

Modellierung und Analyse von longitudinalen Kettenschwingungen in Modulbandförderern

Niels Dallinger^{1*}, Jan Finke¹, Jens Sumpf¹, Markus Golder¹, Dirk Trapp², Oliver Denecke²

¹ TU Chemnitz, Institut für Fördertechnik und Kunststoffe, Professur Förder- und Materialflusstechnik, 09126 Chemnitz, Deutschland

² Minda GmbH, Enzer Straße 121, 31655 Stadthagen, Deutschland

* Correspondence: niels.dallinger@mb.tu-chemnitz.de; Tel.: +49-371-531-39436

Received 09 September 2024; Accepted 13 September 2024; Available online December 2024

© 2024 by N. Dallinger and the other authors. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License (CC-BY 4.0), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited. The innoTRAC logo and third-party content are excluded from this.

KURZFASSUNG Longitudinalschwingungen in Mattenkettenförderern stellen oft ein Problem in industriellen Anwendungen dar. Für die Entwicklung geeigneter Maßnahmen bzgl. der Vermeidung longitudinaler Ketteschwingungen wird eine vorherige physikalische Bewertung auf das mögliche Potential der Schwingungsvermeidung/-minderung benötigt. Aus diesem Grund wird die Simulationsbibliothek LowVibCon, basierend auf der Sprache Modelica, aufgebaut. Diese ermöglicht es, lineare Modulbandförderer zu modellieren und zu simulieren. Zusätzlich können periphere Systeme zur Schwingungsminderung in die Simulationen eingebracht und bewertet werden. Die Materialdaten und Reibungsparameter können mittels einfacher Kalibrierungsversuche ermittelt werden. Der Artikel beschreibt kurz die zentralen Komponenten der Simulationsbibliothek, z. B. Material- und Reibmodelle. Außerdem werden an zwei Testszenarien praxisrelevante Variationen der Reibwerte, Kettengeschwindigkeit und Kettenteilung simuliert und bewertet. Der Artikel zeigt den aktuellen Stand der Simulationsbibliothek und die geplanten Schritte zur Verfeinerung des Modells.

SCHLAGWORTE Stetigförderer, Kettenförderer, Gleitkette, Schwingungen, Mattenkette, Modulband, Mehrkörpersimulation

1. Einführung

Mattenkettenförderer sind in vielen Bereichen der Produktion und Distribution weit verbreitet. Diese Stetigförderer sind ausgerüstet mit Transportketten, die aus einzelnen Kunststoffmodulen zusammengesetzt und mit Gelenkstäben aus Stahl oder Kunststoff

miteinander verbunden werden. Neben u. a. der Lebensmittel- und Verpackungsmittelindustrie (Wellpappe, Papier) sind Mattenkettenförderern in der Automobilproduktion weit verbreitet. So werden bei der Montage sogenannte Werkermitfahrbänder verwendet, die parallel zu den Fertigungslinien mit kontinuierlich bewegten Boden- oder Hängefördersystemen verlaufen. Durch die genau angepasste Geschwindigkeit ist es den darauf geförderten Werkern möglich, innerhalb der Taktzeit komplexe Montage Tätigkeiten am bewegten Fahrzeug durchzuführen.

Bei Mattenkettenförderern in industriellen Anwendungen sind häufig niederfrequente, longitudinale Schwingungen der Ketten zu beobachten. Bei langen Förderanlagen mit Kunststoffketten, ab einer Förderlänge von ca. 7 m, treten Schwingungen mit prozessrelevanten Amplituden auf. Diese Schwingungen sind in der Regel nicht vorhersagbar und hängen von den Betriebsbedingungen wie z. B. Beladung, Geschwindigkeit, Betriebsdauer, Verschmutzung, Temperatur und Luftfeuchtigkeit ab. Die Schwingungsamplituden und die damit verbundenen negativen Effekte nehmen mit steigender Förderlänge der Anlagen zu.

Aufgrund von Longitudinalschwingungen im Kettenstrang des Mattenkettenförderers ist die Standsicherheit der geförderten Güter gefährdet. Des Weiteren werden alle Systemkomponenten stärker beansprucht. Dies betrifft vor allen Dingen die Kettenglieder, Verbindungsstäbe, Kettenräder und den Antriebsstrang. Die größte Herausforderung stellt jedoch der Personentransport dar. Mitfahrende Personen (Montagepersonal) sind Humanschwingungen ausgesetzt, die den zulässigen Grenzwert von $0,5 \text{ m/s}^2$ gemäß EU-Richtlinie 2002/44/EG [2] zum Teil überschreiten. Betroffene Personen berichten von einer Beeinträchtigung der Konzentration und Montagegenauigkeit sowie bei längerer Dauer von Übelkeit.

Durch gezielte konstruktive Maßnahmen, mechatronische Zusatzsysteme und zeitlich definierte Regelungsprozesse soll den longitudinalen Kettenschwingungen aktiv und passiv entgegengewirkt werden. Dies umfasst die Minimierung der Schwingungsanfälligkeit des Kettenstrangs sowie die Tilgung oder Dämpfung vorhandener Schwingungen. Um aufwendige konstruktive Maßnahmen und elektronische Regelungssysteme auf ihr Funktionspotential hin zu überprüfen, wird ein digitaler Mattenkettenförderer als Simulationsmodell entwickelt.

2. Messungen am realen System

Für die Validierung des Simulationsmodells unter Einbeziehung praxisrelevanter Umgebungsbedingungen stand ein realer Mattenkettenförderer (Abbildung 1a) mit allen dazugehörigen Konstruktionsdaten zur Verfügung. Dieser wurde genutzt, um die auftretenden Transversalschwingungen unter verschiedenen Last-/ Geschwindigkeitsregimen zu vermessen und als Ausgangszustand zu dokumentieren. Nach Abschluss der Parametersimulationen (Abschnitt 5) werden an diesem System die erarbeiteten Maßnahmen hinsichtlich der Schwingungsreduktion umgesetzt und somit direkte Vergleiche mit den Simulationsmodellen ermöglicht.

Das Versuchsfördersystem besitzt eine Länge von 12 m und eine Breite von 1,5 m. Die maximal zulässige Beladung des Fördersystems entspricht 500 kg. Als Kette kommt eine schwer entflammable Modulbandkette der Firma Forbo Siegling aus dem Werkstoff PXX-HC vom Typ S8 mit Zugstäben aus Polyamid (PA) [2] zum Einsatz. Die Kette besitzt eine Teilung von 25,4 mm und ist vollflächig gleitend auf einer Unterlage aus PE-UHMW abgestützt.

Für die Messungen des Ausgangszustands wurden piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer direkt auf der Kunststoffkette befestigt (Abbildung 1b). Dadurch entsteht ein Schwingungsprofil entlang der gesamten Förderstrecke. Als zweites und messortsfestes Aufzeichnungssystem (stationär mit Gestell verbunden) wurde ein Messrad mit Inkrementalgeber verwendet. Während der Versuche wurden sowohl die Belastungsparameter des Förderers (Geschwindigkeit und Zuladung), als auch die Position des Messrades auf dem Förderer variiert. Die Belastungen wurden bis zur maximal zulässigen Beladung von 500 kg gesteigert.

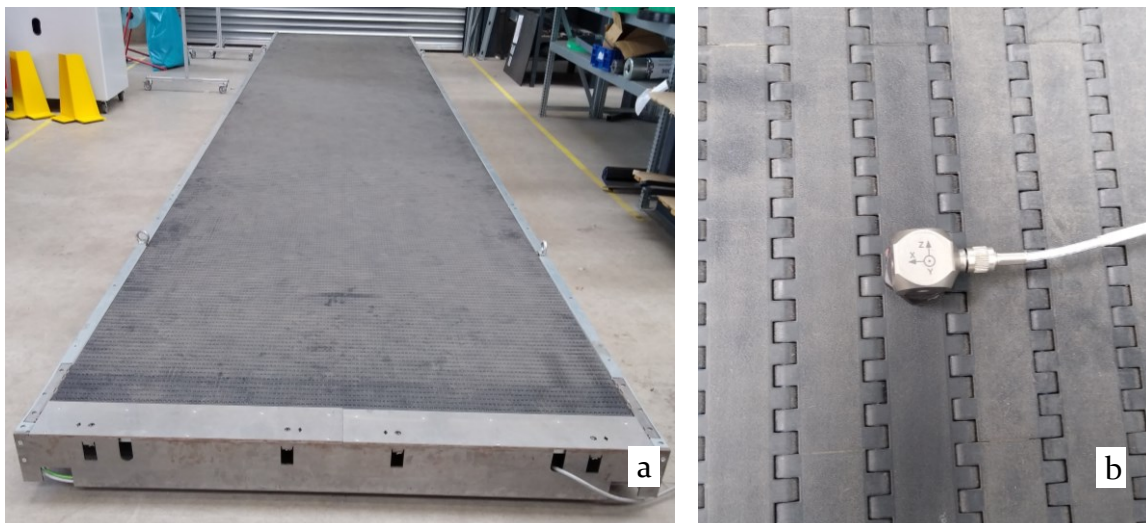


Abbildung 1: a) reales Fördersystem für die Praxistest; b) piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer auf der Modulbandkette

Abbildung 2 zeigt beispielhaft für alle Messungen den Einfluss von Schwingungen auf den menschlichen Körper anhand der mittels W_d gefilterten Beschleunigungssignale in Förderrichtung. Der W_d -Filter einer Humanschwingungsanalyse nach ISO 2631-1 [5] erfasst dabei die für horizontale Schwingungen im Stehen, Sitzen und Liegen relevanten Frequenzanteile im Bereich von 1 bis 80 Hz und ist für die Bestimmung der sogenannten Tagesexposition A ausschlaggebend, bei dem wirksame Schwingungen in Expositionspunkte umgerechnet und über einer bestimmten Wirkungsdauer aufaddiert werden [3]. Als relevanter Zielparameter des Projektes wurde die Tagesexposition A(8) für Schwingungen mit einer Expositionszeit von 8 h herangezogen.

In der Abbildung sind deutlich die aus der Kettenteilung und Fördergeschwindigkeit resultierende Frequenz und deren harmonische Vielfache zu erkennen. Diese dominanten Frequenzen werden durch den Zahneingriff oder durch Stöße aufgrund von geometrischen Unebenheiten z. B. im Gleitsystem angeregt. Beide Messsysteme erfassen diese Zusammenhänge gut. Für den 12 m langen Versuchsförderer lagen alle

berechneten Tagesexpositionen $A(8)$ mit maximal $0,3 \text{ m/s}^2$ unterhalb des Grenzwertes von $0,5 \text{ m/s}^2$ [2].

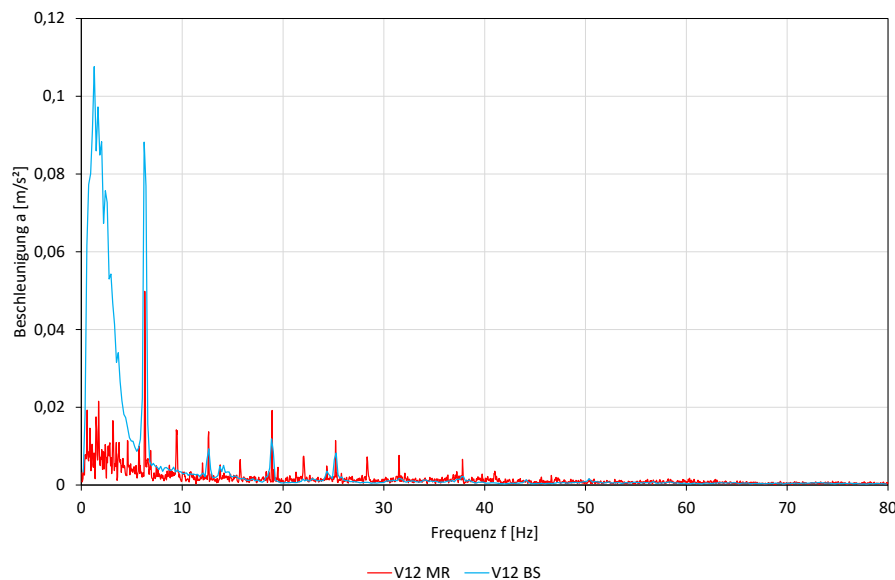


Abbildung 2: Beschleunigung in Förderrichtung in Abhängigkeit der Frequenz für den Versuch I2 (FFT gefiltert und bewertet nach W_d für horizontale Schwingungen; MR (rot): Signal des Messrades, BS (blau): Signal des Beschleunigungssensors)

3. Untersuchung der Randbedingungen

3.1. Mechanische Eigenschaften der Mattenketten

Definition relevanter Einflussfaktoren (Vorversuche)

Für die Kalibrierung und die spätere Validierung des Schwingungsmodells der Modulbandkette ist die Ermittlung von erforderlichen Prüfparametern mit Einfluss auf das Verhalten des Ersatzmaterials von entscheidender Bedeutung. Das Ersatzmaterial umfasst innerhalb des Simulationsmodells das mechanische Verhalten der Konfiguration der Kette, also die Kombination aus Kettengrundmaterial und dem Material des Zugstabs, vgl. Abschnitt 4.2. Die Ermittlung von erforderlichen Prüfparametern erfolgte anhand von statischen und dynamischen Zugprüfungen. Bei den dynamischen Zugprüfungen wechseln sich Be- und Entlastungszyklen ab und ermöglichen es, materialspezifische Hysteresekurven aufzuzeichnen, welche das viskoelastische Materialverhalten charakterisieren.

