagenzustände (Stillstand, Beschleunig, Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit und Bremsen) zu unterscheiden, wobei der Beladungszustand für sämtliche Anlagenzustände zwischen minimaler (leerer Fördergurt) und maximaler Beladung variieren kann.

Es ist somit festzuhalten, dass die Bewegungswiderstände in Abhängigkeit der Beladung und des Anlagenzustands variabel ist und die Auflasten auf den angetriebenen Tragrollen in Folge der Beladung schwanken kann. Dies bedeutet,

dass die übertragbare Antriebskraft für den Anlagenbetrieb nicht als konstant angenommen werden kann.

### 3.2. Konzeption des Antriebs

Neben der im Arbeitspaket 1 bearbeiteten Anforderungen an eine Gurtförderanlage, welche mittels angetriebener Tragrollen betrieben wird, ist die Ausführung dieser angetriebenen Tragrollen hinsichtlich Motorleistung, Geometrie und Rollenmantelmaterial etc. ebenfalls von besonderem Interesse. Neben der Analyse von standardmäßig eingesetzten Tragrollendurchmessern in der Industrie ist vor allem die Kraftübertragung zwischen Motor bzw. angetriebener Tragrolle und Gurt von Bedeutung. Durch die unterschiedlichen, in Arbeitspaket 1 herausgearbeiteten, Anlagen- und Beladungszustände einer Förderanlage ist das Anforderungsfeld an die eingesetzten Motoren hinsichtlich des benötigten Drehmoments und der Drehzahl relativ weit gesteckt.

Die Auslegung des Motorstrangs erfolgt in Orientierung an den Anforderungen für den späteren Prüfstand.

Neben der tatsächlichen Auslegung eines Motors für die angetriebenen Tragrollen, galt es die Frage zu klären, wie die einzelne Tragrolle angetrieben bzw. die Motoren gesteuert werden sollen. Die nachstehende Tabelle 3 liefert einen Überblick über mögliche Konzepte für die Gestaltung des Antriebsstrangs sowie die Verteilung der Steuerungen.

**Tabelle 3: Steuerungs- und Antriebskonzepte hinsichtlich der Anzahl an Motoren und Tragrollen**

Anzahl Steuerungen	Anzahl Motoren	Anzahl Tragrollen	Konzept
$K = 1$	$J = 1$	$L = 1$	A
$K = 1$	$J = 1$	$L = l$	B
$K = 1$	$J = j$	$L = j$	C
$K = 1$	$J = j$	$L = j * l$	D

Bei allen Konzepten erfolgt die Steuerung jeweils durch eine einzelne Steuerungseinheit. Die Konzepte unterscheiden sich in der Anzahl der angesteuerten Motoren bzw. in der Anzahl der angetriebenen Tragrollen. Steuerungen, welche in der

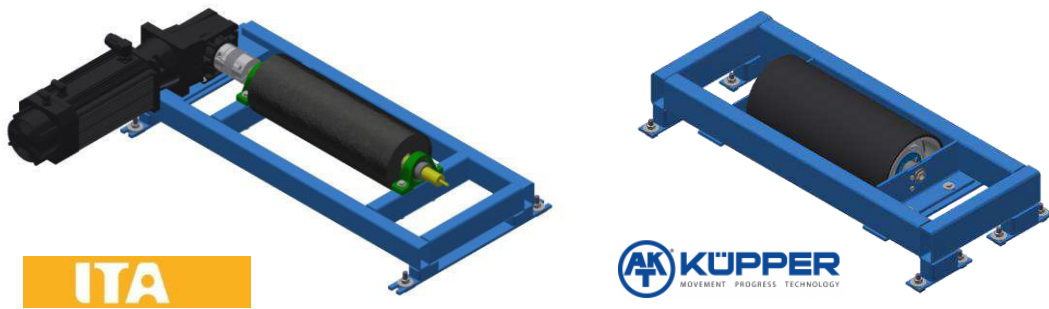
Lage sind das Konzept A gemäß den Anforderungen zu steuern, sind durch eine entsprechende Skalierung ebenfalls in der Lage die Konzepte B – D zu steuern. Der umgekehrte Fall kann hingegen nicht pauschalisiert werden.

Vor allem unter dem Aspekt möglichst geringer Einführungs- und Umsetzungskosten in der industriellen Anwendung sind die Konzepte B – D von Interesse, da bei diesen eine geringere Anzahl an Motoren bzw. Frequenzumrichter benötigt wird als im Konzept A. Im Konzept B kann somit bspw. ein ausreichend groß dimensionierter Motor mehrere Tragrollen gleichzeitig antreiben.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens ist die Wahl auf das Antriebsstrangkonzzept A gefallen, weil dieses im experimentellen Rahmen sich als deutlich einfacher in der Handhabung und Erprobung darstellt und der Hauptfokus des Forschungsvorhabens auf der Erforschung und Entwicklung eines dezentralen Steuerungskonzeptes liegt. Die im Laufe des Forschungsvorhabens generierten Erkenntnisse, vor allem in der Hinsicht auf das dezentrale Steuerungskonzept, werden durch die Wahl des Konzepts A nicht negativ beeinflusst und können später auch auf andere Motor-Tragrollen-Verhältnisse (Konzepte B – D) übertragen werden.

Gemäß den Erkenntnissen aus Arbeitspaket 1 erfolgt die Dimensionierung des Motorstrangs bestehend aus Elektromotor, Getriebe und Tragrolle entsprechend der im weiteren Verlauf des Projekts am Prüfstand zu untersuchenden Zielgrößen hinsichtlich einzubringender Umfangskraft, Auflast und Gurtgeschwindigkeit.

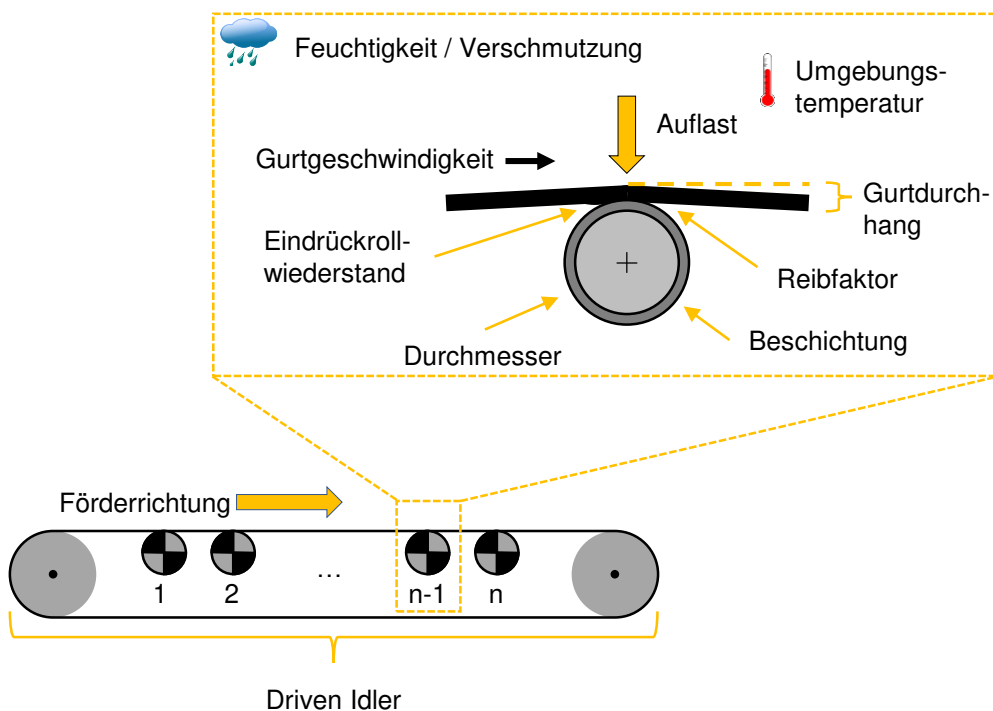
Hierzu wurde bereits einer der im Forschungsantrag beantragten Asynchronmotoren samt Frequenzumrichter und Zubehör der Firma Lenze angeschafft. Der Motor besitzt eine Bemessungsleistung von 6,4 kW bei einer Bemessungsdrehzahl von 1.700 U/min. In Verbindung mit einem entsprechenden Getriebe wird die Nenndrehzahl der angetriebenen Tragrolle auf 350 U/min eingestellt. Dies entspricht bei einem Rollendurchmesser von 250 mm einer Fördergeschwindigkeit von 4,5 m/s im späteren Prüfstand. In der Abbildung 3 ist der Aufbau des Antriebsstrangs zusammen mit der Montagehalterung für die spätere Integration in den Prüfstand abgebildet (links). Außerdem ist auf der rechten Seite eine angetriebene Tragrolle mit innenliegendem Direktantrieb gezeigt. Diese Variante wurde während der Projektlaufzeit vom KMU Artur Küpper GmbH entwickelt und der Forschungsstelle zu Testzwecken überlassen.



**Abbildung 3: Darstellung des Antriebstrang bestehend aus Tragrolle, Getriebe und Elektromotor (links) und innenliegender Direktantrieb (rechts)**

### 3.3. Konzeption der Steuerung

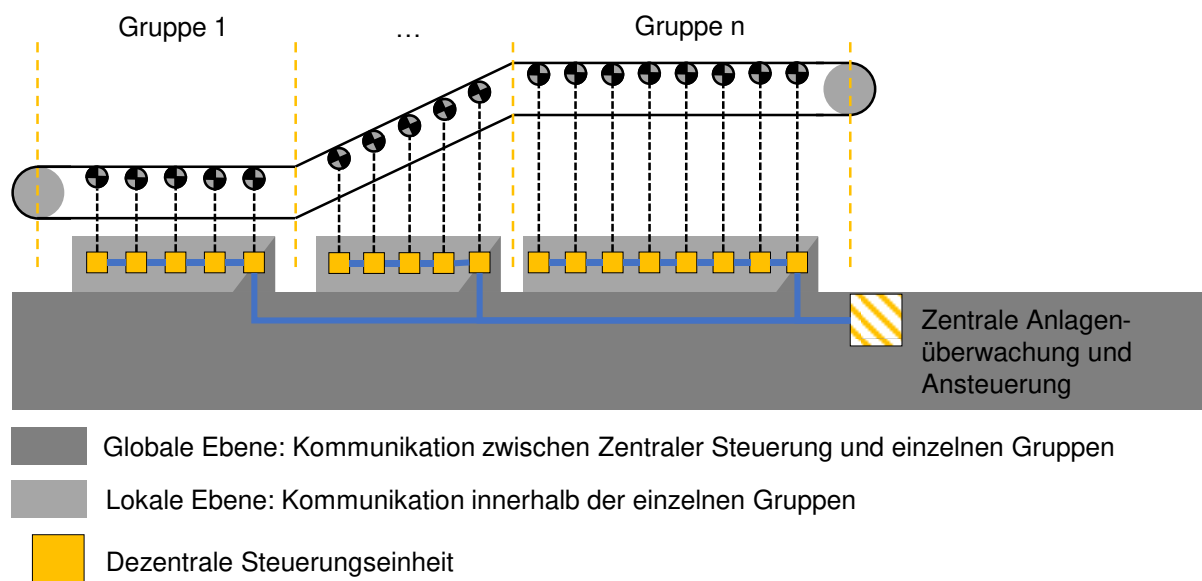
Neben der Literaturrecherche zu dezentralen Steuerungen und ihrem Aufbau lag der Hauptfokus des Arbeitspakets 3.1 auf der Identifikation relevanter Parameter für die Steuerung. Wie in Arbeitspaket 2 bereits erläutert steuert eine dezentrale Steuerungseinheit genau einen Motor bzw. einen Frequenzumrichter, welcher die Motorregelung übernimmt. Durch den verwendeten Frequenzumrichter ist es der Steuerung möglich, die notwendige Drehzahl und das notwendige Drehmoment zu bestimmen und direkt an den Frequenzumrichter weiterzuleiten, ohne die Berechnung und Modellierung von Frequenz und Amplitude zu übernehmen.



**Abbildung 4: Relevante Parameter**

Damit die dezentrale Steuerung die notwendigen Berechnungen durchführen kann, werden entsprechende Eingangsparameter benötigt. Nach Absprache mit dem projektbegleitenden Ausschuss ist es unter dem Aspekt geringer zukünftiger Herstellungskosten das Ziel, weitestgehend auf zusätzliche Sensoren zu verzichten. Hieraus resultiert der Bedarf an Funktionsemergenzen seitens der dezentralen Steuerungen. Diese müssen in der Lage sein, neben ihrer Hauptaufgabe des Antreibens, in verteilter und koordinierter Weise Eingangsparameter zu erzeugen. Hierzu wurden die relevanten Umgebungs- und Zielparameter identifiziert und in einen Wirkungszusammenhang gebracht. In Abbildung 4 sind die Umgebungsparameter, welche einen Einfluss auf die Kraftübertragung von der angetriebenen Tragrolle in den Fördergurt besitzen, dargestellt. Neben der bereits gezeigten Abhängigkeit der Kraftübertragung von der Auflast und dem Schlupf bestehen außerdem Abhängigkeiten vom Rollendurchmesser, der Beschichtung (resultierend im Reibfaktor zwischen Rollenmantel und Gurt), dem Eindrückrollwiderstand des Fördergurtes sowie dem Gurtdurchhang. Neben diesen mechanischen Abhängigkeiten wird das Kraftübertragungsverhalten ebenfalls von der Umgebungstemperatur sowie der Feuchtigkeit bzw. der Verschmutzung im Kontaktbereich beeinflusst.

Im Arbeitspaket 3.2 liegt der Fokus auf der intelligenten und skalierbaren Energieverteilung und Kommunikation. Hierzu wurde, beziehungsweise auf das am Institut vorhandene Patent *DE 10 2014 107 591 A1 2015.12.03*, die Gliederung der einzelnen dezentralen Steuerungen in organisatorischen bzw. funktionalen Einheiten weiterverfolgt und entsprechende logische Hierarchie- und Kommunikationsebenen entwickelt.



**Abbildung 5: Hierarchieebenen des Steuerungskonzepts**

In der Abbildung 5 sind diese Hierarchieebenen dargestellt. Es ist hierbei zu erkennen, dass jede angetriebene Tragrolle (Frequenzumrichter) durch eine eigene dezentrale Steuerungseinheit gesteuert wird. Mehrere, benachbarte dezentrale Steuerungseinheiten sind zu einer Gruppe zusammengefasst. Auf dieser lokalen Ebene erfolgt die Kommunikation zwischen den einzelnen Gruppen in direkter Weise. Jeweils eine dezentrale Steuerungseinheit pro Gruppe auf der lokalen Ebene besitzt einen Zugang zur nächsten Hierarchieebene. Auf dieser globalen Ebene erfolgt die Kommunikation zwischen den einzelnen Gruppen. Außerdem ist in der globalen Hierarchieebene die zentrale Anlagenüberwachung und -steuerung implementiert. Diese zentrale Instanz überwacht den Anlagenzustand und koordiniert die einzelnen Gruppen hinsichtlich der Zielerreichung.

Im Arbeitspaket 3.3 (Festlegung und Implementierung von Funktionalitäten) wurde gemäß der in Arbeitspaket 3.1 identifizierten relevanten Parameter ein Steuerungskonzept samt notwendigen Einzelfunktionalitäten entwickelt. Im Arbeitspaket 3.4 wurden Hardware-Komponenten ausgewählt, mittels welcher zum einen die Steuerung der angetriebenen Tragrollen im Labor aber auch zu einem späteren Zeitpunkt im Praxiseinsatz realisiert werden können. Im Arbeitspaket 3.5 erfolgte abschließend die Implementierung der Funktionalitäten (Arbeitspaket 3.3) in ein Steuerungskonzept.

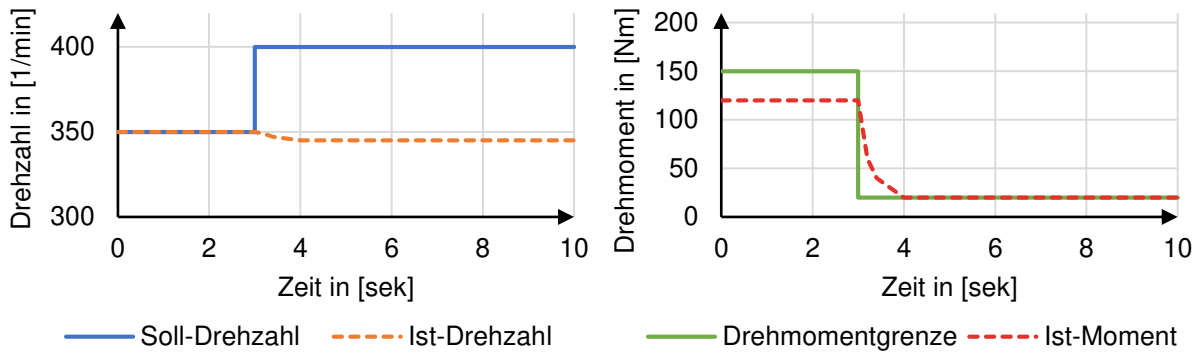


Das erarbeitete Konzept für die Kommunikation zwischen den einzelnen Steuerungen zielt vor allem darauf ab, den Zielkonflikt hinsichtlich ausreichenden Informationsaustauschs unter den dezentralen Steuerungen und einer möglichst geringen Netzwerkauslastung zu lösen. Hierfür werden die Steuerungen der räumlich benachbarten angetriebenen Tragrollen in Nachbarschaften gruppiert. Dies dient dazu, entsprechend einer räumlichen Entkopplung, ebenfalls eine informationstechnische Entkopplung von weitentfernten angetriebenen Tragrollen zu erreichen. Es stehen verschiedene Realisierungsmöglichkeiten für diese Nachbarschaftsbildung bereit, welche zu einem späteren Zeitpunkt hinsichtlich ihrer Netzwerkauslastung sowie ihres Kommunikationsaufwandes zur Konsensfindung zwischen den dezentralen Steuerungen untersucht und bewertet werden.

Die relevanten Steuerungsparameter für den Motor (Frequenzumrichter) sind die Drehzahl des Motors (Drehzahl geregelt) und das Drehmoment (Drehmoment begrenzt). Damit eine dezentrale Steuerung diese beiden Parameter korrekt bestimmen und an ihren angeschlossenen Frequenzumrichter weiterleiten kann, werden zustandsabhängige Informationen benötigt.

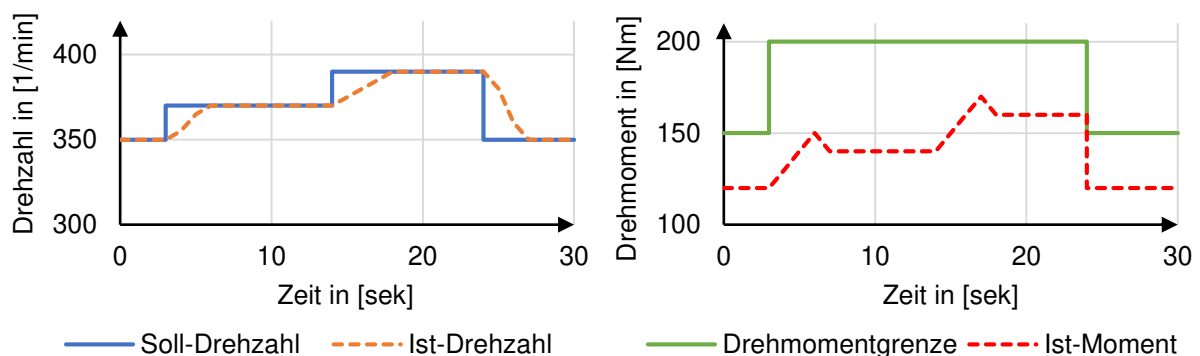
Die notwendige Funktionsemergenz einer dezentralen Steuerung entsteht durch die Implementierung von drei möglichen Betriebszustände: Der Hauptbetriebszustand ist der Antrieb und die beiden zusätzlichen Betriebszustände sind die Messung der lokalen Gurtgeschwindigkeit sowie die Messung der individuellen Kraftübertragungsfunktion.

Bei der Geschwindigkeitsmessung wird der Motor so parametrisiert, dass dieser keine Antriebsleistung mehr in den Fördergurt einbringt und ausschließlich sein eigenes Trägheitsmoment überwindet. Durch den sich bewegenden Fördergurt, wird die angetriebene Tragrolle folglich auf die tatsächliche Geschwindigkeit des Fördergurtes eingestellt. Die Messergebnisse werden anschließend an die benachbarten Steuerungen weitergeleitet.



**Abbildung 6: Konzept der Geschwindigkeitsmessung**

In der Abbildung 6 ist das Motorverhalten für den Betriebszustand der Geschwindigkeitsmessung dargestellt. Mit Beginn dieses Betriebszustands wird die Soll-Drehzahl für den Motor deutlich über die aktuelle Geschwindigkeit überhört. Gleichzeitig wird das zulässige Drehmoment des Motors derart weit begrenzt, dass der Motor lediglich in der Lage ist die eigene Trägheit für Motor, Getriebe und Tragrolle zu überwinden. In diesem Zustand ist die angetriebene Tragrolle als ideal freidrehen anzusehen. Durch den Abfall der Antriebskraft infolge der Drehmomentbegrenzung wird die angetriebene Tragrolle auf die tatsächliche Gurtgeschwindigkeit beschleunigt. Durch die Notwendigkeit von Schlupf (Überhöhung der Tragrollenmantelgeschwindigkeit zur Gurtgeschwindigkeit) zum Übertrag von Antriebskraft folgt somit die Reduktion der Ist-Drehzahl der antreibenden Tragrolle im Vergleich zum Betriebszustand des Antriebs.

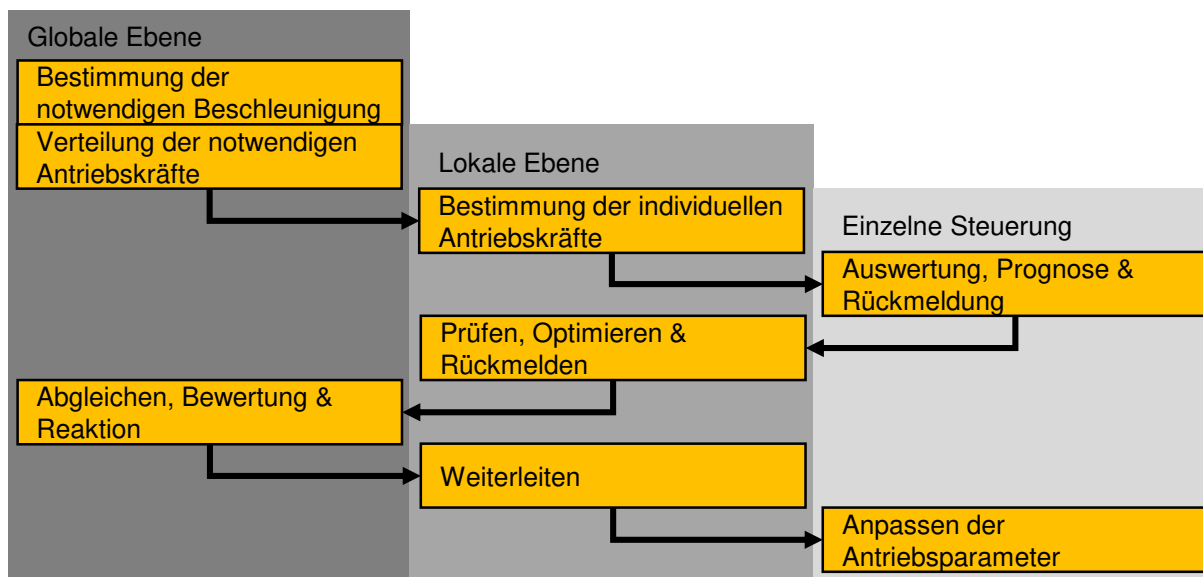


**Abbildung 7: Konzept der Messung zur Kraftübertragung**

Der Betriebszustand zur Messung der Kraftübertragungsfunktion soll unter der Zuhilfenahme der physikalischen Abhängigkeiten zwischen aktueller Auflast, Schlupf

und der übertragbaren Kraft bzw. der Motorströme eine Näherung der aktuellen Auflast auf dem Gurtsegment oberhalb der messenden, angetriebenen Tragrolle ermitteln. Dieser Zusammenhang besitzt eine zeitabhängige Gültigkeit und muss in regelmäßigen Intervallen aktualisiert werden. In Abbildung 7 ist das Motorverhalten zur Messung der Kraftübertragungsfunktion dargestellt. Für den Zeitraum der Messung wird die Drehmomentgrenze des Motors auf einen Maximalwert angehoben. Die eigentliche Messung erfolgt anschließend durch Einstellung verschiedener Schlupfwerte auf der Basis der lokalen Gurtgeschwindigkeit. Bei dem Durchlaufen dieser Treppenfunktion für den Schlupf wird kontinuierlich das aktuelle Drehmoment des Motors aufgezeichnet. Nach kurzer Einschwingphase durch den erhöhten Kraftbedarf zur Beschleunigung, kann das Ist-Drehmoment gemittelt werden. Durch die Verknüpfung der Schlupfwerte mit den gemessenen Drehmomenten kann mittels linearer Regression eine Kraftübertragungsfunktion aufgestellt werden.

In Abbildung 8 sind die Wirkzusammenhänge sowie die notwendigen Informationsflüsse dargestellt.



**Abbildung 8: Zusammenwirken der dezentralen Steuerungen in Abhängigkeit der verschiedenen Hierarchieebenen**

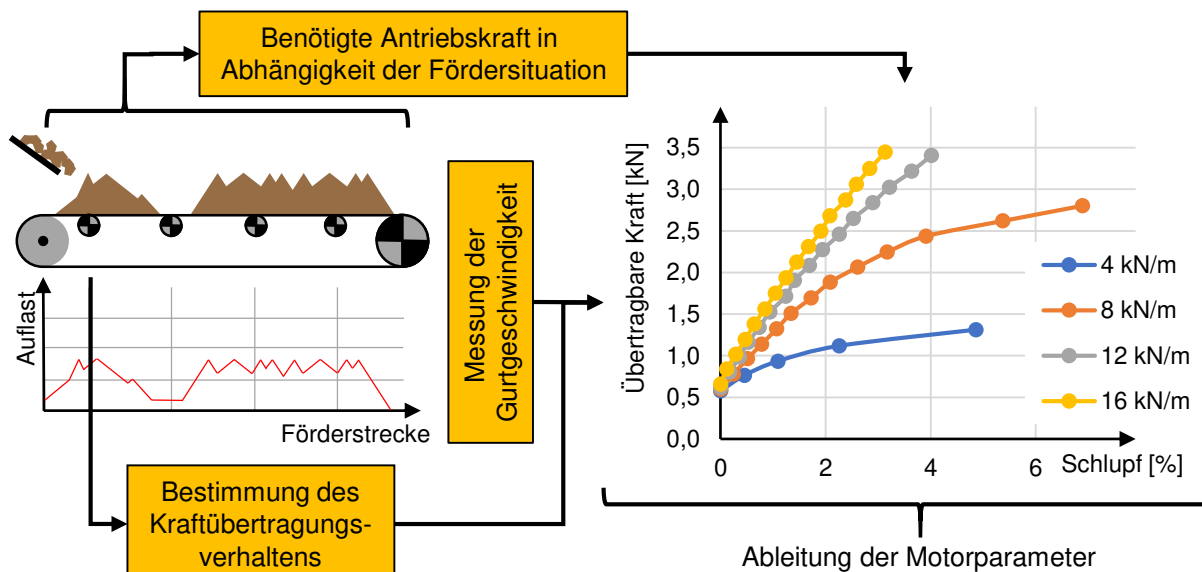
Auf der globalen Ebene wird durch den Vergleich zwischen der aktuellen Gurtgeschwindigkeit am Anlagenkopf mit der Soll-Geschwindigkeit die notwendige Beschleunigung zur Überwindung der Distanz bestimmt. Auf der Grundlage dieser Beschleunigung und dem Wissen über die Anlage sowie den aktuellen

Beladungszustand können anschließend die notwendigen Antriebskräfte berechnet und auf die einzelnen Gruppen verteilt werden. Auf dieser lokalen Ebene wird dann gruppenintern die individuelle Verteilung der Antriebskraft auf die einzelne dezentrale Steuerung bzw. auf die einzelne angetriebene Tragrolle bestimmt. Die dezentrale Steuerung versucht anschließend den ihr zugewiesenen Beitrag zur Antriebskraft zu leisten. Im Falle einer nicht Erreichung wird die Differenz zurück in die lokale Ebene gemeldet. Dort folgt eine erneute interne Optimierung der Verteilung. Über die globale Ebene erfolgt zusätzlich eine Abstimmung der einzelnen Gruppen um auf Abweichungen einzelner Gruppen vom Antriebssoll zu reagieren. Durch Anpassung der Verteilung zwischen den Gruppen erfolgt dann durch die Hierarchieebenen die abschließende Anpassung der Antriebsparameter für jede angetriebenen Tragrolle.

In Arbeitspaket 3.2 wurde die informationstechnische Verknüpfung der einzelnen dezentralen Steuerungen genauer untersucht. Das übergeordnete Ziel des Lösungsansatzes mit dezentralen Steuerungen ist die Skalierbarkeit des Gesamtsystems ohne Einbußen der Leistungsfähigkeit, um im späteren Praxiseinsatz Gurtförderanlagen mit beliebig vielen angetriebenen Tragrollen zu realisieren. Hierfür bilden mehrere dezentrale Steuerungen einen Verbund bzw. eine Gruppe. Innerhalb einer solchen Gruppe ist ein direkter Informationsaustausch zwischen sämtlichen Teilnehmern möglich. Die Kommunikation zwischen Gruppen bzw. der einzelnen Gruppen mit der zentralen Anlagensteuerung und Anlagenüberwachung wird über einen Gruppenleiter (normale dezentrale Steuerung mit Zusatzfunktionalitäten) realisiert. Dieser Struktur folgend benötigt die Steuerungslogik keinen direkten Informationsaustausch zwischen einzelnen normalen Gruppenmitgliedern unterschiedlicher Gruppen. Realisiert ist diese informationstechnische Verknüpfung auf Basis eines EtherNet-Netzwerks.

Als Ergebnis des Arbeitspaket 3.3 wurden drei Betriebszustände definiert, welche benötigt werden, um die einzelnen angetriebenen Tragrollen zu steuern. In Abbildung 9 sind die notwendigen Informationen zusammengefasst, welche aus diesen Betriebszuständen ermittelt werden müssen. Die Information bzgl. der notwendigen Antriebskraft wird durch eine übergeordnete Instanz an die einzelne dezentrale Steuerung verteilt. Auf der Grundlage dieser Information, dem Wissen über die aktuelle, lokale Gurtgeschwindigkeit sowie dem Kraftübertragungsverhalten der

betrachteten angetriebenen Tragrolle erfolgt die Ableitung der Steuerungsgrößen für den Motor der angetriebenen Tragrolle.



**Abbildung 9: Ableitung der Soll-Parameter für drehzahlgeregelten Antrieb der angetriebenen Tragrollen**

Im Arbeitspaket 3.4 wurde eine Hardwareplattform für die Steuerung der angetriebenen Tragrollen ausgewählt. Für den Einsatz einer einzelnen angetriebenen Tragrolle im Prüfstand (Untersuchung / Validierung des Kraftübertragungsverhaltens) wurde ein Industrie-PC verwendet, welcher mittels LabVIEW-Steuerung sowohl die angetriebene Tragrolle als auch den Prüfstand und die Versuchsdurchführung steuert. Für den Einsatz mehrerer angetriebener Tragrollen (Validierung der Steuerung, Validierung von Wechselwirkungen) wurde ein Mikrocontroller ausgewählt.

Im Arbeitspaket 3.5 wurde die LabView-Steuerung zur Untersuchung und Validierung des Kraftübertragungsverhalten von angetriebenen Tragrollen implementiert. Diese Steuerung diente sowohl zur Ansteuerung der angetriebenen Tragrollen als auch zur Steuerung des Prüfstands. Vorrangiges Ziel dieser Implementierung war die quantifizierbare Messung des Kraftübertragungsverhaltens in Abhängigkeit der Betriebssituation sowie witterungs-, material- und zustandsabhängigen Variablen.

Ebenfalls in Arbeitspaket 3.5 erfolgte die Implementierung der dezentralen Steuerungen. Hierzu zählte die Implementierung der drei definierten Betriebszustände (Arbeitspaket 3.3) in Form eines Zustandsautomaten, welcher individuell in

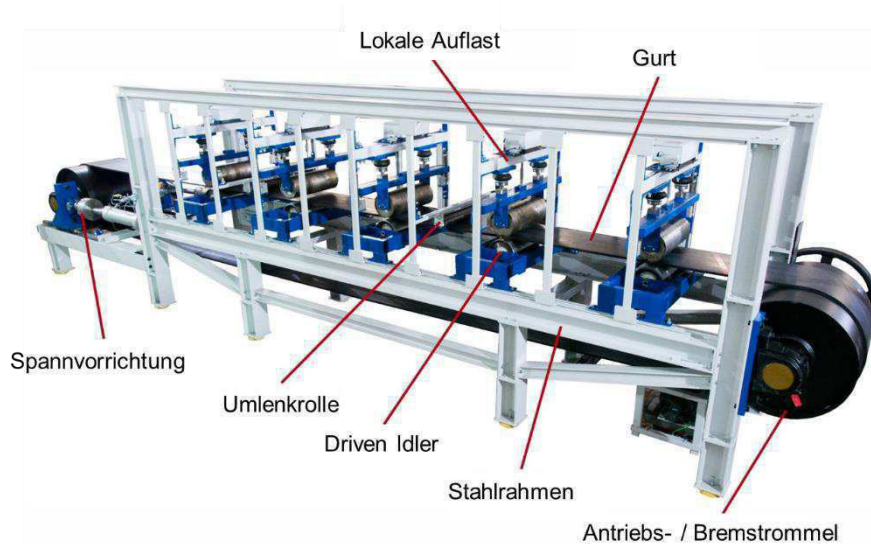
Abhängigkeit des jeweiligen Betriebszustands die Steuerung des Motors (Frequenzumrichters) sowie der Kommunikation mit den benachbarten Steuerungen bzw. der übergeordneten Anlagenüberwachung übernimmt.

Für die erfolgreiche Implementierung wurde ein eigenständiges Kommunikationsprotokoll zum Austausch von Informationen zwischen dezentralen Steuerungen erstellt. Neben der Implementierung der Einzelfunktionalitäten für die definierten Betriebszustände, lag das Hauptaugenmerk des Arbeitspaket 3.5 in der Entwicklung und Implementierung der übergeordneten Steuerungslogik, welche einen Verbund aus dezentralen Steuerungen dazu befähigt, eine Gurtförderanlage gemäß der Soll-Fördergeschwindigkeit anzutreiben und selbstständig Anpassungen in Abhängigkeit von wechselnden Umgebungseinflüssen vorzunehmen. Im Sinne der Funktionsemergenz, resultierend aus den möglichen Betriebszuständen, ist hierzu vor allem die Verteilung der Betriebszustände zwischen den Mitgliedern einer einzelnen Gruppe notwendig. Die Anforderungen an diese Verteilungslogik sind zum einen die Gewährleistung einer sicheren Bereitstellung von steuerungsrelevanten Informationen (siehe Arbeitspaket 3.2, Arbeitspaket 3.3 und Abbildung 8) sowie die verschleißoptimierte Verteilung der Soll-Antriebskräfte zwischen den einzelnen Gruppenmitgliedern im Betriebszustand „Antrieb“.

