

# Neuartiges Hochgeschwindigkeitsfördersystem für den Palettentransport

Innovative high-speed conveyor system for pallet transport

**Artur Katkow**  
**Markus Schröppel**

*Institut für Fördertechnik und Logistik  
Abteilung Maschinenentwicklung und Materialflussautomatisierung  
Universität Stuttgart*

**I**n der Intralogistik werden beim Transport von Stückgütern häufig hohe Förderleistungen benötigt. Dabei stehen für den Transport großer Massen bisher nur Systeme zur Verfügung, die einerseits nicht die notwendigen hohen Geschwindigkeiten erreichen und andererseits Zwischenstufen mit Umladeprozessen zur Überwindung von Höhenniveaus erfordern.

*[Schlüsselwörter: Hochgeschwindigkeitsfördersystem, Unstetigförderer, schienengebunden, Palettentransport]*

**I**n intralogistics break bulk cargo applications, high performance conveying capacities are often required. Thus far, solutions for the transportation of large masses has focused only on systems that neither reach the necessary high speeds nor are able to overcome significant vertical distances during loading and unloading.

*[Keywords: high-speed conveyor system, intermittent conveyor, railbound, pallet transport]*

## 1 EINLEITUNG

Im Bereich der Intralogistik und vor allem bei logistischen Abläufen mit hoher Flexibilität und Stückgütern über 1000kg kann der Transport nur durch Stapler oder Kräne erfolgen. Bei einer Serienfertigung müssen jedoch Komponenten schnell, organisiert und ressourcenschonend bereitgestellt werden. Hierbei kommt hinzu, dass einzelne Module mitunter mehrere Fertigungsplätze passieren müssen, die oft räumlich weit auseinander liegen. In Kombination mit einem möglichen Komponentenlager ist es demnach zielführend, eigenständige, flexible und vor allem schnelle Fördersysteme für Großladungsträger einzusetzen, die derzeit jedoch am Markt nicht verfügbar sind. Eine hohe Fördergeschwindigkeit bringt große Vorteile bei der Überbrückung großer Distanzen zwischen Aufnahmepunkt und Abgabepunkt und ermöglicht dadurch eine frühere Auftragsfreigabe in den versorgenden Bereichen. Weitere Vorteile stellen kürzere Puffer-

strecken, eine Reduzierung der Durchlaufzeiten und somit schlankere Prozesse dar, die die Leistung und Auslastung der Gesamtanlage deutlich erhöhen können. Dadurch ergeben sich Vorteile im gesamten Materialflusssystem wie z.B.

- geringere Anzahl notwendiger Förderfahrzeuge
- geringere Durchlaufzeit
- größere Zeitreserven für Kommissionierung und Anpassungen der Materialflussplanung
- Reduktion von Pufferstrecken

## 2 ZIELE

Das Ziel dieses von der AiF geförderten Kooperationsprojektes war die Entwicklung eines schienengebundenen Hochgeschwindigkeitsfördersystems (HGFS) zum Transport schwerer Lasten von bis zu 1500kg mit Geschwindigkeiten von bis zu 17m/s, um die Materialflusssysteme dynamischer, zeitdefensiver und kostengünstiger gestalten zu können.

Der Transport von Gütern soll mittels selbst angetriebenen Transportfahrzeugen auf einem Schienensystem erfolgen. Durch eine formschlüssige Kraftübertragung sollen neben langen und kurzen Fahrstrecken auch Kurven- und Steigfahrten mit einem Steigungswinkel bis 45° und minimale Kurvenradien von 3m ermöglicht werden. Somit können ohne zusätzlich dazwischengeschaltete Fördertechnik unterschiedliche Höhenniveaus überwunden werden. Der Lasttransport erfolgt dabei auf einem Lastaufnahmemittel mit integriertem Neigungsausgleich und der Grundfläche einer Standard-Palettenaufnahme von 900mm x 1300mm (inklusive Ladungstoleranz).

### 3 KOMPONENTEN DES HGFS

#### 3.1 SCHIENENSYSTEM

Im Rahmen der Gesamtkonzeption wurden Untersuchungen verschiedener Schienensysteme und Profile auf ihre Eignung für die Anwendung im HGFS durchgeführt.



