

Entwicklung eines Lineardirektantriebs für Transportbänder

Development of a Linear Direct Drive for Conveyor Belts

Mišel Radosavac
Ludger Overmeyer

Institut für Transport- und Automatisierungstechnik (ITA)
Leibniz Universität Hannover

Transportbandsysteme werden im Bereich der Intra-logistik zur Förderung von Stück- sowie leichten Schüttgütern eingesetzt. Der Antrieb der Transportbänder erfolgt dabei üblicherweise kraftschlüssig über die Antriebsstrommel. Der Einsatz von Lineardirektantrieben ermöglicht als Antriebsalternative die Erzeugung der Vorschubkräfte und die Krafterleitung in das Transportband über der Länge des Lineardirektantriebs verteilt. Dadurch lässt sich die Transportbandvorspannung erheblich reduzieren und damit auch ein leichteres und kostengünstigeres Transportband im Vergleich zu konventionellen Antriebskonzepten verwenden. Basierend auf vorherigen Untersuchungen wurde ein Lineardirektantrieb auf Basis eines Hybridmotors entwickelt, welcher die Vorteile permanentmagneterregter Maschinen mit denen der Reluktanzmotorprinzipien vereint. Auf Grundlage der durch Simulation ermittelten Kraftentfaltungsscharakteristik des Linearmotors auf die Läufer Elemente wurden verschiedene Konzepte zur Befestigung dieser Läufer Elemente entwickelt, untersucht und erprobt. Aufgrund der Elastizität von Transportbändern sind zudem alternative Führungskonzepte erforderlich, da geometrische Abweichungen der am Transportband befestigten Läufer Elemente zu hohen Verlusten durch Reibung führen. Unterschiedliche Führungskonzepte, belegt durch Messungen, geben einen Ausblick auf den linearmotorischen Antrieb.

[Lineardirektantrieb, Transportbandsysteme, Stetigförderer, Hybridmotor]

In the field of warehousing belt conveyor systems are used to transport single piece goods and light bulk material. When using conventional drive systems the feed force has to be transmitted by frictional force over the driven pulley to the conveyor belt. As alternative drive principle, linear direct drives are characterized by direct force transmission from the motor to the conveyor belt instead of through the driven pulley. Thus, the belt tension and the belt stress from the motional resistance can be reduced significantly, which allows the usage of

lighter and cost-efficient belts compared to conventional drive concepts. Based on previous investigations a linear direct drive system was developed which combines the advantages of the permanent magnet synchronous motor principle with those of reluctance motors. Simulation results with focus on the force progression from the motor to the secondary elements lead to the development and investigation of different mounting concepts for the secondary elements on the conveyor belt. Due to the high elongation characteristic of conveyor belts, alternative guidance concepts are necessary, because even slight geometrical deviation on the alignment of the mounted secondary elements lead to high frictional loss. Different guidance concepts were investigated and proven by measurements, which allow an estimation concerning the suitability of linear direct drive systems for conveyor belts.

[Linear direct drive, belt conveyor, continuous conveyor, hybrid motor]

1 EINLEITUNG

Produkte und Güter werden in der Transporttechnik von einem Ausgangsort über eine Transportkette zu einem Ziel bewegt. In einem Betrieb wird die Transportaufgabe durch die technischen Mittel des Materialflusssystems übernommen [Wag11]. Einhergehend mit den Aspekten individueller Kundenwünsche, verkürzten Innovationszyklen sowie steigender Vielfalt an Produktvarianten werden die Anforderungen an die Materialflusstechnik zunehmend komplexer [Del09, Ove09].

Die in der Fördertechnik eingesetzten Transportmittel werden unterschieden in Stetigförderer – hierzu zählen unter anderem Gurtförderer, Schwingförderer sowie Rollenförderer – und Unstetigförderer, zu denen beispielsweise Gabelstapler und Portalkrane gehören. Stetigförderer werden sowohl für den Stückguttransport als auch für den Schüttguttransport eingesetzt und arbeiten kontinuierlich über einen längeren Zeitraum hinweg, können jedoch auch getaktet agieren [Mar11].

Ein aufgrund der einfachen Bauweise weit verbreiteter mechanischer Stetigförderer mit Zugmittel sind Gurtförderer. Diese bestehen üblicherweise aus einem tragenden Gestell, das am Einlauf mit einer Umlenktrummel und am Auslauf mit einer Antriebstrummel ausgestattet ist [Rom11]. Der Antriebsmotor ist dabei gewöhnlich in der Trummel eingebaut oder über ein nachgeschaltetes Getriebe mit der Antriebstrummel verbunden. Abbildung 1 zeigt schematisch die Ausführung des beschriebenen Gurtförderers. Für die Bewegung des als Zug- und Tragmittel dienenden, endlos geschlossenen Transportbandes erfolgt die Übertragung der benötigten Vorschubkraft ausschließlich per Kraftschluss über die Antriebstrummel. Der dazugehörige Kraftverlauf im Transportband, welcher sich in Folge des konventionellen Antriebs ergibt, ist durch die Kräfte F_1 und F_2 gekennzeichnet. Zur besseren Veranschaulichung sind die Kräfte senkrecht zu ihrer Wirkrichtung eingezeichnet.

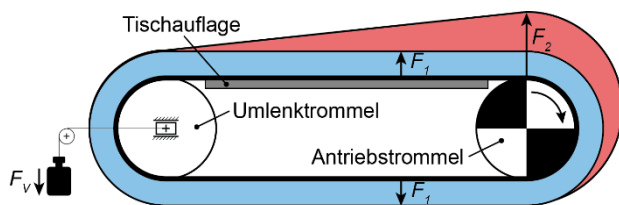


Abbildung 1. Konventionelles Gurtförderer-Antriebskonzept

Um ein Durchrutschen des Transportbandes zu verhindern und um bei unterschiedlichen Beladungszuständen störungsfrei zu transportieren, ist eine entsprechend hohe Bandvorspannung F_1 erforderlich. Diese wird mittels der Vorspannkraft F_v über die Vorspanneinrichtung erzeugt [Kra11]. Eine weitere Kraft F_2 resultiert in Folge der Bewegungswiderstände, die sich beim Antrieb ergeben. Diese erreicht ihr Maximum an der Stelle, an der das Band auf die Antriebstrummel aufläuft. Bei kurzen, getakteten Förderern muss zudem der Achsabstand ausreichend hoch sein, um den Geradeauslauf der Transportbänder zu gewährleisten. Die für das Transportband zulässige Zugkraft bestimmt die maximale Transportbandlänge, wodurch für den Einsatz bei größeren Förderstrecken Transportbänder mit höherer Zugfestigkeit oder die Aufteilung auf kürzere Teilstrecken erforderlich sind. Kritisch ist die Erhaltung eines kontinuierlichen Reibschlusses zwischen Antriebstrummel und Transportband. Grenzwertige Belastungen, wie beispielsweise beim Anlauf oder Bremsen, können zu abwechselnder Haft- und Gleitreibung führen, welche sich in oszillierenden, ruckartigen Bewegungen des Transportbandes widerspiegeln. Dieser unerwünschte, als „Stick-Slip“ bezeichnete Effekt, kann durch Hinzufügen weiterer Antriebstrummeln in das System oder durch Verwendung von besonderen Werkstoffpaarungen, wie beispielsweise gummierter Antriebstrummel zur Textillaufseite des Transportbandes, minimiert werden.

Eine Antriebsalternative stellen Lineardirektantriebe dar [Jod12], bei welchen in Abgrenzung zum konventio-

nellen Antrieb die Vorschubkräfte über das elektromagnetische Feld erzeugt und entlang des Linearmotors direkt ohne mechanische Übertragungselemente in das Transportband eingeleitet werden. Abbildung 2 zeigt schematisch die sich ergebenden Kraftverhältnisse beim Einsatz von Lineardirektantrieben entlang der Förderstrecke.

