

Erweiterung klassischer Widerstandsberechnungen an Stetigförderern durch Systemsimulation: Eine Grundlage für den digitalen Zwilling von Taschensortern

Enhancing Conventional Resistance Calculation via System Simulation: A Digital Twin Concept for Pouch Sorters

Patrick Kröpfl, Alexander Ortner-Pichler, Christian Landschützer

Institut für Technische Logistik
Technische Universität Graz

Taschensortern gewinnen in der Intralogistik, insbesondere im E-Commerce, aufgrund ihrer Fähigkeit zum dynamischen Puffern, Sequenzieren und Sortieren zunehmend an Bedeutung. Üblicherweise werden solche Anlagen für den Betrieb unter Volllast ausgelegt, wobei quasistatische Berechnungsverfahren Anwendung finden. Da diese Systeme im realen Betrieb jedoch überwiegend im Teillastbereich betrieben werden, arbeiten Antrieb, Getriebe und Frequenzumrichter häufig mit reduziertem Wirkungsgrad und sind für einen Großteil der Einsatzzeit überdimensioniert. Zur Steigerung der Energieeffizienz wird in dieser Arbeit ein adaptives Mehrfachantriebskonzept vorgestellt, bei dem ein digitaler Zwilling die Anzahl aktiver Antriebe in Abhängigkeit vom aktuellen Beladungszustand in Echtzeit steuert. Zentrales Element ist ein Simulationsmodell zur Ermittlung der mechanischen Widerstände. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich der Wirkungsgrad des Antriebs und somit der spezifische Energieverbrauch im Teillastbetrieb signifikant verbessern lassen, ohne Einbußen bei Förderleistung oder Durchsatz. Abschließend werden weitere Schritte zur Validierung sowie mögliche Anwendungsszenarien skizziert.

[Schlüsselwörter: Taschensortern, Digitaler Zwilling, Numerische Simulation, Mehrkörpersimulation, Energieeffizienz]

Pouch sorters are gaining increasing importance in intralogistics, particularly in e-commerce, due to their ability to dynamically buffer, sequence, and sort items. These systems are typically designed for full-

load operation using quasi-static calculation methods. However, in actual use, they usually operate in partial-load conditions, where drives, gear units, and frequency converters exhibit reduced efficiency and are oversized for most of their operating time. To improve energy efficiency, this paper presents an adaptive multi-drive concept in which a digital twin dynamically adjusts the number of active drives in real time based on the current load of the carriers. The core of this approach is a simulation model that determines the mechanical resistances. The simulation results show that the drive efficiency — and thus the specific energy consumption — can be significantly improved during typical partial-load operation without impairing conveying performance or throughput. Finally, the paper outlines further validation steps and potential application scenarios.

[Keywords: Pouch Sorter, Digital Twin, Numerical Simulation, Multibody-Simulation, Energy Efficiency]

1 Einleitung

Taschensortern werden in der Intralogistik, insbesondere im E-Commerce, für dynamische Puffer-, Sequenzier- und Sortierprozesse eingesetzt [1]. Diese Anlagen sind hochdynamischen Belastungen ausgesetzt. Mehrere hundert frei pendelnde Ladungsträger erzeugen zeit- und lastabhängige Kraftspitzen, welche auf das Zugmittel (Kette) und die Führungsschiene wirken [2].

Üblicherweise erfolgt die Dimensionierung der Komponenten und der Antriebstechnik unter der Annahme vollständiger Beladung. Dabei kommen quasistatische

Berechnungsverfahren zum Einsatz, kombiniert mit empirisch ermittelten Beiwerten, um Phänomene zu berücksichtigen, die sich sonst nicht oder nur unzureichend beschreiben lassen.

Da die Systeme im realen Betrieb jedoch nahezu ausschließlich im Teillastbereich arbeiten, führt dies häufig zu überdimensionierten Antriebssystemen für den stationären Betrieb [3, 4]. In diesem Bereich nimmt der Wirkungsgrad von Antrieben, Getrieben und Frequenzumrichtern aufgrund ihrer ausgeprägten Lastabhängigkeit deutlich ab, mit negativen Auswirkungen auf die Energieeffizienz der Gesamtanlage [3, 5, 6].

Zur Kompensation dieses Defizits wird in der vorliegenden Arbeit der Einsatz eines adaptiven Mehrfachantriebs vorgestellt, bei dem die Antriebssteuerung mithilfe eines digitalen Zwillings dynamisch an die aktuelle Beladung angepasst wird. Der digitale Zwilling nutzt die Logistikkdaten der realen Anlage, erfasst den Beladungszustand der Ladungsträger, prognostiziert auf Basis eines Simulationsmodells die daraus resultierenden Kettenkräfte und liefert damit die Entscheidungsgrundlage, wie viele und welche Antriebe benötigt werden, um diese im optimalen Wirkungsgrad zu betreiben.

Zentrales Element der Arbeit ist die Entwicklung eines Simulationsmodells, das sowohl die mechanischen Widerstände über einen objektorientierten Mehrkörpersimulationsansatz abbildet als auch die Antriebssteuerung integriert. Das Modell erlaubt in Echtzeit die Ermittlung der benötigten Antriebsleistung in Abhängigkeit vom momentanen Beladungszustand. Ziel ist es, Antriebe mit geringerer Nennleistung in einem günstigeren Betriebspunkt zu betreiben, anstatt einen einzelnen Antrieb dauerhaft ineffizient im Teillastbereich zu betreiben.

Im Rahmen einer Fallstudie wird mithilfe des Simulationsmodells ein exemplarisches Testlayout analysiert, in dem ein Einzelantrieb mit einem adaptiven Mehrfachantriebskonzept verglichen wird. Die Ergebnisse zeigen, dass sich der Gesamtwirkungsgrad im Teillastbetrieb durch den Einsatz des adaptiven Mehrfachantriebs deutlich verbessern lässt, ohne negative Auswirkungen auf Förderleistung oder Durchsatz.

2 Stand der Technik

2.1 Konventionelle Widerstandsberechnung für Taschensorter

Wie eine Literaturrecherche der Autoren in [2] verdeutlicht, sind derzeit keine spezifischen Quellen, die sich in der Berechnung mechanischer Widerstände auf Taschensorter beziehen, bekannt. Stattdessen greift man auf etablierte Berechnungsmethoden aus dem Bereich der Hängefördertechnik zurück. Autoren wie Salzer [7], Pajer

und Kurth [8], Spivakovskij und Djakov [9] sowie Zillich [10] bieten hierzu detaillierte Analysen der auftretenden Reibungswiderstände, welche zu einem Gesamtwiderstand zusammengefügt werden. Andere Quellen, beispielsweise Heinrich [11], Griemert und Römisch [4] sowie Will [3], vereinfachen hingegen ihre Berechnungen aufgrund des Aufwands erheblich und greifen dabei auf erfahrungsbasierte Kenngrößen sowie empirische Korrekturfaktoren zurück.

Unabhängig vom jeweiligen Detaillierungsgrad basieren alle genannten Ansätze auf quasistatischen Berechnungsmethoden. Die daraus ableitbaren Gleichungen erlauben somit keine Lösungen im Zeitbereich und ermöglichen es nicht, Kräfte infolge dynamischer Vorgänge wie Lastschwankungen oder verschiedene Fahrmanöver (Anfahren, Abbremsen bis hin zu Not-Stopp-Szenario) abzubilden [2].

2.2 Antriebsdimensionierung von Stetigförderern

Gemäß Jodin und ten Hompel [12], Griemert und Römisch [4] sowie Will [3] ist bei der Antriebsdimensionierung ein Szenario mit vollständiger Beladung aller Horizontal- und Steigungsstrecken bei gleichzeitig unbeladenen Gefällestrecken sowie dem Betrieb aller passiven Komponenten wie Ein- und Ausschleusungen anzunehmen.

Die dabei vom Antrieb maximal aufzubringende Leistung entspricht der sogenannten Volllastbeharrungsleistung im stationären Betrieb. Diese kann durch instationäre Vorgänge wie Anlauf- oder Bremsvorgänge deutlich überschritten werden, was bei Unstetigförderern von hoher Bedeutung ist. Bei Stetigförderern hingegen genügt die Antriebsdimensionierung auf Grundlage der Volllastbeharrungsleistung im stationären Betrieb [4].

Will [3] weist weiters darauf hin, dass das für die Dimensionierung maßgebliche Volllastszenario im realen Betrieb nur äußerst selten bis gar nicht auftritt und Förderanlagen überwiegend im Teillastbereich arbeiten. Dies resultiert, wie zuvor angegeben, im regulären Betrieb in einer erheblichen Überdimensionierung des Antriebssystems.

2.2.1 Mehrfachantriebe

Neben der verfügbaren Antriebsleistung ist die maximal zulässige Grenzbelastung des Zugmittels ein entscheidender Faktor für die Dimensionierung. Da die Antriebsleistung bei konstanter Fördergeschwindigkeit direkt mit der Kettenzugkraft verknüpft ist, lässt sich diese nur begrenzt reduzieren. Unter der Voraussetzung einer konstanten Kettenlänge kann sie durch den Einsatz von Mehrfachantrieben wirksam reduziert werden.

Nach Jodin und ten Hompel [12] ergeben sich insbesondere bei langen Förderstrecken folgende Vorteile durch den Einsatz von Mehrfachantrieben:

- Einsatz kleiner, kompakter und standardisierter Antriebseinheiten,
- Leistungsanpassung über die Anzahl aktivierter Antriebe,
- Reduzierung der maximal auftretenden Kettenzugkraft,
- Redundanz bei zeitkritischen Sortieranwendungen.

Abbildung 1 stellt exemplarisch den Verlauf der Kettenzugkraft entlang der Länge L einer Förderstrecke dar. Die linke Darstellung zeigt einen linearen Anstieg der Kettenzugkraft F_K infolge zunehmender Widerstände. Rechts ist der Effekt von Mehrfachantrieben dargestellt, bei dem die Kettenzugkraft nach jedem der Antriebe um die eingebrachte Antriebskraft reduziert und somit effektiv begrenzt wird.

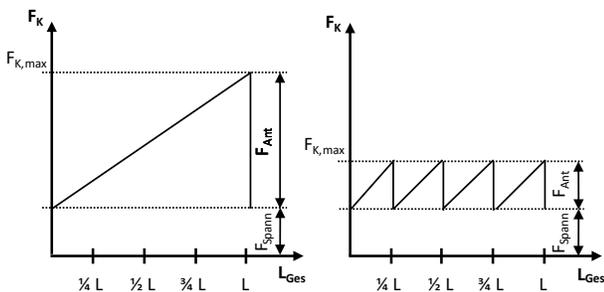


Abbildung 1: Kettenzugkraftverteilung Einzel- und Mehrfachantrieb [12]

2.2.2 Wirkungsgradcharakteristik elektrischer Antriebe

Der Wirkungsgrad elektrischer Antriebe (Drehstrom-Asynchronmotoren) erweist sich als stark lastabhängig. Abbildung 2 zeigt den Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Lastgrad für verschiedene Antriebsleistungen. Der grau markierte Bereich entspricht dem typischen Einsatzgebiet von Taschensortern. Je nach Lastgrad treten dabei Schwankungen des Wirkungsgrads von etwa 30 bis 40 % auf.

Laut Binder [5] steigt dieser zunächst mit höherer Belastung an und sinkt bei sehr hoher Auslastung wieder ab, da lastabhängige Verluste überproportional zunehmen. Der maximale Wirkungsgrad tritt dabei typischerweise bei etwa 70 % der Bemessungslast auf. Rudolph und Wagner [13] weisen darauf hin, dass sich dieser Effekt mit der Bemessungsleistung des Antriebs verändert: Antriebe mit geringer Bemessungsleistung zeigen eine ausgeprägtere Lastabhängigkeit und einen deutlicheren Wirkungsgradabfall im Teillastbereich als größere Maschinen.

Stöhr [14] erläutert hierzu, dass der Wirkungsgradanstieg größerer Antriebe auch darauf zurückzuführen ist, dass das Verhältnis von Luftspaltvolumen zu Antriebsvolumen geringer ist und somit der Magnetisierungsstrom bezogen auf den Nennstrom sinkt. Ein weiterer Einflussfaktor liegt in der Kombination von Getriebe und Antrieb begründet, da insbesondere bei kleineren Bemessungsleistungen das lastunabhängige Schleppmoment des Getriebes erheblichen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad besitzt.

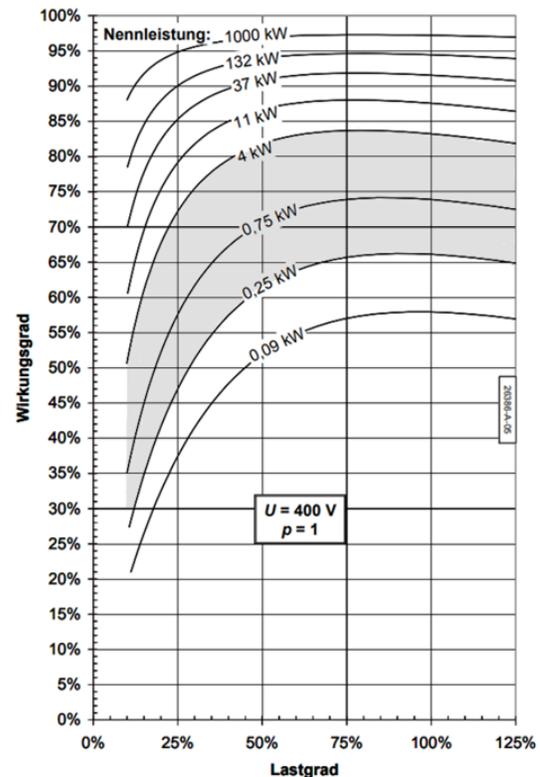


Abbildung 2: Wirkungsgrade von Asynchronmotoren in Abhängigkeit vom Lastgrad [13]

Die European Materials Handling Federation [6] nennt neben dem Antriebs- und Getriebewirkungsgrad auch noch die Lastabhängigkeit des Frequenzumrichters. Der Gesamtwirkungsgrad aus Antrieb, Getriebe und Frequenzumrichter ergibt sich aus dem Produkt der einzelnen Wirkungsgrade, sodass eine Verschlechterung einzelner Wirkungsgrade im Teillastbetrieb multipliziert wird.