Hierzu wurde ein Berechnungsalgorithmus entwickelt, welcher in Abhängigkeit der jeweiligen Kraftübertragungsverhalten der dezentralen Steuerungen eine Optimierung der Soll-Antriebskraft mit dem Ziel der globalen Minimierung des notwendigen Gesamtschlupf realisiert. Durch die Einführung einer speziellen Transferfunktion in Abhängigkeit der individuellen Kraftübertragungsfunktion konnte ein Lösungsverfahren für den entwickelten Berechnungsalgorithmus implementiert werden, welcher die Optimierungsaufgabe innerhalb von  $N + 1$  Schritten ( $N$  ist Anzahl der dezentralen Steuerungen in der Gruppe) analytisch löst. Gleichzeitig ist das Lösungsverfahren in der Lage den Betriebszustand der Geschwindigkeitsmessung des Fördergurtes zu verteilen. Diese Verteilung erfolgt sowohl zeit- als auch kraftübertragungsabhängig. Die Verteilung des Betriebszustands zur Messung der Kraftübertragung erfolgt als permanent umlaufende Aufgabe.

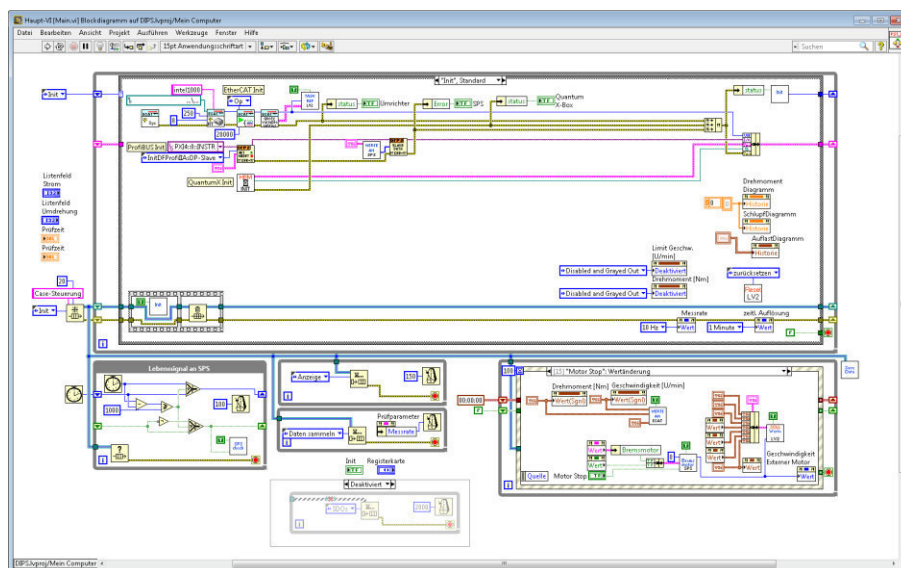
### 3.4. Anpassung eines Prüfstands

In diesem Arbeitspaket wurde ein vorhandener Prüfstand derart ertüchtigt, dass dieser in der Lage ist bis zu fünf Funktionsmuster der angetriebenen Tragrollen aufzunehmen und anzusteuern.



**Abbildung 10: Modifizierter Prüfstand**

Nach der Durchführung dieses Arbeitspakets ist ein Prüfstand am Institut vorhanden, mittels welchem das Kraftübertragungsverhalten der angetriebenen Tragrollen, die wechselseitige Beeinflussung mehrerer angetriebener Tragrollen sowie die Steuerung für die angetriebenen Tragrollen untersucht werden können. Dieser modifizierte Prüfstand ist in Abbildung 10 dargestellt. Insgesamt ist die Integration von fünf angetriebenen Tragrollen vorgesehen. Jede Station für eine angetriebene Tragrolle verfügt über eine Rolle, welche oberhalb der angetriebenen Tragrolle installiert ist, zur Einbringung einer Auflast auf die Tragrolle, mit welcher die Belastungen durch das Schüttgut abgebildet wird. Pro Station kann eine Auflast von bis zu 10 kN eingebracht werden. Die Positionierung der einzelnen Stationen innerhalb des Prüfstands ist frei wählbar (verschiebbar). Außerdem kann durch Umlenkrollen zwischen einzelnen Stationen ein Gurtdurchhang eingestellt werden (in Abbildung 10 mittig dargestellt). Der installierte Antrieb des Prüfstands (Kopfantrieb) ist geeignet, dauerhaft im generativen Betrieb eingesetzt zu werden, um einen Bewegungswiderstand abzubilden, welcher durch die angetriebenen Tragrollen überwunden werden muss.



**Abbildung 11: LabView-Steuerung des Prüfstandes**

In Abbildung 11 ist ein Ausschnitt aus der LabView-Steuerung dargestellt, welche genutzt wird den Prüfstand zu steuern. Diese Steuerung übernimmt die Aufgaben zur Einbringung der Auflasten, welche sich je angetriebener Tragrolle unterscheiden und zeitvariable verändert werden können. Außerdem wird über diese Steuerung die Antriebs- bzw. Bremskraft des installierten Kopfantriebs eingestellt und geregelt, um unterschiedliche Bewegungswiderstände abzubilden.



**Abbildung 12: Bilder des modifizierten Prüfstands**

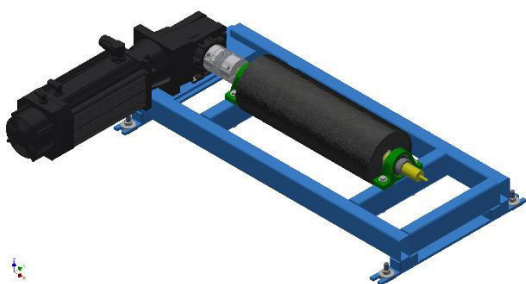
Die Abbildung 12 zeigt zur Ergänzung von Abbildung 10 Detailaufnahmen von ausgewählten Komponenten am Prüfstand. Auf der linken Seite ist ein Einblick in den



Schaltschrank gegeben und es sind neben der verwendeten SPS ebenfalls die Frequenzumrichter im unteren Bereich zur Ansteuerung der angetriebenen Tragrollen zu erkennen. In der mittleren Abbildung ist die Steuerungseinheit für die Auflastrollen dargestellt. Diese Steuerung kontrolliert und regelt über Balgzylinder die Auflast auf der angetriebenen Tragrolle. Auf der rechten Seite ist der Steuerungscomputer zu sehen, über welchen der Prüfstand bedient wird. Die speziell entwickelte Oberfläche gibt Auskunft über sämtliche eingestellte Parameter sowie die aktuellen Motorströme und Drehzahlen sowohl von den angetriebenen Tragrollen als auch vom Kopfantrieb.

### 3.5. Aufbau eines Funktionsmusters

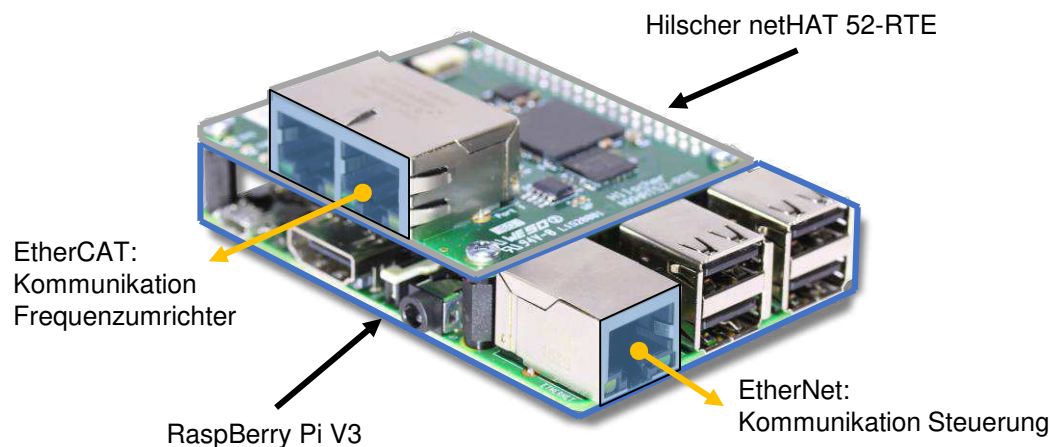
Auf der Grundlage der Arbeitsergebnisse aus den vorangegangenen Arbeitspaketen (Arbeitspaket 2, Arbeitspaket 3 und Arbeitspaket 4) wurde in diesem Arbeitspaket die angetriebene Tragrolle mit externem Motor realisiert. Hierzu wurde ein entsprechendes Gestell zur Aufnahme der Rolle, des Getriebes sowie des Motors konstruiert, welches in den Prüfstand integrierbar ist. Zusätzlich erfolgte die elektrische und informationstechnische Verknüpfung des Motors, des entsprechenden Frequenzumrichters sowie der Steuerung. Das Funktionsmuster für das Motorkonzept mit dem innenliegenden Motor wurde durch den Projektpartner Artur Küpper GmbH bereitgestellt und ebenfalls in den Prüfstand integriert.



**Abbildung 13: CAD-Modell angetriebene Tragrolle (links), eingebaute angetriebene Tragrolle im Prüfstand (rechts)**

Praktische Umsetzung der erarbeiteten Grundlagen für die angetriebene Tragrolle. Nach Abschluss dieses Arbeitspakets standen einsetzbare Funktionsmuster für die

Validierung im Prüfstand bereit. In Abbildung 13 ist zum einen das zugrundeliegende CAD-Modell als auch die eingebaute Version der angetriebenen Tragrolle mit externem Motor zu sehen.



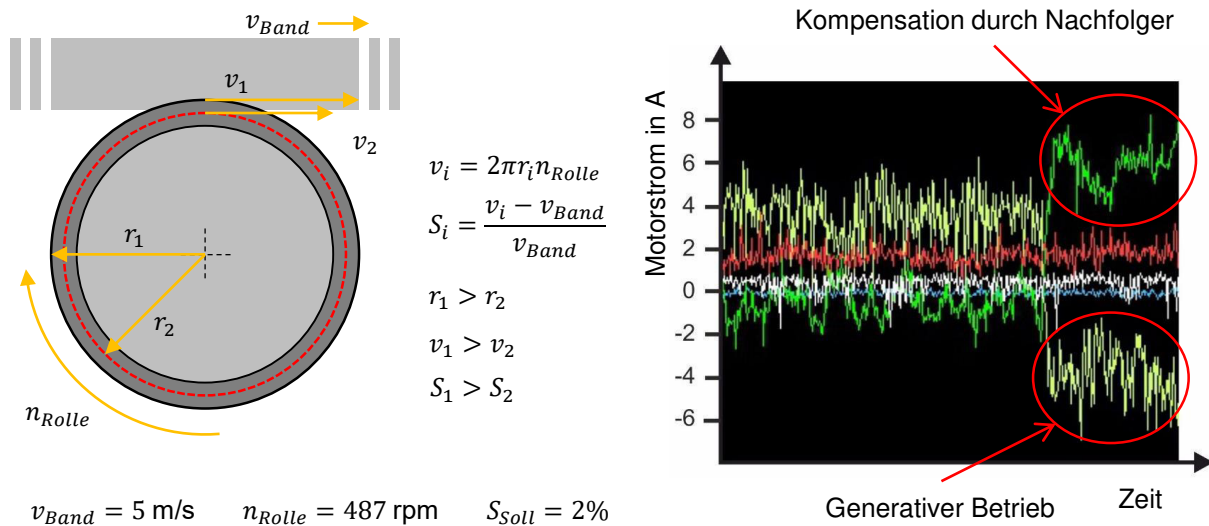
**Abbildung 14: Raspberry Pi als Steuerungshardware**

In der Abbildung 14 ist der ausgewählte Mikrokontroller zu sehen. Die Wahl fiel auf einen Raspberry Pi V3. Dieser Mikrokontroller verbindet ausreichende Rechenleistung mit geringen Beschaffungskosten. Außerdem besitzt er durch die Verwendung eines vollwertigen Betriebssystems auf Basis einer Linux-Distribution ein hohes Anwendungsspektrum. Zusammen mit dem Raspberry wurde eine Zusatzplatine von Hilscher vom Typ netHAT 52-RTE getestet. Diese Platine ermöglicht es den Raspberry in eine EtherCAT Kommunikationsnetzwerk zu integrieren. Allerdings zeigte sich, dass der Raspberry nicht als Master in einem solchen Netzwerk agieren kann und somit eine direkte Kommunikation zwischen Frequenzumrichter und Raspberry mittels EtherCAT nicht realisierbar ist. Die alternative Kommunikation mittels EtherNet konnte implementiert werden und zeigte ausreichende Leistungswerte, sodass durch die Umstellung des Kommunikationskanals keine Nachteile entstanden sind.

### **3.6. Aufbau eines Hardware-in-the-loop Prüfstandes**

Die Grundidee für den Hardware-in-the-Loop Prüfstand ist es das Verhalten der angetriebenen Tragrollen sowohl hinsichtlich der Kraftübertragung als auch der Steuerung in einem Anwendungsfall außerhalb des Labormaßstabs zu validieren. Hierzu soll mittels Simulation eine Referenzanlage inklusiv der verwendeten angetriebene Tragrollen sowie der entsprechenden Steuerungssoftware simuliert

werden. Der reale Prüfstand mit den realen Funktionsmustern soll einen kleinen Ausschnitt der Referenzanlage darstellen. Das dynamische Verhalten der Förderanlage (wechselnde Bewegungswiderstände, schwankende Auflasten etc.) sollen dynamisch am Prüfstand abgebildet werden und somit die physische Verknüpfung zwischen Simulation und realer Welt herstellen.



**Abbildung 15: Gegenseitige Beeinflussung der Betriebszustände**

Die Validierung des Steuerungskonzepts mit mehr dezentralen Steuerungen als im Prüfstand simultan genutzt werden können ist von großer Bedeutung. Durch die viskoelastische Verknüpfung sämtlicher Motoren über den Fördergurt, kann es dazu kommen, dass die Motoren sich gegenseitig aufschwingen bzw. blockieren. Dieser Fall ist am Prüfstand gezeigt und in der Abbildung 15 dargestellt. Im Anwendungsfall wurden fünf angetriebene Tragrollen zum Antrieb des Prüfstands eingesetzt. Hierbei hatte eine angetriebene Tragrolle einen geringeren Rollendurchmesser als in der Steuerung hinterlegt war. Dieser Fall kann zum Beispiel durch vorangeschrittenen Verschleiß eintreten. Bei der Bestimmung der Soll-Drehzahl unter Berücksichtigung eines Soll-Schlupfs von 2% und einer Gurtgeschwindigkeit von 5 Metern pro Sekunde ergibt sich somit eine Soll-Geschwindigkeit für die angetriebene Tragrolle von unter 5 Metern pro Sekunde. Die angetriebene Tragrolle würde dementsprechend den Gurt bremsen. Dies ist in dem Motorstromverlauf in der Abbildung 15 zu erkennen. Die Rolle mit der fehlerhaft kalkulierten Drehzahl wird im generativen Bereich betrieben, wohingegen die nachfolgende, angetriebene Tragrolle das Bremsen durch erhöhten Leistungseintrag kompensieren muss. Ziel der Simulation ist es diese wechselseitige

Beeinflussung sowie die Kompensation durch das dezentrale Steuerungskonzept mit mehr als fünf angetriebenen Tragrollen bzw. dezentralen Steuerungseinheiten zu validieren.

Der Anspruch eine Referenzanlage hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens, die Kraftübertragung sowie das Motorverhalten jeder einzelnen angetriebenen Tragrolle sowie die Steuerungen und den Informationsfluss zwischen den Steuerungen in Echtzeit zu simulieren und anschließend, ohne Zeitverzögerung, an den Prüfstand weiterzuleiten ist mit den vorhandenen technischen Mitteln nicht realisierbar.

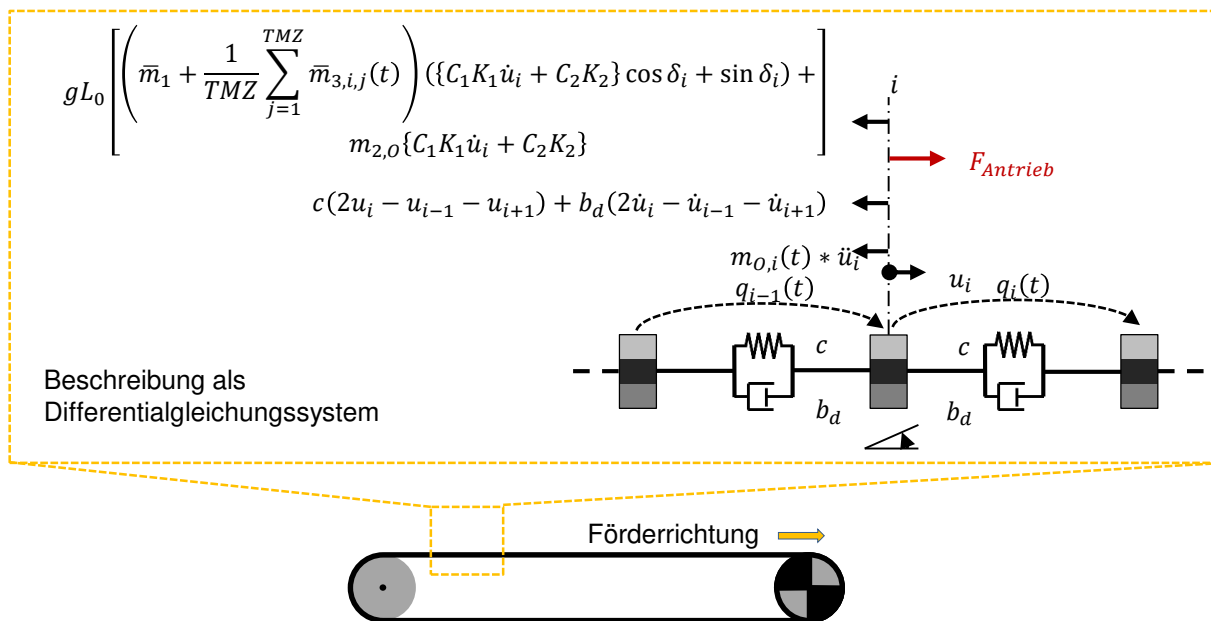
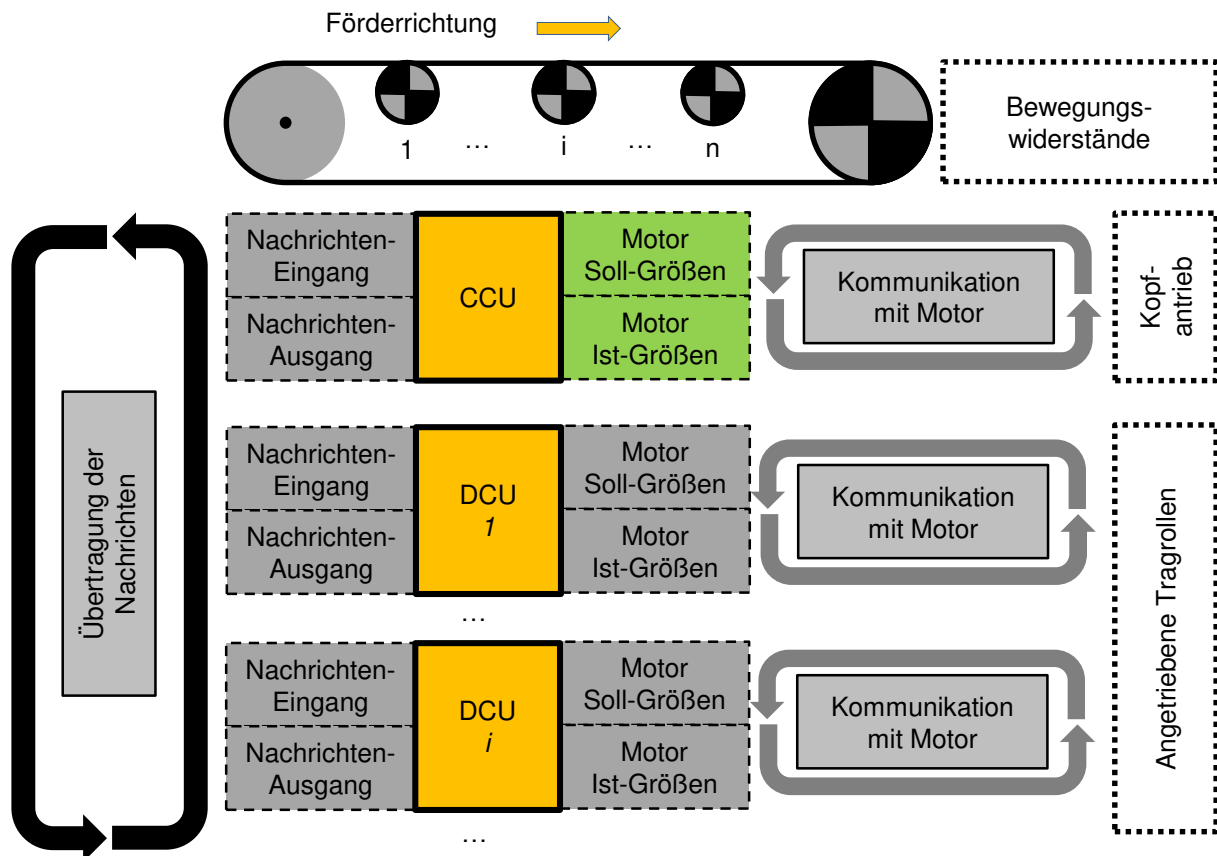


Abbildung 16: Differentialgleichung zur Abbildung des dynamischen Gurtverhaltens

Um das volle dynamische Verhalten einer Gurtförderanlage zu beschreiben, kann der Gurt segmentiert und die Kopplung zwischen den einzelnen Segmenten durch Feder-Dämpfer-Elemente beschrieben werden. Dies führt zu einem Differentialgleichungssystem, welches neben den wirkenden Kräften aus Bewegungswiderständen und Antrieben ebenfalls die parametrisierten Feder-Dämpfer-Elemente sowie die Beschleunigungskräfte abbildet. In der Abbildung 16 ist ein solches Segment samt geltenden Kraftgleichungen gezeigt. Ein Lösen dieses Gleichungssystem, selbst für sehr kleine Gurtförderanlagen, ist in Echtzeit nicht realisierbar.

Deswegen wurde die Idee eines vollständigen Hardware-in-the-Loop Prüfstands aufgeteilt. Durch die, bereits in Arbeitspaket 4 berücksichtigte, dynamische Einstellbarkeit von Auflast und Bremsmoment am Prüfstand ist es möglich, das Verhalten der einzelnen Funktionsmuster bei Variation der Umgebungseinflüsse sowie die Wechselwirkung zwischen mehreren Funktionsmustern zu validieren.



**Abbildung 17: Aufbau der Simulation für Software-in-the-Loop (DCU: Distributed Control Unit, CCU: Central Control Unit)**

Zur Validierung der Steuerung (Kommunikation, Verteilung von Betriebszuständen etc.) wurde zusätzlich ein Software-in-the-Loop Prüfstand entwickelt. Das Funktionsprinzip dieses virtuellen Prüfstands ist in der Abbildung 17 dargestellt. Der Kernaspekt ist die Simulation der einzelnen dezentralen Steuerungen (Distributed Control Units → DCU), in welchen die entwickelte Steuerungslogik aus Arbeitspaket 3 implementiert ist. Die einzelnen DCUs sind in der Lage über ein virtuelles Netzwerk entsprechend ihrer informationstechnischen Verknüpfung (siehe Arbeitspaket 3.2) mit einander zu kommunizieren. Außerdem kann eine jede DCU Soll-Größen für ihren Antriebsstrang (Frequenzumrichter, Motor) generieren bzw. Ist-Größen von diesem

auslesen. In dem Software-in-the-Loop Prüfstand wird darüber hinaus das Verhalten der angetriebenen Tragrollen, das dynamische Verhalten der Referenzanlage sowie die zentrale Anlagenüberwachung und Anlagensteuerung (Central Control Unit → CCU) inklusive des Kopfantriebs simuliert. Durch die Realisierung als rein virtueller Prüfstand, ist es somit nicht mehr notwendig die Simulationsergebnisse in Echtzeit (vgl. Hardware-in-the-Loop Prüfstand) zu generieren, da eine Entkopplung von simulierter Zeit und Simulationszeit möglich ist.

### 3.7. Validierung am Prüfstand

In verschiedenen Messreihen wurde das Kraftübertragungsverhalten der angetriebenen Tragrollen validiert.

Aus durchgeführten Vorversuchen ist bekannt, dass die Kraftübertragung sowohl abhängig von der Auflast auf der angetriebenen Tragrolle sowie dem Schlupf zwischen Gurt und Rollenmantel ist.

Um diese Abhängigkeit genauer zu validieren, wurden mehrere Messreihen mit variierender Auflast durchgeführt. Ein Ausschnitt dieser Messergebnisse ist in der Abbildung 18 zusammengefasst.

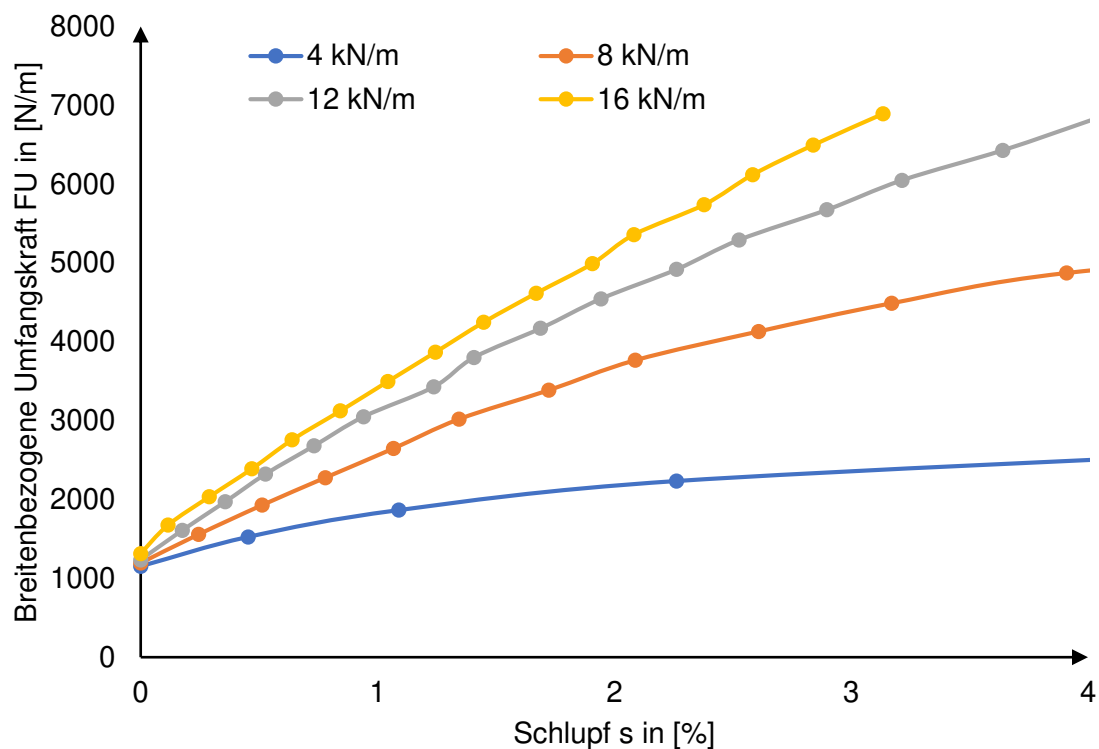
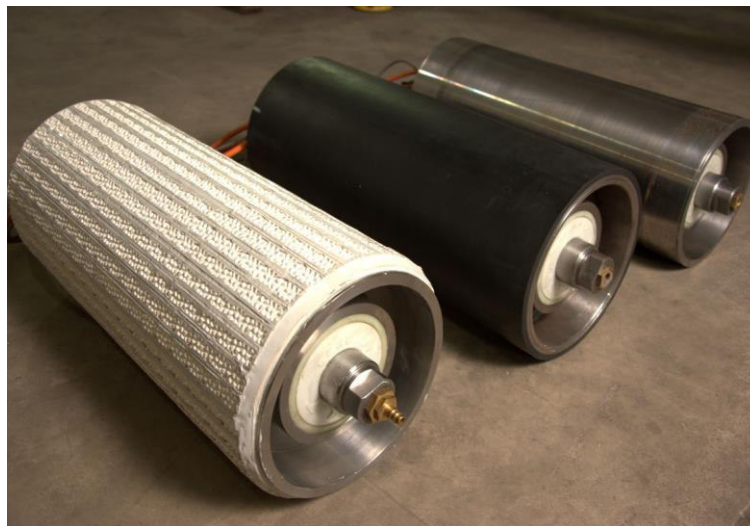


Abbildung 18: Übertragbare Kraft in Abhängigkeit von Schlupf für unterschiedliche Auflasten



Bei der Durchführung der einzelnen Messreihen wurde bei konstantem Schlupf das angelegte Bremsmoment (durch die angetriebene Tragrolle zu überwindender Widerstand) schrittweise erhöht, bis keine weitere Erhöhung der übertragbaren Kraft erzielt werden konnte.

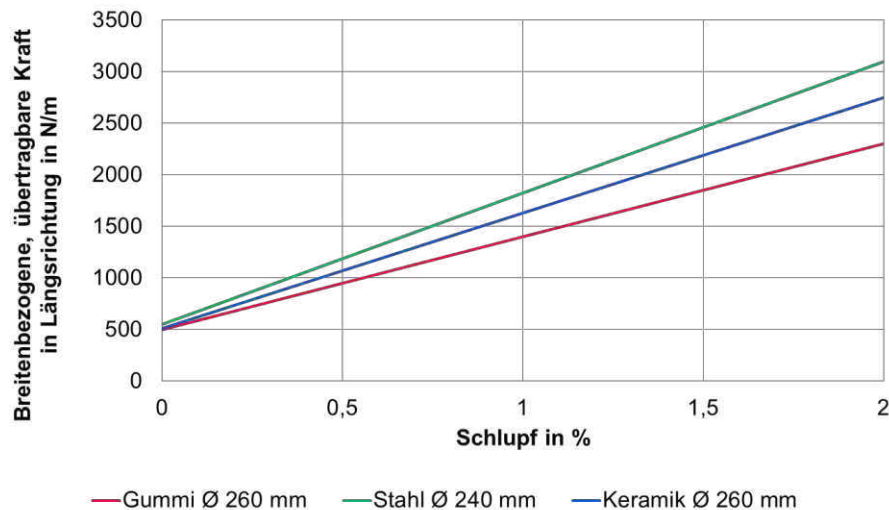
Bei gleichen Umgebungsbedingungen und angetriebenen Tragrollen mit Stahlbeschichtung ist zu erkennen, dass bei Erhöhung der Auflast bei konstantem Schlupf mehr Kraft in den Gurt übertragbar ist. Ebenfalls ist zu erkennen, dass bei steigendem Schlupf und konstanter Auflast die übertragbare Kraft ansteigt. Die maximale, übertragbare Kraft ist auf der einen Seite durch die Leistungsfähigkeit des verwendeten Motors begrenzt und auf der anderen Seite durch die Reibpaarung zwischen Gurt und angetriebener Tragrolle. Durch das viskoelastische Verhalten des Gurtgummis ist zur Übertragung von Kraft eine Mischung aus Haft- und Gleitreibung notwendig. Durch die Schlupferhöhung wird der Anteil der Gleitreibung erhöht. Dies ist allerdings nicht beliebig fortführbar, sondern führt bei der Überschreitung eines spezifischen Schlupfwerts (materialabhängig) zu einem Abfall der übertragbaren Kraft. Dieser Punkt ist allerdings mit den verwendeten Funktionsmustern aufgrund der limitierenden Motorleistung von 6,4 kW nicht in den Messreihen abbildbar.



**Abbildung 19: Verschiedene Rollenbeschichtungen (Links: Keramik ø260mm, Mitte: Gummi ø260mm, Rechts: Stahl ø240mm)**

Neben der Validierung der Kraftübertragung von angetriebenen Tragrollen in Abhängigkeit der Auflast und des Schlupfwertes, wurde ebenfalls die Kraftübertragung in Abhängigkeit verschiedener Beschichtungsmaterialien untersucht. In der Abbildung

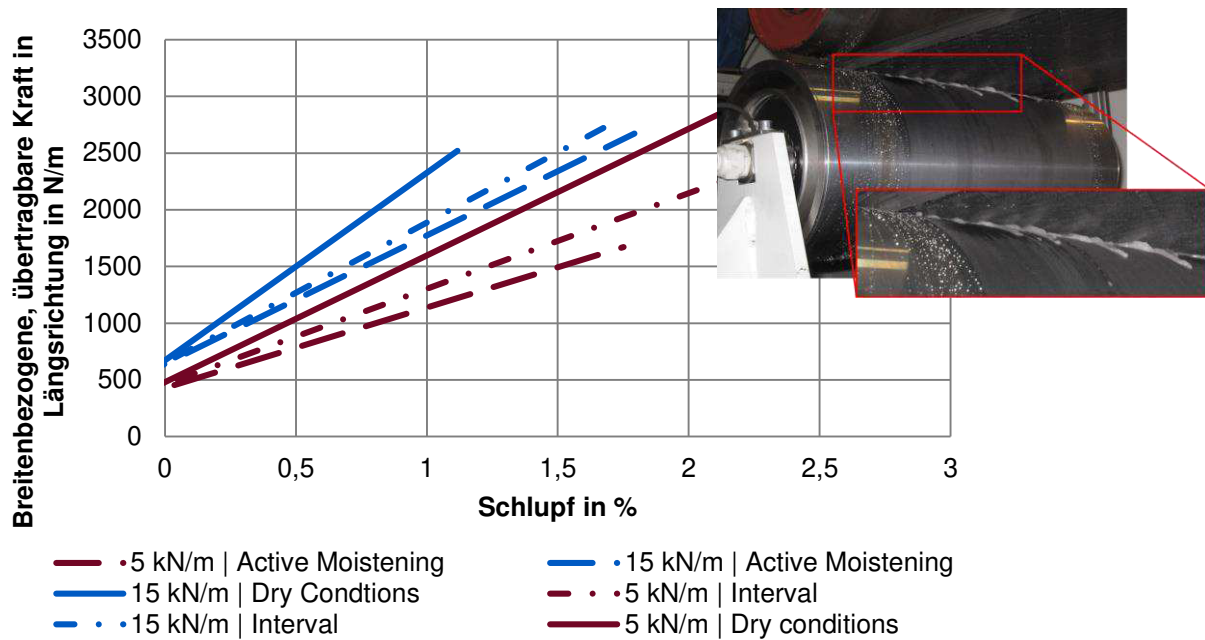
19 sind die angetriebenen Tragrollen mit den drei untersuchten Beschichtungen dargestellt. Von links nach rechts in der Abbildung ist die Keramikbeschichtung, die Gummibeschichtung sowie die blanke Stahlrolle gezeigt.