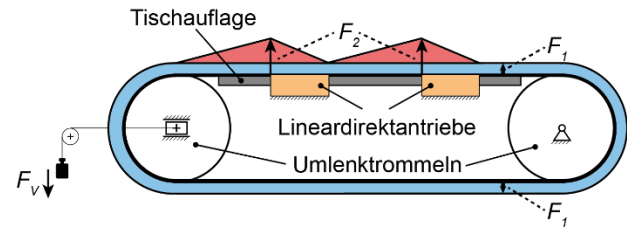


Abbildung 2. Gurtförderer mit Lineardirektantrieben

In Folge der größeren Strecke, über welche die Krafteinleitung bei Lineardirektantrieben erfolgt, lässt sich die Transportbandvorspannung $F_1 \approx F_v$ erheblich reduzieren. Im Vergleich zum konventionellen Antriebskonzept werden ebenso die örtlichen Belastungsspitzen F_2 signifikant reduziert. Aufgrund der insgesamt geringeren Kraftbeaufschlagung bei Lineardirektantrieben kann dadurch für die gleiche Transportaufgabe ein leichteres und kostengünstigeres Transportband mit einer geringeren Zugfestigkeit verwendet werden, als beim konventionellen Antriebskonzept. Für die Überwindung von langen Strecken sind beim konventionellen Antriebskonzept Grenzen gesetzt, da Transportbänder mit immer höheren Zugfestigkeiten erforderlich sind, welche damit einhergehend ein höheres Eigengewicht besitzen. Neben einer entsprechend hohen Vorspannung steigt die erforderliche Antriebsleistung. Im Sinne eines wirtschaftlichen Betriebs wird in diesen Fällen häufig eine erzwungene Übergabe auf kürzere Teilstrecken durchgeführt. Der Einsatz von mehreren in Reihe geschalteten Lineardirektantrieben bietet den Vorteil, dass Transportbänder mit vergleichsweise geringen Zugfestigkeiten auf langen Strecken verwendet werden können, so dass auf Alternativen, wie das Aufteilen auf Teilstrecken, verzichtet werden kann. Sowohl bei sehr kurzen als auch bei sehr langen Förderstrecken stellt der Geradeauslauf des Transportbands Prinzip bedingt kein Problem mehr dar, da eine Zwangsführung zwischen Antrieb und Transportband erfolgt. Somit können auch kurze, platzsparende und getaktete Förderer eingesetzt werden, die hochdynamisch Aufgaben, wie beispielsweise das Aufstauen oder das Vereinzeln vornehmen.

2 LINEARDIREKTANTRIEB ALS ANTRIEBSVARIANTE

Im Bereich der Intralogistik werden Lineardirektantriebe vornehmlich bei Sorter-Antrieben eingesetzt. Sorter sind Anlagen oder Einrichtungen, die entlang einer Verteilförderstrecke in ungeordneter Reihenfolge ankommende Stückgüter entsprechend eines Sortierkriteriums identifizieren und in verschiedene Sammelstellen ausschleusen [Jod12]. Anwendungen zum linearmotorischen Antrieb

von Gurtförderern wurden in der Vergangenheit auf Basis asynchroner Antriebe untersucht. Diese sind jedoch durch einen niedrigen Wirkungsgrad und einen hohen Wärmeeintrag in das Transportband gekennzeichnet [All76].

Im Rahmen eines vorangegangenen DFG-Gemeinschaftsprojekts zwischen dem Institut für Transport- und Automatisierungstechnik und dem Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik der Leibniz Universität Hannover wurde ein Lineardirektantrieb für den Einsatz von Gurtförderern im intralogistischen Umfeld entwickelt. Im Gegensatz zu asynchronen Antrieben bietet die Verwendung des untersuchten synchronen Antriebs mit Permanentmagnetwerkstoffen verschiedene Vorteile: Neben dem Verzicht auf stromführende Leiter im Läufer und den damit verbundenen Wegfall zusätzlicher Wärmeinträge in das Transportband, ist ein höherer Wirkungsgrad zu erwarten. Die permanentmagneterregte Synchronmaschine (PMSM) ist gekennzeichnet durch im Läufer angeordnete Magnete sowie eine mehrsträngige Wicklung im Primärteil. Bei dieser Maschinenart wird eine nutzbare Vorschubkraft durch ein vom bestromten Ständer generiertes Wanderfeld erzeugt, das mit der permanentmagnetischen Erregung in Wechselwirkung steht. Um eine Vergleichbarkeit zu konventionellen Gurtförderern zu ermöglichen, wurden als Randbedingungen für die Auslegung eine Vorschubkraft von ca. 200 N und eine Fördergeschwindigkeit von bis zu 2 m/s festgelegt. Aufgrund der hohen zu erwartenden Kraftdichte sowie der Möglichkeit der platzsparenden und flachen Ausführung wurde für den Demonstratoraufbau die permanentmagneterregte Synchronmaschine in doppelseitigem Aufbau als Kurzstatorvariante ausgewählt. Abbildung 3 (links) zeigt den aufgebauten Demonstrator, für welchen ein Kunststoff-Modulband eingesetzt wird.

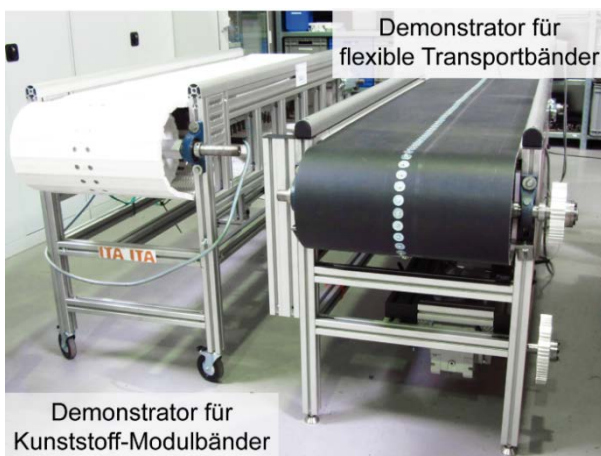


Abbildung 3. Demonstratoren mit Lineardirektantrieben

Das Transportband besteht aus einzelnen Modulen, auf welchem jeweils ein Läuferelement, bestehend aus Permanentmagnetwerkstoff, befestigt ist. Die Läuferelemente bilden den Sekundärteil des Motors und stehen mit dem unbeweglichen Statoraktivteil, welcher im Bereich

der Tischauflage unter dem Transportband eingelassen ist, in Interaktion. Der funktionsfähige Demonstrator ist in der Lage bei einem Strom von 1,7 A eine dauerhafte Vorschubkraft von 350 N ohne zusätzliche Kühlung abzugeben. Unter Berücksichtigung von Reibungseinflüssen wie beispielsweise Lagerreibung, Führungsverluste zwischen Primär- und Sekundärteil des Lineardirektantriebs und Gleitreibung des Transportbandes zur Tischauflage, ergibt sich ein Wirkungsgrad von ca. 0,49.

In der intralogistischen Anwendung können Transportbänder jedoch mehrere hundert Meter lang sein. Zudem sind Transportbänder Verschleißteile, welche nach ihrer Nutzungsdauer oder bei Beschädigungen ausgetauscht werden. Bei der PMSM ist an jedem Läufer ein Permanentmagnetpaar erforderlich, obgleich nur diejenigen Permanentmagnete an der Kraftbildung beteiligt sind, die sich gerade im Bereich des feststehenden Statoraktivteils befinden. Daher stellt die Anzahl benötigter Permanentmagnete gerade bei längeren Transportbändern einen erheblichen Kostenfaktor dar. Zudem ist der Preis der für die Magnete benötigten Seltenerdmetalle Neodym und Dysprosium in den letzten Jahren sehr volatil gewesen, z. T. mit Preisschwankungen um den Faktor 10 innerhalb eines Jahres.

Als zweite untersuchte Antriebsvariante wurde das Prinzip des Hybridmotors verfolgt. Dieser vereint die Vorteile des guten Wirkungsgrads bei permanentmagneterregten Maschinen mit denen der Reluktanzmotorprinzipien. Die Permanentmagnete lassen sich beim Hybridmotor im Statoraktivteil des Motors unterbringen, wodurch die am Transportband befestigten Läuferelemente nur aus weichmagnetischem Material bestehen müssen. Abbildung 4 zeigt den Aufbau des Hybridmotors im Demonstrator.