Beispiele für vertiefte Analysen von Wirkungsgradverlusten in Förderanlagen stammen von Stöhr [14], Lotterberger [15] sowie Bona et al. [16].

2.3 Terminologische Einordnung verwendeter Simulationsmethoden

Die Vielzahl an Simulationsmethoden und deren teils starke inhaltliche Überschneidungen erschwert in der Literatur eine eindeutige Abgrenzung der Begriffe. Daher werden im Folgenden die in dieser Arbeit verwendeten Simulationsansätze systematisch eingeordnet und deren Überschneidungsbereiche aufgezeigt.

Numerische Simulation bezeichnet die rechnergestützte, approximative Lösung mathematischer Modelle physikalischer Vorgänge mithilfe numerischer Lösungsverfahren. Sie kommt insbesondere dann zum Einsatz, wenn eine analytische Lösung des zugrunde liegenden physikalischen Systems nicht möglich oder sinnvoll umsetzbar ist [17]. Typische Anwendungsbereiche im Ingenieurwesen umfassen [17, 18, 19, 20]:

- die Finite-Elemente-Methode (FEM) zur Berechnung von Strukturverhalten und Wärmeleitung,
- die Strömungssimulation (CFD) zur Analyse von Fluidströmungen,
- die Diskrete-Elemente-Methode (DEM) zur Modellierung von Partikelsystemen,
- sowie die Mehrkörpersimulation (MKS) zur Analyse des dynamischen Verhaltens mechanischer Systeme.

Mehrkörpersimulation ist ein Spezialfall der numerischen Simulation. Sie dient der Berechnung von Bewegungen und Kräften in Systemen, die aus starr oder elastisch gekoppelten Körpern bestehen. Diese Körper sind diskret modelliert und über Gelenke, Lager oder krafteinleitende Elemente (z. B. Federn, Dämpfer, Kontakte) miteinander verbunden. Ziel ist die Ermittlung zeitabhängiger kinematischer und dynamischer Größen [19].

Gemäß Vajna et al. [17], Landschützer [18], Stöhr und Landschützer [21] sowie Isermann [22] lassen sich zwei Hauptformen der MKS unterscheiden:

- **Geometriebasierte, dreidimensionale MKS-Modelle:** Sie basieren auf realen CAD-Geometrien und ermöglichen eine präzise Kontaktmodellierung. Sie werden typischerweise in spezialisierten Programmen wie Hexagon Adams oder RecurDyn umgesetzt.
- **Objektorientierte (abstrahierte) MKS-Modelle:** Sie verwenden vereinfachte Ersatzmodelle, z. B. Massen, Feder-Dämpfer-Elemente oder Trägheitsblöcke. Sie werden häufig mit Simulationsumgebungen wie MATLAB/Simulink (Simscape), Dymola/Modelica oder SimulationX (ESI) realisiert.

Der Fokus objektorientierter MKS-Modelle liegt auf der Berechenbarkeit komplexer Gesamtsysteme – bewusst auf Kosten mechanischer Detailtiefe. Diese Modelle werden insbesondere eingesetzt, wenn eine domänenübergreifende Betrachtung technischer Systeme erforderlich ist [17]. Derartige Ansätze sind Bestandteil der Systemsimulation, die auf die abstrahierte Abbildung multiphysikalischer Systeme abzielt. Im Zentrum steht dabei das Zusammenspiel verschiedener Domänen wie Mechanik, Elektrotechnik, Hydraulik, Thermik und Steuerungstechnik [17, 20].

Abbildung 3 zeigt die Einordnung der in dieser Arbeit verwendeten Ansätze zur Widerstandermittlung: Die objektorientierte Mehrkörpersimulation und die Systemsimulation überlappen sich im Bereich der Technischen Mechanik und lassen sich dem übergeordneten Begriff der numerischen Simulation zuordnen.

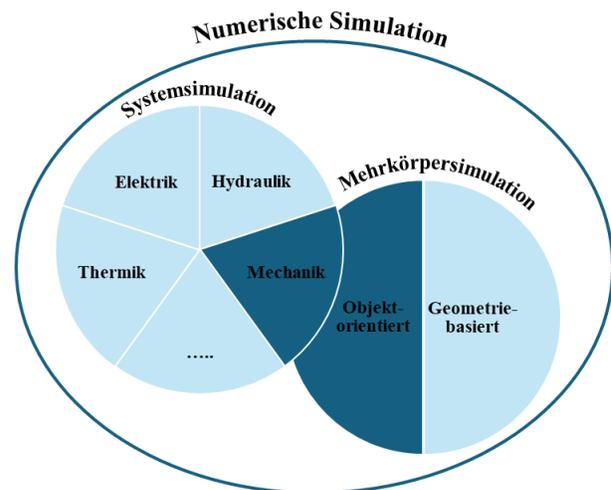


Abbildung 3: Zusammenspiel von Systemsimulation und Mehrkörpersimulation in der numerischen Simulation

2.4 Grundlagen der Modellbildung

Die Modellbildung stellt ein zentrales Werkzeug zur quantitativen Analyse des physikalischen Verhaltens technischer Systeme dar. Für ein gegebenes Problem existieren dabei unterschiedliche Modellierungsansätze und Lösungen. Laut Dresig und Fidlin [23] sowie der VDI-Richtlinie 3843 [24] empfiehlt es sich, das Modell möglichst einfach, aber gleichzeitig ausreichend genau zu gestalten, um die gestellten Anforderungen zu erfüllen. Der Ausgangspunkt ist dabei in der Regel ein sogenanntes Minimalmodell, das sukzessive verfeinert werden kann. Dieses weist nur wenige Freiheitsgrade und Parameter auf, bildet die relevanten physikalischen Vorgänge qualitativ korrekt ab und erlaubt oftmals sogar eine analytische Lösung. Darüber hinaus kann die Modellbildung grundsätzlich entweder induktiv oder deduktiv erfolgen: Während beim induktiven Ansatz aus all-

gemeinen Beobachtungen ein Modell für den speziellen Anwendungsfall abgeleitet wird, wird beim deduktiven Ansatz aus einem speziellen Fall eine übergeordnete Verallgemeinerung getroffen.

2.4.1 Forschungsstand

Für Taschensorter und die übergeordnete Hängefördertechnik ist der Stand der Modellbildung, ausgenommen einfacher quasistatischer Modelle, bislang nur schwach ausgeprägt. Abgesehen von eigenen Arbeiten der Autoren [25, 26], sowie der Abschlussarbeit von Siegl [27] sind keine spezifischen Veröffentlichungen bekannt. Daher wird in dieser Arbeit ein induktiver Modellbildungsansatz verfolgt. Grundlage bilden etablierte Konzepte aus der Kettentrieb- und Fördertechnik, die auf Taschensorter übertragen und angepasst werden.

Modellbildung von Kettentrieben

Dresig und Fidlin [23] unterscheiden bei der Modellierung von Kettentrieben zwei grundlegende Ansätze:

- **Kontinuierliche Modelle:** Die Kette wird als homogenes, elastisch-dämpfendes Kontinuum abgebildet (Analogie zur gespannten Saite).
- **Diskrete Modelle:** Kettenglieder werden als starrer Körper abgebildet, welche über Feder-Dämpfer-Elemente miteinander gekoppelt sind.

Für Taschensorter sind kontinuierliche Modelle aufgrund lokaler Effekte wie Reibung in Führungsschienen, variabler Beladung und dynamischer Lasten ungeeignet. Daher konzentriert sich diese Arbeit ausschließlich auf diskrete Modellierungsansätze. Eine frühe Grundlage liefert Rachner [28], der Kettentriebe als Schwingungssystem betrachtete. Dabei wurden Kettenglieder als punktförmige Massen in den Bolzenachsen abstrahiert und Laschen durch masselose Federn mit linearer Steifigkeit ersetzt. Rachner [28] und Pietsch [29] verweisen auch auf die dämpfenden Eigenschaften der Kette infolge von Hystereseeffekten im Material. Eine explizite Modellierung der Dämpfung wurde in früheren Arbeiten jedoch nicht berücksichtigt.

Erweiterte Modellierung durch Dämpfung

Pedersen et al. [30, 31] erweiterten grundlegende Überlegungen und präsentierten damit ein Modell zur numerischen Simulation des Bewegungsverhaltens von Rollenkettenrieben. Hierbei werden die Kettenlaschen als Kelvin-Voigt-Elemente dargestellt, bestehend aus parallel geschalteten Feder-Dämpfer-Systemen. Dadurch wird die rein elastische Modellierung um viskoelastische Dämpfungskomponenten ergänzt.

Dieser Ansatz hat sich auch in kommerziellen Simulationswerkzeugen durchgesetzt – wie etwa bei Cali et al. [32], Grinschgl et al. [33] und Fuglede und Thomssen [34] für Steuer- und Antriebsketten, oder in eigenen Arbeiten [25, 26] zu Taschensortern. In den genannten Arbeiten unterscheidet sich die Modellierung darin, dass nicht die Lasche selbst als Kelvin-Voigt-Element modelliert wird, sondern die Verbindungen zwischen Bolzen und Buchse bzw. zwischen Bolzen und Lasche.

Modellierung in der Fördertechnik

Auch in der Fördertechnik existieren vergleichbare Modellierungsansätze. Arbeiten von Strobel et al. [35, 36, 37] sowie Siegl [27] berücksichtigen neben der Kette auch Antriebseinflüsse sowie Widerstände durch Führungsschienen. Die Reibung zwischen Kette und Führungsschiene wird dabei auf Basis des Coulomb-schen Reibmodells mit Unterscheidung zwischen Haft- und Gleitreibung erfasst. Antriebseinflüsse werden durch externe Kräfte berücksichtigt; Polygon-Effekte lassen sich optional über Übertragungsfunktionen modellieren.

2.4.2 Zentrale Erkenntnisse

Die gezeigten Arbeiten verfolgen einen diskreten Modellierungsansatz: Die Kette wird als Folge starrer Kettenglieder (Punktmassen/Ersatzträgerheiten) beschrieben, die über Kelvin-Voigt-Elemente gekoppelt sind. Die historische Entwicklung lässt sich in zwei Hauptvarianten (Abbildung 4) gliedern.

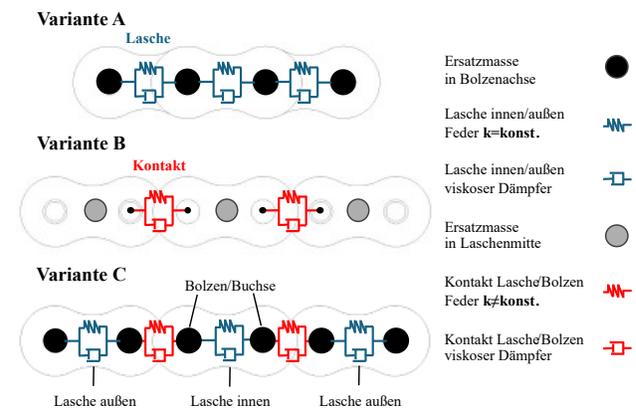


Abbildung 4: Unterschiede in der Modellierung der Kettensteifigkeit und -dämpfung

Variante A – Ersatzsystem Lasche

- **Elastische Kette:** Rachner und Pietsch idealisieren jede Lasche als masselose Feder mit linearer Steifigkeit; Massen der Kettenglieder liegen als Punktmassen in den Bolzenachsen. Dämpfungseinflüsse werden nicht berücksichtigt.

- **Einführung viskoelastischer Dämpfung:** Pederesen zeigt eine Erweiterung um ein viskoelastisches Dämpfungselement zu einem Kelvin-Voigt-Element.

Variante B – Ersatzsystem Kontakt

- **Modellierung in CAE-Umgebungen:** Arbeiten unter Verwendung von Softwaretools verlagern Kelvin-Voigt-Elemente in den Gelenkkontakt zwischen Bolzen-Buchse bzw. Bolzen-Lasche. Die Lasche wird als Starrkörper abgebildet.

Diese Varianten unterscheiden sich maßgeblich in der Parametrierung:

Steifigkeit: Variante A bildet das (nahezu lineare) Werkstoffverhalten der Lasche gemäß Hooke ab, Variante B hingegen das nichtlineare Kontaktverhalten, welches sich zum Beispiel durch Hertzsche Pressung beschreiben lässt. Abbildung 4 stellt dabei mit der Variante C eine Kombination der seriell wirkenden Werkstoff- und Kontaktsteifigkeit dar [28].

Experimentelle Validierung: In Spannungs-Dehnungs-Diagrammen (unter Annahme eines konstant bleibenden Querschnitts) äußert sich das nichtlineare Verhalten der Steifigkeit in einer abgeflachten Kurve, bei der jedoch das weichere Verhalten des Werkstoffs gegenüber dem Kontakt dominiert. Um eine linearisierte Ersatzsteifigkeit daraus zu ermitteln, wird häufig ein spezifischer Wert bezogen auf Kettenlänge und Belastung eingeführt [28].

Dämpfung: Rachner [28] und Pietsch [29] beschreiben Werkstoffdämpfung anhand von Hysteresekurven aus Zugversuchen. Für Gelenkkontakte existieren Modelle, die von der Schmierstoffviskosität abhängig sind – jedoch nur bei Drehdämpfern relevant. Metallketten lassen sich meist ausreichend mit dem Kelvin-Voigt-Ansatz beschreiben, während bei Kunststoff-Gleitketten laut Strobel et al. [35, 36, 37] geschwindigkeitsabhängige Modelle (z. B. Zener-Elemente) erforderlich sind.

