



Jakob Sinnitsch, Bsc

Entwicklung und Konstruktion eines modularen Entladesystems für Fahrerlose Transportsysteme

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieurin/Diplomingenieur (Dipl.-Ing.)

eingereicht am

Institut für Technische Logistik (ITL)

Beurteiler

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Landschützer

Betreuer

Dipl.-Ing. Michael Schedler

Graz, März 2021

This document is set in Palatino, compiled with pdfL^AT_EX₂ε and Biber.

The L^AT_EX template from Karl Voit is based on KOMA script and can be found online:
<https://github.com/novoid/LaTeX-KOMA-template>

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum

Unterschrift

Zusammenfassung

Diese Masterarbeit beschäftigt sich mit der methodischen Entwicklung und der Konstruktion eines automatischen Entladesystems für Fahrerlose Transportsysteme (FTS). Dabei wird der Gepäcktransport auf Flughäfen als Anwendungsfall definiert. Das System soll den erreichbaren Durchsatz von FTS-Flotten erhöhen und die Gefahr eines Dead-Locks, der gegenseitigen Blockierung der Transportsysteme, verringern. Nach Konkretisieren der Anforderungen wurde das Problem nach VDI 2221 abstrahiert, um die grundlegenden Mechanismen zu finden. Mithilfe von Teillösungen zu den jeweiligen Funktionen konnten Gesamtlösungen gebildet werden. Weiters stand die Entwicklung einer Übergabestation zur Aufgabe, damit eine einfache Integration in bestehende Materialflusskonzepte möglich ist. Zudem wurden Anforderungen an das Fahrerlose Transportsystem definiert. Um eine korrekte Funktion zu gewährleisten, ist es nötig, dass Übergabestation, FTS und Entladesystem zusammenarbeiten. Dies erfordert eine gute Kommunikation und ausreichend Information über den aktuellen Zustand des Gesamtsystems.

Mit der gefundenen Lösung wird mittels Klappen und Bandförderer das Beladesystem entleert. Gleichzeitig ist das Beladen von allen Seiten möglich. Durch den Bandförderer wird das Gepäckstück aus der untersten Etage befördert und durch Öffnen der Klappen gelangt die Ladung der oberen Etage nach unten. Durch den Einsatz von Federn wird der Energieverbrauch des mobilen Systems minimiert. Dabei wurden kritische Bauteile durch Anwendung der FKM-Richtlinie zum Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile auf Betriebsfestigkeit überprüft. Durch die modulare Struktur ist ein Anpassen an verschiedene Größen und Massen des Ladegutes möglich. Auch das Erweitern um mehrere Etagen ist einfach realisierbar.

Abstract

This master thesis deals with the methodical development and design of an automatic transport system for automated guided vehicles (AGV) in the context of baggage transport at airports. The system should allow higher throughput of AGV fleets and minimise the risk of dead-lock, the mutual blocking of AGVs. The procedure was based on VDI 2221. At first the concrete requirements were defined and subsequently the problem was abstracted to find fundamental mechanisms. Based on solution concepts for these mechanisms an overall solution could be formed. In addition to the design of the transport system, a concept for a transfer station to load and unload the system was developed. This station should be able to integrate into existing material flow concepts. The requirements for the AGV were defined. The system as well as the transfer stations requires good communication to a central processing computer in order to fulfil the required tasks.

The obtained solution allows a fast unloading of the system by utilising flaps and a belt conveyor. The belt conveyor removes the baggage from the lowest floor and by opening the flaps the cargo from the upper levels can fall down to be unloaded. This allows the system to be loaded from all sides. By using springs the energy consumption is minimised which leads to longer usage times. The FKM guideline was used for strength assessment of critical components. The modular structure of the design allows to adapt to different load sizes and masses. Also the extension of number of floors is possible.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	v
Abstract	vii
1 Aufgabenstellung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Gepäckbeförderung	3
2.2 Sortierung	4
2.3 Autonome Systeme	4
2.4 Gepäckfluss	6
3 Methodische Vorgehensweise	7
3.1 Präzisieren der Aufgabenstellung	9
3.1.1 Hauptaufgabe	9
3.1.2 Nebenaufgaben	9
3.1.3 Anforderungsliste	10
3.2 Ermittlung von Funktionsstrukturen	12
3.2.1 Funktionsstruktur "Koffer nach unten leiten"	13
3.2.2 Funktionsstruktur "Entladen"	14
3.2.3 Funktionsstruktur Beladen	15
3.3 Suchen nach Lösungsprinzipien	17
3.3.1 Bewerten der Lösungsprinzipien	18
3.3.2 Bewerten der Teillösungen Klappen	22
3.4 Beurteilung der Ergebnisse	26
3.4.1 Lösungsvariante 2	26
3.4.2 Lösungsvariante 5	27
3.4.3 FMEA	28
4 Fahrerloses Transportsystem	31
4.1 Anforderungen	31
4.2 Ausführung	32
5 Konstruktion	35
6 Berechnung	39
6.1 Lastverteilung	40
6.2 Bewegungsanalyse	41
6.3 Festigkeit Klappen	42

6.4	Festigkeit Rahmen	42
6.5	Betriebsfestigkeit Haken	43
6.6	Betriebsfestigkeit Verriegelungsbolzen	46
6.7	Festigkeit Lagerwelle	47
6.8	Federauslegung	49
6.9	Dämpferauslegung	50
6.10	Bandförderer	51
7	Elektronik	53
7.1	Sensorik	53
7.2	Aktorik	53
7.3	Steuerung	54
8	Übergabestellen	55
8.1	Anforderungen	55
8.2	Ausführung	55
9	Erfüllung der Anforderungen	57
10	Zusammenfassung der Ergebnisse	59
	Literatur	61
11	Anhang	67

1 Aufgabenstellung

Diese Arbeit hat die methodische Entwicklung und weiters die konstruktive Ausführung eines modularen, automatischen Beladesystems zum Thema. Das System wurde am Institut für Technische Logistik der Technischen Universität Graz entwickelt. Dieses Beladesystem soll zur Erhöhung des Durchsatzes von Fahrerlosen Transport Systemen (FTS) führen und die Dead-Lock Gefahr minimieren. Das System verfügt über mehrere Etagen, um im Vergleich zu bestehenden Systemen eine höhere Transportkapazität zu ermöglichen. Durch die höhere Kapazität soll die Gefahr des gegenseitigen Blockierens der Shuttles beim Be- und Entladen minimiert werden. Dadurch soll eine höhere Effizienz und Auslastung erreicht werden. Jede Etage des Entladesystems kann separat beladen und nacheinander entladen werden. Eine Etage soll über Klappen das Ladegut nach unten an die jeweils nächste Etage weitergeben. Die unterste Etage befördert das Ladegut aus dem Entladesystem, siehe Abbildung 1.1, ähnlich dem System Fleet der Firma Vanderlande, siehe Abbildung 1.2. Durch den modularen Aufbau soll eine Erweiterung und Anpassung an unterschiedliche Anforderungen ermöglicht werden.

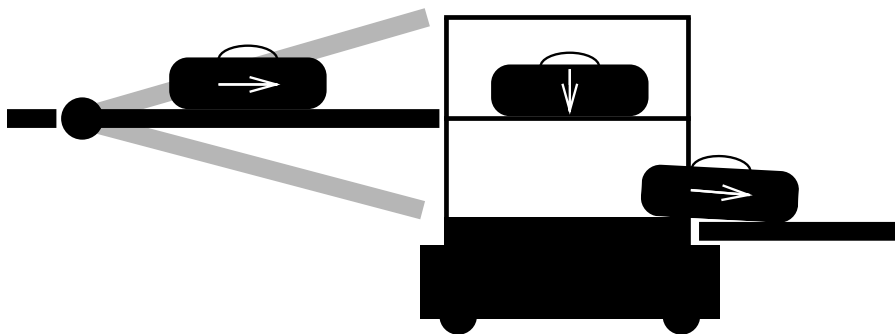


Abbildung 1.1: Konzept Skizze

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Konzept eines solchen Systems sowie ein Konzept zur Be- und Entladung zu erstellen und konstruktiv auszuführen. Das Hauptaugenmerk liegt auf dem modularen Aufbau, diesen soweit zu konstruieren, um darauf aufbauend einen Prototyp mit einfachen Mitteln realisieren zu können. Zudem wurde aufgrund einer Vielzahl verfügbarer Fahrerloser Transport Systeme darauf verzichtet dieses zu entwickeln und zu konstruieren, sondern eines den Anforderungen entsprechendes ausgewählt. Als Einsatzgebiet wurde der Transport von Reisegepäck auf Flughäfen festgelegt. Durch die modulare Bauweise soll jedoch eine Anpassung an andere Anforderungen ermöglicht werden. Bei der Konstruktion wird das System auf drei Etagen beschränkt, soll aber durch das modulare Konzept erweiterbar sein. Weiters soll ein Konzept für die Übergabestationen entwickelt werden. Diese sollen unter anderem eine Integration in bestehende Materialflusskonzepte ermöglichen.



Abbildung 1.2: Fahrerloses Transportsystem FLEET, Fa. Vanderlande [1]

Bei der Entwicklung soll methodisch vorgegangen werden. Das verwendete Vorgehensmodell und die Vorgehensweise werden in Kapitel 3 beschrieben.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel soll ein Überblick über die aktuell auf Flughäfen eingesetzten Systeme zum Handling von Passagiergepäck gegeben werden. Grundsätzlich gibt es je nach Größe des Flughafens verschiedenste Ansätze, um Gepäck zu transportieren, zu sortieren und zu prüfen. An kleinen Flughäfen mit geringer Anzahl an PassagierInnen kann die Sortierung und Prüfung manuell durch MitarbeiterInnen erfolgen. Bei mittleren und großen Flughäfen wird auf teil- und vollautomatisierte Systeme gesetzt. Jedoch werden trotz hohem Automatisierungsgrad die Gepäckwagen und Container weiterhin händisch beladen. Mittlerweile gibt es Flughäfen, welche Roboter oder Handhabungshilfen zum Verladen verwenden. Die wichtigsten Aufgaben einer Gepäckabfertigung sind die Sicherheitsüberprüfung, die Sortierung und der Transport zum richtigen Ziel. [2]

2.1 Gepäckbeförderung

Aktuell werden zum Gepäcktransport auf Flughäfen meist Stetigförderer eingesetzt, wobei hier zwischen Fördersystemen mit und ohne Behälter unterschieden wird. Oftmals wird eine Kombination beider Systeme zum Transport und zur Sortierung verwendet. [2]

Sehr verbreitet sind **Bandförderer**. Diese punkten durch ihre einfache und robuste Technik, die Geschwindigkeiten von $3\frac{m}{s}$ erlaubt. Zudem können auch mit Mehraufwand Kurven und Steigungen realisiert werden. Hier muss auf Grund der undefinierten Form des Fördergutes auf Verklemmen und Verfangen sowie bei Steigungen auf Rutschen oder Rollen des Transportgutes geachtet werden. Bandförderer können in Kombination mit anderen Systemem auch zur Sortierung, Speicherung und Beschickung verwendet werden. Aufgrund niedriger Investitions- und Wartungskosten und der hohen Durchsatzleistung werden sie häufig auf kleinen und mittleren Flughäfen eingesetzt. [2]

Eine **Behälterförderanlage** ist dadurch charakterisiert, dass jedes einzelne Gepäckstück in einem Behälter oder einer Wanne transportiert wird. Die Behälter laufen dabei auf Schienen oder Gurten dadurch können Kurven mit geringeren Radien und Geschwindigkeiten von $10\frac{m}{s}$ realisiert werden. Durch Weichen ist eine unkomplizierte Sortierung möglich. Die Identifizierung der Gepäckstücke erfolgt über den Behälter, was eine einfache und sichere Verfolgung ermöglicht. Durch die einheitlichen Behälter sind weniger Schnittstellen erforderlich und eine Lagerung wird erleichtert, allerdings wird die maximale Größe durch die Behälter begrenzt. Für Spitzenzeiten ist zudem eine ausreichende Anzahl an Behältern erforderlich, wodurch eine Lagerung der Leerbehälter nötig wird. Eine aktive Form von Behälterförderanlagen sind Zielcodierte Förderfahrzeuge. Dabei verfügt im Unterschied zu passiven Behälterförderanlagen jeder Behälter über einen eigenen Antrieb. Aktive

Systeme eignen sich für hohe Schwankungen im Gepäckaufkommen. Durch die hohen Investitionskosten sind Behälterförderanlagen nur für große Flughäfen geeignet. [2]

2.2 Sortierung

Bei den Sortieranlagen gibt es dezentrale und zentrale Konzepte. Dezentrale Sortierung lässt sich durch Behälterförderanlagen recht einfach realisieren. Bei Bandförderanlagen und sehr hohen Durchsatzmengen werden spezielle zentrale Sortieranlagen benötigt. Meist wird in der Praxis auf hybride Systeme gesetzt. Je nach Flughafen können mehrere zentrale und dezentrale Sortierungen kombiniert werden. [2]

Kippschalensorter bestehen aus einer Schale, auf die das Gepäckstück gespeist wird. Die Sorter bewegen sich entlang einer Bahn, bei Erreichen des Ziels wird das Ladegut durch einen elektrischen oder mechanischen Impuls auf einen Förderer abgekippt. Mit diesem System können hohe Sortierleistungen erzielt werden und die Anzahl der Sortierziele ist nicht begrenzt. Durch die offenen Schalen besteht die Gefahr von Abrutschen in Kurven, die Schalen begrenzen auch die maximale Größe des Stückguts. [2]

Ähnlich aufgebaut wie Kippschalensorter sind **Quergurtsorter**. Hier werden anstatt Schalen Fördergurte quer zur Bewegungsrichtung des Sorters eingesetzt. Dadurch kann das Gepäckstück mithilfe des Gurtes am Ziel abgegeben werden. [2]

Die direkte Sortierung vom Bandförderer kann mithilfe von **Schwenkabweisern** (Pusher) erfolgen. Das Fördergut wird bei Erreichen des Sortierziels durch Schwenkarme vom Bandförderer geschoben und über eine Gepäckkrutsche oder ein Band weitertransportiert. Diese Systeme erfordern einen höheren Platzbedarf, sind aber für kleine Flughäfen gut geeignet.[2]

2.3 Autonome Systeme

Am Flughafen *Rotterdam Den Haag* wurde ein neues System der Firma Vanderlande eingesetzt, welches auf Fahrerlosen Transportsystemen basiert. Das System FLEET (siehe Abbildung 2.1) ersetzt traditionelle statische Förder- und Sortiersysteme durch mobile Shuttles, wobei jeweils ein Gepäckstück von einem Shuttle transportiert wird. Das System erleichtert die Wartung und verringert die Gefahr eines Ausfalls des Gesamtsystems, da die Shuttles unabhängig voneinander agieren. Zudem wird mit diesem System, laut Hersteller, der Platzbedarf und der Energieverbrauch verringert. Das System kann auch auf großen Flughäfen eingesetzt werden, weil die Gesamtkapazität mit der Anzahl der Shuttles erhöht wird. [3] [4]



Abbildung 2.1: Flexible Infrastruktur FLEET, Fa. Vanderlande [5]

Weiters existieren Autonome Systeme der Firmen Gaussin und Charlatte Autonom, welche den Gepäcktransport in Unit Load Devices (ULD) von und zu den Flugzeugen ermöglichen. Das System von Gaussin setzt auf ein FTS, wohingegen Charlatte Autonom auf autonome Zugmaschinen setzt. [3]

Speziell für kleinere Flughäfen ergeben sich, im Vergleich mit konventionellen Gepäckförderanlagen, durch den Einsatz Autonomer Systeme Vorteile bezüglich Flexibilität und Platzbedarf. Beachtet werden muss dabei aber, dass es bei einer hohen Anzahl an Shuttles zu Deadlock Situationen kommen kann. Dies führt zu hohen Totzeiten und dadurch zu geringerer Effizienz. Um die Gefahr eines Deadlocks zu verringern, soll im Unterschied zum System der Fa. Vanderlande in diesem Konzept ein FTS mehrere Koffer befördern können. Dadurch verringert sich bei gleicher Förderleistung die notwendige Anzahl der Shuttles und damit auch der Steuerungsaufwand des Gesamtsystems, die oben genannten Vorteile Autonomer Systeme bleiben aber erhalten. [3]

Andere Branchen In anderen Branchen kommen FTS bereits zum Einsatz. Vor allem im Bereich der Produktion und Logistik werden die unterschiedlichsten Systeme angewendet. Hauptaufgabe ist die Beförderung von Gütern innerhalb eines Betriebes aber auch zwischen Unternehmen bzw. zum Verbraucher. Dabei kann der Aufgabenbereich die gesamte Prozesskette von Wareneingang bis Versand umfassen.

Es kommt eine Vielzahl an unterschiedlichen Transportfahrzeugen zum Einsatz, unter anderem Gabelhub-, Schwerlast-, Schlepper-, Huckepack- und Unterfahr-Systeme. Diese Fahrzeuge bieten verschiedene Möglichkeiten zum Transport. Während Gabelhub und Huckepack Fahrzeuge typischerweise zum Transport von Paletten eingesetzt werden, können Schlepper verschiedenste Anhänger ziehen. Unterfahr-Systeme können durch Anheben verschiedenste Lasten transportieren.

Zum Einsatz kommen weiters unterschiedliche Verfahren zur Spurführung und zur Navigation zum Einsatz. Dabei kann man bei Physischen Leitlinien zwischen optischen, magnetischen oder induktiven Verfahren unterscheiden. Eine weitere Möglichkeit stellen passive oder aktive Marken am Boden dar. Diese können sowohl als Punktfolge als auch als Raster

angeordnet sein. Passive Marken können auch z.B. an Wänden befestigt werden. Ein weiteres Verfahren stellt das konventionelle GPS dar. Hier handelt es sich um aktive Marken, welche nicht am Boden befestigt sind. [6]

2.4 Gepäckfluss

Bei der Gepäckabfertigung wird zwischen Transfer-, Ankunfts- und Abfluggepäck unterschieden. Je nach Art durchläuft das Gepäckstück dabei unterschiedliche Module der Gepäckförderanlage. In Abbildung 2.2 ist dargestellt, wie der Gepäckfluss aufgebaut ist. Dabei spielt der Sorter eine zentrale Rolle. Durch den Einsatz einer FTS Flotte kann, wie in Abbildung 2.2 in Rot dargestellt, die konventionelle Sortieranlage umgangen und die Gepäckstücke direkt an den Zielort befördert werden. Normal- und Sperrgepäck unterscheiden sich hinsichtlich maximaler Größe und Gewicht. In dieser Arbeit wird ausschließlich auf Normalgepäck eingegangen. Durch die Modularität kann eine Anpassung an Sperrgepäck erfolgen. Auch im konventionellen Gepäckförderanlagen wird Sperrgepäck manuell oder mithilfe spezieller Fördersysteme transportiert. [2]

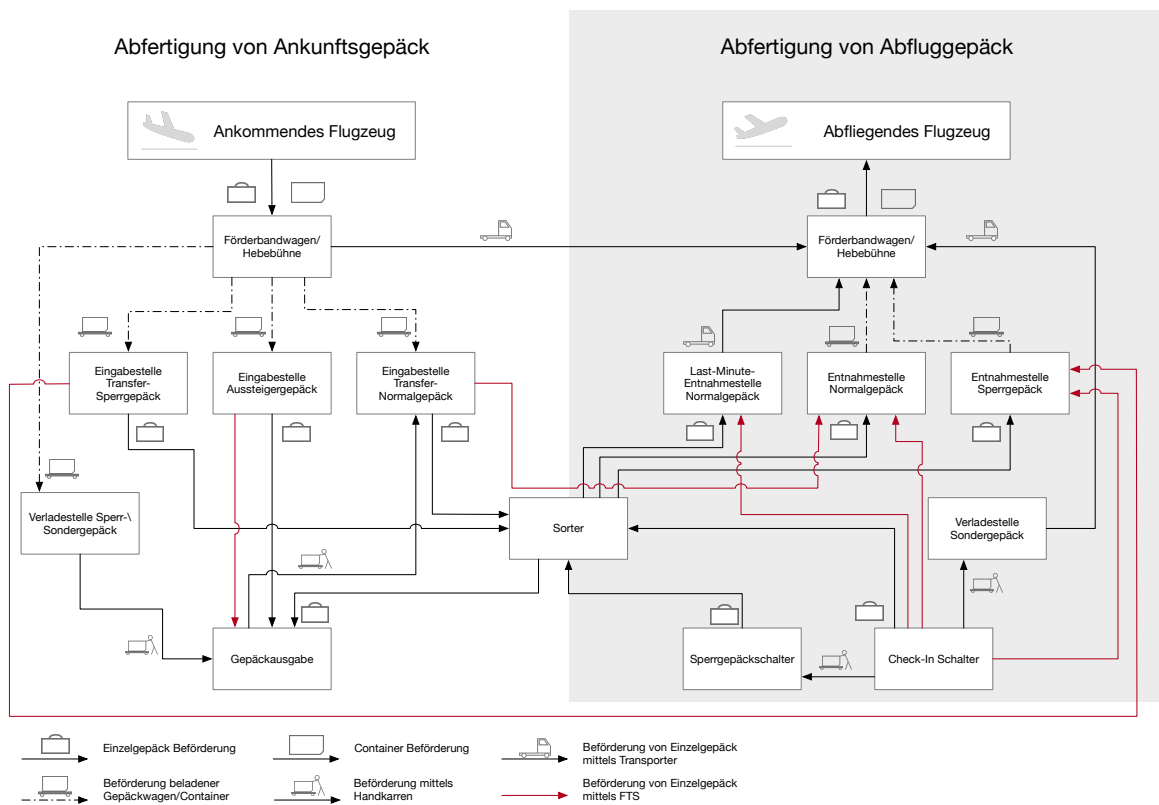


Abbildung 2.2: Gepäckfluss [2]

3 Methodische Vorgehensweise

Um einen strukturierten Ablauf des Projektes zu erhalten, wurde ein Vorgehensmodell ausgewählt. Vorgehensmodelle können nach Detaillierungsgrad eingeteilt werden. Dabei bilden die elementaren Handlungsabläufe, die sich in der so genannten Mikrologik befinden, den höchsten Detaillierungsgrad und damit die geringste Komplexität. Operative Arbeitsschrittmodelle verringern den Detaillierungsgrad und erhöhen damit die Komplexität. Bei den Phasen- und Arbeitsschrittmodellen wird der Detaillierungsgrad weiter verringert. Darunter fallen die am häufigsten mit Vorgehensmodellen assoziierten Modelle wie VDI 2221, Vorgehensmodell nach Roth und das V-Modell. Wird der Detaillierungsgrad weiter verringert, erhält man einen Überblick über die Abläufe in der so genannten Makrologik. [7]

Grundlegend umfassen die Phasen- und Arbeitsschrittmodelle die drei Phasen Produktplanung, Produktentwicklung und Produktgestaltung. Deshalb werden diese Modelle, um ein passendes Vorgehensmodell für dieses Projekt zu finden, näher betrachtet. Je nach Modell können die Phasen etwas abweichen. Roth verwendet folgende vier Phasen: Aufgabenformulierung, Funktionelle, Prinzipielle und Gestaltende Phase. Nach VDI 2221 sind die Phasen Aufgabe klären, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten definiert. Die oft überlappenden Phasen überlagern die durchzuführenden Arbeitsschritte, dabei können diese mehrmals iterativ durchlaufen werden. Als eines der ersten Phasenmodelle definierte Kesselring die fünf Arbeitsschritte: [7]

1. Auswählen der Aufgabe
2. Klären der Aufgabenstellung
3. Konzipieren
4. Entwerfen
5. Ausarbeiten

Im Unterschied dazu umfasst die VDI 2221 sieben Arbeitsschritte. Das Vorgehen nach Pahl/Beitz wurde gezielt für die Anwendung im Maschinenbau angepasst. Die Methode nach VDI ist dabei allgemeiner und branchenunabhängig einsetzbar. [7]

In der Vorliegenden Arbeit wurde das Vorgehensmodell nach VDI 2221 ausgewählt, da es im Vergleich zu anderen Modellen, wie Pahl/Beitz oder Roth, das bekannteste und das am häufigsten verwendete ist. Das das Vorgehen nach VDI baut zum Teil auf diesen beiden Modellen auf, daher ist es auch aktueller und vereinheitlicht verschiedene Aspekte. Für das Vorgehen nach VDI sprechen auch die Allgemeingültigkeit, die Übersichtlichkeit sowie die klaren Ergebnisse und die damit verbundene gute Dokumentation. Durch die Branchenunabhängigkeit stellt es eine gute Grundlage dar, auf der auch neuere Konzepte aufbauen. Zudem bestehen bereits Erfahrungen mit dem Modell nach VDI 2221. Im Laufe

der Arbeit wurde eine Neuauflage der VDI 2221 herausgegeben. In dieser Arbeit wird nach der Auflage von 1997 vorgegangen. [7]

Die neue VDI Richtlinie ist wesentlich stärker prozessorientiert. Auch der Einsatz neuer Kommunikationstechnologien zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses wird fokussiert, womit die Unterstützung globaler Entwicklungsprozesse unterstützt möglich wird. Umfasst werden weiters Entwicklungen für Kombinationen aus mechanischen, elektrischen, elektronischen und informationsverarbeitenden Komponenten sowie Dienstleitungen. [8]

Im weiteren Vorgehen in Bezug auf die vorliegende Arbeit werden zuerst die Anforderungen an das Entladesystem aus der Aufgabenstellung und den Randbedingungen abgeleitet. Angelehnt an VDI2221, VDI2222 und VDI2223 erfolgt danach die methodische Entwicklung. Durch Abstraktion der Problemstellung und Finden von Lösungsprinzipien können Lösungen gebildet werden und mithilfe verschiedener Bewertungsmethoden können daraus die besten Lösungen gefunden werden. [9] [10] [11] [12]

3.1 Präzisieren der Aufgabenstellung

Für das Entladesystem wird hier im Folgenden Aufgabenstellung genauer erläutert und präzisiert, um daraus Anforderungen an das System ableiten zu können. Zuerst werden die Haupt- und Nebenaufgaben festgelegt und mithilfe dieser Aufgaben werden im Anschluss Anforderungen an das System definiert. Analog zum ersten Arbeitsschritt nach VDI 2221 werden die Anforderungen in einer Anforderungsliste zusammengefasst und dargestellt.

Als erster Schritt wurden Randbedingungen definiert. So soll das System Koffer mit maximalen Abmessungen von 760x520x300mm und einem Maximalgewicht von 32kg fassen können. Diese Maße leiten sich aus den größten verfügbaren Koffern der Firma Samsonite ab. Das für die folgenden Berechnungen herangezogene Gewicht ist das maximal erlaubte diverser Fluglinien. [13] [14]

Eine weitere Vorgabe war die planerische Ausführung in zwei Etagen mit jeweils einem Stellplatz pro Etage, wobei die modulare Ausführung eine einfache Anpassung dieser Vorgaben ermöglicht. Durch Skalieren und Ergänzen von Modulen soll die Anpassung der Anzahl an Stellplätzen und Etagen ermöglicht werden. Weitere wichtige Punkte sind das automatische Beladen von allen Seiten und das automatische Entladen des Systems.

Wie in Kapitel 1, erwähnt wird in dieser Arbeit das FTS nicht entwickelt. Deshalb wird ein am Markt verfügbares System als Basis verwendet, auf das in Kapitel 4 wird auf dieses näher eingegangen wird.

Aus den oben erläuterten Randbedingungen werden im Folgenden Haupt- und Nebenaufgaben definiert.