Zur Identifikation relevanter Einflussparameter auf die Konfiguration der Mattenkette wurden im ersten Schritt Versuchsparameter definiert, welche möglicherweise einen Einfluss auf den Flächeninhalt der Hysteresen, und somit auf die mechanische Dämpfung des Kunststoffbandes haben könnten. Dies sind:

- Größe der Ober- und Unterlast

- Anzahl der Module in Kettenzugrichtung
- Anzahl der Module quer zur Kettenzugrichtung

Tabelle 1 enthält eine Übersicht der geprüften Versuchsparameter.

Tabelle 1: Versuchsparameter für die Vorversuche zur Bestimmung der dynamischen Materialeigenschaften

Parameter	Beschreibung
Prüffrequenz	Max. Kettengeschwindigkeit: 0,25 m/s Kettenteilung: 1" = 25,4 mm 5 Stützstellen Messung bei: [2; 4; 6; 8; 10] Hz
Ober- und Unterkraft	Unterkraft: $F_U = 100$ N Oberkraft: $F_O = [900; 1800; 2700; 3600; 4500]$ N (Maximale Kettenzugkraft für ein Modul der Breite 229 mm: $F_{Zug,max} = 20 \text{ N/mm} \cdot 229 \text{ mm} = 4580 \text{ N} \approx 4500 \text{ N}$; mit 5 Stützstellen)
Anordnung der Module	Versetzt (realer Einsatzfall) In Reihe
Anzahl der Module in Kettenzugrichtung	Min. Anzahl: 7 Max. Anzahl: 15 Schrittweite: 2
Anzahl der Module quer zur Kettenzugrichtung	Minimale Anzahl: 1 Maximale Anzahl: 3 Schrittweite: 1 (Bei Verbreiterung des getesteten Kettenabschnitts erhöht sich die Ober- und Unterkraft entsprechend um einen Faktor, der der Anzahl der Module nebeneinander entspricht)
Zustand der Kette	Neu und gebraucht im Vergleich

Die Vorversuche ergaben, dass die Frequenz, mit welcher die Hystereseversuche durchgeführt wurden, die Anordnung der Module sowie der Zustand der Kette (neu oder gebraucht), keinen bzw. einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die Ausdehnung bzw. den Flächeninhalt der Hysteresekurven haben. Im Anschluss wurde ein Versuchsprogramm entwickelt und die eigentlichen Versuche durchgeführt. Abbildung 3 zeigt den Versuchsaufbau auf der dynamischen Prüfmaschine HBT 100.



Abbildung 3: Versuchsaufbau zur Ermittlung der erforderlichen Parameter für das Materialmodell des Kunststoffbandes (15 Module in Längsrichtung, 3 in Querrichtung, versetzte Anordnung) auf der dynamischen Prüfmaschine HBT 100 der Fa. Zwick/Roell

Die Ergebnisse für den Parametereinfluss auf das Materialverhalten der Modulbandkette gelten nur für die jeweils untersuchte Kettenkonfiguration (Zugstab/Kettentyp). Für allgemeinere Aussagen bezüglich relevanter Einflussfaktoren müssen in Zukunft weitere Versuchsreihen mit anderen Kunststoffkettentypen (Material, Teilung, Zugstab) durchgeführt werden.

Auswertung der relevanten Parameter

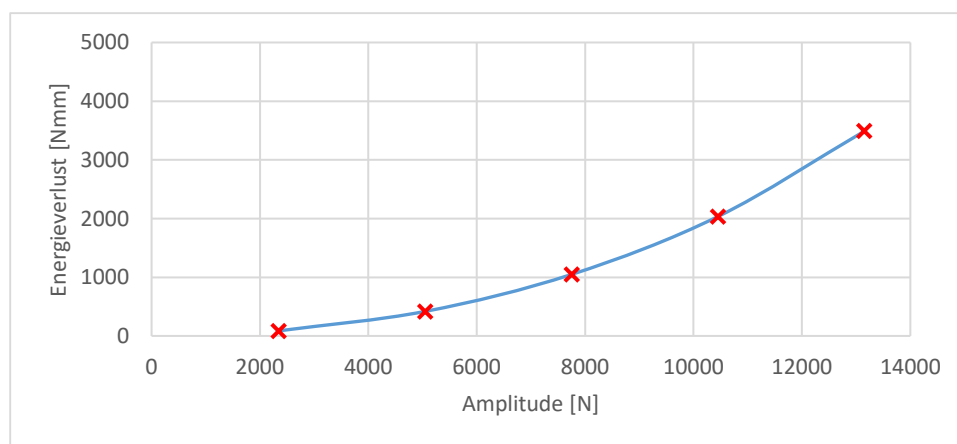


Abbildung 4: Flächeninhalt bzw. Energieverlust der Hysterese in Abhängigkeit der Amplitude bei 15 Modulen in Längsrichtung, 3 in Querrichtung und versetzter Anordnung

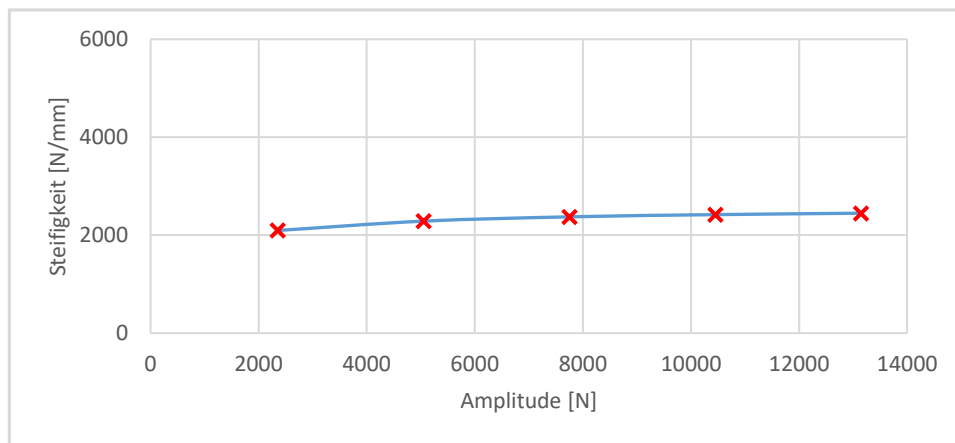


Abbildung 5: Steifigkeit in Abhängigkeit der Amplitude bei 15 Modulen in Längsrichtung, 3 in Querrichtung und versetzter Anordnung

Abbildung 4 gibt den Flächeninhalt bzw. Energieverlust der Hysterese in Abhängigkeit der Amplitude wieder. Der Energieverlust steigt sich demnach mit zunehmender Amplitude exponentiell. Abbildung 5 enthält den Verlauf der Steifigkeit über der Amplitude bei gleichen Versuchsparametern. Diese verhält sich bei höheren Amplituden nahezu konstant, währenddessen bei der kleinsten getesteten Amplitude ein geringfügiger Abfall der Steifigkeit zu verzeichnen ist. Die ermittelten Parameter aus den Hystereseversuchen wurden anschließend in das Materialmodell übertragen und dienen anschließend zur Validierung.

Für die Berechnung aller Eingabeparameter des vorgestellten Materialmodells (Abschnitt 4.2) aus den hier beschriebenen Hystereseversuchen wurden diese mit Hilfe der Datenausgleichsrechnung (curvefitting) optimiert. Die realen Messkurven sollen so genau wie möglich abgebildet werden. Mithilfe dieses Verfahrens können die unterschiedlichsten Kunststoffketten und Zugstabkombinationen kalibriert und somit in der Simulation abgebildet werden. Für einen Abgleich des virtuellen Materialverhaltens mit dem realen wurden auch Simulationsmodelle der Hystereseversuche erstellt und mit den optimierten Materialparametern berechnet.

3.2. Analyse des Reibverhaltens zwischen Kette und Gleitunterlage

Versuchsmethodik und Versuchsparameter

In Abhängigkeit von den Einsatzbedingungen werden in der Praxis unterschiedliche Mattenketten und Gleitabstützungen verwendet, die sich hinsichtlich ihres Reibungs- und Verschleißverhaltens teilweise deutlich unterscheiden. Bekanntermaßen sind vor allem die Reibwerte von thermoplastischen Materialpaarungen sehr stark von den Belastungs- und Umgebungsbedingungen abhängig und stationäre Reibwerte werden in der Regel erst nach relativ langer Einlaufphase erreicht [14]. Zur Bestimmung relevanter Eigenschaften sind deshalb Untersuchungen im eingelaufenen Zustand und unter Variation der bestmöglich an praktische Verhältnisse angepassten Lastparameter notwendig.

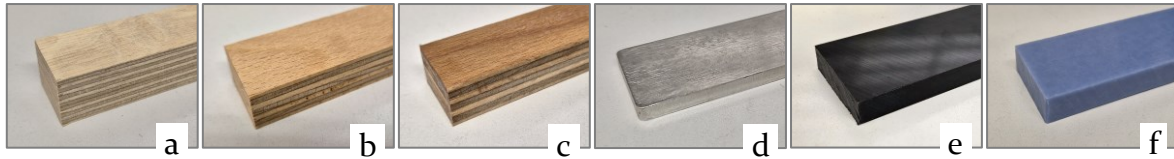


Abbildung 6: Untersuchte Gleitunterlagen und Probenbezeichnung (fett): a) Schichtholz Birke, b) Eco: Schichtholz Buche (Industrieboden Economy, Delignit AG), c) Eco-V: Schichtholz Buche (Industrieboden Economy, Delignit AG) mit Vaseline, d) Stahl: Edelstahl, e) PE-AS: PE-UHMW antistatisch, f) PE-LF: PE-UHMW mit Gleitadditiven

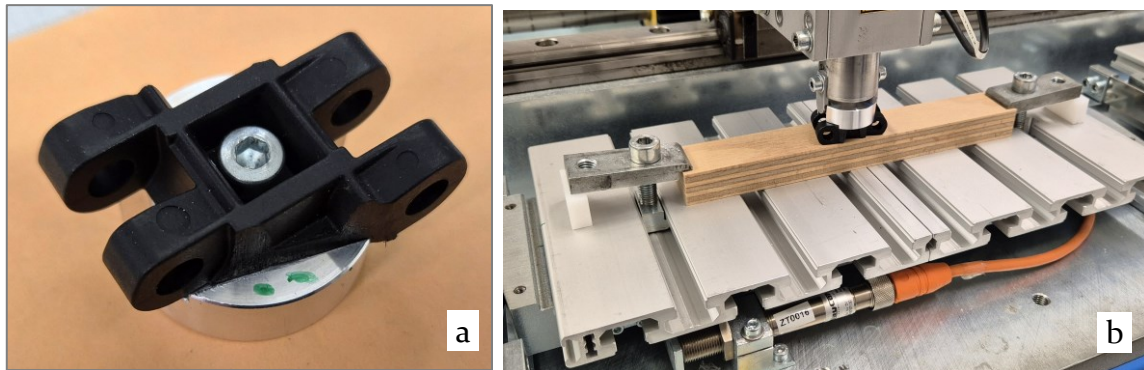


Abbildung 7: a) Kettenprobe Forbo S8 im Prüfstandadapter; b) Messaufbau mit bewegter Kettenprobe (Oberprobe) und auf den Messtisch des Prüfstandes befestigter Gleitschiene (Unterprobe)

In den tribologischen Versuchen wurde der Kettentyp S8 (Forbo Siegling) aus dem Werkstoff PPX-HC [2] gegen insgesamt 6 verschiedene Gleitunterlagen getestet, die u. a. in Werkermitfahrbändern zum Einsatz kommen (Abbildung 6). Je nach Anwendung werden die Gleitelemente vorzugsweise ungeschmiert verwendet. Ausnahme bildet ein mit Vaseline geschmiertes Buchenschichtholz (Abbildung 6c).