Reibung und äußere Lasten: Reibungseffekte zwischen Kette und Führungsschiene werden von Strobel et al. [35, 36, 37] sowie Siegl [27] über das Coulombsche Reibmodell abgebildet. Kräfte wie Antriebs- oder Hangabtriebskräfte werden über Ersatzkräfte berücksichtigt. Hierbei besteht wiederum die Möglichkeit, Effekte wie den Polygoneffekt mittels Übertragungsfunktionen zu berücksichtigen.

3 Methodik: Modellbildung und Erweiterung klassischer Berechnungsverfahren

Die in dieser Arbeit angewandte methodische Vorgehensweise, die auf einer Vorarbeit in [2] basiert, ist schematisch in Abbildung 5 dargestellt und umfasst sechs aufeinander aufbauende Schritte. In Schritt 1 und 2 erfolgt die Definition des zu untersuchenden Systems, einschließlich der Festlegung der Systemgrenzen sowie der Gliederung in Subsysteme (siehe Abschnitt 3.1). Schritt 3 beinhaltet die Festlegung des Modellierungsziels, die Ableitung des erforderlichen Abstraktionsgrads sowie die Wahl der geeigneten Lösungsmöglichkeit. In Schritt 4 werden die einzelnen Subsysteme modelliert (Abschnitt 3.2). Schritt 5 und 6 betreffen die Harmonisierung und Orchestrierung der zuvor erstellten Simulationsmodelle der Subsysteme zu einem konsistenten Gesamtmodell (Abschnitt 3.3). Das daraus resultierende Simulationsmodell (Numerical Model) bildet das zentrale Element des digitalen Zwillings.

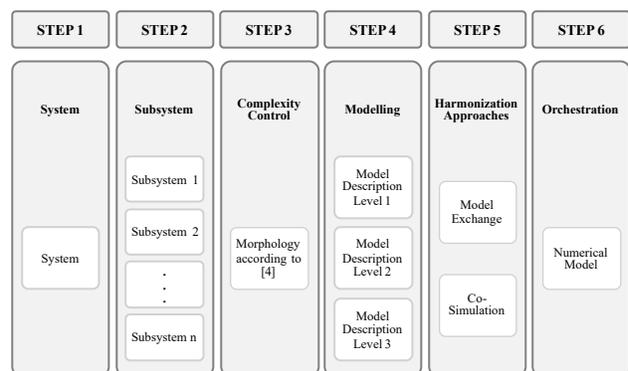


Abbildung 5: Methode für den Einsatz numerischer Simulation für Taschensortier [2]

3.1 System und Subsystemdefinition

Im Rahmen der Systemdefinition wird das zu untersuchende Layout durch Systemgrenzen definiert (siehe Abbildung 7) und in Subsysteme unterteilt. Das Layout ist so konzipiert, dass alle typischen Komponenten eines Taschensortiers enthalten sind. Diese umfassen:

- horizontale, steigende und fallende gerade Förderstrecken,
- vertikale Kurven (steigend/fallend),
- horizontale Kurven,
- Ein- und Ausfahrweichen,
- Pufferzonen,
- Antriebs- und Vorspannstationen.

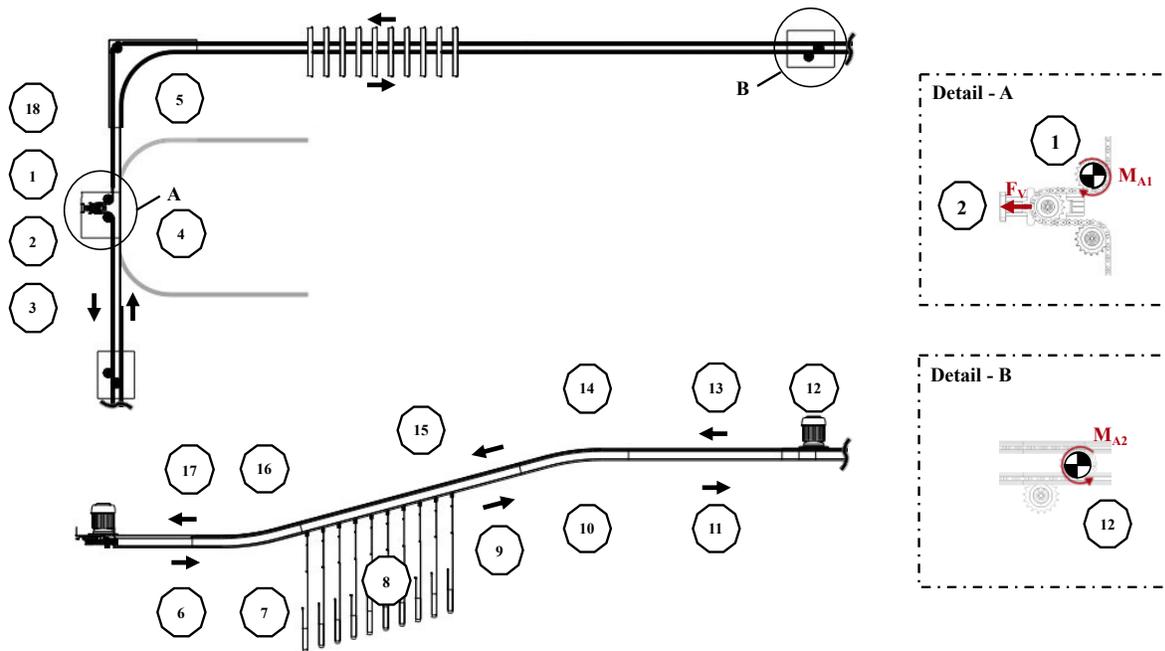


Abbildung 6: Nummerierung und Zuteilung der Subsysteme im Testlayout

Die Gesamtförderlänge beträgt 17,75 m, die Höhendifferenz der Steigung liegt bei 0,83 m. Die Einschleusung der Ladungsträger erfolgt über eine Weiche (W1). Die beladenen Taschen durchlaufen anschließend ein Steigungsstück und gelangen in den Pufferbereich (P). Nach Passieren des oberen Antriebs A2 erfolgt die Ausschleusung über eine zweite Weiche (W2). Der Rücklauf der unbeladenen Kette verläuft parallel zur Hauptstrecke.

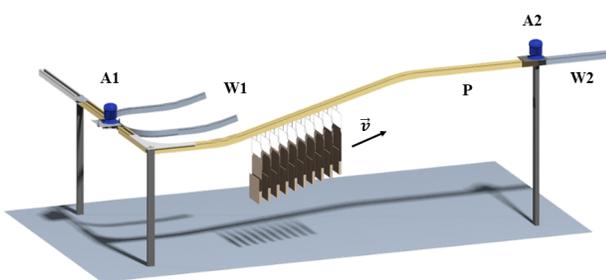


Abbildung 7: Definition des Testlayouts (gelb markiert)

Zur Analyse verschiedener Antriebskonzepte werden zwei Szenarien gegenübergestellt:

- Szenario 1: Einzelantrieb durch A1
- Szenario 2: Adaptiver Mehrfachantrieb – A1mod und A2 werden abhängig von der Belastung aktiv oder inaktiv geschaltet. Wobei A1mod sich von A1 durch eine geringere Antriebsleistung unterscheidet.

Um den Wirkungsgrad beider Szenarien für verschiedene Belastungen beurteilen zu können, werden unterschiedliche Beladungen der Ladungsträger simuliert. Die dazu gewählte Abstraktion verändert die Masse je Ladungsträger über die Simulationszeit gemäß dem Verlauf in Abbildung 8 und bildet so das Ein- und Ausschleusen von zunehmend schwerer beladenen Ladungsträgern nach. Die Masse wird dazu schrittweise von 0,5 kg auf 7,5 kg erhöht. Jede Laststufe wird über 400 Sekunden konstant gehalten, sodass sich ein stationärer Zustand für die Wirkungsgradberechnung einstellen kann. Die Fördergeschwindigkeit beträgt während der gesamten Versuchszeit konstant 0,5 m/s.

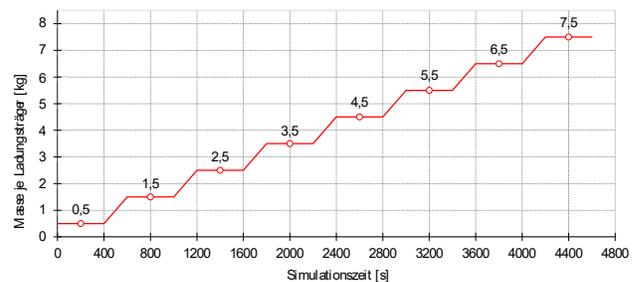


Abbildung 8: Verlauf der schrittweisen Beladung je Ladungsträger im Zeitverlauf

Unterteilung in Subsysteme

Die Unterteilung in Subsysteme erfolgt, um für unterschiedliche Streckenabschnitte eine gerechte Differenzierung entsprechend dem jeweiligen Modellierungsziel vornehmen zu können. Sie ermöglicht eine gezielte Analyse sowie – falls erforderlich – die Reduktion spezifischer Phänomene. Abbildung 6 sowie Tabelle 1 zeigen die Zuordnung der Subsysteme zu funktionalen Kategorien wie Antrieb, Kettenspanner, Förderstrecken und Kurven. Dabei wird zwischen unterschiedlichen Beladungszuständen und Streckenneigungen unterschieden. Die in der Tabelle 1 und der Abbildung 6 verwendete Nummerierung dient im weiteren Verlauf zur eindeutigen Identifikation der Subsysteme im Simulationsmodell (siehe Abbildung 17).

Tabelle 1: Zuweisung der Subsysteme in Abbildung 6

	Nummer	Beladen	Steigung
Antrieb	1, 12	x	–
Kettenspanner	2	x	–
Gerade Strecke	3, 4, 6, 11, 13, 17, 18	x	–
Gerade Strecke	8		↑
Gerade Strecke	9	x	↑
Gerade Strecke	15	x	↓
Horizontale Kurve	5	x	–
Vertikale Kurve	7, 10	x	↑
Vertikale Kurve	14, 16	x	↓

3.2 Modellierung

In den Schritten 3 und 4 der methodischen Vorgehensweise erfolgen die Festlegung des angestrebten Abstraktionsgrads, die Auswahl geeigneter Lösungsmöglichkeiten für die entstehenden Gleichungssysteme, die Wahl der Simulationsumgebung sowie die eigentliche Modellierung. Der in Abbildung 5 skizzierte Ablauf ist dabei nicht als lineares Vorgehen zu verstehen, sondern als iterativer Modellbildungsprozess. Modellannahmen, Systemgrenzen, Abstraktionsebene und Detaillierungsgrad werden kontinuierlich angepasst, um ein möglichst effizientes und zielgerichtetes Minimalmodell zu entwickeln.

Ziel der Modellbildung ist die Abbildung mechanischer Widerstände und des daraus resultierenden Antriebsmoments. Das Modell muss dabei in der Lage sein, im Rahmen eines digitalen Zwilling in Echtzeit zu reagieren und auf Laständerungen adaptiv einzugehen. Komplexere Effekte, etwa der Zahneingriff der Kette oder das Schwingungsverhalten einzelner Ladungsträger, werden daher bewusst vernachlässigt. Diese Reduktion der Modelltiefe wird zugunsten einer höheren Rechengeschwindigkeit akzeptiert. Auch antriebs- und elektrotechnische Einflüsse werden nur stark abstrahiert berücksichtigt.

Aus diesem Modellierungsziel und den Erkenntnissen aus Abschnitt 2.4 ergeben sich folgende grundlegende Annahmen:

- **Eindimensionale Betrachtung:** Das Modell beschreibt ausschließlich translatorische Bewegungen in Kettenlängsrichtung. Transversale Schwingungen und rotatorische Freiheitsgrade werden aufgrund der durchgehenden seitlichen Führungsschienen vernachlässigt. Die Modellierung erfolgt als diskretes eindimensionales Mehrkörpersystem. Widerstände, die sich aus Bewegungen in anderen Raumrichtungen (z. B. in Kurven oder Steigungsstücken) ergeben, werden entsprechend abstrahiert berücksichtigt.
- **Ersatzmassen:** Die Kette wird nicht durch einzelne Kettenglieder modelliert, sondern durch diskrete Ersatzmassen, die über masselose Kelvin-Voigt-Elemente gekoppelt sind. Eine vollständige Modellierung aller Kettenglieder (typischerweise mehrere Hundert) würde durch die hohe Steifigkeit der Kettenkontakte zu einem steifen Differentialgleichungssystem mit physikalisch unrealistischen Eigenfrequenzen führen. In Anlehnung an Dresig und Fidlin [23] erfolgt daher eine Zusammenfassung mehrerer Kettenglieder und Ladungsträger zu Ersatzmassen. Dies reduziert die Systemkomplexität und erhöht die Recheneffizienz bei gleichzeitig ausreichender Aussagekraft hinsichtlich der relevanten Zielgrößen.
- **Kette:** Die Kopplung der Ersatzmassen erfolgt über Kelvin-Voigt-Elemente, bestehend aus einer linearen Feder (Steifigkeit k) und einem Dämpfer (Dämpfung d). Die Federsteifigkeit berücksichtigt sowohl das Werkstückverhalten als auch das Kontaktverhalten zwischen den Kettengliedern. Die Dämpfung wird als linear-viskoelastisch angenommen.
- **Reibmodell:** Der Reibungswiderstand zwischen Kette und Führungsschiene sowie zwischen Ladungsträger und Führungsschiene kann im gewählten Abstraktionsgrad nicht automatisch aus den Geometrien und dem Bewegungsverhalten der Körper abgeleitet werden. Eine solche Kontakt detektion und entsprechende Ermittlung der Kontakt- und Reibungskräfte muss daher für jedes Subsystem vorab definiert werden. Dazu werden analytische Gleichungen zur Beschreibung der unterschiedlichen Reibphänomene definiert und zu einem Gesamtwiderstand je Subsystem zusammengefasst. Grundlage hierfür ist das Coulombsche Reibmodell. Die Differenzierung in Haft- und Gleitreibung ermöglicht das realistische Abbilden von Anfahr- und Bremsvorgängen. Eine detaillierte Beschreibung dazu erfolgt in Abschnitt 3.1.1.