3.1.1 Hauptaufgabe

Die Hauptaufgabe des Systems besteht darin, automatisch mehrere Koffer an Übergabestellen aufzunehmen, mithilfe eines FTS zu transportieren und sie automatisch am richtigen Ort abzugeben. Dabei sollen die Koffer während des Transportes in Etagen gelagert werden, um einen geringen Platzbedarf und höheren Durchsatz zu ermöglichen. Zum Entladen sollen die Koffer dann aus den Etagen befördert werden.

3.1.2 Nebenaufgaben

Nebenaufgaben werden in implizite und explizite Nebenaufgaben eingeteilt. Explizite Aufgaben werden als direkt festgelegte Anforderungen verstanden, implizite als selbstverständliche Anforderungen angenommen. In Tabelle 3.1 sind die für das Entladungssystem gefundene Nebenaufgaben angeführt.

Tabelle 3.1: Nebenaufgaben

Implizit	Explizit
Beschädigung des Ladegutes vermeiden	Manuelles Be-/Entladen
Hohe Zuverlässigkeit	Beladen von allen Seiten
Einfache Wartung/Instandhaltung	Sperriges Ladegut
Geringe Anschaffungs-/Instandhaltungskosten	unabhängige Betätigung der Etagen
Geringe Gesamtmasse	Anpassbarkeit
Integration in bestehende Systeme	Verschiedene Ladegut-Größen/-Massen

Die Präzisierung der Aufgaben in drei Schritten ermöglicht die Ableitung von den gestellten Anforderungen, siehe Tabelle 3.2. Bereits ausreichend detaillierte Aufgaben werden direkt in die Anforderungsliste übernommen.

Tabelle 3.2: Präzisierung der Nebenaufgaben

Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3
Beschädigung des Ladegutes vermeiden	Geringe Fallhöhen	Geregeltes Absenken
Einfache Wartung/Instandhaltung	Einfacher Zugang zu Komponenten	Einfacher Zugang und Austausch der Komponenten
Geringe Kosten	Verwenden von günstigen Komponenten	Verwenden von Normteilen
Geringe Gesamtmasse	Schwere Komponenten vermeiden	Verwenden von Leichtbaumaterialien

3.1.3 Anforderungsliste

Die aus den Haupt- und Nebenaufgaben abgeleiteten Anforderungen werden zur Übersicht in einer Anforderungsliste dargestellt. Eine weitere Einteilung in Forderungen (F), Ziele (Z) und Wünsche (W) wird vorgenommen. Die Anforderungsliste, siehe Tabelle 3.3, wird zur späteren Bewertung der Lösungsvorschläge herangezogen.

Tabelle 3.3: Anforderungsliste

Anforderungsliste				
NR	F/W	Anforderungen		
			Mindest-Erfüllung	Maß-einheit
1	F	Koffergröße	76x52x30	cm
2	F	Koffermasse	32	kg
3	F	Modularer Aufbau		
4	F	Fächer pro Etage	1	
5	F	seitliches Beladen		
6	F	Etagen	2	
7	F	Stellplätze pro Fach	1	
8	F	automatische Be- und Entladung		
9	W	Leichtbau		
10	W	geregeltes Absenken		
11	F	Interne Energieversorgung		
12	W	automatische externe Energieversorgung		
13	F	Stellplatzüberwachung		
14	W	Ladungsidentifikation		
15	F	Informationsaustausch		
16	F	Integration in bestehende Systeme		
17	F	Schnittstellen zu FTS und Beladevorrichtungen		
18	F	Not-Stop-Einrichtung		
19	F	Verriegelungen bei manuellen Arbeiten und Wartung		
20	F	einfache manuelle Be- und Entladung		
21	F	separates Entleeren der Fächer		
22	W	Sperriges Ladegut		
23	W	Unabhängig von Shuttle		
24	F	Beladen einzelner Plätze		
25	F	lange Wartungsintervalle		
26	F	einfacher Zugang zu Komponenten		
27	F	hohe Lebensdauer der Komponenten		
28	F	einfaches Tauschen der Komponenten		

3.2 Ermittlung von Funktionsstrukturen

Um die Anforderungen zu erfüllen, müssen bestimmte Funktionen ausgeführt werden. Dabei wurde, um Gewicht und Kosten einzusparen, davon abgesehen, jede Etage direkt über einen Fördermechanismus zu entladen. Stattdessen soll die Ladung in die unterste Etage geleitet werden, um dort an eine Übergabestelle abgegeben zu werden. Die Beladung soll dabei von allen Seiten möglich sein. Nach VDI werden dafür folgende Hauptfunktionen, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, für das Beladungssystem festgelegt:

1. Beladungssystem mithilfe von Übergabestellen beladen, um Ladungsaustausch auf und vom Beladungssystem zu ermöglichen
2. Klappe öffnen und schließen, damit eine Weitergabe der Ladung an die jeweils untere Etage ermöglicht wird
3. Unterste Etage entladen, um die Übergabe des Ladegutes an Übergabestellen zu ermöglichen

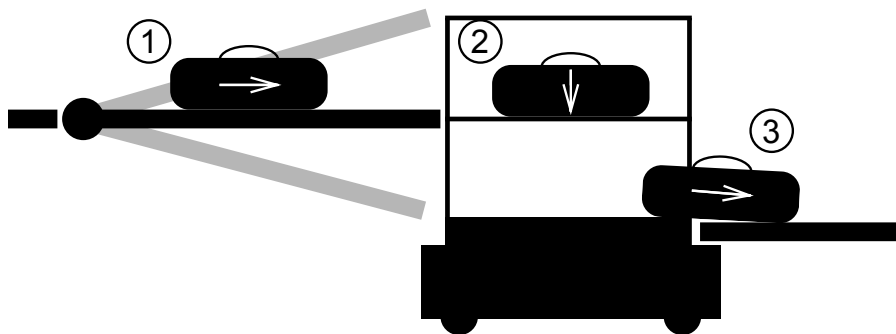


Abbildung 3.1: Konzept Skizze

Diese Hauptfunktionen werden weiter in Teilfunktionen untergliedert und weiter abstrahiert. Für die Funktionsstrukturen nach Roth erfolgt eine Einteilung in Stoff, Energie und Information. Mithilfe der Operatoren Speichern, Leiten, Umformen, Wandeln und Verknüpfen können der Zustand und die Zustandsänderung der drei Elemente dargestellt werden. Dabei wird das zur Erfüllung der Funktion benötigte Zusammenspiel zwischen Stoff-, Energie und Informationsfluss beschrieben. Diese Strukturen werden im dritten Arbeitsschritt nach VDI verwendet, um Lösungsprinzipien zu suchen. In Abbildung 3.2 sind die möglichen Operatoren mit den dazugehörigen Schaubildern dargestellt. [15]

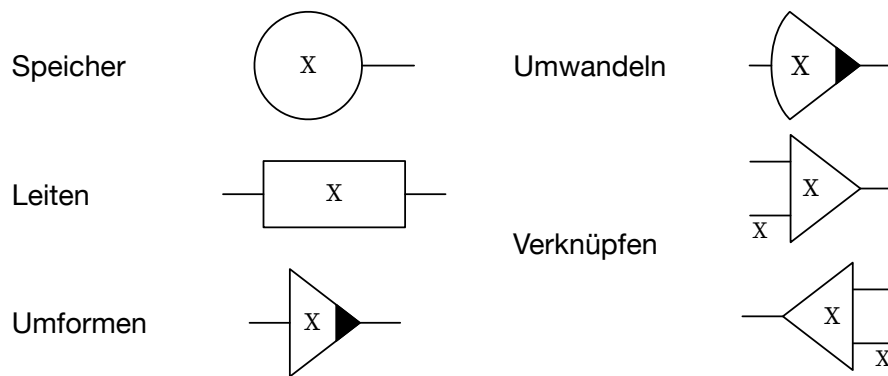


Abbildung 3.2: Übersicht Operatoren [15]

3.2.1 Funktionsstruktur “Koffer nach unten leiten”

Um die Koffer aus den Etagen zu befördern, müssen diese auf die unterste Etage gebracht werden, um dort über die Übergabestelle entladen zu werden.

Die Funktionsstruktur der Hauptfunktion “Koffer nach unten leiten” ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Dadurch soll eine abstrakte Beschreibung über Funktionen und Zusammenhänge erfolgen. Der Stoff, also die Ladung, soll dabei nach unten an die nächste Etage bewegt werden. Dies geschieht durch Verknüpfung des Stoffes mit Energie, dabei kann Energie zu- oder abgeführt werden, um ein Leiten (eine Bewegung) zu ermöglichen. Die Erfassung der Information über den Zustand des Stoffes soll verarbeitet und gespeichert werden. Zur Bereitstellung der nötigen Energie ist eine Verknüpfung von gespeicherter Energie mit Information nötig, um eine Umwandlung und ein Leiten dieser in die richtige Form, zur richtigen Position und zum richtigen Zeitpunkt zu ermöglichen. Die Information über die aktuelle Position der Ladung kann in Verbindung mit vorhandener Information direkt dazu verwendet werden, den Fortschritt des Prozesses zu verfolgen und auf Veränderungen im Ablauf zu reagieren.

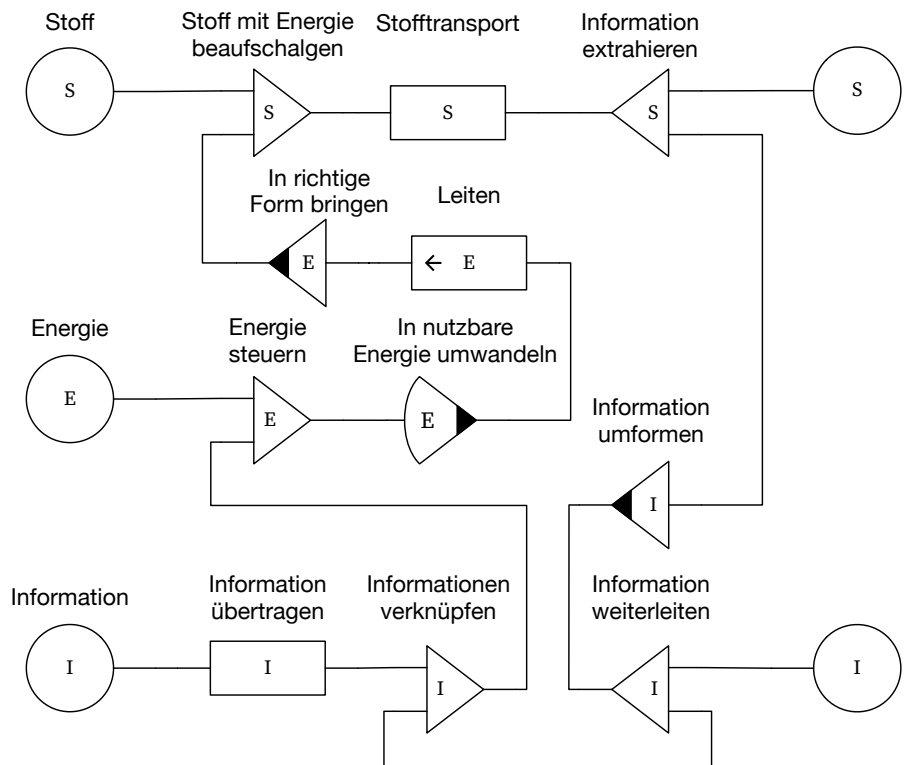


Abbildung 3.3: Funktionsstruktur "Koffer nach unten leiten"

3.2.2 Funktionsstruktur "Entladen"

Beim Entladen wird das Ladegut aus der untersten Etage befördert. Für diesen Prozess wird es mit Energie verknüpft. Die Energie, welche kombiniert von dem FTS und der Übergabestelle ausgeht, wird durch Information gesteuert. Im Laufe des Stofftransports wird Information über diesen in einem geeigneten Format erfasst und gespeichert. In Abbildung 3.4 ist die Funktionsstruktur für das Entleeren der untersten Etage dargestellt.

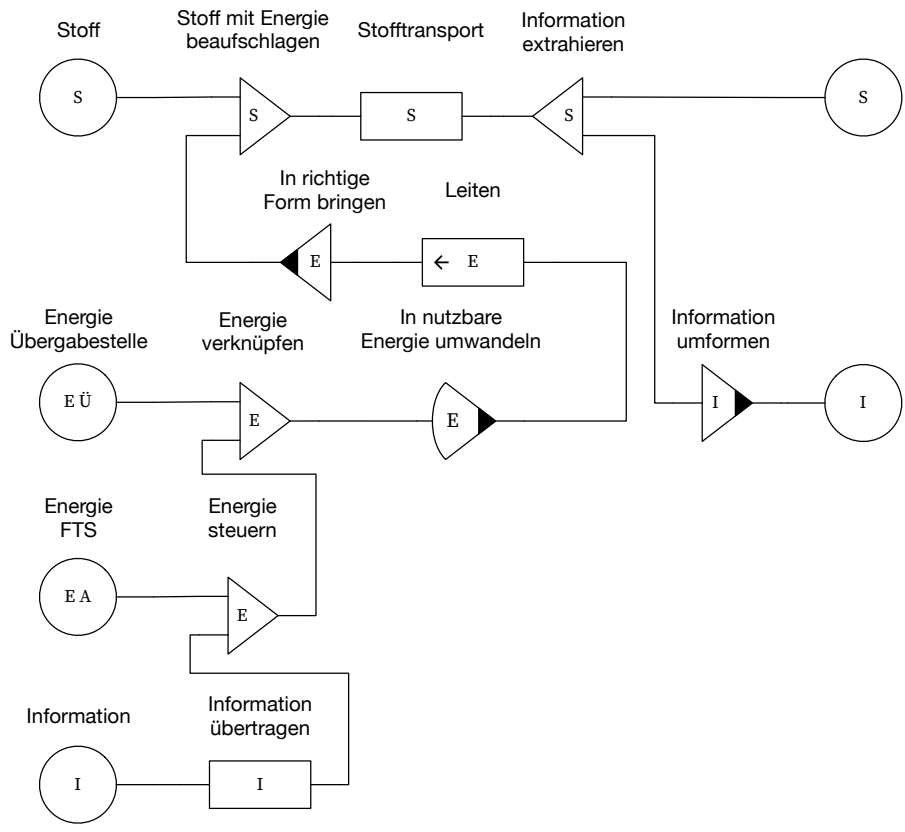


Abbildung 3.4: Funktionsstruktur "Entleeren"

Um den gesamten Aufbau zu entladen, ist eine Kombination der Funktionen "Koffer nach unten leiten" und "Entleeren" erforderlich. In Abbildung 3.5 ist die Abfolge des Entladvorgangs dargestellt.

Dabei werden nach dem Fördern aus der untersten Etage die Koffer der nächsten Etage nach unten weitergegeben. Danach wird die Ladung in der untersten Etage an die Übergabestelle abgegeben. Sind alle Etagen entleert, ist der Entladevorgang abgeschlossen.

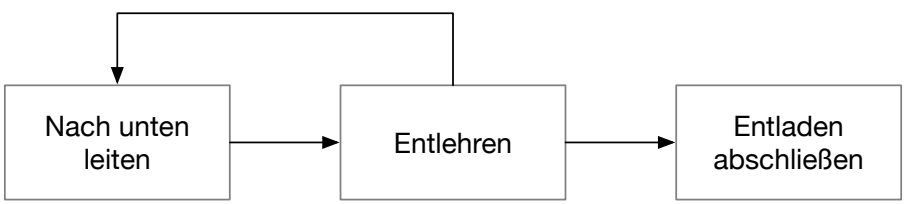


Abbildung 3.5: Funktion "Entladen"

3.2.3 Funktionsstruktur Beladen

Zum Beladen muss die Information des Beladungssystems mit externen Informationsquellen, wie der Übergabestelle, verknüpft werden. Dadurch kann erfasst werden, welche Etagen

bereits gefüllt sind. Die resultierende Information dient danach dem Steuern des Energieflusses. Die Energie, welche wieder in Verbindung mit dem Stoff den Stofftransport ermöglicht, kann durch den Aufbau sowie durch die Übergabestelle aufgebracht werden. Gleichzeitig kann während des Beladens die Information über den Zustand des Stoffes erfasst werden, siehe Abbildung 3.6.

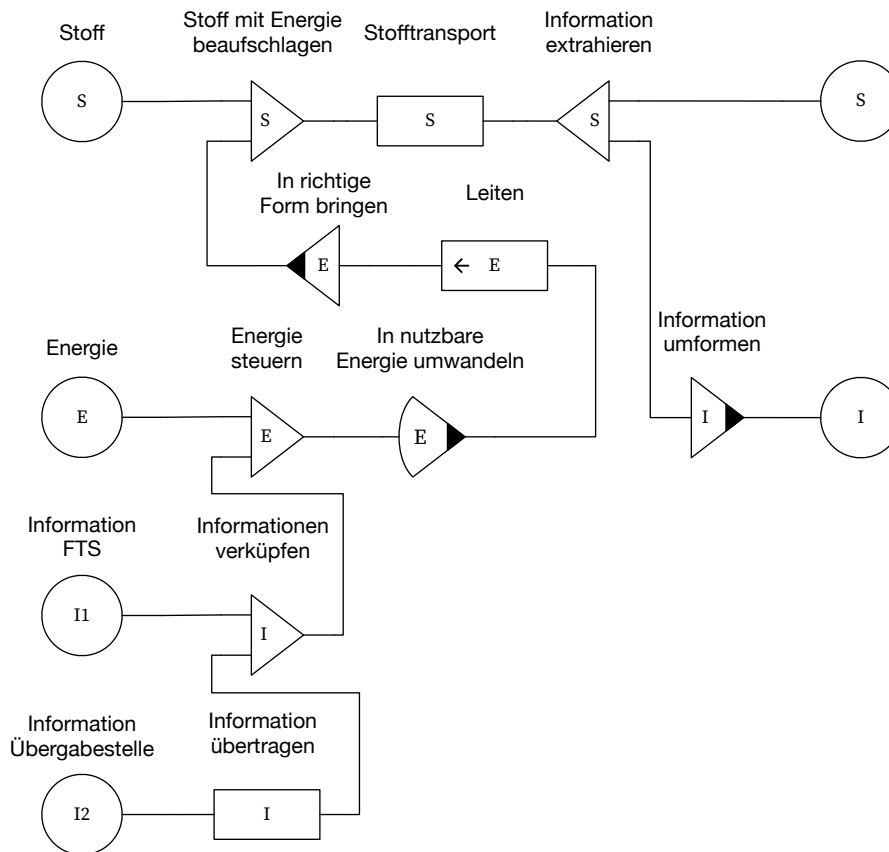


Abbildung 3.6: Funktionsstruktur "Beladen"

3.3 Suchen nach Lösungsprinzipien

Als erster Schritt wurden Lösungsprinzipien zum Transport der Koffer nach unten gesucht und ausgewählt. Damit kann in den nächsten Schritten genauer auf die dafür notwendigen Lösungsprinzipien und den damit verbundenen Funktionen eingegangen werden. Gefundene Lösungsprinzipien werden in Tabelle 3.4 dargestellt und erläutert.

Tabelle 3.4: Bewertung Koffer leiten

Prinzip	Vorteile	Nachteile	Mögliche Konstruktion
Klappe	einfach, leicht, kompakt, stabil	geregeltes Absenken schwierig, mögliche Beschädigung des Koffers	Öffnende Klappen lassen Koffer nach unten fallen
Bänder	geregeltes Absenken/Heben	Entladen schwierig, instabil wenn geringe Bandspannung	Absenken durch Abwickeln der Bänder von einer Rolle
Plattform	geregeltes Absenken/Heben, stabil	Entladen schwierig, schwer	höhenverstellbare Plattform

Beim Einsatz von Klappen ist im Vergleich zu anderen Lösungen mit geringerem Gewicht und einem einfacherem Aufbau zu rechnen. Da die Höhe zwischen den Etagen gering ist, ist beim Herabfallen nicht mit einer Beschädigung des Ladegutes zu rechnen, weswegen dieses Prinzip weiterverfolgt wurde. In Abbildung 3.7 ist der Aufbau mit Klappen skizziert. Zudem ist das Entladen aus der untersten Etage ohne Beeinflussung durch die Klappen möglich. Der Ablauf zum Entladen ist in Abbildung 3.8 schematisch dargestellt. Die Etagen werden von unten beginnend entleert und die Koffer von oben über die Klappen nach unten weitergeleitet.

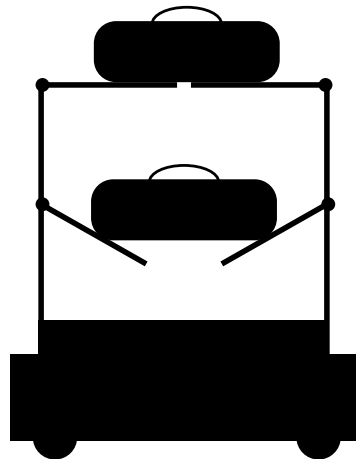


Abbildung 3.7: Skizze Klappe öffnen



Abbildung 3.8: Funktion "Klappen"

Zu den jeweiligen Operatoren in den Funktionsstrukturen aus Kapitel 3.2 werden nun Lösungsprinzipien gesucht. In Tabelle 3.5 sind die gefundenen Prinzipien aufgelistet. Lösungen die nicht geeignet sind und nicht weiter berücksichtigt werden, wurden bereits dementsprechend markiert. Die genauere Erläuterung zur Auswahl sowie Vor- und Nachteile werden im Kapitel 3.3.1 dargestellt. Im weiteren Vorgehen werden die Lösungsprinzipien bewertet und ausgewählt. Die Prinzipien zur Lösungsstruktur "Klappe öffnen und schließen" werden kombiniert und auf Verträglichkeit sowie auf Erfüllung der Anforderungen geprüft. [15]

Tabelle 3.5: Lösungsprinzipien

Allgemeine Funktion	Geeignete Teillösung					
Energie	(A1) Chemische Energie	(A2) Thermische Energie	(A3) Mechanische Energie	(A4) Elektrische Energie	(A5) Nuklear	
Energie umwandeln	(B1) Elektromotor	(B2) Verbrennungsmotor	(B3) Brennstoffzelle	(B4) Fluidmotor	(B5) Pumpe/Kompressor	(B6) direkt ¹
Energie leiten	(C1) Welle	(C2) Schlauch	(C3) Induktiv	(C4) Kabel	(C5) direkt ¹	
Energie umformen	(D1) Zahnradgetriebe	(D2) Zugmittelgetriebe	(D3) Spindeltrieb	(D4) Hebel	(D5) Kniehebel	(D6) Zylinder
Stoff leiten	(E1) Rollenförderer	(E2) Bandförderer	(E3) Kugelbahn	(E4) Kettenförderer		
Information umformen	(F1) Lichtschranke	(F2) Näherungssensor	(F3) Endschalter	(F4) Distanzsensoren	(F5) Kraftmessung	
Information leiten	(G1) Kabel	(G2) Optisch	(G3) Radio Frequency	(G4) Mobilfunk		

3.3.1 Bewerten der Lösungsprinzipien

Im Folgenden werden die einzelnen Lösungsprinzipien der jeweiligen Funktion genauer analysiert. Dazu wurden Vor- und Nachteile in Bezug zum jeweiligen Einsatzgebiet aufgelistet sowie mögliche Realisierungen beschrieben.

Energie speichern

Bei thermischen Energiespeichern sind sehr hohe Temperaturen und Massen erforderlich. Auch eine Umwandlung thermischer Energie in eine für die weitere Verwendung nützliche

¹Umwandlung oder Leiten erfolgt durch ein anderes Funktionsprinzip

Energieform, stellt sich als nicht zielführend heraus, deshalb wurde die Speicherung mittels thermischer Energie nicht weiter verfolgt.

Elektrische Energiespeicher (z.B. Kondensatoren) sind aufgrund geringer Kapazitäten sowie kurzer Speicherdauer nur zum Ausgleich von Schwankungen geeignet. Da hier aber Speicher mit höherer Kapazität und längerer Dauer gesucht sind, wurden diese nicht weiter verfolgt. Auch die Möglichkeit einer dauernden Stromzuführung für das Entladesystem wurde nicht berücksichtigt, da aufwendige Infrastruktur benötigt werden würde.

Aufgrund von Sicherheitsaspekten und unter Berücksichtigung von gesetzlichen Regelungen wurde der Einsatz nuklearer Energie nicht angedacht. Diese Prinzipien wurden bei der weiteren Analyse, wie in Tabelle 3.6 ersichtlich nicht weiter berücksichtigt.

Tabelle 3.6: Bewertung Lösungsprinzipien "Energie speichern" [16]

Nr	Prinzip	Vorteile	Nachteile	Mögliche Konstruktion
A1	Chemische Energie	guter Wirkungsgrad, hohe Energiedichte, günstig, geringe Selbstentladung, einfache Aufladung	ggf. entflammbar, Spannungsüberwachung, geringe Ladeströme	Akkumulator, Benzin, Wasserstoff, Methan
A3	Mechanische Energie	einfach, günstig, geringe Betriebskosten	schwer regelbar	Feder, Schwungradspeicher, Druckluftspeicher

Energie umwandeln

Um die Energie aus dem Speicher nutzen zu können, muss eine Energieumwandlung stattfinden. Einige Möglichkeiten, die dafür infrage kommen, sind in Tabelle 3.7 mit einigen Vor- und Nachteilen aufgelistet.

Bei der direkten wird mittels Energiespeicher die gespeicherten Energie unmittelbar in nutzbare Energie transformiert, z.B. Drucktank in Luftstrom, Feder in Kraft.

Tabelle 3.7: Bewertung Lösungsprinzipien "Energie umwandeln" [17]

Nr	Prinzip	Vorteile	Nachteile
B1	Elektromotor	hoher Wirkungsgrad, einfache Steuerung, weit verbreitet, viele Baugrößen, leise, günstig	
B2	Verbrennungsmotor	weit verbreitet, hohe Leistung	laut, Abgase, geringer Wirkungsgrad
B3	Brennstoffzelle	leise, hohe Leistung	teuer, weitere Umwandlung erforderlich, hohe Anforderungen
B4	Fluidmotor	hohe Leistung, Überlastung ohne Schäden	erfordert Pumpe/Kompressor/Druckspeicher, laut, hoher Wartungsaufwand
B5	Pumpe/ Kompressor	große Kräfte, kleine Aktuatoren	hohes Gewicht, großer Bauraum, hohe Drücke, laut

Da das Beladungssystem für den Indoor-Einsatz konzipiert ist, wurde die Verwendung eines Verbrennungsmotor aufgrund von Lärm und Abgasbelastung nicht weiter verfolgt.

Gegen den Einsatz einer Brennstoffzelle sprechen die hohen Kosten und die zu weiteren Umwandlung erforderlichen Aggregate.

Bei Pumpen und Kompressoren werden relativ große Bauräume benötigt, da neben dem jeweiligen Aggregat noch diverse Zubehörteile wie z.B. ein Tank oder Ventile benötigt werden. Daraus resultiert auch ein relativ hohes Gewicht des Systems. Durch die gegebenen hohen Anforderungen sind weder eine Pumpe noch ein Kompressor und in weiterer Folge auch ein Fluidmotor nicht relevant für die folgenden Schritte.

Energie leiten

Die geeigneten Lösungsprinzipien zur Leitung der Energie sind abhängig von der jeweiligen Energieform und können nur sinnvoll in Zusammenhang mit dieser bewertet werden. Deswegen wird nicht hier weiter auf die Bewertung der einzelnen Lösungen eingegangen, sondern bei der Bewertung der Teillösung.

Die direkte Leitung von Energie kann z.B. mithilfe eines Umwandlungs- oder Umformungs-Prinzips erfolgen. Eine Möglichkeit ist die Verwendung eines Zugmittelgetriebes zum Leiten und Umformen.