Die Kettenproben wurden aus einem Modul der Mattenkette entnommen und dieses Teilstück gegen die Gleitschienenmaterialien auf einem Reibwertprüfstand mit einer linear-ozillierenden Bewegung getestet (Abbildung 7). Die Normalkraft kann dabei über die Auflageflächen der Kettenoberseite (491 mm^2) sowie der halboffenen Kettenunterseite (175 mm^2) in eine Auflagepressung der Fördergutmasse sowie eine nominelle Kontaktflächenpressung zur Gleitunterlage umgerechnet werden.

Ermittlung der Gleitreibwerte im Langzeitversuch

Die Ermittlung der Gleitreibwertverläufe erfolgte jeweils mit neuen Gleitpaarungen bei einer Bewegungsamplitude (Hub) von 100 mm über 24 Stunden. Die gewählte Normalkraft von $F_N = 20 \text{ N}$ entspricht einer Auflagepressung von $p_A = 0,04 \text{ MPa}$ und liegt damit zwischen dem durch einen 90 kg schweren Menschen aufgebrachten, spezifischen Bodendruck ($0,017 \text{ MPa}$) [9] und der für die Kette zulässigen Beladung von 120 kg/dm^2 bzw. $0,118 \text{ MPa}$. Die Geschwindigkeit von $0,1 \text{ m/s}$ entspricht in Etwa der im Personentransport oder bei Montagebändern erreichten Maximalgeschwindigkeit.

- mittlere Geschwindigkeit: $0,1 \text{ m/s}$ (Gleitweg ca. $8,6 \text{ km}$)
- Normalkraft: 20 N (entsprechend Auflagepressung auf der Kette: $0,04 \text{ MPa}$ bzw. nominelle Kontaktpressung Kette-Schiene: $0,11 \text{ MPa}$)

Ermittlung der Haft- und Gleitreibwerte beim Anfahren und langsamer Bewegung

Nach dem Einlaufen über 24 Stunden wurden die Versuchspaarungen auf Raumtemperatur konditioniert und Kurzzeitversuche mit unterschiedlichen Normalkräften durchgeführt. Zur Ermittlung der Anfahrwiderstände wurde die Oberprobe (Kette) aus dem Stillstand, d. h. am Wendepunkt der oszillierenden Bewegung, minimal beschleunigt und mit sehr geringer Geschwindigkeit über eine Strecke von 20 mm bewegt. Aus der Messwertkurve lassen sich entsprechend Abbildung 8 der Haftreibwert sowie der Gleitreibwert der Paarungen bestimmen.

- Anfahrbeschleunigung: 1 mm/s^2 , Geschwindigkeit beim Gleiten: 5 mm/s
- Normalkraft: 10...50 N

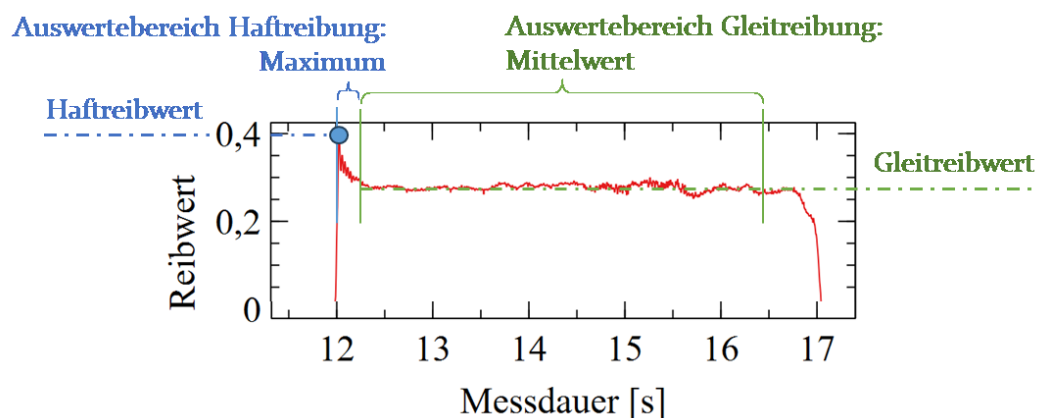


Abbildung 8: Messwertkurve und Auswertemethodik zur Ermittlung des Anfahrwiderstandes und des Gleitreibwertes bei sehr geringer Geschwindigkeit

Ergebnisse der tribologischen Untersuchungen

Langzeitversuch / Einlaufverhalten

Die Kunststoffkette zeigte in Verbindung mit den unbehandelten Gleitproben das für ungeschmierte Thermoplaste typische Einlaufverhalten mit den gegenüber dem Startwert deutlich steigenden Reibwerten. Wie in Abbildung 9a ersichtlich, war der Einlaufprozess auch nach 24 Stunden bzw. knapp 9 km Gleitweg noch nicht abgeschlossen. Insbesondere die Holz- und Edelstahlproben bewegten sich mit $\mu = 0,4...0,5$ auf relativ hohem Niveau. Mit $\mu \approx 0,13$ deutlich niedriger lag der Reibwert gegen PE-UHMW, wobei auch hier nach 24 Stunden ein weiterer, leichter Anstieg zu erwarten ist. Die geringsten Reibwerte wurden mit $\mu \approx 0,07$ gegen die mit Vaseline geschmierten Gleitschienen gemessen. Einschränkend ist hierbei anzumerken, dass die Vaseline bei Raumtemperatur einen sehr klebrigen Zwischenstoff darstellt und im Versuch starke Schwingungen des Messtischs zu beobachten waren.

In den Langzeitversuchen wurden ein teilweise deutlicher Abrieb der Kontaktfläche der Kette sowie angehäuften Verschleißpartikel nahe der Gleitfläche beobachtet. Der Abrieb trat subjektiv am stärksten bei Edelstahl, eng gefolgt von den ungeschmierten Holzproben auf. Sehr wenig Verschleiß trat bei dem mit Vaseline geschmierten System auf, bei den Gleitschienen aus PE-UHMW konnte dagegen keinerlei Abrieb festgestellt werden (Abbildung 9b-d).

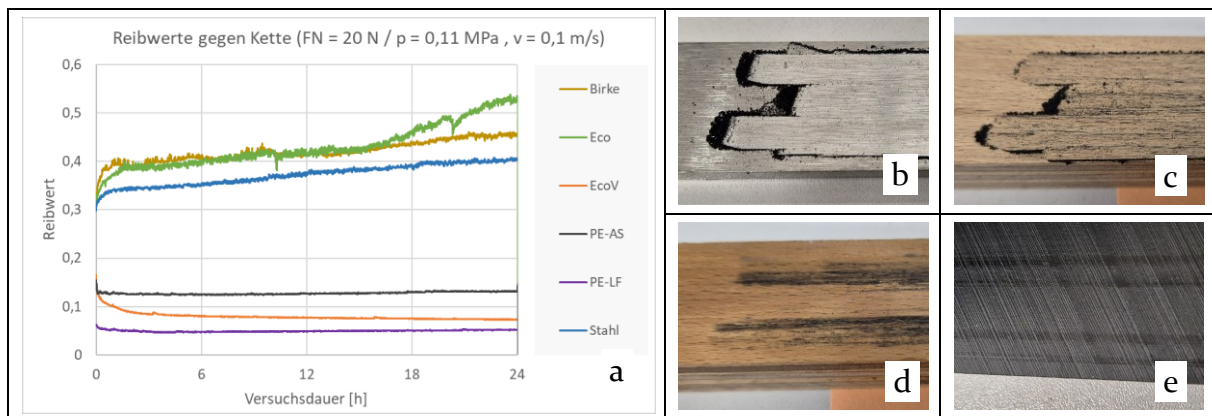


Abbildung 9: a) Gleitreibwertverlauf der Kette gegen die untersuchten Schienenmaterialien, b) Verschleißabrieb auf den Gleitschienen aus Edelstahl, c) Buche (Eco), d) Buche mit Vaseline (EcoV) sowie d) PE-UHMW antistatisch (PE-LF)

Haft- und Gleitreibwerte beim Anfahren

Abgesehen vom vaselinegeschmierten Buchenholz (EcoV) können die Haft- und Gleitreibwerte im untersuchten Bereich als weitestgehend unabhängig von der Normalkraft angesehen werden (Abbildung 10a). Entsprechend Abbildung 10b lagen die Haftreibwerte in den Versuchen grundsätzlich oberhalb der Gleitreibwerte, wobei teilweise erhebliche Unterschiede zwischen beiden Werten gemessen wurden. Auffällig war vor allem das mit Vaseline geschmierte Buchenholz, wo bei kleinen Normalkräften drei- bis viermal höhere Anfahrwiderstände gegenüber dem Gleiten gemessen wurden. Zurückzuführen ist das auf den bei Raumtemperatur sehr klebrigen Schmierstoff, dessen adhäsive Wirkung sich bei sinkender Normalkraft verhältnismäßig vergrößert. Dieser Effekt zeigte sich auch beim Gleiten mit geringer Geschwindigkeit durch deutlich sichtbare Schwingungen des Messtischs bzw. der Messwerte.

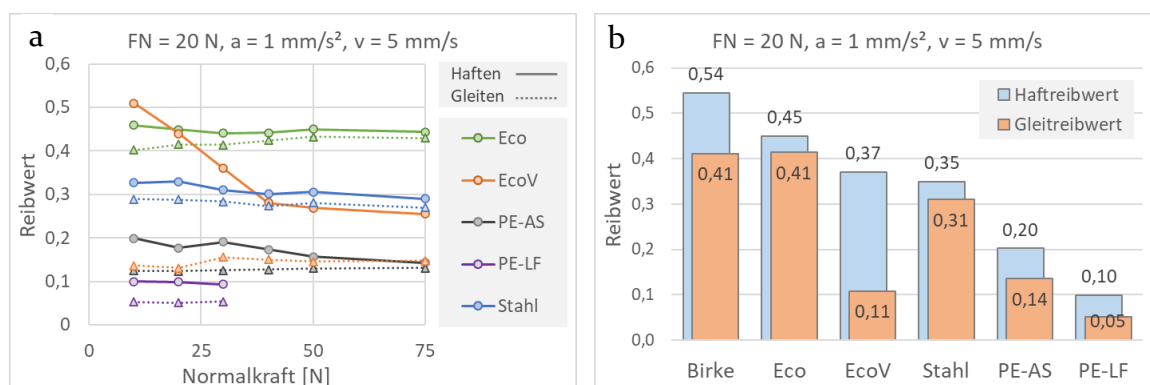


Abbildung 10: Haft- und Gleitreibwerte der Kette gegen die untersuchten Schienenmaterialien. a) Abhängigkeit von der Normalkraft, b) Vergleich bei $F_N = 20 \text{ N}$

4. Simulationsmodell

4.1. Allgemeiner Aufbau

Für die Erstellung eines virtuellen Modells des Fördersystems mit den dazugehörigen Untermodellen wurde eine eigene Programmbibliothek namens LowVibCon entwickelt. Mittels dieser Bibliothek können unterschiedliche Typen von Fördersystemen mit Kunststoffketten nachgebildet werden. Dies ermöglicht es, konstruktive Änderungen am Förderer auf ihre Auswirkungen hin zu untersuchen, ohne die realen Fördersysteme für jede Entwicklungsschleife aufwendig umzubauen. Mit Hilfe des gewählten Modellansatzes können somit verschiedenste Effekte, wie z. B. Schwankungen der Kettengeschwindigkeit aufgrund des Stick-Slip-Effektes oder von Reibschwingungen, untersucht werden.

Für die Umsetzung der Simulationsmodelle wurde die quellenoffene Simulationsumgebung OpenModelica ausgewählt. Diese basiert auf der objektorientierten Sprache Modelica, welche für die Modellierung multi-physikalischer Systeme verwendet wird. Unterstützend wird für die Aufbereitung von Eingangs- und Ergebnisdaten die quellenoffene Software GNU Octave verwendet.

Als erster Schritt wurde die Gruppe der Mattenkettenförderer konstruktiv analysiert und auf seine relevanten Parameter hin reduziert. Daraus folgend entstand für diese Klasse von Stetigförderern ein mechanisches Grundmodell. Es handelt sich im Kern um eine translatorische Schwingerkette, die über eine stehende Reibunterlage gezogen wird. Dieser Ansatz ermöglicht es, gezielt Schwingungsanregungen, die z. B. bei Geschwindigkeits- oder Beladungsänderungen entstehen, in einzelne Kettenglieder bzw. Ersatzkettenglieder (Abschnitt 4.4) einzuleiten und die Reaktion der Schwingerkette zu bewerten. Beispiele dafür sind der Polygoneffekt am Antrieb bzw. an der Umlenkung (Abschnitt 4.5) und die Simulation von Anfahr- oder Bremsvorgängen. Die Feder-/ Dämpferelemente der Schwingerkette repräsentieren die Nachgiebigkeit der realen Kunststoffkette. Sie werden im Detail durch das Materialmodell (Abschnitt 4.2) beschrieben. Abbildung 11 gibt einen Einblick in die Umsetzung des Grundmodells. Jeder einzelne Block ist eine weitere Modelica Klasse.