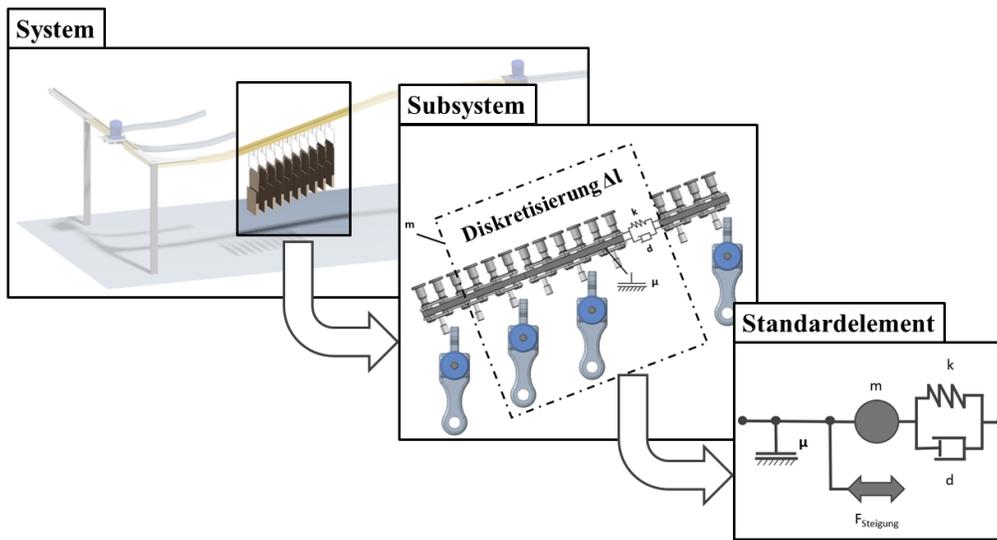


Abbildung 9: Standardelement für die Modellierung von Subsystemen

Die getroffenen Annahmen und Vereinfachungen führen zum in Abbildung 9 dargestellten Standardelement. Dieses kann durch entsprechende Parametrisierung als mechanisches Ersatzsystem für alle Subsystemvarianten verwendet werden. Je nach erforderlichem Detaillierungsgrad wird dabei ein Subsystem nicht nur durch ein einzelnes, sondern in n Standardelementen modelliert (siehe Abschnitt 3.2).

Das Standardelement setzt sich aus den folgenden Komponenten zusammen:

- Ersatzmasse m : repräsentiert die Kette und Tragmittel inklusive Beladung,
- Kelvin-Voigt-Element (k, d): modelliert das elastische Verhalten und die Dämpfung der Kettenglieder und Gelenkontakte,
- Reibstelle μ : fasst sämtliche mechanischen Widerstände zusammen,
- Hangabtriebskraft F_{Steigung} : wirkt als äußere Kraft, abhängig von der Streckenneigung, antreibend oder hemmend.

3.2.1 Reibungs- und Widerstandsmodelle für die Modellierung der Subsysteme

Im Rahmen der Ermittlung der Widerstände werden für jedes Subsystem zunächst alle relevanten äußeren Kräfte separat bestimmt. Dazu erfolgt für jede Diskretisierung die Ermittlung der resultierenden Widerstände auf Grund einer statischen Gleichgewichtsbetrachtung. In Abbildung 10 wird dargestellt, wie sich die Kettenkraft $F_{K,i}$ am Ende eines Abschnitts aus der Summe der Eingangskraft $F_{K,i-1}$

und aller Einzelwiderstände $\Delta F_{D,j}$ aufsummiert über die Anzahl der Diskretisierungen n ergibt.

$$F_{K,i} = F_{K,i-1} + \sum_{j=1}^n \Delta F_{D,j} \quad (1)$$

$$n = \frac{l}{\Delta l} \quad \text{mit } n \in \mathbb{N} \quad (2)$$

Der Widerstand $\Delta F_{D,j}$ ergibt sich auf Basis der Änderung der Kraft jedes Diskretisierungsabschnittes nach:

$$\Delta F_{D,j} = F_{D,j} - F_{D,j-1} \quad (3)$$

Der Startwert der Berechnung ($F_{K,i=0}$) wird in der Literatur mit der Vorspannkraft (abhängig vom Umschlingungswinkel) als bekannter Größe angegeben. Durch die iterative Lösung der Numerik ergibt sich der Ausgangspunkt, er muss nicht gesondert festgelegt werden, sondern wird über die Modellierung (Abschnitt 3.2) berücksichtigt. Daher kann er definiert werden als:

$$F_{K,i=0} = 0 \quad (4)$$

Für die Berechnung weiterer Subsysteme dient als Startwert die Kettenkraft am Ende des vorhergehenden Abschnitts. Dabei wird die Eingangskraft der ersten Diskretisierung $F_{D,j=0}$ definiert über:

$$F_{D,j=0} = F_{K,i-1} \quad (5)$$

Die vorliegende Vorgehensweise lehnt sich an die Arbeiten von Grote et al. [38] Siegl [27], Kröpfl et al. [26] und Sumpf et al. [39] an. Sie wird entsprechend um zusätzliche Modellannahmen erweitert und auf die Anforderungen der aktuellen Problemstellung angepasst.

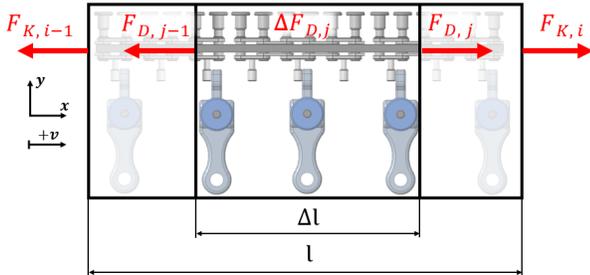


Abbildung 10: Ermittlung der Kettenkraft $F_{K,i}$ in Abhängigkeit der Widerstandserhöhung $\Delta F_{D,j}$ je Diskretisierung

Subsystemübergreifender Widerstand – Ladungsträger

Im ersten Schritt wird die resultierende Widerstandskraft $F_{L,res,j}$ (Abbildung 11) bestimmt, die durch die Ladungsträger verursacht wird. Diese wird gesondert berechnet, da sie in allen der anderen Subsysteme als Widerstand auftreten kann. Dabei werden Ladungsträger und Beladung als gemeinsame Last betrachtet. Der aerodynamische Widerstand wird vernachlässigt, da er nur auf den ersten Ladungsträger einer Sortiersequenz wirkt.

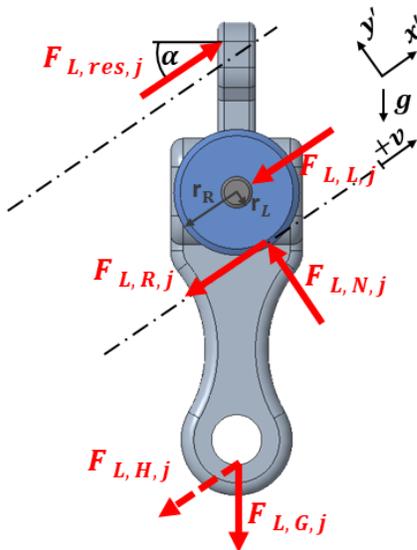


Abbildung 11: Freikörperbild eines Ladungsträgers

Die Belastung durch die Beladung wird als äquivalente Streckenlast q_L beschrieben. Sie ergibt sich aus der Masse

des beladenen Ladungsträgers m_L , der Gravitation g und dem Mittenabstand a zwischen zwei Ladungsträgern:

$$q_L = \frac{m_L \cdot g}{a} \quad (6)$$

Über die Länge der Diskretisierung Δl errechnet sich die Gewichtskraft $F_{L,G,j}$ nach:

$$F_{L,G,j} = q_L \cdot \Delta l \quad (7)$$

Diese ergibt in Abhängigkeit der Steigung eine Hangabtriebskraft $F_{L,H,j}$ nach:

$$F_{L,H,j} = F_{L,G,j} \cdot \sin(\alpha) \quad (8)$$

Sowie die Normalkraft $F_{L,N,j}$ in Abhängigkeit der Gewichtskraft:

$$F_{L,N,j} = F_{L,G,j} \cdot \cos(\alpha) \quad (9)$$

Der Lagerwiderstand $F_{L,L,j}$ ist abhängig vom Lagerreibungskoeffizient μ_L , Lagerinnenradius r_L , Rollradius r_R , und dem konstanten Steigungswinkel α . Über die Diskretisierung Δl ergibt sich die Anzahl der Ladungsträger. Der Richtungsvektor der Geschwindigkeit v dient der Berücksichtigung der Bewegungsrichtung und definiert, dass Widerstände aufgrund von Reibung entgegen dieser wirken:

$$F_{L,L,j} = F_{L,N,j} \cdot \mu_L \cdot \frac{r_L}{r_R} \cdot \frac{v}{|v|} \quad (10)$$

Der Rollreibungswiderstand $F_{L,R,j}$ ergibt sich aus dem Hebel f der Eindringtiefe des Rades in die Führungsschiene nach:

$$F_{L,R,j} = F_{L,N,j} \cdot \frac{f}{r_R} \cdot \frac{v}{|v|} \quad (11)$$

Der resultierende Gesamtwiderstand $F_{L,res,j}$, der durch den Ladungsträger auf die Kette wirkt, errechnet sich durch die Summe der einzelnen Widerstände. Dieser kann sowohl für gerade als auch für gekrümmte Strecken angesetzt werden. Der Anteil der Gewichtskraft, welcher die Hangabtriebskomponente erzeugt, ist positiv (+) anzusetzen, wenn Steigung überwunden werden muss und negativ (-), wenn bei Gefälle diese treibend wirkt.

$$F_{L,res,j} = F_{L,L,j} + F_{L,R,j} \pm F_{L,H,j} \quad (12)$$

Gerade Förderabschnitte – Förderkette

Die Berechnung für gerade Förderabschnitte ist sowohl für horizontale als auch für Strecken mit Steigung oder Gefälle gültig. Als Beispiel dient der in Abbildung 12 dargestellte Freischnitt eines beladenen Steigungssegments.

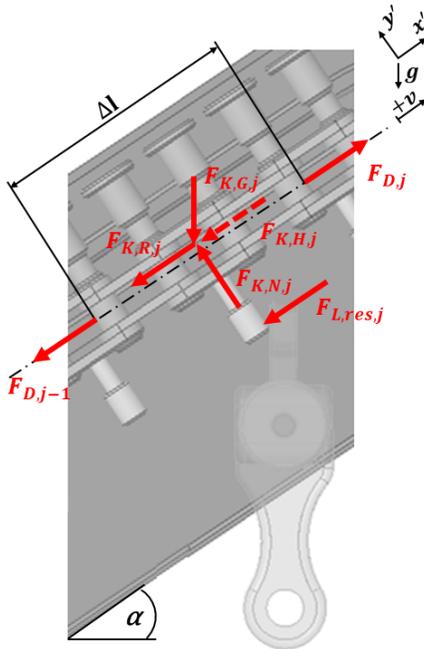


Abbildung 12: Freikörperbild eines geraden Förderabschnittes

Der Gesamtwiderstand setzt sich dabei aus den Widerständen durch die Kette und aus dem Widerstandsanteil durch den Ladungsträger zusammen. Das Eigengewicht der Förderkette wird als spezifische Streckenlast q_K angesetzt. Sie ergibt sich aus der Gravitation und Masse der Kette m'_K pro Meter:

$$q_K = m'_K \cdot g \quad (13)$$

Die Gewichtskraft $F_{K,G,j}$ der Kette errechnet sich über die Länge der Diskretisierung Δl nach:

$$F_{K,G,j} = q_K \cdot \Delta l \quad (14)$$

Ein Anteil der Gewichtskraft der Kette ergibt dabei die Hangtriebskraft $F_{K,H,j}$:

$$F_{K,H,j} = F_{K,G,j} \cdot \sin(\alpha) \quad (15)$$

und einen Anteil, der als Normalkraft $F_{K,N,j}$ auf die Kette wirkt, durch:

$$F_{K,N,j} = F_{K,G,j} \cdot \cos(\alpha) \quad (16)$$

Der Widerstand $F_{K,R,j}$ durch Reibung aufgrund der Normalkraft ergibt sich über den Reibungskoeffizienten μ_G zwischen Kette und Führungsschiene:

$$F_{K,R,j} = F_{K,N,j} \cdot \mu_G \cdot \frac{v}{|v|} \quad (17)$$

Die Änderung der Kettenkraft $\Delta F_{D,j}$ ergibt sich aufgrund der Summe der Widerstände aus Ladungsträger und Kette:

$$\Delta F_{D,j} = F_{L,res,j} + F_{K,R,j} \pm F_{K,H,j} \quad (18)$$

Vertikale Kurve – Förderkette

Anders als bei den zuvor betrachteten Subsystemen können die Widerstände in Kurvensegmenten (Beispiel Abbildung 13) nicht mehr unabhängig von der Kettenkraft bestimmt werden.

