

Prozessorientierte Entwicklung schnelllaufender Mechanismen zur Handhabung sensibler Packgüter

Dipl.-Ing. Clemens Troll¹

Prof. Dr.-Ing. Jens-Peter Majschak¹

Dipl.-Ing. Thomas Nündel²

Dipl.-Ing. Ronald Rieck²

¹ Technische Universität Dresden, Professur für
Verarbeitungsmaschinen/Verarbeitungstechnik

² Fa. Theegarten-Pactec GmbH & Co. KG

Prozessorientierte Entwicklung schnelllaufender Mechanismen zur Handhabung sensibler Packgüter

Dipl.-Ing. Clemens Troll¹, Prof. Dr.-Ing. Jens-Peter Majschak¹,
Dipl.-Ing. Thomas Nündel², Dipl.-Ing. Ronald Rieck²

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird am Beispiel einer Verpackungsmaschine für Schokoladenprodukte eine Mechanismensynthese unter Verwendung eines computergestützten Prozessmodells dargestellt. Ausgehend von Prozessanalysen mit Hilfe eines Messproduktes werden die Beschränkungen der bisherigen mechanischen Umsetzung identifiziert und entsprechende Verbesserungsvorschläge diskutiert.

Die dabei gewonnenen Messdaten dienen zur Validierung des Prozessmodells, das in Form eines MKS-Modells umgesetzt wird. Damit können auf effiziente Art und Weise die Vor- und Nachteile verschiedener synthetisierter Mechanismenvarianten untersucht werden. Hieraus wird eine Vorzugsvariante abgeleitet, die unter Berücksichtigung der mechanischen Umsetzbarkeit, Schwingungsanregung sowie Nachrüstbarkeit konstruktiv realisiert wird. Den Abschluss bilden experimentelle Untersuchungen zum Nachweis des Erfolges des hier verfolgten Ansatzes.

Abstract

This paper illustrates the synthesis of mechanisms using computer-aided process models at the example of a packaging machine for chocolate products. Starting with a process analysis by applying a measuring product, limitations of the previous mechanical implementation are identified and corresponding suggestions for improvements are discussed.

Furthermore the measured process data is used for the validation of a process model implemented with a multi-body-system. By analysing the model, advantages and disadvantages of the different variants of synthesized mechanisms can be examined in a very efficient way. This leads to a preferred variant which is realised taking into consideration the mechanical feasibility, the vibration excitation as well as the machine upgradeability. Eventually the success of the here presented approach is experimentally proved.

¹Technische Universität Dresden, Professur für Verarbeitungsmaschinen/Verarbeitungstechnik

²Fa. Theegarten-Pactec GmbH & Co. KG

1 Einführung und Problemstellung

Gegenstand dieses Beitrags ist die Erhöhung der tatsächlichen Ausbringung von Verpackungsmaschinen zur Verpackung sensibler Verarbeitungsgüter, wie z. B. Schokoladenriegel. Als Beispiel dient die Verpackungsmaschine *U1-C* der Firma *Theegarten-Pactec*, von welcher weltweit etwa 120 Maschinen im Einsatz sind. Dieser Maschinentyp wurde Mitte der 1980er Jahre auf Basis eines bewährten Maschinensystems zur Verpackung von Weichkaramellen entwickelt und steht in verschiedenen weiteren Varianten, wie z. B. für breite Riegel oder luftdichte Verpackungen, zur Verfügung. Dabei wird die maximale Ausbringung von einbahnigen Maschinen mit bis zu 700 Produkte/Minute angegeben.

Das Funktionsprinzip der Maschine zur Herstellung einer Packung ist in Abbildung 1 dargestellt. Die Packgüter werden der Maschine vereinzelt zugeführt und mit dem Packmittel gefügt. Anschließend wird die Verpackung auf einer rotatorischen Bahn hergestellt und die fertigen Packungen der Maschine vereinzelt abgeführt. Das Arbeitsprinzip ist dabei intermittierend, d. h. das Packgut wird von einer Arbeitsstation zur nächsten gefördert, wobei die Verarbeitungsvorgänge meist in der Rast, aber auch während des Fördervorgangs durch Relativbewegungen realisiert werden.

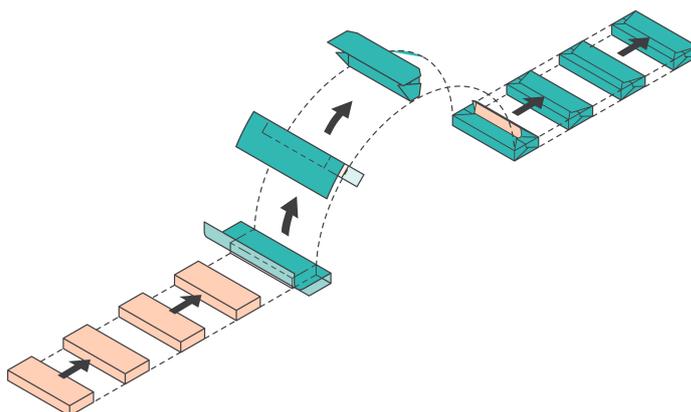


Abbildung 1: Schematische Darstellung des Durchlaufs eines Schokoladenproduktes in der Maschine *U1-C* zur Herstellung einer Verpackung in Brieffaltung

Verpackungsmaschinen dieses Typs arbeiten i. d. R. im Verbund mit vor- und nachgeschalteten Linienelementen, wie z. B. mit automatisierten Zuführsystemen. Die Weiterentwicklung dieser Komponenten, speziell durch die stetige Verbesserung der Antriebs- und Automatisierungstechnik, führt zu dem Kundenwunsch, die Produkte auch mit höherer Ausbringung zu verpacken. Da eine Verpackungsmaschine in diesem Ausbringungsbereich einerseits mit hohen Entwicklungs- und Investitionskosten verbunden und andererseits durch die robuste mechanische Ausführung für eine lange Lebensdauer ausgelegt ist, stellt sich, als Ausdruck von kundenorientierten und nachhaltigen Lösungen, die Frage nach ausbringungssteigernden und nachrüstbaren Möglichkeiten.

Eine mechanisch mögliche Erhöhung der Maschinengeschwindigkeit würde zu keiner Erhöhung der tatsächlichen Ausbringung führen, da diese stets durch die maximale Belastbarkeit der Packgüter begrenzt wird, die auf Grund stofflicher Volatilitäten nicht immer konstant ist. Daher ist eine Ausbringungssteigerung nur dann möglich, wenn die Belastungen auf die Packgüter

reduziert und somit die maximale Belastbarkeit erst bei höheren Maschinengeschwindigkeiten erreicht wird. Hierzu sind zunächst die Verarbeitungsschritte mit den höchsten Belastungen zu identifizieren, um anschließend entsprechend nachrüstbare Lösungen entwickeln zu können.

2 Prozessanalyse und Schwachstellenidentifikation

2.1 Herangehensweise

Da die Ausbringung der Maschine nicht durch die mechanischen oder elektrischen Komponenten, sondern durch den Verpackungsprozess auf der Maschine beschränkt wird, muss dieser näher untersucht werden. Dies geschieht mit der Absicht, dass hierdurch die für die hohen Produktbelastungen verantwortlichen Baugruppen und Arbeitsorgane identifiziert und ggf. Verbesserungsvorschläge abgeleitet werden können.

Auf Grund der kompakten Bauweise der Maschine, sind bildgebende Verfahren während eines Maschinendurchlaufs mit Nenngeschwindigkeit, wie z. B. High-Speed-Kameras, zur Beobachtung des Prozesses nicht anwendbar. Daher wurde in Kooperation mit dem *Fraunhofer IKTS* ein Messprodukt entwickelt, das eine Prozessbeobachtung ermöglicht.

2.2 Messprodukt zur Aufnahme von Produktbelastungen

Das Messprodukt, dargestellt in Abbildung 2, besteht aus translatorischen Beschleunigungsaufnehmern und rotatorischen Geschwindigkeitsaufnehmern, einem stromversorgenden Akku sowie einer Speichereinheit. Die Hardware-Komponenten sind monolithisch vergossen und

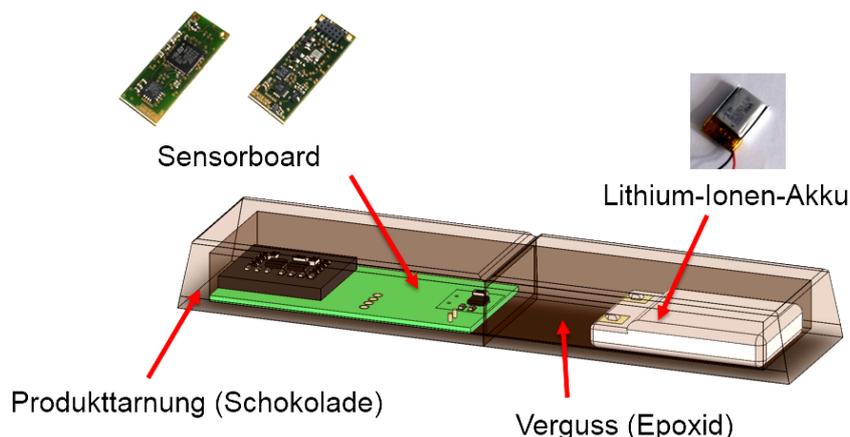


Abbildung 2: Aufbau des Messproduktes zur Messung von Produktbelastungen ¹

können mit Hilfe entsprechender Negativformen mit Schokolade umhüllt werden. Hierdurch steht ein Dummy-Produkt mit Nennmaßen zur Verfügung, welches die Maschine unter realen Einsatzbedingungen durchlaufen kann und die dabei auftretenden Belastungen auf das Produkt misst. Dabei wird im Vorfeld eine feste Abtastfrequenz sowie Aufnahmedauer auf dem Messprodukt programmiert. Die Messung wird durch einen Hall-Sensor im Messprodukt getriggert, sobald dieses einen fest in der Maschinenzuführung installierten Magneten passiert.

¹Mit freundlicher Genehmigung des *Fraunhofer IKTS*, Dresden.

In Abbildung 3 sind exemplarisch gemessene Beschleunigungsverläufe mit der Zuordnung zu Maschinenbaugruppen dargestellt. Die Messungen beziehen sich dabei immer auf das sich mitbewegende Produktkoordinatensystem und nicht auf das ortsfeste Weltkoordinatensystem.