Energie umformen

Die Teillösungen "Energie umformen" sind nur mit bestimmten Formen an Energie kompatibel, deswegen wird hier speziell auf die einzelnen Vor- und Nachteile eingegangen. Möglichkeiten, die es erlauben, Energie zu leiten und gleichzeitig umzuformen werden u.a. in Tabelle 3.8 behandelt.

Tabelle 3.8: Bewertung Lösungsprinzipien "Energie umformen" [17]

Nr	Prinzip	Vorteile	Nachteile	Mögliche Konstruktion
D1	Zahnradgetriebe	hoher Wirkungsgrad, geringer Bauraum, hohe Übersetzungen, Linearantrieb realisierbar	geringe Distanzen, hohes Gewicht	Stirnrad-, Schnecken-, Zahnstangengetriebe
D2	Zugmittelgetriebe	flexibel, große Distanzen, Linearantrieb realisierbar, geringer Wartungsaufwand	großer Bauraum bei großen Übersetzungen	Linearschlitten mit Riementrieb
D3	Spindeltrieb	hohe Kräfte, selbsthemmend, Linearantrieb, spielfrei	hoher Bauraum	Linearantrieb
D4	Hebel	einfach, hohe Kompatibilität	allein geringe Übersetzung	Linearbewegung über Hebelarm
D5	Kniehebel	hohe Kräfte, einfach, Verriegelungseffekt	großer Platzbedarf	Kniehebel als Kippmechanismus
D6	Zylinder	hohe Kräfte, sehr viele Ausführungsarten, kleine Bauformen	erfordert Hydraulik/Pneumatik, Festanschlag erforderlich, laut, Ölgehalt in Luft	Pneumatikzylinder

Stoff leiten

Vor- und Nachteile der verschiedenen Lösungen, um den Stoff aus dem Beladungssystem zu leiten, sind in Tabelle 3.9 dargestellt.

Tabelle 3.9: Bewertung Lösungsprinzipien "Stoff leiten"

Nr	Prinzip	Vorteile	Nachteile	Mögliche Konstruktion
E1	Rollenförderer	einfach, fertige Systeme, wartungsarm, Teilbetrieb, geringer Platzbedarf	viele Bauteile, Mindestgröße, Fördergut mit glatten Flächen	Antrieb durch Motorrolle,
E2	Bandförderer	geringer Verschleiß, leise, jegliches Fördergut transportierbar	Vorspannen und Ausrichten des Bandes erforderlich	Umlenkrollen zwischen Winkeln am FTS montiert
E3	Kugelbahn	Bewegung in jede Richtung möglich, kein Antrieb erforderlich	Höhenunterschied erforderlich	Kugelaufnahmen in Oberseite des FTS integriert
E4	Kettenförderer	viele Ausführungen, hohe Massen	hohes Gewicht, aufwendige Wartung, nicht für jedes Fördergut geeignet	Scharnierband

Aufgrund der in Tabelle 3.9 beschriebenen Vor- und Nachteile ist die Entscheidung auf einen Bandförderer gefallen, da dieses System eine einfache Handhabung, einen leisen Betrieb und die Möglichkeit verschiedenes Fördergut zu transportieren bietet. Zudem wird der Bandförderer auch in den bestehenden Gepäckbeförderungssystemen eingesetzt.

Information umformen

Zum Erkennen der Endlage und des Beladezustandes ist es nötig, diese Information mittels Sensorik zu ermitteln. In Tabelle 3.10 sind einige Möglichkeiten sowie deren Vor- und Nachteile aufgelistet.

Tabelle 3.10: Bewertung Lösungsprinzipien "Information umformen"

Nr	Prinzip	Vorteile	Nachteile	Mögliche Konstruktion
F1	Lichtschranke	einfach, günstig, geringe Fehleranfälligkeit, berührungslos	genaue Ausrichtung, mglw. Fehler bei reflektierendem Ladegut	Lichtschranke diagonal über Etage
F2	Näherungssensor	robust, einfach, berührungslos	je nach Technologie nicht alle Objekte erkennbar, geringe Entfernungen	Näherungsschalter an offener und geschlossener Endlage
F3	Endschalter	robust, günstig	verschleiß über Berührung	Endschalter an offener und geschlossener Endlage
F4	Distanzsensor	größerer Winkel abgedeckt bei Ultraschall und IR	Fehlmessungen bei verdrehten Oberflächen	Messung über Diagonale
F5	Kraftmessung	Information über die Beladung, funktioniert mit allen Materialien	Aufwendig, teuer, großer Bauraum	Dehnungsmessung an Verriegelung

Zur Überwachung des Beladezustandes werden Lichtschranken eingesetzt, die über beide Diagonalen der Etage messen. Dadurch wird ein "Nicht-Erkennen" des Zustandes im Falle

eines kleineres Ladegutes verringert. Zur Erkennung der Endlagen der Klappen werden induktive Näherungsschalter eingesetzt. Diese sind einfach zu montieren und arbeiten berührungsfrei, wodurch keinerlei Verschleiß entsteht.

Information leiten

Zum Leiten der Informationen zwischen Beladungssystem und zentraler Steuerung werden die in Tabelle 3.11 gelisteten Lösungsprinzipien aufgelistet.

Tabelle 3.11: Bewertung Lösungsprinzipien "Information leiten"

Nr	Prinzip	Vorteile	Nachteile	Mögliche Konstruktion
F1	Kabel	Hohe Geschwindigkeiten, robust, günstig, geringe Latenzen, gute Eignung für lokale Verbindung	Bewegungsradius eingeschränkt, aufwendige Installation für mobile Stromversorgung	Verbindung von am System befindlichen Komponenten
F2	Optisch	sehr hohe Geschwindigkeiten, geringe Latenzen, teuer, robust, weit verbreitet, viele Standards, mittlere Distanzen, kein Sichtkontakt notwendig, geringe Kosten	Sichtkontakt erforderlich, stark umgebungsabhängig, fehleranfällig	
F3	Radio Frequency		geringere Geschwindigkeit	mehrere Sender über Bewegungsbereich verteilt z.B. Industrial WLAN
F4	Mobilfunk	weltweite Verbindung, günstig	Signal in Innenräumen mglw. schlecht, Gebühren	Integriertes Modem, Kommunikation über Internet

Zum Informationsaustausch zwischen den Komponenten am Beladungssystem und dem FTS sind Kabel am besten geeignet. Sie gewährleisten einen schnellen und robusten Datentransfer.

Zur Verbindung des Systems mit einer zentralen Steuerung wurde ein Funk-System ausgewählt, da Kabel ungeeignet sind und viele Vorteile für ein Funk-System sprechen, u.a. sind diese Systeme standardisiert und sie decken die wichtigsten Anforderungen ab. Da das FTS bereits über eine Industrial-WLAN Schnittstelle verfügt, wurde diese in das Modell miteinbezogen.

3.3.2 Bewerten der Teillösungen Klappen

Nachfolgend werden die gefundenen Teillösungen auf Kompatibilität und auf Erfüllung der Anforderungen geprüft.

Wie in Tabelle 3.12 dargestellt, wurden die Kombinationen der Teillösungen "Energie umwandeln", "Energie leiten" und "Energie umformen" auf die Punkte Verträglichkeit, Erfüllung der Anforderungen, Realisierbarkeit, Kosten und Betriebssicherheit hin überprüft. Aus diesen Lösungen wurden die vielversprechendsten ausgewählt, wie in Tabelle 3.13 dargestellt.

Tabelle 3.12: Auswahlliste Klappen Energie

Auswahlliste Klappen Energie												
Energie speichern	Energie umwandeln	Energie leiten	Energie umformen	Lösungsvariante (LV) nach Auswahlkriterien beurteilen:						Lösungsvariante weiter verfolgen		
				(+) Ja (-) Nein (±) nicht optimal (?) Informationsmangel								
				Verträglichkeit gegeben		Anforderungen erfüllt		Realisierbar			Kosten zulässig	
				A	B	C	D	E	Betriebssicherheit		Bemerkung (Hinweise, Begründung)	
A1	B1	C1	D1	+	±	±	?	+	Sehr hohe Übersetzungen notwendig	X		
A1	B1	C1	D1,D3	+	±	+	+	+	pot. Versperren der Beladungsöffnung	LV1		
A1	B1	C1	D1,D3,D4	+	+	+	+	+	Kleiner Hebel -> Hohe Kräfte	LV2		
A1	B1	C1	D1,D3,D5	+	+	+	+	+	Mehrere Bauteile, Selbsthemmung	LV3		
A1	B1	C1	D2	+	±	±	+	+	Hohe Übersetzung, große Kettenräder	X		
A1	B1	C1	D2,D3	+	±	±	+	+	Hohe Übersetzung, große Kettenräder	X		
A1	B1	C1	D2,D4	+	+	+	+	+	pot. Versperren der Beladungsöffnung	LV4		
A1	B1	C1	D2,D5	±	+	±	+	+	Platzbedarf, Vorspannung erforderlich	X		
A1	B1	C1	D2,D3,D4	+	+	+	+	+	Kleiner Hebel -> Hohe Kräfte	X		
A1	B1	C1	D2,D3,D5	+	+	+	+	+	Mehrere Bauteile, Selbsthemmung	X		
A1	B1	C1	D3	+	+	±	+	±	Hohe Motormomente erforderlich	X		
A1	B1	C1	D4	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C1	D5	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C1	D6	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C1	D6, D4	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C1	D6, D5	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C2	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C3	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C4	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B1	C5	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C1	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C2	D1	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C2	D2	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C2	D3	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C2	D4	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C2	D5	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C2	D6	+	±	±	-	+	pot. Versperren der Beladungsöffnung	X		
A1	B5	C2	D6, D4	+	+	±	-	+	mehrere Bauteile, schwierige Regelung	X		
A1	B5	C2	D6, D5	+	+	±	-	+	mehrere Bauteile, schwierige Regelung	X		
A1	B5	C3	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C4	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B5	C5	...	-					nicht kompatibel	X		
A1	B6	-					nicht kompatibel	X		
A2	-	-				nicht kompatibel	X		
A2	B6	C1	...	-					nicht kompatibel	X		
A2	B6	C2	...	-					nicht kompatibel	X		
A2	B6	C3	...	-					nicht kompatibel	X		
A2	B6	C4	...	-					nicht kompatibel	X		
A2	B6	C5	D4	+	±	+	+	+	Einfach, keine Regelung möglich	LV5		
A2	B6	C5	...	-					nicht kompatibel	X		

Tabelle 3.13: Übersicht der weiterverfolgten Lösungsvarianten

	speichern	umwandeln	leiten	umformen
LV1	Chemisch	Elektromotor	Welle	Zahnradgetriebe, Spindeltrieb
LV2	Chemisch	Elektromotor	Welle	Zahnradgetriebe, Spindeltrieb, Hebel
LV3	Chemisch	Elektromotor	Welle	Zahnradgetriebe, Spindeltrieb, Kniehebel
LV4	Chemisch	Elektromotor	Welle	Zugmittelgetriebe, Hebel
LV5	Mechanisch	Direkt	Direkt	Hebel

Um die Bewertung der ausgewählten Lösungen zu ermöglichen erfolgte zunächst die Gewichtung der Bewertungskriterien mithilfe des paarweisen Vergleiches. Tabelle 3.14 listet die ausgewählten Bewertungskriterien und die Prioritäten zueinander auf.

Tabelle 3.14: Paarweiser Vergleich

	Niedrige Herstellungskosten	hohe Lebensdauer	modular	einfache Wartung	niedrige Geräuscentwicklung	Verwendung von Normteilen	beladen von allen Seiten	manuelle Be-/Entladung	geregeltes Absenken	schnelles Entladen	Schutz bei Energieverlust	Leichtbau	Anzahl der Punkte	Rangfolge	Gewichtung
Niedrige Herstellungskosten		0	0	0	1	0	0	1	1	1	0	1	5	7	0,08
hohe Lebensdauer	1		0	1	1	1	1	0	1	1	0	0	7	3	0,11
modular	1	1		1	1	0	1	0	1	0	0	1	7	3	0,11
einfache Wartung	1	0	0		1	1	0	0	1	0	0	1	5	7	0,08
niedrige Geräuscentwicklung	0	0	0	0		0	0	0	0	0	0	0	0	12	0,00
Verwendung von Normteilen	1	0	1	0	1		0	0	0	0	0	0	3	10	0,05
beladen von allen Seiten	1	0	0	1	1	1		0	1	0	0	1	6	5	0,09
manuelle Be-/Entladung	0	1	1	1	1	1	1		1	1	1	1	10	1	0,15
geregeltes Absenken	0	0	0	0	1	1	0	0		0	0	0	2	11	0,03
schnelles Entladen	0	0	1	1	1	1	1	0	1		0	0	6	5	0,09
Schutz bei Energieverlust	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1		1	10	1	0,15
Leichtbau	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0		5	7	0,08

Zur Bewertung der Lösungen wird der Gewichtungsfaktor jedes Bewertungskriteriums aus Tabelle 3.14 mit einer zugewiesenen Maßzahl multipliziert. Die Maßzahl reicht von 1 (schlecht erfüllt) bis 5 (sehr gut erfüllt). Die Summe dieser Wertungszahlen ergibt die Wertigkeit der jeweiligen Lösung. Als Ideallösung wird die Lösung mit Wertigkeit 5 angesehen. Die jeweilige Lösung mit der höchsten Wertigkeit ist laut den verwendeten Kriterien die am besten geeignete. Bei der Bewertung in Tabelle 3.15 hat die Lösungsvariante 5 die höchste Wertung unter den betrachteten Lösungsvarianten erreicht.

Tabelle 3.15: Bewertung der Lösungsprinzipien

Bewertungskriterien Wertung 1-5 5...Sehr Gut 1...Schlecht	Gewichtungsfaktor	LV1		LV2		LV3		LV4		LV5			
		B1+C1+D1,D3		B1+C1+D1,D3,D		B1+C1+D1,D3,D		B1+C1+D2,D4		B6+C5+D4			
		Maßzahl	Wertungszahl	Maßzahl	Wertungszahl	Maßzahl	Wertungszahl	Maßzahl	Wertungszahl	Maßzahl	Wertungszahl	Maßzahl	Wertungszahl
Niedrige Herstellungskosten	0,0758	4	0,303	4	0,303	3	0,227	3	0,227	5	0,379		0
hohe Lebensdauer	0,1061	4	0,424	4	0,424	4	0,424	3	0,318	4	0,424		0
modular	0,1061	4	0,424	4	0,424	4	0,424	3	0,318	4	0,424		0
einfache Wartung	0,0758	4	0,303	4	0,303	3	0,227	3	0,227	5	0,379		0
niedrige Geräuscentwicklung	0	2	0	2	0	2	0	2	0	4	0		0
Verwendung von Normteilen	0,0455	4	0,182	3	0,136	3	0,136	4	0,182	4	0,182		0
beladen von allen Seiten	0,0909	2	0,182	4	0,364	2	0,182	2	0,182	5	0,455		0
manuelle Be-/Entladung	0,1515	3	0,455	3	0,455	3	0,455	2	0,303	4	0,606		0
geregeltes Absenken	0,0303	5	0,152	5	0,152	4	0,121	4	0,121	2	0,061		0
schnelles Entladen	0,0909	2	0,182	3	0,273	3	0,273	4	0,364	4	0,364		0
Schutz bei Energieverlust	0,1515	4	0,606	4	0,606	5	0,758	3	0,455	2	0,303		0
Leichtbau	0,0758	4	0,303	3	0,227	3	0,227	4	0,303	5	0,379		0
Wertigkeit			3,515		3,667		3,455		3		3,955		0
Wertigkeit zu Ideallösung			0,703		0,733		0,691		0,6		0,791		0
Rangfolge			3		2		4		5		1		6

3.4 Beurteilung der Ergebnisse

Die ausgewählten Lösungsvarianten sind jeweils nur mit einer Art von Energiespeicher kompatibel. Daraus folgt, dass für Lösungsvarianten 1 bis 4 jeweils ein Chemischer Energiespeicher in Form eines Akkumulators und für Lösungsvariante 5 ein Mechanischer Energiespeicher in Form einer Feder eingesetzt werden könnte.

Akkumulatoren bieten als relativ günstiger, weit verbreiteter und einfach zu integrierender Energiespeicher viele Vorteile, auch ist das Abrufen der gespeicherten Energie jederzeit möglich. Bei der Verwendung von Federn ist zu bedenken, dass ein Akkumulator kleinerer Kapazität gebraucht wird um die notwendige Verriegelung zu betätigen.

Federn benötigen nach jeder Energieabgabe eine Energiezufuhr durch Vorspannen. Weiters ist ein geregeltes Abgeben der Energie nicht einfach zu realisieren. Dafür sind Federn leichter, einfacher handhabbar, sehr günstig und sicherer, außerdem erfordern sie wenig Platz.

Zur genaueren Beurteilung werden nachfolgend die zwei am besten bewerteten Lösungsvarianten im Detail betrachtet.

3.4.1 Lösungsvariante 2

Ein über eine Spindel betätigter elektrischer Linearantrieb kann als Standardteil einfach zugekauft werden. Als Angriffspunkt des Hebels kann direkt die Klappe fungieren, wie in Abbildung 3.9 dargestellt. Aufgrund der Anforderung, dass das Beladen von allen Seiten möglich sein soll, muss der Antrieb nach außen versetzt werden. Dies erfordert eine Verlängerung der Klappe und führt zu einer geringeren Hebelwirkung, da die Klappe nicht beliebig verlängert werden kann. Selbsthemmende Versionen des Antriebes vermindern hohen Stromverbrauch und im Falle eines Energieverlustes das Herabfallen des Ladegutes. Dadurch ist allerdings ein manuelles Betätigen der Antriebe nicht von vornherein ohne Elektronik möglich, da der Antrieb manuell nicht oder nur aufwendig bewegt werden kann.

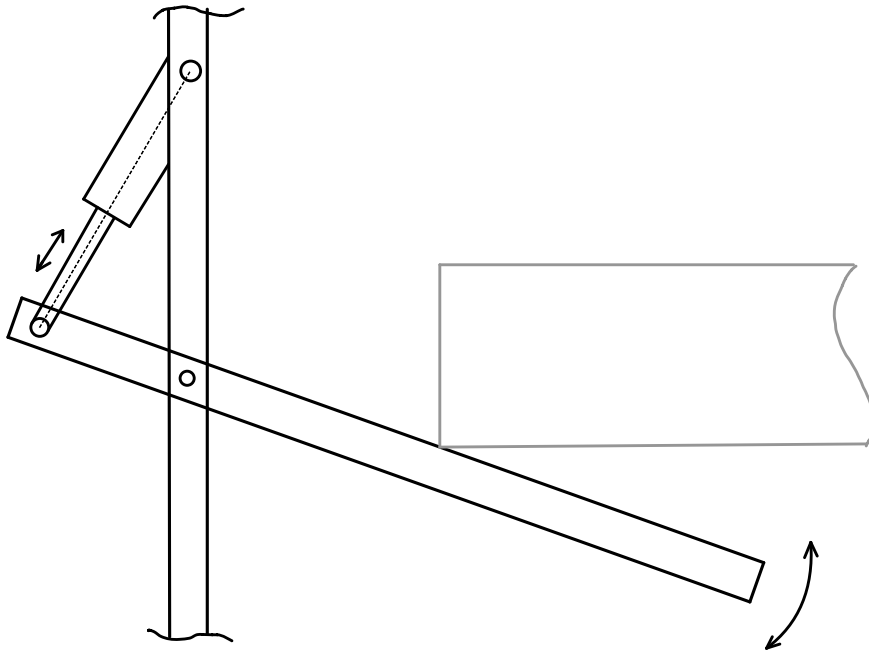


Abbildung 3.9: Skizze Lösungsvariante 2

3.4.2 Lösungsvariante 5

Bei dieser Lösungsvariante bietet sich die Verwendung von Federn zur Rückstellung der Klappen an. Die Ausführung kann als Zugfeder oder als Drehfeder erfolgen, siehe Abbildung 3.10, wobei bei der Prototypenkonstruktion Zugfedern über Vorspannen flexibler eingestellt werden können. Federn bieten auch den Vorteil, dass sie als Standardteil sehr günstig und in vielen Variationen erhältlich sind. Bei der Verwendung von Federn zur Rückstellung der Klappen in ihre Ausgangsposition ist zusätzlich eine Verriegelung der Klappen in offener und geschlossener Position erforderlich. Diese Verriegelung erfordert zusätzlich eine Aktorik zum Verriegeln und Entriegeln, welche aufgrund der bereits in Kapitel 3.3 angeführten Gründe am besten über einen elektrischen Antrieb zu bewerkstelligen ist. Dieser kann im Vergleich zu Lösungsvariante 2 wesentlich kleiner und leichter ausfallen, zudem kann der erforderliche Energiespeicher des E-Motors wesentlich kleiner dimensioniert werden als in Lösungsvariante 2. Die Verriegelung kann konstruktiv selbsthemmend ausgeführt werden, dadurch ist bei Unterbrechung der Energieversorgung das Ladegut gesichert. Auch eine Ausführung für die manuelle Öffnung der Verriegelung ist möglich.

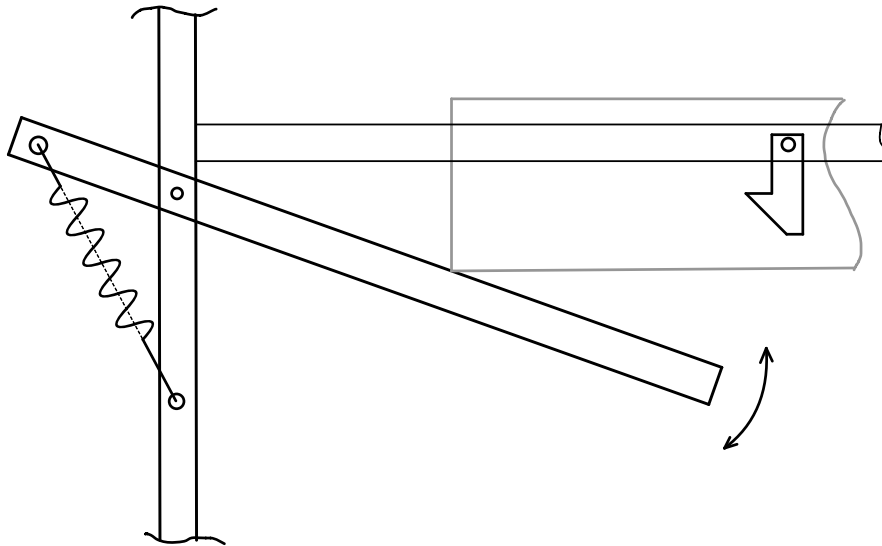


Abbildung 3.10: Skizze Lösungsvariante 5

3.4.3 FMEA

Um im Vorhinein mögliche Fehlerquellen und deren Auswirkungen der Lösungsvarianten zu berücksichtigen, wurde eine Fehler-Möglichkeiten-Einfluss-Analyse (FMEA) durchgeführt. Dabei wurde, wie in Abbildung 3.11 und 3.12 für die Lösungsvarianten 2 und 5 ersichtlich, zwischen den Vorgängen Beladen, Transport und Entladen unterschieden. Es wurde festgestellt, dass die höchste Risikoprioritätszahl bei Versagen des Antriebs für die Lösungsvariante 2 und bei Versagen der Verriegelung auftritt. Die Auswirkungen beim Versagen des Antriebes sind höher als im Falle der Verriegelung, da es hier zu Beschädigungen des Aufbaus und des Ladegutes kommen kann. Deswegen sind hier zusätzliche Maßnahmen erforderlich, auch damit ein frühzeitiges Erkennen einer Fehlfunktion möglich wird.

Bei Lösungsvariante 5 wurde als höchstes Risiko das unbeabsichtigte Öffnen der Klappen während des Transportes identifiziert. Daraus resultiert die empfohlene Maßnahme, dass die maßgebenden Komponenten betriebsfest auszulegen sind.

Das Verrutschen bzw. das Herunterfallen der Koffer während des Transportes soll durch bessere Koordination der Transportfahrzeuge verhindert werden. Durch Definieren einer Sperrzone können Interaktionen mit Menschen und damit unvorhergesehene Manöver verhindert werden. Weiters können bewegliche Halbleche an den Seiten montiert werden, die während des Transportes das Herunterfallen verhindern.

Aus den oben genannten Gründen wurde die Lösungsvariante 5 ausgewählt. Die konstruktive Ausführung wird in Kapitel 5 dargelegt. Die Berechnungen bezüglich Festigkeit, Feder- und Dämpfer-Auslegung werden in Kapitel 6 erläutert.

Fehlermöglichkeits- und -einflussanalyse

System - FMEA <input type="checkbox"/>		Prozess - FMEA <input type="checkbox"/>		Konstruktions - FMEA <input type="checkbox"/>	
Stammdaten:					
Lösungsvariante 5					
Systeme / Prozess / Produkt			Möglicher Fehler		Mögliche Folgen des Fehlers
Beladen			Verkeilen		Autom. Beladen nicht möglich
			Überladen		Brechen Lager, Verriegelung, Aufbau
Transport			Verfangen		Koffer liegt nicht ganz auf Klappe
			Klapppe öffnen		herunterfallen, beschädigen der Koffer
Entladen			Koffer verrutschen		herunterfallen, beschädigen der Koffer
			Umfallen		Ausfall
Entladen			Klappen schließen nicht		autom. Entladen nicht möglich
			Klappen öffnen nicht		autom. Entladen nicht möglich
Förderband geht nicht			autom. Entladen nicht möglich		

A=Auftreten		B=Bedeutung		E=Entdeckung		RPZ=Risikoprioritätszahl	
Auftretenswahrscheinlichkeit		Bedeutung		Entdeckungswahrscheinlichkeit		RPZ = A x B x E	
unwahrscheinlich	1	kaum wahrnehmbare Auswirkungen	1	hoch	1	max.	1000
sehr gering	2-3	unbedeutende Auswirkungen	2-3	mäßig	2-3	mittel	125
gering	4-6	mäßig schwere Auswirkungen	4-6	gering	4-6	min.	1
mäßig	7-8	schwere Auswirkungen	7-8	sehr gering	7-8		
hoch	9-10	äußerst schwerwiegende Auswirkungen	9-10	äußerst gering	9-10		

Abbildung 3.12: FMEA Analyse Lösungsvariante 5

4 Fahrerloses Transportsystem

In diesem Kapitel soll auf das Fahrerlose Transportsystem, welches die Grundlage des Beladesystems bildet, näher eingegangen werden. Die Anforderungen an das FTS leiten sich aus der Größe des Aufbaues sowie der zu transportierenden Fracht ab.

4.1 Anforderungen

Die grundlegenden Anforderungen an das FTS ergeben sich aus den vom Aufbau ermittelten Eigenschaften bezüglich Größe und Masse. Dabei wurde hier iterativ vorgegangen und die benötigten Daten wurden mithilfe des CAD Modells errechnet. Um den Aufbau stützen zu können, beträgt die Mindestgröße des FTS somit 900x700mm. Zudem muss das FTS dem Gewicht des Aufbaus inklusive dem der Beladung standhalten können. Für die Gewährleistung eines wirtschaftlichen Betriebes wurde versucht, den Aufbau möglichst leicht auszuführen, dabei wurde ein Gesamtgewicht von ca. 130kg für den Aufbau mit zwei Etagen und maximaler Beladung berechnet.

Das FTS sollte zudem über eine ausreichende Energieversorgung verfügen, um auch den Aufbau mit Strom bereitstellen zu können. Dadurch vereinfacht sich das Aufladen der Energiespeicher, da das FTS bereits mit einem automatischen System zur Energieversorgung ausgestattet sein sollte.