**Abbildung 20: Übertragbare Kraft in Abhängigkeit von Schlupf für unterschiedliche Beschichtungen**

In der Abbildung 20 sind die Messergebnisse für diese unterschiedlichen Beschichtungsmaterialien für die Kraftübertragungsfunktion dargestellt. Diese Messreihen sind mit einer konstanten Auflast durchgeführt worden. Es ist zu erkennen, dass die Gummibeschichtung für die Kraftübertragung weniger geeignet ist als die anderen beiden. Dies liegt daran, dass im Antriebsfall sowohl der Gurt als auch die Beschichtung durch die viskose Eigenschaft des Kautschuks verformt werden. Zum einen geht durch diese Verformung Kraft für den Antrieb des Gurtes verloren und zum anderen ist der Reibpaarungskoeffizient von Gummi zu Gummi in diesem Fall kleiner als bei den anderen Reibpaarungen. Bei dem Vergleich zwischen Keramik und blankem Stahl ist zu berücksichtigen, dass der Durchmesser der Stahlrolle 20 Millimeter kleiner ist als bei der keramikbeschichteten Rolle. Durch diesen kleineren Radius erfolgt bei gleicher Ausgangssituation eine stärkere Einpressung der angetriebenen Tragrolle in den Gurt. Hierdurch erhöht sich der Kontaktwinkel und infolge dessen ebenfalls die Kontaktfläche. Bei einer Korrektur dieser Einflussgrößen ist zu erkennen, dass die Kraftübertragungsverhalten bei trockenen Witterungsbedingungen von Keramik- und Stahlrollen vergleichbar sind.

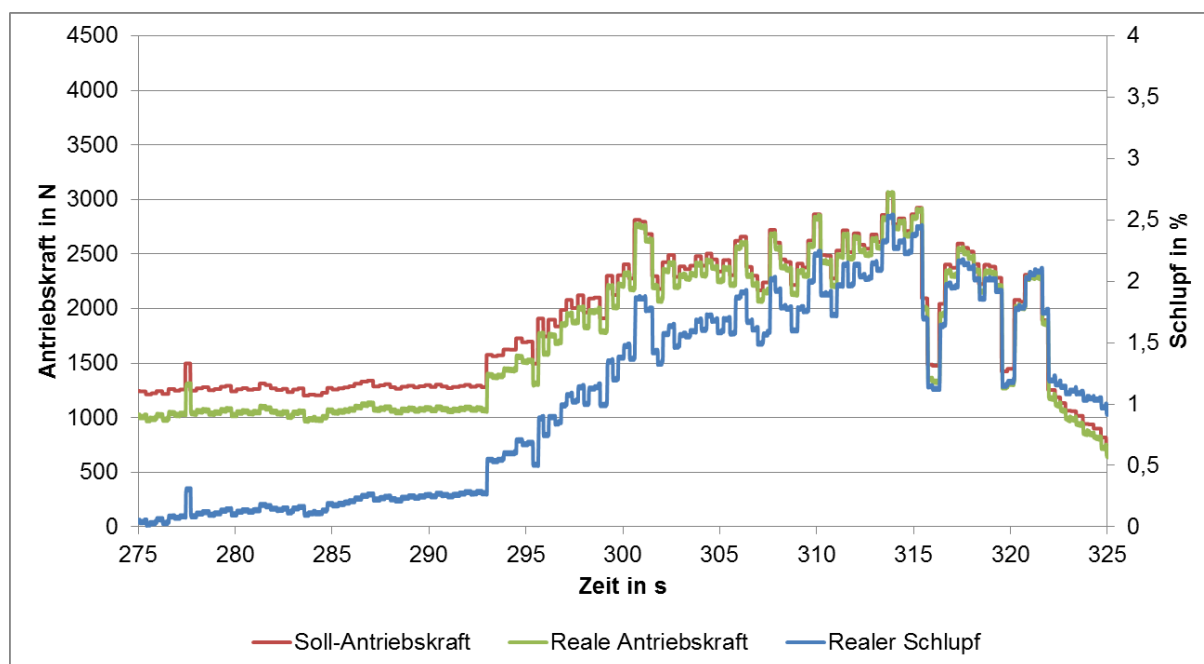




**Abbildung 21: Einfluss von Feuchtigkeit auf das Kraftübertragungsverhalten**

Neben der Untersuchung der Kraftübertragungsverhalten im trockenen Zustand ist ebenfalls der Einfluss von Feuchtigkeit betrachtet worden. In der Abbildung 21 ist hierzu der Verlauf für die Kraftübertragung einer blanken Stahlrolle für zwei Auflastsituationen für unterschiedliche Bewetterungszustände dargestellt. Es ist zu erkennen, dass Feuchtigkeit im Kontaktbereich zu gemindertem Kraftübertragungsverhalten führen. Dies ist bei der späteren Auslegung von Gurtförderanlagen mit angetriebenen Tragrollen zu berücksichtigen und dementsprechend durch eine erhöhte Anzahl an angetriebenen Tragrollen zu kompensieren.

Die Validierung des Steuerungskonzepts im Rahmen der Simulation hat gezeigt, dass bei erhöhter Anzahl an dezentralen Steuerungseinheiten das entwickelte Steuerungskonzept weiterhin anwendbar ist und die Soll-Geschwindigkeit des Fördergurtes am Anlagenkopf konstant hält. Ebenfalls bei schwankenden Eingangsparametern für die Anlage, wie beispielsweise eine Veränderung in der Beladung, konnte erfolgreich abgebildet werden. In der nachstehenden Abbildung 22 ist für eine simulierte, angetriebene Tragrolle der Vergleich zwischen Soll-Antriebskraft und real eingebrachter Antriebskraft dargestellt. Außerdem ist auf der sekundären Ordinatenachse der realisierte Schlupfwert abgebildet.

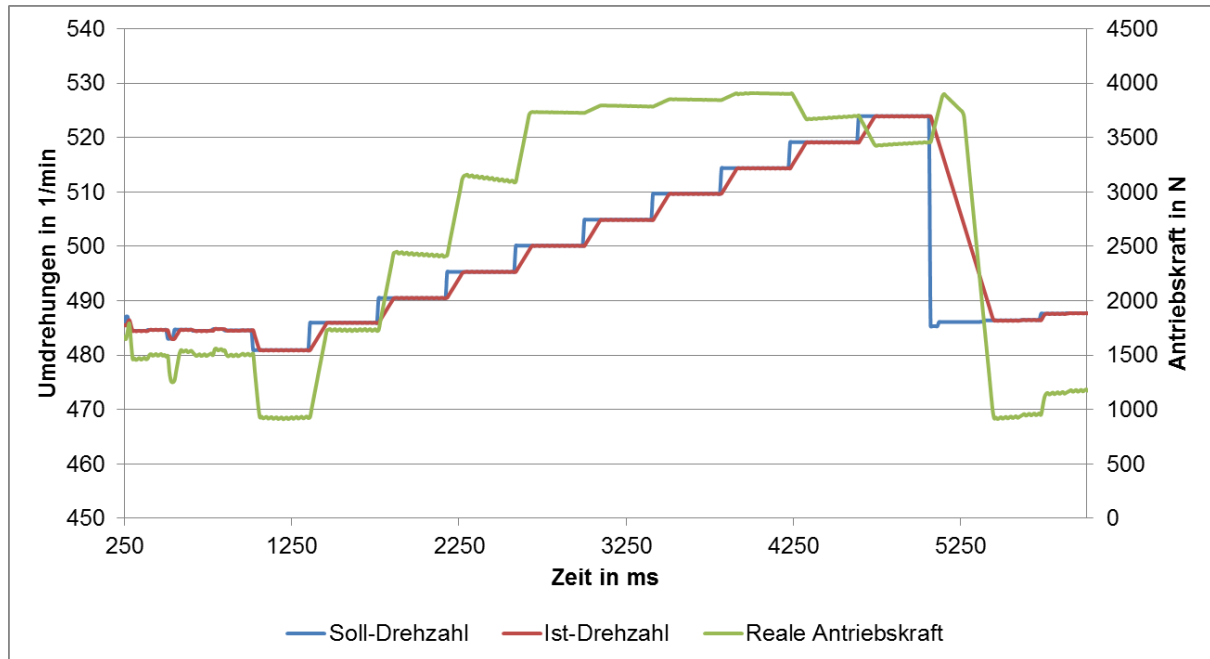


**Abbildung 22: Validierung der Soll- / Ist-Antriebskraft aus der Simulation**

Es ist zu erkennen, dass durch eine Veränderung der Umwelteinflüsse auf die dargestellte Tragrolle zwischen 290 und 295 Sekunden die benötigte Soll-Antriebskraft steigt. Entsprechend der simulierten Motorcharakteristik erfolgt eine Anpassung der realen Antriebskraft. Dies führt, gemäß dem gemessenen und hinterlegten Kraftübertragungsverhalten, zu einer Erhöhung des Schlupfwerts.

In der Abbildung 23 ist der Verlauf einer simulierten Messung zur Bestimmung der aktuellen Kraftübertragungsfunktion dargestellt. Hierzu sind zum einen die Soll- und Ist-Drehzahlwerte abgetragen und zusätzlich auf der Sekundärachse die resultierenden Antriebskräfte.

Insgesamt wurden 10 verschiedene Schlupfwerte angefahren und entsprechend ihrer übertragbaren Antriebskraft untersucht. Es ist zu erkennen, die angetriebene Tragrolle aus dem Zustand des Antriebs in den Zustand der Kraftübertragungsmessung bei etwa 1.000 Sekunden wechselt. Der erste Schlupfwert liegt hierbei unterhalb der zum Antrieb genutzten Geschwindigkeitsdifferenz. Deswegen ist ein Einbruch der Antriebskraft zu erkennen. Durch eine sukzessive Erhöhung des Schlupfs ist zu erkennen, dass die Steigerung der übertragbaren Kraft rückläufig ist und in den letzten beiden Messzyklen die übertragbare Antriebskraft sogar abnimmt.



**Abbildung 23: Validierung des Betriebszustands zur Messung der Kraftübertragungsfunktion aus der Simulation**

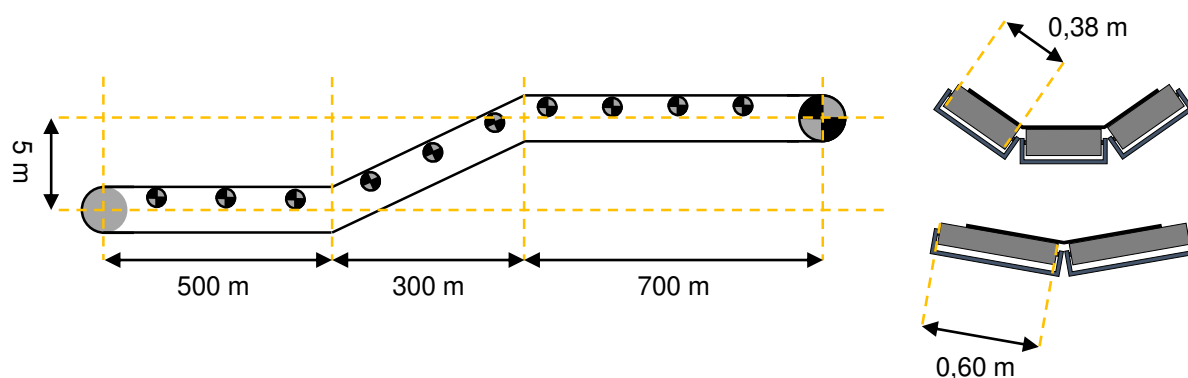
### 3.8. Übertrag der Ergebnisse auf den Praxiseinsatz

Neben der adäquat aufbereiteten Verteilung der Forschungsergebnisse am Ende des Forschungsvorhabens ist der zentrale Aspekt dieses Arbeitspakets die Erstellung eines Optimierungsmodells zur Bestimmung von Einsatzmöglichkeiten von angetriebenen Tragrollen in bestehenden oder in der Planung befindlichen Anlagen. Hierbei wird ebenfalls ein besonderes Augenmerk auf die Entwicklung einer Kosten-Nutzen-Analyse zur monetären Bewertung der Einsatzfähigkeit von angetriebenen Tragrollen gelegt.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde zum einen die grundlegende Eignung von angetriebenen Tragrollen als neuartiges Antriebskonzept gezeigt sowie ein dezentrales Steuerungskonzept zur optimierten Koordination und Ansteuerung dieser Antriebe entwickelt. Für den Transfer in die Wirtschaft ist neben diesem Machbarkeitsnachweis allerdings der wirtschaftliche Nutzen für den Einsatz von angetriebenen Tragrollen essentiell. Hierzu wurde über die Anforderungen gemäß dem zugrundeliegenden Arbeitsplan hinaus die Entwicklung und Implementierung eines Optimierungsmodells realisiert, welches Auskunft über den optimalen Einsatz dieser Technologie für eine individuelle Gurtförderanlage liefert.

Hierzu wurden monetäre Zusammenhänge zwischen den einzelnen Komponenten wie bspw. Kopfantrieb, angetriebene Tragrollen, Gurt aber auch Energiebedarf erarbeitet. Auf dieser Grundlage ist ein Benutzer in der Lage eine vorhandene oder zu erstellende Gurtförderanlage hinsichtlich eines kostenoptimierten Antriebskonzepts zu bewerten. Bei der Kostenbewertung besteht die Auswahlmöglichkeit zwischen Investitionskosten sowie Investitionskosten und laufenden Kosten für einen definierten Zeitraum zur Verfügung. Als Ergebnis hält der Benutzer die Information wie der Kopfantrieb hinsichtlich der benötigten Leistung zu dimensionieren ist und ob bzw. wie viele angetriebene Tragrollen eingesetzt werden sollten.

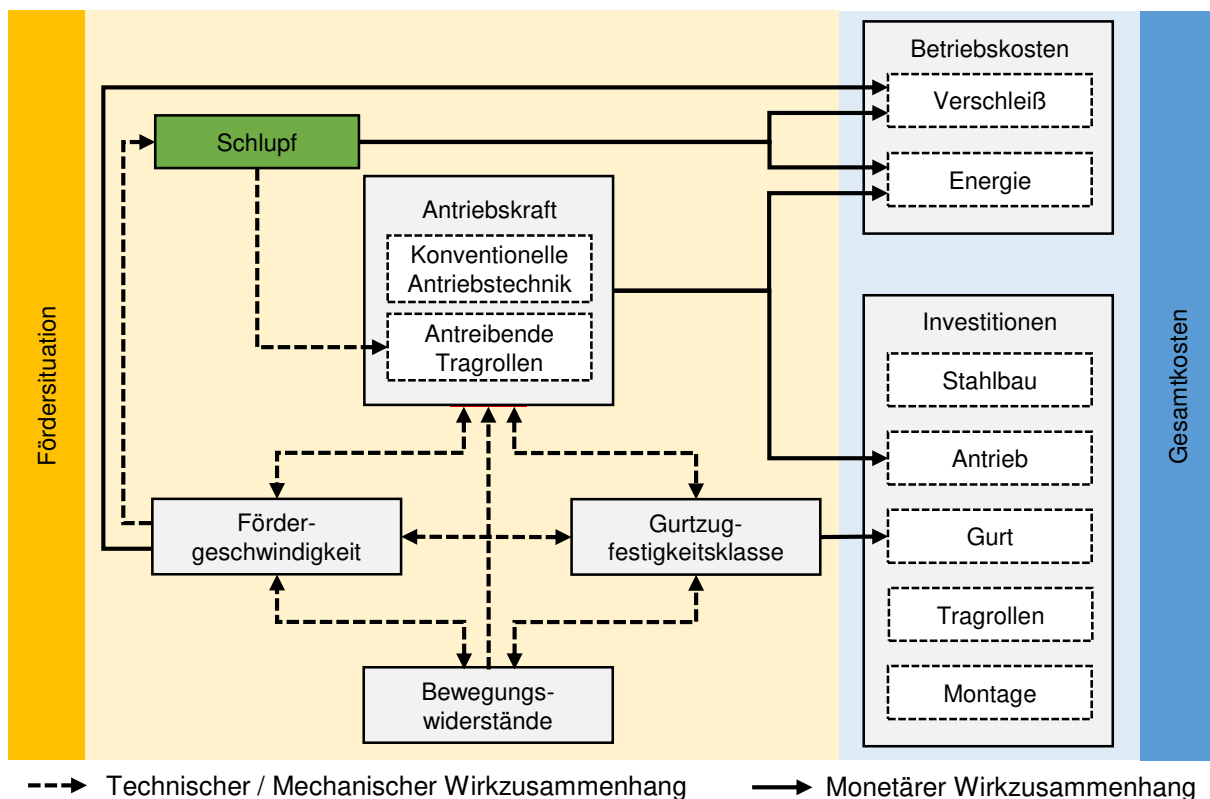
Außerdem sehen die entwickelten und hinterlegten Berechnungsformeln eine frei erweiterbare Datenbasis vor. So ist es einem entsprechenden Endanwender möglich eigene Werte für die Berechnung zu hinterlegen (bspw. notwendige Sicherheitsfaktoren, neue bzw. zusätzliche Schüttgutparameter oder Spezifikationen der angetriebenen Tragrollen). Diese Variabilität der zu Grunde liegenden Datenbasis ist vor allem auch für die Kosten der Einzelkomponenten vorgesehen. Somit können Preisschwankungen in der Zukunft leicht durch eine Erweiterung bzw. Anpassung der Datenbasis berücksichtigt werden.



**Abbildung 24: Referenzanlage**

Gemeinsam mit dem projektbegleitenden Ausschuss wurde eine Referenzanlage erarbeitet, für welche der wirtschaftliche Nutzen von angetriebenen Tragrollen validiert werden soll. In Abbildung 24 ist diese Referenzanlage im Höhenprofil so wie im Schnitt orthogonal zur Förderrichtung gezeigt. Insgesamt wird mit dieser Anlage eine Förderdistanz von 1.500 Metern überbrückt. Die Anlage lässt sich in drei topologische Abschnitte teilen, wobei der erste und der letzte Abschnitt ohne Steigung verlaufen.

Der mittlere Abschnitt besitzt eine Steigung von 5 Metern auf eine Abschnittslänge von 300 Metern. Der erste Abschnitt ist 500 Meter lang und der dritte Abschnitt 700. Die Anlage ist für den Transport von Eisenerz mit einer Förderkapazität von 2.000 Tonne pro Stunde ausgelegt. Im Obertrum besitzt die Anlage eine dreiteilige Tragrollenstation, wobei im Falle einer angetriebenen Tragrolle die mittlere, konventionelle Tragrolle durch eine angetriebene Variante ersetzt werden würde. Die Tragrollen besitzen eine Länge von 380 Millimetern. Im Untertrum werden keine antreibenden Tragrollen eingesetzt. Hier wird eine konventionelle zweiteilige Tragrollenstation mit 600 Millimetern langen Tragrollen verwendet. Als Fördergurt kommt eine 1.000 Millimeter breiter Gurt der Festigkeitsklasse St1000 zum Einsatz.

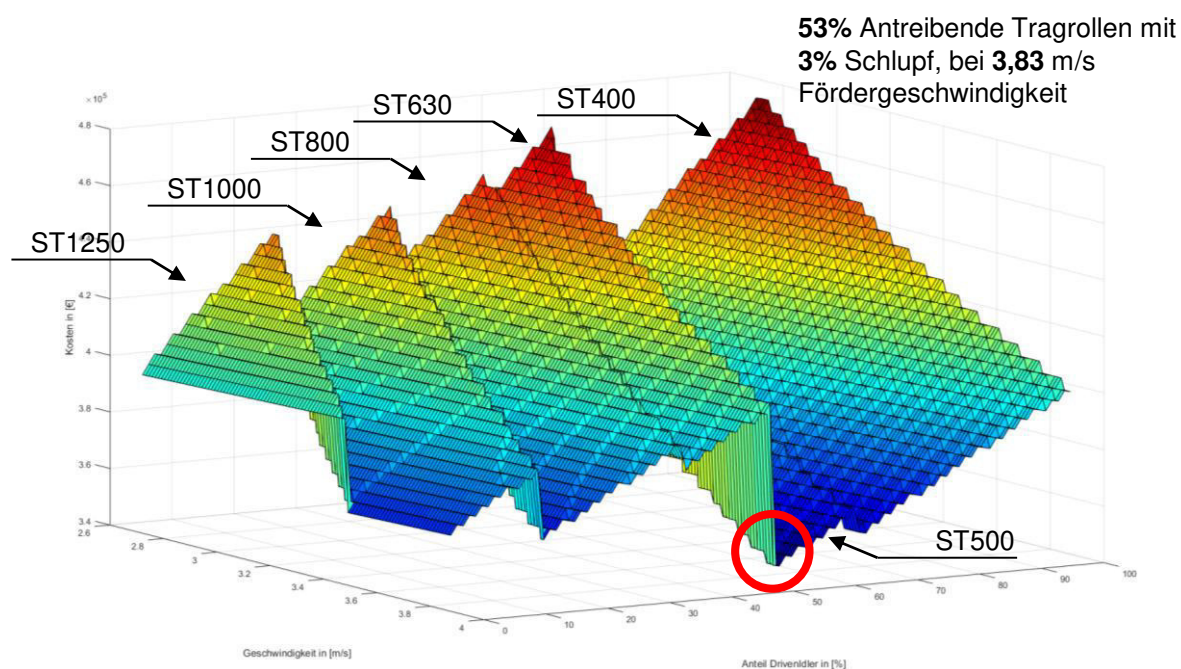


**Abbildung 25: Wirkzusammenhänge**

Für die Optimierung der Kosten in Abhängigkeit des gewählten Antriebskonzepts ist es zwingend notwendig, die existierenden Wirkzusammenhänge zwischen technischen bzw. mechanischen Aspekten sowie deren Auswirkungen auf die monetären Aspekte zu kennen und entsprechend abzubilden. Zur Vereinfachung der Komplexität werden für die Kosten lediglich die resultierenden Kosten für die Antriebstechnik bestehend aus Kopfantrieb und angetriebenen Tragrollen sowie die

Kosten für den Fördergurt berücksichtigt. Die Annahme über die vernachlässigbar geringen Auswirkungen der Variation der mechanischen Parameter auf weitere Teilkosten ist durch den projektbegleitenden Ausschuss bestätigt worden.

In der Abbildung 25 sind die berücksichtigten Wirkzusammenhänge aufgeführt. Die Wechselwirkungen zwischen den mechanischen Komponenten basiert auf der Norm zur Auslegung von Gurtförderanlagen (DIN 22101). Diese Wirkzusammenhänge sind um die, in diesem Forschungsvorhaben gewonnenen, Erkenntnisse zum Antriebsverhalten von angetriebenen Tragrollen erweitert worden. Neben den Investitionen zur Erstellung der Gurtförderanlage berücksichtigt das Optimierungssystem die Betriebskosten über eine vorgegebene Einsatzdauer. Die ausschlaggebenden Kostentreiber stellen in diesem Zusammenhang die Energiekosten und die Kosten für Instandhaltung dar. Als Variablen für das Optimierungsmodell sind der mittlere benötigte Schlupfwert, die Anzahl an eingesetzten angetriebenen Tragrollen sowie die Gurt- bzw. Fördergeschwindigkeit definiert. Die Förderleistung wird als konstant angenommen.



**Abbildung 26: Ergebnis der Kostenoptimierung**

In der Abbildung 26 ist das Ergebnis einer Optimierung dargestellt. Die dreidimensionale Oberfläche gibt die entstehenden Investitionen in Abhängigkeit der Gurtgeschwindigkeit sowie der Anzahl an eingesetzten angetriebenen Tragrollen an.

Der Schlupfwert ist für diese Oberfläche konstant bei 3 Prozent. Die sägezahnähnliche Form resultiert aus den verschiedenen Gurtzugfestigkeitsklassen der einsetzbaren Gurte. Durch die Reduktion der Gurtzugfestigkeiten kann zum einen der Investitionsbedarf reduziert werden als auch das Gewicht des Gurtes. Durch die Gewichtsreduktion wird ebenfalls die benötigte Antriebskraft reduziert. Für das angeführte Beispiel ergibt sich als Optimum die Deckung der insgesamt benötigten Antriebskraft durch 53% angetriebene Tragrollen und 47% Kopfantrieb. Die angetriebenen Tragrollen werden bei 3% Schlupf betrieben und die Gurtgeschwindigkeit ist im Vergleich zur ursprünglichen Anlagenauslegung durch das Unternehmen TAKRAF aus dem projektbegleitenden Ausschuss von 3 Metern pro Sekunde auf 3,83 Meter pro Sekunde erhöht worden. Als Gurtzugfestigkeit kann durch die veränderten mechanischen Beanspruchungen die Klasse ST500 gewählt werden.





#### **4. Zusammenfassung und Ausblick**

In dem vorliegenden Forschungsvorhaben sind angetriebene Tragrollen als alternatives Antriebskonzept für Gurtförderanlagen im Berg- und Tagebau betrachtet worden. Hierzu wurde zum einen das Kraftübertragungsverhalten von diesem Antriebskonzept hinsichtlich der Parameter Auflast, Schlupf, Rollenbeschichtung und Witterungseinfluss untersucht. Durch die durchgeführten Versuche konnte eine Abhängigkeit der Kraftübertragungsfunktion von den einzelnen Parametern identifiziert werden und als Grundlage für eine spezifischen Beschreibung der Zusammenhänge genutzt werden.

Zum anderen wurde im Rahmen dieses Vorhabens ein dezentrales und skalierbares Steuerungskonzept erarbeitet. Dieses Steuerungskonzept nutzt zur Komplexitätsreduktion das Nachbarschaftsprinzip. Also die stärkere Berücksichtigung von anderen dezentralen Steuerungen, welche eine größere Näh zur betrachteten Steuerung aufweist. Somit kann eine Entkopplung von weitentfernten Steuerungen erreicht werden und somit der Kommunikationsbedarf zur Konsensfindung drastisch reduziert werden.

Aus den Eigenschaften der Kraftübertragungsfunktion wurden notwendige Informationen zur Ansteuerung der angetriebenen Tragrollen im Betrieb abgeleitet und dementsprechend drei notwendige Betriebszustände identifiziert. Für den ordnungsgemäßen und zielgerichteten Betrieb von angetriebenen Tragrollen werden zum einen die lokale Gurtgeschwindigkeit und zum anderen die individuelle Kraftübertragungsfunktion benötigt. Nur mit diesen Informationen ist es möglich den Motor der angetriebenen Tragrollen derart zu parametrieren, dass die benötigte Antriebskraft in den Gurt übertragen wird.

Das erarbeitete Steuerungskonzept übernimmt somit nicht nur die Aufgabe, die benötigte Antriebskraft zwischen den dezentralen Einheiten zu verteilen, sondern auch die Betriebszustände für die Informationsbeschaffung zu verteilen. Hierbei ist es wichtig, dass die Messung der lokalen Gurtgeschwindigkeit durchgehend durchgeführt wird, weil dies die Grundlage für die Einstellung des Schlupfwertes bildet.

Aufbauend auf der Validierung der Kraftübertragungsfunktionen wurde das entwickelte Steuerungskonzept als erstes im modifizierten Prüfstand validiert. Hierbei wurden fünf angetriebene Tragrollen dazu verwendet bei variierter Auflast den Fördergurt gegen den Widerstand eines Bremsmotors anzutreiben. In diesem Versuch wurde gezeigt, dass das Steuerungskonzept in der Lage ist auf variierende Umgebungseinflüsse zu reagieren und die Ist-Geschwindigkeit am Anlagenkopf konstant auf der Soll-Geschwindigkeit zu halten.

Über die Validierung am Prüfstand hinaus wurde im Rahmen einer Simulation gezeigt, dass das Steuerungskonzept ebenfalls verlässlich in der Lage ist auch eine Vielzahl von angetriebenen Tragrollen zu koordinieren. Es ist somit der Nachweis erbracht worden, dass das Steuerungskonzept hinsichtlich der eingebundenen dezentralen Steuerungseinheiten frei skalierbar ist.

Neben der Entwicklung des neuartigen Antriebskonzepts wurde auch dessen wirtschaftliche Relevanz untersucht. Hierzu wurde ein Optimierungsmodell entwickelt, welches für eine gegebene Fördersituation das unter monetären Aspekten optimierte Antriebskonzept auswählt. In die Optimierung gehen sowohl die notwendigen Investitionen für die Erstellung einer entsprechenden Anlage als auch die über einen definierten Zeitraum anfallende Betriebskosten ein. Für das Optimierungsmodell wurden die technischen, monetären und technisch-monetären Zusammenhänge mathematisch beschrieben. Als geeignete Optimierungsvariablen wurde in Zusammenarbeit mit dem projektbegleitenden Ausschuss die Fördergeschwindigkeit, die Anzahl an eingesetzten angetriebenen Tragrollen sowie der verwendete mittlere Schlupf ausgewählt.

Es wurde somit gezeigt, dass die angetriebene Tragrolle unter Verwendung eines dezentralen Steuerungskonzepts für den Einsatz in Gurtförderanlagen nutzbar ist. Darüber hinaus wurde eine Bewertungsmethode implementiert, mit welcher der wirtschaftliche Nutzen eines Einsatzes dieser neuen Technologie bewertet werden kann.

Die Erreichung der einzelnen Teilziele je Arbeitspaket sind nachfolgend aufgelistet und bei Abweichungen in der Zielerreichung entsprechend begründet:

- Ziel des Arbeitspaketes 1 ist die Analyse und Festlegung von Anforderungen an Gurtförderanlagen, welche mittels angetriebener Tragrollen betrieben werden sollen sowie die erste mechanische Auslegung eines Antriebsstrangs.
  - Dieses Ziel wurde voll erfüllt.
- Ziel des Arbeitspaketes 2 ist es gemäß den Erkenntnissen aus Arbeitspaket 1 mögliche Motorkonzepte zu entwickeln. Anschließend erfolgt eine Bewertung der einzelnen Konzepte und eine Auswahl zur Umsetzung für den Betrieb im Prüfstand.
  - Dieses Ziel wurde voll erfüllt.
- Ziel des Arbeitspaketes 3 ist die Entwicklung einer dezentralen, steuerungstechnischen Architektur zur Steuerung von beliebig vielen angetriebenen Tragrollen in einer Gurtförderanlage.
  - Dieses Ziel wurde voll erfüllt.
- Ziel des Arbeitspaketes 4 ist die Anpassung eines am Institut vorhandenen Prüfstands zur Durchführung von Messreihen und anschließenden Validierung.
  - Dieses Ziel wurde voll erfüllt.
- Ziel des Arbeitspaketes 5 ist der Aufbau eines Funktionsmusters der angetriebenen Tragrolle bestehend aus Antriebsstrang (Motor, Getriebe, Rolle) und Steuerung (Dezentrale Steuerung, Frequenzumrichter).
  - Dieses Ziel wurde voll erfüllt. Zusätzlich wurde die Antriebsvariante mit internem Motor der Artur Küpper GmbH für die Integration in den Prüfstand ertüchtigt.
- Ziel des Arbeitspaketes 6 ist der Aufbau eines Hardware-in-the-Loop Prüfstands zur anschließenden Validierung von Hard- und Software.
  - Dieses Ziel wurde im Projektverlauf geändert. Durch die beschriebenen technischen Schwierigkeiten wurde nach Absprache mit dem projektbegleiteten Ausschuss die Validierung der Steuerungen in einem Software-in-the-Loop Prüfstand realisiert. Dieses neue Ziel wurde voll erfüllt.
- Ziel des Arbeitspaketes 7 ist die Validierung der angetriebenen Tragrollen hinsichtlich des Kraftübertragungs- und Schlupfverhaltens am modifizierten

Prüfstand. Außerdem soll das entwickelte Steuerungskonzept hinsichtlich Funktionalität und Stabilität validiert werden.

- Dieses Ziel wurde voll erfüllt.
- Ziel des Arbeitspaketes 8 ist der Übertrag der Ergebnisse des Forschungsvorhabens in die industrielle Praxis.
  - Dieses Ziel wurde voll erfüllt. Über die Zusammenfassung und Aufbereitung der Ergebnisse für die industrielle Praxis hinaus wurde ein Optimierungsmodell erarbeitet, welches die kostenoptimierte Auswahl eines Antriebskonzepts ermöglicht.

Im Anschluss an dieses Forschungsvorhaben sollten das weiter Vorgehen darauf hinauslaufen, dass die Technologie in einem Feldversuch in größerem Maßstab validiert werden kann. Hierzu wird angestrebt eine Förderdistanz von 100 bis 200 Metern zu implementieren. Durch so eine Förderanlage kann untersucht werden, wie die angetriebenen Tragrollen außerhalb des Labormaßstabs unter realen Witterungsbedingungen funktionieren. Außerdem kann mit einem solchen Nachweis der Transfer der Technologie in die praktische Anwendung deutlich vereinfacht und beschleunigt werden.

Neben der weiterführenden Validierung ist es für Anlagenhersteller und -Betreiber wichtig, dass die gewonnenen Erkenntnisse derart aufbereitet werden, dass eine Berücksichtigung bei der Anlagenauslegung erfolgen kann. Hierzu ist eine weiterreichende Beschreibung der Wirkzusammenhänge und eine Ableitung allgemeingültiger Designvorschriften für Gurtförderanlagen erarbeitet und validiert werden. Das Ziel sollte es sein, dieses neue Antriebskonzept derart aufzubereiten, dass es in Zusammenhang mit der DIN 22101 dazu genutzt werden kann Gurtförderanlagen auszulegen.

Um diese weiteren Ziele zu erreichen, werden gemeinsam mit Industriepartnern neue Forschungsvorhaben initialisiert.

## 5. Verwendung der Zuwendungen

Nachstehend ist die Verwendung der Fördermittel entsprechend ihres Verwendungszwecks zusammengefasst.

Für Personal der Kategorie A.1 sind insgesamt rund 148.400 € genutzt worden. Die entspricht einer Bearbeitungszeit von 29 Personenmonaten. In der nachstehende Tabelle 4 sind die Kosten sowie der Personenmonate auf die einzelnen Projektjahre verteilt.

**Tabelle 4: wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.1 des Finanzierungsplans)**

Personalausgaben	Aufteilung auf Projektlaufzeit			Summe
	2016	2017	2018	
Wiss.-techn. Personal (Personenmonate)	6	12	11	29
Wiss.-techn. Personal (Personalkosten)	29.635,32	61.332,92	57.402,84	148.371,08

Gemäß dem Einzelansatz B sind in der Projektlaufzeit eine Steuerung vom Typ Crio der Firma National Instruments sowie fünf Servo-Kompaktmotoren samt Zubehör der Firma Lenze gekauft worden. Kosten sowie Zeitpunkt der Beschaffung sind in der nachstehenden Tabelle 5 aufgeführt.