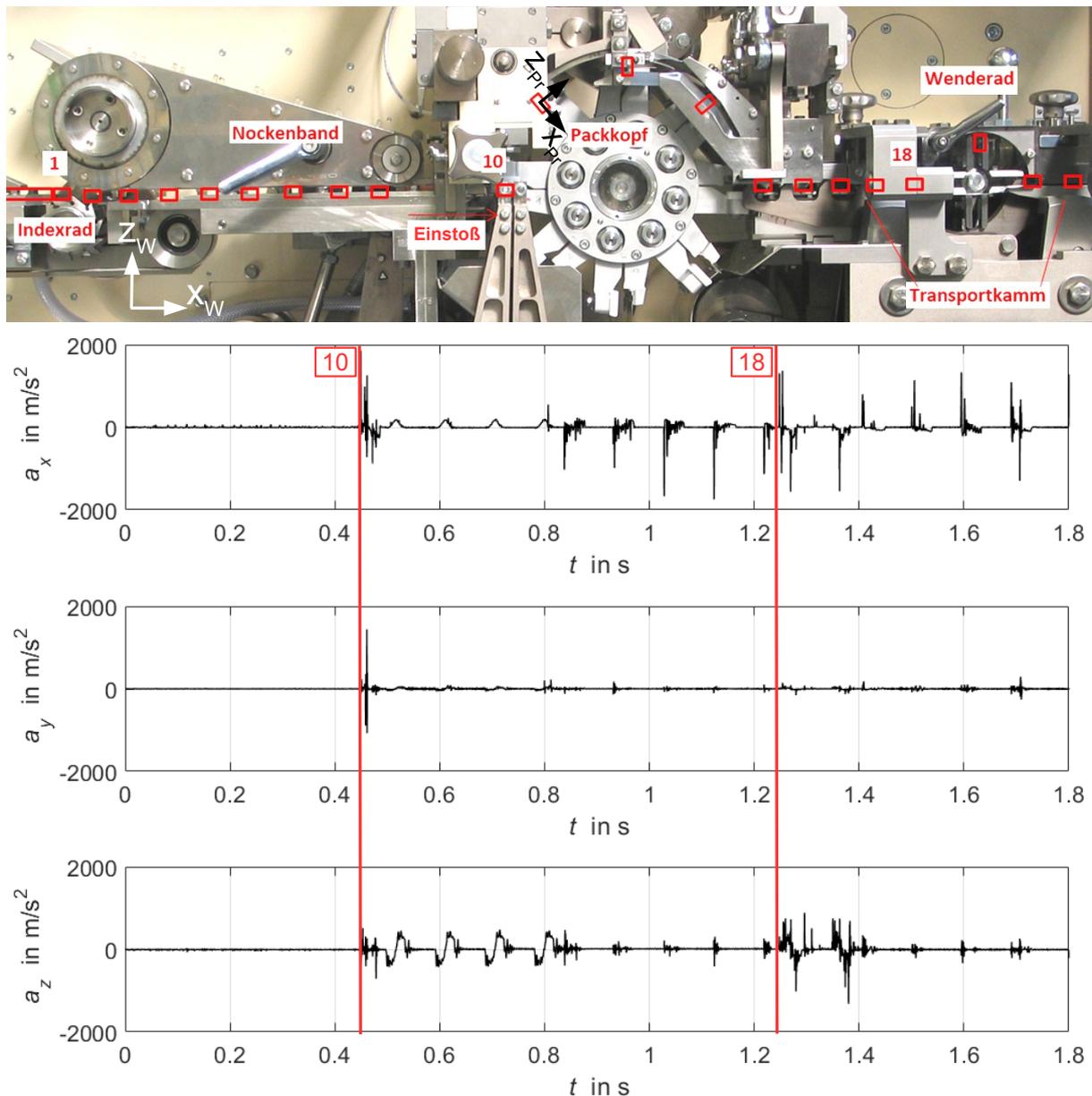


Abbildung 3: Exemplarische mit dem Messprodukt aufgenommene translatorische Beschleunigungen und Maschinenzuordnung im Produktkoordinatensystem $\{x_{Pr}, y_{Pr}, z_{Pr}\}$

Bei der Betrachtung der Messwerte fällt auf, dass in den Bereichen, in denen das Produkt mit Formschluss gefördert wird, geringere Beschleunigungen zu verzeichnen sind, als dies bei anderen Maschinenbereichen der Fall ist. Ein Beispiel ist die Förderung des Produktes im Packkopf im Bereich von ca. 0,5 bis 0,8 Sekunden. Die Beschleunigungen in x_{Pr} -Richtung resultieren aus der auf das Produkt wirkenden Radialbeschleunigung und die Beschleunigungen in z_{Pr} -Richtung aus der variierenden Winkelgeschwindigkeit des Packkopfes. Diese Messwerte sind nahezu identisch mit analytischen Berechnungen, womit das Messverfahren validiert ist.

Die größten gemessenen Beschleunigungen treten jedoch bei nicht vollständig formschlüssigen Bewegungen auf, wie z. B. beim Einstoß des Produktes in den Packkopf. Um die Ursachen für diese hohen Belastungen zu ergründen, sind die Messwerte in Bezug auf die Arbeitsorganbewegungen zu interpretieren. Dazu ist zunächst das Arbeitsprinzip des Einstoßmechanismus näher zu erläutern.

2.3 Arbeitsprinzip des Einstoßmechanismus

In Abbildung 4 sind die am Einstoß des Produktes in den Packkopf beteiligten Arbeitsorgane inklusive ihrer bewegungserzeugenden Mechanismen dargestellt.

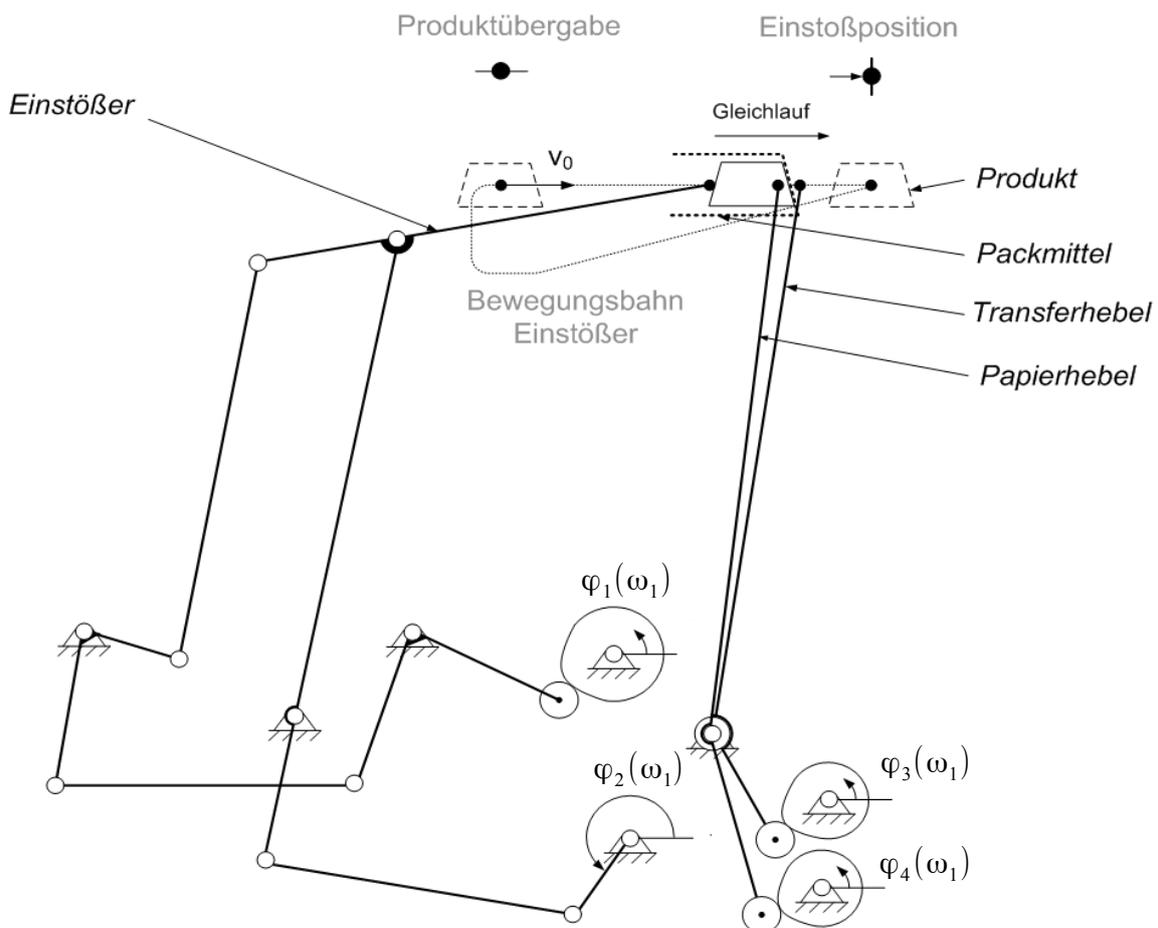


Abbildung 4: Mechanismusschema zum Einstoß des Produktes in die Maschine

Am Einstoßprozess sind drei bewegte Arbeitsorgane beteiligt: Einstößer, Transferhebel und Papierhebel. Die Funktion der Baugruppe besteht darin, Produkte von der Maschinenzuführung gezielt in die Maschine zu übergeben, dabei gleichzeitig Packgut und Packmittel zu fügen und somit den ersten Schritt des Verpackungsvorgangs zu realisieren. Die Bewegung des Einstößers setzt sich zusammen aus der überwiegend horizontalen Bewegung eines an der verlängerten Schwinge befindlichen Koppelpunktes einer Kurbelschwinge mit Antriebswinkel φ_2 und einem dazugehörigen Ausgleichmechanismus, angetrieben durch φ_1 , welcher die vertikale Komponente der Bewegung steuert. Die rotatorischen Bewegungen des Transferhebels φ_3 sowie

des Papierhebels φ_4 werden über zwei separate Kurvenscheiben gesteuert. Der Schwenkbereich der beiden Hebel ist während des Einstoßes sehr gering, sodass die vertikale Bewegung vernachlässigt werden kann.