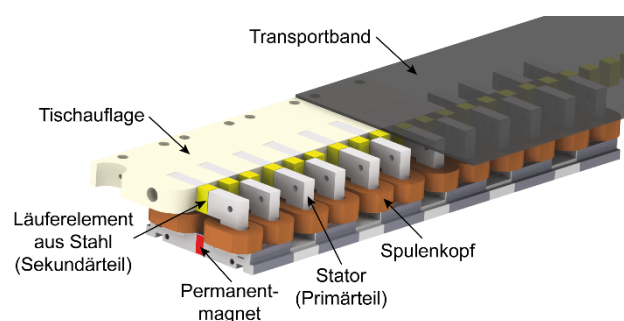


Abbildung 4. Aufbau des Hybridmotors

Das permanentmagnetische Feld wird über ein Joch in doppelter U-Form in den Wirkungsbereich des Motors geleitet. Die Verstärkung des Magnetfelds und Erzeugung eines magnetischen Wanderfelds erfolgt über eine Zahnspulenwicklung. Der Strom der Spulen wird über einen entsprechenden Frequenzrichter gesteuert. Auf diese Weise können Antriebskraft und Bewegungsrichtung festgelegt werden. Ähnlich wie beim Prinzip mit der

PMSM entsteht durch Bestromung des Stators in Verbindung mit den fest eingebauten Permanentmagneten ein Wanderfeld, wodurch die am Transportband befestigten Läuferelemente bewegt werden. Durch den flachen, mit der Tischaufgabe kombinierten Aufbau, können entlang der Förderstrecke mehrere Lineardirektantriebe eingesetzt werden, um die Zugkraft im Transportband zu minimieren und einen Transport ohne Übergabestellen zu ermöglichen.

Aufgrund der hohen Verbreitung von flexiblen Transportbändern im Vergleich zu Kunststoff-Modulbändern in der Intralogistik, steht die Integration von Läuferelementen in dieser Art von Bändern für das Antriebskonzept des Hybridmotors im Fokus der durchgeführten Untersuchungen. Abbildung 5 zeigt den für den Demonstrator gewählten, laufseitigen Aufbau des Transportbandes.

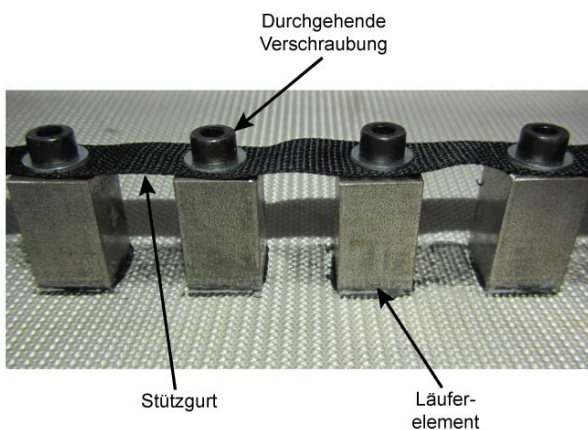


Abbildung 5. Laufseitiger Transportbandaufbau

Für das Transportband ist eine hohe Längssteifigkeit anzustreben, damit das Teilungsverhältnis der angebrachten Läuferelemente nicht negativ beeinflusst wird und folglich die Funktionsfähigkeit des Hybridmotors beeinträchtigt. Dazu wird laufseitig ein Stützgurt verwendet, welcher ein Verkippen der Läuferelemente innerhalb des Statoraktivteils verhindert. Zum anderen ist ausreichende Quersteifigkeit erforderlich, um die seitliche Verschiebung durch die motorische Krafteinleitung auf die Läuferelemente zu kompensieren. Ein Transportband, wie in Abbildung 5 dargestellt, wurde prototypisch aufgebaut und mit dem Hybridmotor erprobt.

Die Untersuchungen zu den Reibungsbeiträgen in dieser Konfiguration ergeben bei einer Fördergeschwindigkeit von 1 m/s einen Leistungsbedarf von 5,1 W für die Überwindung der Unwuchtkräfte in der Umlenktrummel und der Lagerverluste. Die Zusatzmasse in Folge der Läuferelemente und die daraus resultierende Reibung mit der Tischaufgabe benötigen 5,7 W. Im Bereich des Motors sind für die Überwindung des Bewegungswiderstands 13,2 W und zur Kompensation der Reibung zwischen

Läuferelemente und Statoraktivteil des Motors 168 W erforderlich. In Summe sind 192 N Vorschubkraft für die Überwindung der Bewegungswiderstände erforderlich, woraus die Signifikanz einer geeigneten Führung und Krafteinleitung betont wird. Messungen mittels einer starren Führung, wodurch die Reibkraftkomponente zwischen Läuferelement und Statoraktivteil weitestgehend vermieden werden kann, ergeben, dass bei einem Strom von 3 A eine Vorschubkraft von 175 N zu erreichen ist. Demnach sind für einen linearmotorischen Betrieb folgende beide Teilziele unumgänglich:

- Untersuchung des Krafteinleitungspfades vom Motor in das Transportband mit dem Ziel einer optimalen Befestigung zwischen Läuferelement und Transportband
- Aufbau einer funktionsfähigen Führungseinrichtung, welche den Reibungseinfluss zwischen Läufer und Statoraktivteilmflächen auf ein Mindestmaß reduziert

Die systematische Untersuchung der beiden Teilziele wird im Folgenden näher erläutert.

3 SCHNITTSTELLE LÄUFER-TRANSPORTBAND

3.1 UNTERSUCHUNGEN ZUR KRAFTEINLEITUNG

Die Wahl eines optimierten Transportbands, die Befestigung, die Werkstoffwahl sowie die äußere Gestalt der Läuferelemente haben einen entscheidenden Einfluss auf das Betriebsverhalten von linear direkt angetriebenen Transportbändern. Insbesondere bei der Gestaltung von langen Transportbändern ohne Übergabestellen, ergibt sich die Notwendigkeit einer Dimensionierung mit Berücksichtigung des Kraftflusses, um die vom Motor erzeugte Vorschubkraft möglichst direkt und effizient auf darüber befindliche Schütt- und Stückgüter zu übertragen.

Um den Kraftfluss möglichst praxisnah abbilden zu können, wird die Finite-Elemente-Methode (FEM) verwendet. Die FEM basiert auf einer Zerlegung des betrachteten Kontinuums in einzelne Elemente. Für jedes Element kann anschließend eine Lösung berechnet werden, die zu einer Gesamtlösung zusammengesetzt wird. Für eine praxisnahe Abbildung des Transportbandes wird die Multiskalenanalyse verwendet, welche auf der Betrachtung von Elementarzellen basiert, in die der Transportgurt aufgrund seiner periodischen Struktur aufgeteilt werden kann [Rev08]. Das ausgewählte Transportband, welches repräsentativ für intralogistische Anwendungen aus einem laufseitigen, unbeschichteten Polymergewebe und einer tragseitigen Elastomer-Deckschicht besteht, ist in Abbildung 6 dargestellt.

Daraus wird insbesondere der sich wiederholende Verlauf der Kett- und Schussfäden in Form einer textilen Leinwandbindung ersichtlich, welcher über die gesamte

Transportbandlaufseite erstreckt ist. Die Kett- und Schussfäden bestehen selbst wiederum aus jeweils 420 Einzel-filamenten.

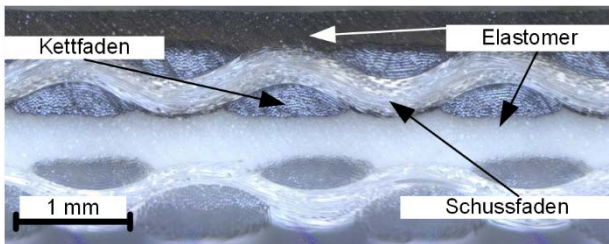


Abbildung 6. Transportbandschnittfläche quer zu Kettfäden (10-fache Vergrößerung)

Für die Simulation des Kraftflusses erfolgt die Modellierung des Transportbandes nach der Multiskalenanalyse in drei Schritten:

- 1) Mikroskala (Elementarzelle)
- 2) Mesoskala (Zelle mit Umgebungsmatrix)
- 3) Makroskala (Vollständige Struktur)

Im kleinsten Maßstab, der Mikroskala, steht die Elementarzelle im Vordergrund, die auf Faserebene die mechanischen Eigenschaften beinhaltet. Als Grundlage der Modellierung dienen Informationen zur Fasergeometrie, wie beispielsweise der Durchmesser und die Packungsart, die sich an den geometrischen Gegebenheiten des betrachteten Transportbandes orientieren. Die dabei modellierte Geometrie wird anschließend mit Materialgesetzen versehen, die in Materialprüfungen der Einzelkomponenten ermittelt wird. Für diesen Schritt stehen Versuchsdaten des Transportbandherstellers zur Verfügung. Die Berechnung der mechanischen Eigenschaften erfolgt mittels der FEM.