Zur selbstständigen Navigation sollte das FTS bereits ausreichend Sensoren aufweisen. Die Hinderniserkennung sowie die genaue Positionierung an vorgegebenen Punkten sollte auch über die im FTS integrierten Sensoren ermöglicht werden. Um zentrale Steuerungscomputer zum Flottenmanagement zu entlasten, sollte das FTS über ausreichend Ressourcen verfügen. Dadurch kann das autonome Fahren jedes Shuttles auch bei schlechter Verbindung gewährleistet werden. Zudem kann eine ausreichend leistungsstarke Steuerung am FTS eine separate Steuerung für den Aufbau ersetzen.

Zur Befestigung des Aufbaues muss an der Oberseite eine stabile Verbindungsmöglichkeit gewährleistet werden.

Beim Einsatz von Mecanum Rädern ist eine Bewegung in jede Richtung möglich, jedoch sind diese nur bei ebenen Untergründen einsetzbar. Je nach Einsatzgebiet sind unter Umständen lenkbare Räder von Vorteil, für den geplanten Einsatz im Inneren sind aber aufgrund beschränkter Platzverhältnisse und zu erwartender ebener Untergründe Mecanum Räder zu bevorzugen.

4.2 Ausführung

Ausgewählt wurde ein FTS aus dem Systembaukasten der Firma Donkey Motion, siehe Abbildung 4.1. Es erfüllt mit einer Größe von $1.200 \times 600 \times 270 \text{ mm}$ und einer Nutzlast von 1000 kg die Grundanforderungen. Ein anforderungsgerechtes FTS mit passender Nutzlast konnte nicht gefunden werden, deshalb wurde dieses, trotz wesentlich höherer Nutzlast, ausgewählt.

Das System verfügt über Anschlüsse, um direkt vier Elektrozyylinder anzusteuern, und kann über CAN-BUS weitere Peripherie, wie Sensoren und die Steuerung des Förderbandes, übernehmen. Dadurch entfällt der Bedarf einer separaten Steuerung am Aufbau.

Der Einsatz von Mecanum Rädern erlaubt eine einfache, omnidirektionale Bewegung und erfüllt damit auch diese Anforderungen.

Ein Spindelhubsystem erlaubt das einfache Abkoppeln vom Aufbau und könnte damit auch zwischen verschiedenen Aufbauten wechseln und so eine Lagermöglichkeit des Gepäcks realisieren.

Der eingebaute Industrie-PC ist auf den Betrieb mit Lokalisierungs- und Navigationssoftware vorbereitet.

Als Energieversorgung kommt eine 24 V Li-Ionen Batterie zum Einsatz, welche mit einer Leistung von 1700 W ausreichend für den Betrieb des Aufbaus ist.

Zwei 360° Laserscanner ermöglichen eine Kollisionserkennung und die Orientierung mithilfe von Karten. Ein Not-Ausschalter seitlich am System kann mit dem Fuß betätigt werden. Zur Orientierung und Hinderniserkennung wurden zwei 2D LiDAR-Sensoren TiM361S der Firma Sick verbaut. Somit wird zusätzlich eine 3D-Erfassung der Umgebung und damit eine bessere Erkennung von Hindernissen, welche nicht vom 360° LiDAR des FTS erfasst werden können ermöglicht.

Als Softwarepaket bietet sich das OpenSource System ROS an. Da es weit verbreitet ist, gibt es sehr viele bestehende Bibliotheken für Standardanwendungen wie Path-Planning und Karten-Erzeugung.



Abbildung 4.1: FTS The Donkey, Fa. Donkey Motion [18]

Zur CAD Darstellung wurden zwei Achsen mit Mecanum Rädern verwendet, da das CAD Modell des FTS nicht zur Verfügung stand. Die Modelle Mecanum AxleS-HL der Firma

Donkey Motion, siehe Abbildung 4.2, bieten jeweils eine Tragfähigkeit von 5500N, was für die zuvor veranschlagten 1300N des Aufbaues ausreichend ist. Die 24V Motoren passen gut mit den restlichen Antrieben zusammen. Die Spurweite von 500mm ist für den Aufbau, für mehr Stabilität kann auf 600mm erhöht werden. Diese Achsen können auch als Alternative zum oben beschriebenen FTS fungieren und sogar eine bessere Integration ermöglichen.

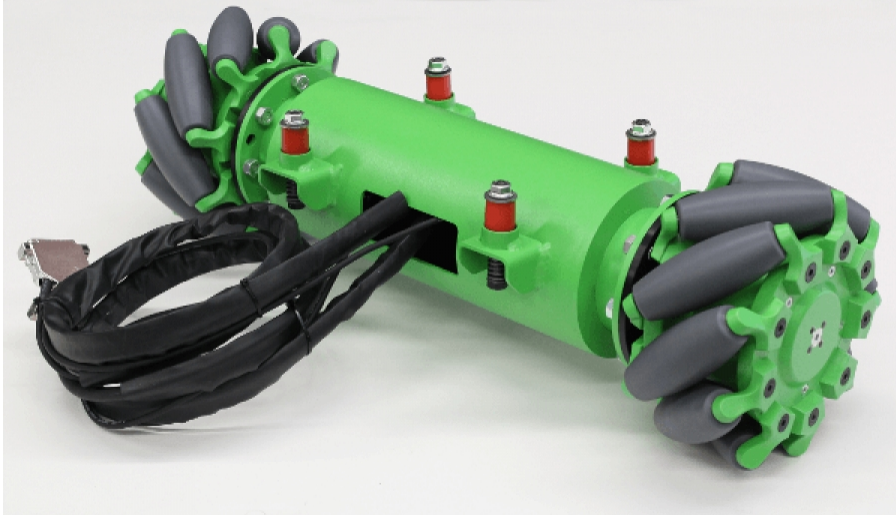


Abbildung 4.2: Mecanum Achse [18]

5 Konstruktion

Die konstruktive Ausführung erfolgte mithilfe des CAD-Pakets Creo Parametric.

Für den Prototyp wurde eine Konstruktion aus Item Profilen festgelegt, da damit wenig Fertigungsaufwand verbunden ist. Etwaige Anpassungen können dabei schnell vorgenommen und verschiedene Setups können getestet werden. Zusätzlich sind die Aluminium Profile sehr leicht, bieten ein hohes Widerstandsmoment und erlauben eine einfache Erweiterung und eine simple Montage von zusätzlichen Elementen wie z.B. Sensoren.

Die Konstruktion der fertigen Lösung erfolgte als Modul, siehe 5.1. Dieses Modul repräsentiert dabei eine Etage des Aufbaus. Es kann durch Ändern der Profillängen und Anpassen der Federspannung an die jeweiligen Größen und Massenanforderungen angepasst werden. Die Anzahl der Stellplätze pro Etage kann durch Aneinanderreihen der Module erreicht werden. Durch Stapeln mehrerer Module kann die Anzahl der Etagen variiert werden. Als Basis dient, wie in Kapitel 4 beschrieben, das System der Firma Donkey Motion. Da kein CAD-Modell zur Verfügung stand, wurde die Basis mithilfe der Mecanum Achsen skizziert. Das Gesamtsystem ist in Abbildung 5.2 dargestellt.

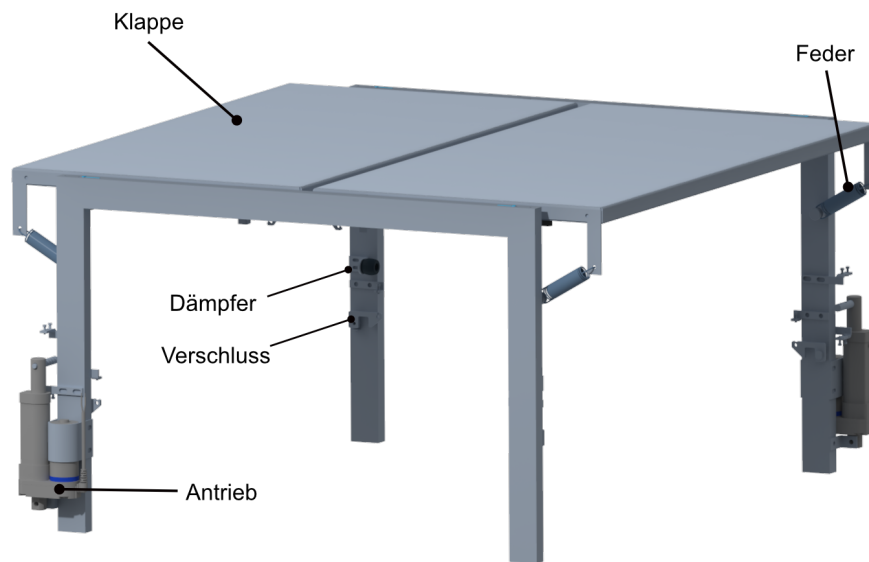


Abbildung 5.1: Modul

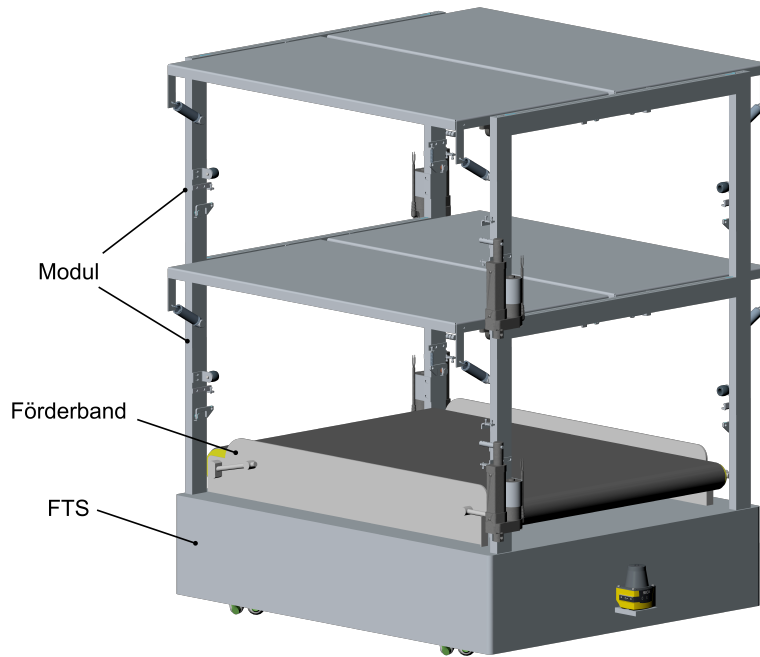


Abbildung 5.2: Transportsystem

Die Klappen wurden aus Aluminium-Profilen der Fa. Item konstruiert, damit war eine sehr leichte Konstruktion möglich. Gleichzeitig bieten diese Profile ein hohes Widerstandsmoment gegen Biegung und Torsion, die ermöglichen einen einfachen Zusammenbau und erlauben die Befestigung der gekanteten Aluminium-Deckplatte und der Verriegelungsbolzen. Die Deckplatte wird mit den Profilen verschraubt und erhöht damit die Steifigkeit der gesamten Klappe, die Ösen für die Zugfedern werden in das gekantete Blech eingearbeitet. Einen weiteren Vorteil dieser Konstruktion stellen die geringen Kosten dar, die sich durch die Verwendung von Standardteilen ergeben. Die erhältlichen Verbindungselemente ermöglichen es, die Klappe mithilfe von Schrauben vollständig zusammenzubauen, somit sind keine aufwändigen Arbeiten wie Schweißen notwendig. Eine Überprüfung der Profile auf Betriebsfestigkeit erfolgt in Kapitel 6.

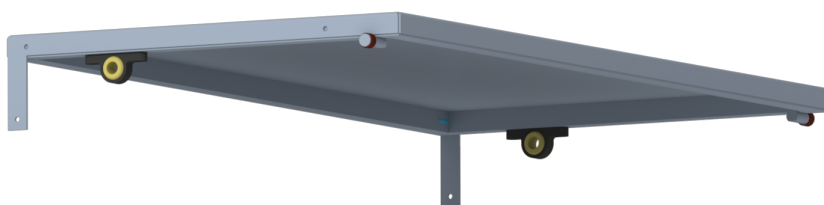


Abbildung 5.3: Klappe

Als Lagerung wurden *igus igubal*-Stehlager ausgewählt, die sich, aufgrund des geringen Gewichts und der wartungsfreien Ausführung, sehr gut für den hier beschriebenen Anwen-

dungsfall eignen. Beidseitig wurde die Lagerung als Festlager ausgeführt, um die Stabilität des Rahmens zu erhöhen.

Die Verriegelung ist als Haken mit an der Klappe angebrachtem Gegenstück ausgeführt. Mittels einer Feder wird der Haken in der verriegelten Position gehalten. Durch einen Bowden-Seilzug kann mit Hilfe eines Aktuators die Verriegelung geöffnet werden. Durch Gleithülsen auf der Aufnahmewelle des Hakens und dem Gegenstück an der Klappe wird die Reibung zum Öffnen der Verriegelung verringert und die dafür erforderliche Kraft reduziert. Der Haken wurde so konstruiert, dass dieser bei Belastung gegen den Anschlag gedrückt wird. Aufgrund dieser Ausführung ist eine seitliche Verstrebung am Rahmen des Beladungssystems nötig, das es nicht erlaubt, sperriges Ladegut, welches höher als die Etagenhöhe ist, zu laden. Einzig die Be- und Entladung von oben ermöglicht das Transportieren von sperrigem Ladegut.

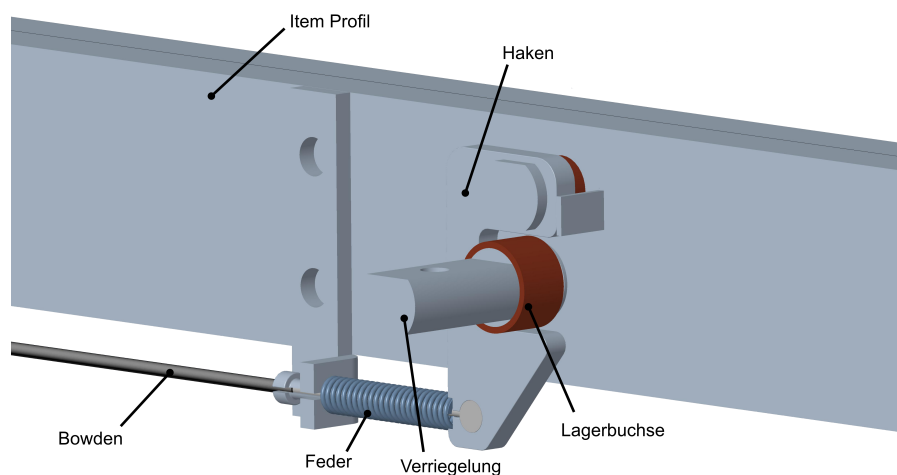


Abbildung 5.4: Verriegelung

Als Aktor wurde nach Vereinbarung mit dem ITL ein *Ewellix CAHB-10* Linearantrieb ausgewählt, da dieser für den Prototypen passt und in der Werkstätte bereits vorhanden war. Zudem bietet er mit einer Zug- und Druckkraft von $120N$ eine ausreichende Kraft zur Öffnung der Verriegelung. In der kleinsten Ausführung bietet der genannte Antrieb einen Hub von $50mm$ und kann diesen in ca. einer Sekunde durchlaufen. Damit wird ein schnelles Öffnen und Schließen ermöglicht. Zudem kann der Antrieb mit einer Spannung von $24V$ versorgt werden. Da der Antrieb nur zum Öffnen und Schließen der Verriegelung der Klappen eingesetzt wird, ist eine Einschaltdauer von 25% ausreichend.

Als Alternativen zu dem recht großen Antrieb wurden das Modell NLo80X der Firma Nilab oder das Modell LGA28 der Firma Nanotec identifiziert. Diese Antriebe erfordern eine Änderung des Adapters für die Aufnahme der Bowden-Seile, weisen jedoch geringere Baugrößen bei geringerer Zugkraft auf.

Für die zur Betätigung notwendigen Bowden-Zugseile werden 1×19 Stahllitzen-Seile mit $1mm$ Durchmesser verwendet. Diese bieten eine Mindest-Bruchkraft von $940N$, welche für die zum Entriegeln notwendige Kraft von $25N$ ausreichend ist. Aufgrund der Feder, welche

über das Seil gelegt werden muss, empfiehlt es sich, den Lötnippel erst danach anzulöten bzw. bereits einen maßgefertigten Seilzug zu verwenden. [19] Zum manuellen Öffnen kann der Seilzug an der Antriebsseite von Hand betätigt werden, indem an der Hülle des Seiles gezogen wird.

Um die Energie der Klappe beim Öffnen zu vermindern, wird ein Anschlagdämpfer am unteren Anschlag montiert. Dieser soll einen harten Stoß und eine Beschädigung der Verriegelung verhindern. Als Dämpfer wurde ein ACE Strukturdämpfer eingebaut. Er bietet eine lange Lebensdauer bei wartungsfreiem Betrieb, zudem ist die Energieaufnahme, bezogen auf die Masse, sehr hoch. Ein weiterer Vorteil gegenüber Kleinstoßdämpfern ist die kleinere Bauweise, wodurch die Gefahr von Verfangen vermindert werden kann. Da das Abbremsen auf einen definierten Punkt nicht notwendig ist, kann dieser Dämpfer verwendet werden. [20]

Als Bandförderer wurde ein Light Industrial Conveyor der Firma Interroll ausgewählt. Dieses System fügt sich mit den Abmessungen von 600mm Breite und 800mm Länge gut in den Aufbau ein. In Kombination mit dem Trommelmotor 80sDC kann das System auch mit 24V Gleichstrom betrieben werden und eignet sich somit auch für den Einsatz am FTS. [21]

6 Berechnung

Zur Auslegung wurden Daten über die Verteilung der Koffermassen im Luftverkehr herangezogen. Dabei wurde bei einer Umfrage eine Verteilung mit einem Mittelwert von 16,8kg und einer Standardabweichung von 5,8 gefunden. Die Verteilung ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Für die Auslegung wurde die Spanne der Koffermassen bis 32kg festgelegt, da 32kg bei den meisten Fluglinien das maximal erlaubte Gewicht darstellt. Die Spanne wurde dabei in 10 Gewichtsklassen eingeteilt und die Häufigkeit bestimmt. [22] [14]

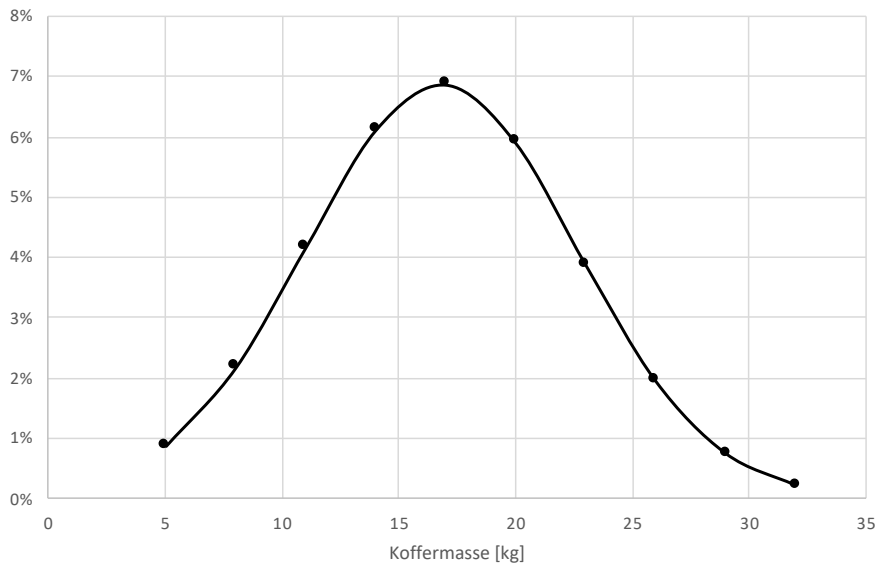


Abbildung 6.1: Verteilung der Koffermassen [22]

Basierend auf dieser Verteilung wurden die folgenden Klassen definiert. Dabei wurde die gesamte Lebensdauer auf 10^6 Koffer festgelegt und mithilfe der Verteilung auf die Gewichtsklassen aufgeteilt. Tabelle 6.1 gibt eine Übersicht über die Gewichtsklassen und die Anzahl an Koffern in jeder Klasse. Als Belastung wurde für jede Gewichtsklasse der jeweilige Maximalwert zur Berechnung herangezogen.

Tabelle 6.1: Kollektiv Koffermassen

Klasse [kg]	Anzahl Koffer pro 10 ⁶
< 5	21000
5 – 8	44000
9 – 11	94000
12 – 14	157000
15 – 17	200000
18 – 20	196000
21 – 23	149000
24 – 26	87000
27 – 29	39000
30 – 32	13000

6.1 Lastverteilung

Um die Beanspruchung der Verriegelung und Lagerung der Klappen zu bestimmen, wurde die Lastverteilung (siehe Abbildung 6.2) im geschlossenen Zustand bestimmt. Dabei wurden verschiedene Größen und Massen der Beladung berücksichtigt, wie in Tabelle 6.2 ersichtlich. Es wurde der jeweils ungünstigste Fall für die jeweilige Nachweisstelle verwendet. Die Berechnung ist im Anhang einsehbar und wurde mithilfe von Python, Sympy und JupyterLab durchgeführt.

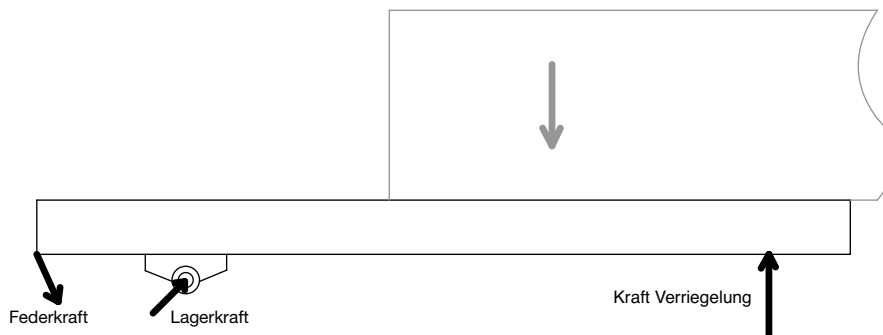


Abbildung 6.2: Skizze Kraftverteilung

Tabelle 6.2: Lastverteilung Klappe

Masse [kg]	32	29	26	23	20	17	14	11	8	5	0
Lagerkraft [N]	246,5	232,4	218,3	204,2	190,2	176,3	162,4	148,7	135,1	121,7	100,1
Kraft Verriegelung [N]	162,6	147,1	131,6	116,1	100,6	85,1	69,6	54,1	38,6	23,1	-2,8

6.2 Bewegungsanalyse

Zur Auslegung der Federn und des Dämpfers wurde eine dynamische Mehrkörpersimulation des Öffnungs- und Schließvorganges der Klappen durchgeführt. Die Bewegungsgleichung wurde mithilfe der Software Mathematica bestimmt und für die numerische Lösung der Differentialgleichung wurde Matlab herangezogen. Über das CAD-Modell der Klappe wurde dessen Massenträgheitsmoment um die Lagerachse bestimmt. Es beträgt $0,176 \text{ kgm}^2$. Für die Simulation wurde ein Koffer mit den Maßen $760 \times 520 \times 300 \text{ mm}$ und 32 kg Masse angenommen. Weiters wird angenommen, dass der Koffer mittig zwischen den Klappen liegt. Die Kraft wird jeweils an der Kante des Koffers auf die Klappe übertragen. Ab einem gewissen Öffnungswinkel der Klappen wird der Kontakt zum Koffer unterbrochen und somit wird keine Kraft mehr übertragen. Dies führt zu einem Knick im Plot der Winkelgeschwindigkeit, wie in Abbildung 6.3 ersichtlich. Danach erfolgt der Anschlag im offenen Zustand und die Winkelgeschwindigkeit springt auf null. Der Öffnungsvorgang unter diesen Umständen dauert $0,268$ Sekunden. Die Restenergie am Anschlag beträgt $11,9$ Joule. Nach vollständigem Öffnen wird die Klappe mithilfe der Federn wieder geschlossen. Dieser Vorgang dauert $0,557$ Sekunden und die Klappe schlägt mit einer Restenergie von 2 Joule gegen den oberen Anschlag. Basierend auf diesen Daten kann ein Dämpfer für den unteren Anschlag ausgewählt werden.

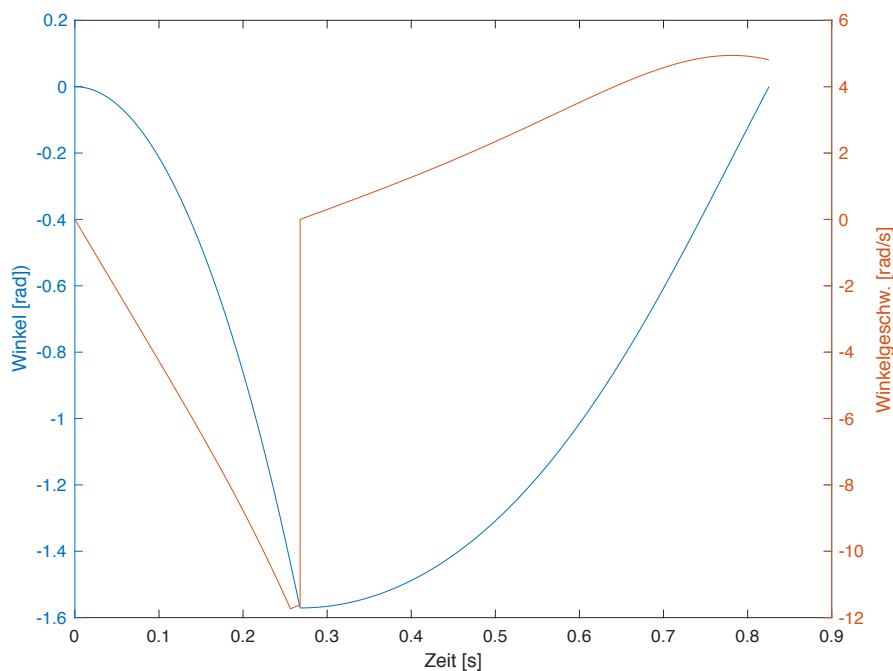


Abbildung 6.3: Bewegungsverlauf öffnen und schließen

Laut Simulation ist ein Mindestgewicht des Ladegutes von 5 kg erforderlich, um den unteren Anschlag und damit die untere Verriegelung zu erreichen.

6.3 Festigkeit Klappen

Ohne Berücksichtigung der Deckplatte wird hier nur der Rahmen der Klappe auf ausreichende Festigkeit überprüft. Dabei wird angenommen, dass die halbe Masse des Koffers zentral auf das Profil wirkt und damit zu einem maximalen Biegemoment führt, siehe Abbildung 6.4. Bei diesem Fall handelt es sich um einen Belastungszustand, der in der Praxis nicht vorkommen kann, da die Last nicht an einem Punkt einwirkt und über die Deckplatte verteilt wird. Damit wirkt das gesamte Gewicht eines Koffers nicht rein auf ein Profil.