Die Produkte werden horizontal von einer Zuführung mit der konstanten Geschwindigkeit v_0 gefördert und vom Einstößer bei Einlauf auf den Geradteil seiner Koppelkurve (vgl. Abbildung 4, Bewegungsbahn) übernommen. Das Produkt wird daraufhin horizontal beschleunigt, bis es, in einem Gleichlauf vom Transferhebel und Einstößer gehalten, in den Packkopf übergeben wird. Der Papierhebel klemmt dabei gleichzeitig das Packmittel zusammen mit dem Transferhebel, wobei durch den Einstoßprozess auch ein Packmittelröllchen und somit eine Grundform der Verpackung hergestellt wird. Insbesondere im Bereich des Gleichlaufs werden hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Arbeitsorganbewegungen gestellt, da bei einem Überdrücken des Produktes dieses geschädigt werden kann. Andererseits kann bei zu losem Halten eine ungenaue Positionierung des Packmittels zum Packgut erfolgen, was wiederum zu schlechten Faltergebnissen führt. Zur Illustration dieses Sachverhalts ist die Darstellung der Geschwindigkeitsprofile der einzelnen Arbeitsorgane in Transportrichtung über dem Maschinentaktwinkel vorteilhaft (siehe Abbildung 5). Dabei entsprechen 360° auf der Abszisse einem Maschinentakt. Die Einstößerbewegung in Transportrichtung beginnt etwa bei 130° und endet bei 310° . Zu diesem Zeitpunkt ist das Produkt vollständig eingestoßen und im Packkopf fixiert, welcher bei $\varphi = 360^\circ$, also zu Beginn eines Taktes, seine Bewegung beginnt. Der Gleichlauf von Einstößer, Transfer- und Papierhebel startet bei etwa 265° und endet bei etwa 290° . Die Bewegungen der Arbeitsorgane sind so geplant, dass das Produkt nach der Übernahme durch den Einstößer geschoben und anschließend ideal zwischen Einstößer und Transferhebel formschlüssig in den Packkopf gefördert wird.

Um diese Annahme zu überprüfen, ist neben den Sollgeschwindigkeiten der Arbeitsorgane in Abbildung 5 zusätzlich ein realer Geschwindigkeitsverlauf des Produktes dargestellt, welcher aus Messungen mit dem Messprodukt abgeleitet wird. Dies geschieht durch Integration des Beschleunigungsverlaufes über der Zeit:

$$v_{x,\text{Produkt}} = \int a_x(t) dt = v_x(t) + c_0. \quad (1)$$

Dabei ist die Integrationskonstante c_0 so zu bestimmen, dass die Produktgeschwindigkeit zum Ende des Einstoßvorgangs gleich null ist. Hierdurch ergibt sich der dargestellte Geschwindigkeitsverlauf.

Es wird deutlich, dass sich die theoretischen Annahmen der Bewegungsplanung nur in Grenzen durch den praktischen Versuch belegen lassen. Zunächst ist ersichtlich, dass das Produkt nicht durch den Einstößer geschoben wird, sondern dass deutliche Geschwindigkeitssprünge während der Beschleunigungsphase des Einstößers zwischen 160° und 220° auftreten. Das Produkt prallt demnach mehrfach vom Einstößer ab und wird auf diese Weise, und nicht wie theoretisch angenommen schiebend, horizontal gefördert. Weiterhin ist ein großer negativer Geschwindigkeitssprung bei etwa 250° zu verzeichnen. Dieser resultiert aus einem vorzeitigen Auftreffen des vom verzögernden Einstößer abgelösten Produktes (Eigenbewegung) auf den noch zu langsamen Transferhebel, bevor der Gleichlauf realisiert werden kann. Diese Geschwindigkeitssprünge stellen sehr große Belastungen für das Produkt dar, welche den Schluss

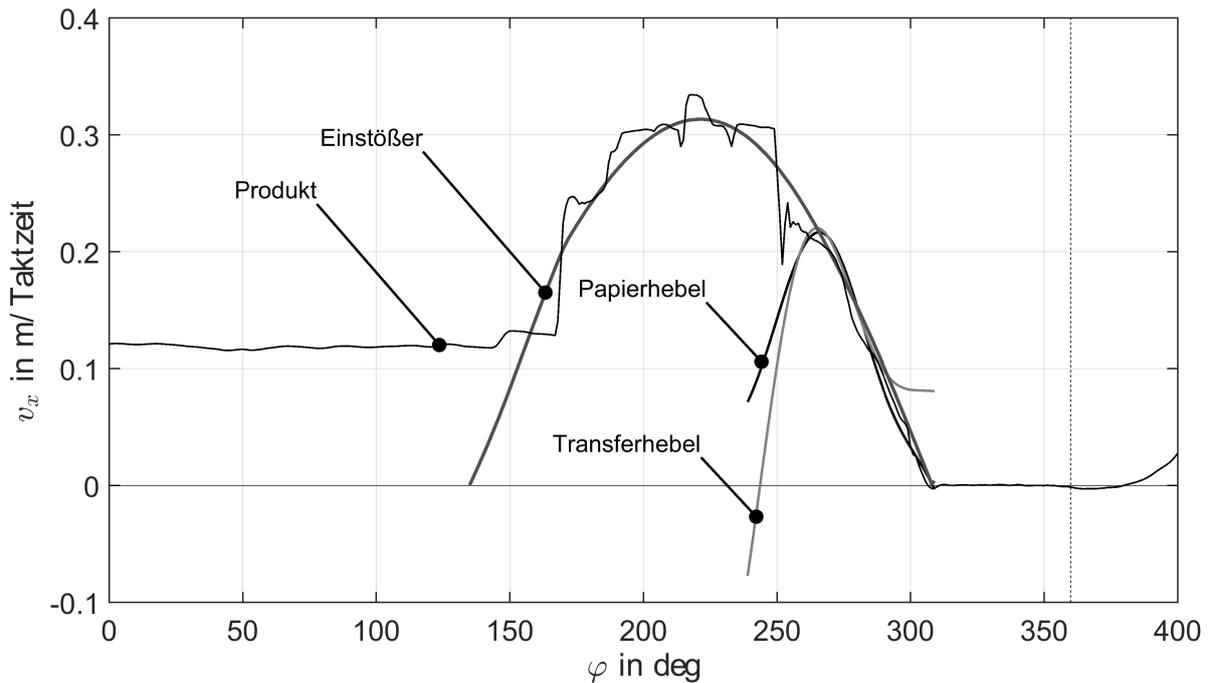


Abbildung 5: Arbeitsorgan- und Produktgeschwindigkeiten in Transportrichtung

nahe legen, dass der Einstoßmechanismus verbessert werden sollte, um die mit dem Produkt realisierbare maximale Ausbringung der Maschine zu steigern.

In [1] wurden einige der erwähnten Probleme bereits genannt und ein Lösungsvorschlag in Form eines dezentral gesteuerten Einstoßmechanismus vorgestellt, welcher aber aus Kosten- und Sicherheitsgründen nicht praktikabel nachrüstbar war und somit nicht realisiert worden ist. Daher sind alle folgenden möglichen Lösungsvorschläge insbesondere vor dem Hintergrund der einfachen Nachrüstbarkeit zu entwerfen.

2.4 Ableitung von Ansätzen zur Mechanismenanpassung

Auf Grund der mit dem Messprodukt gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich des realen Produktverhaltens lassen sich die folgenden Forderungen zur Ausbringungssteigerung ableiten:

- **Verringerung der Produktstöße**

Auf Grund der hohen Relativgeschwindigkeit von Einstoßer und Produkt bei der Übernahme wird das Produkt nicht übernommen und anschließend geschoben, sondern prallt immer wieder vom Einstoßer ab. Neben konstruktiven Änderungen des Einstoßers sowie durch Variation des Kontaktmaterials kann dieser Effekt auch durch Verringerung der gesamten Einstoßergeschwindigkeit vermindert werden.

- **Verbesserung des Gleichlaufbereiches**

Die Produktmessungen zeigen, dass sich der Gleichlauf zwischen Einstoßer und Produkt erst nach einigen „ping-pong“-artigen Stößen einstellt. Dies resultiert aus der Vernachlässigung der Produkteigenbewegung in der bisherigen Bewegungsplanung. Geringere Produktbelastungen sollten sich einstellen, wenn dieser Effekt berücksichtigt wird.

Hieraus resultieren die folgenden Ansätze für entsprechende Anpassungen der antreibenden Mechanismen:

- **Modifikation des Einstößergeschwindigkeitsprofils**

Der horizontale Bewegungsanteil des Einstößers wird zum jetzigen Stand mit einer zentrischen Kurbelschwinge realisiert, welche demzufolge für den Hin- als auch für den Rückhub dieselbe Zeit benötigt. Sinnvoller erscheint es, die Geschwindigkeit im Bereich des Hinhubes (Fördern des Produktes) zu verringern und im Rückhubbereich zu vergrößern. Hierzu ist die Kurbelschwinge exzentrisch auszuführen, wobei die zeitliche Zuordnung der Totlage in der Einstoßposition zur Erhaltung der Synchronizität mit dem Packkopf nicht verändert werden darf.

- **Modifikation der Übernahme durch den Einstößer**

Durch die Änderung der Exzentrizität der Kurbelschwinge muss auch die dazugehörige Ausgleichbewegung verändert werden, um den Geradlauf während des Produkttransports zu realisieren. Hierbei ist die vertikale Bewegung des Einstößers für das betrachtete Produkt anzupassen, indem auf überflüssige Bewegungen verzichtet wird. Durch eine Verkürzung der Koppelkurvenlänge kann insgesamt auch die zugehörige Bahngeschwindigkeit verringert werden.

- **Modifikation der Transferhebelbewegung**

Soll die Produkteigenbewegung des Produktes berücksichtigt werden, so muss die Bewegung des Transferhebels angepasst und das Produkt „aufgefangen“ werden, um somit den Auftreffstoß zu verringern. Hierbei ist insbesondere zu prüfen, ob solch eine Bewegung unter Berücksichtigung des vorhandenen Bauraums der Kurvenscheibe zu realisieren ist und keine Forderungen hinsichtlich des minimalen Krümmungsradius und Übertragungswinkels verletzt werden.

Die hier vorgeschlagenen Änderungen betreffen nur die Kinematik der Mechanismen und nicht die angesprochenen konstruktiven Gestaltungsaspekte des Kontaktes zwischen Produkt und Einstößer, welche nicht Gegenstand dieses Beitrags sein sollen.