In der darauf aufbauenden Mesoskala wird eine repräsentative Elementarzelle modelliert, welche die Fäden und die umgebende Elastormatrix beinhaltet. Dabei werden die zuvor ermittelten Fasereigenschaften zu einem Faden homogenisiert und der geometrischen Repräsentation der Fäden als Materialgesetze einbeschrieben. Hierbei ist ebenso die Welligkeit zu berücksichtigen, wie auch die auftretenden Querschnittsänderungen und die lokalen Materialorientierungen. Mit Hilfe von Zugversuchen am realen Material können die mechanischen Eigenschaften für die Modellbestandteile der Elastormatrix erfasst werden. Anschließend erfolgt die FEM-Berechnung der mechanischen Eigenschaften aller Bestandteile im Verbund. Abbildung 7 zeigt das hervorgehende Modell der Mesozelle, bestehend aus den Kett- und Schussfäden, der Zwischenschicht, der Deckschicht und der umgebenden Matrix.

Durch die FEM-Berechnung der Mesozelle werden die Materialeigenschaften der nächsthöheren Makroskala ermittelt.

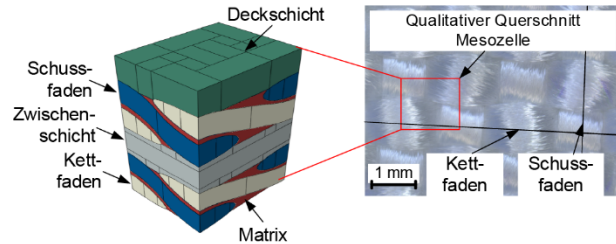


Abbildung 7. Ableitung der Mesozelle

Die wiederholte Homogenisierung erlaubt eine Vereinfachung der Geometrie, ohne dass maßgebliche Materialeigenschaften unzulässig vereinfacht werden. Das Transportband stellt aufgrund seiner Abmessungen und der eingeleiteten Lasten den mechanischen Fall einer Scheibe dar, welche als ebenes Flächentragwerk eine geringe Dicke im Vergleich zu den Seitenlängen aufweist. Die Belastung erfolgt dabei lediglich in der Ebene. Daher kann das Transportband in der FEM als Schalelement modelliert werden. Durch Vergleich der Steifigkeiten zwischen Modell und realem Transportgurt erfolgt die Transportbandmodellierung. Ausgehend von diesem Ergebnis lässt sich die Krafteinleitung durch den Motor in das Transportband bei der Förderung eines Stückguts darstellen.

Durch den parametrischen Aufbau können sämtliche Ein- und Ausgangsparameter variiert werden, so dass ein breites Anwendungsspektrum von Fördererszenarien erfasst werden kann. Den Unterschied bei der Krafteinleitung zwischen konventionellem Antrieb und Lineardirektantrieb mit verschraubten Läuferelementen zeigt Abbildung 8 als Ergebnis der FEM-Simulation.

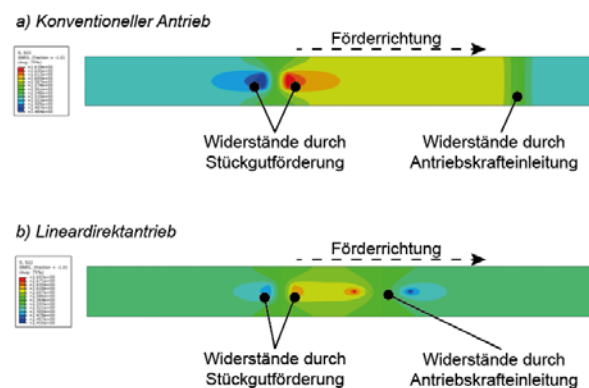


Abbildung 8. Qualitativer Verlauf der Krafteinleitung in das Transportband (FEM-Ergebnisse)

Beim konventionellen Antrieb (Abbildung 8 a) zeigt sich an den Rändern des Transportbandes eine konstante Beanspruchung in Förderrichtung, in Folge der Transportbandvorspannung. Im Bereich der rechten Umlenkt-

rommel erfolgt die Einleitung der Antriebskraft, welche an den Widerständen durch die Antriebskrafteinleitung zu erkennen ist. Ab diesem Bereich steigt die Transportbandspannung und setzt sich bis zu dem Bereich der Stückgutposition links fort. Die Widerstände der Stückgutförderung haben zur Folge, dass vor dem Stückgut eine Spannungskonzentration entsteht, während im hinteren Bereich nach dem Stückgut eine Absenkung der lokalen Spannungen auftritt.

Beim Antrieb mittels Lineardirektantrieb (Abbildung 8 b) erzeugen die Widerstände der Stückgutförderung einen ähnlichen Verlauf wie beim konventionellen Antrieb. Aufgrund der Krafteinleitung zentrisch zur Mittelachse des Transportbandes entsteht in Förderrichtung nach dem Antrieb eine lokale Spannungsüberhöhung, während vor dem Antrieb eine Spannung auftritt, die kleiner ist als die Vorspannung.

Der Grund für diese Art von Verteilung liegt am Prinzip von Saint-Venant, welches die Spannungsverteilung in einem Körper beschreibt, der an einem Rand mit einer Zugspannung belastet wird [Bal10]. Abbildung 9 veranschaulicht das Prinzip anhand eines einseitig eingespannten Körpers, an dessen rechtem Ende eine Kraft angreift, ausgedrückt durch den Spannungszustand σ_0 .

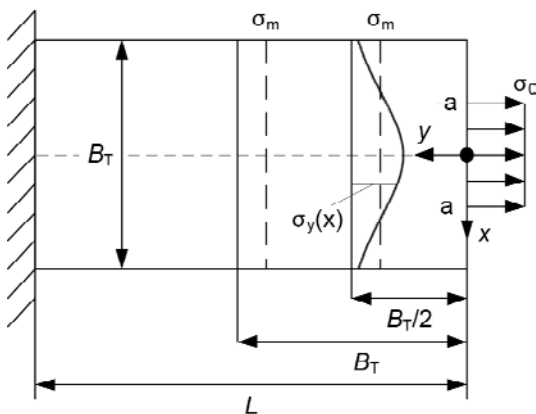


Abbildung 9. Prinzip von Saint-Venant in Anlehnung an [Bal10]

Die Spannungsverteilung in Folge dieser Randstörung entwickelt sich in einem definierten Bereich von der Spannungskonzentration im unmittelbaren Bereich der Krafteinleitung zu einer gleichmäßigen Verteilung der Spannungen auf den gesamten Querschnitt des Körpers. Die Länge des Bereiches der Spannungshomogenisierung ist ausschließlich von der Breite B_T des Körpers abhängig und entspricht mit hinreichender Genauigkeit dem Betrag der Breite. Das bedeutet, dass in einem Körper eine gleichmäßige Spannungsverteilung auf dem Querschnitt vorliegt, wenn dieser Querschnitt um mindestens den Betrag der Breite des Körpers von der Stelle der Krafteinleitung entfernt ist. Für den dargestellten Körper gilt, dass seine Dicke kleiner als seine Breite ist und ein ebener

Spannungszustand vorhanden ist. Durch die Untersuchung der Spannungsverteilung in Folge der Krafteinleitung wird klar, dass die Zugspannungen im Transportband nach einer Lauflänge von B_T eine gleichmäßige Verteilung aufweisen. Somit lässt sich nach dem Prinzip von Saint-Venant eine modellhafte Vorstellung der Spannungsverteilung aufstellen, die durch die Krafteinleitung verursacht wird. Für die Beurteilung der optimalen Kraftverteilung an der Schnittstelle Transportband-Läuferelement werden drei verschiedene Arten der Krafteinleitung untersucht:

- Konventioneller Antrieb: Umlenktrommel
- Lineardirektantrieb: verschraubte Läufer
- Lineardirektantrieb: beidseitig vernähte Läufer mit separatem Zuggurt als Zwischenschicht

Die Ergebnisse der absoluten Werte der Spannungsverläufe am Entstehungsort sind über der Breite des Transportbandes in Abbildung 10 dargestellt.