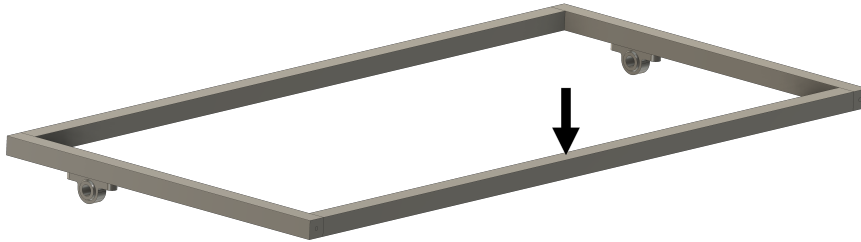


Abbildung 6.4: Belastung Klappe

Für diesen Extremfall wurde nach der FKM-Richtlinie eine Überprüfung auf Betriebsfestigkeit für das oben genannte Kollektiv durchgeführt. Die Berechnung befindet sich im Anhang auf Seite 96. Zur Modellierung wurde nur das Profil der längeren Seite herangezogen und dieses wurde beidseitig gegen Verschiebung fixiert. Die Belastung wurde in der Mitte aufgebracht. Für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis des Kollektivs mit 10^6 Koffer ergibt sich eine Auslastung von 0,818 und somit eine ausreichende Festigkeit für den genannten Extremfall. Die statische Auslastung für eine maximale Koffer Masse von 32kg beträgt 0,138. In beide Fällen wurde ein Gesamtsicherheitsfaktor von 1,4 verwendet.

Das Profil der kurzen Seite wird nicht auf Biegung berechnet, da aufgrund der Lagerung, der Verriegelung und der kürzeren Länge keine höheren Spannungen als an der langen Seite zu erwarten sind.

6.4 Festigkeit Rahmen

Aufgrund der geringen Belastungen ist der Rahmen nicht als kritisch anzusehen. Deswegen wurde hier nur eine grobe statische Festigkeitsberechnung durchgeführt.

Bei einer Belastung der Querverstrebungen, die über die Verriegelung belastet werden, wird wieder eine Belastung von 320N und damit das maximal zulässige Gewicht in der Mitte angenommen. Da das 40x20 Profil beidseitig am Steher fixiert ist, ergibt sich der Belastungsfall 3 laut Berechnungsunterlagen der Firma Item. Die Durchbiegung ergibt sich damit aus:

$$f = \frac{F * l^3}{192 * E * I * 10^4} = \frac{320 * 980^3}{192 * 70000 * 5,14 * 10^4} = 0,44mm$$

Die Biegespannung wird über das maximale Biegemoment, beidseitig eingespannt, bestimmt.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{39200[Nmm]}{2,66[cm^3] * 10^3} = 14,7 \frac{N}{mm^2}$$

Bei einer Dehngrenze von $R_{p0,2} = 195 \frac{N}{mm^2}$ ergibt das einen Sicherheitsfaktor von $S = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_b} = 13$. Weiters ist zu berücksichtigen, dass die Gesamtbelastung sowohl auf beide Seiten sowie auch auf das Lager beider Klappen aufgeteilt wird. Dadurch steigt der Sicherheitsfaktor bei gleichmäßiger Belastung beider Seiten. Eine weitere Steigerung wäre bei der Lastenverteilung, Verteilung der Belastung zwischen Verriegelung und Lagerung, zu berücksichtigen. [23]

Die Steher wurden auf Knickung untersucht, dafür wurde das Segment der untersten Etage herangezogen, da dieses den größten Belastungen ausgesetzt ist. Dazu wurde der 3. Euler Knickfall angenommen, woraus sich die folgende Knicklast ergibt:

$$F_K = \frac{\pi^2 EI}{(0,7l)^2} = \frac{\pi^2 * 70000[\frac{N}{mm^2}] * 14800[mm^4]}{0,7^2 * 470^2[mm^2]} = 94400N$$

Bei einer Belastung durch das Eigengewicht jeder Etage von 20kg mit der maximalen Zuladung von 32kg ergibt sich pro Etage eine Gewichtskraft von 510N. Bei zwei Etagen mit jeweils vier Stehern ergibt sich somit bei einer symmetrischen Belastung eine Last von 255N pro Steher. [24]

6.5 Betriebsfestigkeit Haken

Zur Überprüfung des Verriegelungshakens wurde eine Betriebsfestigkeitsanalyse nach der FKM-Richtlinie durchgeführt. Die Belastungen wurden nach dem Kollektiv in Tabelle 6.1 ermittelt. Dabei wurde jeweils die Belastung, welche sich auf beide Lager und Verschlüsse der Klappe aufteilt, direkt zur Analyse verwendet. Dadurch wird die Belastung beim Beladen und bei nicht zentrischer Beladung berücksichtigt, da die gesamte Belastung der Klappe über jeweils ein Lager und eine Verriegelung abgeführt wird. Als Werkstoff wurde S235 ausgewählt, da dieser günstig und einfach zu handhaben ist. Da er nicht rostbeständig ist, eignet er sich nur bedingt für einen Einsatz außerhalb des Prototypen.

Zur Ermittlung der Spannungen wurde eine FE-Analyse mithilfe von Ansys Mechanical durchgeführt. Dabei wurden die Randbedingungen, wie in Abbildung 6.5 gezeigt, definiert und eine zylindrische Lagerung, welche eine freie Rotation um die Achse erlaubt, definiert. Um den Effekt der Rückstellfeder zu modellieren und um das System statisch bestimmt

zu halten, wurde keine Verschiebung der Seilaufnahme in Richtung des Seils erlaubt. Die Belastung wird über eine kleine Fläche im Abstand des Bolzenradius eingeleitet.

Bei einer maximalen Belastung von 163N ergibt sich folgende Spannungsverteilung wie in Abbildung 6.6 dargestellt. Dabei tritt die höchste Vergleichsspannung im Bereich des oberen Radius der Aussparung auf. Hier wurde auch der Nachweispunkt für die Betriebsfestigkeitsanalyse definiert.

In Abbildung 6.7 sind die Punkte, die zur Auswertung der Spannung und des Spannungsgradienten verwendet wurden, dargestellt.

A: Statisch-mechanische Analyse

Statisch-mechanisch

Zeit: 1, s

- A** Verschiebung
- B** Externe Kraft: 163, N
- C** Zylindrische Lagerung: 0, mm

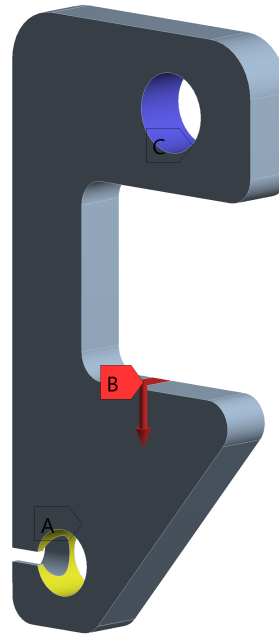


Abbildung 6.5: Randbedingungen Haken

A: Kopie von Statisch-mechanische Analyse

Vergleichsspannung
Typ: Vergleichsspannung (von Mises)
Einheit: MPa
Zeit: 1
12.02.2021 09:10

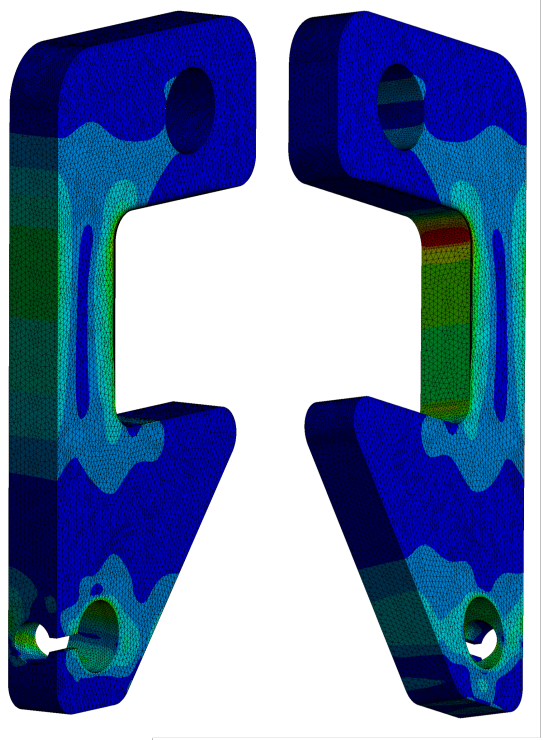
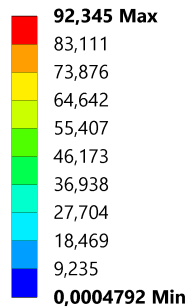


Abbildung 6.6: FEM Ergebnis Verriegelungshaken [$\frac{N}{mm^2}$]

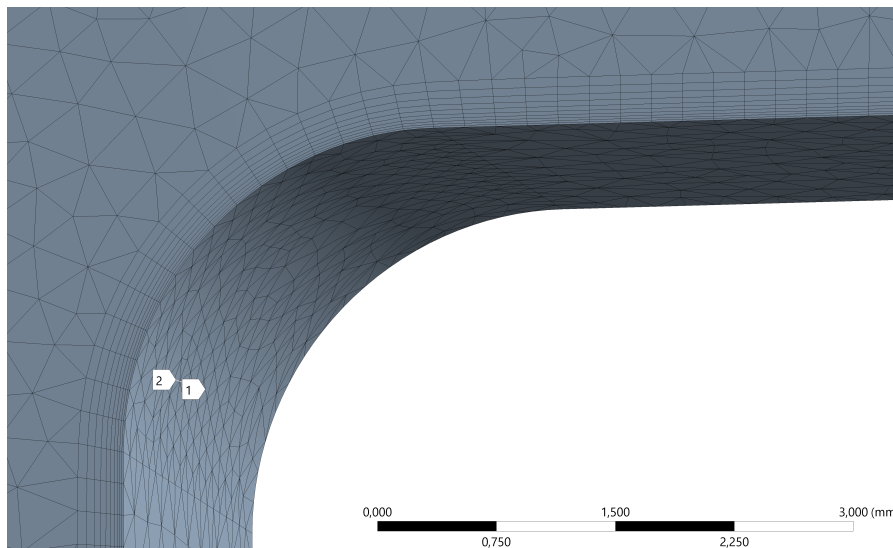


Abbildung 6.7: Mesh Nachweisstelle Verriegelungshaken

Bei dem statischen Festigkeitsnachweis wurde eine Auslastung von 23% festgestellt. Dabei wurde ein Sicherheitsfaktor von 1,4 verwendet, da bei Ausfall nur mit niedrigen bis mittleren Schadensfolgen zu rechnen ist. Für die Ermüdungsfestigkeit wurde für 10^6 Zyklen eine

Auslastung von 47,9% ermittelt. Damit wurde eine ausreichende Festigkeit nachgewiesen. Die Berechnung ist im Anhang angefügt.

6.6 Betriebsfestigkeit Verriegelungsbolzen

Die Übertragung der Kraft der Klappe auf den Haken erfolgt über den Verriegelungsbolzen. Hier wurde auch nach der FKM-Richtlinie ein Betriebsfestigkeitsnachweis anhand von örtlichen Spannungen durchgeführt. Als Material wurde S235 gewählt.

Die Randbedingungen wurden so definiert, dass die Kraft als Bolzenlast angreift, da durch die aufgeschobene Gleithülse die Last verteilt wird. Unter Ausnutzung der Symmetrie wurde nur das halbe Modell simuliert und deshalb auch nur die halbe Kraft aufgebracht. Das starre Auflager an der Oberseite repräsentiert den Kontakt zum Rahmen der Klappe. Die Schraubverbindung wird mithilfe der zylindrischen Lagerung und der unterbundenen Verschiebung normal auf die Zylinderachse modelliert, siehe Abbildung 6.8.

Das Ergebnis der FE-Analyse ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Dabei treten nennenswerte Spannungen entlang der Abstufung auf. Das Maximum im Bild liegt auf der äußeren Kante der Abstufung, da es hier aufgrund scharfer Kanten zu Singularitäten kommen kann, die in der Simulation zu lokal höheren Spannungen führen. Der Nachweispunkt wurde in der Symmetrieebene am Auslauf des Radius gesetzt, siehe Abbildung 6.10.

B: Statisch-mechanische Analyse
Statisch-mechanisch
Zeit: 1, s

- A** Verschiebung
- B** Starres Auflager
- C** Zylindrische Lagerung: 0, mm
- D** Bolzenlast: 82, N

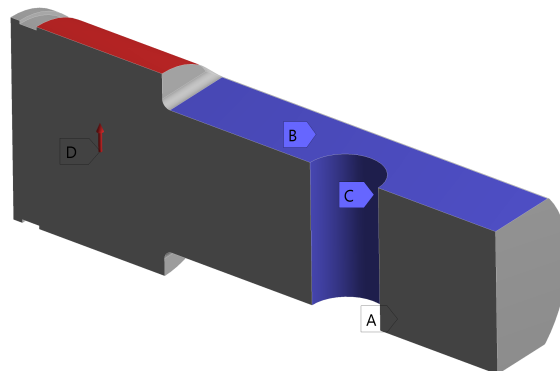


Abbildung 6.8: Randbedingungen Verriegelungsbolzen

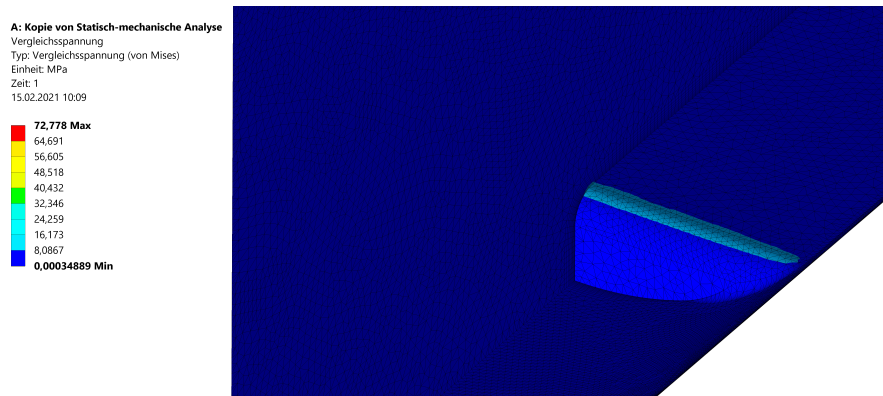


Abbildung 6.9: FEM Ergebnis Verriegelungsbolzen [$\frac{N}{mm^2}$]

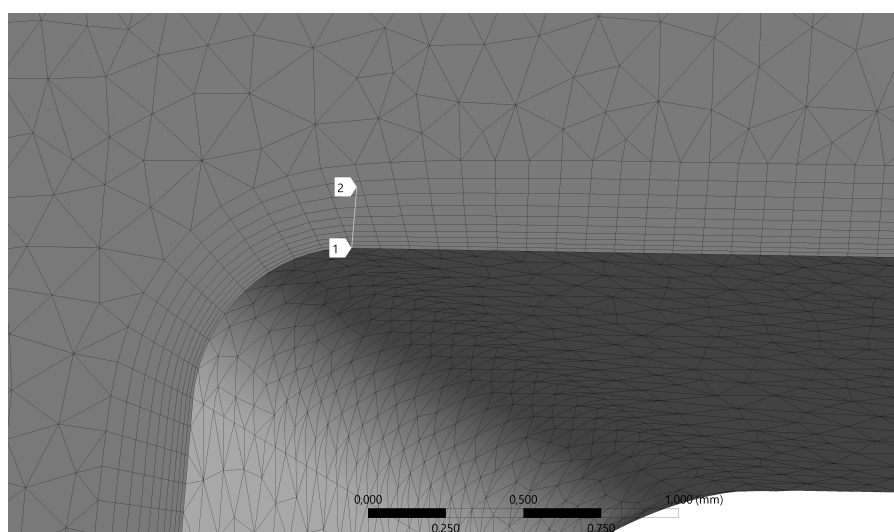


Abbildung 6.10: Mesh Nachweisstelle Verriegelungsbolzen

Dabei führt der statische Festigkeitsnachweis auf eine Auslastung von 0,89% und der Ermüdungsnachweis, welcher mit dem Kollektiv aus Tabelle 6.1 durchgeführt wurde, auf eine Auslastung von 4,17%. Damit ist eine ausreichende Tragfähigkeit gewährleistet.

6.7 Festigkeit Lagerwelle

Auch die Lagerwelle wurde auf Betriebsfestigkeit nach FKM untersucht. Wiederum wurde S235 als Werkstoff gewählt, da er günstig und leicht zu bearbeiten ist und zudem ist beim Einsatz im Inneren nicht mit oxidationsfördernden Zuständen zu rechnen ist. Um den eingeschraubten Zustand zu modellieren, wurde eine statische Lagerung auf die Stirnfläche und eine zylindrische Lagerung am Gewinde angewendet. Eine Kraft in axialer Richtung am Gewinde soll eine Vorspannkraft bewirken. Die Belastung durch das Lager wird über eine Bolzenlast aufgebracht, siehe Abbildung 6.11.

Die Ergebnisse zeigen aufgrund der Vorspannung gleichmäßige Spannungen entlang der Verrundung mit einem Maximum am Auslauf der Verrundung in der Symmetrieebene, siehe Abbildung 6.13. Dieses Maximum ist auf die Belastung durch das Lager zurückzuführen. Wie in Abbildung 6.12 ersichtlich, ist der Ausschlag aufgrund der Lagerbelastung im Vergleich zur Belastung durch die Vorspannung relativ gering. Dies ist auch anhand der Spannungen über das Lastkollektiv erkennbar, da hier nur geringe Veränderungen in der Spannung feststellbar sind.

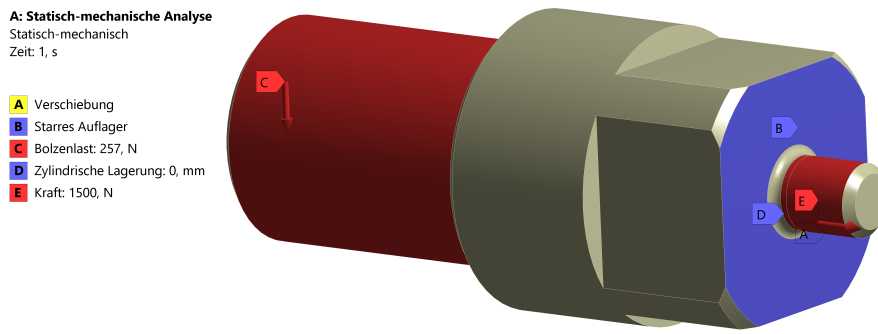


Abbildung 6.11: Randbedingungen Lagerwelle

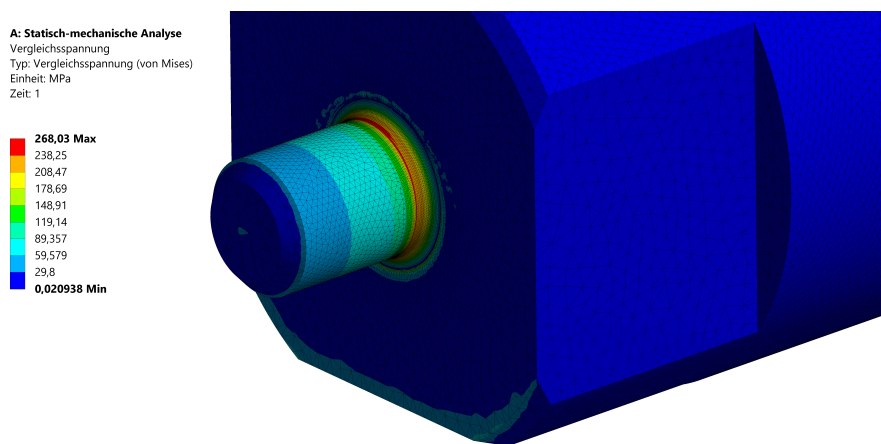


Abbildung 6.12: FEM Ergebnis Lagerwelle $[\frac{N}{mm^2}]$

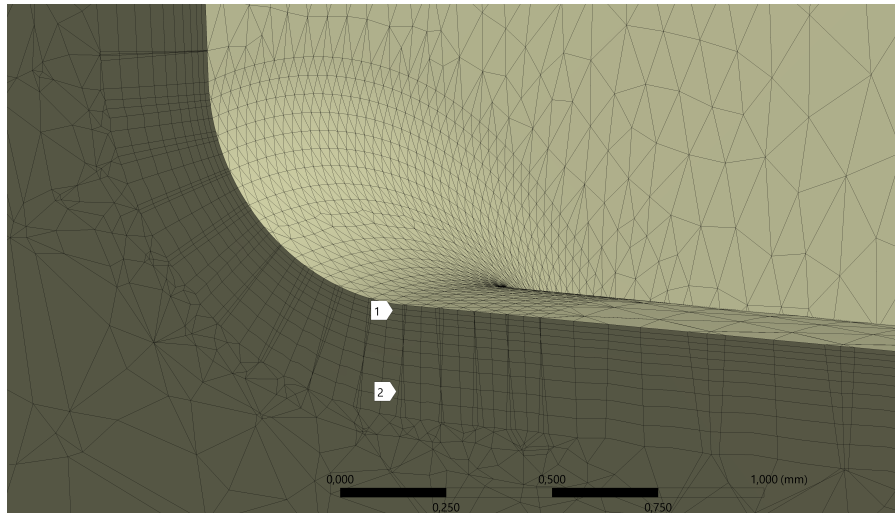


Abbildung 6.13: Mesh Nachweisstelle Lagerwelle

Für den statischen Nachweis wurde eine Auslastung von 11,7% festgestellt. Durch die hohe Spannung, welche aufgrund der Vorspannung induziert wird, ergibt sich beim Ermüdungsnachweis eine geringe Ausschlagsspannung. Dabei wurde eine Auslastung von 4,98% berechnet.

6.8 Federauslegung

Die Feder ist für die Rückstellung der Klappe in den geschlossenen Zustand verantwortlich. Zur Auslegung wurde über das CAD Modell der Klappe dessen Schwerpunkt ermittelt. Dieser liegt 100,4mm von der Lagerachse entfernt. Die Masse der Klappe wurde mit 4,916kg berechnet. Mit diesen Informationen sowie den Abständen der Angriffspunkte der Federn wurde die maximal erforderliche Federkraft ermittelt, um die Klappe im geschlossenen Zustand zu halten. Diese Kraft beträgt 55,32N, woraus sich bei zwei Federn pro Klappe eine Kraft von 27,7N pro Feder ergibt. Weiters muss die Feder im geschlossenen Zustand eine Länge von 109mm und im geöffneten eine Länge von 180,5mm aufweisen. In Abbildung 6.14 ist der Kraftverlauf einer Feder über den Öffnungswinkel φ der Klappe dargestellt. Der Maximalwert beträgt hierbei 34,5N. Als Zugfeder wurde das Modell Z-130HX der Fa. Gutekunst ausgewählt. Als Auswahlparameter wurde dazu die erforderliche Kraft im geschlossenen Zustand herangezogen, da dieses Modell bei dem Öffnungswinkel, an dem die maximale erforderliche Kraft auftritt, bereits eine höhere Zugkraft als erforderlich aufweist. Dieses Modell eignet sich mit einer Federrate von $717 \frac{N}{m}$ und einem maximalen Federweg von 131mm sehr gut für den hier vorliegenden Anwendungsfall. [25]

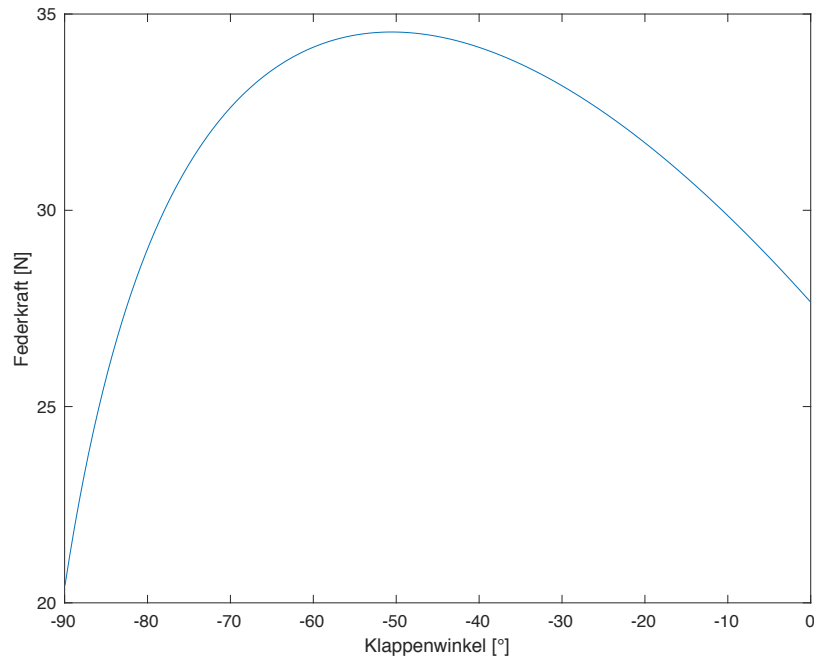


Abbildung 6.14: Kraftverlauf Federkraft

6.9 Dämpferauslegung

Zur Auslegung des Dämpfers werden die Aufprallenergie und die Winkelgeschwindigkeit aus Kapitel 6.2 herangezogen. Aus der Winkelgeschwindigkeit wird die Aufprallgeschwindigkeit am Dämpfer berechnet.

$$v_D = \omega * l_D = 11,61 \left[\frac{rad}{s} \right] * 0,2[m] = 2,32 \frac{m}{s}$$

Daraus berechnet sich die effektive Masse mit:

$$m_e = \frac{2 * E}{v_d^2} = \frac{2 * 11,9[J]}{2,32^2 \left[\frac{m^2}{s^2} \right]} = 4,42 kg$$

Mithilfe der Aufprallenergie und der effektiven Masse kann ein passender Dämpfer ausgewählt werden. Dafür bieten sich zwei Modelle der Firma ACE an: der Kleinstoßdämpfer MC150EUM, der bis zu 20 Joule/Hub an Energieaufnahme sowie einer effektiven Masse zwischen 0,9 und 10kg bietet, und der TA22-10, der mit einer Energieaufnahme von 11,5 Joule/Hub bzw. mit bis zu 21 Joule/Hub bei Not-Stop aufwartet. Weiters wäre auch, je nach Beladungsverteilung, der TA21-9 mit 10 Joule/Hub Energieaufnahme und 16 Joule/Hub im Not-Stop geeignet, da bereits bei 28kg Ladegewicht die Aufprallenergie unter 10 Joule sinkt. Aufgrund der Baugröße, der langen Lebensdauer und der geringen Kosten wurde der TA22-10 ausgewählt. [20]

6.10 Bandförderer

Als Maximalbelastung gilt hier das maximal zulässige Koffergewicht und damit eine Belastung von ca. 320N. Das ausgewählte System der Firma Interroll bietet bei einer Einbaubreite von 600mm eine Traglast von 50kg. Damit wird auch im Maximalfall die Spezifikation des Bandförderers eingehalten, da nie mehr als ein Gepäckstück gleichzeitig auf dem Band liegt.
[21]

7 Elektronik

7.1 Sensorik

Zur Positionsbestimmung der Klappen ist jeweils ein Näherungssensor an der Innenseite und der Außenseite des Stehers montiert. Der innere Sensor wird in der Ecke zur Querverbindung positioniert, um den geöffneten Zustand der Klappe zu registrieren. Der äußere Sensor ist auf Höhe der geschlossenen Klappe angebracht, um diese Position zu überwachen.

Über zwei diagonal angebrachte Lichtschranken kann der Beladungszustand jeder Etage überwacht werden. Die Lichtschranken sind einfach und robust, und im Inneneinsatz besteht wenig Gefahr für Störlichteinfall. Die Messung über die zwei Diagonalen verhindert auch ein Verdecken der Lichtschranken durch die Klappe im offenen Zustand. Somit kann auch ein Fehlverhalten der Klappen erkannt werden.

7.2 Aktorik

Wie bereits in Kapitel 5, beschrieben wurde zum Öffnen der Verriegelung ein Linearantrieb der Firma Ewellix ausgewählt.