3 Aufbau eines Prozessmodells

3.1 Nutzen

Im Rahmen der Untersuchungen, mit Hilfe des Messproduktes, ist festgestellt worden, dass die Gestaltung der Arbeitsorganbewegungen einen signifikanten Einfluss auf die Produktbelastungen besitzen. Weiterhin hat sich die ursprüngliche statische Annahme der Wirkpaarung von Produkt und Einstößer ebenfalls als unzureichend herausgestellt. Daher ist die Verwendung eines Prozessmodells innerhalb der Mechanismenentwicklung sinnvoll. In Abbildung 6 ist die angewandte Vorgehensweise skizziert.

Die mit dem Messprodukt aufgenommenen Beschleunigungen werden zur Validierung eines computergestützten Prozessmodells genutzt. Bildet dies mit ausreichender Genauigkeit den

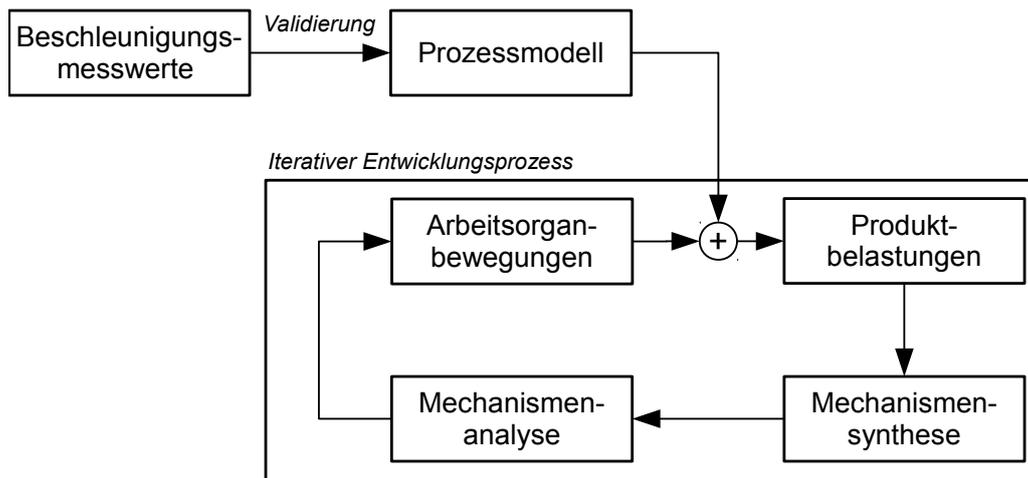


Abbildung 6: Vorgehensweise zur Nutzung eines validierten Prozessmodells

realen Prozess ab, so kann das Modell mit unterschiedlichen Eingangsgrößen, wie z. B. Arbeitsorganbewegungen, belastet werden. Durch die Simulation des Einstoßvorgangs können somit die Produktbelastungen quantifiziert und dadurch iterativ Mechanismen synthetisiert werden. Dabei sind neben den Prozessbelastungen auch weitere Kriterien zu beachten, da für den Prozess optimale Bewegungen u. U. zu nicht realisierbaren Mechanismen führen können.

3.2 Kinematikmodell

Um die Vorgänge des Einstoßprozesses simulieren zu können, sind zunächst die Bewegungen der Arbeitsorgane bereitzustellen. Hierbei ergibt sich eine Besonderheit der betrachteten Maschine. Diese ist für einen großen Formatbereich ausgelegt, welcher durch den Austausch mechanischer Bauteile abgedeckt wird. Weiterhin sind einzelne Gliedlängen bzw. Hebelwinkel mechanisch durch einen sachkundigen Monteur einzustellen, wodurch die Bewegungen der Arbeitsorgane gezielt auf die Produktabmessungen angepasst werden können. Dieser Vorgang wird für jede Maschine und jedes Produkt vor Ort durchgeführt, was die theoretische Bereitstellung der Arbeitsorganbewegungen erschwert.

Daher wird eine Einstellapplikation entwickelt (siehe Abbildung 7), mit welcher es möglich ist, den realen Einstellvorgang der Mechanismen nachzuvollziehen. Der Nutzer kann das Produkt in verschiedenen Lagen, wie z. B. in der Endposition im Packkopf, oder durch die Zuführung mit konstanter Geschwindigkeit bewegend, darstellen und den Mechanismus für einen beliebigen Maschinengradwinkel anzeigen lassen. Durch die freie Variation der Gliedlängen und Hebelwinkel, die auch in der realen Maschine einzustellen sind, kann der Mechanismus schrittweise korrekt eingestellt und somit die Sollbewegungen der Arbeitsorgane abgeleitet werden.

In Vorbereitung auf die Mechanismensynthese ist neben der möglichen Einstellung der Mechanismen gleichzeitig auch ein Bewegungsdesigneditor für die einzelnen Kurvenscheiben vorgesehen. Die mit Hilfe von Polynomabschnitten designten Bewegungen können grafisch interaktiv angepasst werden und die dadurch entstehenden Arbeitsorganbewegungen im Zu-

sammenspiel im Kinematikmodell analysiert und beurteilt werden. Gleichzeitig werden die aus den vorgegebenen Bewegungen berechneten Kurvenscheiben automatisiert analysiert und die üblichen Kriterien nach [2], wie z. B. minimaler Krümmungsradius, minimaler Übertragungswinkel und notwendiger Bauraum, dem Benutzer zur Verfügung gestellt.

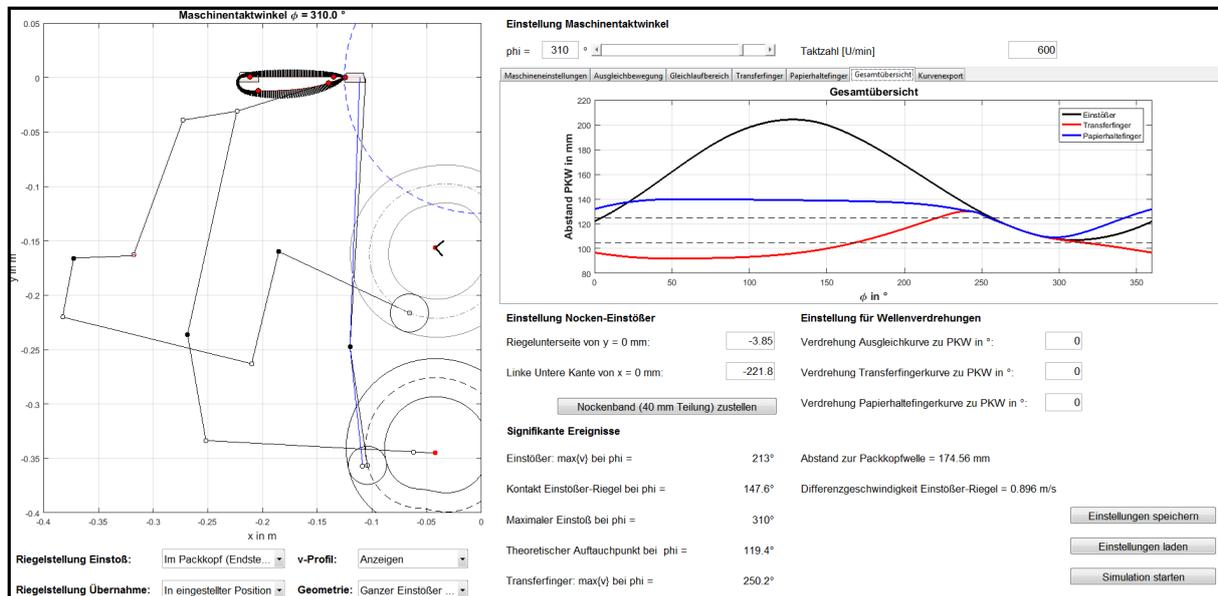


Abbildung 7: Teil der Applikation zur Einstellung, Analyse und Synthese der Mechanismen und Bereitstellung der Schnittstelle zum Prozessmodell

Diese Einstellapplikation ermöglicht die Berechnung der Kinematik der einzelnen Mechanismenglieder, welche als Eingangsgröße für das noch zu erstellende MKS-Modell dienen. Neben dieser Hauptaufgabe ist die Einstellapplikation auch vorteilhaft für die reale Inbetriebnahme. So können durch manuelle Variation auf einfache Art und Weise die Sensitivitäten einzelner einzustellender Parameter untersucht und das Zusammenspiel und Auswirkungen verschiedener Variationen analysiert werden.

3.3 MKS-Modell

Ziel des Mehrkörpersystemmodells (MKS-Modell) ist die Abbildung eines mechanischen Systems, das aus mit Gelenken und Kraftelementen verbundenen Einzelkörpern besteht [3]. In diesem konkreten Fall besteht das mechanische System aus den (gesteuert) bewegten Arbeitsorganen, den ortsfesten Maschinenbauteilen sowie dem frei beweglichen und interagierenden Produkt. Aus dieser Beschreibung können die notwendigen Gelenkdefinitionen erfolgen.

Die ortsfesten Bauteile werden fix mit dem Weltkoordinatensystem verbunden und für die bewegten Arbeitsorgane werden alle sechs Koordinaten zur eindeutigen Festlegung der jeweiligen Lage über die gesamte Simulationszeit vorgegeben. Das Produkt hingegen hat sechs Freiheitsgrade, welche nicht vorgegeben werden. Hierdurch ergibt sich die Bewegung des Produktes aus dessen Interaktion mit den gesteuerten Körpern. In Abbildung 8 ist das Ergebnis des Modellaufbaus exemplarisch dargestellt. Dabei sind die einzelnen Körper abstrahiert und auf die wesentlichen Funktionen beschränkt.