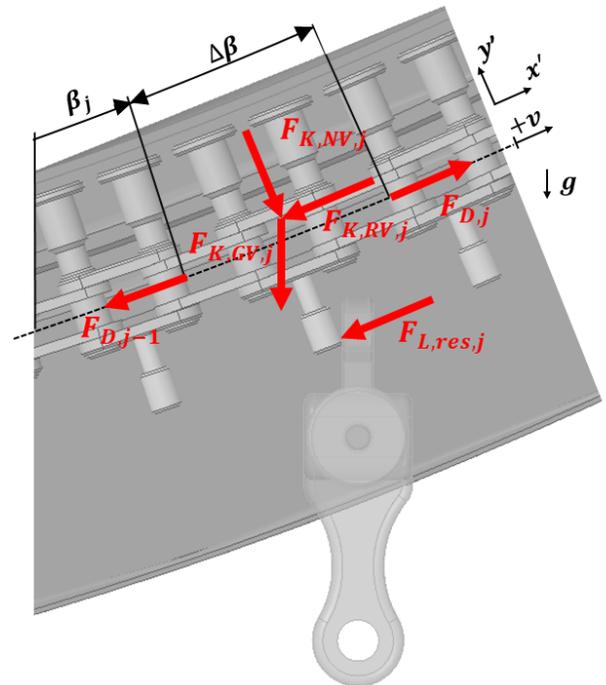


Abbildung 13: Freikörperbild einer vertikalen Kurve

Die Normalkraft $F_{K,NV,j}$ wird in Abhängigkeit der Kettenkraft am Ein- und Ausgang sowie der Gewichtskraft angegeben durch:

$$F_{K,NV,j} = (F_{D,j-1} + F_{D,j}) \sin\left(\frac{\Delta\beta}{2}\right) \pm F_{K,GV,j} \cos\left(\beta_j + \frac{\Delta\beta}{2}\right) \quad (19)$$

Die dadurch entstehende Reibkraft $F_{K,RV,j}$ errechnet sich über die Normalkraft $F_{K,NV,j}$ und den Reibkoeffizienten μ_G nach:

$$F_{K,RV,j} = F_{K,NV,j} \mu_G \quad (20)$$

Wobei sich die Gewichtskraft $F_{K,GV,j}$ des Kurvenabschnittes aus der Sehnenlänge über den Kurvenradius R_K errechnet:

$$F_{K,GV,j} = q_K R_K \sin(\Delta\beta) \quad (21)$$

Da für die Ermittlung der Normalkraft $F_{K,NV,j}$ die noch unbekannte Kettenkraft $F_{D,j}$ am Ende der Diskretisierung benötigt wird, wird der Gesamtwiderstand in Einzelwiderstände aufgeteilt. Mithilfe einer Näherung der Euler-Eytelwein-Gleichung lassen sich diese Anteile in Abhängigkeit von der Eingangskraft $F_{D,j-1}$ bestimmen.

Der erste Widerstandsanteil $F_{KV1,j}$ ergibt sich aus der Reibung infolge der Anpresskraft, die von der vorangehenden Kettenkraft $F_{D,j-1}$ ausgeübt wird. Die Berechnung erfolgt analog zum Ansatz der Seilreibung nach der Euler-Eytelwein-Gleichung [40]. Im Unterschied zur Anwendung bei Seilen wird dabei keine Linearisierung der Umschlingungswinkel vorgenommen, wodurch die Kurve als Polygon angenähert wird:

$$F_{KV1,j} = F_{D,j-1} \frac{\cos(\frac{\Delta\beta}{2}) + \mu_G \sin(\frac{\Delta\beta}{2})}{\cos(\frac{\Delta\beta}{2}) - \mu_G \sin(\frac{\Delta\beta}{2})} \quad (22)$$

Der zweite Anteil $F_{KV2,j}$ bezieht sich auf das Eigengewicht der Kette:

$$F_{KV2,j} = F_{K,GV,j} \frac{\pm \sin(\beta_j + \frac{\Delta\beta}{2}) - \mu_G \cos(\beta_j + \frac{\Delta\beta}{2})}{\cos(\frac{\Delta\beta}{2}) - \mu_G \sin(\frac{\Delta\beta}{2})} \quad (23)$$

mit

$$\beta_j = \Delta\beta (j - 1) \quad (24)$$

Der dritte Anteil der Belastung der Ladungsträger bildet sich in $F_{KV3,j}$ durch:

$$F_{KV3,j} = F_{L,res,j} \frac{1}{\cos(\frac{\Delta\beta}{2}) - \mu_G \sin(\frac{\Delta\beta}{2})} \quad (25)$$

Die Verwendung der resultierenden Widerstandskraft $F_{L,res,j}$ erfordert im Unterschied zu geraden Förderabschnitten bei Kurven eine differenzierte Betrachtung der Diskretisierung. Dabei wird die Diskretisierungslänge Δl nicht wie bei Geraden direkt angesetzt, sondern über die Sehnenlänge des Kurvenabschnitts bestimmt:

$$\Delta l = R_K \sin(\Delta\beta) \quad (\text{vertikale Kurve}) \quad (26)$$

$$\Delta l = R_K \sin(\Delta\varphi) \quad (\text{horizontale Kurve}) \quad (27)$$

Die Änderung der Kettenkraft nach der Diskretisierung ergibt sich nach:

$$\Delta F_{D,j} = F_{KV1,j} + F_{KV2,j} + F_{KV3,j} - F_{D,j-1} \quad (28)$$

Ergänzend ist zu beachten, dass der entsprechende Widerstand mit zunehmendem Steigungswinkel, anders als bei geraden Förderstücken, nicht linear, sondern überproportional ansteigt. Daher ist die Anzahl der Diskretisierungen in diesen Subsystemen für die Genauigkeit der Berechnung maßgeblich (siehe Abschnitt 3.2).

Horizontale Kurve

Im in Abbildung 14 dargestellten Freischnitt eines horizontalen Kurvenabschnittes ist zu beachten, dass die Schwerkraft normal in die Bildebene auftritt.

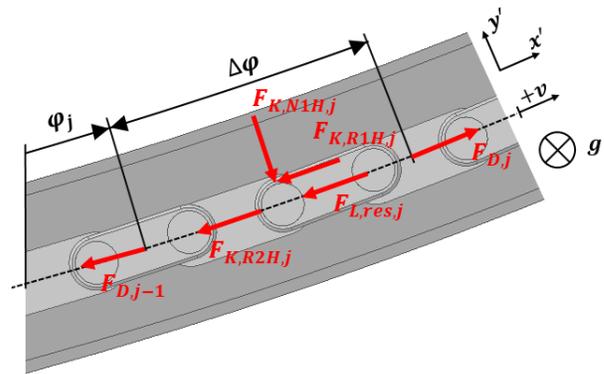


Abbildung 14: Freikörperbild einer horizontalen Kurve

Die auftretende Reibung $F_{K,R1H,j}$ errechnet sich durch die Normalkraft $F_{K,N1H,j}$ und den Gleitreibungskoeffizienten μ_G nach:

$$F_{K,R1H,j} = F_{K,N1H,j} \cdot \mu_G \quad (29)$$

Die Normalkraft $F_{K,N1H,j}$ definiert sich dabei über die Kettenkräfte am Ein- und Ausgang der Diskretisierung:

$$F_{K,N1H,j} = (F_{D,j-1} + F_{D,j}) \cdot \sin(\frac{\Delta\varphi}{2}) \quad (30)$$

Die Reibung $F_{K,R2H,j}$ aufgrund der Gewichtskraft der Kette (normal zur Bildebene) berechnet sich zu:

$$F_{K,R2H,j} = q_K \cdot R_K \cdot \sin(\Delta\varphi) \cdot \mu_G \quad (31)$$

Um den Gesamtwiderstand in der horizontalen Kurve in Abhängigkeit der Kettenkraft $F_{D,j-1}$ am Eingang zu ermitteln, erfolgt eine Aufteilung in Einzelwiderstände.

Der Anteil $F_{KH1,j}$, in Abhängigkeit von $F_{D,j-1}$ verursacht durch Reibung infolge der Anpresskraft, berechnet sich zu:

$$F_{KH1,j} = F_{D,j-1} \cdot \frac{\cos(\frac{\Delta\varphi}{2}) + \mu_G \cdot \sin(\frac{\Delta\varphi}{2})}{\cos(\frac{\Delta\varphi}{2}) - \mu_G \cdot \sin(\frac{\Delta\varphi}{2})} \quad (32)$$

Bezogen auf den Ausgang der Diskretisierung ergibt sich der Widerstand $F_{KH2,j}$ durch:

$$F_{KH2,j} = \frac{F_{K,R2H,j}}{\cos\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right) - \mu_G \cdot \sin\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right)} \quad (33)$$

Der Widerstandsanteil $F_{KH3,j}$, der den Beitrag des Ladungsträgers abbildet:

$$F_{KH3,j} = F_{L,res,j} \cdot \frac{1}{\cos\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right) - \mu_G \cdot \sin\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right)} \quad (34)$$

Die Änderung der Kraft am Austritt der Diskretisierung ergibt sich schließlich zu:

$$\Delta F_{D,j} = F_{KH1,j} + F_{KH2,j} + F_{KH3,j} - F_{D,j-1} \quad (35)$$

3.2.2 Antriebsmodellierung, -dimensionierung und Wirkungsgradbestimmung

Entsprechend den zuvor getroffenen Annahmen wird die Antriebseinheit in dieser Arbeit nicht als mechanisches Kettenradmodell abgebildet, sondern durch eine äquivalente translatorisch wirkende Ersatzkraft dargestellt, die der Umfangskraft am Kettenrad entspricht. Eine mögliche Erweiterung, wie etwa von Strobel [35, 37] beschrieben wurde, wäre die Berücksichtigung des Polygoneffekts durch eine Erweiterung der Antriebskraft um eine geeignete Übertragungsfunktion. Der Polygoneffekt des Kettenrads bewirkt lediglich eine hochfrequente, periodische Geschwindigkeitsänderung mit Nullmittelwert. Da die dominierenden Widerstandsanteile (Gewicht sowie Coulomb- und Rollreibung) geschwindigkeitsunabhängig sind und die Berechnung auf der mittleren Kettenkraft basiert, wird sein Einfluss in dieser Arbeit vernachlässigt. Eine mögliche Einbindung in einem Exkurs in Abbildung 16 erläutert.

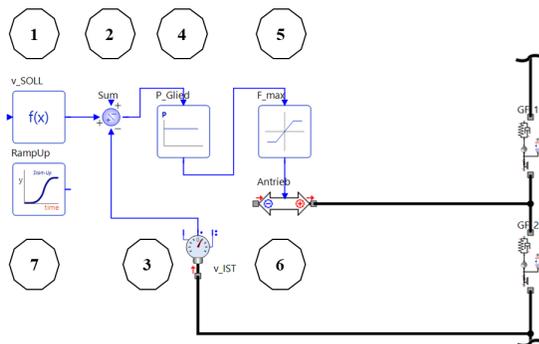


Abbildung 15: Modell der Antriebssteuerung – Translatorische Antriebskraft

Ein entsprechendes Minimalmodell der Steuerung ist in Abbildung 15 dargestellt. Es handelt sich dabei um

einen geschlossenen Regelkreis, dessen Ausgang den Betrag der Antriebskraft bestimmt. Die Steuerung basiert auf der Differenz (2) zwischen einer vorgegebenen Soll-Geschwindigkeit v_{SOLL} (1) und der gemessenen Ist-Geschwindigkeit v_{IST} (3). Die Differenz daraus wird über einen Proportionalregler (P-Regler) (4) in ein entsprechendes Steuersignal für die Antriebskraft umgerechnet. Anschließend erfolgt eine Begrenzung (5) der resultierenden Kraft entsprechend der zulässigen Antriebsleistung. Die erzeugte Antriebskraft (6) wirkt als translatorische Kraft auf die Kette. Ergänzend wird das Anfahrverhalten des Antriebs über einen Ramp-Up-Signalblock (7) modelliert, der eine definierte Anfahrrampe vorgibt.

Erweiterungsmöglichkeit:

Alternativ ist in Abbildung 16 ein erweitertes Modell dargestellt, in dem Antrieb und Getriebe über Ersatzsysteme mit höherem Detaillierungsgrad abgebildet werden. Verwendet wird dabei die Standardbibliothek von SimulationX (ESI). Die Steuerung wird dabei um ein Modell eines Asynchronmotors (6.1) sowie ein Schneckengetriebe (6.2) ergänzt. Zur Umwandlung der durch den Antrieb resultierenden rotatorischen Bewegung in eine translatorische ist ein weiteres Ersatzsystem (6.3) erforderlich, welches diese Umrechnung vornimmt.

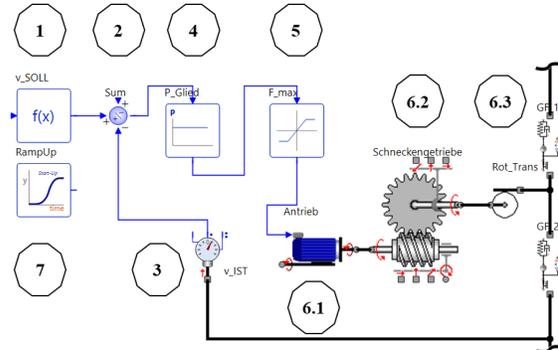


Abbildung 16: Erweitertes Modell der Antriebssteuerung – Antrieb durch Asynchronmotor und Schneckengetriebe

Durch die Erweiterung um Asynchronmotor und Schneckengetriebe können folgende Effekte berücksichtigt werden:

- **Elektrodynamische Ausgleichsvorgänge:** Abbildung der nichtstationären Prozesse des Antriebs – Hochlauf, Einschwingen nach Last- oder Sollwertänderungen sowie der Einfluss der Erregerfrequenz.
- **Elektromechanische Umwandlung:** Das Verhalten des Antriebs unter verschiedenen Last- und

Drehzahlbedingungen, einschließlich Drehmoment, Anlaufverhalten und Verlustleistung.