**Tabelle 5: Geräte (Einzelansatz B des Finanzierungsplans)**

Geräteausgaben	Aufteilung auf Projektlaufzeit			Summe
	2016	2017	2018	
National Instruments	5.703,46	0,00	0,00	5.703,46
Lenze	6.766,78	0,00	24.343,09	31.109,87
				36.813,33

Zur Untersuchung der Auswirkung von unterschiedlichen Beschichtungen der antreibenden Tragrollen, wurde als Leistung Dritter durch die Firma Rema TipTop mehrere Rollen verschiedenartig beschichtet. In Tabelle 6 sind die hierfür entstandenen Gesamtkosten dargestellt.

**Tabelle 6: Leistungen Dritter (Einzelansatz C des Finanzierungsplans)**

<b>Ausgaben für Leistung Dritter</b>	<b>01.05.2016 – 30.11.2018</b>
Beschichtung von Rollen	1.526,77 €

## **6. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeiten**

Zur Erreichung des Forschungsziels, der Entwicklung eines neuartigen Antriebskonzepts für Gurtfördersysteme auf Basis von angetriebenen Tragrollen, sind insgesamt drei Teilziele von besonderer Relevanz. Die Entwicklung des eigentlichen Antriebs gliedert sich hierbei in die zwei Teilziel des mechanischen Aufbaus eine Funktionsmuster und der Entwicklung der dezentralen Steuerung. Als drittes Teilziel ist dann die Validierung am Prüfstand zu sehen.

Zur Erreichung des ersten Teilziels war es notwendig in Koordination mit dem projektbegleitenden Ausschuss Anforderungen an dieses neuartige Antriebskonzept zu definieren und dementsprechend die mechanische Auslegung für das Funktionsmuster vorzubereiten. Beim Aufbau und der Erprobung wurden neben dem entwickelten Funktionsmuster mit extern angeschlossenem Motor auch verschiedene Prototypen von angetriebenen Tragrollen mit innenliegendem Motor berücksichtigt, welche parallel von einem Projektpartner entwickelt wurden.

Zur Erreichung des zweiten Teilziels, der dezentralen Steuerung, wurden ebenfalls gemäß den Anforderungen des projektbegleitenden Ausschusses Spezifikationen für die Steuerung erarbeitet. Hinzugezogen wurden darüber hinaus die Erkenntnisse aus den Vorversuchen hinsichtlich Kraftübertragungsverhalten sowie ein eigenes Patent zur dezentralen Steuerung. Zur Sicherstellung eines robusten und zu gleich skalierbaren Steuerungskonzepts wurde eine dezentrale Steuerungsarchitektur gewählt. Diese reduziert durch die Verwendung eines Nachbarschaftssystems die Kommunikations- und Koordinationskomplexität ohne die Flexibilität einzuschränken.

Das dritte Teilziel gliederte sich in zwei Bereiche. Zum einen war es essentiell notwendig das Kraftübertragungsverhalten von angetriebenen Tragrollen zu untersuchen. Hierzu wurde ein Gurtumlaufprüfstand derart ertüchtigt, sodass dieser insgesamt fünf angetriebene Tragrollen aufnehmen konnte. Durch einstellbare Auflast auf den angetriebenen Tragrollen sowie variierbarem Gurtdurchhang konnten verschiedene Betriebszustände abgebildet werden. Insgesamt wurden verschiedene Rollendurchmesser, Beschichtungen sowie Witterungszustände untersucht. Zum anderen diente der Prüfstand zur Validierung der dezentralen Steuerung. So wurden

sowohl die unterschiedlichen Betriebszustände von angetriebenen Tragrollen validiert als auch die Kooperation und Koordination zwischen verschiedenen Steuerungen bei variierenden Umgebungsbedingungen.

Über diese drei Teilziele hinaus wurden ein Berechnungs- und Optimierungswerkzeug entwickelt, welches die Einsatzeignung dieses neuartigen Antriebskonzept für unterschiedlichen Gurtförderanlagen auf Basis eines monetären Vergleichs zu konventioneller Antriebstechnik ermöglicht. Dieses Werkzeug dient vor allem dazu, fundiert die Einsatzvorteile von angetriebenen Tragrollen für die Wirtschaft aufzubereiten und somit den Übertrag der Erkenntnisse aus der Forschung in die Wirtschaft zu erleichtern.



## **7. Wissenschaftlich-technischer und wirtschaftlicher Nutzen**

Durch die geleisteten Arbeiten in diesem Forschungsvorhaben wurde ein Nachweis über die grundsätzliche Eignung von angetriebenen Tragrollen als alternatives Antriebskonzept erbracht. Hierzu gehört zum einen der Nachweis über die übertragbaren Kräfte sowie die Identifikation von Einflussparametern mitsamt der Qualifizierung ihrer Auswirkung auf die Kraftübertragung. Unternehmen können somit auf Parameterempfehlungen bei der Auslegung von angetriebenen Tragrollen zurückgreifen. Der Projektpartner Artur Küpper GmbH (KMU) hat diese Erkenntnisse parallel zur Projektlaufzeit genutzt, um verschiedene Prototypen aufzubauen. Diese Prototypen wurden im Rahmen des Projekts ebenfalls hinsichtlich ihrer Einsatzfähigkeit geprüft. Neben der technischen Darlegung der Machbarkeit des Antriebskonzepts ist ein wichtiges Ergebnis dieses Vorhabens die Sensibilisierung der gesamten Bergbaufördertechnik-Branche für diese Antriebsalternative. Durch den Nachweis der Machbarkeit und die Publizierung dieser Ergebnisse auf branchenrelevanten Konferenzen konnten sowohl Anlagenbauern als auch -Betreibern die Vorteile dieses Konzepts dargelegt werden. Somit wurde durch die erzielten Ergebnisse in diesem Forschungsvorhaben kleinen und mittleren Unternehmen der Weg bereitet mit eigenen, auf diesem Vorhaben beruhenden Prototypen und Produkten an den Markt zu gehen. Durch die geschaffene Sensibilisierung des Marktes für diese neuen Produkte wird in Zukunft sowohl die Nachfrage als auch das Angebot wachsen.

Die konsequente Weiterführung der geleisteten Arbeiten in diesem Vorhaben zur Hebung der gezeigten Vorteile kann einen neuen Impuls für die Weiterentwicklung von Gurtförderanlagen bewirken. Dies hat einen direkten, positiven Einfluss auf den gesamten Wirtschaftszweig vom Komponentenhersteller bis zum Anlagenbetreiber.



## **8. Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft**

Neben der engen Zusammenarbeit mit dem projektbegleitenden Ausschuss und der daraus resultierenden Berücksichtigung von Fragestellungen aus der Wirtschaft bei der Projektbearbeitung wurden die Forschungsergebnisse in kleinen Arbeitstreffen bzw. Treffen mit dem gesamten projektbegleitenden Ausschuss mit der Wirtschaft geteilt. Darüber hinaus wurden durch die Teilnahme an Konferenzen bzw. durch Veröffentlichungen die gewonnenen Erkenntnisse einer breiten Masse von Wirtschafts- und Wissenschaftsvertretern zugänglich gemacht.

Aktuell werden auf der Grundlage dieses Forschungsvorhaben am Institut für Transport- und Automatisierungstechnik zwei Dissertationen angefertigt. Neben den durchgeführten Tätigkeiten zum Ergebnistransfer sind auf der Grundlage dieser entstehenden Dissertationen weitere Veröffentlichungen sowie Konferenzbeiträge geplant.

Neben der Bereitstellung von Informationen zu den gewonnenen Erkenntnissen aus diesem Vorhaben wird eine Fortführung der engen Kooperation mit den beteiligten Unternehmen angestrebt, um sowohl zu einer Wissensvermehrung seitens der Wirtschaft beizutragen als auch um noch offene bzw. nicht adressierte Fragestellungen im Kontext der angetriebenen Tragrollen zu bearbeiten.

Tabelle 7: Ergebnistransfer

Transfermaßnahme	Ziel / Beschreibung	Zeitraum
<b>Projektbegleitender Ausschuss (PA)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kick-Off Treffen</li> <li>• PA-Treffen 1</li> <li>• PA-Treffen 2</li> <li>• Abschlussveranstaltung</li> </ul>	2016 - 2019
<b>Vorstellung des Projektes und der Ergebnisse</b>	Beitrag im phi – Produktionstechnik Hannover informiert	2016
	Kolloquium "Symposium on Automated Systems and Technologies"	2017
	Beitrag im „logistics journal“	2018
	Fachtagung „Gurtförderer und ihre Elemente“, Haus der Technik	2018
	Fachtagung „Schüttguttechnik“	2018
	14. Fachkolloquium der wissenschaftlichen Gesellschaft für technische Logistik (WGTL)	2018
	13. International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation (ICBMH 2019) – (Abstract akzeptiert)	2019

## **9. Anhang zum Schlussbericht**

Eine Auswahl von Veröffentlichungen.

# **DEVELOPMENT OF AN ALTERNATIVE DRIVE CONCEPT FOR BELT CONVEYORS BY USING DRIVEN IDLERS**

Daniel Hötte, Lars Bindszus, Ludger Overmeyer

Leibniz Universität Hannover, Institut für Transport- und  
Automatisierungstechnik  
An der Universität 2  
30823 Garbsen, Germany  
daniel.hoette@ita.uni-hannover.de

## **ABSTRACT**

The idea of distributing power along the conveyor belt system has been around for a long time. Intermediate drives are nowadays realized by linear belt-on-belt or tripper drives. Both systems have technical or financial disadvantages due to high investment costs or an increased stress for the conveyor based on additional transfer points. An alternative drive concept is the application of driven idlers to realize a huge decrease of the maximum belt tension. Therefore, new concepts are necessary to control the large number of driven idlers.

## **INTRODUCTION**

Belt conveyor systems are the leading technology for the transportation of bulk materials over long distances. The capacity and length is mostly limited by the occurring belt tension, mainly caused by the bulk material or vertical route guidance. Due to the demand for longer conveying distances and higher mass flows, intermediate drives or high-strength steel cord belts with a strength of 10,000 N/mm can be used today [1]. High-strength steel cord belts are expensive and only shift the limiting factor for the conveyor design. As a new technology of drive concepts the Institute of Transport- and

Automation Technology (ITA) of the Leibniz Universität Hannover in Germany is doing research in the field of driven idlers [2]. Former investigations were performed in the 1970s, but were not followed up due to a lack of controlling possibilities in those times [3]. Nowadays, control technologies have become a basic equipment and offer a wide range of possibilities. The research performed at ITA is focussing on the transferable forces under different conditions as well as the development of control techniques and algorithm for up to a couple hundred cross-linked driven idlers. The advantage of driven idlers is not only to increase the distance of newly built conveyors, but also to increase the capacity of existing belt conveyor systems. BHP Billiton Limited (Australia) is looking for the most efficient way to increase the capacity of a bottleneck port conveyor. The installation time of additional driven idlers is expected to be way shorter than the installation time of a completely new main drive. Downtimes are reduced drastically and thus saving money. Therefore, BHP has installed a driven idler test device into the selected conveyor system to determine the maximum transferable forces and the required amount of additional drives under field conditions.

## **INTERMEDIATE DRIVES**

Driven idlers are an alternative drive concept and have to be compared with conventional intermediate drives. In figure 1 the belt tension for three intermediate drive concepts can be seen, compared to the occurring belt tension at a conventional conveyor system with only one head drive. At a conventional belt conveyor (1) the belt tension increases over the conveying length due to the weight of the belt itself and mainly the bulk material. The maximum belt tension occurs at the head of the conveyor and provides the basis for the construction of the conveyor belt.

There are two concepts of intermediate drives that have proven well in the past decades and became state of the art. On the one hand additional drive belts (2), also known as TT Drive, were used. On the other hand additional drive pulleys (3), also known as Tripper Drive, were used and have prevailed themselves as the leading technology of intermediate drives [4].

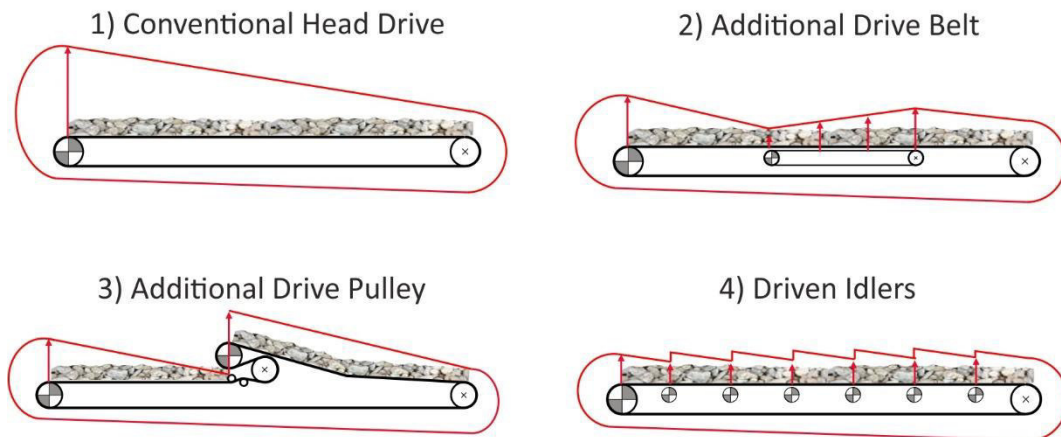


Figure 1: Belt Tension for different Drive Concepts

In comparison the idea of driven idlers (4) has two distinct advantages: At first the route guidance is not influenced and conventional idlers can be replaced easily. Secondly the belt tension can be reduced and equally distributed along the route. Furthermore driven idlers could especially be used in chosen sections of the conveyor, for example vertical curves, to secure the belt tension. The load sharing on the one hand is easier since you have many small drives that can be precisely adjusted, only have a small influence compared to a drive pulley and are evenly distributed, but on the other hand more complex because of the large number of drives along the conveyor that need to be matched and communicate with each other.

## INVESTIGATION ON FORCE TRANSMISSION

The main problem of driven idlers is the limited force transmission because of a small contact area between belt and idler. Hereby, several factors have a greater influence compared to conventional belt conveyors.

To evaluate the use of driven idlers it is necessary to know the transferable power in optimal as well as bad conditions. Subsequently the design of the conveyor system and the operating conditions of the driven idler can be improved. Therefore, multiple test series are performed at ITA, which are supposed to provide a comprehensive basis for the design of driven idlers.

Exemplary test results are shown in figure 2 to compare the transferable motor power  $P_{el}$  for different vertical loads  $F_V$  in relation to the occurring slippage between belt and driven idler. The driven idler has a diameter of 240 mm and a blank steel coating. The belt velocity is set to 4 m/s. Three different width-related vertical loads  $F_V$  of 2.5, 5 and 15 kN/m are compared and it can be seen that the transferable electrical motor power increases for higher vertical loads



$F_v$ . For example an ore conveyor with a vertical load of 15 kN/m can be driven with a motor power of around 7.2 kW at a slippage of 1 %. A conveyor for lighter material with a vertical load of 2.5 kN/m can only be driven with a motor power of 2.7 kW at the same value of slippage. These results apply to dry ambient conditions at 20 °C. Further investigations have shown that the transferable force can be slightly improved at higher ambient temperatures of 40 °C or decreased at lower ambient temperatures of 0 °C. Temperatures below 0 °C will decrease the force transmission even more due to the existence of ice at the belt running side or idler coating and thus reducing the friction factor. The belt sag is not considered in the measurements shown and is supposed to greatly improve the force transmission. Furthermore, first investigations have shown an improvement of the force transmission for smaller idler diameters.

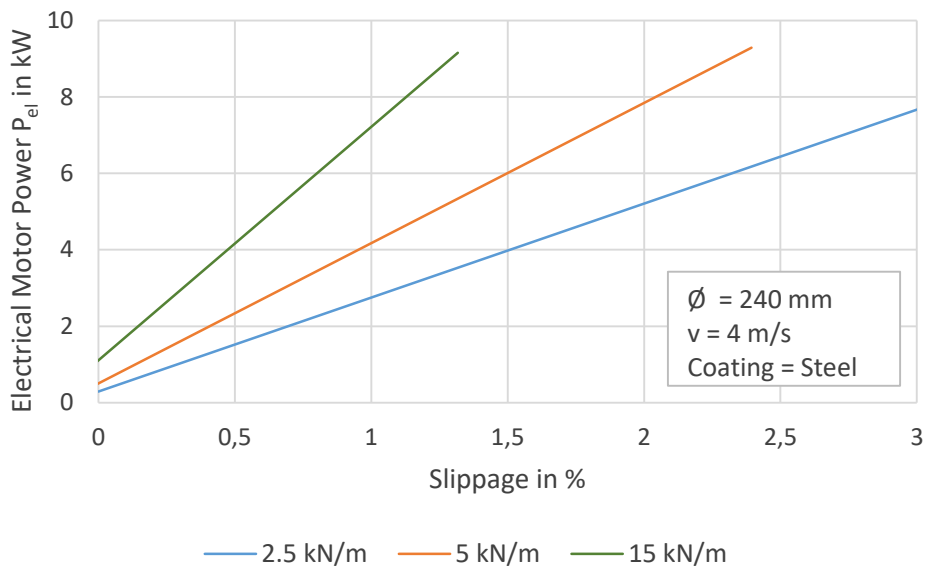


Figure 2: Transferable forces compared for different vertical loads  $F_v$

A critical point of operation might result from the influence of moisture for example caused by dew or rain. The friction factor is reduced and due to the small contact area, slippage between the driven idler and conveyor belt is greatly supported. Therefore test series are performed to determine the loss of transferable power caused by moisture. The results for a bright steel surface have shown that the transferable power is reduced by approximately 30 % during a constant moistening of the belt running side. This loss is acceptable, but has to be considered when designing a driven idler as intermediate drive. An improvement of the power transmission in wet ambient conditions might be found in customized idler coatings. Special patterns on the idler result in a better drain of the water. Figure 3 shows three exemplary coatings as they are

also used on conventional drive pulleys. The rubber coating for example can be made with horizontal stripes or diamond pattern. Furthermore, ceramic inserts can be used to increase the friction factor or the coating lifetime.

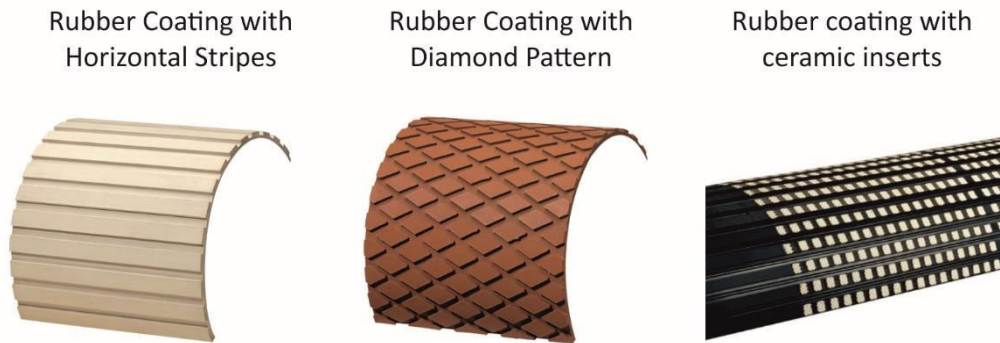


Figure 3: Different coatings for drive pulleys, referring to [5]

## CONTROL CONCEPT

As mentioned above, it is possible to use driven idlers as an additional drive for conveyor systems. Despite the different environmental parameters in comparison with a head drive such as a much smaller contact arc or a significantly greater dependence of the transferable force on slippage, it is generally possible to control a single driven idler. However, in order to utilize the possible advantages offered by the reduction of the belt tension (see figure 1), more than one single driven idler is required. To control each single driven idler in an optimal and efficient way, different information need to be collected as well as to be analysed. This information relates to the actual belt speed, the local load on the top of a driven idler, the rotational speed of the driven idler, and the target speed of the conveyor belt. Most of the information is partially drive-dependent or position-dependent and must be determined accordingly for each individual driven idler.

In addition to the possibility to increase the mass flow of existing conveyor systems by using a small amount of driven idlers, the main goal of the current research is to realize conveyor systems with significantly enlarged conveying distances based on the drive concept of driven idlers. In order to achieve this goal, a control concept is necessary, which is capable of collecting all information and determining the respective speeds and torques for each driven idler in real time. As the number of driven idlers increases, the complexity of the control task increases as well. A classic, central control concept quickly reaches its limits. In order to solve this problem, it is useful to distribute the control task to a large number of small control systems, which are capable of

processing the control task in real time. As shown in [6], a very complex control task can be solved very well by small, distributed control units (DCUs) which are capable of exchanging information among themselves. Each of these distributed control units controls one single driven idler and is capable of exchanging information with other DCUs. All of the DCUs together are both able to take over the control of their respective driven idlers and able to collect the necessary information and forward them to their neighbours. The information collected at a particular location in the conveyor system is relevant primarily to the DCUs, which have a spatial proximity to the location of the information acquisition. For this reason, it is important that the individual DCUs of driven idlers, which are close to each other, are grouped on the control level in neighbouring areas. This idea of grouping individual DCUs is shown more detailed in figure 4.

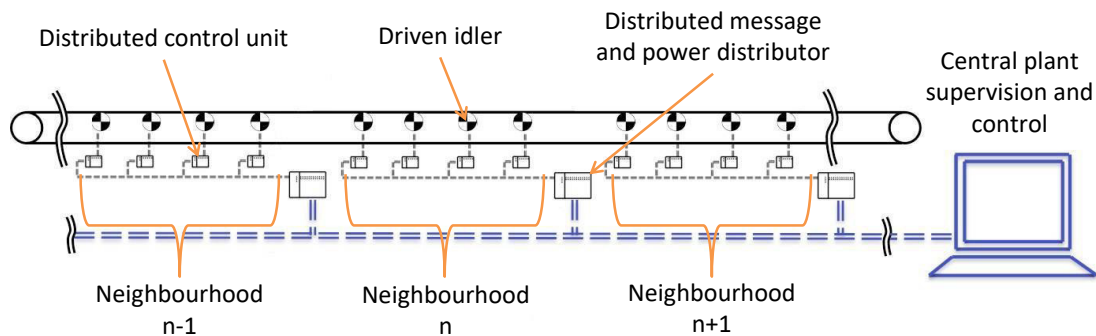


Figure 4: Grouping of DCUs to control conveyor systems

Thus, the information exchange between these DCUs can be spatially limited and the data traffic on the communication channel can be reduced compared to a communication model in which all DCUs communicate with each other. By reducing the control complexity and the clearly regulated communication between the individual DCUs, it is possible to control a conveyor system in close proximity to any number of driven idlers in real time.

## CONCLUSIONS

The use of driven idlers provides a wide range of possibilities. Besides the conventional intermediate drives further applications are possible. Driven idlers can for example be used to balance local belt tensions in small curve radii or vertical route guidance. Another advantage is the easy upgrade possibility of existing conveyor systems, where the flow rate of an existing conveyor has to be increased after several years of operation. Instead of a

completely new main drive, driven idlers can be installed with a reduced downtime. The flow rate is increased while keeping the belt tension constant. Laboratory tests are performed at ITA to provide a comprehensive basis for the design of a belt conveyor with driven idlers. Hereby, main factors for the force transmission between driven idler and belt are investigated. For example the influence of the vertical load is shown to be a main factor for the amount of transferable drive power.

Besides the mechanical design, a main aspect of research at ITA is the development of an intelligent control concept. Here, several hundred driven idlers shall communicate with each other and adjusting their drive power autonomously. A similar concept is also developed at ITA and already working successfully for small-scale multidirectional transport modules used at warehouse logistics.

## REFERENCES

- 1 Küsel, B. (2012). St 10,000 – a new development in high-tension conveyor belt design. Australian Bulk Handling Review July/August 2012, S. 22-24
- 2 Hötte, D. (2016). Longer conveying distances thanks to driven idlers. Phi: <http://en.phi-hannover.de/research/article/detail/longer-conveying-distances-thanks-to-driven-idlers/>
- 3 Alles, R. (1976). Zum Zwischenantrieb von Gurtförderern mittels angetriebener Tragrollen und Linearmotoren. Dissertation. IFH, Technische Universität Hannover, Germany
- 4 Alspaugh, M.A. (2003). The Evolution of Intermediate Driven Belt Conveyor Technology. Bulk Solids Handling, Vol 23. (2003), No. 3
- 5 Rema TipTop. Pulley Coatings: <http://products.rema-tiptop.de/de/material-processing/trommelbelage.html>
- 6 Krühn, T.; Sohrt, S.; Overmeyer, L. (2016). Mechanical feasibility and decentralized control algorithms of small-scale multidirectional transport modules. Logistics Research no. 2016/12. Germany

# Dezentrales Steuerungskonzept für antreibende Tragrollen

## Distributed Control Concept for Drive Idlers

Lars Bindszus  
Daniel Hötte  
Ludger Overmeyer

Institut für Transport- und Automatisierungstechnik  
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover

**I**n diesem Beitrag wird ein Steuerungskonzept für antreibende Tragrolle als neuartige Zwischenantriebe für Gurtförderanlagen im Bereich des Berg- und Tagebaus vorgestellt. Die Steuerung erfolgt auf zwei Hierarchieebenen über ein dezentrales Optimierungsmodell, welches die notwendigen Steuerungsparameter für den Betrieb der antreibenden Tragrollen ermittelt. Das Optimierungsmodell entsteht auf der Grundlage des experimentell untersuchten Kraftübertragungsverhaltens von antreibenden Tragrollen und wurde hinsichtlich einer schnellen und vor allem antriebsanzahlunabhängigen Anwendbarkeit weiterentwickelt.

*[Antreibende Tragrollen, dezentrale Optimierung, Zwischenantriebe, Gurtförderanlagen, Lagrange-Optimierung]*

**T**his paper presents a distributed control concept for drive idlers as a novel approach for intermediate drives for belt conveyor systems in the field of mining. The control is based on a two-level, distributed optimization model which determines the necessary control parameters for the operation of the driven idlers. The experimentally investigated power transmission behavior of drive idlers is used as an input for the distributed optimization model. The main target of the used model is a rapid solution finding irrespective of the number of drive idlers.

*[Driven idler, distributed optimization, intermediate drives, belt conveyor systems, Lagrange optimization]*

### 1 EINLEITUNG

Weltweit werden Gurtförderanlagen im Bereich des Berg- und Tagebaus eingesetzt, weil sie sich deutlich auf Grund ihrer hohen, kontinuierlichen Förderleistung sowie ihrer hohen Verfügbarkeit von diskontinuierlichem Materialtransport absetzen [LIE94]. In den vergangenen Jahrzehnten wurden große Entwicklungsschritte sowohl im Bereich der Antriebe als auch im Bereich der Gurttechnologien erzielt [ALS04]. Hierdurch sind Gurtlängen von knapp 35 Kilometern [PHO18a] und

Förderleistungen von 40.000 Tonnen pro Stunde aktuell realisierbar [PHO18b]. Aber trotz der erreichten Förderdistanzen und -leistungen sind sämtliche Anlagen durch ihre Bewegungswiderstände und die daraus resultierenden Gurtzugkräfte limitiert [PFE77]. Bei konventionellen Kopfantrieben werden die gesamten Bewegungswiderstände lokal am Kopf der Anlage durch die, über die Antriebsstrommel in den Gurt, eingeleitete Antriebskraft überwunden (vgl. Abbildung 1 a). Die Zugfestigkeitsklasse des Gurtes und der Gurtverbindung muss entsprechend der auftretenden Kräfte gewählt werden. Dabei führen höhere Zugfestigkeitsklassen direkt zu höheren Gurtkosten, wobei der Gurt einer Gurtförderanlage mit einem Anteil von rund 40% an den Gesamtkosten die größte Einzelbauteilinvestition darstellt. Durch den unvermeidbaren Verschleiß des Gurtes im Betrieb einer Gurtförderanlage sind die Instandhaltungskosten, zuzüglich der Entsorgungskosten des abgenutzten Gurtes, bei der monetären Bewertung der Gesamtanlage zu berücksichtigen [AND16].

In der Folge von Kosteneffizienzsteigerungen und technischen Limitierungen der Gurtzugfestigkeit wird seit langem der Ansatz verfolgt, die Einleitung der Antriebskraft in den Fördergurt zu dezentralisieren [ALS03]. Hierzu kommen Zwischenantriebe zum Einsatz, welche entweder mittels Treibgurten oder Zwischenantriebsstrommeln die Antriebskraft übertragen. Durch die Verwendung von Zwischenantrieben ist es bei der Anlagenauslegung möglich die maximale Gurtzugkraftspitze, welche bei konventionellem Antrieb am Anlagenkopf entsteht, deutlich zu reduzieren. Somit kann bei gleichbleibenden Förderbedingungen die notwendige Gurtzugfestigkeitsklasse durch die Verwendung von Zwischenantrieben reduziert werden.

Der Zwischenantrieb mittels Treibgurten führt zu deutlich größeren Investitionskosten bei der Anlagenerstellung, weil eine oder mehrere kleine Förderanlagen in der eigentlichen Förderanlage benötigt werden. Außerdem wächst der steuerungstechnische Aufwand um die Gurtgeschwindigkeiten der Förderanlage und der Treibgurτανlage zu synchronisieren, um eine Relativgeschwindigkeit (Schlupf) und somit starken Verschleiß an beiden Gurten

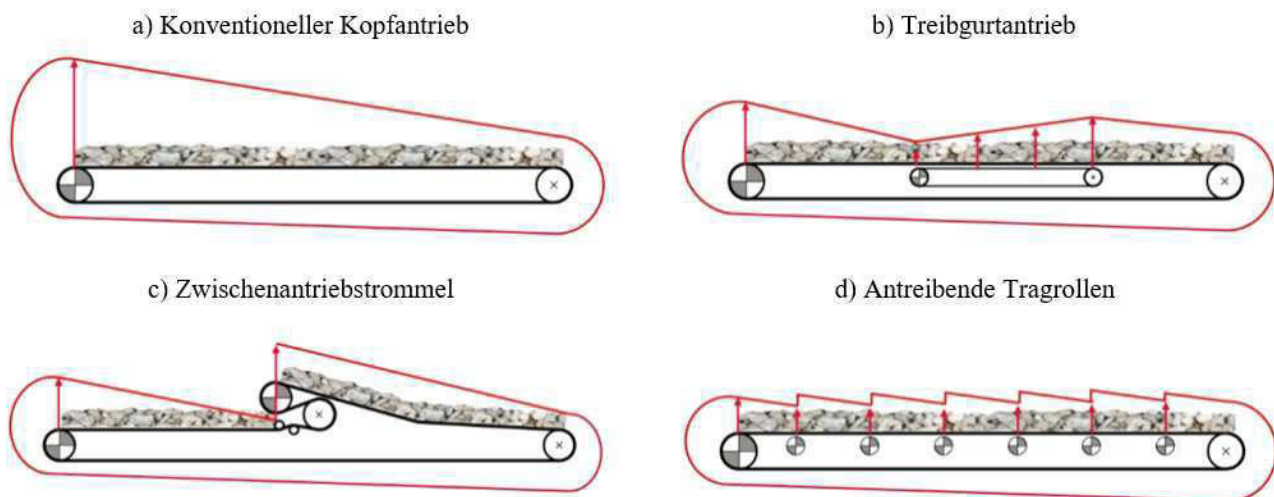


Abbildung 1. Gurtzugspannungen bei verschiedenen Antriebskonzepten

zu vermeiden. Wie in Abbildung 1 b dargestellt, kann die Gurtzugspannung der eigentlichen Gurtförderanlage im Bereich des Treibgurtantriebs gleichmäßig durch die eingeleitete Antriebskraft der Treibgurtanlage reduziert werden.

Zusätzliche Antriebe in Form von Zwischentrommelantrieben ähneln in ihrer Realisierung den klassischen Kopfantrieben (vgl. Abbildung 1 c). Um große Umschlingungswinkel und somit größtmögliche Kraftübertragungen zu realisieren ist es, neben der mechanischen Gurtführung mittels Umlenktrommeln, notwendig das Fördergut vom Gurt zu trennen. Durch das erneute Aufbringen des Fördergutes steigt der Verschleiß der Gurtdeckplatten und führt zu kürzeren Gurtlebensdauern. Es ist somit zu erkennen, dass die beiden geläufigsten Zwischenantriebsvarianten neben der Reduktion der Gurtzugkräfte auch diverse Nachteile mit sich bringen.

Die Idee der dezentralen Krafteinleitung zur Reduktion der Gurtzugkräfte ist in dem Forschungsvorhaben „Neuartiges Antriebskonzept für Gurtfördersysteme auf der Basis von direkt angetriebenen Tragrollen“ gefördert durch AIF / IFL konsequent weitergeführt worden. Neben dem Ziel die finanziellen Nachteile von konventionellen Zwischenantrieben zu überwinden, liegt der Hauptfokus vor allem auf der Überwindung der aktuellen technischen Restriktionen [BIN18]. In aktuellen Förderanlagen mit Zwischenantrieben ist die Anzahl dieser und somit die Anzahl der lokalen Gurtzugkraftreduktionen auf einige wenige begrenzt, wobei die lokal eingebrachte Kraft zu einer deutlichen Reduktion der Zugspannung führt. Die Idee der antreibenden Tragrollen hingegen verfolgt den Ansatz, mit einer großen Anzahl an Krafteinleitungspunkten und einem, im Verhältnis zu konventionellen Zwischenantrieben, kleinen Antriebskraftübertrag die lokal entstehenden Bewegungswiderstände ebenfalls auch lokal abzubauen. Bei einer entsprechenden Anzahl an antreibenden Tragrollen

kann somit neben der Minimierung der Gurtzugfestigkeitsklasse ebenfalls eine Lösung der maximalen Längenrestriktionen erreicht werden. So kann es in der Zukunft möglich sein, Förderdistanzen von mehr als 100 Kilometern, wie beispielsweise in der Phosphatmine bei Bou Craa (Marokko), durch eine einzige Bandanlage zu realisieren und nicht durch die Aneinanderreihung von diversen Einzelanlagen.

## 2 ANTREIBENDE TRAGROLLEN

### 2.1 KRAFTÜBERTRAGUNGSVERHALTEN

Bei dem Konzept der antreibenden Tragrolle wird eine konventionelle Tragrolle um einen Elektromotor ergänzt, um dezentral und ohne Veränderung in der Gurtführung eine zusätzliche Antriebskraft in den Gurt einzuleiten. Dies ist schematisch in Abbildung 1 d gezeigt. Im Gegensatz zu konventionellen Kopfantrieben bzw. Zwischenantriebstrommeln erfolgt die reibschlüssige Kraftübertragung nicht durch einen hohen Umschlingungswinkel der Trommel und durch die Vorspannung des Gurtes, sondern durch die Anpresskraft aus Fördergurt und Fördergut [HÖT17]. Durch den relativ geringen Kontaktwinkel zwischen antreibender Tragrolle und Fördergurt folgt die Kraftübertragung nicht mehr der Euler-Eytelwein-Formel, welche zur Berechnung von übertragbaren Antriebskräften bei Zwischenantriebstrommeln und Kopfantrieben verwendet wird [ALL76].