Abbildung 1. Doppelrohrschienensystem

Die ausgewählte Schiene (vgl. Abbildung 1) besteht aus zwei parallel angeordneten runden Stahlrohren, die nach dem Leiterprinzip durch eingeschweißte Rechteckrohre zueinander in definiertem Abstand verbunden sind. Die Rundrohre sind dabei vertikal zueinander zugeordnet. Das obere Rohr dient als Hauptfahrtschiene, während das untere Rohr die Funktionen der statischen Unterstützung des Rahmensystems übernimmt und gleichzeitig zur Lagebestimmung des Fahrzeuges genutzt wird.

Das bestimmende Kriterium bei der Wahl dieses Schienensystemes war die Möglichkeit, eine Radanordnung zu konzipieren, die hohe Querkräfte und Radaufstandskräfte aufnehmen kann und gleichzeitig das Fahrzeug optimal auf der Schiene zentriert, was einen spielfreien, ruhigen Lauf verspricht. Das Prinzip der Radanordnung wird in 3.2.1 näher erläutert. Ein weiterer wichtiger Vorteil liegt in der geringeren Fertigungstoleranz gegenüber dem alternativ zur Wahl stehenden I-Träger. Voruntersuchungen zeigten, dass für die direkt mit der Fahrtschiene verbundene Triebstockverzahnung eine verschleißarme und ruhige Funktionsweise sowie ein möglichst präziser Zahneingriff mit geringem Teilungsfehler benötigt wird.

#### 3.2 FAHRZEUGKONZEPT

Das entwickelte Fahrzeug lässt sich im Grunde in fünf einzelne Baugruppen aufteilen, die im Folgenden näher beschrieben werden. In Abbildung 2 sind die einzelnen Baugruppen dargestellt.

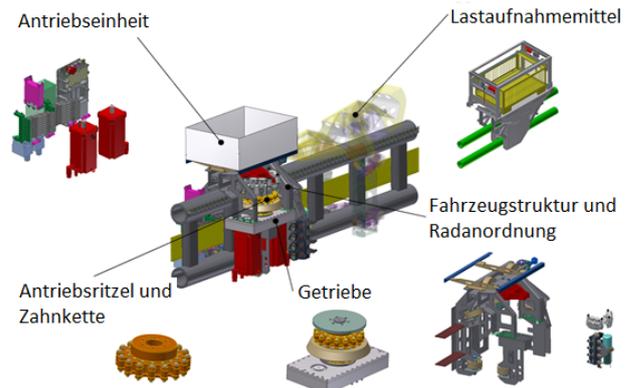


Abbildung 2. Komponenten des Fahrzeuges [IMK15]

##### 3.2.1 RADANORDNUNG

Ausgangspunkt für die Entwicklung des Fahrzeuges war zunächst die Definition der Randbedingungen des Hochgeschwindigkeitsfördersystem aus dem Lastenheft. Daraus ergeben sich Vorgaben für die einschränkenden Faktoren eines möglichen Streckenverlaufs, wie minimaler Kurvenradius, maximaler Verwindungs- und Steigungswinkel und der Fahrrohrdurchmesser, die auch das Antriebskonzept maßgeblich beeinflussen.

Radius Wanne/ Kuppe (min.) :	5000mm
Radius Kurve (links/rechts; min.):	3000mm
Kurvenneigung (maximal):	40°
Verwindung (maximal):	11°/m
Steigungswinkel (maximal):	30°

Auf dieser Basis wurde zunächst die Anordnung der Laufräder und der Antriebskomponenten untersucht. Hierbei müssen neben den Randbedingungen und Anforderungen eine Vielzahl an Einflussfaktoren mit sehr unterschiedlichen Wirkungen berücksichtigt werden, so dass zunächst verschiedene Varianten entworfen, analysiert und in einer Bewertungsmatrix gegenübergestellt wurden.