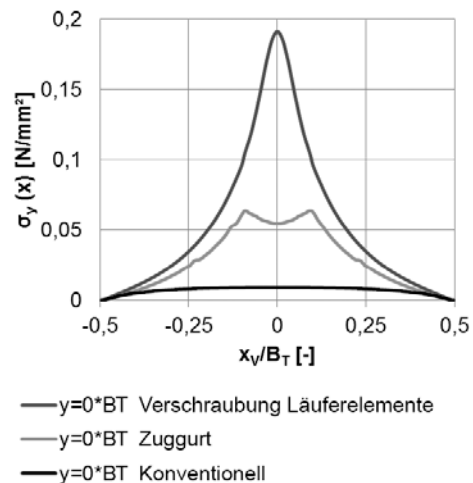


Abbildung 10. Spannungsverläufe der verschiedenen Krafteinleitungen

Daraus wird deutlich, dass die Verschraubung der Läuferelemente eine signifikant stärkere Spannungskonzentration im Transportband verursacht, als die beiden anderen Antriebsvarianten. Der konventionelle Antrieb weist eine maximale Spannung von 4,98 % der maximalen Spannung im Falle der verschraubten Läuferelemente auf. Der Anstieg der Zugspannungen für den Fall des Zuggurtes mit den vernähten Läuferelementen beträgt lediglich 32,7 % der maximalen Spannung der verschraubten Läuferelemente. Die beiden Maxima rechts und links der Transportbandmitte sind auf die Krafteinflüsse zurückzuführen, welche über die beidseitigen Nahtstellen in das Transportband ausgeübt werden. Aufgrund dieser Ergebnisse wird das Breitenverhältnis k_B definiert, das die Breite der Krafteinleitung B_L auf die Breite des Transportgurtes B_T bezieht:

$$k_B = \frac{B_L}{B_T}$$

In Tabelle 1 wird das Breitenverhältnis der erprobten Befestigungskonzepte und des konventionellen Antriebs berechnet.

Tabelle 1. Berechnung des Breitenverhältnisses

Antriebsart	B_L in mm	B_T in mm	k_B in (-)
Konventionell	500	500	1,000
Lineardirektantrieb (verschraubt)	15	500	0,030
Lineardirektantrieb (vernäht mittels Zuggurt)	91	500	0,182

Aus Tabelle 1 folgt, dass eine Maximierung des Breitenverhältnisses k_B anzustreben ist. Da die Gurtbreite konstruktiv für die jeweilige Anwendung festgelegt ist, muss für die Entwicklung der Schnittstelle Transportband-Läuferelement die Breite der Krafteinleitung erhöht werden. Neben einer homogenen Kraftverteilung kann dadurch die Transportbandlebensdauer erhöht werden.

3.2 BEFESTIGUNGSKONZEPT

Die Verbindung Läuferelement-Transportband ist für die Übertragung der gesamten Vorschubkraft vom Lineardirektantrieb auf das Transportband verantwortlich. Für einen störungsfreien Betrieb sind folgende Anforderungen erforderlich:

- Hohes Breitenverhältnis k_B (siehe Abschnitt 3.1)
- Werkstoffeigenschaften der Läuferelemente: hohe elektrische Leitfähigkeit und hohe magnetische Permeabilität
- Einhaltung der Polteilung des Lineardirektantriebs
- Temperaturbeständigkeit
- Übertragung von Kräften und Momenten

Um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erzielen sind möglichst weichmagnetische Läuferelemente einzusetzen, die eine hohe elektrische Leitfähigkeit und eine hohe magnetische Permeabilität aufweisen. Dabei ist gleichzeitig eine Volumenmaximierung des Körpers anzustreben. Beim Konzept mit verschraubten Läuferelementen führen Bohrlöcher zur Verringerung des weichmagnetischen Volumens. Entsprechende FE-Simulationen belegen, dass bei einem Bohrdurchmesser von 6 mm mit einer Verringerung der Gesamtvorschubkraft des Linear-

direktantriebs um ca. 23 % zu rechnen ist. Der Grund liegt in der Reduzierung des flussführenden Querschnitts des Läuferelements. Auch wenn im Praxisfall eine eingedrehte Schraube zur Flussführung positiv beiträgt und damit den Querschnitt vergrößert, wird das Eisen des Läuferelements im Bereich des geringsten zur Verfügung stehenden Querschnitts stärker absättigen, zumal die Schraube das Loch nicht vollständig ausfüllen wird [Jas14].

Der Aufbau des Lineardirektantriebs gibt eine feste Polteilung von 30 mm vor, die nach Möglichkeit genauestens eingehalten werden sollte, um eine Reduktion des Wirkungsgrades zu vermeiden. Flexible Transportbänder werden im Allgemeinen durch Vorspannung um ca. 0,3-0,5 % gedehnt, um ein Durchrutschen an den Umlenktrommeln zu vermeiden. Die Verbindung muss demnach in der Lage sein dieser Längenänderung während des Betriebs standzuhalten. Durch Induktion von Wirbelströmen im Läuferelement entsteht eine Wärmeentwicklung, die bis zu 75 °C betragen kann. Demnach muss die Schnittstelle eine Temperaturbeständigkeit bis zu dieser Temperatur aufweisen. Die Hauptaufgabe der Schnittstelle ist die Übertragung von Kräften. Abhängig von der geometrischen Ausrichtung des Läuferelements zum Statoraktivteil können ungleichmäßig wirkende Kräfte auftreten, die eine Momenten-Beanspruchung verursachen und ein unerwünschtes Verkippen begünstigen.

Abgeleitet aus den genannten Anforderungen werden unterschiedliche Befestigungsvarianten entwickelt und hinsichtlich der Anforderungserfüllungen bewertet. In Zusammenarbeit mit dem Transportbandhersteller wird die vielversprechendste Lösungsvariante ausgewählt, die in Abbildung 11 gezeigt ist.

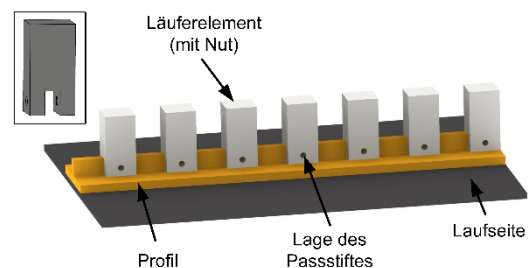


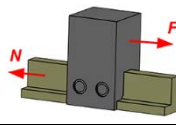
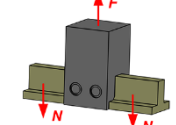
Abbildung 11. Lösungskonzept mit T-Profil

Hierbei wird ein durchgängiges T-Profil mittels Ultraschallschweißverfahren in Längsrichtung auf die textile Laufseite des Transportbandes aufgeschweißt. Die Läuferelemente werden dabei in der Höhe verlängert und mit einer Nut versehen, so dass sie formschlüssig auf das T-Profil aufgesetzt werden können. Durch die Höhenverlängerung wird ebenfalls der Wirkungsgrad im Statoraktivteil des Motors nicht nachteilig beeinflusst. Die formschlüssige Befestigung der Läuferelemente erfolgt mittels Passstiften quer zur Förderrichtung. Zur Erhöhung der Steifigkeit gegenüber etwaigen Kippmomenten werden je

Läuferelement zwei Passstifte eingesetzt. Für die Quantifizierung der mechanischen Eignung des Befestigungskonzepts werden Versuche durchgeführt, die im Folgenden kurz vorgestellt werden. Die Mindestanforderungen der mechanischen Eigenschaften sind für den ungünstigsten Betriebsfall angenommen, in welchem durch eine Blockade die volle Vorschubkraft auf die Läuferelemente ausgeübt wird. Im idealisierten Fall beträgt die auf die Läuferelemente wirkende Kraft 200 N.

Zur Quantifizierung der Verbindung zwischen dem T-Profil und den Läuferelementen werden Ausreißversuche durchgeführt mit zwei unterschiedlichen T-Profilwerkstoffen. Tabelle 2 zeigt die Ergebnisse der Ausreißversuche, bei welchen die Grenzen der möglichen Belastung bis zum Versagen der Verbindung ermittelt sind. Die Versuchsdurchführung ist dabei an DIN 53504 zur Prüfung von Elastomeren angelehnt [DIN09].