In Versuchen am Institut wurde das Kraftübertragungsverhalten von antreibenden Tragrollen hinsichtlich verschiedener technischer und umweltbedingter Parameter untersucht. Als maßgebliche Einflussgrößen haben sich hierbei, neben dem Durchmesser der antreibenden Tragrolle und ihrer Beschichtung, die Auflast und der Geschwindigkeitsunterschied zwischen Gurt und antreibender Tragrolle herausgestellt. In Abbildung 2 ist das



Kraftübertragungsverhalten für drei exemplarische Auflastsituationen dargestellt. Es ist eindeutig zu erkennen, dass sowohl eine Erhöhung der Auflast als auch eine Erhöhung des relativen Geschwindigkeitsunterschieds zwischen antreibender Tragrolle und Gurt (Erhöhung des Schlupfes) zu einer höheren Kraftübertragung führt. Für die zugrunde liegenden Messungen wurde jeweils die Auflast auf der antreibenden Tragrolle variiert und anschließend durch schrittweise Erhöhung der Motordrehzahl die maximal übertragbare Umfangskraft gemessen [HÖT18].

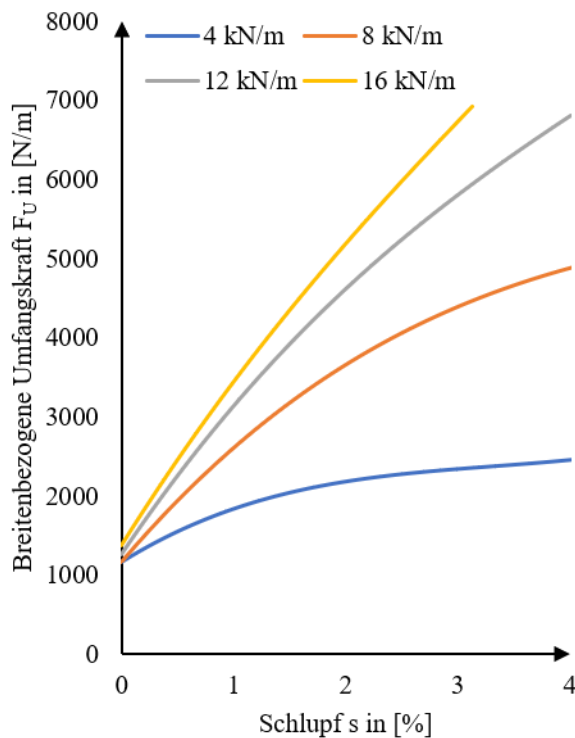


Abbildung 2. Übertragbare Antriebskraft

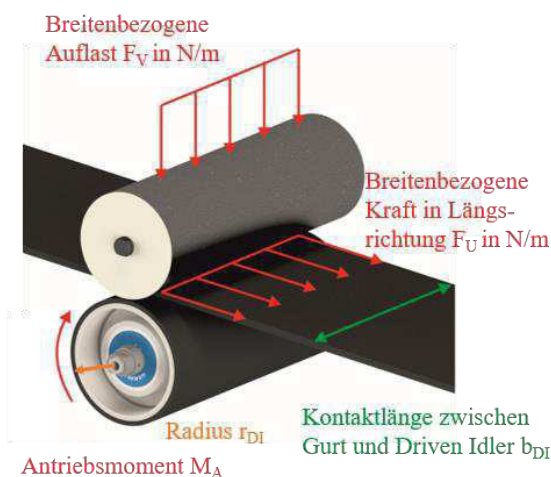


Abbildung 3. Übersicht Kräfte und Momente

Wie in Abbildung 2 deutlich zu erkennen ist, ist die übertragbare Antriebskraft sehr stark abhängig von der

Auflast auf der antreibenden Tragrolle. Dadurch, dass bei einer dreiteilig gemuldeten Tragrollenstation etwa 70% der Gewichtskraft aus Gurt und Fördergut auf der mittleren Tragrolle lastet, wurden die Versuche am institutseigenen Prüfstand mit einem nicht gemuldeten Gurt und nur einer antreibenden Tragrolle durchgeführt. Um eine Vergleichbarkeit der erzielten Ergebnisse zu gewährleisten, wurden sowohl die Auflast als auch die Umfangskraft in das Verhältnis der tangentialen Kontaktlänge zwischen Tragrolle und Gurt gesetzt.

In Abbildung 3 sind die Auflast und Umfangskraft entsprechend eingezeichnet. Die Durchführung der Messungen erfolgte mit einer Gurtbreite von 495 mm.

## 2.2 FUNKTIONSEMERGENZ

Die Kraftübertragung bei antreibenden Tragrollen ist von zwei Parametern essentiell abhängig: Auflast auf der antreibenden Tragrolle und der Relativgeschwindigkeit zwischen Gurt und Tragrollenmantel (Schlupf). Der Schlupf ist durch die Motordrehzahl (unter Kenntnis der lokalen Gurtesgeschwindigkeit) direkt im laufenden Betrieb beeinflussbar und berechnet sich entsprechend folgender Formel:

$$s = \frac{v_{Rolle} - v_{Gurt}}{v_{Gurt}} \text{ in } [\%]$$

Wobei die Geschwindigkeit der antreibenden Tragrolle  $v_{Rolle}$  abhängig ist von der Drehzahl und dem Durchmesser der Rolle.

Die Auflast kann durch eine Steuerung hingegen nur sehr bedingt beeinflusst werden. Gurtförderanlagen werden in der Regel mit einer hohen Auslastung betrieben, so dass eine aktive Variierung der Auflast zu einer Veränderung der avisierten Förderleistung führt. Somit kann im allgemeinen Betrieb von einer konstanten Auflast ausgegangen werden, welche lediglich in einem gewissen Maße durch Unregelmäßigkeiten im Schüttgut schwankt. Zusätzlich zu beachten ist, dass durch mögliche Einbautoleranzen der antreibenden Tragrollen, die tatsächliche Auflast auf dem Rollenmantel vom Erwartungswert abweichen kann. Sowohl eine zu hohe Einbauposition der antreibenden Tragrolle im Vergleich zu den benachbarten Tragrollen als auch eine Abweichung im Abstand zwischen den Tragrollen führt zu einer höheren Gewichtskraft auf der antreibenden Tragrolle. Eine präzise Erkennung der situations- und positionsabhängigen Auflast ist somit für die Steuerung nicht kalkulierbar. Zusätzlich zu diesen technischen bzw. mechanischen Abweichungen haben Umgebungsbedingungen wie Feuchtigkeit und Verschmutzung ebenfalls einen Einfluss auf die Kraftübertragung.

Um die antreibenden Tragrollen derart zu steuern, dass die jeweils lokal benötigten Antriebskräfte übertragen werden, bedarf es folglich zwei Informationen: die lokale

Gurtgeschwindigkeit zur Einstellung des benötigten Schlupfs und die Kenntnis der Kraftübertragungsfunktion.

Die lokale Gurtgeschwindigkeit ist über die gesamte Länge der Gurtförderanlage nicht als konstant anzusehen, da es auf Grund der viskoelastischen Eigenschaften von Gummi und der lokal unterschiedlichen Gurtzugspannungen zu unterschiedlichen lokalen Längenänderungen im Gurt kommt. Durch den anvisierten Arbeitsbereich von wenigen Prozent Schlupf, ist es notwendig, die lokale Gurtgeschwindigkeit präzise zu bestimmen. Die Kraftübertragungsfunktion ist von der Auflast auf der antreibenden Tragrolle abhängig und somit individuell für jede antreibende Tragrolle.

Ein möglicher Lösungsansatz zur Bestimmung der notwendigen Parameter ist die Einbringung von entsprechender Messtechnik an jeder antreibenden Tragrolle zur Messung der Auflast und der lokalen Gurtgeschwindigkeit. Dies würde neben der drastischen Erhöhung der Investitionskosten ebenfalls zu einem Anstieg der Systemkomplexität führen und sollte somit nach Möglichkeit vermieden werden. Die Lösung für dieses Informationsbeschaffungsproblem liegt in der Funktionsemergenz, welche die einzelne antreibende Tragrolle bietet. Der Energie- bzw. Kraftbedarf für das Anfahren einer Anlage übersteigt deutlich die notwendigen Antriebskräfte für den kontinuierlichen Betrieb. Folglich sind in einer Gurtförderanlage, welche über antreibende Tragrollen verfügt immer Antriebsreserven vorhanden, welche für den normalen Dauerbetrieb nicht benötigt werden. Diese Überkapazität kann entsprechend genutzt werden, um die benötigten lokalen Informationen zu sammeln und darüber hinaus lokal zu verteilen. Die antreibenden Tragrollen verfügen somit nicht nur über eine Antriebsfunktion, sondern können je nach Bedarf die Gurtgeschwindigkeit messen oder die individuelle Kraftübertragungsfunktion aktualisieren.

### 2.3 DEFINITION VON BETRIEBSZUSTÄNDEN

Die Motoren für die antreibenden Tragrollen werden mittels Frequenzumrichter gesteuert, wobei eine Drehzahlregelung mit Drehmomentbegrenzung verwendet wird. Die antreibende Tragrolle verfügt auf der Grundlage ihrer Funktionsemergenz über insgesamt drei Betriebszustände. Im ersten Betriebszustand ist die antreibende Tragrolle in der Lage die lokale Gurtgeschwindigkeit zu messen. Hierzu erfolgt eine deutliche Erhöhung der Soll-Drehzahl des Motors bei gleichzeitiger Reduktion des maximal zulässigen Drehmoments. Die Drehmomentgrenze wird hierbei derart gewählt, dass der Motor lediglich in der Lage ist das eigene Trägheitsmoment der antreibenden Tragrolle zu überwinden. Hierdurch wird der Fördergurt nicht gebremst und ist folglich in der Lage die widerstandsfrei drehbare antreibende Tragrolle auf die lokale Gurtgeschwindigkeit zu beschleunigen. Durch die anschließende Auswertung der Ist-Drehzahl des Motors kann unter Zuhilfenahme des Tragrollendurchmessers die lokale Gurtgeschwindigkeit

bestimmt werden. In Abbildung 4 ist diese Ansteuerung des Motors sowohl für die qualitativen Verläufe von Soll- und Ist-Drehzahl als auch für das Soll- und Ist-Drehmoment über die Zeit dargestellt.

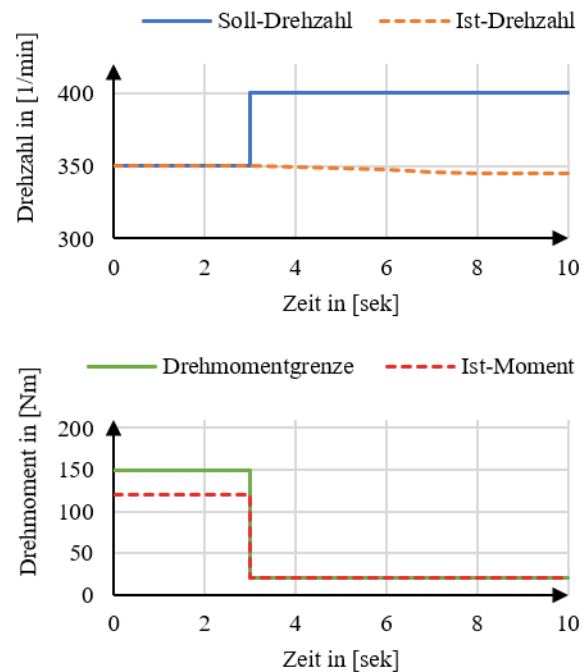


Abbildung 4. Drehzahl und -Moment im Betriebszustand 1

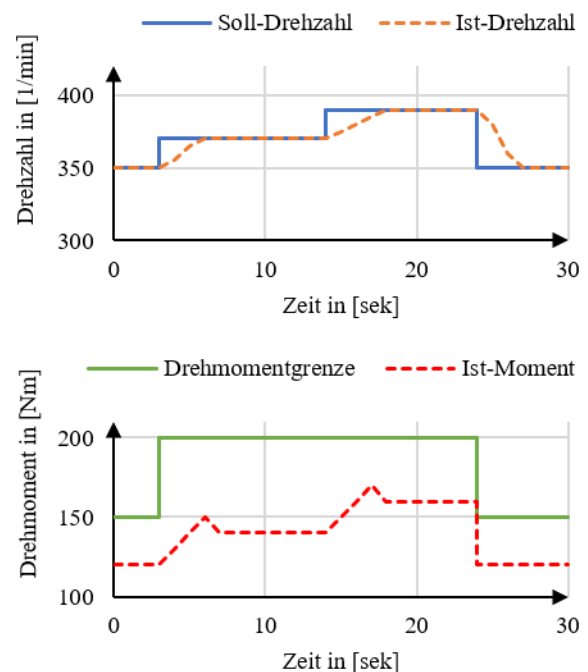


Abbildung 5. Drehzahl und -Moment im Betriebszustand 2

Der zweite Betriebszustand dient zur Bestimmung der individuellen Kraftübertragungsfunktion. Hierbei werden



unter der Verwendung der lokalen Gurtgeschwindigkeit spezifische Schlupfwerte angefahren und die übertragbaren Kräfte als Resultat des Ist-Drehmoments bestimmt. In der Abbildung 5 sind die qualitativen Verläufe von Drehzahl und Drehmoment zu erkennen. Die Erhöhung der Soll-Drehzahl erfolgt in Abhängigkeit von der lokalen Gurtgeschwindigkeit um spezifische Schlupfwerte anzufahren. Die Drehmomentgrenze wird für diesen Betriebszustand deutlich angehoben, damit der Motor in der Lage ist die notwendige Beschleunigung der antreibenden Tragrolle sowie die Erhöhung der Umfangskraft abzubilden. Nach einer kurzen Einschwingzeit kann aus dem neuen Ist-Drehmoment des Motors die übertragbare Antriebskraft in Abhängigkeit des spezifischen Schlupfwertes ermittelt werden.

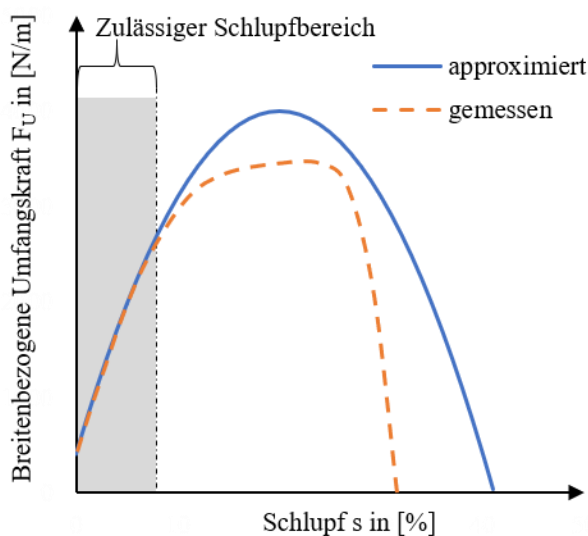


Abbildung 6. Qualitativer Vergleich des realen und approximierten Kraftübertragungsverhaltens für gleiche Auflasten

Durch eine anschließende quadratische Approximation der gemessenen Einzelwerte erfolgt die Festlegung der Kraftübertragungsfunktion. In Abbildung 6 sind die qualitativen Darstellungen von realem (gemessenem) Kraftübertragungsverhalten und approximierter Kraftübertragungsfunktion in den Vergleich gesetzt. Es ist zu erkennen, dass für den zulässigen Schlupfbereich eine hohe Übereinstimmung zwischen den beiden Funktionen besteht. Außerhalb dieses Bereichs kann das reale Verhalten nicht mehr durch eine quadratische Approximation beschrieben werden. Eine Übereinstimmung in diesem Bereich ist für die Steuerung nicht zwingend, weil der Schlupf zwischen antreibender Tragrolle und Gurt innerhalb der zulässigen Grenzen gehalten werden soll. Dies dient dazu, den Gurt bzw. die Laufseite des Gurts nicht durch zu hohe Schlupfwerte zu beschädigen und somit dessen Lebensdauer vorzeitig zu reduzieren. Im Gegensatz zum ersten Betriebszustand wird in diesem Zustand weiterhin eine Kraft in den Gurt übertragen. Eine antreibende Tragrolle in diesem Betriebszustand steht somit der Hauptaufgabe, dem Antrieb des Fördergurtes, weiterhin zur Verfügung.

Im dritten Betriebszustand überträgt die antreibende Tragrolle die Antriebskraft in den Gurt. Hierzu wird die Soll-Drehzahl des Motors entsprechend des avisierten Schlupfs eingestellt, welcher auf der Grundlage der Kraftübertragungsfunktion und der Zielantriebskraft bestimmt wurde. In diesem Betriebszustand wird ebenfalls die erwartete und gemessene Antriebskraft verglichen. Im Gegensatz zum zweiten Betriebszustand wird allerdings nur ein Punkt auf der Kraftübertragungsfunktion beobachtet. Dies führt dazu, dass bei einer ausreichend großen Abweichung eine Verschiebung der Kraftübertragungsfunktion entlang der Ordinate erfolgt, wobei die Funktion als solche erhalten bleibt.

Mittels dieser drei Betriebszustände ist die Steuerung der antreibenden Tragrollen in der Lage die notwendigen Informationen bereitzustellen, die notwendigen Motorparameter zu bestimmen und die anvisierte Antriebskraft in den Gurt einzubringen. Damit das Konzept der antreibenden Tragrolle variabel einsetzbar ist, wird eine dezentrale Steuerungsarchitektur verwendet. Wobei eine antreibende Tragrolle aus den folgenden Einzelkomponenten besteht: Mikroprozessor für dezentrale Steuerung, Frequenzrichter zum definierten Motorbetrieb, Servo-Asynchronmotor, eventuell Getriebe und modifizierte Tragrolle. Hierbei ist es für die Kraftübertragung sowie für die Steuerung irrelevant, ob der Motor extern an die Tragrolle angeschlossen wird oder in diese integriert ist. Dies hat lediglich Auswirkungen auf die Handhabung im Feld und soll an dieser Stelle nicht differenziert betrachtet werden.

## 2.4 STEUERUNGSHIERARCHIE

Aufgrund der teilweise sehr großen räumlichen Ausdehnung von Gurtfördersystemen und damit der möglichen hohen Anzahl an eingesetzten antreibenden Tragrollen ist es notwendig den Informationsaustausch zwischen den einzelnen dezentralen Steuerungseinheiten (engl. Distributed Control Unit – kurz DCU) zu reglementieren. Wie bereits erläutert, ist die Information über die lokale Gurtgeschwindigkeit von essentieller Bedeutung für eine funktionsfähige Steuerung der antreibenden Tragrollen. Aus dem viskoelastischen Verhalten des Fördergurtes ist es ersichtlich, dass direkt benachbarte antreibende Tragrollen (Abstand von wenigen Metern) mit einer nahezu gleichen lokalen Gurtgeschwindigkeit konfrontiert sind. Wohingegen sich die lokalen Gurtgeschwindigkeiten, global über die gesamte Förderlänge betrachtet, deutlich unterscheiden können. Es bietet sich somit an antreibende Tragrollen, welche eine räumliche Nähe aufweisen, in Nachbarschaften zusammenzufassen. In einem solchen Abschnitt der Gurtförderanlage kann die Gurtgeschwindigkeit zur Vereinfachung als konstant angenommen werden. Durch den Normalfall des konstanten Anlagenbetriebs sollen anfahrbedingte Schockwellen im Fördergurt, welche ein starkes Schwingen der lokalen Gurtgeschwindigkeiten erzeugen können, nicht betrachtet werden. Diese nur kurzfristig herbeigeführten Änderungen der lokalen

Gurtgeschwindigkeiten sollen durch die antreibenden Tragrollen nicht berücksichtigt werden, weil so die Gefahr eines verstärkten Aufschwings des Gesamtsystems vermieden wird.

Hierzu werden Nachbarschaften aus mehreren DCUs gebildet, welche gemeinsam und unabhängig von den anderen Nachbarschaften ihre Betriebszustände untereinander verteilen und in optimierter Weise die Krafteinleitung in den Fördergurt realisieren. Durch die Bildung von Nachbarschaften ergibt sich insgesamt eine zweistufige Steuerungshierarchie. In der unteren Stufe kooperieren die einzelnen Steuerungen innerhalb ihrer Nachbarschaften und in der oberen Stufe interagieren die einzelnen Nachbarschaften miteinander.

In der oberen Hierarchiestufe werden die Soll-Antriebskräfte pro Nachbarschaft verteilt. Hierbei werden vor allem die lokal unterschiedlichen Bewegungswiderstände sowie etwaige Abweichungen der Ist-Antriebskraft einzelner Nachbarschaften von ihrem Soll berücksichtigt. Ziel ist es, die lokal entstehenden Widerstände durch das lokale Einbringen von Antriebskraft zu überwinden, um möglichst kleine Gurtzugspannungen zu erzielen. Sollten die lokalen Bewegungswiderstände nicht vollständig von den lokalen antreibenden Tragrollen überwunden werden können, dann ist es möglich, dass die Differenz zum Soll von den nachfolgenden Nachbarschaften übernommen werden. Die Koordination auf der oberen Hierarchiestufe erfolgt durch eine zentrale Steuerung (engl. Central Control Unit – kurz CCU). Die CCU bestimmt aus dem Wissen über die Gurtförderanlage die aktuellen Bewegungswiderstände sowie den zusätzlichen Antriebskraftbedarf um Abweichungen der Ist-Geschwindigkeit am Anlagenkopf zu überwinden. Die Koordination zwischen CCU und den einzelnen Nachbarschaften wird seitens der Nachbarschaften durch

einzelne DCUs geregelt, um das Gesamtaufkommen an notwendigen Nachrichten zu reduzieren. Somit existiert in jeder Nachbarschaft eine DCU, welche den Informationsaustausch mit der CCU und den anderen Nachbarschaften durchführt. Diese Aufgabe ist unabhängig vom Betriebszustand der DCU und verbleibt permanent bei der selben DCU. Im Fall eines Ausfalls der koordinierenden DCU kann die Aufgabe innerhalb der Gruppe weitergeleitet werden, um den Ausfall einer gesamten Nachbarschaft zu vermeiden. Ein weiterer Aspekt der Fehlerbehebung ist die konsequente Analyse des Anlagenstatus durch die CCU. Durch die Beobachtung der Anlagenkopfgeschwindigkeit und dem Wissen über die übertragenen Kräfte in den einzelnen Nachbarschaften, kann die CCU im laufenden Betrieb die Berechnung der situationsspezifischen Antriebskräfte korrigieren und somit einer schleichenden Erhöhung der Bewegungswiderstände durch bspw. verschlechterte Laufeigenschaften der Tragrollen oder fehlerbehaftete Messergebnisse der Bandwaage kompensieren.

In der zweiten Hierarchiestufe werden die so bestimmten Soll-Antriebskräfte pro Nachbarschaft auf die einzelnen Nachbarschaftsmitglieder verteilt. Hierbei ist es zwingen notwendig, sämtliche Betriebszustände ebenfalls zu verteilen. Exemplarisch soll von einer Nachbarschaftsgröße von zehn antreibenden Tragrollen ausgegangen werden. Von diesen zehn Mitgliedern muss eines die lokale Gurtgeschwindigkeit messen und an die anderen Mitglieder verteilen. Diese Aufgabe muss permanent von einem Mitglied übernommen werden, da die lokale Gurtgeschwindigkeit essentiell für die Steuerung ist. Darüber hinaus werden die Mitglieder im ständigen Wechsel gemäß Betriebszustand 2 ihre Kraftübertragungsfunktion aktualisieren, wobei nicht mehrere antreibende Tragrollen zur gleichen Zeit in diesem Betriebszustand sein dürfen. Somit stehen acht antreibende Tragrollen für den dritten

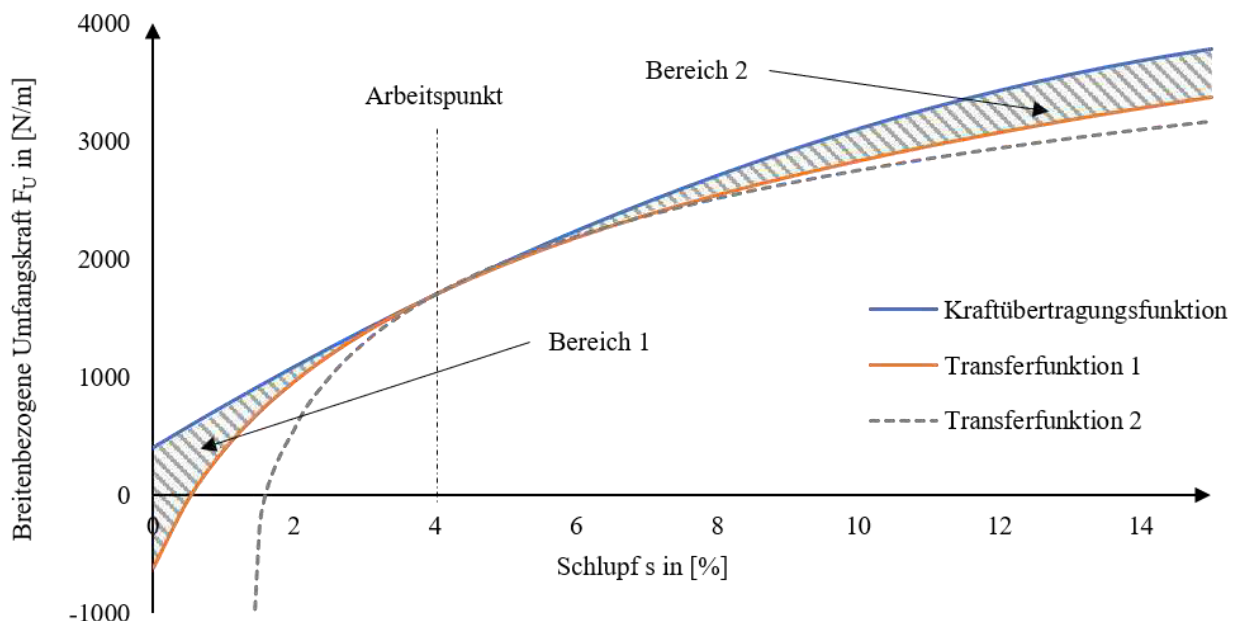


Abbildung 7. Kraftübertragungsfunktion und Transferfunktion im zulässigen Schlupfbereich

Betriebszustand zur Verfügung. Die Verteilung der Betriebszustände 1 und 3 sowie die antriebsindividuellen Antriebskräfte erfolgt in Abhängigkeit der Kraftübertragungsfunktion. Ziel ist es, die notwendige Soll-Antriebskraft mit einem Minimum an Schlupf zu realisieren. Die Verteilung des Betriebszustands 2 wird hingegen konstant von einem Mitglied zum nächsten weitergereicht, sobald die Messungen abgeschlossen sind. Hierbei wird lediglich berücksichtigt, dass Mitglieder, welche zum aktuellen Zeitpunkt im ersten Betriebszustand sind, übersprungen werden.

### 3 OPTIMIERUNGSMODELL

#### 3.1 TRANSFERFUNKTION

Das Ziel des Optimierungsmodells ist es die Soll-Antriebskraft für die einzelne Nachbarschaft derart auf die Mitglieder zu verteilen, dass das Einbringen dieser Antriebskraft in Summe mit einem minimierten Gesamtschlupf realisiert wird. Hierfür ist es notwendig, eine Transferfunktion zu definieren, welche neben der Abhängigkeit von der Kraftübertragungsfunktion von weiteren Parametern beeinflussbar ist. Auf Grundlage dieser Transferfunktion erfolgt zum einen die Verteilung der Soll-Antriebskräfte je antreibender Tragrolle. Zum anderen geht diese Funktion auch in die Verteilung der Betriebszustände ein. Die quadratisch approximierte Kraftübertragungsfunktion hat folgendes Aussehen:

$$F_{U,i} = m_i * s_i^2 + n_i * s_i + o_i$$

Diese wird nun in die Transferfunktion mit folgendem Aussehen überführt:

$$T_i(x_i, t_i) = a_{N,i}(t_i) * \ln(x_i + c_i(t_i)) + b_{k,i}(t_i) + b_{N,i}(t_i)$$

Die Überführung der Kraftübertragungsfunktion in eine angepasste logarithmische Funktion führt dazu, dass die Transferfunktion über kein Maximum verfügt und somit ex ante keine maximale Grenze für die Lösung des Optimierungsmodells existiert.

In Abbildung 7 sind die beiden Funktionen (Kraftübertragungsfunktion und Transferfunktion 1) gegenübergestellt. Der eingezeichnete Arbeitspunkt bei einem Schlupf von vier Prozent entspringt der Anlagenauslegung und Antriebsauswahl. Durch die notwendige Anlagenauslegung im Vorfeld der Realisierung wird dieser Arbeitspunkt definiert als jener Punkt, an welchem die antreibenden Tragrollen arbeiten sollen. Entsprechend der Annahme, dass die antreibenden Tragrollen im späteren Dauerbetrieb mit einer entsprechenden Schlupfzahl gefahren werden sollen, ergibt sich dieser Arbeitspunkt als Schnittpunkt zwischen der approximierten Kraftübertragungsfunktion und der Transferfunktion 1. In den, in Abbildung 7 eingezeichneten, Bereichen 1 und 2 erfolgt eine Unterschätzung des Kraftübertragungsverhaltens der antreibenden Tragrolle

gegenüber der Transferfunktion. Dadurch, dass die Transferfunktion im zulässigen Bereich des Schlupfs immer unterhalb der Kraftübertragungsfunktion liegt bzw. diese nur im Arbeitspunkt tangiert, kann das Ergebnis der Optimierung auf Grundlage der Transferfunktion durch eine Rückprojizierung auf die Kraftübertragungsfunktion nochmals verbessert werden.

#### 3.2 ZIELFUNKTION UND NEBENBEDINGUNG

Das verwendete Optimierungsmodell hat folgende Zielfunktion:

$$\min_x \sum_{i=1}^N x_i$$

Diese Funktion gilt es unter der nachstehenden Nebenbedingung zu lösen:

$$-F_W + \sum_{i=1}^N T_i(x_i, t_i) = 0$$

In der Nebenbedingung steht  $F_W$  für die Soll-Antriebskraft der Nachbarschaft. Durch die dezentrale Steuerungsarchitektur wird für die Lösung des Modells steuerungsindividuelle Information benötigt. Durch die Verwendung der Lagrange-Methode zur Lösung des Optimierungssystems konnte eine Steuerungslogik konzipiert werden, welche durch den Austausch spezifischer Einzelwerte die verteilte, optimierte Lösung des Modells ermöglicht. Die Lagrange-Funktion für dieses Optimierungsmodell hat folgende Form:

$$\Lambda(x_i, \lambda) = \sum_{i=1}^N x_i + \lambda \left[ -F_W + \sum_{i=1}^N (a_{N,i}(t_i) * \ln(x_i + c_i(t_i)) + b_{k,i}(t_i) + b_{N,i}(t_i)) \right]$$

Entsprechend der Vorgehensweise des verwendeten Lagrange-Lösungsverfahrens gilt es die Funktion  $\Lambda(x_i, \lambda)$  sowohl nach  $x_i$  als auch nach  $\lambda$  zu differenzieren. Als Ergebnis folgt ein Gleichungssystem mit  $N+1$  Gleichungen. Auf Grund der gewählten Form des Modells und der Transferfunktion kann dieses Gleichungssystem analytisch gelöst werden, womit die Notwendigkeit eines komplexen dezentralen numerischen Lösungsverfahrens entfällt.

Durch die Lösung dieses Gleichungssystems ergibt sich  $\lambda$  zu folgender Form:

$$\lambda = e^{\frac{F_W - k_1 - k_3}{k_2}}$$

Mit

$$k_1 = \sum_{i=1}^N a_{N,i}(t_i) * \ln(a_{N,i}(t_i))$$

$$k_2 = \sum_{i=1}^N a_{N,i}(t_i)$$

$$k_3 = \sum_{i=1}^N b_{k,i}(t_i) + b_{N,i}(t_i)$$

Mit der Verwendung dieses, für die einzelne Nachbarschaft, allgemein gültigen Wertes, kann jede Steuerung den numerischen Wert ihrer Variable  $x$  bestimmen. Durch die Struktur dieses Optimierungsmodells muss im laufenden Betrieb das Optimierungsmodell nicht aufwendig dezentral gelöst werden, sondern kann durch die verteilte und fortlaufend aktualisierte Berechnung von drei Einzelwerten  $k_1$ ,  $k_2$  und  $k_3$  bestimmt werden. Hierdurch kann die optimale Berechnung der Variable  $x$  in  $N+1$  Schritten erfolgen.  $N$  steht in diesem Zusammenhang für die Anzahl an Steuerungen in der betrachteten Nachbarschaft. Bei der Ergebnisfindung müssen die entsprechenden Summen für die  $k$ -Werte gebildet werden und anschließend einmalig an alle Gruppenmitglieder verteilt werden.

### 3.3 VERTEILUNG DER BETRIEBSZUSTÄNDE 1 UND 2

Der vorgestellte Algorithmus verteilt die antriebsindividuellen Soll-Antriebskräfte derart, dass die Summe aller Schlupfwerte minimiert wird, bei gleichzeitiger Erreichung des Soll-Antriebswertes für die betrachtete Nachbarschaft. Damit dieser Algorithmus ebenfalls die Verteilung des Betriebszustand 1 abbilden kann, bedarf es einer Anpassung bei der Berechnung der  $k$ -Werte.

Damit das Ziel der Minimierung der Schlupfwerte erreicht wird, ist es zielführend, die antriebsindividuellen Soll-Antriebswerte derart zu verteilen, dass antreibende Tragrollen mit guten Kraftübertragungsfunktionen höhere Anteile an der Gesamtantriebskraft erbringen als antreibende Tragrollen mit schlechteren Kraftübertragungsfunktionen. Die Unterscheidung von guten bzw. schlechten Kraftübertragungsfunktionen gründet dabei alleinig darauf, dass gute Kraftübertragungsfunktionen bei gleichem Schlupfwert in der Lage sind höhere Kraftwerte zu übertragen. Durch die essentielle Notwendigkeit mindestens eine antreibende Tragrolle pro Nachbarschaft im Betriebszustand 1 zu haben, bietet es sich im Kontext der Optimierungsaufgabe an, die antreibende Tragrolle mit dem schlechtesten Kraftübertragungsverhalten auszuwählen. Bei der Berechnung der  $k$ -Werte würde diese antreibende Tragrolle nicht berücksichtigt. Die Summe würde also über alle  $i = 1$  bis  $N$  gebildet mit der Ausnahme  $i = j$  wobei  $j$  der Index der antreibenden Tragrolle mit dem schlechtesten Kraftübertragungsverhalten wäre.

Eine dauerhafte Festlegung des Betriebszustands 1 für eine antreibende Tragrolle ist dabei allerdings nicht zielführend, weil dem Gesamtsystem somit die Fähigkeit genommen wird auf Veränderungen der Kraftübertragungsfunktionen im laufenden Betrieb zu reagieren. Hierzu ist es im Algorithmus vorgesehen, die einzelnen Parameter der Transferfunktion  $a_{N,i}(t_i)$ ,  $c_i(t_i)$ ,  $b_{k,i}(t_i)$  und  $b_{N,i}(t_i)$  derart zu manipulieren, dass die Messaufgabe berücksichtigt werden kann.