Um mithilfe eines Antriebes sowohl die obere als auch die untere Verriegelung zu betätigen, muss der Seilzug eingestellt werden. Die jeweils zu schließende Verriegelung einer Klappe muss dabei gerade geschlossen sein, wenn das Seil der zu öffnenden Verriegelung gespannt wird. Bei einem Hub von 50mm des Antriebes sollte dieser Punkt bei 25mm Hublänge liegen, daher reicht es aus, den integrierten Anschlag des Antriebes für die jeweilige Verriegelungsposition heranzuziehen, wodurch wiederum gewährleistet wird, dass die Verriegelung beim Öffnen oder Schließen der Klappe einhängen kann.

Als Antrieb des Bandförderers wurde der Trommelmotor 80S DC ausgewählt, da er einen Betrieb mit 24V Gleichstrom erlaubt. Dafür wurde ein Übersetzungsverhältnis von 52,9 gewählt. Die Motorrolle wird dabei mithilfe der DriveControl 20 der Firma Interroll gesteuert. Diese Steuerung erlaubt es, mittels eines analogen Signals die Förderrichtung sowie die Geschwindigkeit zu regeln.

7.3 Steuerung

Zur Regelung des Ablaufs des Aufbaues ist eine Steuerung erforderlich. Aufgrund des geringen Steueraufwandes kann diese sehr einfach gehalten werden. Dazu kann, wie im Kapitel 4 beschrieben, der Industrie-PC des FTS verwendet werden. Dieser PC bietet die Möglichkeit, direkt die vier Elektrozyylinder anzuschließen und weitere Aktorik über die vorhandene CAN-BUS Schnittstelle einzubinden. Eine analoge Schnittstelle wird für den Betrieb des Trommelmotors über dessen Steuerung benötigt. Über diverse Eingänge kann die Sensorik integriert werden. Dadurch kann auf eine separate Steuerung verzichtet werden. Die erwähnten Lichtschranken und Näherungssensoren benötigen dabei nur eine einfache digitale Input-Schnittstelle. Eine Übersicht über das Steuerungskonzept gibt Abbildung 7.1.

Jedem System ist eine eindeutige Identifikationsnummer zuzuordnen, um in dem zentralen Leitsystem die Nachverfolgung der Ladegüter zu gewährleisten. Auf das Leitsystem wird in dieser Arbeit nicht genauer eingegangen.

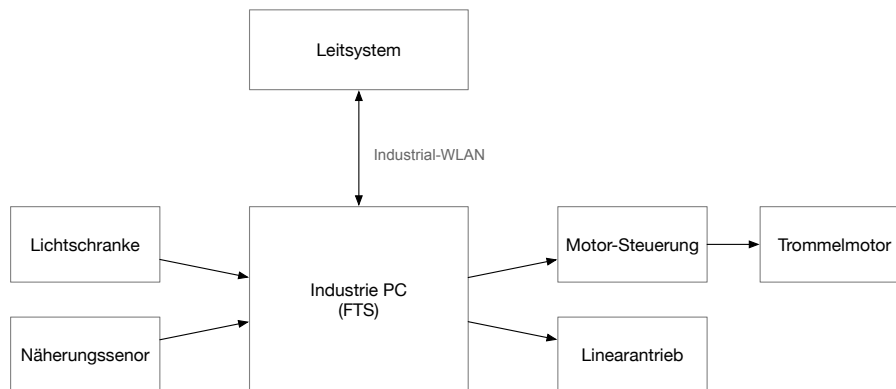


Abbildung 7.1: Übersicht Steuerungskonzept

8 Übergabestellen

Die Übergabestellen dienen zur Be- und Entladung des Beladesystems. Sie bilden die Schnittstelle zwischen Beladesystem und bestehenden bzw. weiteren Fördermitteln. Hier soll auf die Anforderungen und auf die prinzipielle Ausführung eingegangen werden.

8.1 Anforderungen

Die Übergabestelle muss spezifische Anforderungen bezüglich Größe und Gewicht des Ladegutes erfüllen. Zudem muss das Beladen der unterschiedlichen Etagen ermöglicht werden. Die Geschwindigkeit des Förderers zum Beladen muss ausreichen, um das Ladegut vollständig auf die Klappen zu schieben. Beim Entladen definiert die Höhe der untersten Etage das Niveau der Übergabepunkte.

8.2 Ausführung

Beim Beladen wird eine verstellbare Rampe die Fracht in Höhe der jeweiligen Etage übergeben. Dazu sollte der Winkel der Rampe zur Klappenfläche so gering wie möglich sein, um ein Verkannten zu vermeiden. Außerdem ist das Anbringen einer Gleitfolie an der Oberfläche der Klappen möglich, um das Einschieben zu erleichtern. Das Beladen kann von allen Seiten erfolgen, auch gleichzeitig, wobei das Einschieben des Ladegutes über die lange Seite aufgrund der geringeren Tiefe einfacher zu bewerkstelligen ist. Weiters besteht dadurch nicht die Gefahr, dass sich das Fördergut zwischen den Klappen verfängt. Auch eine Beladung von oben wäre möglich. Eine schematische Darstellung der Übergabestelle zum Beladen ist in Abbildung 8.1 sowie zum Entladen in Abbildung 8.2 ersichtlich.

Zum Entladen ist ein Stetigförderer oder eine Rampe auf Höhe des Bandförderers der untersten Etage erforderlich.

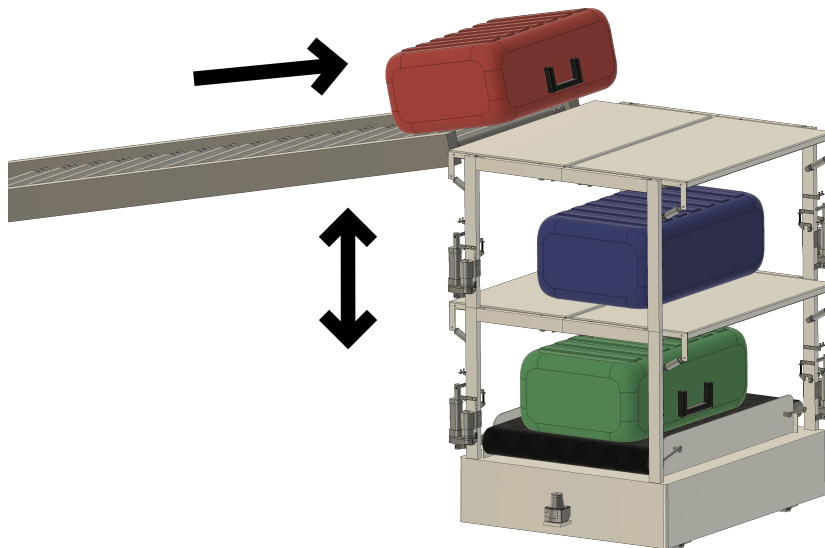


Abbildung 8.1: Schema der Übergabestelle zum Beladen

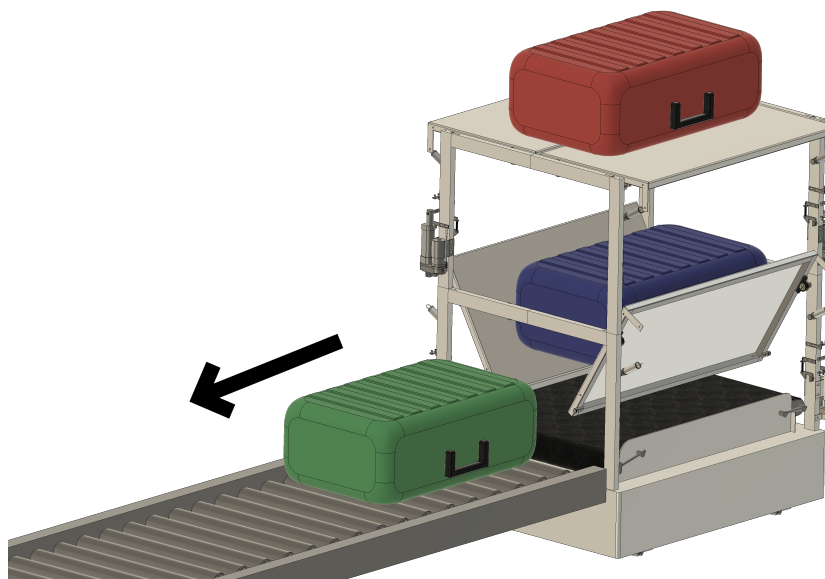


Abbildung 8.2: Schema der Übergabestelle zum Entladen

9 Erfüllung der Anforderungen

Die Anforderungen, welche in Kapitel 3.1.3 definiert wurden, sind zu erfüllen. In Tabelle 9.1 ist eine Übersicht über die Anforderungen und deren Erfüllung dargestellt.

Tabelle 9.1: Erfüllung der Anforderungen

Anforderung	F/W	Erfüllt	Erfüllt durch
Koffergröße	F	✓	Größe der Klappen
Koffermasse	F	✓	Betriebsfeste Auslegung
Modularer Aufbau	F	✓	Stapeln, Verändern der Maße
Beladen von allen Seiten	F	✓	offene Konstruktion
Etagen	F	✓	Konstruktion mit 3 Etagen
Stellplätze	F	✓	Konstruktion
Automatisches Be- und Entladen	F	✓	
Leichtbau	F	✓	Aluminium Konstruktion
Geregeltes Absenken	W	×	nicht möglich
Interne Energieversorgung	F	✓	FTS
Automatische externe Energieversorgung	F	✓	FTS
Stellplatzüberwachung	F	✓	Lichtschranken
Ladungsidentifikation	W	✓	zentrale Steuerung
Informationsaustausch	F	✓	Industrial WLAN
Integration in bestehende Systeme	F	✓	Übergabestellen
Schnittstellen zu FTS und Beladevorrichtungen	F	✓	Verbindung über FTS
Not-Aus	F	✓	FTS
Verriegelung bei manuellen Arbeiten und Wartung	F	✓	ohne Beladung kein automatisches Öffnen möglich
Manuelle Be- und Entladung	F	✓	Zugang von allen Seiten
Separates Entleeren der Fächer	F	~	Beladung in richtiger Reihenfolge
Sperriges Ladegut	W	~	nur bei manuellem Be- und Entladen
Unabhängig von FTS	W	~	möglich, aber nicht umgesetzt
Beladen einzelner Plätze	F	✓	Übergabestellen möglich
lange Wartungsintervalle	F	✓	hohe Lastzyklen für Betriebsfestigkeit
einfache Wartung	F	✓	einfacher Zugang

Durch die Wahl der Größe der Klappen und des Bandförderers wurden die Anforderung an die maximale Größe der Koffer erfüllt.

In Kapitel 6 wird die Konstruktion auf die Belastung überprüft, um der definierten Koffer-masse standzuhalten. Die Anzahl der Fächer, der Stellplätze pro Fach und die Anzahl der Etagen sind konstruktiv erfüllt worden. Auch die automatische Beladung und Entladung kann mit diesem System erfolgen.

Durch Verwendung von Aluminium wurde versucht, einen möglichst leichten Aufbau zu konzipieren.

Die offene Konstruktion ermöglicht es das System von allen Seiten zu beladen. Zudem ist durch einfaches Ändern der Maße sowie Stapeln der Etagen eine Modularität gegeben. Eine interne Energieversorgung sowie die automatische externe Versorgung wurde über das FTS sichergestellt.

Ein Not-Aus ist an dem FTS seitlich vorgesehen. 3D LiDAR Sensoren erlauben eine genaue Positionierung gegenüber dem Be- und Entladesystem und damit eine Integration in bestehende Anlagen. Durch Lichtschranken wird die Überwachung der Stellplätze ermöglicht. Ein Informationsaustausch sowie eine Ladungsidentifikation kann durch die Verbindung des FTS mit dem Leitsystem erfolgen.

Beim manuellen Arbeiten können die Klappen durch Ziehen an den Seilzügen geöffnet werden. Das manuelle Be- und Entladen ist dank des offenen Aufbaus sehr leicht möglich. Dadurch ist auch der einfache Zugang im Wartungsfall möglich. Durch hohe Lastzyklen wird versucht, eine hohe Lebensdauer zu ermöglichen. Das separate Entleeren der Stellplätze ist bei richtiger Abfolge der Ladung in den Etagen möglich. Beim Beladen steht die Reihenfolge frei. Das geregelte Absenken ist aufgrund des gewählten Öffnungs- und Schließmechanismus nicht möglich. Der Transport von sperrigem Ladegut ist prinzipiell möglich, jedoch ist dafür ein manuelles Be- und Entladen erforderlich. Durch Anpassen des Prototypen kann das FTS vom Aufbau abgekoppelt werden. Hier wurde dies Konstruktiv jedoch nicht umgesetzt.

10 Zusammenfassung der Ergebnisse

Mithilfe der methodischen Entwicklung nach VDI2221 konnte eine Lösung für das Entladesystem gefunden werden, die die meisten Anforderungen erfüllt. Die Beladung wird von allen Seiten ermöglicht. Zum Entladen wird das Ladegut der untersten Etage mithilfe eines Bandförderers aus dem Entladesystem befördert. Danach öffnen sich die Klappen der nächsten Etage und dessen Ladegut wird an die unterste Etage zur Entladung weitergegeben. Nach diesem Ablauf werden alle Etagen nacheinander entleert. Durch das Rückstellen der Klappen mithilfe von Federn kann der Energieverbrauch des Systems vermindert werden. Dies ist speziell bei mobilen Anwendungen mit begrenzten Energievorräten wichtig. Durch das Verwenden von Aluminum-Profilen sowie Aluminum-Bauteilen konnte das Gesamtgewicht des Aufbaues mit zwei Etagen unter 100kg gehalten werden. Zusätzlich wird eine maximale Gesamtzuladung von 96kg auf drei Stellplätzen geboten. Mithilfe des modularen Designs kann die Anzahl der Etagen je nach Bedarf variiert werden. Die maximale Größe und Masse kann über eine Änderung der Klappengröße und der verwendeten Feder angepasst werden. Durch die Verwendung von Bowden-Seilzügen kann der Antrieb zum Lösen der Verriegelung an einer nicht störenden Position montiert werden. Außerdem kann ein Antrieb mehrere Verriegelungshaken betätigen. Die Übergabestellen werden als höhenverstellbarer Stetigförderer ausgeführt, dadurch ist die Beladung der einzelnen Etagen möglich. Zur Entladung ist ein Förderer oder eine Rampe auf Höhe der untersten Etage erforderlich. Für das Fahrerlose Transportsystem kann ein fertiges System verwendet oder mithilfe von Komponenten ein auf den Aufbau angepasstes Transportsystem gebaut werden.

Literatur

- [1] Aug. 2019. URL: <https://www.vanderlande.com/news/fleet-all-systems-go-at-rotterdam-the-hague-airport>.
- [2] Andre Richter. *Gepäcklogistik auf Flughäfen*. Bd. 1. Gabler Verlag, 2013.
- [3] Sebastiaan den Heijer. *AUTONOMOUS CARGO DOLLIES*. 2020.
- [4] A.A.E. Silven. »Autonomous Transport Robots in Baggage Handling Systems«. Diss. Delft University of Technology, 2018.
- [5] URL: <https://www.postbranche.de/2017/12/21/vanderlande-fleet-gewinnt-prestigetraechtigen-award-auf-der-inter-airport-europe/>.
- [6] G. Ullrich T. Albrecht. *Fahrerlose Transportsysteme*. Springer-Verlag, 2019.
- [7] Assoc.Prof. DI Dr.techn. Christian Landschützer. *Methoden und Beispiele für das Engineering in der Technischen Logistik*. Verlag der Technischen Universität Graz, 2016.
- [8] *VDI 2221 - Blatt 1 - Entwicklung technischer Produkte und Systeme - Modell der Produktentwicklung*. VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung, 2019.
- [9] Verein Deutscher Ingenieure. »VDI2221-Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte«. In: (1997).
- [10] Verein Deutscher Ingenieure. »VDI2222-Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien«. In: (1997).
- [11] Verein Deutscher Ingenieure. »VDI2223-Methodisches Entwerfen technischer Produkte«. In: (2004).
- [12] Pahl/Beitz. *Konstruktionslehre, Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung, Methoden und Anwendung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [13] Aug. 2019. URL: <https://www.samsonite.at/extragrosses-gepack-extragrossekoffer/>.
- [14] Aug. 2019. URL: <https://www.lufthansa.com/de/de/freigepaeck-regeln>.
- [15] Roth K. *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2000.
- [16] Okt. 2019. URL: https://crm.saena.de/sites/default/files/civicrm/persist/contribute/files/2012-11_Energiespeicher_Schegner.pdf.
- [17] Aug. 2019. URL: <http://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/fluidtechnik/pneumatik/241-vorteile-pneumatik>.
- [18] Aug. 2019. URL: <https://www.donkey-motion.de/>.
- [19] Aug. 2019. URL: <https://seilzuege.at>.

- [20] *Dämpfungstechnik Hauptkatalog 2019*. ACE Stoßdämpfer GmbH, 2019. URL: https://www.ace-ace.de/media/acedownloads/ACE_Hauptkatalog-2019-DE.pdf.
- [21] URL: <https://www.interroll.com/de/produkte-loesungen/produkt/light-industrial-conveyor/>.
- [22] *Survey on standard weights of passengers and baggage*. 2009. URL: <https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/Weight%20Survey%20R20090095%20Final.pdf>.
- [23] item. *Technische Daten zu Profilen*. URL: https://catalog.item24.de/images/medienelemente/DOK/DATA/DOK_DATA_profil-tech-daten__SDE__AIN__V2.pdf.
- [24] Schaeffler. *Technischen Taschenbuch*. Schaeffler Technologies AG, 2016.
- [25] URL: <https://www.federnshop.com/de/produkte/zugfedern/z-130hx.html>.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Konzept Skizze	1
1.2	Fahrerloses Transportsystem FLEET, Fa. Vanderlande [1]	2
2.1	Flexible Infrastruktur FLEET, Fa. Vanderlande [5]	5
2.2	Gepäckfluss [2]	6
3.1	Konzept Skizze	12
3.2	Übersicht Operatoren [15]	13
3.3	Funktionsstruktur "Koffer nach unten leiten"	14
3.4	Funktionsstruktur "Entleeren"	15
3.5	Funktion "Entladen"	15
3.6	Funktionsstruktur "Beladen"	16
3.7	Skizze Klappe öffnen	17
3.8	Funktion "Klappen"	18
3.9	Skizze Lösungsvariante 2	27
3.10	Skizze Lösungsvariante 5	28
3.11	FMEA Analyse Lösungsvariante 2	29
3.12	FMEA Analyse Lösungsvariante 5	30
4.1	FTS The Donkey, Fa. Donkey Motion [18]	32
4.2	Mecanum Achse [18]	33
5.1	Modul	35
5.2	Transportsystem	36
5.3	Klappe	36
5.4	Verriegelung	37
6.1	Verteilung der Koffermassen [22]	39
6.2	Skizze Kraftverteilung	40
6.3	Bewegungsverlauf öffnen und schließen	41
6.4	Belastung Klappe	42
6.5	Randbedingungen Haken	44
6.6	FEM Ergebnis Verriegelungshaken [$\frac{N}{mm^2}$]	45
6.7	Mesh Nachweisstelle Verriegelungshaken	45
6.8	Randbedingungen Verriegelungsbolzen	46
6.9	FEM Ergebnis Verriegelungsbolzen [$\frac{N}{mm^2}$]	47
6.10	Mesh Nachweisstelle Verriegelungsbolzen	47
6.11	Randbedingungen Lagerwelle	48
6.12	FEM Ergebnis Lagerwelle [$\frac{N}{mm^2}$]	48
6.13	Mesh Nachweisstelle Lagerwelle	49

6.14	Kraftverlauf Federkraft	50
7.1	Übersicht Steuerungskonzept	54
8.1	Schema der Übergabestelle zum Beladen	56
8.2	Schema der Übergabestelle zum Entladen	56

Tabellenverzeichnis

3.1	Nebenaufgaben	10
3.2	Präzisierung der Nebenaufgaben	10
3.3	Anforderungsliste	11
3.4	Bewertung Koffer leiten	17
3.5	Lösungsprinzipien	18
3.6	Bewertung Lösungsprinzipien "Energie speichern" [16]	19
3.7	Bewertung Lösungsprinzipien "Energie umwandeln" [17]	19
3.8	Bewertung Lösungsprinzipien "Energie umformen" [17]	20
3.9	Bewertung Lösungsprinzipien "Stoff leiten"	21
3.10	Bewertung Lösungsprinzipien "Information umformen"	21
3.11	Bewertung Lösungsprinzipien "Information leiten"	22
3.12	Auswahlliste Klappen Energie	23
3.13	Übersicht der weiterverfolgten Lösungsvarianten	24
3.14	Paarweiser Vergleich	24
3.15	Bewertung der Lösungsprinzipien	25
6.1	Kollektiv Koffermassen	40
6.2	Lastverteilung Klappe	40
9.1	Erfüllung der Anforderungen	57

11 Anhang

Berechnung Kräftebilanz	68
Berechnung Haken	70
Berechnung Verriegelung	80
Berechnung Lagerwelle	90
Berechnung Klappe	96
Datenblatt Feder	106
Datenblatt Bowdenseil	107
Datenblatt Bandförderer	108
Datenblatt Motorrolle	109
Datenblatt FTS	111
Datenblatt Mecanum Achsen	112
Datenblatt Linearantrieb Ewellix CAHB-10	113
Datenblatt Linearantrieb Nanotec LGA28	115
Datenblatt Linearantrieb NiLAB NLo8oX	116
Datenblatt Igus Stehlager KSTM-12	117

Kräfteverteilung

```
[1]: from sympy import *
```

```
[2]: # Abstände der Klappe
g=0.1
h=0.1
i=0.014
a=0.02
d=0.02
f=0.08
# Kofferbreite
bk = symbols("bk")

# Angriffslänge Kofferkraft, Kraft wird an Ende des Koffers eingeleitet,
# z.B. bei Rollen, führt zu ungünstigerer Aufteilung der Kräfte
k=(0.3-bk/2)
v=0.28
```

```
[3]: # Gewichtskraft
Fg=40
# Federkraft im geschlossenen Zustand
Ff=66
```

```
[4]: # Koffer Masse
Mkoff = symbols("mk")
# Halbes Koffergewicht Pro Klappe
Fk = Mkoff * 9.81/2
Fk
```

```
[4]: 4.905mk
```

```
[5]: # Winkel Federkraft
b=atan((h-d)/(f+i-a))
```

```
[6]: # Kraft Verriegelung
Fv=Fg*g/v-Ff*(h/v*cos(b)+(a-i)/v*sin(b))+Fk*k/v
Fv.subs(bk,0.59)
```

```
[6]: 0.0875892857142858mk - 2.75850163125441
```

```
[7]: # Lagerkraft Horizontal
Flx=Ff*sin(b)
Flx
```

```
[7]: 48.4505630127029
```

```
[8]: # Lagerkraft Vertikal
Fly=Fg+Ff*cos(b)-Fv+Fk
Fly
```

```
[8]: -17.5178571428571mk  $\left(0.3 - \frac{bk}{2}\right) + 4.905mk + 87.5752724180046$ 
```

```
[9]: # Gesamtkraft Lager
FL=sqrt(Flx**2 + Fly**2)
```

```
[10]: # Massen Koffer
Fks=[32,29,26,23,20,17,14,11,8,5,0]
```

```
[16]: FLs = []
Fvs = []
for i in Fks:
    FLs.append(FL.subs([(bk, 0.59), (Mkoff, i)]).round(1))
    Fvs.append(Fv.subs([(bk, 0.01), (Mkoff, i)]).round(1))
```

Um die maximalen Kräfte zu Berechnen wurden extreme maße der Koffebreite gewählt da bei Ungünstigem zu liegen kommen des Koffers diese Fälle auftreten könnten.

```
[14]: # Gesamtlagerkraft für Kollektiv bei Koffebreite von 590mm
FLs
```

```
[14]: [246.5, 232.4, 218.3, 204.2, 190.2, 176.3, 162.4, 148.7, 135.1, 121.7, 100.1]
```

```
[15]: # Verschlusskraft für Kollektiv bei Koffebreite von 10mm
Fvs
```

```
[15]: [162.6, 147.1, 131.6, 116.1, 100.6, 85.1, 69.6, 54.1, 38.6, 23.1, -2.8]
```

Gesamte Belastung pro Klappe auf die beidseitige Aufteilung wurde verzichtet um ungünstige Lagen der Koffer im Extremfall wo gesamtes Gewicht auf einer Seite der Klappe auftritt zu berücksichtigen.

```
[1]: from sympy import *
      from sympy.physics.units import *
```

```
[2]: m = meters
      N = newton
      einh=[(m, 1), (N, 1)]
      mm = milli*meters
      kN = kilo*newton
```

Betriebsfestigkeit Haken nach FKM Richtlinie

Statischer Festigkeitsnachweis

```
[3]: # S235
      RmN=360*N/mm**2
      ReN=235*N/mm**2
      A=17
      Emod=2.1*10**5*N/mm**2
```

```
[4]: SwzdN=160*N/mm**2
      SSchzdN=158*N/mm**2
      SwbN=180*N/mm**2
      TwsN=95*N/mm**2
      TwtN=105*N/mm**2
```

Belastung

$S_x=170\text{N/mm}^2$ $S_y=67\text{N/mm}^2$ $S_z=82\text{N/mm}^2$ $T_x=237\text{N/mm}^2$

```
[5]: Sx=95.85*N/mm**2
      Sy=7.908*N/mm**2
      Sz=6.67*N/mm**2
      Txy=-0.1423*N/mm**2
```

```
[6]: Sv=sqrt(Sx**2-Sx*Sy+Sy**2+3*Txy**2).evalf(4)
      Sv.evalf(3)
```

```
[6]: 
$$\frac{9.21 \cdot 10^7 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[7]: Sh=1/3*(Sx+Sy+Sz)
      Sh
```

```
[7]: 
$$\frac{36809333.3333333 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[8]: h=Sh/Sv  
h.evalf(3)
```

```
[8]: 0.399
```

Werksto kennwerte

```
[9]: deff=4*mm
```

```
[10]: deffN=40*mm  
adm=0.15  
adp=0.3
```

```
[11]: # Laut 3.2.1.4, Technologische Größenfaktor  
Kdm=1  
Kdp=1
```

```
[12]: # Anisotropiefaktor  
Ka=1
```

```
[13]: Rm=Kdm*Ka*RmN  
Rm.evalf(3)
```

```
[13]:  $\frac{3.6 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

```
[14]: Rp=Kdp*Ka*ReN  
Rp.evalf(3)
```

```
[14]:  $\frac{2.35 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

```
[15]: fs=1  
ft=0.577
```

```
[16]: Ktm=1  
Ktp=1
```

Konstruktionskennwerte

```
[17]: h<1/3
```

```
[17]: False
```

```
[18]: eert=A*0.4  
eert
```

[18]: 6.800000000000001

[19]: # aus FEA
Kp=2.4

[20]: npl=min([sqrt(Emod*eert/Rp),Kp])
npl

[20]: 2.4

Bauteilfestigkeit

[21]: SSK=Rp*npl
SSK.evalf(3)

[21]: $\frac{5.64 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$

Sicherheitsfaktoren

[22]: jm=1.4
jp=1.4
js=1

[23]: jges=js*max([jm/Ktm*Rp/Rm, jp/Ktp])
jges

[23]: 1.4

Nachweis

[24]: # Auslastungsgrad
aSK=Sv/(SSK/jges)
aSK

[24]: 0.228743080851064

Ermüdungsfestigkeit

Spannungskennwerte

[25]: # Spannungen 0.2mm unter Oberfläche
Sxm=76.329*N/mm**2
Sym=5.138*N/mm**2
Txym=0.1357*N/mm**2