Tabelle 2. Ergebnisse der Ausreißversuche

Beanspruchung	T-Profilwerkstoff	$F_{e,max}$ in N	$F_{p,0}$ in N
	Polyester	300	420
	Polyurethan	450	600
	Polyester	270	490
	Polyurethan	450	1000

Die Ausreißversuche werden weggeregelt mit zwei unterschiedlichen Profilwerkstoffen vorgenommen bei jeweils zwei Beanspruchungskonfigurationen. In der ersten Konfiguration wird das T-Profil einseitig eingespannt und das Läuferelement in Richtung des Kraftvektors F mit konstanter Verfahrensgeschwindigkeit beansprucht. Für die beiden Profilwerkstoffe kann damit zum einen der elastische Bereich $F_{e,max}$ ermittelt werden, bei welchem der Dehnungseffekt durch Rücknahme der Belastung vollständig reversierbar ist. Der plastische Bereich $F_{p,0}$ kennzeichnet die obere Grenze, ab welcher ein vollständiges, plastisches Versagen des Profils eintritt. In der zweiten Konfiguration erfolgt eine beidseitige Einspannung des Profils, während das Läuferelement senkrecht zur Förderichtung beansprucht wird. Aus den Ergebnissen wird deutlich, dass sowohl im elastischen Bereich als auch im Bereich des plastischen Versagens der Profilwerkstoff Polyurethan gegenüber dem Werkstoff Polyester überlegen ist. Die Passstifte selbst bleiben trotz des Versagens beider Werkstoffe unbeschädigt. Anhand der Ergebnisse lässt sich zudem erkennen, dass die angenommene Maximalbelastung von 200 N eine Dehnung im elastischen Bereich bewirkt. Daraus folgt die Annahme, dass die Verbindungen zwischen den Läuferelementen und dem T-Profil der Maximalbelastung unbeschädigt standhalten.

Um Aussagen über die Belastbarkeit der Verbindung zwischen T-Profil und Transportband treffen zu können, wird die Lagentrennfestigkeit in Anlehnung an DIN 53530 [DIN81] zwischen T-Profil und Transportband überprüft. Die erreichbare Trennfestigkeit einer aufgeschweißten Verbindung hängt sowohl von den Herstellungsparametern, als auch von der Transportband- und T-Profilbeschaffenheit ab. Trotz Verwendung unterschiedlicher T-Profilwerkstoffe sind die Ergebnisse vergleichbar. Bei allen Proben zeigen sich vergleichbare Schadensbilder entsprechend Abbildung 12.

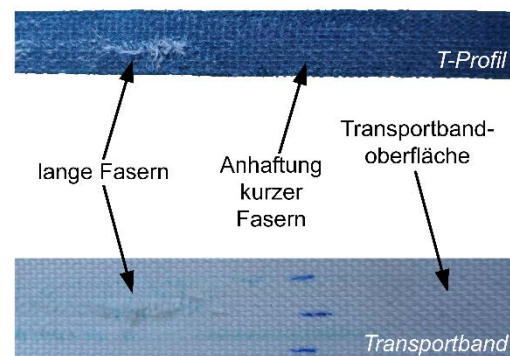


Abbildung 12. Schadensbilder bei der Lagentrennfestigkeitsuntersuchung

Durch das Verschweißen hat sich die Gewebestruktur des Transportbandes auf die Unterseite der T-Profile übertragen. Im Schadensbild sind lange Fasern zu erkennen, die auf ein lokales Herausreißen der textilen Leinwandbindung hindeuten. Die Anhaftung der kurzen Fasern findet sich in korrespondierenden, unbeschädigten Transportbandbereichen. Als Ergebnis folgen für die verwendete T-Profil-Fußbreite von 12 mm eine Mindesttrennfestigkeit von 96 N bei allen Profilwerkstoffen. Die Verbindung zwischen T-Profil und Transportband weist demnach eine Lagentrennfestigkeit von 8 N/mm auf. Dieser Wert liegt über den vom Hersteller vorgegebenen Mindesttrennfestigkeitswert von 4 N/mm für ähnliche Materialpaarungen.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das vorgestellte Konzept über längs aufgeschweißte T-Profile im Hinblick auf die mechanischen Eigenschaften geeignet ist die Läuferelemente mit dem Transportband formschlüssig zu verbinden und mit Kräften und Momenten zu beaufschlagen. Die Temperaturbeständigkeit wurde unter statischer Belastung bis zu 120 °C geprüft. Weder Verformungen des Materials noch Einbußen in den mechanischen Eigenschaften waren messtechnisch zu ermitteln. Die Einhaltung der Polteilung ist von der Präzision der Lochabstände für die Passstifte abhängig. Mit hinreichender Fertigungsgenauigkeit im Vorfeld kann eine konstante Polteilung gewährleistet werden. In Abschnitt 3.1 geht als Ergebnis für eine optimale Krafteinleitung ein möglichst hohes Breitenverhältnis k_B hervor.

Aufgrund der feststehenden Gurtbreite B_T ist dabei die Breite der Krafterleitung B_L zu maximieren. Das gewählte T-Profil, welches mittels Strangpressverfahren hergestellt wird, kann von der Fußbreite beliebig breit gewählt werden ohne das Betriebsverhalten negativ zu beeinflussen. Abhängig von der Anwendung kann die Fußbreite in einem späteren Schritt variiert werden, um ein optimales Verhältnis zwischen Fertigungsaufwand und Krafterleitungsnivellierung zu erzielen.

4 SCHNITTSTELLE ANTRIEB-LÄUFERELEMENTE

Neben einer ausreichend dimensionierten Schnittstelle zwischen Transportband und Läuferelemente ist der Aufbau einer funktionsfähigen Führungseinrichtung zwischen Statoraktivteil und Läuferelemente erforderlich, um den Reibungseinfluss zwischen diesen beiden Körpern auf ein Minimum zu reduzieren.

Aufgrund der Magnetisierung der Stators (siehe Abbildung 4) ergibt sich neben der Reluktanzkraft auch eine magnetische Normalkraftkomponente. Ein doppelseitiger Aufbau des Stators führt prinzipiell dazu, dass sich die Normalkräfte zwischen dem Läuferelement und dem jeweiligen Stator in Form eines labilen Gleichgewichts gegenseitig kompensieren. Für eine vollständige Kompensation ist allerdings eine exakt mittige Positionierung der Läuferelemente erforderlich, die mit einer wirtschaftlichen Fertigung aufgrund von Toleranzen nicht realisierbar ist. In der Auslegung hat der Hybridmotor einen theoretischen, beidseitigen Luftspalt von 0,6 mm. Fertigungstechnisch weicht dieser allerdings um $\pm 0,1$ mm ab aufgrund des Aufbaus, bestehend aus gestapelten Elektroblechen. Weicht das Läuferelement von der idealen, mittigen Position ab, steigt die Normalkraft linear zur Abweichung stark an. Den Zusammenhang zwischen der resultierenden Normalkraft in Abhängigkeit von der Abweichung des Läuferelements zur mittigen Position zeigt Abbildung 13.

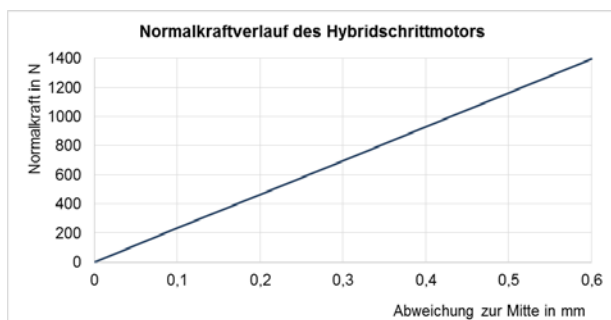


Abbildung 13. Normalkraftverlauf des Hybridschrittmotors

Bei einer Abweichung von beispielsweise um 0,4 mm zeigen die simulativen und durch Versuche abgesicherten Ergebnisse, dass eine Normalkraft von 930 N auf das Läuferelement wirkt. Deshalb ist auch bei dem

gewählten doppelseitigen Aufbau eine Führung unabhängig [Jas14]. Im Rahmen der Untersuchungen werden drei verschiedene Führungskonzepte entwickelt, die prototypisch im Hybridmotor implementiert sind. Abbildung 14 zeigt einen Ausschnitt des Hybridmotors mit den jeweiligen Führungskonzepten. Die Förderrichtung der Läuferelemente ist in die Bildebene hinein oder heraus, abhängig von der Richtung des Wanderfelds, erzeugt durch den Frequenzumrichter.