- **Mechanische Übersetzung:** Die Wirkung des Schneckengetriebes in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment unter Berücksichtigung der Wirkungsgradverluste durch Reibung.
- **Trägheitseffekte und Dynamik:** Einbeziehung der rotierenden Massen und deren Einfluss auf das dynamische Verhalten des Gesamtsystems.

Eine solch detaillierte Modellierung der Antriebseinheit einschließlich Getriebe ist dann zielführend, wenn konkrete Parameter einer realen Anlage vorliegen. Für das in dieser Arbeit betrachtete Vergleichsszenario wird bewusst auf eine solche Differenzierung verzichtet, da keine spezifisch gewählten Komponenten vorliegen. Somit bleibt der Fokus auf dem Vergleich der mechanischen Widerstände wobei gleichzeitig die elektrotechnischen Anteile zwischen den betrachteten Szenarien vergleichbar gehalten werden.

3.2.3 Antriebsdimensionierung

Die Dimensionierung der Antriebe¹ für die beiden Vergleichsszenarien erfolgt, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, unter der Annahme einer Lastverteilung, bei der alle Steigungsabschnitte mit Ladungsträgern belastet und alle Gefällestrecken unbelastet sind. Im Fall mehrerer Antriebseinheiten bleibt das Vorgehen prinzipiell identisch, die aufzubringende Zugkraft wird jedoch anteilig auf die Anzahl der Antriebe verteilt. Die Positionierung der Antriebe erfolgt dabei mit dem Ziel, die maximale Kettenkraft zu minimieren.

3.2.4 Wirkungsgradbestimmung

Zur quantitativen Bewertung der Energieeffizienz beider Szenarien wird ein vereinfachtes Modell zur Wirkungsgradberechnung gemäß Binder [5] herangezogen. Die Ausgangsleistung P_{out} ergibt sich aus der Bemessungsleistung P_N multipliziert mit dem Verhältnis des aktuell wirkenden Moments M zum Bemessungsmoment M_N :

$$P_{\text{out}} = P_N \cdot \frac{M}{M_N} \quad (36)$$

¹In der Dimensionierung ergibt sich ein erforderliches Antriebsmoment von 92,81 Nm. Was bei der vorgesehenen Fördergeschwindigkeit von 0,5 m/s und einer Übersetzung von $i = 12,5$ einem Antrieb mit der Antriebsleistung von rund 1 kW entspricht. Da das System mit zwei baugleichen Antriebseinheiten realisiert wird, entfällt auf jede Einheit eine Antriebsleistung von jeweils 0,5 kW. Diese Leistungsanforderung bildet die obere Grenze (Begrenzung (5) – Abbildung 17) der in der Simulation eingesetzten Antriebskraft innerhalb der Steuerung.

Der Wirkungsgrad η wird anschließend über die Ausgangsleistung P_{out} , Leerlaufverluste P_{d0} und lastabhängigen Verluste P_{dL} bestimmt:

$$\eta = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{out}} + P_{d0} + P_{dL}} \quad (37)$$

Für die Gegenüberstellung in Abschnitt 4 werden P_{d0} und P_{dL} für beide Antriebsszenarien gleich angenommen. Entsprechend Beispielen aus Binder [5] werden sie mit 10 % der Ausgangsleistung P_{out} angesetzt.

3.2.5 Parametrisierung der Modellgrößen

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem vergleichenden Simulationsansatz zweier definierter Szenarien. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen, werden neben den elektronischen Verlusten auch alle verwendeten Geometrien und Simulationsparameter konstant gehalten. Die zugrunde liegenden Werte basieren dabei auf Annahmen, die sich an einschlägiger Literatur und Erfahrungen der Autoren orientieren. Sie dienen ausschließlich der Etablierung einheitlicher Randbedingungen zur Validierung der Methodik. Annahmen zu geometrischen Ausführungen und dem Layout orientieren sich an der Arbeit [25], werden jedoch aus Rücksicht auf unternehmensinterne Informationen nicht näher beschrieben.

Die Fördergeschwindigkeit von 0,5 m/s wurde aus der Literatur zur Hängefördertechnik von Salzer [7] sowie Pajer und Kurth [8] übernommen.

Die Beladungsszenarien basieren auf Herstellerdaten [1]. Das Beladungsszenario des Tragmittels inklusive Beladung geht dabei von 0,5 kg bis 7,5 kg, wobei 0,5 kg für das leere Tragmittel angesetzt werden. Die spezifische Kettenmasse wird gemäß Rachner [28] für eine Rollenkette DIN 8187 dieser Größe mit 2,5 kg/m angenommen.

Steifigkeiten und Dämpfungen orientieren sich an den Ansätzen von Siegl [27]. Die Ersatzsteifigkeiten werden dabei nach Rachner [28] mit einer spezifischen Steifigkeit von 1.465.200 N/m angesetzt. Die Dämpfung wird von Siegl [27] mittels Rayleigh-Dämpfung berechnet und ergibt eine Dämpfung je Meter Kette von 225 Ns/m.

Die Reibwerte werden nach Pajer und Kurth [8] angesetzt: Für Lagerreibungen wird $\mu_B = 0,015$ verwendet und für die Reibung zwischen Kette und Gleitschiene $\mu_G = 0,3$. Die Eindringtiefe f der Räder wird mit 0,3 mm nach Annahmen von Will [3] angesetzt.

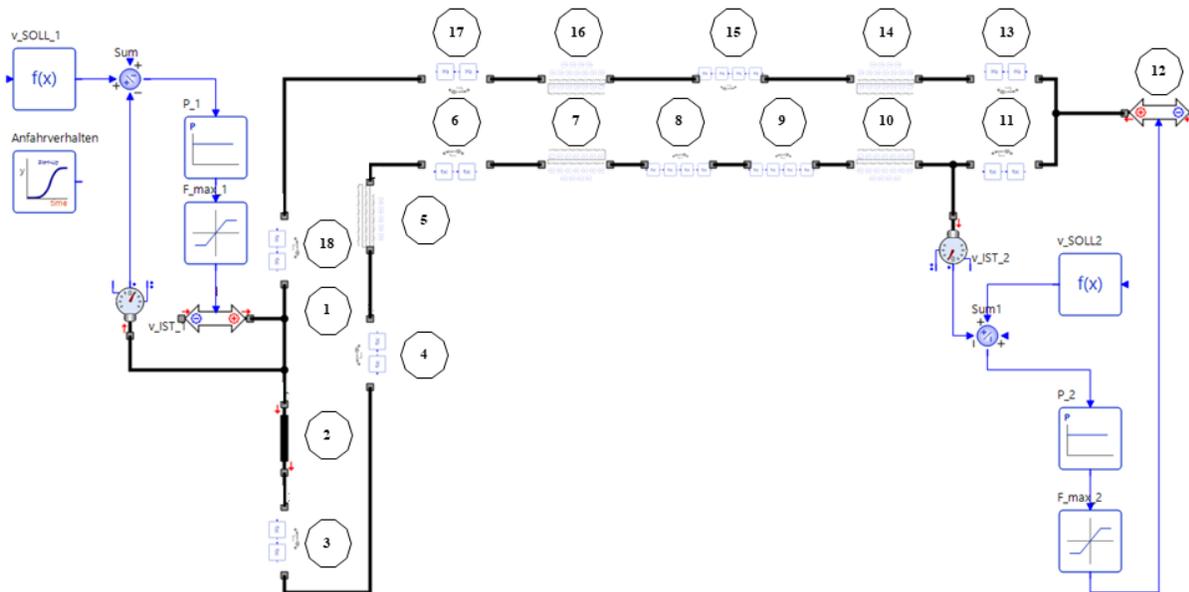


Abbildung 17: Kopplung der Subsimulationsmodelle zu einem Gesamtmodell

3.3 Integration der Subsystemmodelle zum Gesamtmodell

Aufbauend auf der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Modellierung der Subsysteme wird in diesem Abschnitt die Integration zu einem vollständigen Simulationsmodell des Taschensorters erläutert. Ziel von Schritt 5 – Harmonisierung (vgl. Abbildung 5) ist es, die einzelnen Subsystemmodelle zu einem simulationsfähigen Gesamtmodell zusammenzuführen. Da die gewählte Modellierungsumgebung SimulationX (ESI) sowohl die Abbildung des mechanischen Ersatzsystems als auch die Integration des Regelkreises unterstützt, entfällt der Zwischenschritt, in dem mögliche Austauschformate gewählt werden. Die Subsystemmodelle können direkt innerhalb der Umgebung verknüpft werden (siehe Abbildung 17).

Die Antriebseinheiten werden jeweils links und rechts des Modells als Regelkreise realisiert. Das mechanische Ersatzsystem (Nummerierung nach Abbildung 6) befindet sich im Zentrum und besteht aus der seriellen Kopplung mehrerer Subsystemmodelle, welche wiederum – abhängig von der Diskretisierung – aus mehreren Standardelementen aufgebaut sind.

Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal zu bisherigen Ansätzen stellt die Modellierung der Vorspannkraft dar. Siegl [27] berücksichtigt diese, indem die Eingangskraft einer Widerstandsberechnung pauschal um den Betrag der halben Vorspannkraft erhöht wird. Diese vereinfachende Annahme setzt allerdings eine gleichmäßige Verteilung der Vorspannkraft über das gesamte System voraus. Im Gegensatz dazu erfolgt die Modellierung der Vorspannkraft in der vorliegenden Arbeit durch explizite Zwangsbedingungen.

In SimulationX (ESI) wird dabei eine Zwangsbedingung als festgelegte kinematische Beziehung zwischen zwei translatorischen Anschlüssen umgesetzt [41]. Durch eine definierte Wegdifferenz wird über die Federsteifigkeit der Kette eine gewünschte Vorspannkraft gezielt eingestellt. Dies ermöglicht eine realitätsnahe Abbildung der Vorspannkraftverteilung entlang der Kette.

Die einzelnen Förderabschnitte werden nicht durch jeweils ein einziges Standardelement modelliert, sondern entsprechend der physikalischen Anforderungen in mehrere serielle Standardelemente diskretisiert. Abbildung 18 zeigt exemplarisch die Modellierung einer horizontalen Kurve, die in elf Standardelemente unterteilt ist. Die Wahl der Diskretisierungsanzahl basiert auf separaten Konvergenzuntersuchungen. Die Verfeinerung der Diskretisierung wird so lange gesteigert, bis eine weitere Erhöhung zu einer Abweichung der berechneten Widerstandskraft von weniger als 5% führt.

Rolle der Simulationssoftware im Modellierungs- und Lösungsprozess

Das in Abbildung 18 dargestellte Simulationsmodell ergibt sich aus einer seriellen Kopplung von 86 Standardelementen. Dabei wird der Widerstand innerhalb jedes Standardelements auf Grundlage der in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen analytischen Widerstandsberechnung individuell parametrisiert.

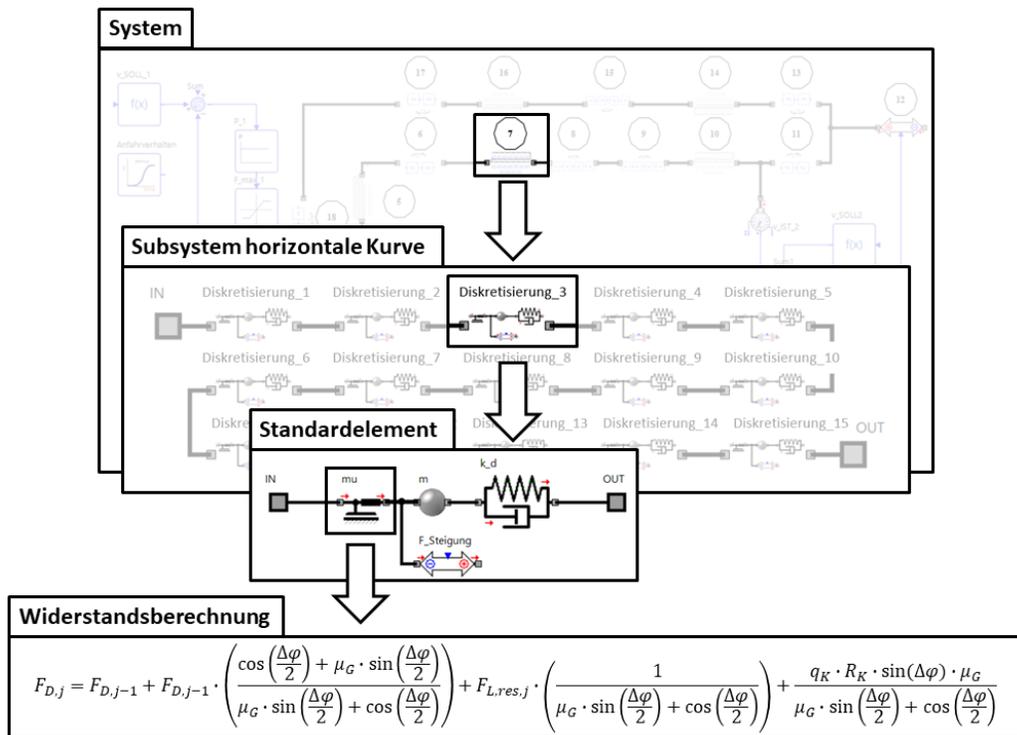


Abbildung 18: Exemplarische Diskretisierung einer horizontalen Kurve in elf Standardelemente

Der Einsatz einer Simulationssoftware ist in diesem Kontext nicht nur zweckmäßig, sondern aus folgenden Gründen erforderlich:

- **Lösung komplexer Gleichungssysteme:** Die Kombination zahlreicher diskret verbundener Subsysteme und die Einbeziehung nichtlinearer Reibmodelle führen zu einem System nichtlinearer und teils transzendenter Differentialgleichungen. Eine explizite, analytische Lösung ist unter diesen Bedingungen nicht mehr möglich. Dies gilt insbesondere für unstetige oder zeitvariable Vorgänge wie Lastschwankungen, Anfahrvorgänge oder Not-Stopp-Szenarien, bei denen Kräfte und Bewegungen sprunghaft oder stark nichtlinear verlaufen.
- **Automatisierte Definition der Bewegungsgleichungen:** Eine manuelle Formulierung der Gleichungssysteme erfolgt nur implizit durch den Modellierer. Durch die strukturierte Verknüpfung der Modellbausteine definiert die Simulationssoftware automatisch die Bewegungsgleichungen. Dies ermöglicht eine effiziente, skalierbare und zugleich flexible Modellbildung, selbst bei komplexen Systemen.