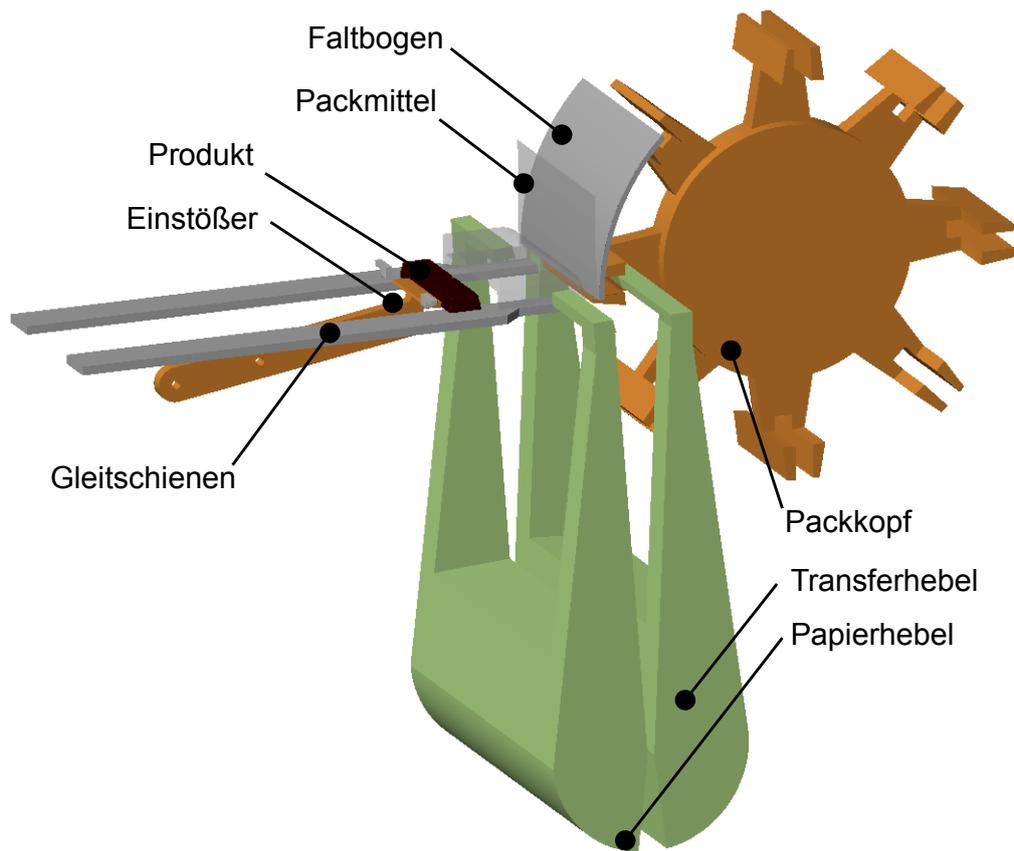


Abbildung 8: Ansicht des aufgebauten MKS-Modells mit abstrahierten Bauteilen

Die Abbildung der Produktbewegung auf Grund von Körperinteraktion kann nach [4] entweder impuls- oder kraftbasiert realisiert werden. In diesem Beispiel wird auf einen kraftbasierten Ansatz zurückgegriffen, welcher insbesondere für Kontakte ohne Relativgeschwindigkeit, sog. ruhende Kontakte, wie sie orthogonal zwischen Produkt und Gleitschienen auftreten, stabilere Lösungen liefert. Die Grundidee besteht in der Berechnung von Normal- und Tangentialkräften, welche bei einem detektierten Kontakt ermittelt werden und anschließend in die Berechnung der Bewegungsgleichung des Körpers eingehen. Kontakte werden durch eine Durchdringung δ bzw. Durchdringungsgeschwindigkeit $\dot{\delta}$ der Kontaktpartner beschrieben.

Zur Modellierung eines realen Kontaktverhaltens wird nach [4] auf das *Hertzian Spring-Dashpot model* (HSD) zur Berechnung von abstoßenden Normalkräften zurückgegriffen:

$$F_{n,HSD} = \begin{cases} c \cdot \delta^\alpha + d \cdot \text{step}(\delta) \cdot \delta^\beta \cdot \dot{\delta} & , \delta > 0, \dot{\delta} > 0 \\ c \cdot \delta^\alpha & , \delta > 0, \dot{\delta} < 0 \\ 0 & , \delta < 0, \dot{\delta} < 0. \end{cases} \quad (2)$$

Dies erlaubt die Modellierung von geschwindigkeitsabhängigem Kontaktverhalten, welches zuerst von HERTZ untersucht worden ist und bei der hier betrachteten Wirkpaarung zu erwarten ist. Hierzu sind die freien Parameter des Kontaktmodells im Rahmen einer Validierung zu bestimmen.

Zur Abbildung der Tangentialkräfte wird auf eine regularisierte Reibfunktion, wie sie z. B. in [3] beschrieben wird, zurückgegriffen. Dies erlaubt den stetigen Übergang von Haftung zu Gleitreibung sowie die Modellierung geschwindigkeitsabhängigen Reibverhaltens. Auch hierzu sind die entsprechenden Modellparameter in einer Validierung zu ermitteln.

Abschließend ist zur Durchführung der Simulation ein numerisches Lösungsverfahren auszuwählen. Da insbesondere bei kraftbasierten Kontaktansätzen steife Differentialgleichungen zu lösen sind und numerische Dämpfung ausgeschlossen werden soll, wird hier auf die implizite Trapezmethode zurückgegriffen [5].

3.4 Modellvalidierung

Die Modellvalidierung dient dem Abgleich des Modells mit dem realen System. Wie bereits in Abschnitt 3.3 erwähnt, stehen hierbei die freien Parameter des Kontakt- und Reibungsansatzes zur Verfügung. Diese können im Rahmen einer Regressionsrechnung so bestimmt werden, dass die simulierte Produktbewegung mit der des Messproduktes übereinstimmt. Das Ergebnis einer Beispielsimulation ist in Abbildung 9 dargestellt.

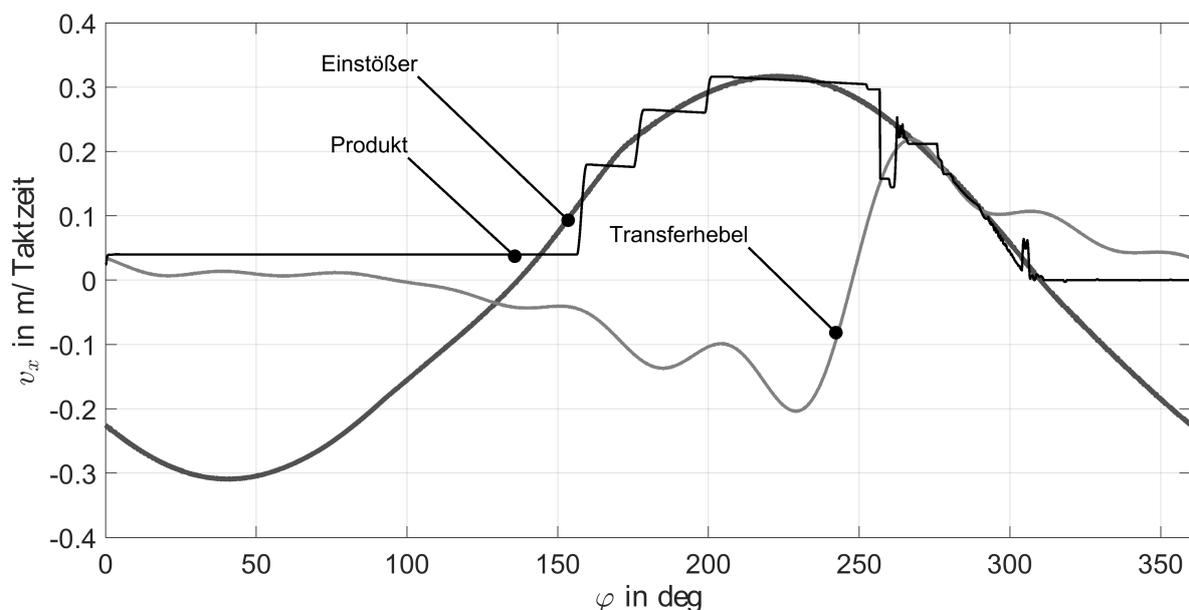


Abbildung 9: Arbeitsorgan- und Produktgeschwindigkeiten in Transportrichtung als Ergebnis der MKS-Simulation mit validiertem Prozessmodell

Im Vergleich zu Abbildung 5 ist eine hohe Übereinstimmung des modellierten mit dem realen Prozessverhalten zu verzeichnen, wodurch das Modell als validiert gilt. Die dabei identifizierten Modellparameter sind allerdings nur für eine konkrete Wirkpaarung gültig.

Im Rahmen der Entwicklungsarbeit wurden verschiedene Einstößergeometrien und Kontaktmaterialien getestet. Hierbei wurde systematisch der Pralleffekt reduziert, der maßgeblich durch das Kontaktmaterial und den Auftreffwinkel zwischen Einstößer und Produkt bestimmt wird. Mit Hilfe des Messproduktes wurde die Lösung mit dem geringsten Pralleffekt ausgewählt und das Prozessmodell entsprechend validiert. Dieses wird im Rahmen der Mechanismensynthese eingesetzt.

4 Mechanismensynthese

4.1 Methodik

Die dargestellten Ansätze zur Anpassung der Mechanismen werden nun im Rahmen einer entsprechenden Synthese umgesetzt. Auf Grund der Vielzahl an Parametern, den wechselwirkenden Einflussgrößen, den z. T. unscharfen Randbedingungen der Aufgabenstellung aber auch der Vielzahl an Zielkriterien, soll die Synthese nicht in einer automatisierten Optimierung umgesetzt werden. Für eine Variantendiskussion scheint es viel mehr sinnvoll, die Synthese grafisch interaktiv unter Zuhilfenahme bekannter Verfahren durchzuführen.

4.2 Viergelenksynthese

In Abschnitt 2.4 wurde festgestellt, dass die Einstößergeschwindigkeit im Bereich der Produktberührung, dem Hinhub, reduziert werden sollte. Eine Möglichkeit dies mit so wenig wie möglichen Änderungen am Mechanismus zu realisieren, besteht in der Umwandlung der zentrischen in eine exzentrische Kurbelschwinge. Hierdurch wird die Übertragungsfunktion asymmetrisch und mithin die Geschwindigkeit im Hinhubbereich geringer. Als Nachteil ist die Verschlechterung des Übertragungsverhaltens des Mechanismus zu nennen.

Da die Lagerstichmaße, der Schwingenhub und die Kurbellänge aus konstruktiven Gründen unverändert bleiben müssen und aus Prozesssicht der Mechanismus insbesondere durch seine Totlagen definiert wird, bietet sich zur Bestimmung der verbliebenen Maße die Totlagenkonstruktion nach ALT an, siehe Abbildung 10. Auf Grund der Vorgabe der Lagerkoordinaten A_0 und B_0 , der Längen L_1 , L_2 und dem Schwingenhub ψ_0 , ergibt sich für eine Vorgabe des dazugehörigen Kurbelhubes φ_0 exakt eine Lösung für die Maße des Mechanismus.