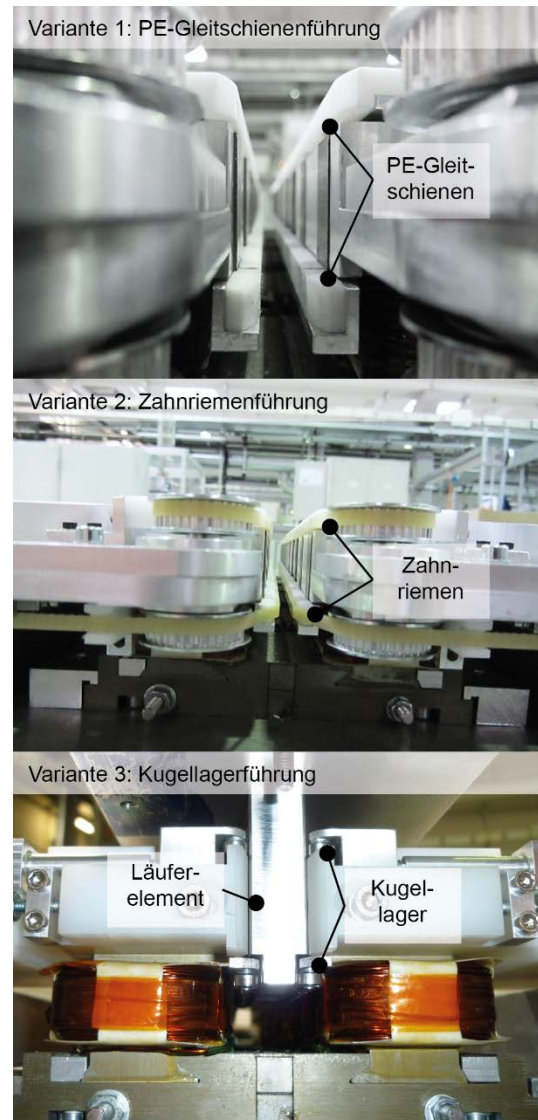


Abbildung 14. Führungsvarianten

Bei Führungsvariante 1 wird virginales Polytetrafluorethylen (PTFE) als beidseitiges Gleitelement genutzt. Die Läuferelemente werden damit innerhalb des Hybridmotors an den unteren und oberen Kanten abgestützt. Von Vorteil bei dieser Variante sind der einfache Aufbau und der geringe zu erwartende Reibverlust, der im Wesentlichen von der Gleitpaarung des Läuferelementwerkstoffs und der Gleitschienenoberfläche abhängt. Die Gleitschie-

nen sind dabei an stufenlos verstellbaren Einstellvorrichtungen befestigt, damit der Spalt zwischen Führung und Läuferelementen während der Versuche variiert werden kann. Um die Läuferelemente beim Eintritt in den Wirkbereich des Motors zu zentrieren, ist ein entsprechender Einlaufbereich an den Gleitschienen durch Rundungen vorgesehen. Damit soll beim Übergang in den Hybridmotor eine erhöhte Reibungsbelastung oder gar Blockade vermieden werden. Technisch ist besonders das geringe Adhäsionsvermögen von Vorteil. Daraus resultiert die geringe Reibung zwischen PTFE und anderen Werkstoffen. Der Reibkoeffizient der Materialpaarung Stahl/PTFE kann für sehr kleine Geschwindigkeiten zu $\mu_G(\text{Stahl/PTFE}) = 0,05$ angenommen werden. Ab einer Geschwindigkeit von $v \approx 0,8$ m/s nähert sich der Gleitreibungswert $\mu_G(\text{Stahl/PTFE}) \approx 0,25$ an. Außerdem sind bei PTFE die Koeffizienten für dynamische und statische Reibung gleich. Somit tritt kein Stick-Slip-Effekt auf. Die Reibverluste der PTFE-Gleitführung ergeben sich daraus, dass die Läuferelemente auf den Führungsleisten aus PTFE durch den Motor gleiten. Obwohl sehr detaillierte Angaben zu den Gleitreibungseigenschaften von Stahl/PTFE in der Literatur existieren, ist jedoch dieser Wert neben der Geschwindigkeit zusätzlich von der Flächenpressung abhängig [Dom12]. Demnach können die Reibverluste nur durch praktische Messergebnisse ermittelt werden.

Mittels einer starren Platte und darauf befestigten Läuferelemente wurden die Kräfte ermittelt, welche erforderlich sind die Läuferelemente durch den Motor zu befördern. Für eine Geschwindigkeit von 0,05 m/s betragen die Reibungsverluste pro Segment 25 N. Umgerechnet auf die gesamte Motorlänge ergibt sich ein gesamter Verlust in Folge von Reibung zu 154 N. Dies entspricht ca. 88 % der verfügbaren Leistung des Hybridmotors. Bei höheren Geschwindigkeiten steigt der Gleitreibungswert von PTFE zu Stahl an, so dass diese Führungsvariante nicht geeignet ist die gewünschten 2 m/s zu erreichen. Bei Führungsvariante 2 soll der Reibungsverlust, der zwischen den Läuferelementen und der Führung entsteht, auf einen umlaufenden Zahnriemen aus verschleißfestem Polyurethan (PU) übertragen werden.

Die Läuferelemente werden sowohl an der oberen als auch an der unteren Kante von dem Zahnriemen über die gesamte Länge des Motors geführt. Der Zahnriemen wird im Führungsbereich von Schienen gestützt. Ziel dieser Führungsvariante ist die gezielte Einstellung eines günstigen Gleitreibungskoeffizienten zwischen dem Zahnriemen und der Stützschiene, damit die am Zahnriemenrücken geführten Läuferelemente möglichst reibungsfrei durch den Hybridmotor befördert werden. Darüber hinaus kann für die Läuferelemente ein nahezu beliebiger Werkstoff gewählt werden, da die Führungsreibung hauptsächlich durch die Gleitpaarung zwischen Zahnriemen und Gleitschiene bestimmt wird. Für den Gleitreibungswert gilt: $\mu_G(\text{Stahl/PU}) = 0,8 \dots 1,3$ und $\mu_G(\text{PU/PTFE}) = 0,25 \dots 0,38$.

Auch hier hängt die Reibung von der Geschwindigkeit und der Flächenpressung ab. Messungen ergeben, ähnlich zu den Versuchen mit der Gleitschiene, dass der Reibungsverlust pro Segment 60,7 N beträgt. Hochgerechnet auf den gesamten Motor ergibt dies einen Führungsverlust von 364,2 N. Dies entspricht ca. 200 % der Antriebskraft des Hybridmotors. Demnach ist diese Führungsvariante nicht praktikabel. Die dritte Führungsvariante basiert auf kleinen Rillenkugellagern, welche entlang der Segmente oben und unten in einer fortlaufenden Reihe eingebaut sind. Die Kugellager sind auf einer gemeinsamen Schiene verbaut, über welche der Luftspalt stufenlos zu den Läuferelementen eingestellt werden kann. Für erste Untersuchungen werden Leisten mit jeweils 14 Kugellagern verwendet, um die Führung innerhalb eines Motorsegmentes zu gewährleisten. Der Hybridmotor besteht insgesamt aus sechs Motorsegmenten, bestehend aus jeweils zwei Statorpaaren. Die Kugellagerführung erreicht ebenfalls bei einer Vorschubgeschwindigkeit von 0,05 m/s einen Reibungsverlust von 2,5 N für ein Segment. Hochgerechnet auf den gesamten Hybridmotor ergibt dies einen Verlust von 15,4 N. Dies entspricht 8,8 % der generierten Vorschubkraft von 175 N. Nachteilig an dieser Führungsvariante ist die bauliche Veränderung der Positionierung des Hybridmotors, wodurch der gesamte Aufbau um 7 mm ansteigt. Ebenfalls nachteilig ist der hohe Preis der Kugellager, wodurch bei aktueller Preislage pro Segment Kugellager im Wert von ca. 400 EUR verbaut werden. Vorteilhaft ist die Lebensdauer der Lager, da diese weit unter dem Nennbereich des Herstellers betrieben werden und somit mit geringem Verschleiß zu rechnen ist.

5 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Gegenstand der vorliegenden Untersuchung war die Entwicklung eines alternativen Antriebskonzepts für Transportbandsysteme. Dabei wurde ein Lineardirektantrieb entwickelt, mit welchem die Vorschubkräfte verteilt über die Förderstrecke in das Transportband eingeleitet werden können. Im Gegensatz zu konventionellen Antriebssystemen mittels angetriebener Trommel können sowohl die Transportbandvorspannung, als auch die örtlichen Belastungsspitzen im Transportband gesenkt werden. Dadurch lassen sich bei gleicher Anwendung entweder kostengünstigere Transportbänder mit einer geringeren Zugfestigkeit oder längere Förderstrecken ohne die Notwendigkeit von Übergabestellen im Vergleich zum konventionellen Antriebskonzept umsetzen.