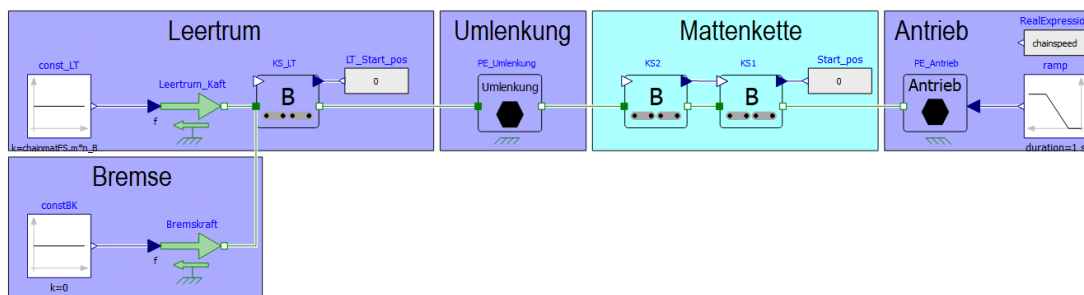


Abbildung 11: Blockschaftbild des Grundmodells eines Mattenkettenförderers in der Simulationsumgebung OpenModelica (Aufbau mittels der Simulationsbibliothek LowVibCon)

4.2. Materialmodell

Das verwendete Materialmodell der Kunststoffkette wurde bereits durch Strobel in [12] vorgestellt. Es entspricht im Grunde einem Zener_M-Körper, bei welchem ein Maxwellkörper parallel zu einem Hookschen Element geschaltet wird, vgl. Abbildung 12. Dieses einfache rheologische Modell kann für die Beschreibung viskoelastischen Materialverhaltens genutzt werden. Durch die geringe Anzahl von Gleichungen innerhalb des Zener_M-Modells ist es numerisch schnell zu berechnen und bietet die Möglichkeit, das reale Materialverhalten hinreichend genau abzubilden. Gleichung (1) charakterisiert die entstehende Kraft F_{ZM} resultierend aus der Materialverformung.

$$F_{ZM} = -\frac{d_{ZM1}}{k_{ZM1}} \cdot \dot{F}_{ZM} + k_{ZM0} \cdot \Delta q + \frac{d_{ZM1} \cdot (k_{ZM0} + k_{ZM1})}{k_{ZM1}} \cdot \Delta \dot{q} \quad (1)$$

Dabei beschreiben Δq und $\Delta \dot{q}$ den Verformungsweg mit der dazugehörigen Verformungsgeschwindigkeit. Die zu bestimmenden Parameter umfassen die Steifigkeitskennwerte der Federelemente k_{ZM0} und k_{ZM1} und den Dämpfungskennwert des Maxwellkörpers d_{ZM1} .

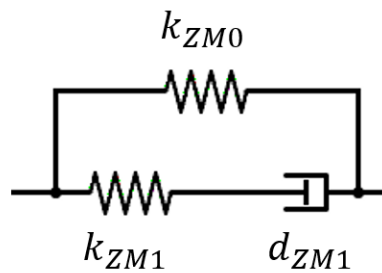


Abbildung 12: Zener_M – Materialmodell mit den dazugehörigen Steifigkeits- und Dämpfungskennwerten

Für die Umsetzung des Materialverhaltens der Kunststoffketten wurde dieses Modell dennoch leicht modifiziert. Schon Strobel zeigte in [12] die Verbesserung des Deckungsverhaltens zwischen real Versuch und Materialsimulation durch die Einführung einer Kraftabhängigkeit in das Materialmodell. Für die Einbeziehung der Kraftabhängigkeit des Steifigkeitsparameters k_{ZM0} und des Dämpfungsparameters d_{ZM1} werden die linearen Zusammenhänge (2) und (3) verwendet und entsprechend in Gleichung (1) eingesetzt.

$$k_{ZM0}^* = c_0 \cdot F + k_{ZM0} \quad (2)$$

$$d_{ZM1}^* = c_1 \cdot F + d_{ZM1} \quad (3)$$

Das hier beschriebene Materialmodell beinhaltet für die angestellten Untersuchungen in dieser Veröffentlichung die Eigenschaften des Kettengrundmaterials, des Materials der Verbindungsstäbe und die dazu gehörigen geometrischen Einflüsse. Für die Untersuchung einer bestimmten Kette bzw. Kettenkonfiguration ist es erforderlich, das aus den Gleichungen (1) bis (3) entstandene Materialmodell direkt auf diesen Anwendungsfall zu kalibrieren. Hierfür werden mit Hilfe einer numerischen

Ausgleichsrechnung (curvefitting) die 5 Materialparameter k_{ZM0} , k_{ZM1} , d_{ZM1} , c_0 und c_1 bestimmt.

Die Kalibrierung wird an einem Verbund der Modulbandkette von 5 hintereinander geschalteten Kettengliedern durchgeführt. Die Abhängigkeiten des Materialmodells für die Variation der Anzahl der Kettenglieder in Zugrichtung und quer dazu wurden in den Versuchen zur Bestimmung der mechanischen Eigenschaften herausgearbeitet, siehe Abschnitt 3.1. Abbildung 13 zeigt beispielhaft einen Datensatz der zur Kalibrierung verwendeten Hysterese-Daten.

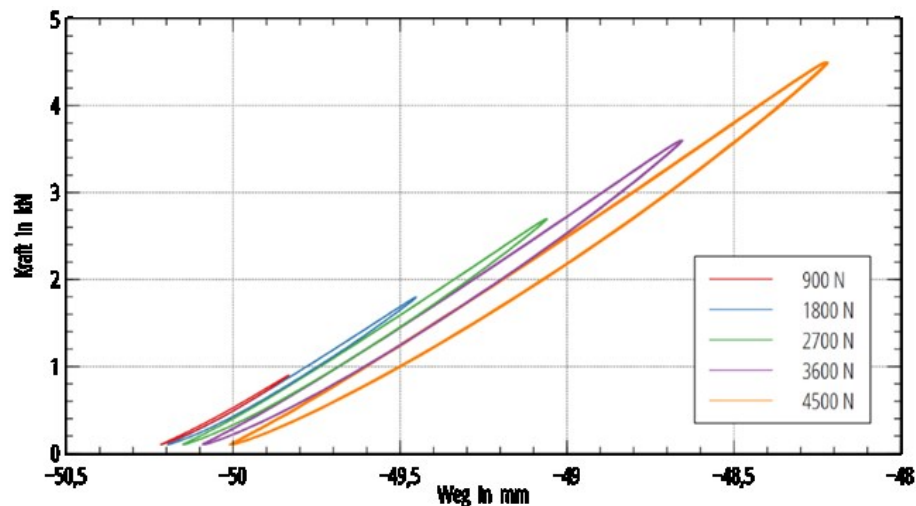


Abbildung 13: Hysterese-Daten für die Kalibrierung einer 1-Zoll-Kette aus dem Material PPX (Forbo S8) für unterschiedliche Oberkräfte bei einer Prüffrequenz von 6 Hz

4.3. Reibmodell

Aufgrund der gleitenden Abstützung gegenüber dem Gestell nimmt der Ansatz der Reibungsmodellierung eine zentrale Rolle in der Simulation von Kunststoffgleitketten ein. Es stehen hier unterschiedliche Ansätze bzgl. der numerischen Stabilität und Performance sowie zur Einbeziehung verschiedener Einflussfaktoren auf den Reibwert selbst zur Verfügung. Detaillierte Abhandlungen zu einer Vielzahl dieser Ansätze sind in [1], [5] und [8] zu finden.

In der entwickelten Simulationsbibliothek LowVibCon werden zwei Ansätze für die Abbildung der Reibung umgesetzt. Zum einen wird der in Modelica bereits hinterlegte Ansatz der Verwendung von Zustandsereignissen erweitert und zum anderen der Ansatz über eine Regularisierung der Reibungskennlinie neu programmiert.

Die Verwendung von Zustandsereignissen führt bei dynamischer Kopplung von Reibungselementen zu kontinuierlichen/diskreten Gleichungssystemen, die durch geeignete numerische Methoden gelöst werden können. Wenn die relative Geschwindigkeit zwischen den Reibpartnern Null wird, bleiben die durch das Reibungselement verbundenen Elemente stehen, d.h. die absolute Position bleibt konstant. In dieser Phase wird die Reibungskraft aus einer Kraftbilanz berechnet, da die absolute Beschleunigung ebenfalls gleich Null sein muss. Die Elemente beginnen zu gleiten, wenn die Reibungskraft einen Schwellenwert überschreitet, der als

Haftreibungskraft bezeichnet wird. Für diese Ansätze wird die sogenannte mathematische Signumfunktion als Schaltelement zwischen den Zuständen herangezogen. Trotz der diskreten Gleichungssysteme bleibt dieser Ansatz numerisch aufwendig, da die Zustandsergebnisse eine Unstetigkeit im Reibkraftverlauf bedeuten (Abbildung 14a). Diese muss explizit berechnet werden und erzeugt somit einen erhöhten Aufwand für den Solver. Die Performance dieses Ansatzes sinkt mit steigender Anzahl der Reibelemente, denn dadurch steigt die Zahl der möglichen Zustandsergebnisse im Gleichungssystem.

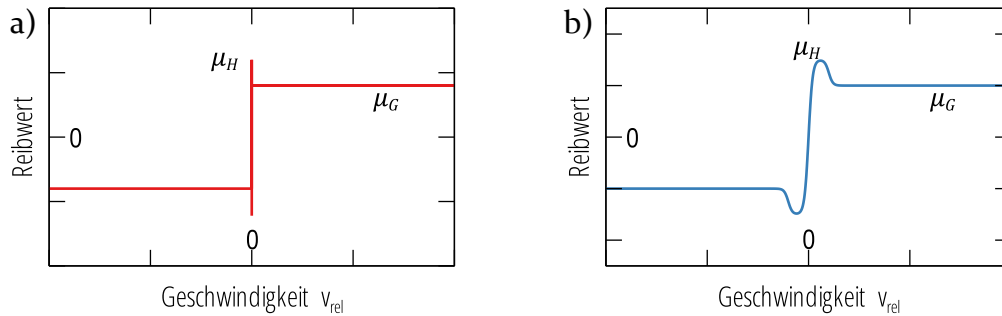


Abbildung 14: Reibwertfunktionen über der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner v_{rel} laut der unterschiedlichen Ansätze; a) unstetiger Verlauf unter Verwendung der Signumfunktion; b) stetige Reibwertfunktion mit der Unterscheidung zwischen Haften und Gleiten

Der Ansatz die Reibkraft über eine regularisierte Reibungskennlinie führt zu einem mathematischen stetigen Reibkraftverlauf. Dieses Verfahren ist numerisch deutlich performanter, da keine Zustandsergebnisse im Übergang zwischen Haften und Gleiten erzeugt werden. Stattdessen wird im Übergangsbereich eine Kennlinie mit sehr hoher Steigung gewählt. Kommt es zum Haften der Reibpartner, entsteht eine Art viskoser Dämpfung, was wiederum dazu führt, dass im Haftzustand Relativgeschwindigkeiten zwischen den Reibpartnern existieren. Dresig schlägt in [1] verschiedene Funktion vor den Reibwertverlauf stetig abzubilden. Gleichung (4) zeigt die im Simulationsmodell umgesetzte Lösung auf Basis einer Tangenshyperbolicus-Funktion. In Abbildung 14b ist der Funktionsverlauf dargestellt. Die Schwierigkeit für diesen Ansatz liegt in der Schätzung der drei Funktionsparameter $[\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3]$.

$$\mu(\dot{q}) = \left[\frac{(\mu_G - \mu_H)}{2} \cdot \left[\tanh\left(\frac{1}{\varepsilon_1}(\dot{q} - \varepsilon_2)\right) + 2 - \tanh\left(\frac{1}{\varepsilon_1}(\dot{q} + \varepsilon_2)\right) \right] + \mu_H \right] \cdot \tanh\left(\frac{1}{\varepsilon_1} \cdot \dot{q}\right) \quad (4)$$

Beide Modellansätze verwenden als Eingangsgrößen die Reibwerte für Haften μ_H und Gleiten μ_G . Einflussfaktoren auf die Reibung wie bspw. ein geschwindigkeitsabhängiger Gleitreibwert $\mu_G(\dot{q})$ können an dieser Stelle ebenfalls in die Simulationsmodelle eingebracht werden. Für die durchgeführten Simulationen in Abschnitt 5.2 wurden vorerst konstante Gleit- und Haftreibwerte auf Basis der Messungen in Abschnitt 3.2 verwendet.