Das erste entscheidende Kriterium bei dieser Bewertung war die maximal zulässige Y-Verschiebung der Verzahnung, bei Kurven-, Wannen- und Kuppenfahrten. Diese beschreibt eine Distanzänderung zwischen Antriebsritzel und Zahnkette (siehe Kapitel 3.2.2) bei der Durchfahrt verschiedener Streckengeometrien. Hierzu wurden Simulationsuntersuchungen durchgeführt, die den maximalen Wert für die zulässige Y-Verschiebung auf  $\Delta y = \pm 4 \text{ mm}$  definieren. Durch die Einhaltung bzw. Unterschreitung dieses maximalen Wertes wird bei jedem Streckenprofil ein annähernd optimaler Zahneingriff gewährleistet, wodurch die Geräuschemission und der Verschleiß gering gehalten werden.

Anschließende geometrische Untersuchungen unter Berücksichtigung des Y-Wertes führten zur Eingrenzung des zulässigen Achsabstandes des Fahrzeuges auf einen Bereich von 300mm bis 500mm, um damit ein einwandfreies verschleißarmes Fahrverhalten zu gewährleisten.

Ein zweiter wichtiger Aspekt sind die bei Schienenfahrzeugen auftretenden abhebenden Kräfte zwischen Rad und Schiene. Diese können negativen Einfluss auf die Laufkultur des Fahrzeuges nehmen, aber auch die Sicherheit bei Hochgeschwindigkeitsfahrten mitbestimmen. Die abhebenden Kräfte wurden zunächst untersucht und die Ergebnisse in die Bewertung der Varianten für Radanordnung und Antriebskonzept einbezogen.

Aus diesen Untersuchungen und den anschließenden Bewertungen wurde ein Konzept gewählt, welches eine Zweiteilung des Fahrzeuges in Antriebseinheit und mittels Kupplung verbundenem Mitlaufwagen vorsieht (vgl. Abbildung 3).

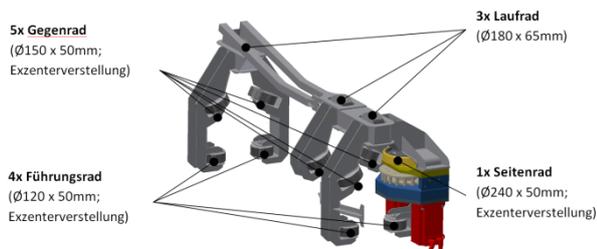


Abbildung 3. Rahmenkonzept [IMK15]

Die sehr kompakte Antriebseinheit verfügt über zwei hintereinander angeordnete Radachsen mit kurzem Achsabstand, wodurch einerseits die Gierbewegungen verhindert bzw. kontrolliert werden und andererseits stets eine optimale Positionierung des Antriebsrades zur Zahnkette gewährleistet wird. Durch die nun variable Größe des Mitlaufwagens und damit des Gesamtfahrzeuges wird eine sichere Basis zur Aufnahme der im Lastenheft definierten Palettengröße geschaffen. Die Anordnung der Räder erfolgt rohrumschließend, um den abhebenden Kräften entgegenzuwirken. Dabei läuft pro Radachse jeweils ein Laufrad vertikal auf der Schiene, während zwei weitere Gegenräder jeweils im Winkel von 115° zum Laufrad um den Rohrmittelpunkt angeordnet sind. Zusätzlich verhindern Führungsräder, die am zweiten Schienenrohr abrollen, das unkontrollierte Wanken des Fahrzeuges [IMK15].

### 3.2.2 ANTRIEBSKONZEPT

#### Triebstockverzahnung

Bei der Triebstockverzahnung handelt es sich um eine abgewandelte Zykloidensondervverzahnung [Zir89]. Die Triebstockbolzen mit kreisförmigen Zahnflanken werden mit Zahnflanken gepaart, deren Profil durch Äquidistanten zu Zykloiden beschrieben sind.

Eine Triebstockverzahnung kann in zwei Grundvarianten ausgeführt werden. Bei einer Variante werden die Triebstockbolzen am Antriebsritzel und bei der anderen Variante an der Zahnstange angeordnet (vgl. Abbildung 4). Durch Anordnung der Triebstockbolzen an der Zahnstange lässt sich diese einfach fertigen.