Aus prozessseitiger Sicht ist eine Maximierung des Hinhubbereiches optimal, der aber gleichzeitig mit der Verringerung des minimalen Übertragungswinkels μ_{\min} einhergeht. Daher ist die Lösung auszuwählen, für die μ_{\min} einen festgesetzten Wert nicht unterschreitet. Aus praktischen Erfahrungen hat sich ein minimaler Übertragungswinkel von $\mu_{\min} \approx 40^\circ$ als ausreichend erwiesen, weshalb dieser als Schwellwert genutzt wird. Für diese Annahme ergibt sich ein Rückhubbereich mit der Länge $\varphi_0 = 173^\circ$ und somit eine Verlängerung des Hinhubbereiches um 4 %.

Die Kurbel des Mechanismus ist fest mit der zentralen Hauptantriebswelle gekoppelt, wobei gefordert ist, dass die innere Totlage des Mechanismus bei einem Maschinentaktwinkel von $\varphi = 310^\circ$ auftritt. Somit ergibt sich zwangsläufig die dazugehörige Anfangskurbelstellung gegenüber des Hauptwellenantriebes, welche bei der Inbetriebnahme einzustellen ist. Hierdurch wird die Synchronisation mit der Bewegung des Packkopfes sichergestellt.

In Abbildung 11 sind die Übertragungsfunktionen 0. Ordnung der vorherigen und der neu synthetisierten Kurbelschwinge dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die innere Totlage, welche den maximalen Einstoß des Produktes in den Packkopf realisiert, bei beiden Varianten wie gefordert bei $\varphi = 310^\circ$ stattfindet. Die äußere Totlage ist bei der neuen Variante um $\Delta\varphi = 7^\circ$ zeitlich nach vorn verschoben. Hierdurch wird bei nahezu identischem Schwingenhub die Geschwindigkeit des Einstößers während des verarbeitungstechnisch relevanten Bewegungsabschnittes reduziert.

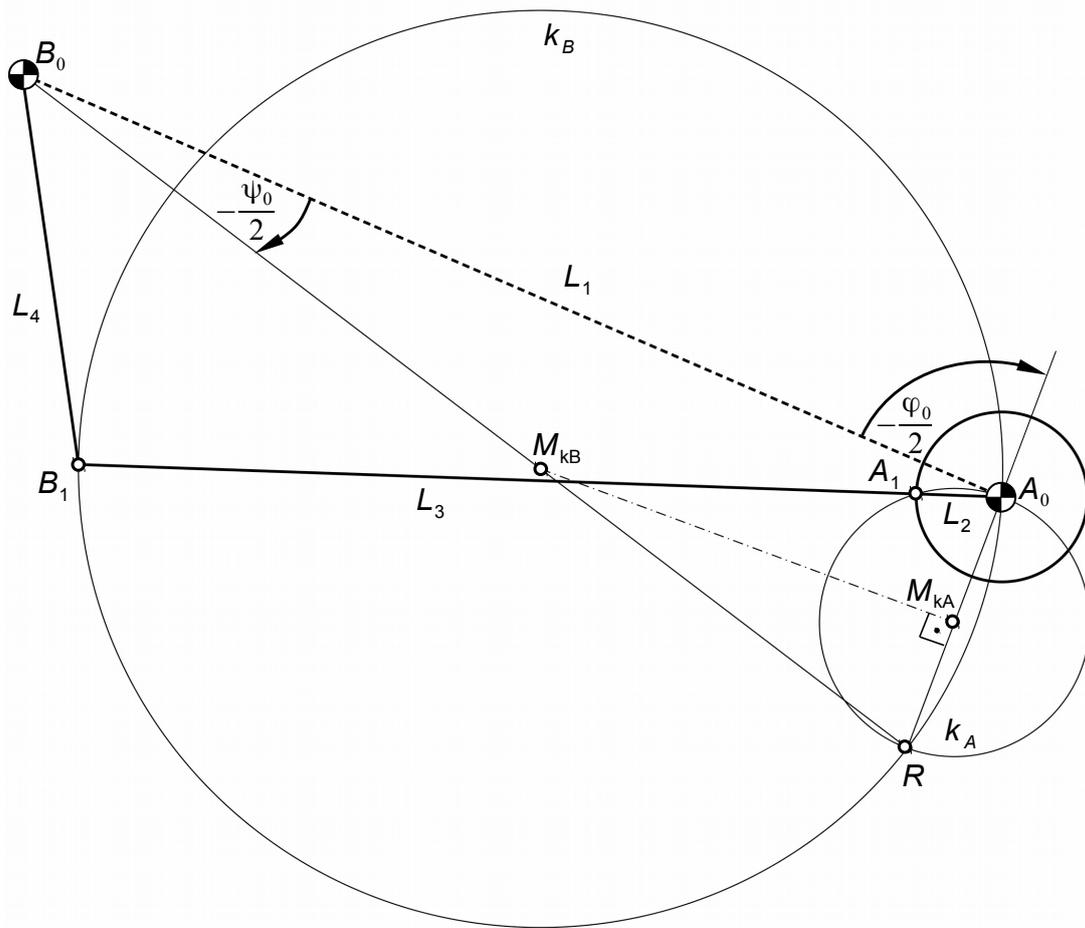


Abbildung 10: ALT'sche Totlagenkonstruktion zur Kurbelschwingensynthese nach [6]

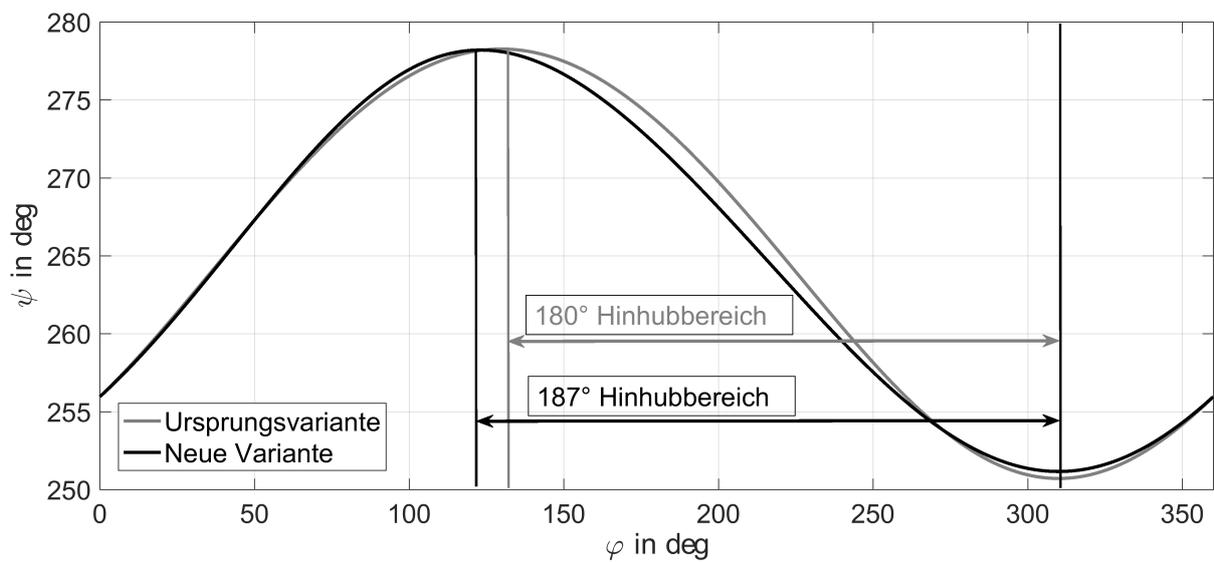


Abbildung 11: Vergleich der Übertragungsfunktionen 0. Ordnung der Kurbelschwinige

4.3 Synthese der Ausgleich-, Transfer- und Papierhebelbewegung

Auf Grund der geänderten Übertragungsfunktion der Kurbelschwinge, muss der dazugehörige Ausgleichmechanismus ebenfalls angepasst werden. Dieser steuert die vertikale Bewegung des Einstößers, also insbesondere den Geradlauf während des Produktkontaktes. Hierfür ist die vertikale Bewegung des Einstößers über dem Maschinentaktwinkel vorzugeben, mit welcher anschließend unter Durchführung einer inversen Kinematik auf die dafür notwendige Hebelbewegung und mithin auf die entsprechende Kurvenkontur geschlossen werden kann.

Durch die Umgestaltung der Kurbelschwinge wird der Rückhubbereich der Einstößerbewegung verkürzt und somit die Bahngeschwindigkeit in diesem Bereich erhöht. Da hohe Geschwindigkeiten prinzipbedingt mit höheren Beschleunigungen und somit auch mit schwingungsanregenden Trägheitskräften verbunden sind, sollte zur Vermeidung von höheren Bauteilbelastungen und Schwingungsgefahr bei der Umgestaltung der Einstößerkoppelkurve versucht werden die Bahnlänge zu verkürzen und somit auch die mittlere Geschwindigkeit zu verringern.

Weiterhin soll in der Bewegungsplanung der Ausgleichbewegung berücksichtigt werden, dass die hier synthetisierten Mechanismen nur für ein spezifisches Produkt eingesetzt werden sollen, weshalb die Produktabmessungen in einem sehr schmalen Bereich schwanken werden. Dies erlaubt ein sehr geringes „Abtauchen“ des Einstößers während der Rückhubphase. In Abbildung 12 sind die ursprüngliche und die neu geplante Koppelkurve des Einstößers dargestellt.