4.4. Elastischer Zugstrang (Ersatzkettenglieder)

Mithilfe des beschriebenen Materialmodells (Abschnitt 4.2) können sogenannte Ersatzkettenglieder gebildet werden. Das entsprechende Blockschaltbild dazu ist in Abbildung 15a dargestellt. Die Ersatzkettenglieder bündeln eine vom Anwender festzulegende Anzahl reale Kettenglieder zu einem Glied. Diese Skalierung wird zur Reduktion der relevanten Gleichungen im Simulationssystem genutzt. Die Anzahl der realen Kettenglieder, welche im Ersatzkettenglied abgebildet wird, richtet sich auch nach der Konfiguration der Kette und den damit durchgeführten Kalibrierungsversuchen. Den entsprechenden Konfigurationsdialog zeigt Abbildung 15b. In diesem können Reibpaarung, Kettenmaterial und die Kettenmodule längs und quer zur Kettenzugrichtung eingestellt werden. Für die Reibpaarung und das Kettenmaterial können sogenannte Records im Dialog ausgewählt werden. Records entsprechen spezifischen Datensätzen, welche vorher hinterlegt werden. Mit den Kalibrierungsversuchen kann somit eine Materialdatenbank, bestehend aus diesen Records, für unterschiedliche Kettentypen erarbeitet werden.

Die erstellte Bibliothek zur Simulation von Modulbandförderern beinhaltet zusätzliche Modelklassen zur Zusammenfassung mehrerer Ersatzkettenglieder zu sogenannten Kettensträngen. Diese Klassen dienen der übersichtlicheren Modellierung von langen Förderstrecken mit vielen Kettengliedern.

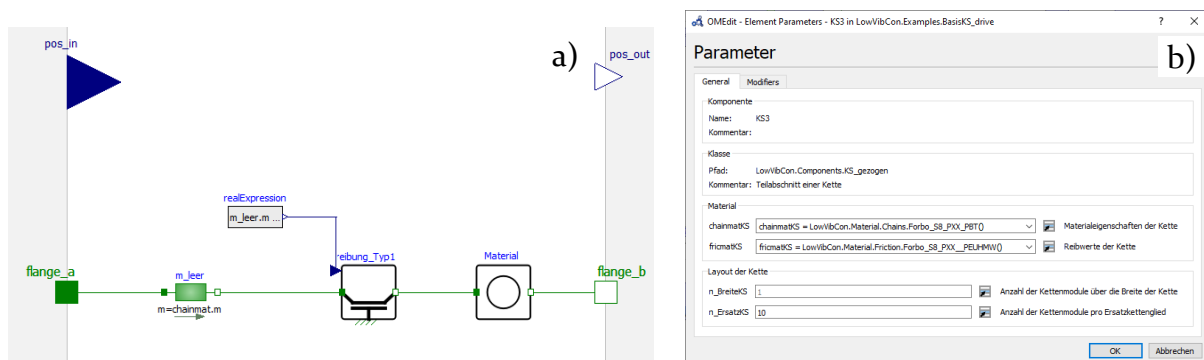


Abbildung 15: a) Blockschaltbild und b) Konfigurationsdialog des Ersatzkettenglieds

Kettenspiel

Reale Kettenglieder weisen im Bereich der Verbindungsstellen ein mechanisches Spiel auf. Dieses Spiel entsteht hauptsächlich durch die geometrischen Fertigungstoleranzen von Kettenauge und Verbindungsstab. Im Falle der hier untersuchten Kette Forbo S8 PPX entsteht zwischen zwei realen Kettengliedern ein Spiel von 1 mm. Besonders die Simulation von Anfahr- und Bremsvorgängen, sowie von Beladungsschwankungen an Modulbandförderern benötigt die Abbildung dieses Spiels. Durch das Kettenspiel können sich innerhalb der Simulation keine unrealistischen Druckkräfte im Kettenstrang fortpflanzen.

Innerhalb des Ersatzkettenglieds wurde ein Ansatz zur Behandlung dieses Spiels hinterlegt. Dabei wird die relative Bewegung zwei benachbarter Ersatzkettenglieder überwacht. Dabei entstehen die drei Schaltzustände: Kettenglieder unter Zugbelastung (kein Spiel), Kettenglieder im Spiel (keine Kraftübertragung) und Kettenglieder unter

Druckbelastung (kein Spiel). Diese Zustände werden durch eine Fallunterscheidung geschaltet. Dies führt wiederum zu einer hohen Anzahl von möglichen Zustandereignissen innerhalb der Simulation. Aber auch der Abgleich der relativen Bewegung zwischen den Kettengliedern führt zu einem erhöhten Berechnungsaufwand.

Im Falle der Zustände Zugbelastung und Druckbelastung ändert sich nur das Vorzeichen der entstehenden Materialkraft. Um die numerische Stabilität der Berechnungen zu gewährleisten, wird im Falle des Auftretens von Kettenspiel als Zwischenzustand die übertragbare Kraft nicht auf Null gesetzt. Es wird in diesem Fall anstelle der Materialsteifigkeit eine sehr weiche Feder zugeschaltet. Diese Feder führt zwar zu einer sehr kleinen übertragbaren Kraft innerhalb des Spiels, verhindert aber numerische Fehler durch ein unterbestimmtes Gleichungssystem.

4.5. Polygoneffekt

Ketten welche auf Kettenrädern oder anderen Rädern abrollen, erzeugen Schwankungen in der Antriebsgeschwindigkeit bzw. Beschleunigung der Kette selbst. Dieser Effekt wird als Polygoneffekt bezeichnet und wird mit steigender Zähnezahl des Ritzels unter Einhaltung der Kettenteilung immer geringer.

Kettenräder für Kunststoffmattenketten haben in der Regel 12 Zähne und mehr. Dieser Bereich zeigt sich in praktischen Anwendungen als unkritisch. Dennoch bleibt der Polygoneffekt auch bei geringer Ausprägung eine harmonische Schwingungsanregung. Die Auswirkungen des Polygoneffektes sind Gegenstand der Untersuchungen am Simulationsmodell und können deshalb nicht vernachlässigt werden.

Für die Modellierung der Polygoneffekte am Antrieb und an der Umlenkung wurde jeweils eine extra Modelica-Klasse programmiert. Diese beiden Klassen ermöglichen es, Schwankungen der Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung realitätsnah über das Antriebsritzel und die Umlenkung in die Förderkette einzuleiten. Untersucht werden allerdings nur die Schwankungen der horizontalen Geschwindigkeit (in Kettenzugrichtung). Der gewählte Berechnungsansatz orientiert sich an der Umsetzung von Ziegler, welcher in [14] den Polygoneffekt als Randbedingung in numerischen Untersuchungen an endlosen Stahlketten verwendete. Auch Strobel orientiert sich in [12] an diesem Ansatz.

4.6. Zusammenfassung

Als Ergebnis des Aufbaus der Bibliothek LowVibCon ist festzuhalten, dass es die Simulationen mittels dieser Bibliothek ermöglichen, alle Bewegungsgrößen (Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung) und Kräfte auf jedes einzelne Ersatzkettenglied und die angekoppelte Peripherie (Systeme zur Schwingungsminderung, Antrieb, Umlenkung) auszuwerten. Dadurch können die Schwingungseffekte entlang einer Modulbandkette genau untersucht werden. Auch der Einfluss der Schwingungsübertragung des Leertrums auf den Lasttrum kann mit der Bibliothek untersucht werden.

Die Programmbibliothek LowVibCon ermöglicht es, verschiedene Typen von Kunststoffkettenförderern in allen auf Modelica basierten Simulationsumgebungen zu modellieren. Die wesentlichen Inhalte der Bibliothek sind:

1. die Grundmodelle der Kettenglieder mit der Möglichkeit der Anbindung von Massen zur Abbildung der geförderten Last unter Berücksichtigung des Kettenspiels und der Reibung,
2. die Materialmodelle der Kettenglieder/Zugstäbe mit den Abhängigkeiten zur Kettenbreite und Länge,
3. die Antriebs- und Abtriebskomponenten zur Abbildung des Polygoneffekts,
4. eine erweiterbare Materialbibliothek für die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften unterschiedlicher Kettentypen sowie
5. eine erweiterbare Materialbibliothek für Reibpaarungen (Reibsystem: Kette/Abstützung).

Für die Verifikation des Materialmodells und der Einzelkomponenten wurden während der Untersuchungen verschiedene Testszenarien entwickelt und immer wieder überprüft. Dies umfasst u. a. die Nachbildung der real durchgeführten Zugversuche mit Hilfe des entwickelten Materialmodells, Vergleichsrechnungen zwischen den beschriebenen Reibmodellen oder Vergleiche zwischen den Ansätzen zur Berechnung des Polygoneffekts.

5. Parameteruntersuchungen

Um, wie in Abschnitt 1 bereits erwähnt, longitudinalen Kettenschwingungen aktiv und passiv entgegenzuwirken, werden konstruktive Maßnahmen, mechatronische Zusatzsysteme und zeitlich definierte Regelungsprozesse erarbeitet. Durch die gezielte Modellierung und Simulation solcher Einzelmaßnahmen zur Schwingungsminderung entlang der Förderstrecke können Aussagen über die physikalischen Erfolgsaussichten entsprechender Maßnahme getroffen werden. Dieser Prozess ermöglicht es, Ideen bereits vor der konstruktiven Umsetzung zu bewerten und evtl. auszuschließen. In diesem Zusammenhang wurden im ersten Schritt die hier im Folgenden beschriebenen Parametervarianten simuliert. Diese sollen Aufschluss über den Einfluss der grundlegenden Eingangsgrößen (Reibung, Kettengeschwindigkeit und Kettenteilung) auf einen Modulbandförderer zeigen.

5.1. Vergleichsszenario

Um verschiedene Maßnahmen zur Senkung der longitudinalen Kettenschwingungen im Mattenkettenförderer untereinander zu vergleichen, werden zwei Testszenarien definiert. Als Reibmodell kommt die Variante mit einem unstetigen Verlauf unter Verwendung der Signumfunktion zum Einsatz, diese wurde bereits in Abschnitt 4.3 vorgestellt.

In Abbildung 16 sind die beiden Testszenarien schematisch dargestellt. Es wird zwischen Lastfall 1 (LF1) und Lastfall 2 (LF2) unterschieden. In beiden Lastfällen befindet sich ein Mensch mit der Masse m_H am Ende der Förderkette. In LF1 befindet sich die Hauptlast (Beladung) mit der Masse m_L auf dem gleichen Kettenabschnitt wie die Person, wohingegen in LF2 die Masse m_L nahe der Kettenmitte wirkt. Die beschriebenen Massen der Beladung bleiben während der Simulation ortsgebunden in Bezug auf das Kettenglied.

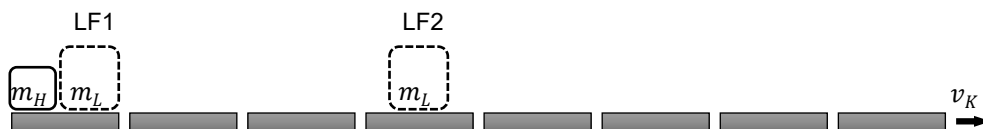


Abbildung 16: Skizze der Kette mit den untersuchten Lastfällen LF1 und LF2 (m_L -Masse der Hauptlast, m_H -Masse des Menschen, v_K -Kettengeschwindigkeit)

Die Testszenarien müssen zum einen ressourceneffizient und zum anderen numerisch stabil berechenbar sein. Um Einflüsse und Effekte in den Ergebnissen deutlich zu erkennen, wird als Testszenario ein im Vergleich zum Versuchsförderer aus Abschnitt 2 längerer Förderer definiert. Die Basisvariante der Vergleiche, in den ausgewerteten Ergebnissen immer eingeklammert dargestellt, besitzt die in Tabelle 2 beschriebenen Randbedingungen. Bei einer festgelegten Anzahl von $n_{KG} = 60$ Kettengliedern pro Ersatzkettenglied und $n_{EKG} = 12$ Ersatzkettengliedern im Simulationsmodell entsteht eine resultierende Förderlänge l_F von 18,28 m. Die Breite der Basisvariante beträgt 8 Kettenglieder.