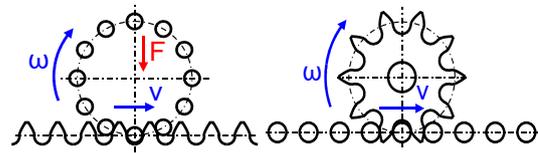


Abbildung 4. (links) Triebstockbolzen am Antriebsritzel [Ima01], [WB06] (rechts) Triebstockbolzen an Zahnstange [Reg10]

Dieser Aspekt war besonders früher aufgrund der eingeschränkten Fertigungsmöglichkeiten ausschlaggebend, weshalb die Literatur hauptsächlich diese konventionelle Ausführung behandelt [IKT15]. Der große Nachteil dieser Lösung besteht darin, dass bei Krümmungsänderungen des Bahnverlaufs stets Drehfehler aufgrund der unveränderlichen Zahnflanken des Antriebsritzels auftreten [Sch10]. Bei der alternativen Anordnung der Triebstockbolzen am Antriebsritzel lässt sich dieses Problem vermeiden, indem je nach Bahnverlauf unterschiedliche Zahnflanken für die Zahnstange verwendet werden. Diese Lösung ist allerdings mit hohem Fertigungsaufwand verbunden.

Das HGFS soll möglichst flexiblen Bahnverläufen folgen können. Um dies zu gewährleisten, müssen die Triebstockbolzen am Antriebsritzel angeordnet sein. Für eine sichere Übertragung der Kraft zwischen Antriebsritzel und Zahnkette muss die Anbindung der Zahnkette an das Schienensystem auch bei gekrümmten und verwundenen Streckenabschnitten sichergestellt sein. Um die Wirtschaftlichkeit des Systems zu gewährleisten, ist bei dem Konzept eine aufwändige Fertigung durch Formfräsen zu vermeiden. Hierzu wurde das umzusetzende Konstruktionsprinzip einer Zahnkette erarbeitet, welches in der Abbildung 5 dargestellt ist. Die Zahnkette ist an das Prinzip einer Flyerkette angelehnt.



Abbildung 5. Zahnkette [IKT15]

Die Antriebskraft aus dem Triebstockbolzen wird dabei auf vier flache Zahnsegmente übertragen, die gemeinsam einen Zahn bilden. Diese werden mittels Bolzen mit einem Halter verbunden, der das Verbindungselement zur Schiene bildet. Die Dicke der Zahnsegmente sowie die Bolzen- und Lochdurchmesser sind jeweils so gewählt,



Module gewährleisten zu können. Durch den modularen Aufbau der Lastaufnahmeeinrichtung ist ein von der Art der Ladeinheit unabhängiges und flexibles Einsatzspektrum für das HGFS gegeben. So können beispielsweise Fahrzeuge mit oder ohne Neigungsausgleich oder mit unterschiedlichen Lastaufnahme- und Ladungssicherungssystemen konzipiert werden.

Die Lastaufnahmeeinrichtung besteht aus einem Führungswagen, einer Einheit für den Neigungsausgleich sowie ein für den Einsatz spezifisches Lastaufnahmemodul (vgl. Abbildung 8).

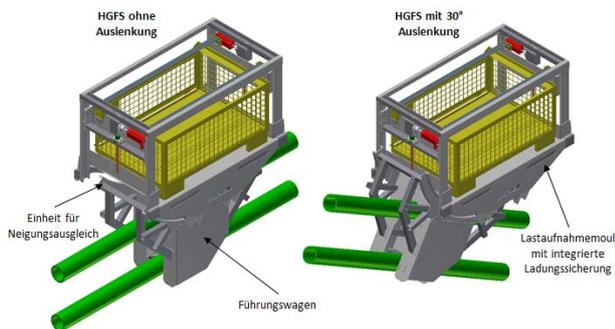


Abbildung 8. Lastaufnahmeeinrichtung [FIF15]

Der Führungswagen besteht aus einem Grundrahmen und einer Anordnung von insgesamt acht Führungs- und Stützrollen. Dieses Rollensystem übernimmt die Führungsfunktion und die Aufnahme/Ableitung der vorhandenen Systemkräfte in das Schienensystem des HGFS. Die Räder des Führungswagens werden während des Betriebs, insbesondere bei Steig- und Kurvenfahrten mit hohen Lasten und Beschleunigungen, sehr kritischen Belastungen ausgesetzt. Auf Basis erster positiver Fahrversuche des Zugfahrzeugs (zum Einsatz kommen hier speziell entwickelte Radsätze (Laufrolle, Exzenterachsen und darauf abgestimmte Hülsen und Verschraubungen), wurde entschieden, diese Radsätze auch für den Lastanhänger einzusetzen.