Das anvisierte Ziel der Verteilung des Betriebszustands 1 ist es, dass jede antreibende Tragrolle innerhalb einer bestimmten Zeitspanne mindestens einmal in den Betriebszustand 1 versetzt wird. Um dies zu erreichen, wird die bereits beschriebene Transferfunktion um den Arbeitspunkt derart gebeugt, dass die in Abbildung 7 gezeigte Transferfunktion 2 entsteht. Diese zeitabhängige Transferfunktion wird im Vorfeld einer jeden Neuverteilung der individuellen Antriebskräfte neu berechnet. Durch die Beugung der Funktion werden die Bereiche 1 und 2 zwischen der Transferfunktion und der Kraftübertragungsfunktion vergrößert. Dies führt zu einer verstärkten Unterschätzung der Kraftübertragungsfähigkeit der einzelnen Tragrolle. Dadurch, dass sich immer nur eine begrenzte Anzahl an antreibenden Tragrollen im Betriebszustand 1 befinden, werden die restlichen antreibenden Tragrollen im Betriebszustand 3 gleichmäßig unterschätzt. Durch die Rückprojektion des optimalen Ergebnisses auf die individuellen Kraftübertragungsfunktionen entsteht dabei allerdings keine negative Beeinflussung der realen Kraftverteilung. Als zeitabhängige Variable geht in die Beugung der Transferfunktion die vergangene Zeit seit dem letzten eigenen Wechsel in den Betriebszustand 1 ein. Hierdurch wird gewährleistet, dass, in Abhängigkeit der Kraftübertragungsfunktion, der Betriebszustand 1 derart verteilt wird, dass jede antreibende Tragrolle die Aufgabe der Gurtgeschwindigkeitsmessung in einem spezifischen Intervall übernehmen wird.

### 3.4 BEISPIELHAFTE ANWENDUNG DES OPTIMIERUNGSMODELLS

Die Funktionsweise des vorgestellten Optimierungsmodells soll exemplarisch anhand einer Nachbarschaft von zehn antreibenden Tragrollen gezeigt werden. Hierbei sind die Kraftübertragungsfunktionen der einzelnen antreibenden Tragrollen zufällig in einem plausiblen Intervall verteilt angenommen worden, um die Varianzen in den Kraftübertragungsfunktionen im Feld zu berücksichtigen.

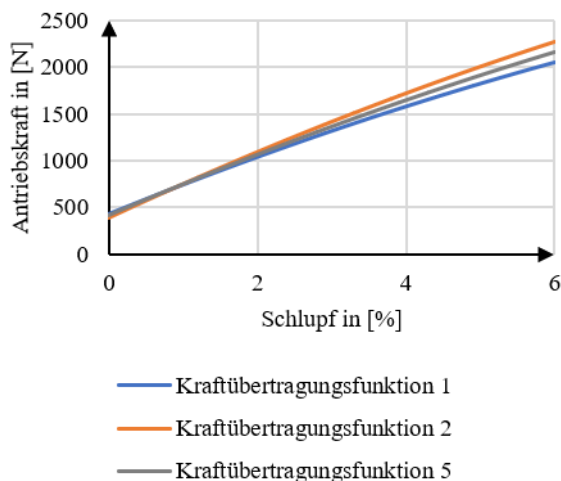


Abbildung 8. Auswahl an Kraftübertragungsfunktionen

In Abbildung 8 sind exemplarisch drei Kraftübertragungsfunktionen abgebildet. Es ist zu erkennen, dass gemäß der beschriebenen Unterscheidung die antreibende Tragrolle 2 ein besseres Kraftübertragungsverhalten besitzt als Nummer 5 und 1. Mittels dieser Übertragungsfunktionen wurde für ein Zeitintervall von 120 Zeitpunkten die Betriebszustandsverteilung dezentral berechnet.

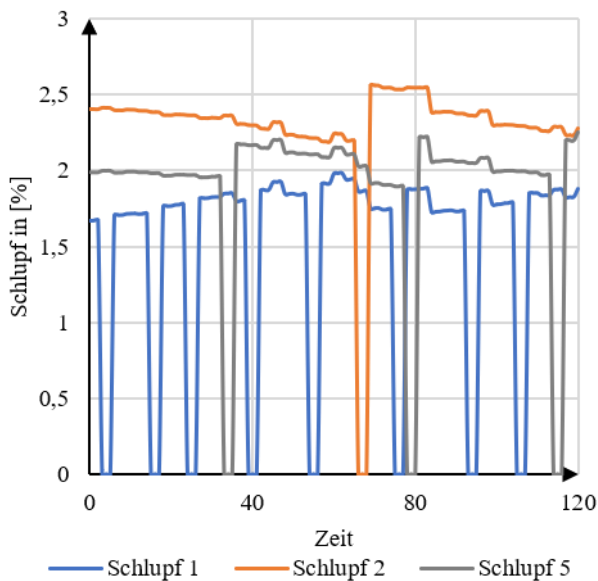


Abbildung 9. Verteilung der Betriebszustände 1 und 3 für ausgewählte antreibende Tragrollen

In der Abbildung 9 sind die jeweiligen Schlupfwerte für die drei ausgewählten antreibenden Tragrollen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die antreibende Tragrolle Nummer 2 mit dem besten Kraftübertragungsverhalten deutlich seltener die Aufgabe der Geschwindigkeitsmessung übernehmen muss als die antreibende Tragrolle Nummer 1. Die Tragrolle Nummer 1 übernimmt die Aufgabe der Geschwindigkeitsmessung mit einer hohen Frequenz. Außerdem ist zu erkennen, dass für den Betriebszustand 3

der antreibenden Tragrolle Nummer 1 der anvisierte Schlupf deutlich niedriger ist als bei den beiden anderen. Dies liegt daran, dass eine Erhöhung des Gesamtschlupf durch eine Erhöhung des Schlupfwertes von Nummer 1 zu einem kleineren Anstieg in der Gesamtantriebskraft führt als im Vergleich eine Schlupferhöhung von Nummer 2. Diese ist konstant mit einem großen Kraftanteil an der Erreichung der Soll-Gesamtantriebskraft beteiligt. Die Schwankungen im Verlauf des Schlupfwertes spiegeln die jeweils individuell neu zusammengesetzten Verteilungen der Antriebskraft wieder, je nachdem welche andere antreibende Tragrolle in den Betriebszustand 1 wechselt.

Außerdem stellt der Algorithmus sicher, dass zu jedem Zeitpunkt eine antreibende Tragrolle die Gurtgeschwindigkeit misst und diese an ihre Nachbarschaft weiterleitet, damit diese die optimierten Schlupfwerte über ihre Motordrehzahlen einstellen können.

#### 4 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Wie in den vorhergehenden Kapiteln dargelegt, ist das Konzept der antreibenden Tragrolle in der Lage den aktuellen Zielkonflikt zwischen dem Bedarf an höheren Förderleistungen und größeren Förderdistanzen sowie den technischen Restriktionen aus den resultierenden Gurtzugspannungen zu lösen. Hierfür wird das aktuell eingesetzte Verfahren von wenigen aber großen Zwischenantrieben dahingehend weiterentwickelt, dass die Krafteinbringung zum Großteil dezentralisiert wird. Durch die verteilte Überwindung von lokalen Bewegungswiderständen werden die Gurtzugkraftspitzen drastisch reduziert und eröffnen somit die Möglichkeit neue Gurtförderanlagen mit deutlich weniger zugfesten Gurten auszustatten. Dies führt neben der zusätzlichen Reduktion der Bewegungswiderstände, in Folge des geringeren Gurtgewichts, auch zu finanziellen Vorteilen.

Damit ein solches Antriebskonzept effektiv und situationspezifisch gesteuert werden kann, wurde eine dezentrale Steuerung implementiert, welche in der Lage ist, durch die Bildung von Nachbarschaften, die Steuerungskomplexität zu reduzieren. Darüber hinaus bietet der gewählte hierarchische Aufbau die Möglichkeit eine beliebige Anzahl von antreibenden Tragrollen zu steuern.

Der beschriebene Optimierungsansatz mit dem Ziel die Antriebskräfte innerhalb einer Nachbarschaft zu verteilen, sodass der notwendige Schlupf aller antreibenden Tragrollen minimiert wird, ist mit  $N+1$  Schritten analytisch lösbar. Außerdem ist es durch die Anpassung dieses Lösungsansatzes gelungen die Verteilung der essentiellen Messaufgabe zur lokalen Gurtgeschwindigkeitsermittlung derart zu gestalten, dass eine dynamische Zustandsverteilung erfolgt, in welcher die Verteilung von mehreren Einflussparametern abhängt.



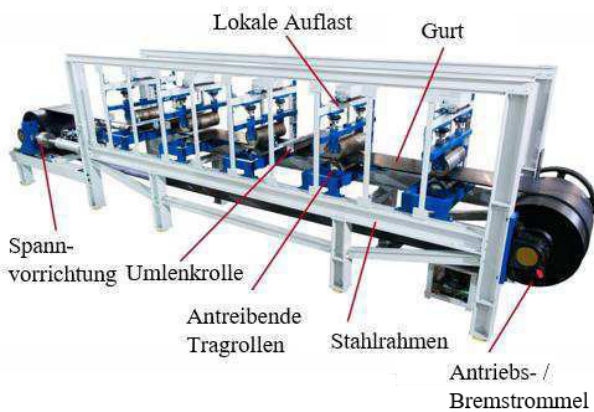


Abbildung 10. Prüfstand für antreibende Tragrollen

Neben der Validierung der Kraftübertragungsverhalten von antreibenden Tragrollen sowohl hinsichtlich der konstruktiven Gestaltung der Tragrollen als auch unter verschiedenen Witterungs- und Umgebungsbedingungen, ist es das Ziel am institutseigenen Prüfstand für antreibende Tragrollen ebenfalls das Steuerungskonzept zu validieren. Der in Abbildung 10 dargestellte Prüfstand bietet die Möglichkeit bis zu fünf antreibende Tragrollen gleichzeitig in einer Förderanlage zu steuern. Hierbei wird neben der Validierung der Steuerungslogik und des Optimierungsmodells auch die Validierung der Betriebszustände durchgeführt. Hierbei ist es von entscheidender Bedeutung vor allem negative Effekte in der gegenseitigen Beeinflussung der antreibenden Tragrollen verlässlich zu identifizieren und entsprechend in der Steuerungslogik zu implementieren. Die Validierung der Steuerungslogik hinsichtlich einer deutlich größeren Anzahl an antreibenden Tragrollen erfolgt anschließend unter Verwendung der gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich der gegenseitigen Beeinflussung der Betriebszustände im Rahmen einer Simulationsumgebung.

#### LITERATUR

- [ALL76] Alles, R. (1976): Zum Zwischenantrieb von Gurtförderern mittels angetriebener Tragrollen und Linearmotoren [Dissertation]. Hannover: Universität Hannover
- [ALS03] Alspaugh, M. A. (2003). The evolution of intermediate driven belt conveyor technology. In: Bulk solids handling. Ausgabe 23 (3). ISSN 0173-9980
- [AND16] Andrejiova, M.; Grincova, A.; Marasova, D. (2016): Measurement and simulation of impact wear damage of industrial conveyor belts. In: Wear, Ausgabe 368 - 369, Seiten 400 - 407. – DOI: 10.1016/j.wear.2016.10.010

- [BIN18] Bindszus, L. (2018). Neuartiges Antriebskonzept für Gurtfördersysteme auf der Basis von direkt angetriebenen Tragrollen. 23.05.2017 [Zugriff am 24.07.2018]. Verfügbar unter: <https://bit.ly/2mHCqzZ>
- [HÖT17] Hötte, D.; Bindszus, L.; Overmeyer, L. (2017). Development of an alternative drive concept for belt conveyors by using driven idlers. In: AST 2017 – Scientific Symposium on Automated Systems and Technologies. St. Petersburg, 14. und 15. Juni 2017.
- [HÖT18] Hötte, D.; Bindszus, L.; Overmeyer, L. (2018). Antreibende Tragrollen als alternatives Antriebskonzept für Gurtförderanlagen. In: Gurtförderer und ihre Elemente. Ausgabe 14. Haus der Technik, Essen
- [LIE94] Lieberwirth, H. (1994). Economic advantages of belt conveying in open-pit mining. In: Mining Latin America - Challenges in the mining industry. Springer, Dordrecht. ISBN 978-94-010-4533-9
- [PFE77] Pfeifer, H. (1977). Grundlagen der Fördertechnik. 1. Auflage. Braunschweig: Vieweg. ISBN 978-3-528-04061-1
- [PHO18a] Phoenix Conveyor Belt Systems GmbH: The longest conveyor belt. [Zugriff am 24.07.2018]. Verfügbar unter <https://bit.ly/2mIvnAT>
- [PHO18b] Phoenix Conveyor Belt Systems GmbH: The highest capacity conveyor belt. [Zugriff am 24.07.2018]. Verfügbar unter <https://bit.ly/2mJgu19>

---

**Lars Bindszus, M.Sc.**, Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, Leibniz Universität Hannover.

Lars Bindszus wurde 1990 in Minden (Deutschland) geboren. Zwischen 2010 und 2016 studierte er Wirtschaftsingenieurwesen an der Leibniz Universität Hannover.

Adresse: Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, Leibniz Universität Hannover, An der Universität 2, 30823 Garbsen, Deutschland, Phone: +49 511 762 3846, Fax: +49 511 762 4007, E-Mail: [lars.bindszus@ita.uni-hannover.de](mailto:lars.bindszus@ita.uni-hannover.de)

## 23. Fachtagung Schüttgutfördertechnik 2018

---

### **Kostenbetrachtung von antreibenden Tragrollen als neuartiges Antriebskonzept**

L. Bindszus M.Sc., Dipl.-Ing. D. Hötte, Prof. Dr.-Ing L. Overmeyer

---



Prof. Dr.-Ing. Ludger Overmeyer  
Institut für Transport- und Automatisierungstechnik  
Leibniz Universität Hannover  
An der Universität 2  
30823 Garbsen





# Kostenbetrachtung von antreibenden Tragrollen als neuartiges Antriebskonzept

*In diesem Beitrag wird ein Optimierungsmodell vorgestellt und auf eine Referenzanlage angewendet, mit dessen Hilfe eine kostenoptimierte Auswahl des Antriebskonzepts getroffen werden kann. Hierzu wurde auf der Grundlage von experimentellen Untersuchungen das Kraftübertragungsverhalten von antreibenden Tragrollen beschrieben und die antreibende Tragrolle als neuartiges Antriebskonzept im Optimierungsmodell implementiert.*

## 1 Einleitung

Im Bereich des Berg- und Tagebaus existiert seit jeher die Herausforderung große Mengen an Material (vornehmlich Schüttgüter) zwischen verschiedenen Punkten zu transportieren. Um diesen Transport zu realisieren, kann sowohl ein kontinuierlicher als auch ein diskontinuierlicher Prozess gewählt werden. Im diskontinuierlichen Betrieb im Bereich des Tagebaus werden Muldenkipper mit Nenn-Nutzlasten von über 300 Tonnen eingesetzt, um die notwendigen Massenströme zu realisieren [KUN02]. Trotz dieser großen Einzelförderleistungen ist der Einsatz von kontinuierlichen Transportprozessen mittels Gurtförderanlagen bei konstanten Förderbedingungen zumeist wirtschaftlich erheblich sinnvoller, da neben der hochautomatisierten Ausführung von Gurtförderanlagen die laufenden Kosten drastisch geringer ausfallen als bei einem äquivalenten, diskontinuierlichen Transportprozess [MUN18].

Hierbei bestehen Gurtförderanlagen mindestens aus einem Antrieb, einem Fördergurt, welcher als Zug- und Transportmedium dient, und einem entsprechenden Gestell aus Tragrollen, welche den Fördergurt und das Fördergut in definierter Form halten [HOM14]. In der Funktion als Zugmedium muss der Fördergurt der vom Antrieb eingebrachten Kraft zur Überwindung der Bewegungs- und Beschleunigungswiderstände standhalten. In dieser Anforderung an den Fördergurt ist zu erkennen, dass in Abhängigkeit der Bewegungswiderstände bzw. der Antriebskraft hohe Zugspannungen innerhalb des Gurtes entstehen, welche durch eine entsprechende Konfektionierung des Gurtes berücksichtigt werden muss [KRU07]. Durch technische und wirtschaftliche Limitierungen kann die Zugfestigkeit von Fördergurten nicht beliebig gesteigert werden. Dies führt dazu, dass, vor dem Hintergrund der immer noch stetig steigenden Anforderungen an Gurtförderanlagen hinsichtlich zu erreichenden Förderleistungen und -Distanzen, neue Antriebskonzepte für Gurtförderanlagen entwickelt und eingesetzt werden [ALS03].

## 2 Antreibende Tragrollen

### 2.1 Abgrenzung zu konventionellen Zwischenantrieben

Die verbreitetste Variante zusätzliche Antriebskraft in den Fördergurt zu übertragen ist, neben der Installation von Kopf- und Heckantrieben, der Zwischentrommelantrieb [NUT07]. Hierbei wird die Gurtführung derart angepasst, dass eine oder mehrere Antriebstrommeln mit hohen Umschlingungswinkeln in die Anlage integriert werden können. Zur Realisierung dieser Antriebsvariante muss das Fördergut im Bereich des Zwischenantriebs vom Fördergurt getrennt und anschließend erneut aufgefördert werden. Die Antriebskräfte, welche mit

diesem Zwischenantriebskonzept realisiert werden können, sind vergleichbar mit denen der konventionellen Kopf- bzw. Heckantriebe und können somit zu deutlichen Zugspannungsreduktionen innerhalb des Fördergurtes führen. Eine weitere Alternative zur Reduktion von Gurtzugspannungen ist der Einsatz von Treibgurtantrieben [NUT07]. Diese Art der Zwischenantriebe sind kleinere Gurtförderanlagen, welche in den Verlauf der eigentlichen Gurtförderanlage integriert werden. Der eigentliche Fördergurt wird dabei im entsprechenden Bereich durch den Treibgurt angetrieben. Durch den reibschlüssigen Kraftübertrag vom Treibgurt in den Fördergurt über die gesamte Länge des Treibgurtzwischenantriebs, können die Zugspannungen im Fördergurt ebenfalls deutlich reduziert werden. Der Vorteil dieses Antriebs gegenüber dem Zwischentrommelantrieb liegt darin, dass die Gurtführung der eigentlichen Förderanlage nahezu unverändert bleiben kann und somit keine zwischenzeitliche Trennung von Fördergut und Fördergurt notwendig wird. Beide Zwischenantriebskonzepte sind dazu geeignet, die maximal auftretenden Gurtzugspannungen im Fördergurt zu reduzieren. Dies erfolgt durch die zusätzliche lokale Einbringung von Antriebskräften entlang der Förderanlage. Allerdings führen die vorgestellten Konzepte auch zu Nachteilen: beim Zwischentrommelantrieb erfolgt eine Trennung von Fördergut und -gurt und somit eine Erhöhung des Gurtverschleißes durch das erneute Auffördern. Treibgurtzwischenantriebe können diesen Nachteil vermeiden, müssen aber hinsichtlich ihrer Ansteuerung äußerst genau betrieben werden, um erhöhten laufseitigen Verschleiß des Fördergurtes zu vermeiden. Darüber hinaus führt die Integration einer oder mehrerer kleineren Treibgurt-Förderanlagen in die eigentliche Förderanlage zu höheren Investitionsbedarfen.

## 2.2 Kraftübertragungsverhalten von Antreibenden Tragrollen

In diesem Beitrag soll ein weiteres Zwischenantriebskonzept vorgestellt werden, welches die Idee der lokalen Antriebskrafteinleitung konsequent weiterführt. Die Grundidee liegt darin, die lokal entstehenden Bewegungswiderstände mittels ebenfalls lokal eingebrachten Antriebskräften zu überwinden [HÖT18]. Hierzu sollen ausgewählte Tragrollen der Gurtförderanlage angetrieben werden. Dieser Antrieb kann sowohl in Form eines extern angeschlossenen Elektromotors realisiert werden als auch durch die Integration eines Motors in die entsprechende Tragrolle [ECK18]. Das Antriebskonzept der antreibenden Tragrolle bedarf folglich nur einer geringen Anpassung der Förderanlage, da lediglich einzelne, konventionelle Tragrollenstationen gegen antreibende Tragrollen ausgetauscht werden müssten.

Die Kraftübertragung von konventionellen Antrieben bzw. Zwischenantrieben basiert vornehmlich auf der reibschlüssigen Kraftübertragung als Resultat der großen Kontaktfläche sowie den hohen Anpresskräften. Für Trommelantriebe ist die Kraftübertragung durch die Euler-Eytelwein-Gleichung beschreibbar und somit als Abhängigkeit vom Reibbeiwert und dem Umschlingungswinkel in Verbindung mit dem Verhältnis der Zugspannungen vor und nach dem Antrieb ausdrückbar. Bei dem Konzept der antreibenden Tragrolle ist hierzu im Vergleich sowohl der Kontaktwinkel als auch die Anpresskraft des Gurtes auf die antreibende Tragrolle deutlich geringer [ALL76]. Der Umschlingungswinkel ist abhängig vom Gurtdurchhang sowie dem Tragrollendurchmesser und der Gurtverformung infolge des Tragrolleneindrucks in den Gurt. Die Anpresskraft zwischen antreibender Tragrolle und Fördergurt ist abhängig von den Gewichtskräften des Gurtes und des Fördergurtes oberhalb der antreibenden Tragrolle.

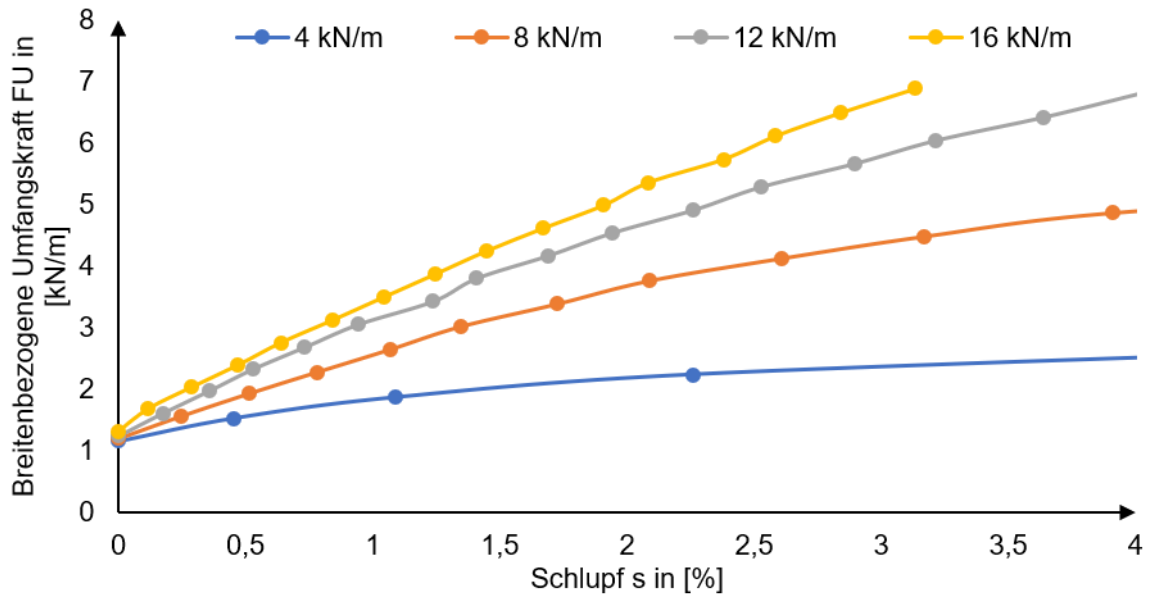


Abbildung 1: Kraftübertragungskurve

In Abbildung 1 ist deutlich zu erkennen, dass die Anpresskraft resultierend aus der Auflast auf der antreibenden Tragrolle einen erheblichen Einfluss auf das Kraftübertragungsverhalten hat. Zusätzlich ist zu erkennen, dass nur ein kleiner Teil der Antriebskraft aus einer reibschlüssigen Kraftübertragung resultiert. Durch eine Erhöhung des Geschwindigkeitsunterschieds zwischen Fördergurt und antreibender Tragrolle kann eine höhere Kraftübertragung realisiert werden. Dies ist vornehmlich durch die viskoelastischen Materialeigenschaften des Fördergurtes zu begründen. Der reibschlüssige Kraftanteil kann durch eine entsprechende Beschichtung (Keramik-Inlays) der antreibenden Tragrolle gesteigert werden. Allerdings resultiert eine deutliche Erhöhung der übertragbaren Kraft vor allem durch eine Erhöhung des Geschwindigkeitsunterschieds zwischen Gurt und Tragrolle. Dieser Geschwindigkeitsunterschied ist als Schlupf gemäß der nachstehenden Formel definiert. Wobei  $v_{Rolle}$  die Umfangsgeschwindigkeit der antreibenden Tragrolle und  $v_{Band}$  die lokale Geschwindigkeit des Fördergurtes im Kontakt mit der antreibenden Tragrolle angibt.

$$s = \frac{v_{Rolle} - v_{Band}}{v_{Band}} \text{ in [\%]} \quad (1)$$

### 3 Optimierungsmodell

#### 3.1 Einleitung

Neben der Erforschung und Entwicklung dieses neuartigen Antriebskonzeptes hinsichtlich des Kraftübertragungsverhaltens als auch einer adäquaten Steuerung, ist die wirtschaftliche Bewertung dieses Lösungsansatzes im Allgemeinen, aber vor allem aus Sicht der einsetzenden Industrie, von entscheidender Bedeutung. Es soll eine Methode vorgestellt werden, auf deren Grundlage eine quantitative Entscheidung bzgl. des Einsatzes von antreibenden Tragrollen als Antriebskonzept getroffen werden kann. Hierzu soll für eine gegebene Fördersituation eine monetäre Bewertung des Antriebskonzeptes vorgenommen

werden, welche neben den Anfangsinvestitionen auch eine Berücksichtigung der laufenden Kosten bietet.

### 3.2 Restriktionen

Die Grundlage für diese Methodik ist die Kapitalwertberechnung aus dem Bereich der Finanzmathematik für die Bewertung von Investitionsprojekten [SCH17]. Dieses Verfahren wird entsprechend angepasst, sodass ausschließlich Auszahlungen (Anfangsinvestition, laufende Kosten) berücksichtigt werden. Dies ist darin begründet, dass für eine Bewertung verschiedener Antriebskonzepte bei gegebener Fördersituation die zu erwartenden Einzahlungen identisch wären. Darüber hinaus sind Einzahlungen resultierend aus dem Verkauf des geförderten Materials nur bedingt auf die einzelne Gurtförderanlage zurückrechenbar, da der betrachtete Transportprozess nur einen kleinen Teil in der gesamten Wertschöpfungskette darstellt. Zur Vereinfachung der Methodik wird somit auf eine Berücksichtigung von Einzahlungen verzichtet. Das Vergleichskriterium ist somit nicht mehr der Kapitalwert der Investition über den angenommenen Zeitraum, sondern die zu erwartenden Gesamtkosten des Projekts. Gemäß den nachstehenden Formeln ist diese Berechnung durchführbar.

$$C_0 = -a_0 + \sum_{t=1}^N \frac{e_t - a_t}{(1+z)^t} \quad (2)$$

$$K_0 = a_0 + \sum_{t=1}^N \frac{a_t}{(1+z)^t} \quad (3)$$

Hierbei stellt  $C_0$  den Kapitalwert und  $K_0$  die Gesamtkosten über die gesamte Laufzeit von  $N$  Perioden dar. Die Auszahlungen pro Periode (Kosten) sind angegeben durch  $a_t$  und die Einzahlungen (Einnahmen) pro Periode durch  $e_t$ . Die Anfangsinvestition wird mit  $a_0$  bezeichnet. Mit dem Zinssatz  $z$  werden zukünftige Ein- und Auszahlungen auf den Gegenwartswert diskontiert, um eine Vergleichbarkeit zwischen Ein- und Auszahlungen zu unterschiedlichen Zeitpunkten zu erzeugen.

Zu den Anfangsinvestitionen zählen sämtliche Ausgaben für die erstmalige Erstellung der Gurtförderanlage sowie die Inbetriebnahme. Wobei sich diese Kosten in die drei Bereiche Mechanik, Struktur und Elektrik unterteilen lassen. In die Kosten für die Mechanik fallen die Antriebskosten, welche sich entsprechend des gewählten Antriebskonzepts auf die konventionelle Antriebstechnik und die antreibenden Tragrollen verteilen. Außerdem beinhaltet dieser Bereich unter anderem die Kosten für die konventionellen Tragrollen, die Antriebs- bzw. Umlenktrommeln sowie den Gurt inklusive der Kosten für die Herstellung der Gurtverbindungen. Die Strukturkosten umfassen vor allem die Stahlbaukosten für die Gurtförderanlagenmodule sowie für die Antriebs- und Umlenkstationen. Der Kostenbereich für die elektrische Installation umfasst neben der Integration von entsprechender Sensorik hauptsächlich die notwendige elektrische Infrastruktur für den Betrieb der Antriebe. In den laufenden Betriebskosten werden neben den anfallenden Energiekosten für den Betrieb der Anlage vor allem Kosten für Instandhaltung und Wartung betrachtet.

Um auf der Grundlage dieser Kostenberechnung eine quantitative Aussage über den Einsatz von antreibenden Tragrollen unter wirtschaftlichen Aspekten treffen zu können, ist ein

Kostenoptimierungsmodell aufgestellt worden, welches unter den gegebenen Bedingungen für die zu betrachtenden Fördersituation die optimale Zusammenstellung der möglichen Antriebskonzepte berechnen soll. Hierzu dient die Beschreibung der Kostenfunktion gemäß Formel (3) als zu minimierende Zielfunktion. Wie bereits im Vorfeld gezeigt, ist das Kraftübertragungsverhalten der antreibenden Tragrollen abhängig von der Auflast auf der entsprechenden Rolle und dem Schlupf zwischen Rolle und Fördergurt. Der Schlupf ist direkt durch eine Steuerung in Form einer Drehzahlvorgabe einstellbar und kann somit direkt als Variable für das Optimierungsmodell gewählt werden. Eine direkte Beeinflussung der Auflast durch die Steuerung ist nicht vorgesehen und müsste folglich anderweitig erzeugt werden. Da als Eingangsparameter für das Optimierungsmodell die Soll-Förderleistung festgesetzt wurde, kann durch die Variierung der Fördergeschwindigkeit die Streckenlast und folglich die Auflast auf der einzelnen antreibenden Tragrolle verändert werden. In der nachstehenden Formel ist dieser Zusammenhang definiert.

$$m'_L = \frac{I_m}{v_{Band}} \quad (4)$$

Hierbei gibt  $m'_L$  die Streckenlast resultierend aus dem Massestrom  $I_m$  und der Gurtgeschwindigkeit  $v_{Band}$  an. Durch die deutliche Abhängigkeit der Kraftübertragung von der Auflast, ist es zielführend antreibende Tragrollen dort einzusetzen, wo hohe Auflasten erreicht werden. Diesem Ziel folgend, wird in diesem Beitrag ausschließlich eine Motorisierung der mittleren Tragrolle einer dreiteiligen Tragrollenstation im Obertrum gewählt, da hier bei gewöhnlichen Fördersituationen die höchste Auflast resultierend aus Fördergut und Fördergurt existiert. In Abbildung 2 ist dies anhand des Förderquerschnitts dargestellt. Bei der Betrachtung eines dreiteilig gemuldeten Obertrums, kann gemäß DIN 22101 der theoretische Förderquerschnitt berechnet werden. Hierzu sind neben den Abmaßen der verwendeten Tragrollen sowie des Gurtes die Winkel  $\lambda$  und  $\beta$  relevant. Der Flächenquerschnitt oberhalb der mittleren Tragrolle ist mit  $A_m(v)$  bezeichnet und über die Förderleistung der betrachteten Anlage direkt von der Gurtgeschwindigkeit abhängig. Der Vergleich zwischen gesamten Förderquerschnitt und dem Förderquerschnitt oberhalb der mittleren Tragrolle zeigt, dass zur Ausnutzung hoher Auflasten auf der antreibenden Tragrolle, die mittlere Tragrolle für eine Motorisierung prädestiniert ist.

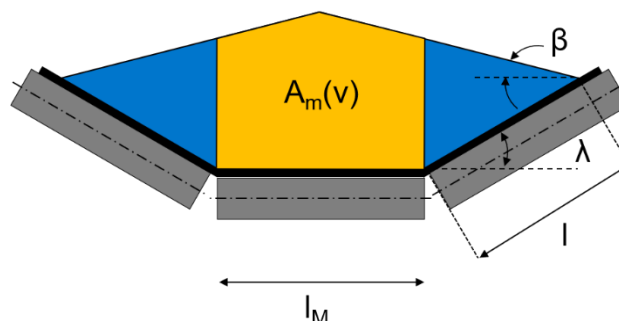


Abbildung 2: Förderquerschnitt

Zusätzlich zum Schlupf und zur Auflast, wird die Anzahl der eingesetzten antreibenden Tragrollen ebenfalls als Variable angenommen. Das Optimierungsmodell ist somit von drei

Variablen (Schlupf  $s$ , Gurtgeschwindigkeit  $v$  und Anzahl antreibender Tragrollen  $x$ ) abhängig.

Nachfolgend werden die einzelnen Teilkostenfunktionen vorgestellt. Für die Anfangsinvestitionskosten sind im Rahmen dieses Ansatzes vor allem die Kosten für den konventionellen Antrieb, die Kosten für die antreibenden Tragrollen sowie die Kosten für den Gurt von besonderer Relevanz. Weitere vorgestellte Kosten aus der Kategorie Mechanik wie bspw. die Kosten für Antriebs- und Umlenkrollen oder konventionelle Tragrollen werden nicht berücksichtigt, weil sie unabhängig vom Antriebskonzept notwendig für die Gurtförderanlage sind. Darüber hinaus bleiben die Strukturkosten für die Anlage ebenfalls unberücksichtigt, da auch diese zum größten Teil unabhängig vom gewählten Antriebskonzept sind.