[26]: ds=0.2*mm

[27]: Sm=0

[28]: $R = (S_m - S_x) / (S_m + S_x)$
R

[28]: -1.0

[29]: fwS=0.45
fwT=0.577

Mittelspannungsempfindlichkeit

[30]: aM=0.35
bM=-0.1

[31]: $MS = a_M * 10^{b_M - 3} * R_m / (N / \text{mm}^2) + b_M$
MS

[31]: 0.026

[32]: MT=fwT*MS
MT

[32]: 0.015002

[33]: # Überlastungsfall F3, Bereich II
smin=0
 $KAK_x = (1 - MS * s_{min}) / (1 + MS)$
KAKx

[33]: 0.974658869395711

[34]: $KAK_y = (1 - MS * s_{min}) / (1 + MS)$
KAKy

[34]: 0.974658869395711

[35]: $KAKt = (1 - MS \cdot s_{min}) / (1 + MS)$
 KAKt

[35]: 0.974658869395711

Werksto kennwerte

[36]: $SWzd = fwS \cdot Rm$
 SWzd

[36]: $\frac{162000000.0N}{m^2}$

[37]: $TWs = fwT \cdot SWzd$
 TWs

[37]: $\frac{93474000.0N}{m^2}$

Konstruktionskennwerte

[38]: $GSx = 1/ds \cdot (1 - Sxm/Sx)$
 GSx.evalf(3)

[38]: $\frac{1.02 \cdot 10^3}{m}$

[39]: $GSy = 1/ds \cdot (1 - Sym/Sy)$
 GSy.evalf(3)

[39]: $\frac{1.75 \cdot 10^3}{m}$

[40]: $GT = 1/ds \cdot (1 - Txym/Txy)$
 GT.evalf(3)

[40]: $\frac{9.77 \cdot 10^3}{m}$

[41]: $aG = 0.5$
 $bG = 2700$

[42]: $nSx = 1 + \text{pow}(GSx \cdot mm, 1/4) \cdot 10^{**(-aG - Rm / (bG \cdot N / mm^{**2}))}$
 nSx

[42]: 1.23368813026681

[43]: $nSy = 1 + \text{pow}(GSy \cdot mm, 1/4) \cdot 10^{**(-aG - Rm / (bG \cdot N / mm^{**2}))}$
 nSy

[43]: 1.26761622784427

```
[44]: nT=1+pow(GT*mm,1/4)*10**(-aG-fwT*Rm/(bG*N/mm**2))
nT
```

[44]: 1.46829459119676

```
[45]: # Formzahlen
r=2*mm
c=15*mm
B=24*mm
b=7*mm
B/r
```

[45]: 12

```
[46]: (c/r).evalf(3)
```

[46]: 7.5

Aus Diagramm 5.2-16

```
[47]: KtS=2.4
```

Schätzwert der Kerbwirkungszahl

```
[48]: Kfx=max([KtS/nSx, 1])
Kfx
```

[48]: 1.94538631046159

```
[49]: Kfy=max([KtS/nSy, 1])
Kfy
```

[49]: 1.89331750989137

```
[50]: KfT=max([KtS/nT, 1])
KfT
```

[50]: 1.6345493706708

Rauheitsfaktor

```
[51]: # Rauheitsfaktor
# https://hbr-rs.de/laserschneiden
# Laut Messung Rz~18
Rz = 18
aR=0.22
Rmmin=400*N/mm**2
```

[52]: $KrS=1-aR*\log(Rz)*\log(2*Rm/Rmin)$
 $KrS.evalf(3)$

[52]: 0.626

[53]: $KrT=1-fwT*aR*\log(Rz)*\log(2*Rm/Rmin)$
 $KrT.evalf(3)$

[53]: 0.784

Randschichtfaktor

[54]: $Kv=1$

Schutzschichtfaktor

[55]: $Ks=1$

Faktor für GJL

[56]: $Kn1=1$

[57]: $KWKSx=1/nSx*(1+1/Kfx*(1/KrS-1))/(Kv*Ks*Kn1)$
 $KWKSx.evalf(3)$

[57]: 1.06

[58]: $KWKSy=1/nSy*(1+1/Kfy*(1/KrS-1))/(Kv*Ks*Kn1)$
 $KWKSy.evalf(3)$

[58]: 1.04

[59]: $KWKT=1/nT*(1+1/KfT*(1/KrT-1))/(Kv*Ks)$
 $KWKT.evalf(3)$

[59]: 0.796

Bauteilfestigkeit

[60]: $SWKx=SWzd/KWKSx$
 $SWKx.evalf(3)$

[60]: $\frac{1.53 \cdot 10^8 N}{m^2}$

[61]: $SWKy=SWzd/KWKSy$
 $SWKy.evalf(3)$

[61]: $\frac{1.56 \cdot 10^8 N}{m^2}$

```
[62]: TWK=TWs/KWKT
      TWK.evalf(3)
```

```
[62]: 
$$\frac{1.17 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[63]: SAKx=KAKx*SWKx
      SAKx.evalf(3)
```

```
[63]: 
$$\frac{1.49 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[64]: SAKy=KAKy*SWKy
      SAKy.evalf(3)
```

```
[64]: 
$$\frac{1.52 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[65]: TAK=KAKt*TWK
      TAK.evalf(3)
```

```
[65]: 
$$\frac{1.15 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

Bauteil-Betriebsfestigkeit

Kollektiv

```
[66]: Sax=Matrix([95.85, 87.03, 77.62, 68.8, 59.39, 50.57, 41.16, 32.34, 22.93, 14.
      ↪11])*N/mm**2
      Say=Matrix([7.91, 7.18, 6.4, 5.68, 4.9, 4.17, 3.4, 2.67, 1.89, 1.16])*N/mm**2
      Ta=Matrix([0.1422, 0.1291, 0.1152, 0.1021, 0.0881, 0.075, 0.0611, 0.048, 0.034,
      ↪0.021])*N/mm**2
      n=Matrix([13000,39000,87000,149000,196000,200000,157000,94000,44000,21000])
```

```
[67]: # Miner elementar
```

```
[68]: Nl=sum(n)
      ks=3
      kt=8
      ND=10**6
```

```
[69]: def Aelement(Sig, ni, k):
      Sverh=Sig/Sig[0]
      nverh=ni/sum(ni)
      summ = 0
      for i in range(0, len(Sig)):
          summ += nverh[i]*Sverh[i]**k
```

```
return (1/summ)
```

```
[70]: Aelex=Aelement(Sax, n, ks)
Aelex
```

```
[70]: 4.23354566984267
```

```
[71]: Aeley=Aelement(Say, n, ks)
Aeley
```

```
[71]: 4.23612329381788
```

```
[72]: Aelet=Aelement(Ta, n, kt)
Aelet
```

```
[72]: 15.7935358153172
```

```
[73]: Dmx=2/pow(Aelex, (1/4))
Dmx
```

```
[73]: 1.39429263518579
```

```
[74]: Dmy=2/pow(Aeley, (1/4))
Dmy
```

```
[74]: 1.39408048469784
```

```
[75]: DmT=2/pow(Aelet, (1/4))
DmT
```

```
[75]: 1.00325227509138
```

```
[76]: KBKx=pow(Aelex*ND*Dmx/Nl, 1/ks)
KBKx
```

```
[76]: 1.80725483029893
```

```
[77]: KBKy=pow(Aeley*ND*Dmy/Nl, 1/ks)
KBKy
```

```
[77]: 1.8075298574572
```

```
[78]: KBKT=pow(Aelet*ND*DmT/Nl, 1/kt)
KBKT
```

```
[78]: 1.4124926296439
```

```
[79]: SBKx=KBKx*SAKx
SBKx.evalf(3)
```

```
[79]: 
$$\frac{2.69 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

[80]: SBKy=KBKy*SAKy
SBKy.evalf(3)

[80]: $\frac{2.75 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$

[81]: SBKT=KBKT*TAK
SBKT.evalf(3)

[81]: $\frac{1.62 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$

Sicherheitsfaktoren

[82]: jF=1.4
KTD=1
jD=js*jF/KTD
jD

[82]: 1.4

Nachweis

[83]: aBKx=Sx/(SBKx/jD)
aBKx.evalf(3)

[83]: 0.498

[84]: aBKy=Sy/(SBKy/jD)
aBKy.evalf(3)

[84]: 0.0403

[85]: aBKt=abs(Txy)/(SBKT/jD)
aBKt.evalf(3)

[85]: 0.00123

[86]: aGH=sqrt(aBKx**2+aBKy**2-aBKx*aBKy+aBKt**2)
aGH.evalf(3)

[86]: 0.479

```
[1]: from sympy import *
      from sympy.physics.units import *
```

```
[2]: m = meters
      N = newton
      einh=[(m, 1), (N, 1)]
      mm = milli*meters
      kN = kilo*newton
```

Betriebsfestigkeit Verriegelungsbolzen nach FKM Richtlinie

Statischer Festigkeitsnachweis

```
[3]: RmN=360*N/mm**2
      ReN=235*N/mm**2
      A=17
      Emod=2.1*10**5*N/mm**2
```

```
[4]: SwzdN=160*N/mm**2
      SSchzdN=158*N/mm**2
      SwbN=180*N/mm**2
      TwsN=95*N/mm**2
      TwtN=105*N/mm**2
```

Belastung

$S_x=170\text{N/mm}^2$ $S_y=67\text{N/mm}^2$ $S_z=82\text{N/mm}^2$ $T_x=237\text{N/mm}^2$

```
[5]: Sx=10.4*N/mm**2
      Sy=2.7*N/mm**2
      Sz=0.81*N/mm**2
      Txy=-0.2641*N/mm**2
```

```
[6]: #Sv=sqrt(Sx**2-Sx*Sy+Sy**2+3*Tx**2)
      Sv=sqrt(1/2*((Sx-Sy)**2+(Sy-Sz)**2+(Sz-Sx)**2+6*Txy**2))
      Sv.evalf(3)
```

```
[6]: 
$$\frac{8.81 \cdot 10^6 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[7]: Sh=1/3*(Sx+Sy+Sz)
      Sh
```

```
[7]: 
$$\frac{4636666.66666667 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[8]: h=Sh/Sv  
h.evalf(3)
```

```
[8]: 0.526
```

Werksto kennwerte

```
[9]: deff=4*mm
```

```
[10]: deffN=40*mm  
adm=0.15  
adp=0.3
```

```
[11]: # Laut 1.2.7, Technologische Größenfaktor  
Kdm=1  
Kdp=1
```

```
[12]: # Anisotropiefaktor  
Ka=1
```

```
[13]: Rm=Kdm*Ka*RmN  
Rm.evalf(3)
```

```
[13]:  $\frac{3.6 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

```
[14]: Rp=Kdp*Ka*ReN  
Rp.evalf(3)
```

```
[14]:  $\frac{2.35 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

```
[15]: fs=1  
ft=0.577
```

```
[16]: Ktm=1  
Ktp=1
```

Konstruktionskennwerte

```
[17]: h<1/3
```

```
[17]: False
```

```
[18]: eert=A*0.4
```

```
[19]: # aus FEA  
Kp=5.9
```

```
[20]: npl=min([sqrt(Emod*eeert/Rp),Kp])  
npl
```

[20]: 5.9

Bauteilfestigkeit

```
[21]: SSK=Rp*npl  
SSK.evalf(3)
```

[21]: $\frac{1.39 \cdot 10^9 \text{N}}{\text{m}^2}$

Sicherheitsfaktoren

```
[22]: jm=1.4  
jp=1.4  
js=1
```

```
[23]: jges=js*max([jm/Ktm*Rp/Rm, jp/Ktp])  
jges
```

[23]: 1.4

Nachweis

```
[24]: # Auslastungsgrad  
aSK=Sv/(SSK/jges)  
aSK
```

[24]: 0.00889625330259653

Ermüdungsfestigkeit

Spannungskennwerte

```
[25]: # Spannungen 0.2mm unter Oberfläche  
Sxm=6.788*N/mm**2  
Sym=1.827*N/mm**2  
Txym=-0.925*N/mm**2
```

[26]: ds=0.2*mm

[27]: Sm=0

[28]: $R = (S_m - S_x) / (S_m + S_x)$
R

[28]: -1.0

[29]: fwS=0.45
fwT=0.577

Mittelspannungsempfindlichkeit

[30]: aM=0.35
bM=-0.1

[31]: $MS = a_M * 10^{*-3} * R_m / (N / mm^{*2}) + b_M$
MS

[31]: 0.026

[32]: MT=fwT*MS
MT

[32]: 0.015002

[33]: # Überlastungsfall F3, Bereich II
smin=0
 $KAK_x = (1 - MS * s_{min}) / (1 + MS)$
KAKx

[33]: 0.974658869395711

[34]: $KAK_y = 1 / (1 + MS * S_m / S_y)$
KAKy

[34]: 1

[35]: $KAK_t = 1 / (1 + MS * S_m / T_{xy})$
KAKt

[35]: 1

Werksto kennwerte

$$[36]: \frac{SWzd=fwS \cdot Rm}{SWzd}$$

$$[36]: \frac{162000000.0N}{m^2}$$

$$[37]: \frac{TWs=fwT \cdot SWzd}{TWs}$$

$$[37]: \frac{93474000.0N}{m^2}$$

Konstruktionskennwerte

$$[38]: \frac{GSx=1/ds \cdot (1-Sxm/Sx)}{GSx.evalf(3)}$$

$$[38]: \frac{1.74 \cdot 10^3}{m}$$

$$[39]: \frac{GSy=1/ds \cdot (1-Sym/Sy)}{GSy.evalf(3)}$$

$$[39]: \frac{1.62 \cdot 10^3}{m}$$

$$[40]: \frac{GT=1/Txy \cdot (Txym-Txy)/ds \quad \# \quad 1/ds \cdot (1-Txym/Txy)}{GT.evalf(3)}$$

$$[40]: \frac{1.25 \cdot 10^4}{m}$$

$$[41]: \begin{aligned} aG &= 0.5 \\ bG &= 2700 \end{aligned}$$

$$[42]: \frac{nSx=1+\sqrt{(GSx \cdot mm) \cdot 10^{**}(-aG-Rm/(bG \cdot N/mm^{**}2))}}{nSx}$$

$$[42]: 1.3065553289474$$

$$[43]: \frac{nSy=1+\sqrt{(GSy \cdot mm) \cdot 10^{**}(-aG-Rm/(bG \cdot N/mm^{**}2))}}{nSy}$$

$$[43]: 1.29578551935202$$

$$[44]: \frac{nT=1+GT \cdot mm \cdot 10^{**}(-aG+0.5-fwT \cdot Rm/(bG \cdot N/mm^{**}2))}{nT}$$

$$[44]: 11.4810313899262$$

```
[45]: # Formzahlen
r=1*mm
d=8*mm
D=12*mm
t=(D-d)/2
KtS=1+1/(sqrt(0.62*r/t+11.6*r/d*(1+2*r/d)**2+0.2*(r/t)**3*d/D))
KtS
```

[45]: 1.62109505014902

```
[46]: KtT=KtS
```

Schätzwert der Kerbwirkungszahl

```
[47]: rbx=2/GSx
rby=2/GSy
rt=1/GT
```

```
[48]: KtSx=max([10**(0.066-0.36*log(rbx/deff))])
KtSx
```

[48]: 3.26749349811756

```
[49]: KtSy=max([10**(0.066-0.36*log(rby/deff))])
KtSy
```

[49]: 3.07939141633351

```
[50]: KtT=max([10**(0.066-0.36*log(rt/deff))])
KtT
```

[50]: 29.8320101984153

```
[51]: Kfx=max([KtSx/nSx, 1])
Kfx
```

[51]: 2.50084586984153

```
[52]: Kfy=max([KtSy/nSy, 1])
Kfy
```

[52]: 2.37646691550729

```
[53]: KfT=max([KtT/nT, 1])
KfT
```

[53]: 2.59837371619685

Rauheitsfaktor

```
[54]: aR=0.22
      Rmmin=400*N/mm**2
      # Rauheit
      Rz=12.5
```

```
[55]: KrS=1-aR*log(Rz)*log(2*Rm/Rmmin)
      KrS.evalf(3)
```

[55]: 0.673

```
[56]: KrT=1-fwT*aR*log(Rz)*log(2*Rm/Rmmin)
      KrT.evalf(3)
```

[56]: 0.812

Randschichtfaktor

```
[57]: Kv=1
```

Schutzschichtfaktor

```
[58]: Ks=1
```

Faktor für GJL

```
[59]: Knl=1
```

```
[60]: KWKSx=1/nSx*(1+1/Kfx*(1/KrS-1))/(Kv*Ks*Knl)
      KWKSx.evalf(3)
```

[60]: 0.914

```
[61]: KWKSy=1/nSy*(1+1/Kfy*(1/KrS-1))/(Kv*Ks*Knl)
      KWKSy.evalf(3)
```

[61]: 0.929

```
[62]: KWKT=1/nT*(1+1/KfT*(1/KrT-1))/(Kv*Ks)
      KWKT.evalf(3)
```

[62]: 0.0949

Bauteilfestigkeit

```
[63]: SWKx=SWzd/KWKSx
      SWKx.evalf(3)
```

[63]: $\frac{1.77 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$

```
[64]: SWKy=SWzd/KWKSy
      SWKy.evalf(3)
```

```
[64]: 
$$\frac{1.74 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[65]: TWK=TWs/KWKT
      TWK.evalf(3)
```

```
[65]: 
$$\frac{9.85 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[66]: SAKx=KAKx*SWKx
```

```
[67]: SAKy=KAKy*SWKy
```

```
[68]: TAK=KAKt*TWK
```

Bauteil-Betriebsfestigkeit

Kollektiv

```
[69]: Sax=Matrix([10.4, 9.337, 8.328, 7.444, 6.435, 5.426, 4.316, 3.533, 2.524, 1.
      ↪514])*N/mm**2
      Say=Matrix([2.638, 2.381, 2.123, 1.898, 1.641, 1.383, 1.126, 0.901, 0.643, 0.
      ↪386])*N/mm**2
      Ta=Matrix([-0.264, -0.238, -0.213, -0.190, -0.164, -0.138, -0.113, -0.090, -0.
      ↪064, -0.039])*N/mm**2
      n=Matrix([13000,39000,87000,149000,196000,200000,157000,94000,44000,21000])
```

```
[70]: # Miner elementar
```

```
[71]: Nl=sum(n)
      ks=3
      kt=8
      ND=10**6
```

```
[72]: def Aelement(Sig, ni, k):
      Sverh=Sig/Sig[0]
      nverh=ni/sum(ni)
      summ = 0
      for i in range(0, len(Sig)):
          summ += nverh[i]*Sverh[i]**k

      return (1/summ)
```

[73]: Aalex=Aelement(Sax, n, ks)
Aalex

[73]: 4.329608329626

[74]: Aeley=Aelement(Say, n, ks)
Aeley

[74]: 4.25218592608374

[75]: Aelet=Aelement(Ta, n, kt)
Aelet

[75]: 16.1242974218582

[76]: Dmx=2/pow(Aalex, (1/4))
Dmx

[76]: 1.38649351642006

[77]: Dmy=2/pow(Aeley, (1/4))
Dmy

[77]: 1.39276208087188

[78]: DmT=2/pow(Aelet, (1/4))
DmT

[78]: 0.998067228025103

[79]: KBKx=pow(Aalex*ND*Dmx/Nl, 1/ks)
KBKx

[79]: 1.81742075959793

[80]: KBKy=pow(Aeley*ND*Dmy/Nl, 1/ks)
KBKy

[80]: 1.80924088499905

[81]: KBKT=pow(Aelet*ND*DmT/Nl, 1/kt)
KBKT

[81]: 1.4152399335977

[82]: SBKx=KBKx*SAKx
SBKx.evalf(3)

[82]: $\frac{3.14 \cdot 10^8 N}{m^2}$

[83]: SBKy=KBKy*SAKy
SBKy.evalf(3)

[83]: $\frac{3.15 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$

[84]: SBKT=KBKT*TAK
SBKT.evalf(3)

[84]: $\frac{1.39 \cdot 10^9 \text{N}}{\text{m}^2}$

Sicherheitsfaktoren

[85]: jF=1.4
KTD=1
jD=js*jF/KTD
jD

[85]: 1.4

Nachweis

[86]: aBKx=Sx/(SBKx/jD)
aBKx.evalf(3)

[86]: 0.0464

[87]: aBKy=Sy/(SBKy/jD)
aBKy.evalf(3)

[87]: 0.012

[88]: aBKt=abs(Txy)/(SBKT/jD)
aBKt.evalf(3)

[88]: 0.000265

[89]: aGH=sqrt(aBKx**2+aBKy**2-aBKx*aBKy+aBKt**2)
aGH.evalf(3)

[89]: 0.0417

```
[1]: from sympy import *
      from sympy.physics.units import *
```

```
[2]: m = meters
      N = newton
      einh=[(m, 1), (N, 1)]
      mm = milli*meters
      kN = kilo*newton
```

Betriebsfestigkeit Lagerwelle nach FKM Richtlinie

Statischer Festigkeitsnachweis

```
[3]: # S235
      RmN=360*N/mm**2
      ReN=235*N/mm**2
      A=17
      Emod=2.1*10**5*N/mm**2
```

```
[4]: SwzdN=160*N/mm**2
      SSchzdN=158*N/mm**2
      SwbN=180*N/mm**2
      TwsN=95*N/mm**2
      TwtN=105*N/mm**2
```

Belastung

```
[5]: Sx=338.67*N/mm**2
      Sy=115.26*N/mm**2
      Sz=45.5*N/mm**2
      Txy=-1.74*N/mm**2
```

```
[6]: Sv=sqrt(Sx**2-Sx*Sy+Sy**2+3*Txy**2).evalf(4)
      Sv.evalf(3)
```

```
[6]: 
$$\frac{2.98 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[7]: Sh=1/3*(Sx+Sy+Sz)
      Sh.evalf(3)
```

```
[7]: 
$$\frac{1.66 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[8]: h=Sh/Sv  
h.evalf(3)
```

```
[8]: 0.558
```

Werksto kennwerte

```
[9]: deff=4*mm
```

```
[10]: deffN=40*mm  
adm=0.15  
adp=0.3
```

```
[11]: # Laut 3.2.1.4, Technologische Größenfaktor  
Kdm=1  
Kdp=1
```

```
[12]: # Anisotropiefaktor  
Ka=1
```

```
[13]: Rm=Kdm*Ka*RmN  
Rm.evalf(3)
```

```
[13]:  $\frac{3.6 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

```
[14]: Rp=Kdp*Ka*ReN  
Rp.evalf(3)
```

```
[14]:  $\frac{2.35 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

```
[15]: fs=1  
ft=0.577
```

```
[16]: Ktm=1  
Ktp=1
```

Konstruktionskennwerte

```
[17]: h<1/3
```

```
[17]: False
```

```
[18]: eert=A*0.4  
eert
```

[18]: 6.800000000000001

```
[19]: # Plastische Formzahl aus FEA
Fplastisch = 1306*N
Felastisch = 86.25*N
Kp=Fplastisch/Felastisch
Kp
```

[19]: 15.1420289855072

```
[20]: npl=min([sqrt(Emod*eert/Rp),Kp])
npl
```

[20]: 15.1420289855072

Bauteilfestigkeit

```
[21]: SSK=Rp*npl
SSK.evalf(3)
```

[21]: $\frac{3.56 \cdot 10^9 \text{N}}{\text{m}^2}$

Sicherheitsfaktoren

```
[22]: jm=1.4
jp=1.4
js=1
```

```
[23]: jges=js*max([jm/Ktm*Rp/Rm, jp/Ktp])
jges
```

[23]: 1.4

Nachweis

```
[24]: # Auslastungsgrad
aSK=Sv/(SSK/jges)
aSK
```

[24]: 0.117344534462872

Ermüdungsfestigkeit

Spannungskennwerte

[25]: # Spannungen 0.2mm unter der Oberfläche

$$\begin{aligned}S_{xb} &= 165.24 \cdot N / \text{mm}^{**2} \\ S_{yb} &= 69.817 \cdot N / \text{mm}^{**2} \\ T_{xyb} &= 0.0555 \cdot N / \text{mm}^{**2}\end{aligned}$$

[26]: # Mittelspannungen 0.2mm unter der Oberfläche

$$\begin{aligned}S_{mxb} &= (158.77 \cdot N / \text{mm}^{**2} + S_{xb}) / 2 \\ S_{myb} &= (66.96 \cdot N / \text{mm}^{**2} + S_{yb}) / 2 \\ T_{mxyb} &= (0.01165 \cdot N / \text{mm}^{**2} + T_{xyb}) / 2\end{aligned}$$

[27]: # Spannungsamplitude 0.2mm unter der Oberfläche

$$\begin{aligned}S_{axb} &= S_{xb} - S_{mxb} \\ S_{ayb} &= S_{yb} - S_{myb} \\ T_{axyb} &= T_{xyb} - T_{mxyb}\end{aligned}$$

[28]: $ds = 0.2 \cdot \text{mm}$

[29]: # Minimalspannung

$$\begin{aligned}S_{minx} &= 304.27 \cdot N / \text{mm}^{**2} \\ S_{miny} &= 95.19 \cdot N / \text{mm}^{**2} \\ T_{minxy} &= -0.388 \cdot N / \text{mm}^{**2}\end{aligned}$$

[30]: # Mittelspannung

$$\begin{aligned}S_{mx} &= (S_x + S_{minx}) / 2 \\ S_{my} &= (S_y + S_{miny}) / 2 \\ T_{mxy} &= (T_{xy} + T_{minxy}) / 2\end{aligned}$$

[31]: # Spannungsamplitude

$$\begin{aligned}S_{ax} &= S_x - S_{mx} \\ S_{ay} &= S_y - S_{my} \\ T_{axy} &= T_{xy} - T_{mxy}\end{aligned}$$

[32]: $R_x = (S_{mx} - S_{ax}) / (S_{mx} + S_{ax})$

R_x

[32]: 0.898426196592553

[33]: $R_y = (S_{my} - S_{ay}) / (S_{my} + S_{ay})$

R_y

[33]: 0.825871941697033

[34]: $R_t = (T_{mxy} - T_{axy}) / (T_{mxy} + T_{axy})$
 R_t

[34]: 0.222988505747126

[35]: $fwS = 0.45$
 $fwT = 0.577$

Werksto kennwerte

[36]: $SWzd = fwS \cdot R_m$
 $SWzd$

[36]: $\frac{162000000.0N}{m^2}$

[37]: $TWs = fwT \cdot SWzd$
 TWs

[37]: $\frac{93474000.0N}{m^2}$

Konstruktionskennwerte

[38]: $GSx = 1/ds \cdot (1 - Saxb/Sax)$
 $GSx.evalf(3)$

[38]: $\frac{4.06 \cdot 10^3}{m}$

[39]: $GSy = 1/ds \cdot (1 - Sayb/Say)$
 $GSy.evalf(3)$

[39]: $\frac{4.29 \cdot 10^3}{m}$

[40]: $GT = 1/ds \cdot (1 - Taxyb/Taxy)$
 $GT.evalf(3)$

[40]: $\frac{5.16 \cdot 10^3}{m}$

[41]: $aG = 0.5$
 $bG = 2700$

[42]: $nSx = 1 + \text{pow}(GSx \cdot mm, 1/4) \cdot 10^{**(-aG - Rm / (bG \cdot N / mm^{**2}))}$
 nSx