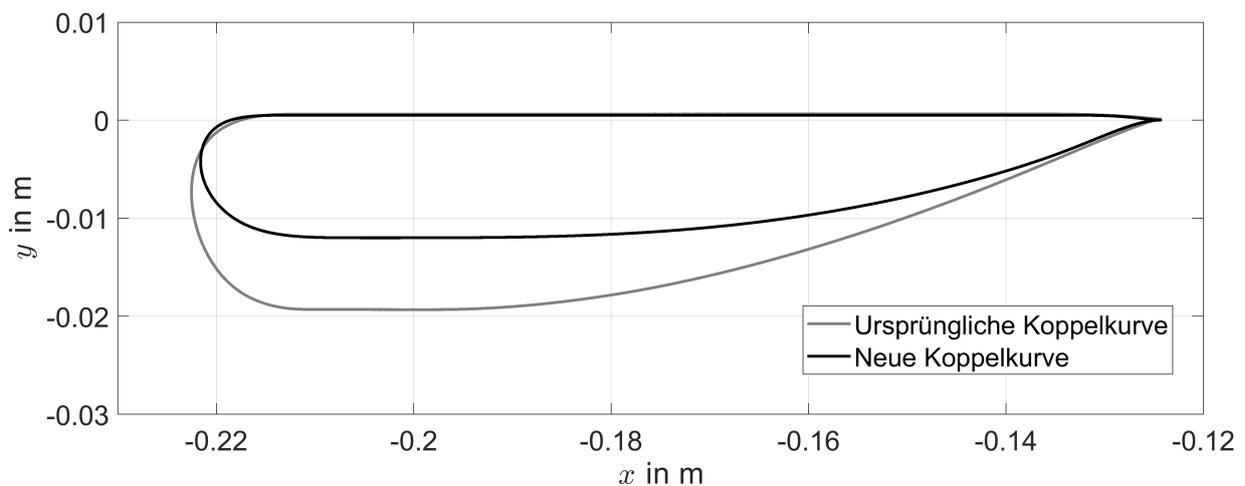


Abbildung 12: Vergleich der Koppelkurven für ursprüngliche und neue Variante

Zunächst ist ersichtlich, dass sowohl der Geradlauf als auch der Einstößpunkt identisch sind. Die Vertikalbewegung ist im Bereich des Rückhubes auf die Hälfte reduziert und der Umkehrbereich ist enger um das auf $y = 0$ horizontal zu bewegendes Produkt gestaltet. Die Größe der maximal möglichen Krümmung der Einstößerkoppelkurve ist durch den minimal möglichen Krümmungsradius der antreibenden Kurvenscheibe determiniert, die wiederum Bauraumbegrenzungen unterliegt. Die vorgestellte Lösung weist nicht nur eine geringere Bahngeschwindigkeit ggü. der ursprünglichen Lösung auf, sondern auch eine geringere Differenzgeschwindigkeit zu dem Produkt während des Erstkontaktes.

Mit der Definition der Ausgleichbewegung ist auch die Bewegung des Einstößers festgelegt, die die Voraussetzung für die Planung der Transferhebelbewegung ist. Wie in Abschnitt 2.3

experimentell herausgefunden und in Abschnitt 3.4 simulativ abgebildet, entsteht eine hohe Produktbelastung durch das ungeplante Auftreffen des Produktes auf den Transferhebel. Daher besteht der Ansatz nun darin die freie Produktbewegung nach Erreichen der maximalen Einstößergeschwindigkeit anzunehmen und eine Art Auffangbewegung des Transferhebels zu gestalten. Der Transferhebel muss dabei im Moment der Produktberührung dessen Geschwindigkeit und Beschleunigung aufweisen und das Produkt so lange abbremsen bis der Einstößler den Weg bis zum Gleichlauf aufgeholt hat. Eine mögliche Bewegung mit dazugehöriger Prozesssimulation ist in Abbildung 13 dargestellt.

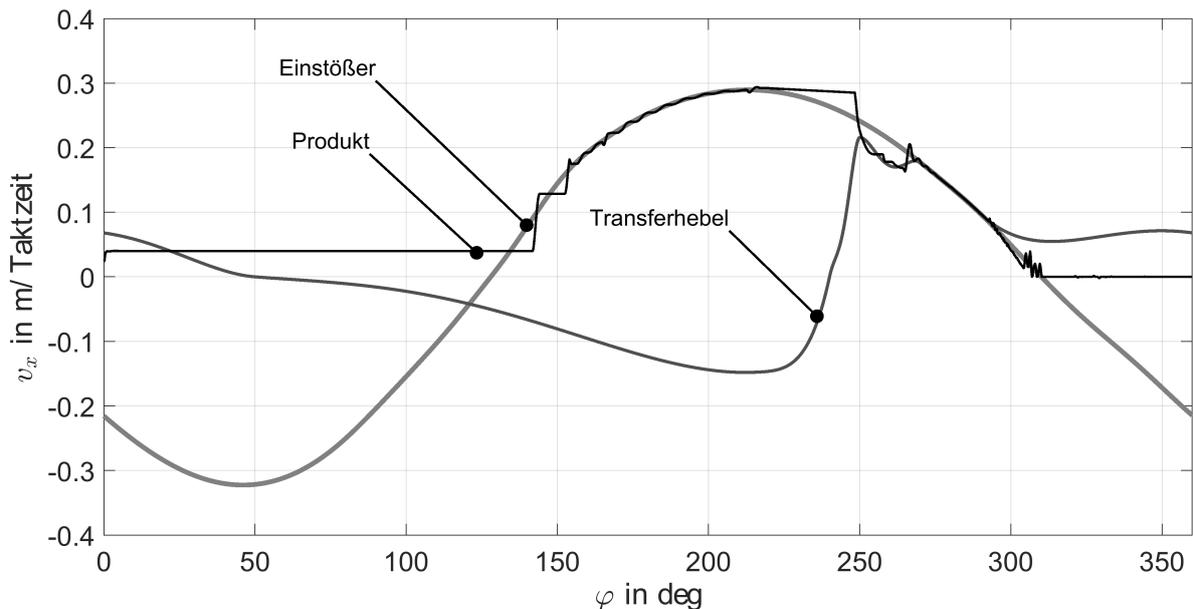


Abbildung 13: Ergebnis der Prozesssimulation mit angepasster Transferhebelbewegung

Hierbei ist erkennbar, dass der Stoß auf das Produkt während des Kontaktes mit dem Transferhebel deutlich reduziert wird und auch der Übergang in den Gleichlauf mit weniger Stößen verbunden ist als dies bei der Nachbildung des Ist-Standes (vgl. Abbildung 9) der Fall ist. Der Nachteil dieser Lösung besteht darin, dass diese synthetisierte Bewegung unter den gegebenen Randbedingungen prozessoptimal ist, allerdings die Auffangbewegung des Transferhebels nicht durch eine Kurvenscheibe mit dem zur Verfügung stehenden Bauraum realisierbar ist. Dies ist durch die schnell hintereinander stattfindenden Beschleunigungsänderungen begründet, welche zu starken Krümmungsänderungen auf der Kurvenkontur führen. Das Problem soll im Folgenden durch eine Filterung der Bewegungsvorgabe gelöst werden.

Ist die Transferhebelbewegung festgelegt, so kann die Bewegungsplanung des Papierhebels erfolgen. Dessen Bewegung zeichnet sich durch dieselbe Gleichlaufbewegung des Transferhebels aus, welche stoß- und ruckfrei mit einer Umkehr-in-Umkehr-Bewegung verknüpft wird. Dabei sind zur Kollisionsvermeidung entsprechende Bauraumbeschränkungen zu beachten.

4.4 Schwingungsreduzierung am Arbeitsorgan

In [1] wurde bereits dargestellt, wie durch die Anwendung von HS-Profilen (High-Speed-Profilen) erfolgreich störende Bauteilschwingungen an schwingungsfähigen Mechanismen signifikant

reduziert werden können. Die theoretischen Hintergründe in Bezug auf die Synthese von Kurvenscheiben sind z. B. in [7–9] dargestellt. Die Grundidee resultiert aus der Annahme, dass störende Schwingungen durch Anregung der niedrigsten dominierenden Eigenfrequenz im Antriebsstrang entstehen. Daher wird unter Zuhilfenahme des mechanischen Modells eines Ein-Massen-Schwingers die Bewegungsvorgabe so geändert, dass Resonanzanregungen vermieden werden. Hierzu wird die gewünschte Bewegung aus dem Zeitbereich in den Bildbereich überführt, störende Erregerharmonische entfernt, das Spektrum wieder zurücktransformiert und das Ergebnis als Bewegungsvorgabe genutzt.

In dem hier diskutierten Beispiel ist der Ansatz prinzipiell bei drei Kurvenmechanismen anwendbar, wobei auf Grund von Erfahrungen nur die Bewegungen des Transfer- und Papierhebels schwingungsgefährdet sind. Ein weiterer Grund für den Einsatz von HS-Profilen bei diesen Arbeitsorganen ist die synthetisierte prozessoptimale Bewegung. Diese kann unter den gegebenen Randbedingungen nicht durch einen Kurvenscheibenmechanismus realisiert werden, da die Aufgangbewegung des Transferhebels zu sehr kleinen Krümmungsradien der Kurvenkontur führen würde, welcher die Kurvenrolle nicht folgen könnte. HS-Profile mit endlich vielen Harmonischen wirken bei Anwendung auf diese Bewegung wie ein Filter, wodurch die Bewegung geglättet, die Krümmungsradien vergrößert und somit eine Umsetzung des Mechanismus möglich wird.

Damit dieser Ansatz Erfolg hat, ist das Wissen um die dominierende Eigenfrequenz des Systems notwendig. Hierfür werden an den realen Bauteilen Beschleunigungssensoren angebracht und das Ausklingensignal nach einer Anregung durch einen äußeren Impuls aufgenommen. Die beim Ausklingen dominierende Frequenz wird als Eigenfrequenz interpretiert. Sowohl beim Transfer als auch beim Papierhebel ergibt sich eine gemessene Eigenfrequenz von $f_0 = 160$ Hz. Diese Übereinstimmung scheint plausibel, da die entsprechenden Kurvenhebel die Bewegungen über jeweils gleich lange Wellen auf die Abtriebshebel übertragen und die Wellen vermutlich die nachgiebigste Stellen im System repräsentieren.

Bei einer exemplarisch anvisierten Maschinengeschwindigkeit von 600 Takten/Minute und somit einer Erregergrundfrequenz von $f = 10$ Hz, ergibt sich somit eine mögliche Resonanzstelle mit der 16. Harmonischen. Da Drehzahlschwankungen und Ungenauigkeiten in der Modellannahme nicht auszuschließen sind, sollten die HS-Profile nicht nur diese Harmonische nicht enthalten, sondern aus so wenig wie möglichen Harmonischen bestehen. Über eine festgelegte maximale Abweichung der Sollbewegung des Arbeitsorgans lässt sich auf eine maximale Abweichung der Kurvenhebelbewegung von $\Delta\varphi = 0,1^\circ$ schließen. Durch iteratives Zusammensetzen des Spektrums aus endlich vielen Harmonischen kann eine Bewegung mit 12 Harmonischen synthetisiert werden, die die Genauigkeitsanforderungen erfüllt. In Abbildung 14 ist dies exemplarisch für die Bewegung des Transferhebels dargestellt.

In der Übertragungsfunktion 0. Ordnung ist mit bloßem Auge kein Unterschied zwischen der ursprünglichen Bewegung und der HS-Bewegung ersichtlich. Ein Unterschied ist erst in der Übertragungsfunktion 1. Ordnung erkennbar, bei der deutlich die prozessoptimale Aufgangbewegung geglättet wird. Hierdurch wird das Produkt wieder kleine Stöße beim Kontakt mit dem Transferhebel erfahren, die aber auf Grund des nun realisierbaren Mechanismus in Kauf genommen werden müssen.