### 3.3 Kostenfunktionen für Anfangsinvestition

Die Teilkostenfunktion für den konventionellen Antrieb setzen sich aus den Kosten für Elektromotor inkl. Getriebe sowie Steuerungs-, Umrichter- und Energieverteilungseinheit zusammen. Durch die bereits beschriebene Abhängigkeit des Kraftübertragungsverhaltens von der Auflast, wird als untere Grenze für die Antriebskraft, welche mittels konventioneller Antriebstechnik in den Fördergurt übertragen werden soll, der Kraftbedarf für den Betrieb und das Anfahren der leeren Förderanlage festgelegt. In diesem Betriebsszenario existiert das Minimum an Auflast auf den antreibenden Tragrollen und somit der zahlenmäßig größte Bedarf an antreibenden Tragrollen zur Erreichung einer spezifischen Antriebskraft bei gegebenem Schlupf. Darüber hinaus kann im Fall einer leeren Anlage nicht gewährleistet werden, dass sich, bedingt durch die Quersteifigkeit des Fördergurtes, ein vollständiges Anschmiegen des Gurtes an die antreibende Tragrolle einstellt. Die obere Grenze für die zu installierende Antriebskraft des konventionellen Antriebs ist durch die Bewegungswiderstände inkl. Sicherheitsfaktor gegeben und stellt somit den ausschließlichen Betrieb der Gurtförderanlage mittels konventioneller Antriebstechnik dar. Durch diese angewendeten Begrenzungen der Antriebsleistung der konventionellen Antriebstechnik wird die nachstehende Teilkostenfunktion  $K_{KA}$  verwendet. Zur Vereinfachung wird von einem linearen Kostenverlauf innerhalb der definierten Grenzen ausgegangen.

$$K_{KA}(P_{KA}) = (k_{KA,A} + k_{KA,d}) * P_{KA} \quad (5)$$

Die Teilkosten  $K_{KA}$  sind von der einzubringenden Leistung  $P_{KA}$  linear abhängig. Der Kostensatz  $k_{KA,A}$  gibt hierbei den Kostenverlauf für Antrieb inkl. Antriebsstrang an und der Kostensatz  $k_{KA,d}$  den Kostenverlauf für die entsprechende Steuerungs- und Umrichtereinheit.

Die Teilkostenfunktion für die antreibenden Tragrollen folgt dem selben Ansatz wie die Funktion zur Beschreibung der konventionellen Antriebskosten. Allerdings geht zusätzlich in diese Berechnung die verwendete Anzahl an antreibenden Tragrollen  $x$  mit ein.

$$K_{AT}(P_{AT}, x) = [(k_{AT,A} + k_{AT,d}) * P_{AT} + K_{AT,d}] * x \quad (6)$$

Bestandteile einer antreibenden Tragrolle, wie sie für die experimentellen Bestimmungen der Kraftübertragungsfunktionen verwendet wurden, sind neben der Rolle mit

entsprechender Beschichtung die Welle, die Stehlager, die Wellenkupplung, das Getriebe (Kegelradgetriebe), der Elektromotor (Servo-Asynchronmotor) und ein entsprechender Frequenzumrichter zzgl. einer Steuerungseinheit. Außerdem ein Stahlrahmen, in welchem die Einzelkomponenten zusammengeführt werden und welcher zur einfachen Handhabung und Integration in die Förderanlage genutzt werden kann. In der nachstehenden Abbildung 3 ist dieser Aufbau exemplarisch gezeigt.

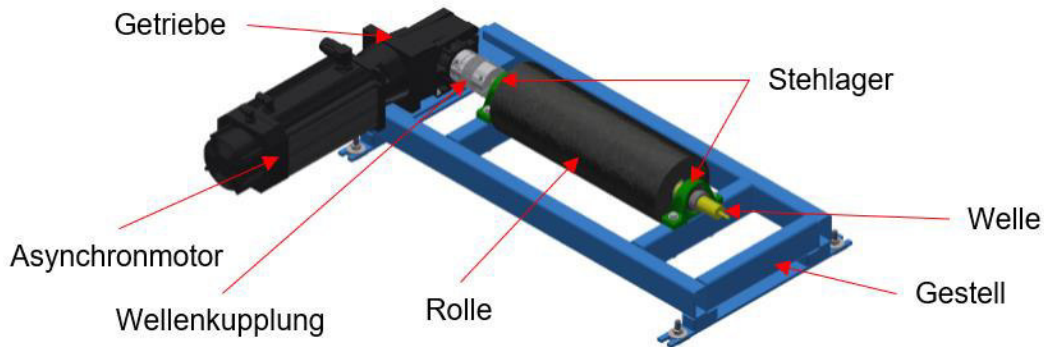


Abbildung 3: Antreibende Tragrolle mit externem Motor

Die Kostenstruktur für Elektromotor und Getriebe wird äquivalent zur konventionellen Antriebstechnik über den Parameter  $k_{AT,A}$  angegeben. Der Parameter  $k_{AT,d}$  beschreibt die motorleistungsabhängige Kostenstruktur für Umrichter und Energiebereitstellung. Der feste Kostenteil  $K_{AT,d}$  wird aus den leistungsunabhängigen Teilkosten wie bspw. den Stehlagern oder dem Stahlrahmen gebildet. Die Teilkostenfunktion für die antreibenden Tragrollen kann hinsichtlich ihrer Steigung variieren, da durch eine Veränderung der Einzelantriebsleistung, der Auflasten sowie des anvisierten Schlupfwertes unterschiedliche, maximale Kraftübertragungen realisierbar sind. Folglich kann die notwendige Anzahl an antreibenden Tragrollen zur Erbringung eines gegebenen Antriebskraftanteils und somit das Ergebnis der Teilkostenfunktion  $K_{AT}$  schwanken.

Die Gesamtkosten für den Antrieb ergeben sich aus der Summe der Teilkosten für den konventionellen Antrieb und die antreibenden Tragrollen. Die Verknüpfung dieser Teilkostenfunktionen besteht in der Erreichung der geforderten Antriebsleistung durch die Antriebskombination. Die notwendige Antriebsleistung ergibt sich aus den Bewegungs- und Beschleunigungswiderständen der Anlage sowie der avisierten Fördergeschwindigkeit. Eine Erhöhung des Antriebskraftanteils durch die antreibenden Tragrollen führt folglich zu einer Reduktion der notwendigen Antriebskraft durch den konventionellen Antrieb.

Die Teilkostenfunktion  $K_G$  für den Gurt sowie die Kosten für die Gurtverbindungen werden als Stufenfunktion gemäß der jeweiligen Gurtzugfestigkeitsklasse  $ZFK$  angenommen. Der Kostensatz  $k_{G,G}$  gibt die Gurtkosten pro Quadratmeter an und der Kostensatz  $k_{G,V}$  die Kosten pro Gurtverbindung. Die Anzahl der notwendigen Gurtverbindungen ist durch  $n_{G,V}$  gegeben. Dieser Zusammenhang ist in der nachstehenden Formel dargestellt.

$$K_E(ZFK) = k_{G,G}(ZFK) * (l_G * b_G) + k_{G,V}(ZFK) * n_{G,V} \quad (7)$$

### 3.4 Laufende Kosten

Neben der notwendigen Anfangsinvestition zur Erstellung einer Gurtförderanlage sind die Kosten für den Betrieb sowie die Instandhaltung ebenfalls relevant für die quantitative Entscheidungsfindung. Hierzu werden in dem vorgestellten Ansatz die Energie- sowie die Verschleißkosten berücksichtigt.

Die Energiekosten  $K_{G,t}$  berücksichtigen die durchschnittliche Einsatzzeit der Gurtförderanlage pro Periode  $t_{Nutz}$  und die Energiebedarfe der Antriebsvarianten ( $P_{KA}, P_{AT}$ ). Der Energiekostenfaktor  $k_E$  gibt die Kosten pro verbrauchter kWh an. Dieser Zusammenhang ist in der nachstehenden Formel dargestellt.

$$K_{E,t}(P_{KA}, P_{AT}, x) = \left( \frac{P_{KA}}{\eta_{KA}} + \frac{P_{AT}}{\eta_{AT}} * x \right) * t_{Nutz} * k_E \quad (8)$$

Bei der Berechnung der Verschleißkosten wird lediglich der Verschleiß des Fördergurtes berücksichtigt, da dieser neben seiner Verschleißanfälligkeit das größte Einzelinvestitions-gut darstellt. Die in der Praxis beobachtbare Korrelation zwischen tragseitigem Verschleiß und Fördergut sowie zwischen Verschleiß und Gurtgeschwindigkeit ist als mathematischer Zusammenhang nicht qualifizierbar. Somit wird der Verschleiß der Tragseite trotz der Variation der Fördergeschwindigkeit im Rahmen der Optimierung nicht berücksichtigt. Dem gegenüber steht allerdings die Berücksichtigung des laufseitigen Verschleißes infolge des auftretenden Schlupfs zwischen antreibenden Tragrollen und dem Fördergurt. Die aktuell verwendete Beschreibung dieses Verschleißes nimmt an, dass ein linearer Zusammenhang zwischen dem Schlupfwert und der Anzahl an schlupfbehafteten Kontaktstellen besteht. Dem zufolge führt eine Verdopplung des Schlupfs zu dem gleichen Verschleiß wie eine Verdopplung der Kontaktstellen. Die entstehenden Kosten für die Instandhaltung bzw. die Kosten für einen Gurtaustausch werden als Neuanschaffung des Fördergurtes angesehen und werden in der Periode fällig, in welcher der berechnete Verschleiß eine vorgegebene Abtraggrenze überschreitet. Dieser Zusammenhang ist in der nachstehenden Formel dargestellt.

$$K_{V,t}(v, s, P_{AT}, x) = \begin{cases} 0, & \text{wenn } h_V(v, s, P_{AT}, x) < h_{V,max} \\ K_G(ZFK) & \text{wenn } h_V(v, s, P_{AT}, x) \geq h_{V,max} \end{cases} \quad (9)$$

Hierbei gibt  $K_{V,t}$  die Verschleißkosten pro Periode an. Diese sind, entsprechend der Notwendigkeit zum Austausch des Gurtes, entweder null oder die Investitionskosten für den Gurt. Die Funktion  $h_V(v, s, P_{AT}, x)$  beschreibt den vereinfachten Verschleiß der Laufseite und  $h_{V,max}$  die kritische Größe, ab welcher der Gurt getauscht werden muss.

## 4 Anwendung

### 4.1 Referenzanlage mit konventioneller Antriebstechnik

Um die Funktion des vorgestellten Kostenoptimierungsmodells zu demonstrieren, soll eine Referenzanlage hinsichtlich des finanziell sinnvollen Einsatzes des Konzepts der antreibenden Tragrollen überprüft werden. Hierzu wurde eine Referenzanlage definiert und entsprechend ausgelegt. Die Anlage hat eine Förderlänge von 1.500 m, welche in drei topologische



Abschnitte mit jeweils 500 m, 300 m und 700 m, unterteilt ist. Wie in Abbildung 5 dargestellt, verfügt der mittlere Abschnitt über einen Höhenunterschied von 5 Metern.

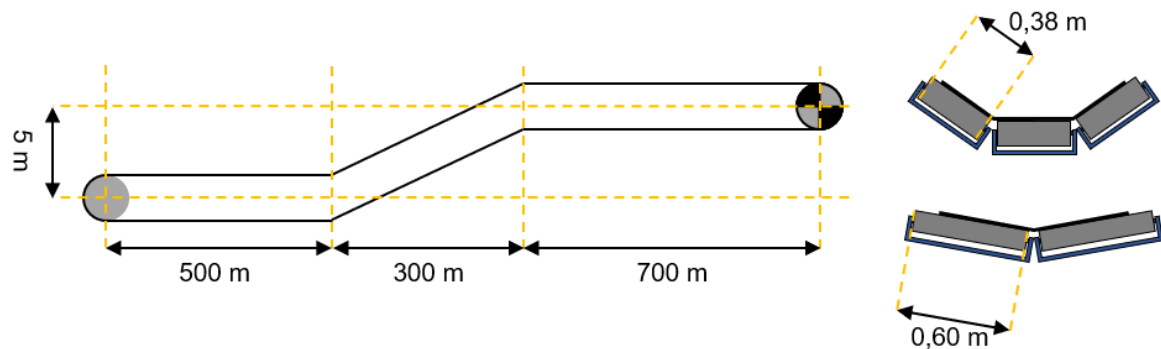


Abbildung 5: Topologie und Tragrollenanordnung der Referenzanlage

Die Förderleistung der Anlage soll 2.800 t/h bei einer anvisierten Fördergeschwindigkeit von 3 m/s betragen. Für die Referenzanlage wurde ein Gurt der Zugfestigkeitsklasse ST 1000 mit einer Deckschicht von 10 mm auf der Tragseite und 6 mm auf der Laufseite gewählt. Die Gurtzugfestigkeit wurde hierbei mit einem Sicherheitsfaktor von 4,8 beaufschlagt. Der Gurt hat eine Breite von 1000 mm und eine Länge von insgesamt 3.000 m. Die berechnete Antriebsleistung für den beladenen Zustand beträgt 365 kW und im leeren Zustand 75 kW. Als konventioneller Antrieb wurde ein einzelner 400 kW Motor mit entsprechendem Getriebe ausgewählt. In der nachstehenden Tabelle sind die essentiellen Bauteile samt kalkulierten Kosten dargestellt, welche bei der optimierten Auswahl des geeigneten Antriebskonzepts berücksichtigt werden. Die dargestellten Kosten verstehen sich zzgl. weiterer Kosten, welche allerdings durch die Wahl des Antriebskonzepts weitestgehend unberührt bleiben. Das gewählte Preisniveau orientiert sich an einer Anlage für den deutschen bzw. europäischen Raum.

Tabelle 1: Übersicht ausgewählter Kosten für Referenzanlage mit konventionellem Antrieb

<b>Bereich</b>	<b>Teilelement</b>	<b>Kosten [€]</b>
<i>Mechanisch</i>	Antriebstrang	66.500,00
	Gurt ST 1000 10/6 inkl. Verbindungen	441.300,00
<i>Elektrik</i>	Elektromotor (400 kW)	30.000,00
	Umrichter	55.000,00
		<b>592.800,00</b>

Die Summe aller relevanten bzw. betrachteten Kosten addiert sich für die Referenzanlage zu insgesamt 592.800,00 €, wenn ausschließlich das konventionelle Antriebskonzept mit einem Kopfantrieb verwendet wird. Wie aus der Tabelle erkennbar, stellt der Fördergurt den größten Einzelkostenbeitrag unter den betrachteten Kosten mit mehr als 60%. Der Antrieb mit 400 kW übersteigt die notwendige Antriebskraft von 365 kW. Damit eine Vergleichbarkeit der Kosten von Referenzanlage mit den Ergebnissen des Optimierungsmodells möglich ist, werden die Kosten für den Motor entsprechend der verwendeten Kostenfunktion für den

Kopfantrieb auf 138.244 € im Vergleich zu 151.500 € gekürzt. Somit ergibt sich ein vergleichbarer Investitionsbedarf für die Referenzanlage von rund 579.544 €. Diese Kürzung resultiert aus der nicht Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren für die Antriebsauswahl im Rahmen der Berechnung.

#### 4.2 Ergebnisse Optimierungsmodell

Der nachstehenden Tabelle sind die einzelnen Kostenfaktoren für die Berechnung der Investitions- und Betriebskosten zu entnehmen:

Tabelle 2: Kostenfaktoren

<b>Kostenfaktor</b>	<b>Formelzeichen</b>	<b>Wert</b>
<i>Kopfantrieb</i>	$k_{KA,A}$	166,25 € / kW
	$k_{KA,d}$	212,50 € / kW
		<b>378,75 € / kW</b>
<i>Fördergurt</i>	$k_{G,G}$	5,37 € / kg
	$k_{G,V}$	700 € / Stk.
		<b>5,45 € / kg</b>
<i>Energie</i>	$k_E$	0,05 € / kWh
		<b>0,05 € / kWh</b>

Für die Diskontierung der laufenden Kosten ist ein Zinssatz von 10% p.a. für insgesamt 15 Jahre angenommen worden. Die Betriebsdauer der Gurtförderanlage pro Jahr beläuft sich auf 6000 Stunden. Der Kostenfaktor für die antreibenden Tragrollen ist für die kostenoptimierte Bestimmung des Einsatzumfangs variabel gehalten worden. Insgesamt wurden drei Berechnungsszenarien durchgeführt, in denen die Stückkosten für eine einzelne antreibende Tragrolle mit 3.000 €, 2.000 € und 1.500 € angesetzt wurde. Es wurde an dieser Stelle darauf verzichtet, die reale Kostenstruktur einer der prototypischen Aufbauten zu verwenden, weil dies keinen realistischen Marktpreis darstellen würde. Als Antriebsleistung für die antreibenden Tragrollen sind, dem Laboraufbau entsprechend, 6,4 kW gewählt worden. Die verwendeten Wirkungsgrade belaufen sich für den Kopfantrieb  $\eta_{KA}$  auf 96% und für die antreibenden Tragrollen  $\eta_{AT}$  auf 95%.

Der Schlupf ist auf einen Bereich von 0% bis 8% begrenzt worden. Die Anzahl der antreibenden Tragrollen kann zwischen 0 und der maximalen Anzahl an konventionellen Tragrollenstationen im Obertrum variieren. Im Fall der vorgestellten Referenzanlage ist die resultierende Obergrenze für  $x$  folglich 990. Die Gurtgeschwindigkeit ist derart variabel, dass sich der Füllquerschnitt des Fördergurtes im Intervall von 50% bis 100% bewegt. Dies bedeutet bei der Referenzanlage ein Geschwindigkeitsintervall von 2,78 m/s bis 5,57 m/s.

Entsprechend dieser Randbedingungen wurden die drei Preisszenarien für die antreibenden Tragrollen mit dem vorgestellten Optimierungsmodell bewertet. Hierzu erfolgte eine

gesonderte Betrachtung ausschließlich der Anfangsinvestitionen auf der einen Seite und eine ganzheitliche Betrachtung aus Anfangsinvestition und Betriebskosten auf der anderen Seite.

Im ersten Szenario wird ein Stückpreis von 3.000 € für die antreibende Tragrolle angesetzt. In Abbildung 6 ist hierzu der Verlauf der Investitionskosten in Abhängigkeit von Gurtgeschwindigkeit und der Anzahl der antreibenden Tragrollen bei einem konstanten Schlupfwert von 8% dargestellt. Die Kombination der Antriebskonzepte zeigt, dass der Einsatz von 27 antreibenden Tragrollen kostenoptimal für die ausschließliche Betrachtung der Anfangsinvestitionen ist. Insgesamt bringen diese 27 antreibenden Tragrollen eine Leistung von 170 kW, gleichmäßig über die gesamte Förderlänge verteilt, in den Gurt ein. Hierdurch kann neben der Reduktion des Kopfantriebs auf eine Leistung von 195 kW ebenfalls die notwendige Gurtzugfestigkeit auf die Zugfestigkeitsklasse ST400 reduziert werden. Trotz dieser Reduktion wird der Sicherheitsfaktor von 4,8 für die Gurtzugfestigkeit weiterhin berücksichtigt.

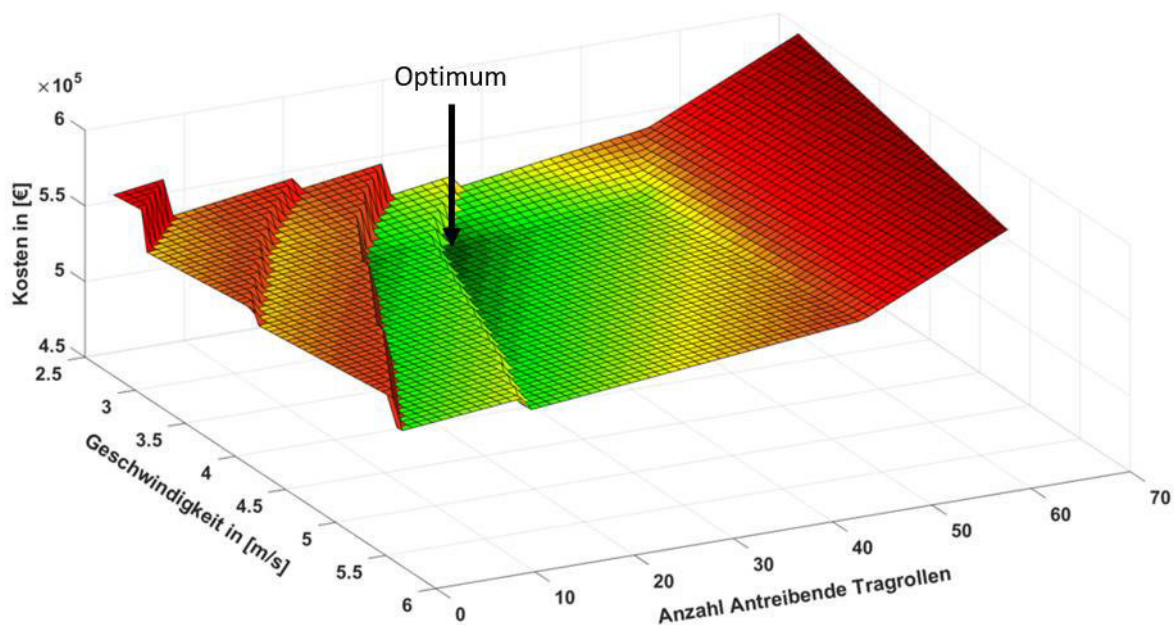


Abbildung 6: Kostenoptimierter Investitionsbedarf bei Stückpreis von 3000 €

Die Gurtgeschwindigkeit ist als Ergebnis auf 3,34 m/s erhöht worden. Entlang der Geschwindigkeitsachse spiegelt die erkennbare Stufenfunktion das Einsparpotential wieder, welches aus der Reduktion des Ladungsgewichts, infolge einer höheren Fördergeschwindigkeit, resultiert. Die gleichen Kostenstufen sind ebenfalls entlang der Achse für die antreibenden Tragrollen erkennbar. Hier resultiert die Minderung der notwendigen Zugfestigkeit in dem lokalen Abbau von Bewegungswiderständen und somit der Reduzierung der maximalen Gurtzugkraftspitze am Kopfantrieb. Außerdem ist erkennbar, dass ab etwa 50 antreibenden Tragrollen die Gesamtkosten stark steigen. An dieser Stelle kann durch einbringen weiterer antreibender Tragrollen sowohl die Gurtzugfestigkeit als auch der Kopfantrieb nicht kleiner dimensioniert werden, weil die Mindestgröße für den Kopfantrieb entsprechend der vorgestellten Definition erreicht wurde. Eine Erhöhung der Anzahl an antreibenden Tragrollen führt ab diesem Grenzwert lediglich zu höheren Kosten. Eine Erhöhung der

Gurtgeschwindigkeit und damit eine Verringerung der Auflast auf den antreibenden Tragrollen, mit dem Resultat einer verminderten Kraftübertragung führt dazu, dass die Antriebskraftausbeute der antreibenden Tragrollen gemindert wird. Dies führt in direkter Konsequenz zu höheren Kosten für den konventionellen Kopfantrieb. Eine Verringerung der Gurtgeschwindigkeit und damit eine Erhöhung der Auflast würde zu einer Verbesserung des Kraftübertragungsverhaltens der antreibenden Tragrollen führen. Dieses Potential kann allerdings nur durch eine gleichzeitige Verringerung des Schlupfwertes erreicht werden, da anderweitig die maximale Leistungsfähigkeit der antreibenden Tragrollen von 6,4 kW limitiert. Dadurch, dass in der ausschließlichen Betrachtung der Anfangsinvestitionen keine Energie- bzw. Verschleißkosten berücksichtigt werden, wird die obere Grenze für den Schlupf gewählt. Die gesamten Anfangsinvestitionen in diesem Szenario belaufen sich auf 525.740 €.

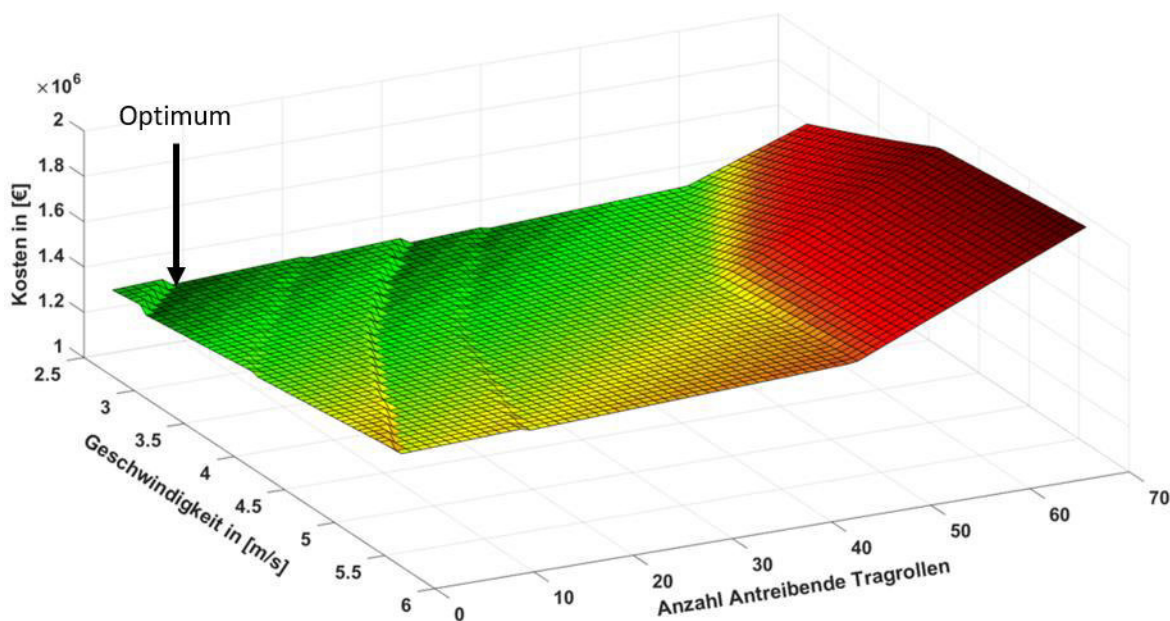


Abbildung 7: Gesamtkosten über 15 Perioden bei Stückkosten von 3000 €

Im Vergleich hierzu ist bei der Betrachtung der Gesamtkosten über die vollen 15 Jahre zu erkennen, dass die Auswirkungen von Energie- und Verschleißkosten zu einer Geschwindigkeitswahl von 2,78 m/s führen. Außerdem ergibt die kostenoptimierte Antriebsauswahl in diesem Szenario lediglich den Einsatz von 6 antreibenden Tragrollen mit einem reduzierten Schlupf von 6,6 %. Dadurch wird die notwendige Gurtzugfestigkeit von ST1000 in der Referenzanlage lediglich auf ST800 reduziert. Die bereits beschriebenen Stufen aus Abbildung 6 sind ebenfalls in Abbildung 7 erkennbar. Allerdings ist ihre Ausprägung deutlich geringer. Die in diesem Punkt erreichte notwendige Anfangsinvestition beläuft sich auf 550.130 € und ist damit rund 25.000 € teurer als das Ergebnis der reinen Anfangsinvestitionsbetrachtung. Allerdings können hier im Vergleich mit der Referenzanlage ebenfalls geringere Kosten erreicht werden. Die Erhöhung der Anfangsinvestition wird hierbei allerdings nicht vollständig durch die Reduktion der Kopfantriebsleistung erreicht. Im Vergleich zu 378,75 € pro kW für den Kopfantrieb liegt der leistungsbezogene Preis der antreibenden Tragrollen in diesem Szenario bei 468,75 € pro kW. Der große Vorteil besteht somit darin, dass bereits eine Reduktion der maximalen Gurtzugkraftspitze am Kopfantrieb von ca. 10 %

ausreichend ist, um bei dieser Referenzanlage den Einsatz eines zugschwächeren Gurtes zu verwenden, welcher direkt zu geringeren Gurtkosten führt.

In dem zweiten Szenario, in welchem der Stückpreis für eine antreibende Tragrolle mit 2.000 € angenommen wird, wird eine vergleichbare Lösungsebene zwischen den Achsen für Gurtgeschwindigkeit und Anzahl an antreibenden Tragrollen aufgespannt. Die geringeren Stückkosten führen allerdings zu einem größeren Einsatz von antreibenden Tragrollen. Bei weiterhin 8 % Schlupf werden im kostenoptimalen Punkt insgesamt 47 antreibende Tragrollen verwendet. Die Gurtgeschwindigkeit von 3,34 m/s wird, analog zu Szenario 1, ebenfalls gewählt. Hieraus resultiert eine Anfangsinvestition von 491.980 €. Durch die 47 antreibenden Tragrollen wird eine Gesamtantriebskraft von rund 295 kW über die gesamte Länge des Obertrums eingebracht. Dem entsprechend kann der Kopfantrieb auf die minimale Größe, vorgegeben durch die erläuterte Randbedingung, von 70 kW begrenzt werden. Dies führt zu einer deutlichen Reduktion der Kosten für den konventionellen Antrieb von rund 26.313 €. Die notwendige Gurtzugfestigkeit konnte durch die erreichte Verteilung der Antriebskraft deutlich reduziert werden. Äquivalent zum ersten Szenario ist hier der Einsatz eines Gurtes der Zugfestigkeitsklasse ST400 möglich. Im aktuellen Modell entspricht dies der kleinsten wählbaren Gurtzugfestigkeitsklasse.

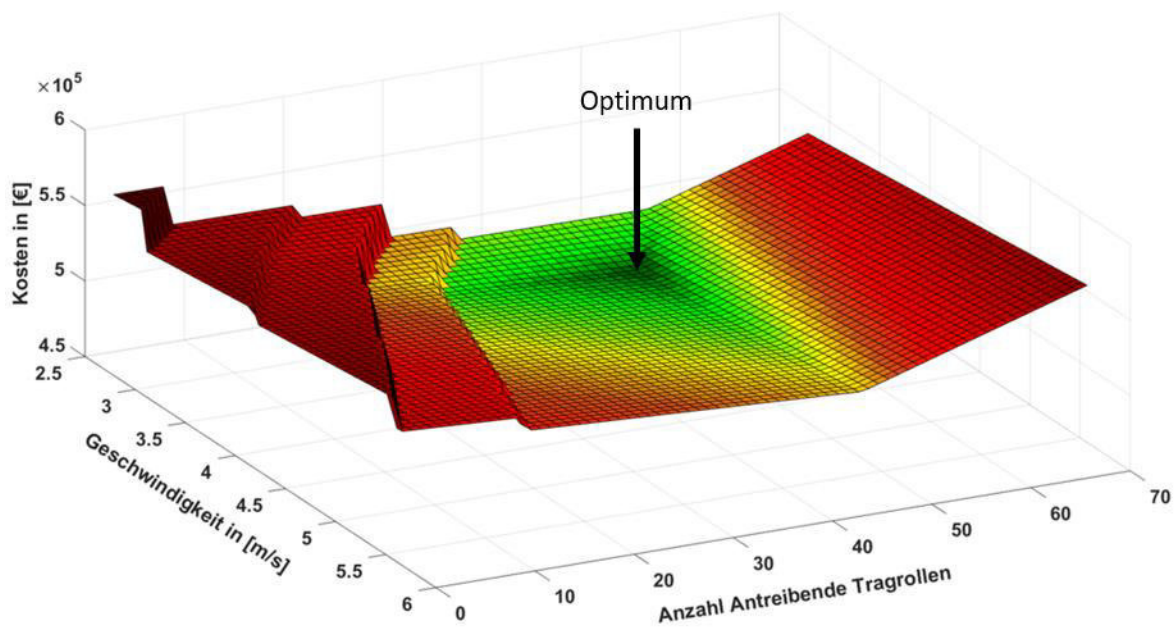


Abbildung 8: Kostenoptimierter Investitionsbedarf bei Stückpreis von 2000 €

Wenn bei der Berechnung des kostenoptimalen Einsatzes der verschiedenen Antriebskonzepte die laufenden Kosten auch für das Szenario 2 betrachtet werden, wird das Ergebnis für die antreibenden Tragrollen auf 41 Stück verschoben. Im Gegensatz zu Szenario 1, in welchem ein Schlupfwert von 6,6 % durch die Berechnung unter Berücksichtigung der laufenden Kosten ermittelt wurde, liegt der Zielschlupfwert für Szenario 2 bei 4,1 %. Durch die geringeren Stückkosten der antreibenden Tragrollen ist es wirtschaftlich sinnvoll, durch eine Erhöhung der Auflast infolge der Geschwindigkeitsreduktion auf 2,78 m/s und die daraus resultierenden größeren Bewegungswiderstände, einen kleineren Schlupfwert einzustellen, weil dieser zum einen die notwendigen Energiekosten aber auch den Gurtverschleiß



reduziert. Durch den kostengünstigeren Einsatz von antreibenden Tragrollen, kann nun allerdings, im Gegensatz zu Szenario 1, die Gurtauswahl (ST400) aus der reinen Betrachtung der Anfangsinvestition ebenfalls bei der Optimierung der Gesamtkosten getroffen werden. Wie in Abbildung 9 zu erkennen ist, liegt der optimale Bereich (dunkel Grün) auf der untersten Stufe und nicht, wie in Abbildung 7, auf der zweit höchsten Stufe.