Die Einheit für den Neigungsausgleich bei Steigfahrten hat die wesentliche Aufgabe, die zu transportierende Ladung in einer waagerechter Position zu halten. Zusätzlich soll durch die Auslenkung der Last beim Beschleunigen des Fahrzeugs das Anfahrverhalten und die hierzu notwendige Leistung der Antriebe unterstützt werden [FIF15], [ICM15].

### 3.3 DEMONSTRATORAUFBAU DES HGFS

Die Ergebnisse der Entwicklungsarbeiten wurden zur Verifikation und Weiterentwicklung in einem vollfunktionsfähigen originalgroßen Demonstrator in der Versuchshalle im Untergeschoss des IFT an der Universität Stuttgart umgesetzt (vgl. Abbildung 9). Mit dieser Testanlage können durch die komplexe Streckencharakteristik mög-

lichst viele unterschiedliche Fahrsituationen abgebildet und somit umfangreiche Versuche durchgeführt werden.



Abbildung 9. HGFS Demonstrator am IFT

Nach Bereitstellung aller Komponenten des HGFS seitens der Projektpartner wurde ein Gesamtsystem bestehend aus Zugfahrzeug, Lastanhänger und Gewichtsplatten (vgl. Abbildung 10) für die ersten Testläufe aufgebaut.

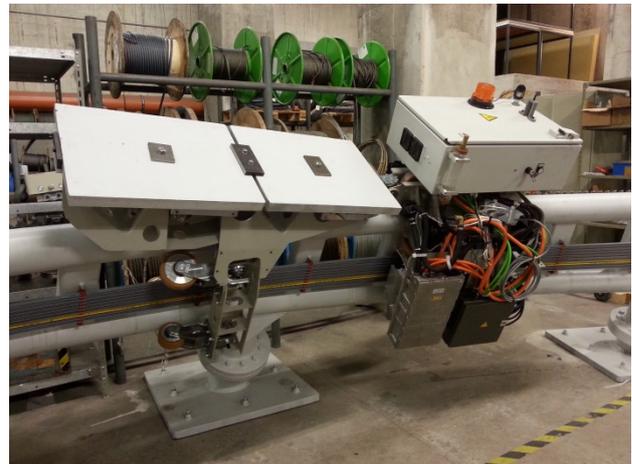


Abbildung 10. Fahrzeug des HGFS

## 4 ERSTE ERGEBNISSE UND ERKENNTNISSE

Nach Fertigstellung der Testanlage am IFT wurden unterschiedliche Versuche durchgeführt. Zur Koordinierung der Versuche wurde ein Versuchsplan erarbeitet, der sicherstellen soll, dass die zahlreichen Versuche möglichst effizient abgearbeitet werden können. Wesentliches Ziel der Versuche ist dabei die Verifizierung der angenommenen Randbedingungen und Grundlagen für die Dimensionierung der Anlage.

### 4.1 RADANORDNUNG (KINEMATIK)

In den ersten Untersuchungen sollten die wirkenden Kräfte, ausgehend von den Laufrädern, auf das Rohr analysiert werden. Hierzu wurden spezielle Druckmessfolien von Fujifilm verwendet. Die während der Fahrt auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte wurden in einer statischen

Versuchsanordnung als Ersatzlasten mittels eines Kettenzugs und einer vorgeschalteter Kraftmessdose auf das Fahrzeug aufgebracht. Abbildung 11 zeigt eine beispielhafte Belastung des Fahrzeugs und der daraus resultierende Flächenpressung auf eines der Laufräder.