In Zusammenarbeit zwischen dem Institut für Transport- und Automatisierungstechnik und dem Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik der Leibniz Universität Hannover wurde zunächst ein Lineardirektantrieb auf Basis der permanentmagneterregten Synchronmaschine entwickelt, mit welchem es möglich ist Transportbänder aus Kunststoff-Modulen anzutreiben. Für längere Transportbänder ist dieses Antriebskonzept mit

hohen Kosten verbunden, da auf den am Transportband befestigten Läuferelementen Permanentmagnete erforderlich sind. Als zweite Antriebsvariante wurde daher das Prinzip des Hybridmotors verfolgt, welcher die Vorteile des guten Wirkungsgrads bei permanentmagneterregter Maschinen mit den denen der Reluktanzmotorprinzipien vereint. Bei dieser Motorvariante lassen sich die Permanentmagnete im feststehenden Statoraktivteil des Motors unterbringen. Die Verwendung von flexiblen Transportbändern beim Hybridmotor hat zunächst gezeigt, dass ein hoher Anteil der Vorschubkraft für die die Kompensation der Bewegungswiderstände erforderlich ist.

Um einen linearmotorischen Betrieb bei flexiblen Transportbändern zu ermöglichen ist die Untersuchung des Krafteinleitungspfad des vom Motor in das Transportband erforderlich. Für eine praxisnahe Abbildung wurde die Finite-Elemente-Methode verwendet. Mittels der Multiskalenanalyse kann das Transportband ausgehend von Elementarzellen modelliert werden, welche aufgrund ihrer periodischen Struktur durch Aneinanderreihung die Eigenschaften des gesamten Transportbandes abbilden. Ausgehend von diesem Modell lässt sich die Krafteinleitung für verschiedene Antriebskonzepte vom Motor bis in das Transportband bei der Förderung von Stückgütern darstellen. Die beim linearmotorischen Antrieb vorliegende Spannungsverteilung im Transportband lässt sich durch das Prinzip von Saint-Venant begründen. Demnach liegt in einem Körper eine gleichmäßige Spannungsverteilung auf dem Querschnitt vor, wenn dieser Querschnitt um mindestens den Betrag der Breite des Körpers von der Stelle der Krafteinleitung entfernt ist. Aus der Simulation verschiedener Befestigungsprinzipien von Läuferelementen auf das Transportband geht hervor, dass für eine optimale Kraftverteilung die Breite der Krafteinleitung maximiert werden muss. Aus diesem Ergebnis wurde eine Lösungsvariante entwickelt, bei welcher die Läuferelemente formschlüssig über ein Zwischenprofil mit dem Transportband verbunden sind. Mechanische Untersuchungen zur Ausreißfestigkeit und der Lagentrennfestigkeit der unterschiedlichen Werkstoffe zeigen, dass das vorgestellte Lösungskonzept geeignet ist im linearmotorischen Betrieb eingesetzt zu werden.

Weiterhin wurde die Schnittstelle zwischen dem Transportband und den Läuferelementen untersucht. Mit Messungen belegte Simulationen zeigen, dass eine Abweichung der mittigen Position der Läuferelemente zu einem signifikanten Anstieg an seitlich wirkenden Normalkräften führen. Dadurch wird die Bedeutung einer funktionsfähigen Führungseinrichtung zwischen den Läuferelementen und dem Statoraktivteil des Motors unterstrichen. In der vorliegenden Untersuchung wurden drei verschiedene Führungskonzepte entwickelt, die prototypisch im Hybridmotor implementiert sind. Anhand von Messungen im Teilbereich des Motors lässt sich eine Prognose auf die Reibungsverluste über der gesamten Länge des Motors treffen. Hierbei zeigt die Führungsvari-

ante, bei welcher die seitliche Abweichung von Läuferelementen mittels Kugellagern kompensiert wird, die vorteilhaftesten Ergebnisse. Hochskaliert auf den Motor sind 8,8 % der erzeugten Vorschubkraft für die Reibungsverluste im Führungsbereich verantwortlich.

Im Rahmen dieser Untersuchung konnte gezeigt werden welche technischen Herausforderungen für den linearmotorischen Antrieb zu lösen sind. Als Ergebnis liegen vielversprechende Lösungsansätze vor, mit welchen ein gesamtes mit Läuferelementen bestücktes Transportband aufgebaut werden kann. Nach Umsetzung der Kugellager-Führungsvariante für den gesamten Motor können im nächsten Schritt Messungen hinsichtlich der Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems durchgeführt werden. Dadurch können die theoretisch ermittelten Vorteile von Linear Direktantrieben praxisnah mit den Eigenschaften konventioneller Antriebskonzepte verglichen werden.

LITERATUR

- [All76] Alles, R.: Zum Zwischenantrieb von Gurtförderern mittels angetriebener Tragrollen und Linearmotoren. Hannover: Dissertation in der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität Hannover 1976.
- [Bal10] Balke, H.: Einführung in die Technische Mechanik. Festigkeitslehre. Berlin Heidelberg: Springer 2010.
- [Del09] Delfmann, W.: Entschleunigt, einfach, dezentral – ein Paradigmenwechsel in der Logistik. In: Wimmer, T.; Wöhner, H.: 26. Deutscher Logistik-Kongress, Kongressband 2009. Hamburg: Deutscher Verkehrsverlag 2009, S. 535-554.
- [DIN09] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN 53504: Prüfung von Kautschuk und Elastomeren. Berlin: Beuth 2009.
- [DIN81] Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN 53530: Trennversuch an haftend verbundenen Gewebelagen. Berlin: Beuth 1981.
- [Dom12] Dominghaus, H. et al.: Kunststoffe. Eigenschaften und Anwendungen, Heidelberg: Springer 2012.
- [Jas14] Jastrzembki, J.-P.: Synchrone Linear-Direktantriebe für Förderbänder. Dissertation der Fakultät für Elektrotechnik und Informatik der Leibniz Universität

Hannover. Düsseldorf: VDI Verlag 2014.

- [Jod12] Jodin, D.; ten Hompel, M.: Sortier- und Verteilsysteme – Grundlagen, Aufbau, Berechnung und Realisierung. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg 2012.
- [Kra11] Krause, F.; Katterfeld, A.: Stetigförderer. In: Grote, K.-H. (Hrsg.); Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Springer 2011, S. U55-U67. ISBN: 978-3-642-17305-9
- [Mar11] Martin, H.: Transport- und Lagerlogistik – Planung, Struktur, Steuerung und Kosten von Systemen der Intralogistik. Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2011.
- [Ove09] Overmeyer, L.; Ventz, K.; Falkenberg, S.: Kleinskalige, multidirektionale Transportmodule für den Einsatz in der Intralogistik. In: Logistics Journal: Vol. 01/2009.
- [Rev08] Rolfes, R. et al.: Material and Failure Models for Textile Composites. In: Camanho, P. P. et al. (Hrsg.): Mechanical response of composites. Berlin: Springer 2008, S. 27-56.
- [Rom11] Römisch, P.: Materialflusstechnik – Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen der Fördertechnik. Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2011.
- [Wag11] Wagner, G.; Marquardt, H.-G.; Scholten, J.; Wehking, K.-H.; Schmidt, T.: Grundlagen Fördertechnik. In: Grote, K.-H. (Hrsg.); Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Springer 2011, S. U1-U32. ISBN: 978-3-642-17305-9

Address: Leibniz Universität Hannover, Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, An der Universität 2, 30823 Garbsen, Germany,
Phone: +49 511 762-2545, Fax: +49 511 762-4007,
E-Mail: Misel.Radosavac@ita.uni-hannover.de

Prof. Dr.-Ing. Ludger Overmeyer, Head of the Institute of Transport and Automation Technology, Leibniz Universität Hannover. Ludger Overmeyer was born in 1964. Between 1984 and 1991, he studied Electrical Engineering at the Leibniz Universität Hannover. In 1996, he finished his doctorate in Mechanical Engineering at the Leibniz Universität Hannover. From 1997 to 2001 he worked as project manager, division manager and head of research and development at Mühlbauer AG in Roding, Germany. Since 2001 Ludger Overmeyer is professor at the Institute of Transport and Automation Technology of the Leibniz Universität Hannover.

Address: Leibniz Universität Hannover, Institut für Transport- und Automatisierungstechnik, An der Universität 2, 30823 Garbsen, Germany,
Phone: +49 511 762-3524, Fax: +49 511 762-4007,
E-Mail: Ludger.Overmeyer@ita.uni-hannover.de

Dipl.-Ing. Mišel Radosavac, Research Assistant at the Institute of Transport and Automation Technology, Leibniz Universität Hannover. Mišel Radosavac was born in 1984. Between 2003 and 2010, he studied Mechanical Engineering at the Technische Universität München.