Tabelle 2: Randbedingungen der Basisvariante des Simulationsmodells (n_Z - Anzahl der Zähne auf den Kettenrädern; d_K - Durchmesser Kettenrad; $n_{KG,B}$ - Anzahl der Kettenglieder in der Breite)

v_K	m_H	m_L	n_{KG}	n_{EKG}	$n_{KG,B}$	l_F	n_Z	d_K	Unterlage	μ_H	μ_G
10 m/min	85 kg	415 kg	60	12	8	18,28 m	22	181.3mm	PE-AS	0,2	0,14

Jede Reibstelle bzw. jedes Glied einer Schwingerkette führt zu einer zusätzlichen Eigenfrequenz im System. Die Höhe der zusätzlichen Eigenfrequenzen steigt dabei proportional zur Position des Gliedes in der Schwingerkette. Aus diesen Gründen führt eine niedrige Anzahl von Ersatzkettengliedern zu numerisch stabileren Berechnungsszenarien. Da bei der Bewertung der Ergebnisse nur der Bereich der relevanten Humanschwingungen bis ca. 100 Hz betrachtet wird, werden 20 Ersatzkettenglieder für die Repräsentation des Mattenkettentransportförderers als ausreichend angesehen.

Für die Vergleiche des Parametereinflusses auf das Spektrum der longitudinalen Kettenschwingungen im stationären Bereich der Simulation werden die frequenzbewerteten Beschleunigungen $a_{H,Wd}$ und die daraus resultierend Tagesexposition $A(8)$, wirkend an der Masse m_H , miteinander verglichen. Diese Ergebnisse zeigen direkt die relevanten Belastungen auf einen Menschen/Worker aufgrund der auf ihn einwirkenden Humanschwingungen. Der Gesamtwert der täglichen Vibrationsexposition sollte dabei $0,5 \text{ m/s}^2$ nicht überschreiten.

5.2. Parametervariation

Variation der Kettenteilung

Als erste Variation wird die Anzahl der Zähne n_z auf Antriebs- und Umlenkungskettenrad variiert. Dabei wurde der Durchmesser der Kettenräder d_K von 181,3 mm nicht verändert. Dieses Vorgehen entspricht einer Änderung der Kettenteilung und hat direkten Einfluss auf den Polygoneffekt, welcher mit sinkender Zähnezahl immer stärker ausgeprägt ist. Die Auswertungen beziehen sich auf den stationären Betriebsbereich des Förderers.

In Abbildung 17 wird die aus der frequenzbewerteten Beschleunigung auf den Menschen $a_{H,wd}$ berechnete Tagesexposition $A(8)$ für alle Variationen der Zahnanzahl und der beiden Lastfälle dargestellt. Mit sinkender Zähnezahl steigt die Tagesexposition auf einen auf dem Band befindlichen Menschen deutlich an. Die berechneten Werte überschreiten den Grenzwert von $0,5 \text{ m/s}^2$ nicht.

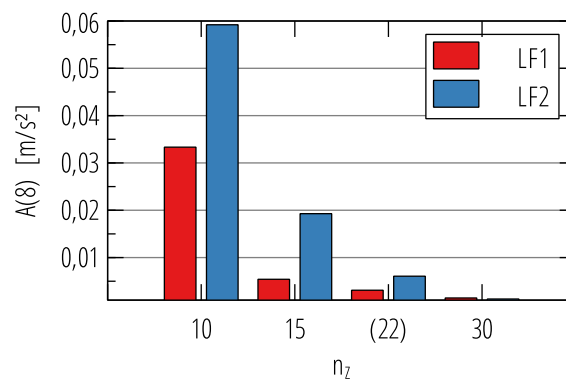


Abbildung 17: Schwingungseinwirkung auf den Menschen; Tagesexposition $A(8)$ bei einer Arbeitszeit von 8h für die Variationen der Anzahl der Zähne auf den Kettenrädern

Abbildung 18 zeigt die Auswirkung dieser Variation der Kettenteilung auf die Zugkräfte in der Modulbandkette. In den Verläufen handelt es sich um die Kettenzugkraft am ersten Kettenglied direkt nach dem Antriebskettenrad. Im Mittel unterscheiden sich die auftretenden Zugkräfte kaum voneinander. Mit stärker ausgeprägtem Polygoneffekt entstehen deutlichere Schwankungen der Zugkräfte um diesen Mittelwert herum. Dies wird besonders an der Variante mit 10 Zähnen deutlich. Hier entstehen Schwankungen von ca. 7% bezogen auf die mittlere Zugkraft.

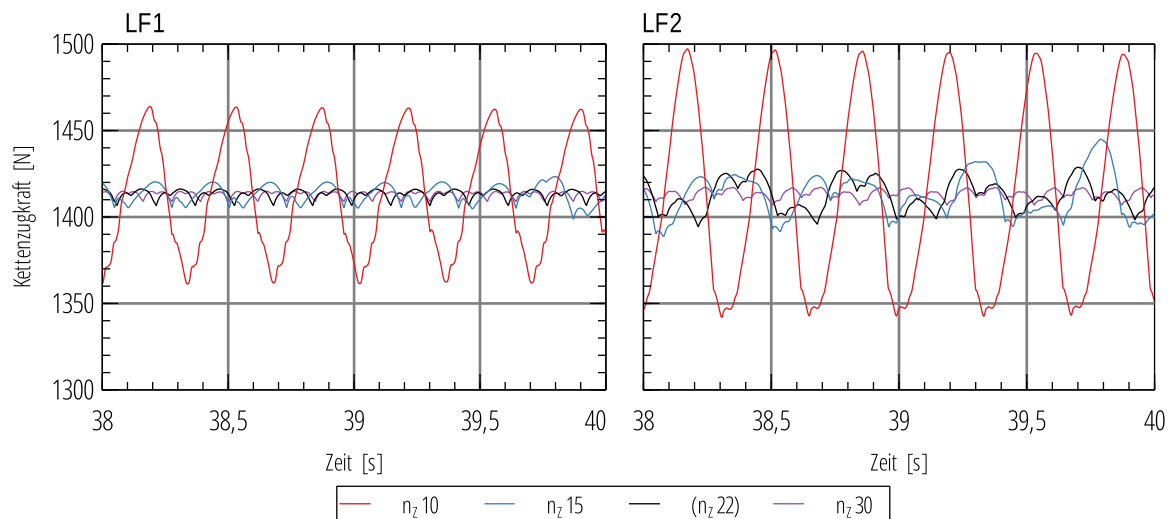


Abbildung 18: Kettenzugkraft für die Variation der Anzahlzahl der Zähne n_z auf Antriebs- und Umlenkungsritzel

Abbildung 19 und Abbildung 20 zeigen die unterschiedlichen Beschleunigungen a_H an der Masse für den Menschen m_H . Abgebildet sind diese für den jeweiligen Lastfall und alle berechneten Varianten. Auch in diesen Ergebnissen ist zu erkennen, dass eine Steigerung des Polygoneffekts zu einer Steigerung der Schwingungsamplituden führt.

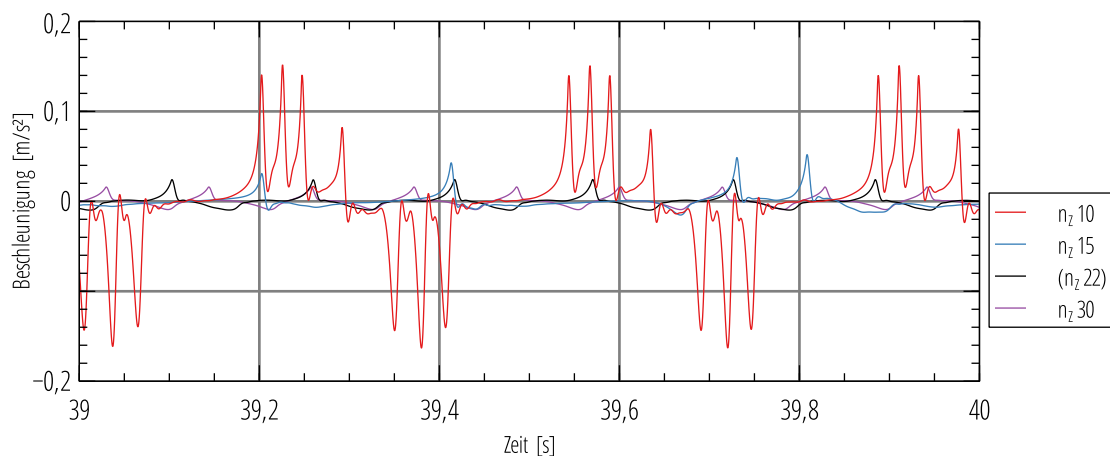


Abbildung 19: Beschleunigung a_H der Masse m_H für den Lastfall LFI als Ergebnis der Variation der Anzahlzahl der Zähne n_z auf Antriebs- und Umlenkungsritzel

Durch die Anordnung der Massen im Lastfall LF2 kommt es zu einem chaotischeren Schwingungsbild mit höherfrequenten Beschleunigungsanteilen (siehe Abbildung 20). LF1 schwingt mit niederfrequenten Anteilen, was in Abbildung 19 deutlich wird.

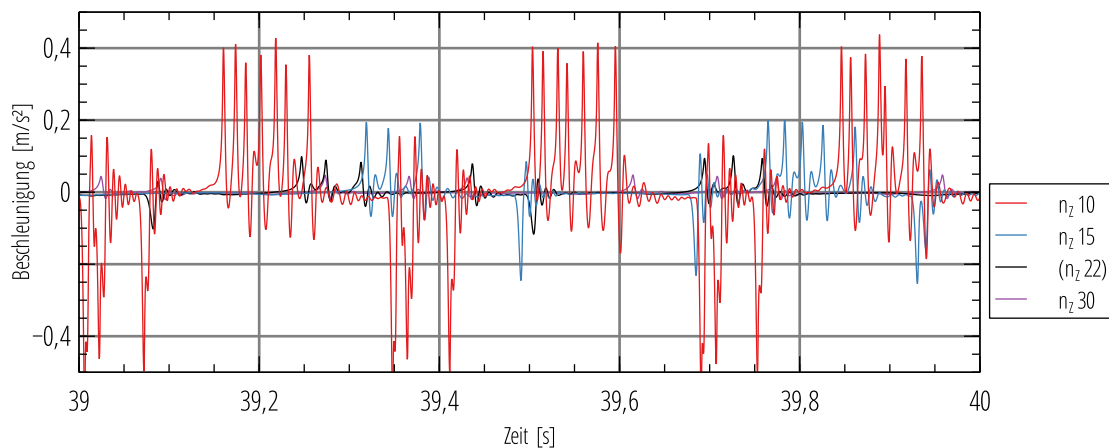


Abbildung 20: Beschleunigung a_H der Masse m_H für den Lastfall LF2 als Ergebnis der Variation der Anzahlzahl der Zähne n_z auf Antriebs- und Umlenkungsritzel

Variation der Kettengeschwindigkeit

Im folgenden Beispiel wird die Kettengeschwindigkeit v_k innerhalb des Bereichs von 4 bis hin zu 12 m/min variiert. Dies entspricht einem praxisrelevanten Einsatzbereich von Modulbandförderern für gemischte Personen-/Gutförderung. Die dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf den stationären Betriebsbereich und beachten nicht explizit den Hochlauf des Kettensystems.

Laut den in Abbildung 21 aufgeführten Ergebnissen für die Tagesexposition A(8) liegen die Beschleunigungswerte deutlich unterhalb des Grenzwertes. Die Kettengeschwindigkeit v_k hat keinen signifikanten Einfluss auf die Tagesexposition. Wobei diese Ergebnisse stark vom gesamten Fördersystem und dessen dynamischen Eigenschaften abhängen.

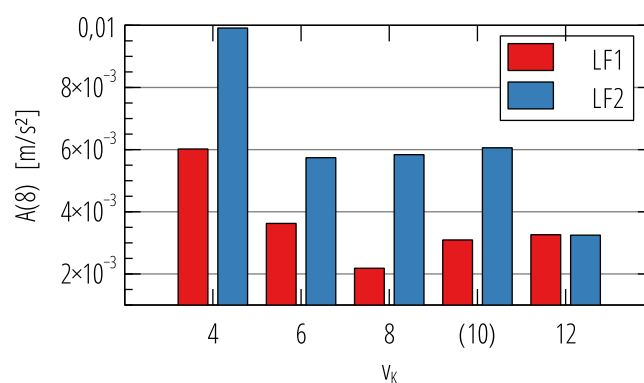


Abbildung 21: Schwingungseinwirkung auf den Menschen; frequenzbewertete Beschleunigung $a_{H,Wd}$ und Tagesexposition A(8) bei einer Arbeitszeit von 8h für die Geschwindigkeitsvariation

Abbildung 22 zeigt die Kettenzugkräfte im stationären Betriebsbereich für beide Lastfälle LF1 (links) und LF2 (rechts). Die Kettengeschwindigkeit selbst hat auch in dieser Auswertung kaum einen Einfluss auf diese Ergebnisse. Die Betriebsgeschwindigkeit der Kette v_k liegt deutlich oberhalb der kritischen Systemgeschwindigkeit v_{krit} und oberhalb der Geschwindigkeit reibungsinduzierter

Schwingungen. Für Systeme, in denen v_k unterhalb v_{krit} liegt, würde es zu starken Schwingungserscheinungen durch das Auftreten des Stick-Slip-Effektes kommen.