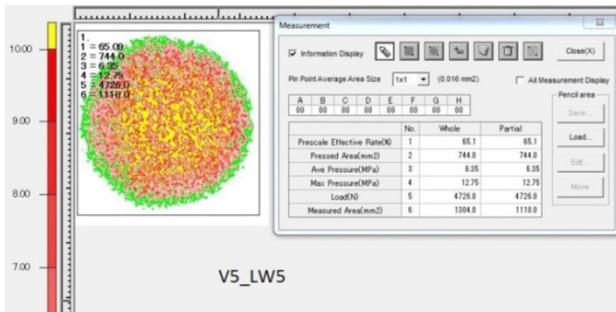


Abbildung 11. Verteilung der Flächenpressung

In dieser Untersuchung konnte festgestellt werden, dass das obere, vordere Laufrad in manchen Fahrsituationen die dreifache Last gegenüber den hinteren Rädern aufnehmen muss. Dies hat zur Folge, dass das vordere Rad einem größeren Verschleiß und höheren Temperaturen während der Fahrt ausgesetzt wird, was bereits zu einem thermischen Versagen des vorderen Rads während eines Dauerlaufs geführt hat (vgl. Abbildung 12).



Abbildung 12. Thermisches Versagen der vorderen Laufrolle

Dies wird durch den Aufbau bzw. durch die ungleichmäßige Lastverteilung des Fahrzeugs verursacht. Da die verhältnismäßig schwere Antriebseinheit auf einer Seite sowie unter der Vorderachse gelagert ist, fehlen auf den gegenüberliegenden Seiten die entsprechende Gegenmasse. Dies muss in der weiteren Entwicklung bzw. Optimierung des Fahrzeugs berücksichtigt werden.

## 4.2 ANTRIEBSEINHEIT

Zunächst wurden die Rollen des Antriebsritzels aus einem sehr duktilen Vergütungsstahl gefertigt, um die für den Verschleiß der Rollen hauptverantwortlichen Kanten der Zahnkette insbesondere in den Kurven und Wannen der Teststrecke etwas abzutragen. Die ersten Testfahrten

zeigten, dass der Zahneingriff selbst bei Verwendung von Stahlrollen subjektiv nicht übermäßig laut ist. Nebengeräusche, wie beispielsweise das Eingreifen der Abnehmer in die Stromschiene, sind deutlich hörbar. Der nach kurzem Einlauf erfolgte Wechsel der Rollen auf Vulkollan bestätigte das Ergebnis der Vortests. Der Zahneingriff ist selbst bei hohen Fahrtgeschwindigkeiten kaum hörbar, allerdings besteht durch die sehr nachgiebigen Kunststoffrollen die Gefahr von Kollision zwischen der Verschraubung der Zahnkette und der Rollenaufnahme des Antriebsritzels. Bei einer anschließenden Verwertung des Antriebssystems ist darauf zu achten, dass diese Problematik durch Verbreiterung der Rollen oder konstruktive Umgestaltung der Zahnkette vermieden wird.

Die ersten Tests haben gezeigt, dass ein Kompromiss zwischen einer Langlebigkeit der Rollen und der Geräuschemission gefunden werden muss. Daher wird aktuell versucht, durch Wahl eines geeigneten Werkstoffs eine ideale Kombination beider Eigenschaften zu erhalten.

## 4.3 STROMSCHIENE

Die Ursachen der erhöhten Geräuschentwicklung an den Stromschieneübergängen wurden in Zusammenarbeit mit dem Hersteller (STEMMANN-TECHNIK GmbH) lokalisiert und durch eine Anpassungsentwicklung für das HGFS eine deutliche Reduzierung erreicht. Dabei wurden die Standardverbinder, die als Steckverbindung ausgeführt sind, durch fest aneinandergeschraubte Schienenstöße ersetzt (vgl. Abbildung 13).



Abbildung 13. (links) Standardverbinder  
 (rechts) optimierter fester Verbinder

Hierdurch ließ sich eine deutliche Geräuschreduzierung erzielen. Die Probleme der Stromabnehmerlage konnten ebenfalls durch eine Konstruktionsanpassung der Schnittstelle am Fahrzeug sowie einer Neuentwicklung des Abnehmerkopfes seitens des Herstellers gelöst werden. Bei der ersten Vermessung der Kohlen konnte eine einseitige Abnutzung festgestellt werden. Dieser Sachverhalt ist auf die einseitige Kurvenlage (rechtslastig) des Streckenlayouts zurückzuführen. Daher ist für eine optimale und vor allem gleichmäßige Abnutzung der Kohlen eine ideale Materialmischung der Kohlen erforderlich.