3.4 Integration des Simulationsmodells in ein reales System – Digitaler Zwilling

Obwohl der Schwerpunkt dieser Arbeit auf der Entwicklung des Simulationsmodells des Taschensorters liegt, soll dieser Abschnitt die Einbindung des Modells in ein reales Fördersystem erläutern. Die Integration der Simulation und benötigten Schnittstellen werden in Abbildung 19 schematisch dargestellt.

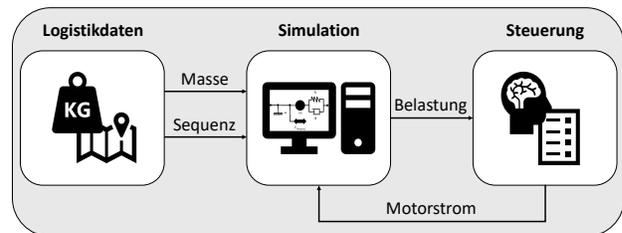


Abbildung 19: Integration der Simulation in ein reales System – Digitaler Zwilling

Den Ausgangspunkt des Informationsflusses bilden die Logistikdaten: Beim Beladen jedes Ladungsträgers wird der jeweilige Artikel gescannt. Dadurch lässt sich nicht nur der Zielort im Sortierprozess bestimmen, sondern auch die Masse des Artikels erfassen. Diese Informationen dienen als Eingangswerte für die Simulation und bilden dort die

Grundlage für die Lastverteilung entlang des Förderers und welche Abschnitte wann belastet sind.

In der Simulation werden dabei alle Szenarien möglicher aktiver und passiver Antriebe des Systems parallel simuliert und deren Wirkungsgrad ausgewertet. Entsprechend dem höchsten Wirkungsgrad wird das am besten geeignete Setting an die Steuerung übergeben. Diese gibt als Feedback an die Simulation wiederum die aktuellen Motorströme, um einen Abgleich der Simulation mit den aktuellen Anlagendaten zu erhalten. Dies dient einerseits als Sicherheitsfaktor, aber auch als Möglichkeit, entsprechend die Anlagenperformance zu tracken.

4 Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden die zentralen Simulationsergebnisse präsentiert. Dabei liegt der Fokus auf dem Vergleich der Widerstandskräfte bei Einsatz eines Einzelantriebs gegenüber eines Mehrfachantriebs, der Analyse des Anfahrverhaltens sowie auf dem Wirkungsgrad des Antriebssystems bei variabler Antriebsleistung.

4.1 Widerstandskräfte bei Einzel- und Mehrfachantrieb

Abbildung 20 vergleicht den Verlauf der Widerstandskraft über die Simulationszeit für zwei Antriebskonfigurationen: den Einzelantrieb (nur Antrieb A1 aktiv) und den Mehrfachantrieb (Antrieb A1 + A2 aktiv), wobei die Widerstandskräfte von A1 und A2 für die Gegenüberstellung aufsummiert werden.

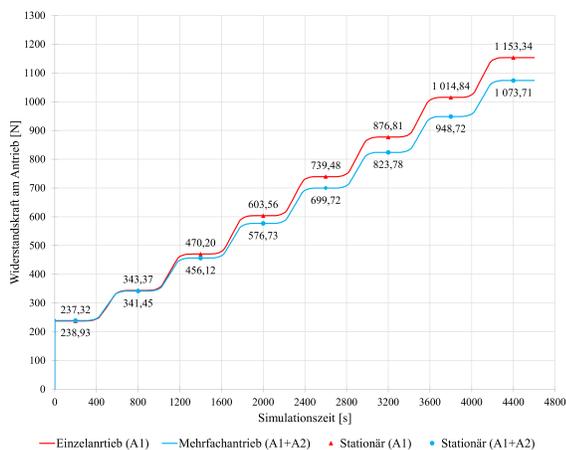


Abbildung 20: Verlauf der Widerstandskraft am Antrieb mit zunehmender Beladung

Die Beladung der Tragmittel wird dabei folglich Abbildung 8 schrittweise erhöht, was sich in stufenweisen Anstiegen der Widerstandskraft äußert. Bei jedem Be-

ladungsschritt zeigt sich, dass beim Mehrfachantrieb eine geringere Widerstandskraft als beim Einzelantrieb auftritt. Diese Differenz ist bei niedriger Beladung zunächst gering, wird jedoch mit zunehmender Last deutlicher. Beispielsweise beträgt im Endzustand bei voller Beladung die Widerstandskraft beim Einzelantrieb 1153,34 N, während sie beim Mehrfachantrieb auf etwa 1073,71 N reduziert ist, was einer Verringerung um rund 6,9 % entspricht. Die Aufteilung der Antriebsleistung auf zwei Antriebe reduziert somit die maximale Beanspruchung des Systems und führt zu einem insgesamt geringeren Kraftbedarf. Dabei ist zu beachten, dass es sich im betrachteten System lediglich um einen Teilausschnitt eines Taschensorters handelt. Gesamte Anlagen können sich, abhängig von ihrer Größe, aus nahezu beliebig vielen dieser Teilsysteme zusammensetzen. Die dadurch erzielte Kraftminderung sowie die reduzierte erforderliche Antriebsleistung skalieren folglich im Gesamtsystem um ein Vielfaches.

4.2 Widerstandskräfte im Anfahrvorgang – Haft- und Gleitreibung

Abbildung 21 zeigt den Verlauf der Widerstandskraft an der Vorspannvorrichtung während des Vorspannprozesses. Dabei wird über 0,5 Sekunden die Wegdifferenz für die erforderliche Vorspannkraft vorgegeben.

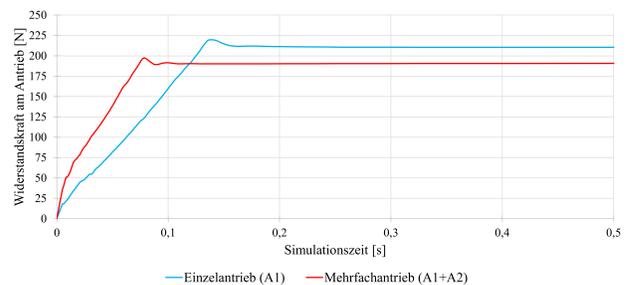


Abbildung 21: Gegenüberstellung der Widerstandskraft an der Vorspannstation

Zu Beginn des Startvorgangs ist erkennbar, dass zunächst die Haftreibung überwunden werden muss, was einen charakteristischen kurzfristigen Kraftanstieg verursacht. So erreichen beide Szenarien einen Spitzenwert, welcher nachdem die Haftreibung überwunden ist wieder abnimmt und in Gleitreibung übergeht. Zudem verläuft der Anstieg im Mehrfachantrieb gegenüber dem Einzelantrieb mäßiger, da dieser auf zwei Vorspanneinheiten aufgeteilt wird.

4.3 Wirkungsgradvergleich – Adaptiver Mehrfachantrieb

Abbildung 22 stellt den Wirkungsgrad des Antriebssystems in Abhängigkeit von der transportierten Last dar. Aufgetragen ist der Gesamtwirkungsgrad (nach Formel 37) über der Masse je Ladungsträger für zwei Betriebsszenarien. Szenario 1 zeigt den Wirkungsgrad für den Einze-

lantrieb (rot) mit Antrieb A1 (Nennleistung 1 kW). Das zweite Szenario simuliert die Verwendung des adaptiven Mehrfachantriebskonzeptes (blau), bei dem im Teillastfall der zweite Antrieb A2 abgeschaltet wird und nur A1 unter Annahme der geringeren Nennleistung (0,5 kW) arbeitet.

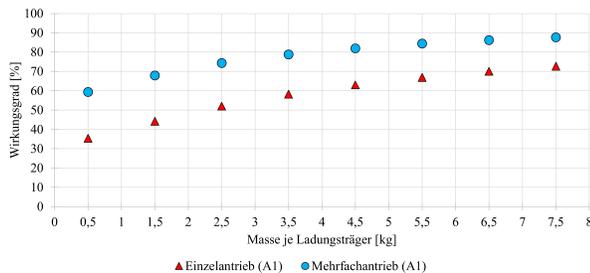


Abbildung 22: Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Beladung und dem Antriebsszenario

Der Verlauf zeigt, dass der Antrieb A1 im gesamten Lastbereich einen besseren Wirkungsgrad aufweist. Besonders im Bereich der geringsten Belastung zeigt sich ein Unterschied von 23,97 %. Diese Abweichung nimmt mit zunehmender Beladung bis hin zur höchsten Beladung auf 14,97 % ab. Es ist zu erwarten, dass sich diese Tendenz weiter verstärkt, wenn man entsprechend der Antriebsbaugröße die spezifischen Leerlauf- und lastabhängigen Verluste berücksichtigt. Zusätzlich wird dieser Effekt durch die Berücksichtigung des lastabhängigen Wirkungsgrades von Frequenzumrichter und Getriebe noch deutlicher. Dabei ist zu beachten, dass die Ergebnisse auf der Annahme beruhen, dass nur ein Teil der Steigungsabschnitte tatsächlich beladen ist. Im realen Betrieb können durch die beschriebenen Beladungs- und Sortiervorgänge unterschiedliche Belastungssituationen auftreten, wodurch sich auch abweichende Wirkungsgrade einstellen können. Ebenso ist hervorzuheben, dass sich der Effekt der Wirkungsgradverbesserung mit der Anzahl der verbauten Teilsysteme vervielfacht und somit einen entsprechend größeren Einfluss auf die Gesamtanlage ausübt.

5 Diskussion und Ausblick

5.1 Erkenntnisse aus der Fallstudie des adaptiven Mehrfachantriebs

Die durchgeführte Fallstudie verdeutlicht, dass das entwickelte Simulationsmodell grundsätzlich lauffähig ist und auch bei un stetigen Vorgängen eine robuste Arbeitsweise aufweist. Die Untersuchungen wurden ausschließlich virtuell durchgeführt, ohne eine experimentelle Validierung. Ziel war es in erster Linie, die grundsätzliche Funktionsfähigkeit des Modells nachzuweisen. Darüber hinaus konnte der Nutzen des adaptiven Mehrfachantriebs anhand der Simulationsergebnisse aufgezeigt werden.

Die Anwendung des Simulationsmodells erfüllt die Forderung eines echtzeitfähigen Simulationsmodells. Hervorzuheben ist, dass sich auch un stetige Vorgänge wie der Anfahrprozess sowie Lastwechsel abbilden lassen und alle ermittelten Widerstandskräfte in physikalisch plausiblen Bereichen liegen (siehe Abschnitt 5.4).

Der Nutzen des präsentierten adaptiven Mehrfachantriebs zeigt sich im verbesserten Wirkungsgrad über alle Lastbereiche hinweg, ohne den Durchsatz zu limitieren. Darüber hinaus ergeben sich Vorteile durch die Kraftaufteilung der Kettenkraft: Bei hoher Last verteilen zwei Antriebe die Zugkraft, wodurch die lokal wirkenden Kettenkräfte reduziert werden. Dies führt zu einer erhöhten Dauerhaltbarkeit. Unter Umständen kann dadurch eine kleinere Kettendimension eingesetzt werden, was wiederum geringere bewegte Massen und reduzierte Kosten zur Folge hat.

5.2 Simulationsmodell – Kern eines digitalen Zwillings

Das in Abschnitt 3 vorgestellte Simulationsmodell bildet alle wesentlichen physikalischen Phänomene eines Taschensorters so abstrahiert ab, dass es auf einem industriellen Standard-PC echtzeitfähig² ausgeführt werden kann. Gegenüber klassischen quasistatischen Widerstandsformeln bietet die Lösung im Zeitbereich hinzu folgende Vorteile:

- **Dynamische Szenarien:** Lastwechsel, Anfahr- und Not-Stopp-Vorgänge können realistisch abgebildet werden. Das führt zu einem Wegfallen von empirischen Korrekturfaktoren, was wiederum die Berechnungssicherheit deutlich erhöht.
- **Verteilung der Vorspannkraft:** Anders als in quasistatischen Berechnungen wird die Vorspannkraft nicht als konstanter Wert vorgegeben, sondern verteilt sich, wie in der Realität, ausgehend von einer lokal eingebrachten Vorspannkraft entlang des Systems.

²Unter Echtzeitfähigkeit wird in diesem Zusammenhang verstanden, dass die Simulation ihre Berechnungen innerhalb einer Zeitgrenze abschließt, die der tatsächlich verstrichenen Realzeit entspricht [42]. Zum Vergleich: In Arbeiten mit vergleichbarer Systemgröße sind Rechenzeiten von rund 24 Stunden je 10 Sekunden Simulationszeit dokumentiert. Dabei handelt es sich um geometriebasierte MKS-Modelle mit Fokus auf eine hochdetaillierte Analyse auf Basis von 3D-CAD-Geometrien [25, 26]. Daten zur Simulation dieser Arbeit: Minimale Rechenschrittweite: $dt_{Min} 1 \cdot 10^{-12} s$; Absolute Fehlertoleranz: $absTol 1 \cdot 10^{-5}$; Lösungsverfahren: Modified Enhanced Backward Differential Formulas (MEBDF). Angaben zum PC: CPU: AMD Ryzen 9 5950X 16-Core, RAM: DDR4-2133. Benötigte Dauer für eine Simulationszeit von 4600 Sekunden: 1162 Sekunden.