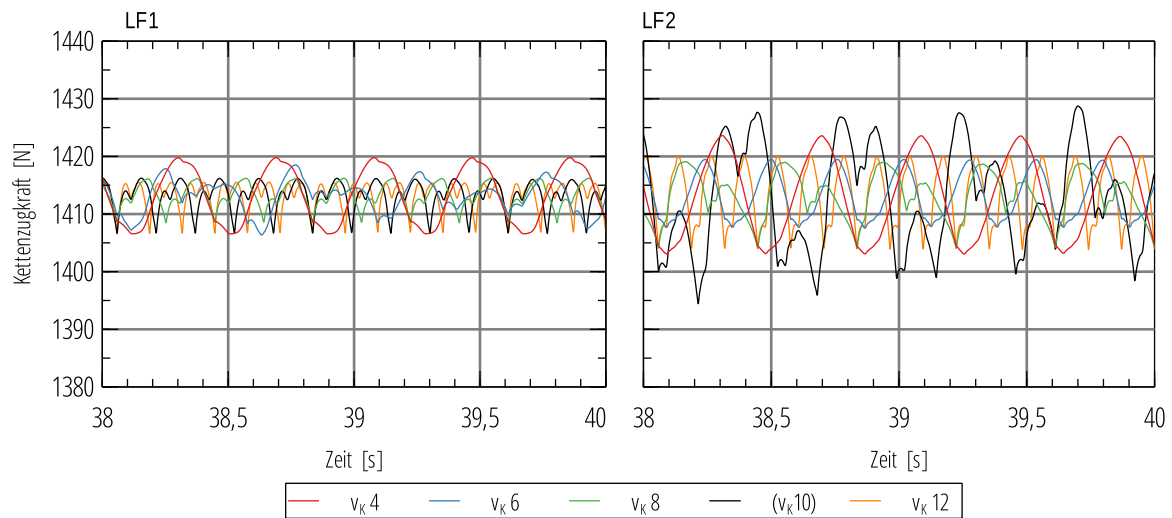


Abbildung 22: Kettenzugkraft für die Variation der Kettengeschwindigkeit v_k

Abbildung 23 und Abbildung 24 zeigen die unterschiedlichen Beschleunigungen a_H an der Masse für den Menschen m_H . Abgebildet sind diese für den jeweiligen Lastfall und alle berechneten Varianten. In den Ergebnissen sind die Frequenzsteigerung der Schwingungen in Abhängigkeit von der Steigerung der Antriebsgeschwindigkeit erkennbar. Die Anregungen werden maßgeblich durch den Polygoneffekt hervorgerufen. Aufgrund der Massenverteilung im Lastfall LF2 wirken sich die Störschwingungen des Leertrums deutlicher auf die Masse m_H aus. Es kommt zu höherfrequenten Beschleunigungsanteilen und gesteigerten Amplituden.

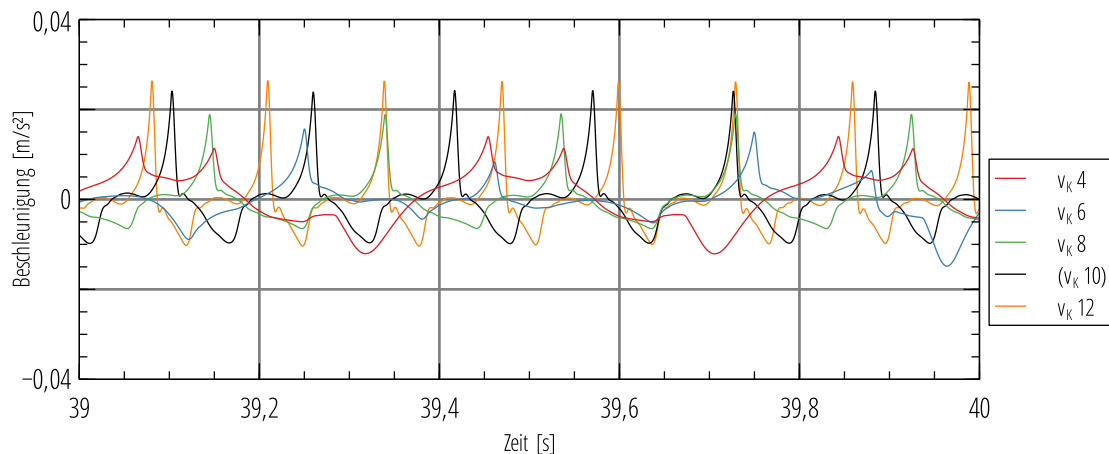


Abbildung 23: Beschleunigung a_H der Masse m_H für den Lastfall LFI als Ergebnis der Variation der Kettengeschwindigkeit v_k

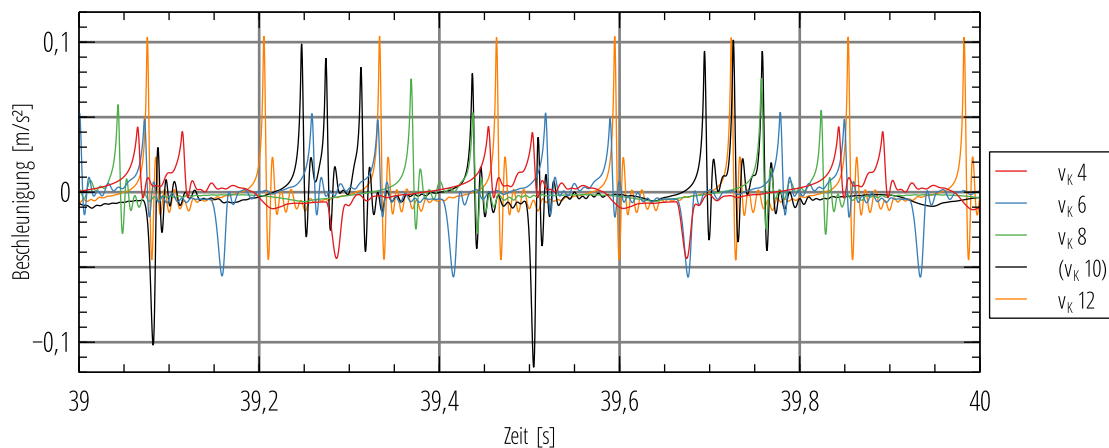


Abbildung 24: Beschleunigung a_H der Masse m_H für den Lastfall LF2 als Ergebnis der Variation der Kettengeschwindigkeit v_k

Variation Reibwert

Die folgenden Beispiele zeigen eine Variation der Reibwerte für Haften μ_H und Gleiten μ_G . Die Varianten der Reibwerte für die Simulationen orientieren sich an den in Abschnitt 3.2 ermittelten Reibwerten für die untersuchten Materialpaarungen im Reibsystem Kette/Gleitabstützung. Verwendung finden die in Abbildung 10 dargestellten Haft- und Gleitreibwerte für das entsprechende Material. Die genauen Werte sind ebenfalls in Tabelle 3 aufgeführt.

Abbildung 25 zeigt die aus der frequenzbewerteten Beschleunigung auf den Menschen $a_{H,Wd}$ berechnete Tagesexposition $A(8)$ für alle Variationen der Reibunterlage im Bezug zum Grundmaterial der Kette (PPX). Die Auswirkungen der Änderung des Reibwertes auf die Änderung der Schwingungsanteile mit Gefährdungspotential für den Menschen sind kaum nachweisbar. Im stationären Betriebsbereich unterschreiten die berechneten Werte deutlich den Grenzwert von $0,5 \text{ m/s}^2$.

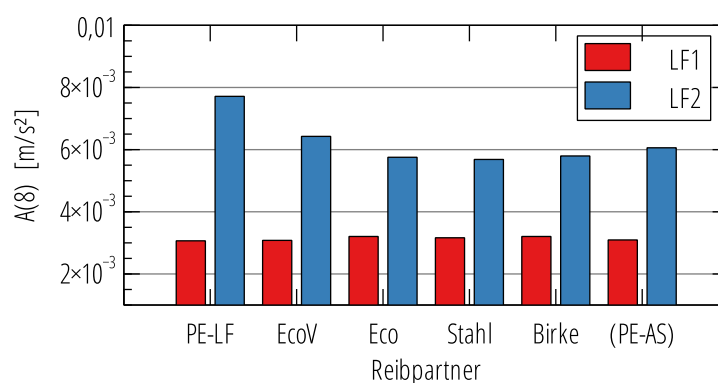


Abbildung 25: Schwingungseinwirkung auf den Menschen; frequenzbewertete Beschleunigung $a_{H,Wd}$ und Tagesexposition $A(8)$ bei einer Arbeitszeit von 8h für die Reibwertvariationen

Deutliche Auswirkungen des Gleitreibwertes μ_G zeigen sich allerdings auf die Kettenzugkraft im stationären Zustand, welche direkt am Kettenglied vor dem Antrieb ausgewertet wird. Abbildung 26 verdeutlicht anschaulich die Unterschiede, welche durch eine Variation der Reibpaarung entstehen.

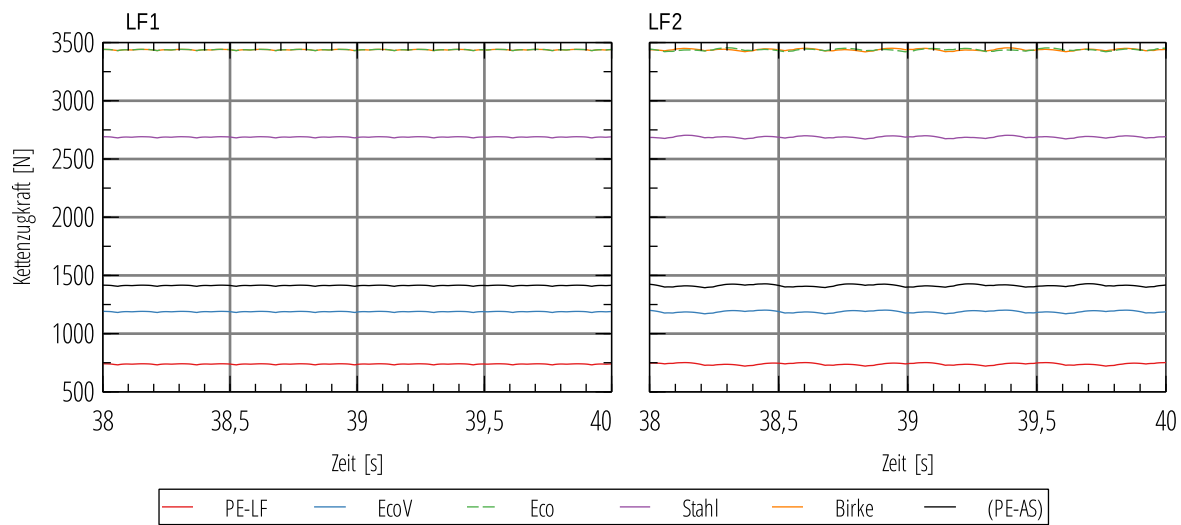


Abbildung 26: Kettenzugkraft für die Variation der Reibwerte

In Abbildung 27 sind die Schwingungen der Last am letzten Kettenglied für den Lastfall LF1 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen keine Abhängigkeit der Schwingungen vom Reibwert. Das System wird nur durch den Polygoneffekt angeregt. Die große Masse ($m_h + m_L$) am Ende der Kette führt keine reibungsinduzierten Schwingungen aus.