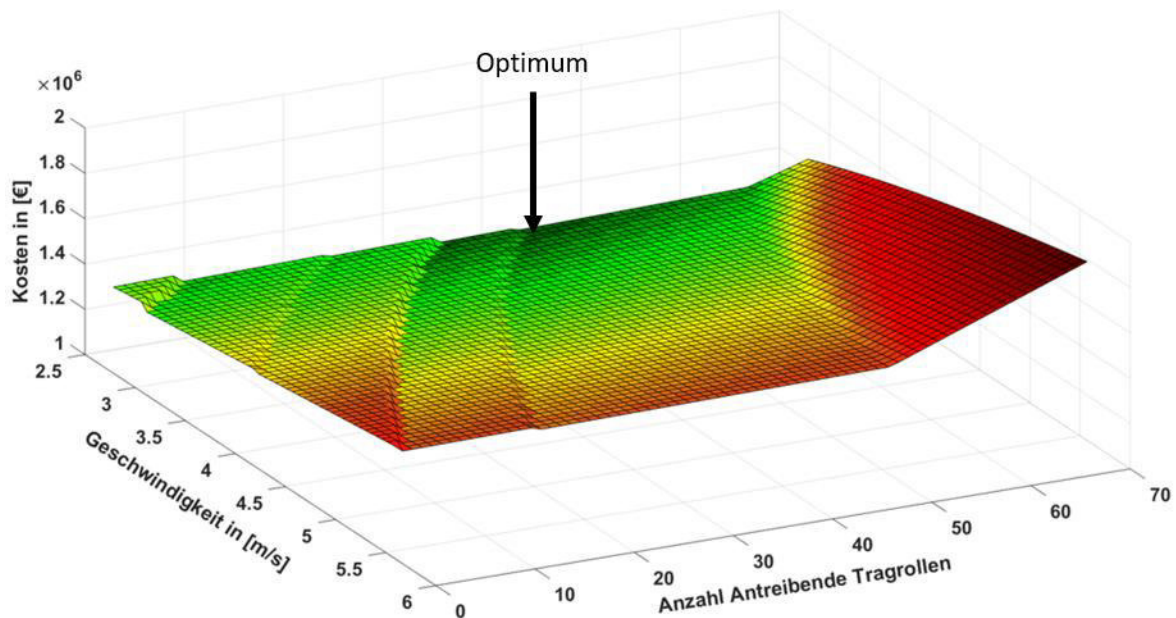


Abbildung 9: Gesamtkosten über 15 Perioden bei Stückkosten von 2000 €

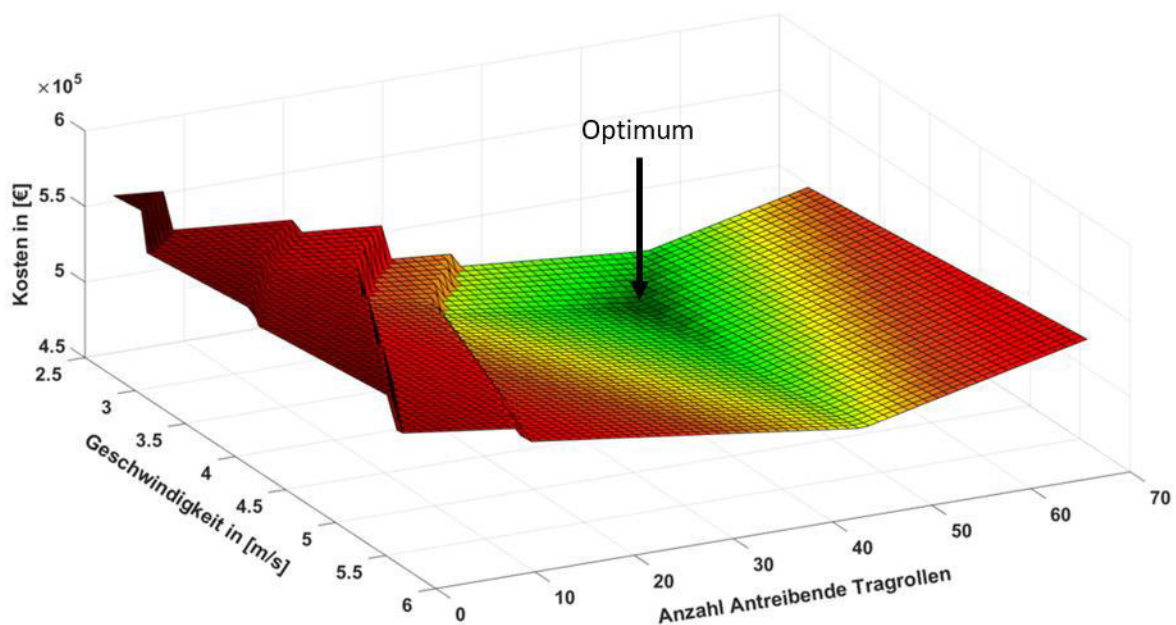


Abbildung 10: Kostenoptimierter Investitionsbedarf bei Stückpreis von 1500 €

Im dritten Szenario werden die Stückkosten auf 1.500 € reduziert. Abgesehen von den weiter gesenkten Kosten für die Anfangsinvestition, bleibt die Lösung unverändert gegenüber dem zweiten Szenario. Durch die gewählten Randbedingungen des Optimierungsmodells, ist eine Reduktion der Gurtzugfestigkeit unterhalb eines ST400 und die Dimensionierung des Kopfantriebs unter 70 kW nicht möglich. Als Ergebnis stellen sich somit die gleiche

Kombination der Variablen für Anzahl, Schlupf und Gurtgeschwindigkeit wie im Szenario 2 ein.

Lediglich bei der Betrachtung der Gesamtkosten über die 15 Jahre erfolgt eine Reduktion des Schlupfwerts auf 3,7 %. Die Ergebnisflächen in Abbildung 9 und 11 sind somit sehr ähnlich mit der Ausnahme der unterschiedlichen Schlupfwerte.

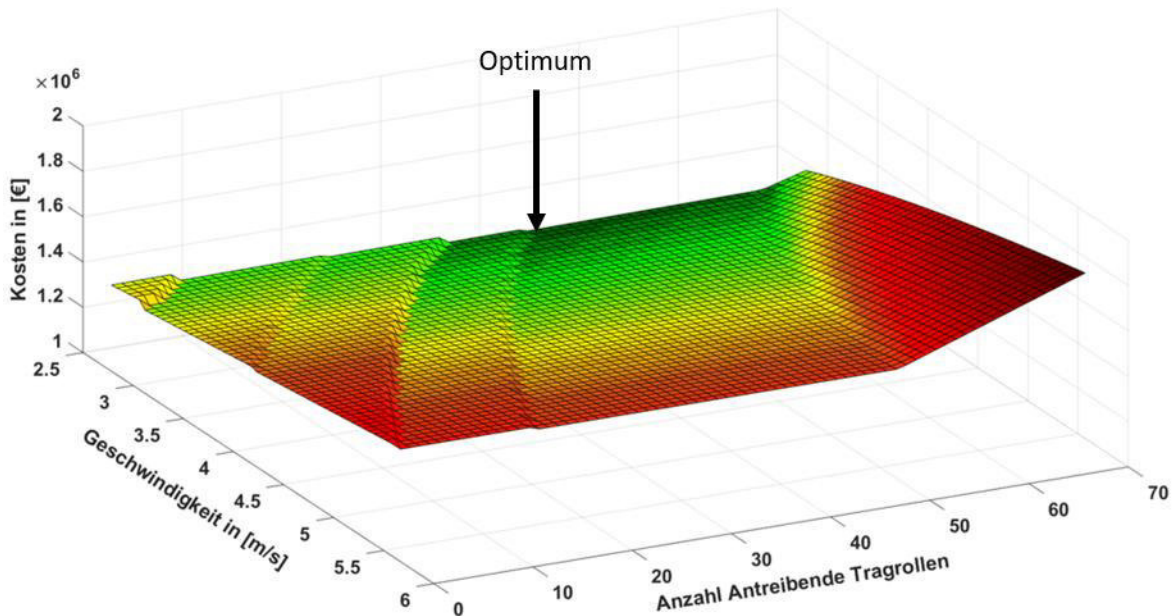


Abbildung 11: Gesamtkosten über 15 Perioden bei Stückkosten von 1500 €

Die Ergebnisse der drei Szenarien sind in der nachstehenden Tabelle 3 nochmals zusammengefasst und mit der Referenzanlage in den Vergleich gestellt worden. Für diese Übersicht sind lediglich die Ergebnisse der Gesamtkostenbetrachtung verwendet worden, da die Ergebnisse bei einer ausschließlichen Anfangsinvestitionsbetrachtung, wie im Vorfeld gezeigt, erheblich abweichen.

Tabelle 3: Gegenüberstellung der Ergebnisse

<b>Kosten</b>	<b>Referenz</b>	<b>Szenario 1</b>	<b>Szenario 2</b>	<b>Szenario 3</b>
<i>Kopfantrieb</i>	138.244 €	122.130 €	60.858 €	61.052 €
<i>Antreibende Tragrollen</i>	0,00 €	18.000 €	82.000 €	63.000 €
<i>Fördergurt</i>	441.300 €	410.000 €	371.670 €	371.670 €
<b>Anfangsinvestition</b>	<b>579.544 €</b>	<b>550.130 €</b>	<b>514.528 €</b>	<b>495.722 €</b>
<i>Energie &amp; Verschleiß</i>	832.866 €	810.180 €	817.270 €	815.480 €
<b>Gesamtkosten</b>	<b>1.415.410 €</b>	<b>1.360.310 €</b>	<b>1.331.798 €</b>	<b>1.311.202 €</b>

In der nachstehenden Tabelle 4 und 5 sind die kostenoptimierten Variablenkombinationen zusammenfassend dargestellt. Hierbei sind in Tabelle 4 die ausschließliche Betrachtung der Anfangsinvestitionen dargestellt und in Tabelle 5 die Gesamtkostenbetrachtung.

Tabelle 4: Variablenkombination für Betrachtung der Anfangsinvestitionen

<b>Übersicht</b>	<b>Szenario 1</b>	<b>Szenario 2</b>	<b>Szenario 3</b>
<i>Stückpreis antreibende Tragrolle [€ / Stk]</i>	3.000	2.000	1.500
<i>Anzahl antreibende Tragrolle [Stk]</i>	27	47	47
<i>Gurtgeschwindigkeit [m/s]</i>	3,34	3,34	3,34
<i>Schlupf [%]</i>	8,0	8,0	8,0
<i>Gurtzugfestigkeit</i>	ST400	ST400	ST400

Tabelle 5: Variablenkombination für Betrachtung der Gesamtkosten

<b>Übersicht</b>	<b>Szenario 1</b>	<b>Szenario 2</b>	<b>Szenario 3</b>
<i>Stückpreis antreibende Tragrolle [€ / Stk]</i>	3.000	2.000	1.500
<i>Anzahl antreibende Tragrolle [Stk]</i>	6	41	42
<i>Gurtgeschwindigkeit [m/s]</i>	2,78	2,78	2,78
<i>Schlupf [%]</i>	6,6	4,1	3,7
<i>Gurtzugfestigkeit</i>	ST800	ST400	ST400

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde eine Methode vorgestellt, um auf der Grundlage eines Berechnungsmodells die kostenoptimierte Auswahl eines Antriebskonzepts bzw. die Kombination verschiedener Antriebskonzepte zu treffen. Hierzu wurde, neben der Erstellung von Kostenfunktionen für die einzelnen Teilkomponenten sowie für die Verschleiß- und Energiekosten, vor allem die Auslegungsvorschriften für Gurtfördersysteme basierend auf der DIN 22101 um das experimentell ermittelte Kraftübertragungsverhalten von antreibenden Tragrollen ergänzt.

Die präsentierten Ergebnisse dieses Optimierungsmodells zeigen, dass der Einsatz von antreibenden Tragrollen als weiteres Antriebskonzept für Gurtförderanlagen unter finanziellen Aspekten sinnvoll sein und zur Hebung von Einsparpotentialen beitragen kann. Die Ergebnisse dieses Optimierungsmodells sind allerdings stark abhängig von der Wahl der Eingangsparameter. So sind die einzelnen Kostenfaktoren in ihrer Ausprägung stark davon abhängig in welcher Region der Welt die entsprechende Anlage errichtet werden soll. Darüber hinaus wird es von entscheidender Bedeutung sein, wie die reale Preisstruktur der antreibenden Tragrollen ausfallen wird, wenn diese als Massenprodukt von Zulieferern angeboten werden können.

Somit ist neben der weiterführenden Validierung der gewählten Kostenparameter die Präzisierung der Verschleißbeschreibung von besonderer Relevanz. Durch weiterführende Untersuchungen des Verschleißverhaltens von antreibenden Tragrollen, hinsichtlich der



Auswirkungen sowohl auf die Gurtlaufseite als auch auf den Rollenmantel, soll die Aussagegenauigkeit des Modells weiter erhöht werden.

Neben der Auslegung von neuen Gurtförderanlagen unter Verwendung von antreibenden Tragrollen, wie es in diesem Beitrag vorgestellt wurde, eignet sich dieses Antriebskonzept besonders für die Integration in bestehende Anlagen. Durch die geringen Anforderungen an die strukturelle Überarbeitung einer bestehenden Anlage und die damit einhergehende Einfachheit der Integration von antreibenden Tragrollen, können Anlagen mit geringem Aufwand hinsichtlich ihrer Förderkapazität erweitert werden.

Darüber hinaus bieten antreibende Tragrollen weitere Vorteile, welche aus ihrer einfachen Integrierbarkeit resultieren. Durch die freie Positionierbarkeit der antreibenden Tragrollen innerhalb der Gurtförderanlage ist es möglich lokal Antriebskraft in den Fördergurt zu übertragen, ohne die eigentliche Gurtführung zu beeinflussen. Somit können durch die Verwendung von antreibenden Tragrollen engere Kurvenradien realisiert oder Steigungswiderstände lokal reduziert werden. Dies würde in der Folge zu einer Reduktion der Kosten führen, da sowohl strukturelle Bauteile (Stahlbau etc.) als auch etwaige Geländevorbereitungen (Erbewegungen etc.) vermindert werden können. Diese Auswirkungen sind hochindividuell für die jeweilige Anlage bzw. Fördersituation und bis jetzt in diesem Optimierungsmodell nicht berücksichtigt.

## Literaturverzeichnis

- [ALL76] ALLES, R., 1976. Zum Zwischenantrieb von Gurtförderanlagen mittels angetriebener Tragrollen und Linearmotoren. Dissertation. Hannover.
- [ALS03] ALSPAUGH, M.A., 2003. The Evolution of Intermediate Driven Belt Conveyor Technology. *Bulk Solids Handling*, 23(3).
- [ECK18] ECKARDT, H., 14. März 2018. Driven Idler. Dezentraler Direktantrieb zur Leistungssteigerung von bestehenden Förderanlagen. Essen. 14. Fachtagung Gurtförderer und ihre Elemente.
- [HOM14] HOMPEL, M. ten, A. KATTERFELD, F. KESSLER, F. KRAUSE, L. OVERMEYER, K.-H. WEHKING und W.A. GÜNTNER, 2014. Stetigförderer. In: K.-H. GROTE und J. FELD-HUSEN, Hg. *Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau*. 24. aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin: Springer Berlin, U61-U88. ISBN 978-3-642-38891-0.
- [HÖT18] HÖTTE, D., 14. März 2018. Antreibende Tragrollen als alternatives Antriebskonzept für Gurtförderanlagen. Essen. 14. Fachtagung Gurtförderer und ihre Elemente.
- [KRU07] KRUSE, D. und R. LEMMON. A comparison of various belt tension calculation methodologies including CEMA 6th Edition. In: *INTERNATIONAL MATERIALS HANDLING CONFERENCE*, Hg. Beltcon 14.
- [KUN02] KUNZE, G., H. GÖHRING, K. JACOB und M. SCHEFFLER, 2002. *Baumaschinen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. ISBN 978-3-528-06628-4.
- [MUN18] MUNSON, R. Conveying vs. Trucking Economics For Medium Sized Applications [online] [Zugriff am: 15. August 2018]. Verfügbar unter: [https://www.beumergroup.com/uploads/tx\\_bbbrochures/BEUMER\\_WP\\_Conveying\\_vs\\_Trucking.pdf](https://www.beumergroup.com/uploads/tx_bbbrochures/BEUMER_WP_Conveying_vs_Trucking.pdf)
- [NUT07] NUTTALL, A., 2007. Design aspects of multiple driven belt conveyors. Delft: TRAIL Research School. ISBN 978-9-055-84092-2.
- [SCH17] SCHUSTER, T. und L. RÜDT VON COLLENBERG, 2017. Investitionsrechnung. Kapitalwert, Zinsfuß, Annuität, Amortisation: Gabler. ISBN 978-3-662-47798-4.

# Antreibende Tragrollen als alternatives Antriebskonzept für Gurtförderanlagen

D. Hötte, L. Bindzus, L. Overmeyer

Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, Leibniz Universität Hannover

## 1. Einleitung

Gurtförderer werden weltweit für den Transport von Schüttgütern eingesetzt. Hierbei werden die Anlagen in der Regel durch die auftretende Gurtzugkraft begrenzt. Aufgrund stetig steigender Ansprüche an die Förderlänge oder Förderleistung werden zum einen Zwischenantriebe eingesetzt, um die lokale Gurtzugkraft zu reduzieren, und zum anderen höherfeste Gurte mit einer maximalen Festigkeit von derzeit 10.000 N/mm verwendet. Hochfeste Stahlseilgurte sind teuer und verschieben lediglich den limitierenden Faktor für die Anlagenauslegung.

Als neues Antriebskonzept forscht das Institut für Transport- und Automatisierungstechnik (ITA) der Leibniz Universität Hannover derzeit im Bereich von antreibenden Tragrollen, wie sie in Abbildung 1 zu sehen sind. Frühere Untersuchungen hierzu wurden bereits in den 1970er Jahren durchgeführt, allerdings waren die Möglichkeiten der Steuerung damals sehr limitiert. Der Fokus aktueller Forschung liegt daher sowohl auf der Kraftübertragung von der Tragrolle auf den Gurt als auch auf der Steuerung einer einzelnen antreibenden Tragrolle sowie einer Vielzahl von Tragrollen als übergeordnete Steuerung.



Abbildung 1: Förderanlage mit antreibenden Tragrollen

Um den Vorteil von antreibenden Tragrollen zu charakterisieren, müssen sie mit bestehenden Antriebsmöglichkeiten verglichen werden. In Abbildung 2 sind neben dem konventionellen Kopfantrieb drei Varianten von Zwischenantrieben dargestellt.

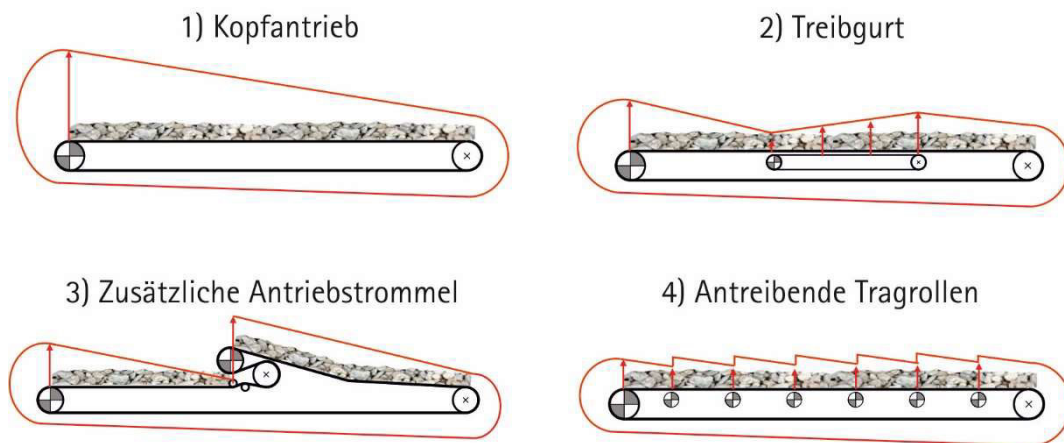


Abbildung 2: Auftretende Gurtzugkräfte bei unterschiedlichen Antriebsmöglichkeiten

Um das Maximum der Gurtzugkraft und somit die benötigte Gurtfestigkeit zu reduzieren, haben sich Treibgurte (2) und zusätzliche Antriebstrommeln (3) durchgesetzt und wurden in den letzten Jahrzehnten mehrfach verbaut. Beide Varianten bringen jedoch Nachteile mit sich, wodurch die Entwicklung neuer Zwischenantriebsmöglichkeiten wünschenswert ist. Treibgurte sind mit hohen Kosten verbunden und zusätzliche Antriebstrommeln bilden zusätzliche Übergabestellen des Fördergutes, welche die Gurtlebensdauer reduzieren. Antreibende Tragrollen ermöglichen einen gleichmäßigen Abbau der Gurtzugkraft ohne die Anlagenführung zu beeinflussen. Sie eignen sich daher sowohl, um die Förderlängen neuer Anlagen zu erweitern als auch die Kapazität bestehender Anlagen nachträglich zu erhöhen.

## 2. Laboruntersuchungen

Da Tragrollen im Vergleich zu Trommeln eine deutlich verringerte Berührfläche haben, ergibt sich entsprechend eine Verringerung der übertragbaren Kraft. Um diese zu ermitteln werden am ITA Laboruntersuchungen durchgeführt, um den Einfluss verschiedener Parameter auf die Kraftübertragung zu ermitteln. Hierzu zählen beispielsweise die vertikale Auflast durch das Fördergut, die Gurtgeschwindigkeit, der Tragrollendurchmesser, die Tragrollenbeschichtung als auch der Einfluss von Feuchtigkeit in der Kontaktfläche zwischen Gurt und Rolle.

In Abbildung 3 ist der Testaufbau für die durchgeführten Untersuchungen gezeigt. Die antreibende Tragrolle ist hierbei über einen Drehmomentaufnehmer mit einem 18 kW Getriebemotor verbunden, über welchen der Gurt angetrieben wird. Am Prüfstand können sowohl die Bremskraft der Umlenktrummel als auch die vertikale Auflast eingestellt werden. Der auftretende Schlupf wird über zwei Drehgeber berechnet, welche die Tragrollen- und Gurtgeschwindigkeit ermitteln.

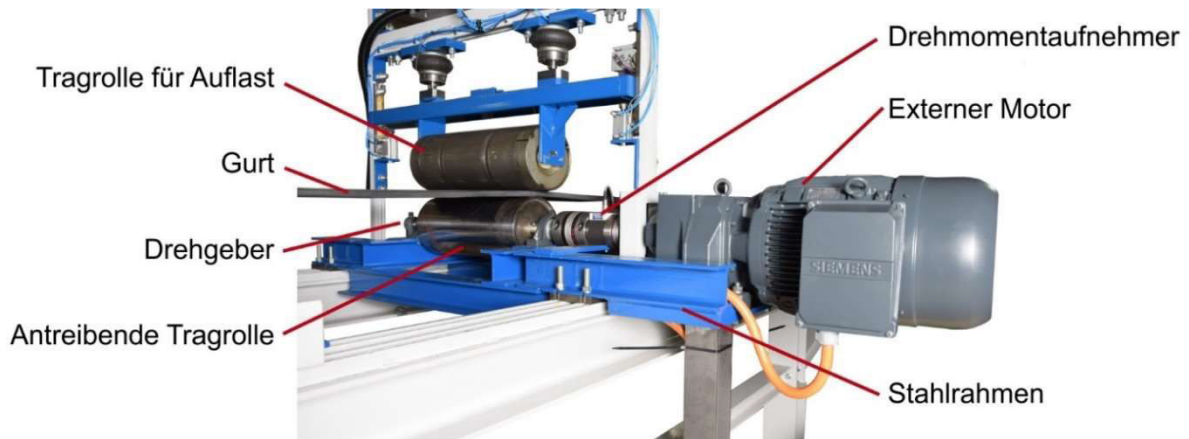


Abbildung 3: Testaufbau zur Ermittlung der übertragbaren Kraft

Die aufgenommenen Messwerte werden zur besseren Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit auf andere Anlagen breitenbezogen dargestellt (siehe Abbildung 4).

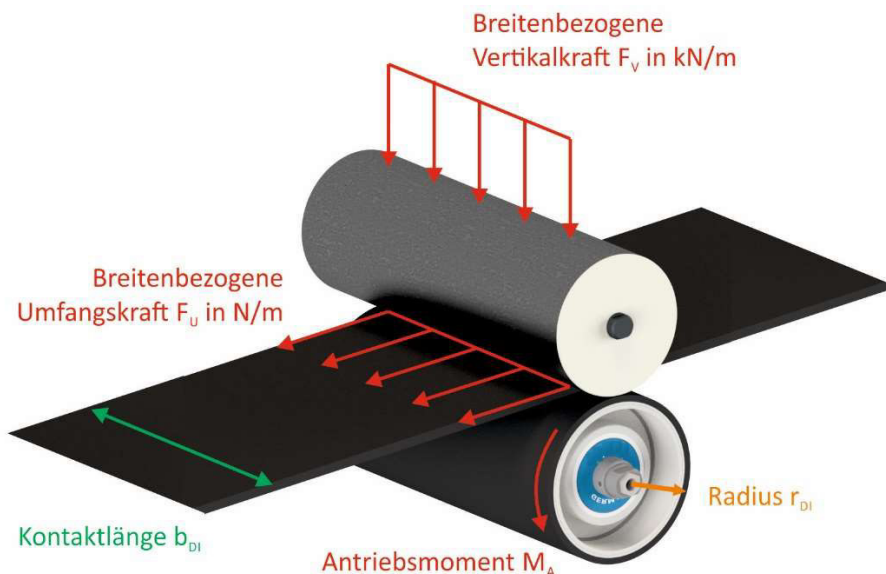


Abbildung 4: Definition der Messgrößen

Das gemessene Drehmoment  $M_A$  ergibt mit Hilfe des Tragrollenradius  $r_{DI}$  und der Berührlänge  $b_{DI}$  eine breitenbezogene Umfangskraft  $F_U$ :

$$F_U = \frac{M_A}{b_{DI} * r_{DI}} \quad (1)$$

In Abbildung 5 ist die Umfangskraft  $F_U$  über dem Schlupf  $s$  für unterschiedliche Auflasten dargestellt. Hierbei ist eine deutliche Abhängigkeit von der vertikalen Auflast zu erkennen, sodass sich bei einem zulässigen Schlupf von beispielsweise 2 % die übertragbare Umfangskraft verdoppelt, wenn die vertikale Auflast von 5 kN/m auf 15 kN/m erhöht wird.

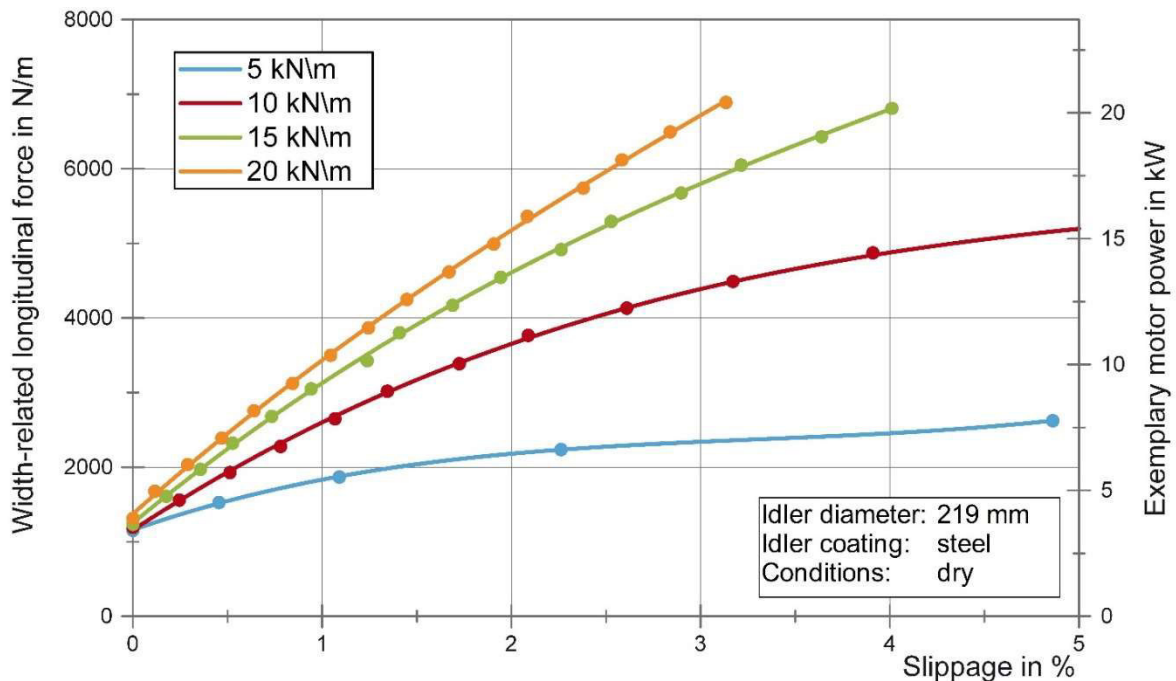


Abbildung 5: Übertragbare Umfangskraft bei verschiedenen vertikalen Auflasten

Auf der rechten Ordinate ist zum besseren Verständnis eine beispielhafte Motorleistung aufgetragen, welche sich durch eine Gurtgeschwindigkeit von 4,8 m/s und Wirkungsgrade von jeweils 0,9 für Getriebe und Motor ergibt. Abhängig von den zulässigen Schlupfgrenzen, können bei einer vertikalen Auflast von 15 kN/m somit Motorleistungen von 9 bzw. 13 kW für einen zulässigen Schlupf von 1 bzw. 2 % gewählt werden. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die vertikale Auflast zwar ein Hauptfaktor für die Kraftübertragung ist, diese insgesamt aber von einer Vielzahl an Parametern abhängt. In weiteren Untersuchungen werden daher am ITA Messreihen durchgeführt, um eine möglichst genaue und optimale Auslegung für den Zwischenantrieb durch Tragrollen zu gewährleisten.



### 3. Praxisstudie

BHP Billiton betreibt eine Hafenförderanlage im Nordwesten Australiens mit einer Länge von 200 m und einer Kapazität von 12.500 t/h. Die Förderleistung dieser Anlage soll ohne großen, baulichen Aufwand auf 15.000 t/h erhöht werden, wodurch sich ein Einsatz von antreibenden Tragrollen als nachgerüstete Zwischenantriebe anbietet. In einem ersten Test wurde eine einzelne antreibende Tragrolle eingebaut, um die Möglichkeit der Krafteinleitung unter realen Bedingungen zu verifizieren. Abbildung 6 zeigt den Testaufbau (links), welcher anschließend zwischen zwei Tragrollenstühle in der Anlage eingebaut wurde (rechts). Die antreibende Tragrolle ist hierbei leicht erhöht eingebaut, um die vertikale Auflast auf die Tragrolle zu erhöhen.

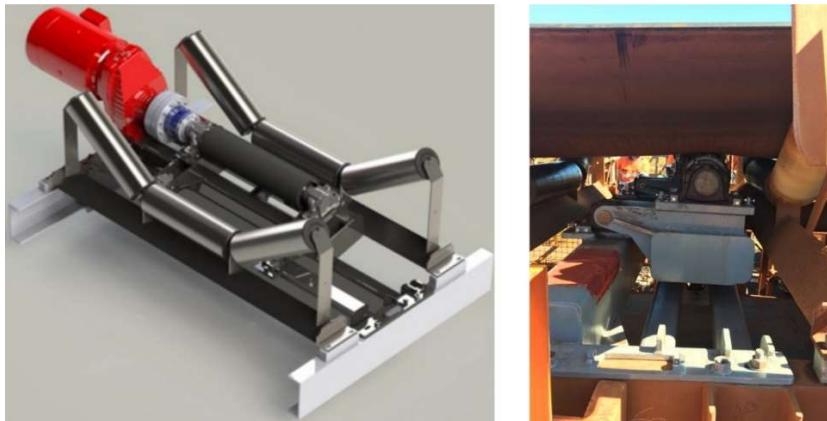


Abbildung 6: Einbau der antreibenden Tragrolle in eine Förderanlage

In Abbildung 7 ist der Verlauf der Motorleistung des Hauptantriebes sowie der antreibenden Tragrolle, auf zwei unterschiedlich skalierten Ordinaten, dargestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass sich die Leistung des Hauptantriebes reduziert sobald die Tragrolle eingeschaltet wird. Die aufgebrauchte Leistung der Tragrolle von 25 kW führt zu einer Reduzierung der benötigten Leistung am Hauptantrieb um etwa 23 kW.

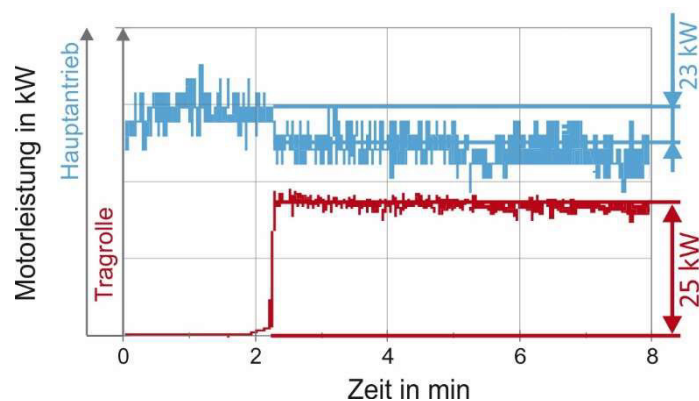


Abbildung 7: Verlauf der Motorleistung beim Einschalten der Tragrolle als Zwischenantrieb

## 4. Steuerungskonzept

Wie in den vorherigen Kapiteln gezeigt, ist eine Kraftübertragung durch antreibende Tragrollen grundsätzlich möglich. Durch die limitierte Kraftübertragung wird jedoch eine deutlich höhere Anzahl an Antrieben benötigt. Hierzu werden am ITA dezentrale Steuerungskonzepte erarbeitet, um die Vielzahl an Antrieben zuverlässig betreiben zu können. Wie in Abbildung 8 dargestellt, werden eine bestimmte Anzahl von Antrieben zu Nachbarschaften zusammengefasst, welche nach denselben Vorgaben gesteuert werden. Es findet dabei sowohl zwischen den Antrieben als auch zwischen den Nachbarschaften ein Informationsaustausch statt, damit in jedem Betriebsszenario die benötigte Antriebsleistung zur Verfügung steht und gleichzeitig der auftretende Schlupf zwischen Rolle und Gurt minimal gehalten wird.

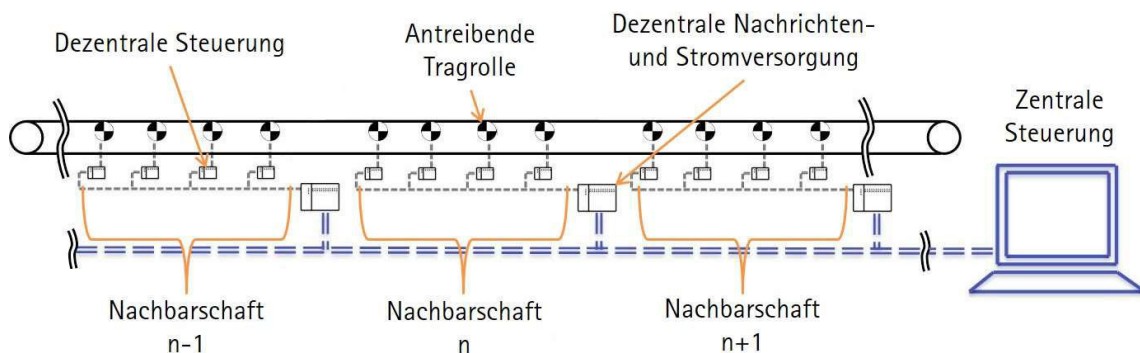


Abbildung 8: Dezentral verteilte Anlagensteuerung

Um die Steuerungskonzepte zu erarbeiten und zu verifizieren, befindet sich am ITA ein Prüfstand für insgesamt fünf antreibenden Tragrollen. Hierbei kann die Auflast für jede Tragrolle einzeln geregelt, sowie über die Bremstrommel eine Bremskraft auf den Fördergurt übertragen werden.

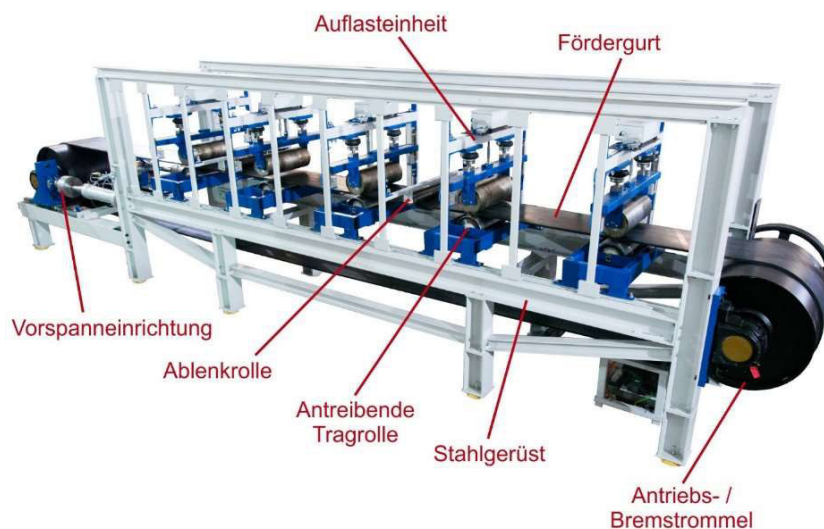


Abbildung 9: Prüfstand für antreibende Tragrollen