Als erweiterte Einsatzmöglichkeiten neben der hier demonstrierten Wirkungsgradoptimierung eignet sich das Modell für:

- Einsatz in der Anlagenplanungsphase – frühe Layout-Entscheidungen auf Basis von Vergleich alternativer Streckenführungen. Zur Erfüllung der Anforderungen an den Materialfluss stehen verschiedene Layoutvarianten zur Verfügung. Das Simulationsmodell kann ein zusätzliches Entscheidungskriterium liefern, indem es beispielsweise die Minimierung der Kettenkräfte und damit auch der erforderlichen Antriebsleistung berücksichtigt.
- Ableitung von Lastkollektiven aus Simulationsdaten für einzelne Förderabschnitte als Grundlage für ein Predictive-Maintenance-Konzept, das auf der tatsächlichen Beanspruchung der Anlage basiert.
- Ähnlich dem Ansatz des Predictive-Maintenance ist die Implementierung einer lastabhängigen Steuerung zur gleichmäßigen Auslastung aller Anlagenteile möglich. Ziel dabei ist es, durch gleichmäßige Auslastung aller Förderabschnitte stark unterschiedliche Wartungsintervalle zu vermeiden.

5.3 Digital Twin for X – Übertragbarkeit auf andere Stetigförderer

Die Modellstruktur basiert ausschließlich auf diskreten Starrkörperelementen, elastisch-dämpfenden Kopplungen und reibungsbehafteten Führungsschienen. Diese Bausteine finden sich auch in allen Stetigförderern mit geschlossenen Zugmitteln, wozu neben Hängeförderern auch Verteilförderer wie Quergurtsorter oder Kippschalensorter und auch Kettenförderer der Schüttguttechnik zählen.

Für eine Übertragung auf diese Systeme müssen lediglich system- und lastabhängige Parameter (Massen, Steifigkeiten, Reibwerte) angepasst werden; die Modellarchitektur kann unverändert übernommen werden. Damit steht der vorgestellte Modellierungsansatz als universelles Framework für Planung, Analyse und Betrieb als digitaler Zwilling auch für viele andere Anwendungen bereit.

5.4 Einschränkungen

Systemeinbindung: Die Einbindung der Simulation in die Steuerung wurde in Abschnitt 3.3 bisher nur konzeptionell beschrieben und virtuell getestet. Eine Hardware-in-the-Loop-Implementierung an einer realen Anlage steht noch aus.

Modellvalidierung: Die in dieser Arbeit verwendeten Geometrien und Parameter stammen aus Literaturangaben und dienen lediglich dem Vergleich der beiden Simulationsszenarien sowie dem Proof-of-Concept

des Simulationsmodells. Eine detaillierte Parametrisierung und Validierung anhand von Messstudien an Realanlagen sollte durchgeführt werden. Bislang wurde lediglich eine Verifikation des Simulationsmodells durch konventionelle Gesamtwiderstandsberechnungen nach Siegl [27] vorgenommen. Im stationären Vergleich weicht dabei der ermittelte Widerstand der Simulation derzeit um $\approx 20\%$ ab. Begründung darin liegt hauptsächlich in der Tatsache, dass die Vorspannkraft dynamisch umverteilt wird und Kurvensegmente diskretisiert abgebildet sind. Diese Differenzen sollen durch künftige Messdaten quantifiziert und reduziert werden.

Mehrfachantriebe: Neben den Vorteilen entstehen auch:

- höhere Investitionskosten,
- gesteigerter Wartungsaufwand sowie
- ein größerer Regelungs- und Steuerungsaufwand der Anlage.

Diese Aspekte müssen in einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung berücksichtigt werden. Es gilt zu prüfen, ob das mechanisch Mögliche in der Praxis auch wirtschaftlich sinnvoll umsetzbar ist.

5.5 Ausblick

Als nächster Schritt sind eine Validierung und mögliche Verfeinerung des Modells anhand von Messungen an realen Anlagen im Rahmen der Dissertation des Autoren Kröpfl vorgesehen. Langfristiges Ziel ist die Schaffung einer Schnittstelle zwischen Simulation und realer Anlage, um eine vollständige Implementierung eines digitalen Zwillings zu ermöglichen.

Rollen der Beitragenden

Konzeption: P.K., A.O-P., C.L.; Methodik: P.K., A.O-P., C.L.; Formale Analyse: P.K.; Untersuchung: P.K., A.O-P.; Schreiben – Originalentwurf: P.K., A.O-P.; Schreiben – Überarbeitung & Redaktion: P.K., A.O-P., C.L.; Visualisierung: P.K.; Betreuung: A.O-P., C.L.; Projektadministration: A.O-P., C.L.

REFERENCES

- [1] BEUMER Group GmbH & Co. KG. (2021) Bg-pouch-system: Item sortation and sequencing. [Online]. Available: <https://www.beumergroup.com/app/uploads/2021/05/BG-Pouch-System-1.pdf>
- [2] P. Kröpfl, A. Ortner-Pichler, M. Steger, and C. Landschützer, "Approaches to chain drive design using numerical simulation," *innoTRAC Journal*, vol. 3, pp. 55–75, 2024.
- [3] F. Will, *Auslegung und Gestaltung von Antriebssystemen*

- temen für Stückgut-Sortieranlagen, ser. Fortschrittsberichte VDI. Düsseldorf: VDI Verlag, 1998.
- [4] R. Griemert and P. Römisch, *Fördertechnik: Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen*, 12th ed. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [5] A. Binder, *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten*, 2nd ed. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017.
- [6] “Energy consumption – determination methods (ecodemise): Calculation, measurement and evaluation methods of intralogistics systems and material handling equipment,” FEM – European Materials Handling Federation, Frankfurt am Main, Tech. Rep. FEM 9.865, 2017.
- [7] G. Salzer, Ed., *Stetigförderer*, 2nd ed., ser. Fördern und Heben. Mainz: KG Krausskopf-Verlag, 1967.
- [8] J. Pajer and F. Kurth, Eds., *Stetigförderer*, ser. Fördertechnik / Hrsg. F. Kurth. Berlin: VEB Verlag Technik, 1967, vol. 3.
- [9] A. O. Spivakovskij and V. K. Djakov, *Förderanlagen: Transport- und Verladeeinrichtungen für Massengüter*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1959.
- [10] E. Zillich, Ed., *Fördertechnik: Mechanisch arbeitende Stetigförderer*. Düsseldorf: Werner-Verlag GmbH, 1972.
- [11] M. Heinrich, *Transport- und Lagerlogistik: Systematik, Planung, Einsatz und Wirtschaftlichkeit*, 10th ed. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2016.
- [12] D. Jodin and M. ten Hompel, *Sortier- und Verteilsysteme*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [13] M. Rudolph and U. Wagner, *Energieanwendungstechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [14] T. Stoehr, “Steigerung der energieeffizienz von stückgutstetigförderern durch optimierte antriebssystemauswahl,” Ph.D. dissertation, Technische Universität Graz, Institut für Technische Logistik, Graz, 2018.
- [15] F. Lottersberger, “Beitrag zu einer energieeffizienten materialflusstechnik – grundlagen zur ermittlung, zum vergleich und zur steigerung der energieeffizienz,” Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 2016.
- [16] M. Bona, J. Sumpf, and M. Golder, “Analyse von wirkungsgradverlusten in kettenfördersystemen,” *innoTRAC Journal*, no. 1, pp. 115–128, 2020.
- [17] S. Vajna, C. Weber, K. Zeman, P. Hehenberger, D. Gerhard, and S. Wartzack, *CAX für Ingenieure: Eine praxisbezogene Einführung*. Berlin: Springer Vieweg, 2018.
- [18] C. Landschützer, “Methoden und beispiele für das engineering in der technischen logistik,” Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, Institut für Technische Logistik, Graz, 2018.
- [19] U. Lindemann, *Methodische Entwicklung technischer Produkte*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [20] B. Bender and K. Gericke, *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2021.
- [21] T. Stoehr and C. Landschützer, “Simulation models for material handling equipment design - evaluation criteria, methods and application,” *Proceedings in Manufacturing Systems*, vol. 12, no. 2, pp. 65–71, 2017.
- [22] R. Isermann, Ed., *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Wiesbaden: Vieweg, 2006.
- [23] H. Dresig and A. Fidlin, *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2020.
- [24] “Vdi 3843: Modellbildung schwingungsfähiger systeme, blatt 1,” Verein Deutscher Ingenieure (VDI), Düsseldorf, Berlin, VDI-Richtlinie, 2018.
- [25] “Simulationsbasierte weiterentwicklung einer berechnungsvorschrift für taschensortersysteme,” in *Logistik Werkstatt Graz; Band 11*, P. Kröpfl, A. Ortner-Pichler, A. Siegl, C. Landschützer, and J. Neugebauer, Eds., 2024.
- [26] P. Kröpfl, A. Ortner-Pichler, and C. Landschützer, “Beyond conventional design – enhancing pouch sorter systems with multibody simulation,” in *Manufacturing 2030 – A Perspective to Future Challenges in Industrial Production: Proceedings of the 4th International Symposium on Industrial Engineering and Automation (ISIEA 2025) and 18th EPIEM Conference 2025*, D. T. Matt, E. Rauch, P. Dallasega, L. Gualtieri, and M. De Marchi, Eds. Cham: Springer, Nov. 2025, vol. 2, to appear; expected 8 Nov 2025.
- [27] A. Siegl, “Analyse der kettenausfallszenarien von kreisförderern mit hilfe mechanischer systemsimulation,” Master’s thesis, Technische Universität Graz, Graz, Austria, 2018.
- [28] H.-G. Rachner, *Stahlgelenkketten und Kettentriebe*, ser. Konstruktionsbücher. Berlin; Göttingen; Heidelberg: Springer-Verlag, 1962, vol. 20.
- [29] P. Pietsch, *Kettengetriebe: Ein A S Taschenbuch*. Einbeck (Hannover): Arnold u. Stolzenberg GmbH Rollenkettenfabrik, 1951.
- [30] S. L. Pedersen, J. M. Hansen, and J. A. Ambrósio, “A roller chain drive model including contact with guidebars,” *Multibody System Dynamics*, vol. 12, no. 3, pp. 285–301, 2004.

- [31] S. L. Pedersen, “Model of contact between rollers and sprockets in chain-drive systems,” *Archive of Applied Mechanics*, vol. 74, no. 7, pp. 489–508, 2005.
- [32] M. Cali, G. Sequenzia, S. M. Oliveri, and G. Fatuzzo, “Meshing angles evaluation of silent chain drive by numerical analysis and experimental test,” *Meccanica*, vol. 51, no. 3, pp. 475–489, 2016.
- [33] M. Grinschgl, F. M. Reich, R. Abeltshauser, M. Eder, and T. Antretter, “New approach for the simulation of chain drive dynamics with consideration of the elastic environment,” *Proc. IMechE, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 231, no. 1, pp. 103–120, 2017.
- [34] N. Fuglede and J. J. Thomsen, “Kinematic and dynamic modeling and approximate analysis of a roller chain drive,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 366, pp. 447–470, 2016.
- [35] J. Strobel, “Untersuchung von schwingungen an einem stetigfördersystem mit kunststoffgleitketten,” Ph.D. dissertation, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, 2018.
- [36] J. Strobel, J. Sumpf, and R. Bartsch, “Influences on dynamic behavior of sliding chain conveyors,” *Vibro-engineering Procedia*, vol. 19, pp. 1–5, 2018.
- [37] J. Strobel, J. Sumpf, R. Bartsch, and M. Golder, “Real-time measuring and monitoring of relevant parameters in complex chain conveyor systems,” *innoTRAC Journal*, vol. 1, pp. 64–73, 2020.
- [38] K.-H. Grote, B. Bender, and D. Göhlich, Eds., *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*, 25th ed. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2018.
- [39] J. Sumpf, H. Bankwitz, K. Nendel, and F. Rasch, “Novel calculation method for chain conveyor systems,” *Logistics Journal: Reviewed Publications*, 2014.
- [40] S. P. Timoshenko, *Engineering Mechanics*, 4th ed. New York: McGraw-Hill, 1956.
- [41] ESI ITI GmbH. (2025) Constraint (translation) – simulationx 4.4 documentation. Accessed: 2025-09-02. [Online]. Available: <https://doc.simulationx.com/4.4/1031/Content/Libraries/Mechanics/Translation/Constraint.htm>
- [42] Verein Deutscher Ingenieure (VDI), “Vdi 3633 blatt 1: Simulation von logistik-, materialfluss- und produktionssystemen – begriffsdefinitionen,” Verein Deutscher Ingenieure (VDI), Düsseldorf, Berlin, VDI-Richtlinie, 1996.

E-Mail: kroepfl@tugraz.at

Dipl.-Ing. Dr.techn. Alexander Ortner-Pichler, Project-Senior Scientist am Institut für Technische Logistik, Technische Universität Graz, Inffeldgasse 25/E, 8010 Graz, Austria
Tel.:+43 316 873-7328,
E-Mail: alexander.ortner-pichler@tugraz.at

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Prof.h.c. Christian Landschützer, Professor am Institut für Technische Logistik, Technische Universität Graz, Inffeldgasse 25/E, 8010 Graz, Austria.
Tel.:+43 316 873-7325,
E-Mail: landschuetzer@tugraz.at

Dipl.-Ing. Patrick Kröpfel, B.Sc., Universitätsassistent am Institut für Technische Logistik, Technische Universität Graz, Inffeldgasse 25/E, 8010 Graz, Austria
Tel.:+43 316 873-7326,