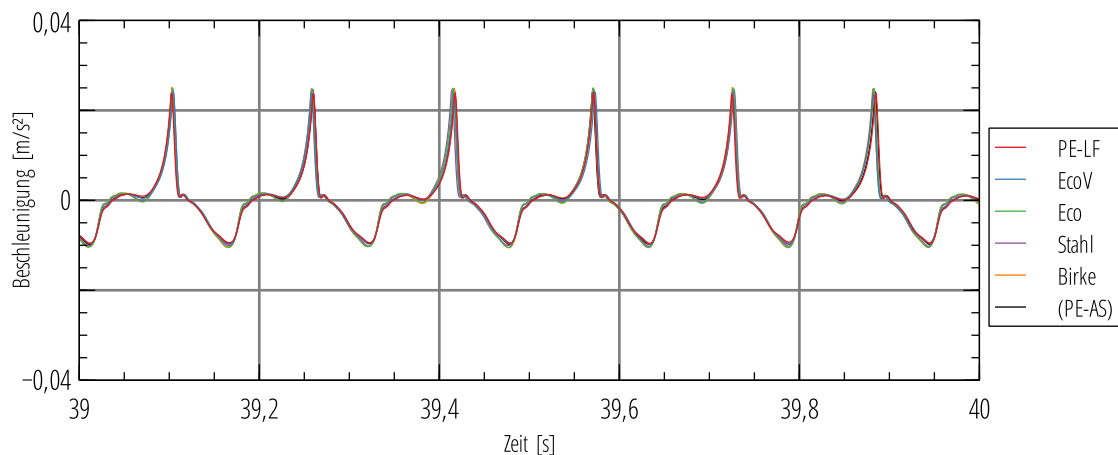


Abbildung 27: Beschleunigung der Masse m_H für den Lastfall LF1 als Ergebnis der Variation der Reibpartner

In Abbildung 28 zeigt sich der Einfluss des Doppelpendel-Charakters auf die Schwingungen der Last m_H . Außerdem ist durch die niedrige Last auf dem letzten Kettenglied der Einfluss der Störschwingungen des Leetrums größer. Die Ergebnisse zeigen ein deutlich höherfrequentes Schwingungsspektrum für diese Konfiguration.

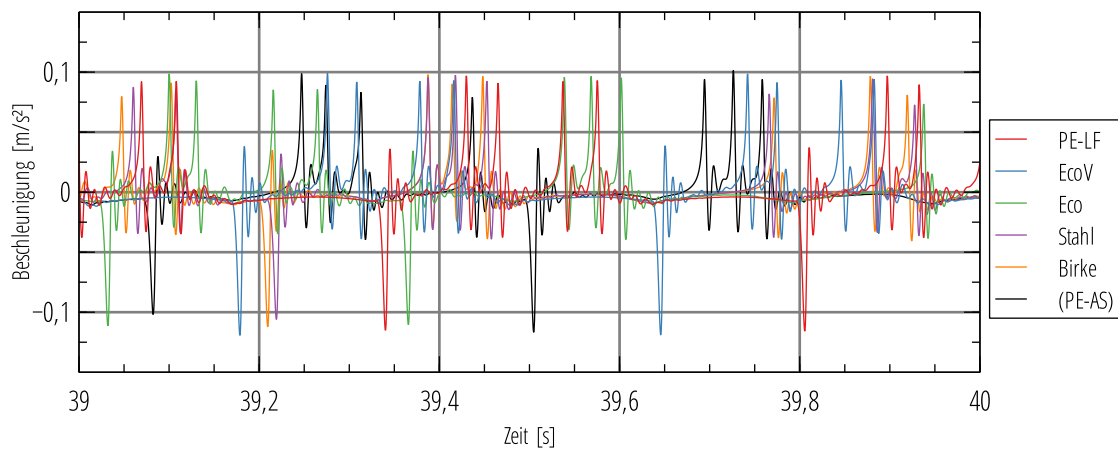


Abbildung 28: Beschleunigung der Masse m_H für den Lastfall LF2 als Ergebnis der Variation der Reibpartner

Um Unterschiede zwischen den eingesetzten Reibpaarungen zu verdeutlichen, wurden die systemspezifischen kritischen Geschwindigkeiten v_{krit} bestimmt. Dabei wurden Hochlauf-Simulationen durchgeführt, in welchen das System über 30 s linear bis zum Erreichen einer Geschwindigkeit von 10 m/min beschleunigt wird. Die kritische Geschwindigkeit v_{krit} eines Systems ist die Geschwindigkeit, oberhalb derer kein Stick-Slip-Verhalten mehr auftritt. Tabelle 3 zeigt die kritische Geschwindigkeit beider Massen für alle Varianten und Lastfälle. Sollte kein Stick-Slip-Verhalten innerhalb der Variante auftreten, wird die Geschwindigkeit des initialen Losreißen des massebehafteten Kettengliedes als kritische Geschwindigkeit angesetzt.

Tabelle 3: Ergebnisübersicht für die Reibwertvariationen am Simulationsmodell; *) Variante mit beobachtbarem Stick-Slip-Verhalten, ansonsten nur initiales Losreißen

Lastfall	μ_H	μ_G	Material	$v_{krit} (m_H)$ [m/min]	$v_{krit} (m_L)$ [m/min]
LF1	0,1	0,05	PE-LF	0,56*	0,56*
LF1	0,35	0,31	Stahl	0,79	0,79
LF1	0,54	0,41	Birke	0,96	0,96
LF1	0,45	0,41	Eco	0,9	0,9
LF1	0,37	0,11	Eco-V	3,5*	3,5*
LF1	0,2	0,14	(PE-AS)	0,6	0,6
LF2	0,1	0,05	PE-LF	0,48*	0,39*
LF2	0,35	0,31	Stahl	0,65	0,54
LF2	0,54	0,41	Birke	0,84*	0,76*
LF2	0,45	0,41	Eco	0,74	0,61
LF2	0,37	0,11	Eco-V	0,67*	0,53
LF2	0,2	0,14	(PE-AS)	0,5	0,5*

Alle Ergebnisse zeigen, dass die untersuchten Reibwertvarianten für die Testszenarien im stationären Betrieb unkritisch sind. In den Auswertungen ist besonders die Reibunterlage Eco-V für den Lastfall LF1 auffällig. Hier kommt es durch die weiche Konfiguration (alle Massen am Ende der Kette) und den großen Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibwert zu einer hohen kritischen Geschwindigkeit. Abbildung 29 zeigt

für diesen speziellen Fall die Beschleunigung a_H und die Kettengeschwindigkeit v_K . Bis zu einer Geschwindigkeit von 3,5 m/min sind die immer kürzer werdenden Phasen ohne Beschleunigung gut erkennbar. Diese zeigen deutlich das Stick-Verhalten. Mit weiter steigender Geschwindigkeit klingen die Reibschwingungen immer weiter ab, bis hin zu den im stationären Zustand weiterhin vorhanden Schwingen (vgl. Abbildung 28).

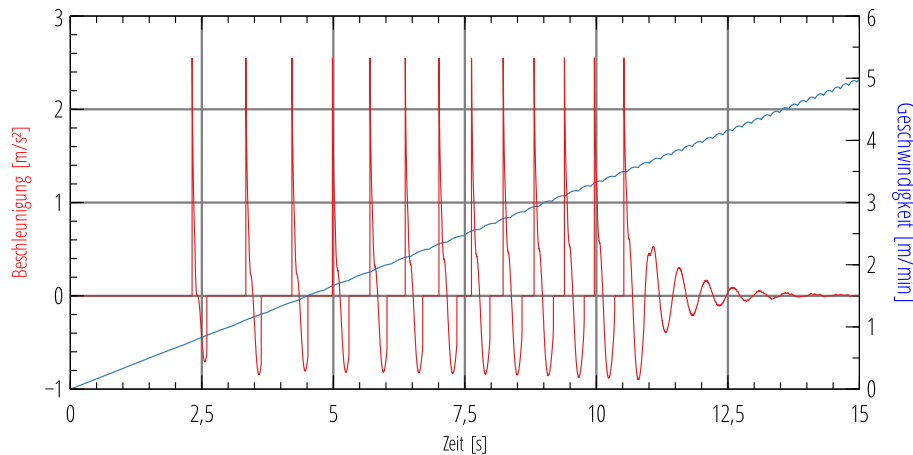


Abbildung 29: Beschleunigung a_H und die Kettengeschwindigkeit v_K für die Hochlaufsimulation mit Reibunterlage Eco-V und dem Lastfall LFI

6. Diskussion und Ausblick

Die vorgestellte Bibliothek zur Modellierung von geraden Modulbandförderern bietet die Möglichkeit, die Auswirkungen von Änderungen der Randbedingungen auf das dynamische Verhalten einer Modulbandkette zu untersuchen. Außerdem können in den Simulationen mechanische und elektronische Zusatzsysteme nachgebildet und an das Kettenstrang gekoppelt werden. Diese Zusatzsysteme können dann auf Ihr Potential zur Schwingungsminderung hin bewertet werden.

Die Bibliothek LowVibCon befindet sich weiter in der Entwicklung. Geplant sind die Umsetzung einer Möglichkeit der Bewegung der Fördermasse entlang des Lasttrums zur realistischen Abbildung einer Fördersituation. In Planung ist ebenfalls die Möglichkeit der einfachen Eigenfrequenzbestimmung des kompletten Kettenstrangs. Auch die genauere Modellierung des Leertrums mit Fokus auf der Umwandlung von möglichen transversal Schwingungen in longitudinale Schwingungen ist zentraler Bestandteil der Weiterentwicklung. Außerdem ist es denkbar, die Motorenkennlinie und einen elektromotorischen Antrieb in die Simulationen einzubeziehen, um eine realistischere Rückkopplung dieser Komponenten auf die longitudinalen Schwingungen innerhalb der Kette zu erhalten.

Danksagung

Dieses Projekt wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Ein Dank gilt

weiterhin dem Unternehmen MINDA GmbH aus Stadthagen für die Zusammenarbeit im Rahmen des zugrundeliegenden ZIM-Kooperationsprojektes.

Referenzen

- [1] Dresig, H., Fidlin, A.: Reibungserregte Schwingungen. In Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2020, Seiten 539–575. doi: 10.1007/978-3-662-59137-6_7.
- [2] Europäisches Parlament: Richtlinie 2002/44/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Juni 2002 über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Vibrationen), 2002.
- [3] EU-Handbuch GKV: Handbuch zum Thema Ganzkörper-Vibration. https://www.dguv.de/medien/ifa/de/fac/vibration/pdf/eu_gkv_handbuch.pdf, Abruf 08.08.2024.
- [4] Forbo Siegling: Kunststoff-Modulbänder. Programmübersicht. Version 01/24. Online: <https://www.forbo.com/movement/de-de/produkte/kunststoff-modulbaender/dokumentation/pmm4jr>, Abruf 20.06.2024.
- [5] ISO 2631: Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements. 1997.
- [6] Kapelke, S.: Zur Beeinflussung reibungsbehafteter Systeme mithilfe überlagerter Schwingungen. KIT Scientific Publishing, 2019. doi: 10.5445/KSP/1000091797.
- [7] Landschützer, C.: Analyse von Schwingungen an einsträngigen Elektrokettenzügen. TU Graz, Dissertation, 2004.
- [8] Marques, F., Flores, P., Pimenta Claro, J. C., Lankarani, H. M.: A survey and comparison of several friction force models for dynamic analysis of multibody mechanical systems. *Nonlinear Dynamics*, vol. 86, no. 3, pp. 1407–1443, 2016, doi: 10.1007/s11071-016-2999-3.
- [9] N. N.: Spezifischer Bodendruck. Wikimedia Deutschland, Online: https://de.wikipedia.org/wiki/Spezifischer_Bodendruck, Abruf 20.07.2024
- [10] OpenModelica: User's Guide Version 1.23. OSMC – Open Source Modelica Consortium, 2024. Online: <https://www.openmodelica.org/doc/OpenModelicaUsersGuide/1.16/>. Abruf 21.06.2024.
- [11] Stamm, W.: Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit flächigen Reibkontakten. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2011. doi: 10.5445/KSP/1000021139.
- [12] Strobel, J.: Untersuchung von Schwingungen an einem Stetigfördersystem mit Kunststoffgleitketten. Technische Universität Chemnitz, Dissertation, 2018. Online: <https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:chl-qucosa2-211447>.
- [13] Strobel, J., Sumpf J., Bartsch, R., Golder, M.: Dynamische Untersuchungen von Kunststoff-Gleitketten in einem Fördersystem. Technomer 2019: 26. Fachtagung über Verarbeitung und Anwendung von Polymeren, Chemnitz, November 2019, ISBN 978-3-939382-14-0, URN urn:nbn:de:bsz:chl-qucosa2-363369
- [14] Sumpf, J., Bartsch, R., Bergmann, A.: Auslegung von Stetigförderern mit Kunststoffgleitketten. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe, Vol. 9, Stuttgart, Dezember 2018, URN urn:nbn:de:bsz:chl-qucosa2-331286
- [15] Ziegler, M.: Die Beanspruchung mechanischer Komponenten endloser Kettentriebe in der Kohlegewinnung durch eigen- und fremderregte Schwingungen, Ruhr-Universität Bochum, Dissertation, 2006.