## 5 EINSATZGEBIETE

Um eine Abgrenzung der technischen Möglichkeiten des HGFS von den Standardfördersystemen sowie die

Festlegung seiner Einsatzgebiete und -bedingungen generieren zu können, wurden im Vorfeld der Entwicklung die in den heutigen Intralogistikunternehmen eingesetzten Fördertechniksysteme analysiert und verglichen. Die Besonderheiten und Fiktionen des geplanten HGFS wurden den ermittelten Anforderungen gegenübergestellt.

#### Abgrenzung gegenüber „Standardfördertechnik“:

- hohe Fördergeschwindigkeit und -beschleunigung
- hohe Durchsatzleistung pro Fahrzeug möglich
- Bewältigung von Steigungen (keine Vertikalförderer erforderlich)
- kontinuierliche Kurvenfahrt möglich (kein Stopp beim Eckumsetzen)
- schienengebunden (ortsfeste Installation erforderlich)
- Rückführstrecke bei mehreren Fahrzeugen pro Streckenabschnitt erforderlich
- Outdoorfähigkeit
- System für große Strecken prädestiniert (hohe Fahrgeschwindigkeiten)
- Erschließung der unterschiedlichen Einsatzgebiete durch flexible Lastaufnahme gegeben
- für individuelle Transportaufgaben mit dem HGFS sollen in der zukünftigen Serie kundenspezifische Ladungsträgersysteme und deren zusätzliche Sicherungselemente angeboten werden (Bsp. Transport großer Karosserieteile, Gitterboxen etc.)

Die Abgrenzung gegenüber der Standardfördertechnik zeigt, dass das HGFS mit seinen positiven Eigenschaften ein neues Fördersystem in der Intralogistik darstellt, welches ein hohes Potential birgt.

#### Mögliche Einsatzgebiete und -potentiale:

##### Lagerlogistik:

- Ein- und Auslagerung aus verschiedenen Lagerbereichen (z.B. HRL)
- Verbindung unterschiedlicher Lagerbereiche
- Nachschubbetrieb

##### Produktionslogistik:

- Versorgung der Bearbeitungs- und Montagearbeitsplätze
- Transport der Montagegüter zwischen unterschiedlichen Arbeitsstationen
- Transport von Gütern mit unterschiedlichen Anforderungen an das Lastaufnahmemittel

##### Innerbetrieblicher Transport:

- Transport zwischen verschiedenen Werkhallen
- Transport zwischen unterschiedlichen Ebenen

##### Innerbetriebliche Entsorgung:

- Behältertransport von einzelnen innerbetrieblichen Entsorgungsstellen zu zentralen Abfallentsorgungsstationen [FIF15], [FML]

## 6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Rahmen des Kooperationsprojektes wurde ein neuartiges Fördersystem entwickelt, welches sich gegenüber den konventionellen Systemen in vielerlei Hinsicht unterscheidet. Mit seiner hohen Geschwindigkeit ist es für große Strecken prädestiniert und eröffnet dadurch neue Lösungsansätze für den Aufbau neuer oder für die Ergänzung bestehender Förderanlagen. Der innovative formschlüssige Antrieb sorgt für eine kontinuierliche Bereitstellung der vollen Antriebsleistung an jeder Stelle der Strecke. Vor allem den Transport von Gütern über inhomogenes Gelände kann das neue System, mit seinen positiven Eigenschaften hinsichtlich der Outdoorfähigkeit und Überwindung von Höhenniveaus, ohne weiteres bewältigen. Durch eine modular konzipierte Lastaufnahmeeinrichtung lassen sich alle Streckencharakteristika, wie beispielsweise eine Höhendifferenz mittels eines Lastaufnahmemoduls mit integriertem Niveaueausgleich, problemlos befahren.

Die ersten Untersuchungen des Systems haben gezeigt, dass der aktuelle Prototyp die geforderten Ziele erfüllt und in mancher Hinsicht sogar übertrifft. Es sind dennoch einige Komponenten im System vorhanden, die weiter optimiert oder die Kosten reduziert werden müssen. Die größten Kostentreiber stellen die Schiene und die Zahnkette dar, die weiter optimiert werden müssen. Ein alternatives Schienensystem stellt beispielsweise ein Standard I-Träger dar, wie er bereits in der Konzeptionsphase vorgeschlagen wurde. Da der I-Träger gegenüber einem Rohr über eine höhere Biegesteifigkeit verfügt, müssen die minimalen herstellbaren Radien neu definiert werden.