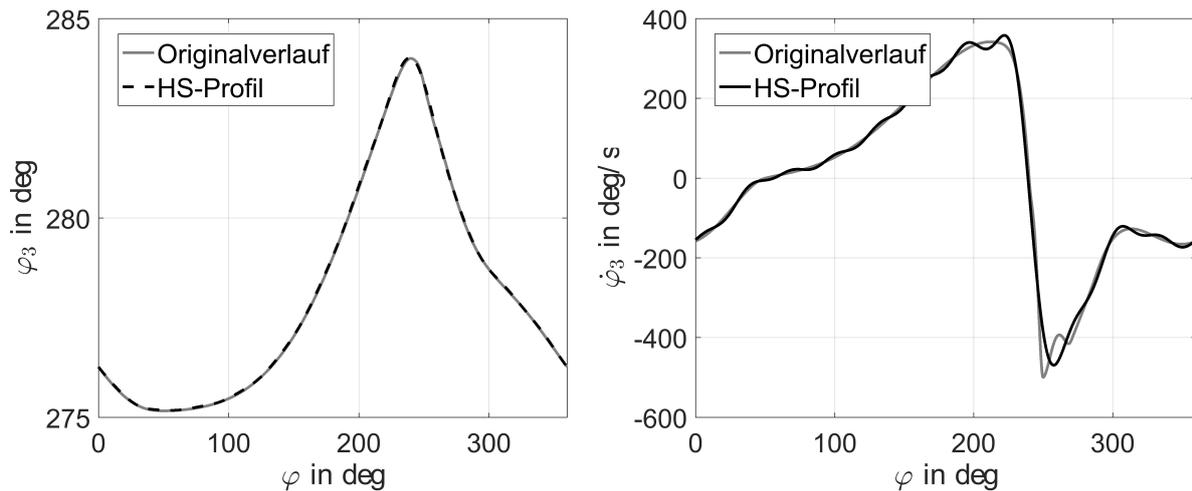


Abbildung 14: Übertragungsfunktionen des Transferhebels mit und ohne HS-Profil

5 Funktionsnachweis

Die mit Hilfe des Prozessmodells synthetisierten Mechanismen sollen abschließend an der realen Maschine erprobt werden, um somit die Wirksamkeit der getroffenen Maßnahmen zu beweisen. Als Vergleichskriterium werden die mit dem Messprodukt aufgenommenen Beschleunigungswerte herangezogen. In Abbildung 15 sind diese für eine exemplarische Maschinengeschwindigkeit vor und nach dem Umbau des Einstößermechanismus dargestellt.

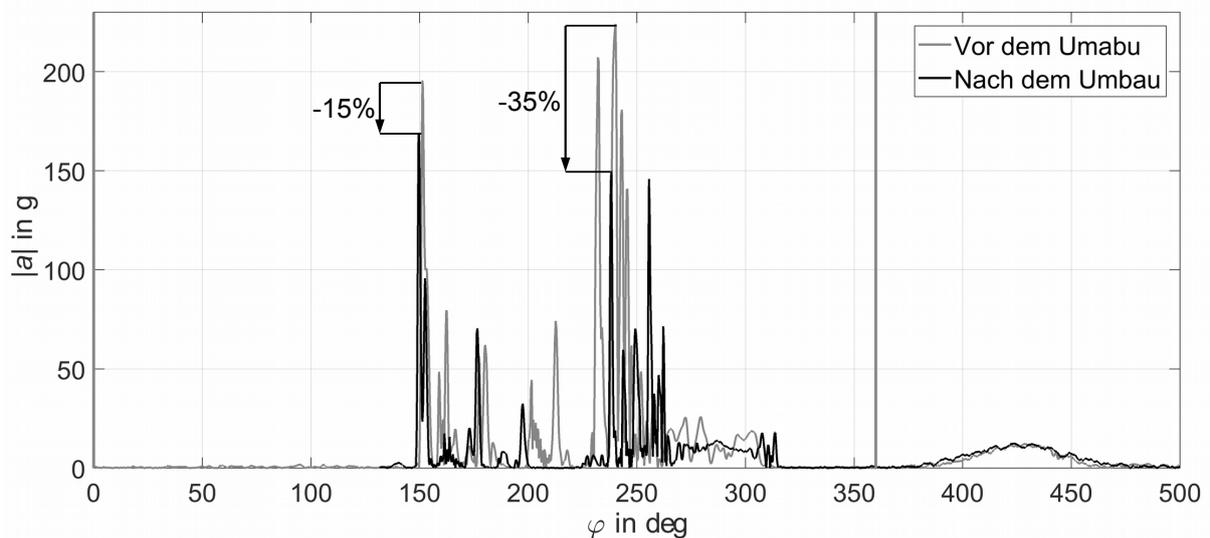


Abbildung 15: Gemessene Beschleunigungen im Messprodukt während des Einstoßes in Transportrichtung vor und nach dem Umbau

Der prinzipielle Verlauf der Beschleunigungswerte bleibt dabei gleich, was auf Grund der Beibehaltung des Förderprinzips und der Mechanismenstruktur nicht verwunderlich ist. Allerdings sind Reduzierungen in den absoluten Beschleunigungsspitzen zu verzeichnen. Beim Erstkontakt von Einstößer und Produkt sinkt die maximale Beschleunigung um ca. 15%. Im Bereich von 160° bis etwa 240° ist bei den Messungen nach dem Umbau zwar noch eine Beschleunigungsspitze

zu erkennen (Prallen des Produktes am Einstößer), aber nicht mehrere wie in der bisherigen Lösung. Deutliche Unterschiede zeigen sich ebenfalls beim Übergang in den Gleichlaufbereich, bei dem die maximalen Belastungen um 35% sinken.

Unverändert bleiben im darauffolgenden Takt die Produktbelastungen für den Fördervorgang des Produktes im Packkopf. Das spricht für die korrekte Einhaltung der geforderten Randbedingungen hinsichtlich der Produktpositionierung durch die neu synthetisierten Mechanismen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde am Beispiel einer etablierten Verpackungsmaschine für Schokoladenprodukte gezeigt, wie mit gezieltem Bewegungsdesign und damit verbundener Mechanismensynthese Produktbelastungen signifikant reduziert werden können und somit auch die Ausbringung dieser Verpackungsmaschine durch nachrüstbare Lösungen steigerbar ist.

Durch den Einsatz moderner Messtechnik in Form eines Messproduktes konnten kritische Wirkpaarungen und damit assoziierte Baugruppen identifiziert sowie die dazugehörigen Belastungen quantifiziert und entsprechende Maßnahmen abgeleitet werden. Die aus den Experimenten ermittelten Messwerte wurden weiterhin zur Validierung eines computergestützten Prozessmodells eingesetzt, wodurch gezielt prozessorientierte Arbeitsorganbewegungen abgeleitet werden konnten.

Im Rahmen einer Synthese wurde die Umsetzung gewünschter Arbeitsorganbewegungen mit Hilfe von Mechanismen realisiert, wobei die vorgegebene Struktur nicht verändert werden sollte und somit lediglich eine Maßsynthese durchgeführt worden ist. Hierbei ist iterativ vorgegangen worden, da z. T. für den Prozess optimale Bewegungsvorgaben nicht mit Hilfe mechanischer Lösungen realisiert werden konnten und umgekehrt. Dabei fand insbesondere die Nachrüstbarkeit der Lösung in Form von Bauraumbeschränkungen sowie Beibehaltung von Lagerpunkten Berücksichtigung. Abschließend wurden zur Vermeidung von Resonanzanregungen HS-Profile für ausgewählte Kurvenscheiben berechnet und umgesetzt.

Zum experimentellen Nachweis des Ansatzes wurden die Mechanismen konstruiert, gefertigt und exemplarisch in einer in Betrieb befindlichen Maschine eingebaut. Mit Hilfe des Messproduktes konnte der Erfolg des Umbaus quantifiziert werden. Es zeigte sich, dass die Belastungen an entscheidenden Stellen um bis zu 35% reduziert werden konnten, was eine Erhöhung der tatsächlichen Ausbringung unter realen Einsatzbedingungen erwarten lässt.

In zukünftigen Arbeiten könnte die hier vorgestellte Herangehensweise auf andere Produkte, Baugruppen und Maschinen übertragen werden, um somit auch die Allgemeingültigkeit des Ansatzes aufzuzeigen.

Literatur

- [1] R. Rieck. „Optimierung ungleichmäßig übersetzender Getriebe an einer Verpackungsmaschine“. In: Tagung Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik: Zukunft gestalten. 2009, S. 249–264. ISBN: 987-3-86780-110-2.
- [2] VDI-Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente. *VDI 2142 - Blatt 1: Auslegung ebener Kurvengetriebe - Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion*. Hrsg. von VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung. 2017.
- [3] Georg Rill und Thomas Schaeffer. *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*. 2. Aufl. Vieweg + Teubner Verlag, 2014. ISBN: 978-3658060831.
- [4] Thorsten Pöschel und Thomas Schwäger. *Computational Granular Dynamics : Models and Algorithms*. 1. Aufl. Springer Verlag, 2005. ISBN: 978-3-540-27720-0.
- [5] I. N. Bronstein u. a. *Taschenbuch der Mathematik*. 6. Aufl. Verlag Harri Deutsch, 2006. ISBN: 978-3-8171-2006-2.
- [6] Kurt Luck und Karl-Heinz Modler. *Getriebetechnik - Analyse, Synthese, Optimierung*. 2. Aufl. Springer-Verlag, 1995. ISBN: 978-3-540-57001-1.
- [7] H. Dresig und A. Fidlin. *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. 3. Aufl. Springer Vieweg Verlag, 2014. ISBN: 978-3-642-24116-1.
- [8] H. Dresig, K. Kaltofen und S. Tietze. „Bewegungssteuerung in Verarbeitungsmaschinen mit mehreren periodischen Abtriebsbewegungen“. In: Tagung Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik: Vorsprung aus Tradition. 2006, S. 349–363. ISBN: 3-86005-510-0.
- [9] R. Braune. *HS-Profile mit vielen Harmonischen - wirkungsvolle Schwingungsreduzierung in Kurvengetrieben bei extremen Bewegungsanforderungen*. VDI-Berichte Nr. 1111. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1994, S. 127–153.