Die Zahnkette, die aktuell aus neun Einzelbauteilen (4 x Zahnsegmen, 1 x Halter, 1 x Elastomereinlage, 1 x

Zylinderkopfschraube und 2 x Passschrauben) pro Einheit (Länge der Einheit: 94,24mm) besteht, muss hinsichtlich der Kosten und Anzahl der Einzelteile reduziert werden, wodurch sich gleichzeitig die Montage der Zahnkette erleichtert und zugleich günstiger wird. Die Rollen des Antriebsritzels, die als Verschleißteile fungieren, müssen weiter optimiert werden, um einen idealen Kompromiss aus Langlebigkeit und Geräuschemission zu erhalten.

Die Laufräder des HGFS zeigten im Dauerlauf thermische Probleme, die durch Walkarbeit und Überbelastung bei hohen Geschwindigkeiten verursacht wurden. Deshalb muss für den weiteren Verlauf der Dauerversuche am IFT zunächst ein geeigneter Zyklus mit definierten Abkühlphasen entwickelt werden, um einen effizienten Versuchsablauf unter Berücksichtigung des schnellen Erreichens vieler Betriebsstunden zu erhalten. Weiterhin muss geprüft werden, ob andere Radmaterialien oder Raddimensionen für hohe Geschwindigkeiten und herrschende Lastfälle besser geeignet sind.

Hinsichtlich der Stromschienen wird mit dem Hersteller weiter an Optimierungen gearbeitet. Vor allem die hohen Geschwindigkeiten und enge Radien erfordern ein hohes Maß an Präzision bei der Ausrichtung der Abnehmer, da es bei einer Fehlstellung zu einem Defekt oder einem Verlust der Stromzufuhr kommen kann. Dies stellt in der aktuellen Phase der Dauerversuche ein großes Problem dar.

#### LITERATUR

- [EAA15] EAAT GmbH Chemnitz: *Abschlussbericht „HGFS für Großladungsträger“* 2015
- [FIF15] FIFL GmbH: *Abschlussbericht „HGFS für Großladungsträger“* 2015
- [FML15] FML Lehrstuhl für Fördertechnik, Materialfluss, Logistik (Technische Universität München): *Abschlussbericht „HGFS für Großladungsträger“*, 2015
- [ICM15] ICM Institut Chemnitzer Maschinen- und Anlagenbau e.V.: *Abschlussbericht „HGFS für Großladungsträger“*, 2015
- [Ima01] Patent DE 697 04 154 T 2, Imase, K., 2001: *Drehmomentübertragende Einrichtung zur Umwandlung einer drehenden in eine lineare Bewegung*
- [IMK15] IMK Engineering GmbH: *Abschlussbericht „HGFS für Großladungsträger“*, 2015
- [IKT15] IKTD Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (Universität

Stuttgart): *Abschlussbericht „HGFS für Großladungsträger“* 2015

- [PUL15] PULSGETRIEBE GmbH & Co. KG: *Abschlussbericht „HGFS für Großladungsträger“* 2015
- [Reg10] Regelwerk D RTE 29700, VÖV UTP, 31.03.2010: *Systemtechnik Zahnradbahnen*
- [Sch10] Schlecht, B.: *Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen*. 2. Aufl., München: Pearson Studium, 2010
- [WB06] Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*. 6., neu bearb. Aufl., Berlin: Springer, 2006
- [Zir89] Zirpke, K.: *Zahnräder*. 13. Aufl., Leipzig: Fachbuchverl., 1989.

---

**Dipl.-Ing. Artur Katkow**, wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart.

Adresse: Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart, Holzgartenstrasse 15B, 70174 Stuttgart

**Dipl.-Ing. Markus Schröppel**, Abteilungsleiter und stellvertretender Institutsleiter am Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart.

Adresse: Institut für Fördertechnik und Logistik, Universität Stuttgart, Holzgartenstrasse 15B, 70174 Stuttgart