[42]: 1.33020777209786

```
[43]: nSy=1+pow(GSy*mm,1/4)*10**(-aG-Rm/(bG*N/mm**2))
nSy
```

```
[43]: 1.33476224124803
```

```
[44]: nT=1+pow(GT*mm,1/4)*10**(-aG-fwT*Rm/(bG*N/mm**2))
nT
```

```
[44]: 1.3992773574607
```

Schätzwert der Kerbwirkungszahl

```
[45]: rbx=2/GSx
rby=2/GSy
rt=1/GT
```

```
[46]: KtSx=max([10**(0.066-0.36*log(rbx/deff))])
KtSx
```

```
[46]: 6.60575963799245
```

```
[47]: KtSy=max([10**(0.066-0.36*log(rby/deff))])
KtSy
```

```
[47]: 6.91271390641315
```

```
[48]: KtT=max([10**(0.066-0.36*log(rt/deff))])
KtT
```

```
[48]: 14.3203721416143
```

```
[49]: Kfx=max([KtSx/nSx, 1])
Kfx
```

```
[49]: 4.96596078939952
```

```
[50]: Kfy=max([KtSy/nSy, 1])
Kfy
```

```
[50]: 5.17898521009225
```

```
[51]: KfT=max([KtT/nT, 1])
KfT
```

```
[51]: 10.2341198228218
```

Rauheitsfaktor

```
[52]: # Rauheitsfaktor
Rz = 12.5
aR=0.22
Rmin=400*N/mm**2
```

```
[1]: from sympy import *
      from sympy.physics.units import *
```

```
[2]: m = meters
      N = newton
      einh=[(m, 1), (N, 1)]
      mm = milli*meters
      kN = kilo*newton
```

1 Betriebsfestigkeit Klappe nach FKM Richtlinie

2 Statischer Festigkeitsnachweis

```
[3]: # 3.3206
      #RmN=245*N/mm**2
      #ReN=195*N/mm**2
      RmN=215*N/mm**2
      ReN=160*N/mm**2
      A=8
      Emod=70*10**3*N/mm**2
```

```
[4]: SwzdN=65*N/mm**2
      SSchzdN=55*N/mm**2
      SwbN=80*N/mm**2
      TwsN=35*N/mm**2
      TwtN=50*N/mm**2
```

2.1 Belastung

```
[5]: Sx=20.8*N/mm**2
      Sy=1*10**(-3)*N/mm**2
      Sz=0*N/mm**2
      Txy=8.53*10**(-13)*N/mm**2
```

```
[6]: Sv=sqrt(Sx**2-Sx*Sy+Sy**2+3*Txy**2).evalf(4)
      Sv.evalf(3)
```

```
[6]: 
$$\frac{2.08 \cdot 10^7 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```

```
[7]: Sh=1/3*(Sx+Sy+Sz)
      Sh
```

```
[7]:
```

$$\frac{6933666.66666667\text{N}}{\text{m}^2}$$

[8]: `h=Sh/Sv`
`h.evalf(3)`

[8]: 0.333

2.2 Werksto kennwerte

[9]: `deff=20*mm`

[10]: `Kdm=1`
`Kdp=1`

[11]: `# Anisotropiefaktor`
`Ka=0.95`

[12]: `Rm=Kdm*Ka*RmN`
`Rm.evalf(3)`

[12]: $\frac{2.04 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$

[13]: `Rp=Kdp*Ka*ReN`
`Rp.evalf(3)`

[13]: $\frac{1.52 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$

[14]: `fs=1`
`ft=0.577`

[15]: `Ktm=1`
`Ktp=1`

2.3 Konstruktionskennwerte

[16]: `h<1/3`

[16]: False

[17]: `e0=0.05`
`eref=A`
`eert=e0+0.3*((eref-e0)/0.3)**(3*h)`
`eert`

[17]: 8.00192511736332

```
[18]: # aus FEA
Kp=1.393
```

```
[19]: npl=min([sqrt(Emod*eert/Rp),Kp])
npl
```

```
[19]: 1.393
```

2.4 Bauteilfestigkeit

```
[20]: SSK=Rp*npl
SSK.evalf(3)
```

```
[20]:  $\frac{2.12 \cdot 10^8 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

2.5 Sicherheitsfaktoren

```
[21]: jm=1.4
jp=1.4
js=1
```

```
[22]: jges=js*max([jm/Ktm*Rp/Rm, jp/Ktp])
jges
```

```
[22]: 1.4
```

2.6 Nachweis

```
[23]: # Auslastungsgrad
aSK=Sv/(SSK/jges)
aSK
```

```
[23]: 0.137526368685533
```

3 Ermüdungsfestigkeit

3.0.1 Spannungskennwerte

```
[24]: # Spannungen 0.1mm unter Oberfläche
Sxm=20.6*N/mm**2
Sym=8.3*10**(-4)*N/mm**2
Txym=7.45*10**(-13)*N/mm**2
```

[25]: ds=0.1*mm

[26]: Sm=0

[27]: $R=(S_m-S_x)/(S_m+S_x)$
R

[27]: -1.0

[28]: fwS=0.3
fwT=0.577

3.0.2 Mittelspannungsempfindlichkeit

[29]: aM=1
bM=0.04

[30]: $MS=a_M*10^{*-3}*R_m/(N/mm^{*2})+b_M$
MS

[30]: 0.24425

[31]: MT=fwT*MS
MT

[31]: 0.14093225

[32]: # Überlastungsfall F3, Bereich II
smin=0
 $KAK_x=(1-MS*smin)/(1+MS)$
KAKx

[32]: 0.803697006228652

[33]: $KAK_y=(1-MS*smin)/(1+MS)$
KAKy

[33]: 0.803697006228652

[34]: $KAK_t=(1-MT*smin)/(1+MT)$
KAKt

[34]: 0.876476232484444

3.1 Werksto kennwerte

[35]:
$$\frac{SWzd=fwS \cdot Rm}{SWzd}$$

[35]:
$$\frac{61275000.0N}{m^2}$$

[36]:
$$\frac{TWs=fwT \cdot SWzd}{TWs}$$

[36]:
$$\frac{35355675.0N}{m^2}$$

3.2 Konstruktionskennwerte

[37]:
$$\frac{GSx=1/ds \cdot (1-Sxm/Sx)}{GSx.evalf(3)}$$

[37]:
$$\frac{96.2}{m}$$

[38]:
$$\frac{GSy=1/ds \cdot (1-Sym/Sy)}{GSy.evalf(3)}$$

[38]:
$$\frac{1.7 \cdot 10^3}{m}$$

[39]:
$$\frac{GT=1/ds \cdot (1-Txym/Txy)}{GT.evalf(3)}$$

[39]:
$$\frac{1.27 \cdot 10^3}{m}$$

[40]:
$$Txym$$

[40]:
$$\frac{7.45 \cdot 10^{-7}N}{m^2}$$

[41]:
$$Txy$$

[41]:
$$\frac{8.53 \cdot 10^{-7}N}{m^2}$$

[42]:
$$\begin{aligned} aG &= 0.05 \\ bG &= 850 \end{aligned}$$

[43]:
$$\frac{nSx=1+\text{pow}(GSx \cdot mm, 1/4) \cdot 10^{**}(-aG-Rm/(bG \cdot N/mm**2))}{nSx}$$

[43]:
$$1.28539578025651$$

[44]: $n_{Sy} = 1 + \text{pow}(GSy * mm, 1/4) * 10^{**}(-aG - Rm / (bG * N / mm^{**}2))$
nSy

[44]: 1.58521858901156

[45]: $nT = 1 + \text{pow}(GT * mm, 1/4) * 10^{**}(-aG - fwT * Rm / (bG * N / mm^{**}2))$
nT

[45]: 1.68701935948898

Aus Tab. 4.3.1

Schätzwert der Kerbwirkungszahl

[46]: Kfx=2
Kfx

[46]: 2

[47]: Kfy=2
Kfy

[47]: 2

[48]: KfT=2
KfT

[48]: 2

Rauheitsfaktor

[49]: Rz = 18
aR=0.22
Rmmin=133*N/mm**2

[50]: $KrS = 1 - aR * \log(Rz) * \log(2 * Rm / Rmmin)$
KrS.evalf(3)

[50]: 0.286

[51]: $KrT = 1 - fwT * aR * \log(Rz) * \log(2 * Rm / Rmmin)$
KrT.evalf(3)

[51]: 0.588

Randschichtfaktor

[52]: Kv=1

Schutzschichtfaktor

[53]: $K_s=0.8$

Faktor für GJL

[54]: $K_{nl}=1$

[55]: $K_{WKSx} = \frac{1}{n_{Sx}} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_{fx}} \cdot \left(\frac{1}{K_{rS}} - 1\right)\right) / (K_v \cdot K_s \cdot K_{nl})$
 $K_{WKSx}.evalf(3)$

[55]: 2.18

[56]: $K_{WKSy} = \frac{1}{n_{Sy}} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_{fy}} \cdot \left(\frac{1}{K_{rS}} - 1\right)\right) / (K_v \cdot K_s \cdot K_{nl})$
 $K_{WKSy}.evalf(3)$

[56]: 1.77

[57]: $K_{WKT} = \frac{1}{n_T} \cdot \left(1 + \frac{1}{K_{fT}} \cdot \left(\frac{1}{K_{rT}} - 1\right)\right) / (K_v \cdot K_s)$
 $K_{WKT}.evalf(3)$

[57]: 1.0

3.3 Bauteilfestigkeit

[58]: $SWK_x = SW_{zd} / K_{WKSx}$
 $SWK_x.evalf(3)$

[58]: $\frac{2.81 \cdot 10^7 N}{m^2}$

[59]: $SWK_y = SW_{zd} / K_{WKSy}$
 $SWK_y.evalf(3)$

[59]: $\frac{3.46 \cdot 10^7 N}{m^2}$

[60]: $TWK = TW_s / K_{WKT}$
 $TWK.evalf(3)$

[60]: $\frac{3.53 \cdot 10^7 N}{m^2}$

[61]: $SAK_x = KAK_x \cdot SWK_x$
 $SAK_x.evalf(3)$

[61]: $\frac{2.26 \cdot 10^7 N}{m^2}$

[62]: $SAK_y = KAK_y \cdot SWK_y$
 $SAK_y.evalf(3)$

[62]:

$$\frac{2.78 \cdot 10^7 \text{N}}{\text{m}^2}$$

```
[63]: TAK=KAKt*TWK
      TAK.evalf(3)
```

```
[63]:  $\frac{3.1 \cdot 10^7 \text{N}}{\text{m}^2}$ 
```

3.4 Bauteil-Betriebsfestigkeit

Kollektiv

```
[64]: Sax=Matrix([20.8, 18.9, 16.9, 15, 13, 9.1, 7.15, 5.2, 3.3])*N/mm**2
      Say=Matrix([10, 9.4, 8.5, 7.5, 6.5, 5.5, 4.6, 3.6, 2.6, 1.6])*10**(-4)*N/mm**2
      Ta=Matrix([0.75, 4.6, 7.1, 1.2, 4.6, 0.5, 4.4, -3.5, 1, -0.26])*10**(-12)*N/
      ↪mm**2
      n=Matrix([13000,39000,87000,149000,196000,200000,157000,94000,44000,21000])
```

```
[65]: # Miner elementar
```

```
[66]: Nl=sum(n)
      ks=5
      kt=8
      ND=10**6
```

```
[67]: def Aelement(Sig, ni, k):
      Sverh=Sig/Sig[0]
      nverh=ni/sum(ni)
      summ = 0
      for i in range(0, len(Sig)):
          summ += nverh[i]*Sverh[i]**k

      return (1/summ)
```

```
[68]: Aelex=Aelement(Sax, n, ks)
      Aelex
```

```
[68]: 8.34910427224458
```

```
[69]: Aeley=Aelement(Say, n, ks)
      Aeley
```

```
[69]: 6.56827901019044
```

```
[70]: Aelet=Aelement(Ta, n, kt)
      Aelet
```

```
[70]: 1.58133625134371 · 10-7
```

[71]: $Dmx=2/pow(Aelex, (1/4))$
Dmx

[71]: 1.17657610588611

[72]: $Dmy=2/pow(Aeley, (1/4))$
Dmy

[72]: 1.24930102846581

[73]: $DmT=2/pow(AeleT, (1/4))$
DmT

[73]: 100.293765922275

[74]: $KBKx=pow(Aelex*ND*Dmx/Nl, 1/ks)$
KBKx

[74]: 1.57925398660664

[75]: $KBKy=pow(Aeley*ND*Dmy/Nl, 1/ks)$
KBKy

[75]: 1.52343433002

[76]: $KBKT=pow(AeleT*ND*DmT/Nl, 1/kt)$
KBKT

[76]: 0.251210200848128

[77]: $SBKx=KBKx*SAKx$
 $SBKx.evalf(3)$

[77]: $\frac{3.56 \cdot 10^7 N}{m^2}$

[78]: $SBKy=KBKy*SAKy$
 $SBKy.evalf(3)$

[78]: $\frac{4.24 \cdot 10^7 N}{m^2}$

[79]: $SBKT=KBKT*TAK$
 $SBKT.evalf(3)$

[79]: $\frac{7.78 \cdot 10^6 N}{m^2}$

3.5 Sicherheitsfaktoren

```
[80]: jF=1.4  
      KTD=1  
      jD=js*jF/KTD  
      jD
```

[80]: 1.4

3.6 Nachweis

```
[81]: aBKx=Sx/(SBKx/jD)  
      aBKx.evalf(3)
```

[81]: 0.818

```
[82]: aBKy=Sy/(SBKy/jD)  
      aBKy.evalf(3)
```

[82]: $3.3 \cdot 10^{-5}$

```
[83]: aBKt=abs(Txy)/(SBKT/jD)  
      aBKt.evalf(3)
```

[83]: $1.53 \cdot 10^{-13}$

```
[84]: aGH=sqrt(aBKx**2+aBKy**2-aBKx*aBKy+aBKt**2)  
      aGH.evalf(3)
```

[84]: 0.818

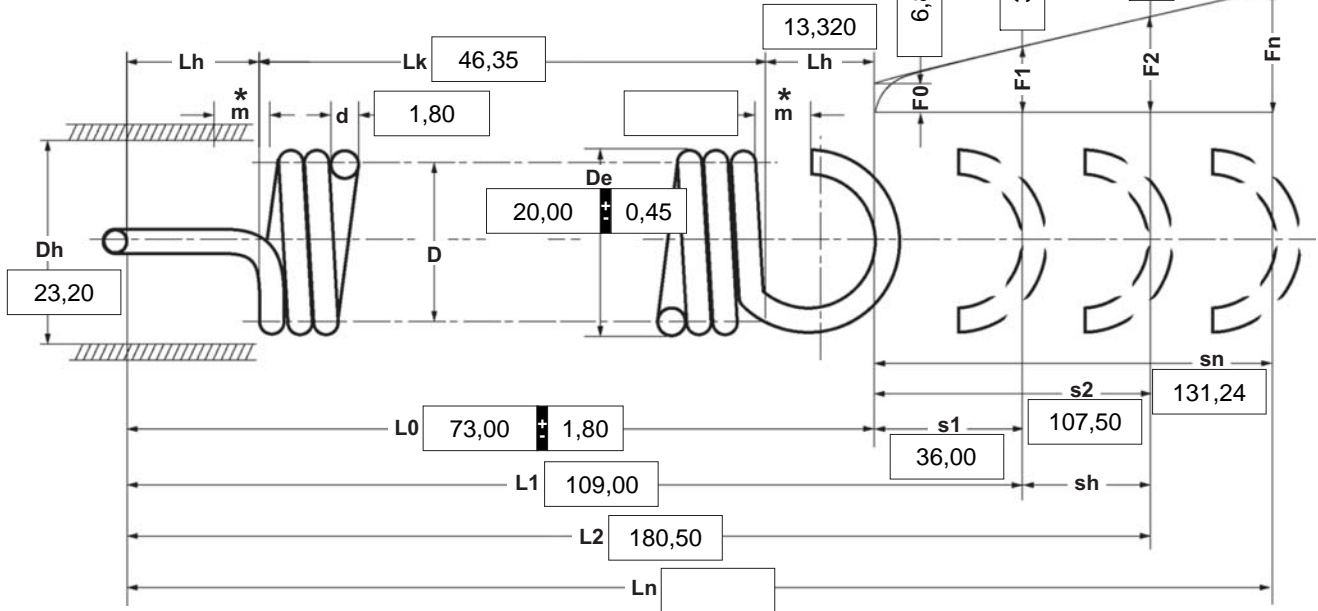
Für 10^6 Körer

d mm Drahtdurchmesser
 D mm Mittlerer Windungsdurchmesser
 De mm Äußerer Windungsdurchmesser
 Dh mm Kleinster Hülsendurchmesser
 F0 N Innere Vorspannkraft
 F1 N Kraft der Feder vorgespannt
 F2 N Kraft der Feder gespannt
 Fn N Höchstkraft der Feder
 Lh mm Ösenhöhe
 Lk mm Länge unbelasteter Federkörper
 L0 mm Ungespannte Länge der Feder

L1 mm Länge der Feder vorgespannt
 L2 mm Länge der Feder gespannt
 Ln mm Grösste Länge der Feder
 m mm Ösenöffnungsweite der Öse
 n St. Anzahl der federnden Windungen
 nt St. Anzahl der Gesamtwindungen
 s1 mm Strecke der Feder vorgespannt
 s2 mm Strecke der Feder gespannt
 sn mm Grösste Strecke der Feder
 sh mm Arbeitsweg (Hub)
 R N/mm Federrate

Gewicht g Gewicht der einzelnen Feder 01.2021

*Die Ösen haben lagermäßig keine Öffnung (m = 0,00). Eine Ösenöffnung können wir jedoch bei Bedarf kurzfristig aufschneiden.



n nt R 0,717 Gewicht 30,580

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

1 Windungsrichtung

links rechts

4 Lastspielzahl N

5 Lastspielfrequenz n

/

2 Ösenform und Ösenstellung

Ösenform

1/1 deutsche Öse

Ösen gegeneinander versetzt

um Grad

(Im Sinne der Rechtsschraube)

6 Arbeitstemperatur

°C

7 Werkstoff

EN 10270-1

3 Draht- oder Staboberfläche

gezogen gewalzt spanend bearbeitet

9 Oberflächenschutz

3 Arbeitsweg sh

mm

Bemerkungen

10 Toleranzen nach DIN 2097

Gütegrad	De,Di,D	L0	F0-Fn	Ösen	Drahtstärke d nach DIN 2076
1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

11 Fertigungsausgleich

durch	
Eine Federkraft, zugehörige Länge der gespannten Feder und L0	F0, D <input checked="" type="checkbox"/>
Eine Federkraft, zugehörige Länge der gespannten Feder und F0	L0, n, d <input type="checkbox"/> L0, D <input type="checkbox"/>
Zwei Federkräfte, die zugehörigen Längen der gespannten Feder	L0, n, d <input type="checkbox"/> F0, D <input type="checkbox"/>

Staffelpreise

Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]
1	2,8800 €
7	1,9900 €
17	1,0300 €
37	0,7000 €
75	0,5200 €
125	0,4854 €
175	0,4757 €
250	0,4637 €
350	0,4431 €
450	0,4257 €

STAHLITZE (Bowdenlitze)

in Meterware

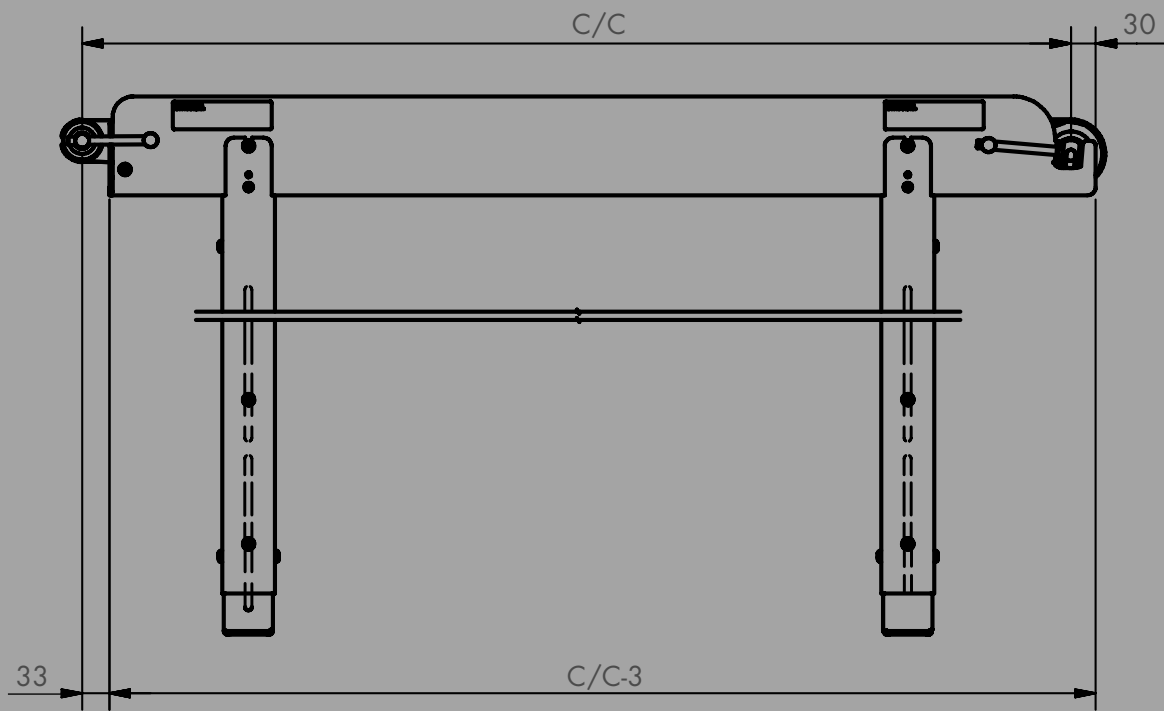
Standard: 10m, 25m verpackt oder Meter auf Anfrage

verzinkte Stahlitze (Bowdenlitze) Standard:

<u>Best.Nr.</u>	<u>Seilnenn-DM</u>	<u>Seilkonstruktion</u>	<u>Nennfestigkeit N/mm²</u>	<u>rechn. Bruchlast kN</u>
774	1,0	1x19	1.770	0,94
775	1,25	1x19	1.960	1,63
776	1,5	1x19	1.960	2,31
777	1,75	1x19	1.960	3,16
778	2,0	1x19	1.960	4,12
779	2,5	1x19	1.770	5,81
780	3,0	1x19	1.770	8,37
790	3,5	1x19	1.770	12,90
791	4,0	1x19	1.770	14,90
792	5,0	1x37	1.770	25,13

verzinkte Stahlitze (Bowdenlitze) Weichseil:

<u>Best.Nr.</u>	<u>Seilnenn-DM</u>	<u>Seilkonstruktion</u>	<u>Nennfestigkeit N/mm²</u>	<u>rechn. Bruchlast kN</u>
775a	1,25	7x7	1.770	1,02
776a	1,50	7x7	1.770	1,60
777a	1,75	7x7	1.770	1,80
778a	2,0	7x7	1.770	2,10
779a	2,5	7x7	1.770	3,92
780a	3,0	7x7	1.770	5,29
781a	4,0	6x19	1.770	10,30
792a	5,0	6x19	1.770	14,70
793a	6,0	6x19	1.770	16,80
794a	8,0	6x19	1.770	33,30



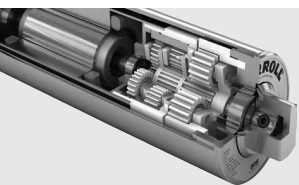
Produktübersicht: Technische Daten

Technische Daten

Traglast	bis zu 50 kg/m
Bandgeschwindigkeit	bis zu 0,34 m/s, andere auf Anfrage
Abmessungen Förderer	Länge C/C: 800 - 2.980 mm, andere auf Anfrage Breite EL: 300 - 600 mm Empfohlenes Mindestverhältnis Länge/Breite: 2
Steigung/Gefälle	Möglich
Umgebungstemperatur	+10 °C bis + 40 °C
Spannung	1x230 V 50 Hz, 3x230-50 Hz, 3x400 V 50 Hz
Durchmesser Trommelmotor	Ø 80 mm oder Ø 113 mm
Durchmesser Umlenkung	Ø 50 mm (Interroll Serie 1700)

Materialien

Rahmen, Stützen und Profil	2 mm verzinkter Stahl, S-Profil
Trommelmotor	Rohr: mit Oberflächenschutz, Enddeckel und Wellenabdeckungen: Aluminium
Umlenkung	Rohr: verzinkt; Endgehäuse und Enddeckel: Technopolymer
Band	PVC/PET schwarz, 2 mm, 2-lagig, weitere auf Anfrage Bandvorspannung 0,3 %



INTERROLL DRUM MOTOR 80S DC

Kompakter Premium-Antrieb für kleine Leichtlast-Förderer



Trommelmotoren
80S DC

Motorvarianten

Produktbeschreibung

Dank seiner starken Leistung, Zuverlässigkeit und Wartungsfreiheit ist dieser Trommelmotor ideal für Supermarkt-Anwendungen.

- ✓ Kleine Leichtlast-Förderer
- ✓ Flaschenrecycling
- ✓ Bürstenmotor 24 V DC
- ✓ Planetengetriebe aus Technopolymer
- ✓ Geringe Laufgeräusche
- ✓ Geringes Gewicht
- ✓ Förderbänder an Supermarktkassen
- ✓ Wartungsfrei
- ✓ Lebensdauerschmierung
- ✓ Umkehrbar

Technische Daten

Motordaten	
Motor Typ	Bürstentyp 24 V DC
Isolationsklasse der Motorwicklung	Klasse B, IEC 34 (VDE 0530)
Elektrische Spannung	24 V DC
Achsabdichtung, intern	Doppellippe, NBR
Achsabdichtung, extern	Dichtung, NBR
Schutzart	IP64
Umgebungstemperatur, 1-phasiger Motor	+10 bis +40 °C

Abmessungen	
Rohrlänge SL	285 bis 602 mm

Bestellinformationen

Beachten Sie bitte die Ausklappseite am Ende des Katalogs.

Materialvarianten

Komponente	Variante	Material	
		Aluminium	Normalstahl
Rohr	Ballig		✓
	Zylindrisch		✓
Enddeckel	Standard	✓	
Zapfenkappe	Standard	✓	

Optionen

- Gummierungen für reibungsangetriebene Bänder
- Kettenräder für modulare Kunststoffbänder
- Rücklaufsperrn
- Auswuchten
- Öl für niedrige Temperaturen
- Sicherheitszertifikate UL/cUL
- Nicht-horizontaler Einbau (mehr als ± 5°)

Hinweis: Nähere Informationen finden Sie im Trommelmotorkatalog.

Zubehör

- Vibrationsschutz siehe S. 44
- Umlenkrollen siehe S. 46
- Förderrollen siehe S. 48

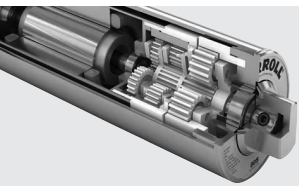
Produktauswahl

In den folgenden Tabellen sehen Sie eine Übersicht der möglichen Motorvarianten. Geben Sie bei der Bestellung bitte die mit dem Konfigurator auf der Ausklappseite ermittelte Variante an.

Mechanische Daten für Einphasenmotoren

P _N	gs	i	v	n _n	M _A	F _N	TE	Min. Startgewicht	SL _{min}	
kW			m/s	min ⁻¹	Nm	N	N	kg	mm	
0,044	3		115,2	0,12	28	12,6	315	2000	100	285
			96,0	0,15	35	10,5	263	2000	80	285
			78,5	0,18	42	8,6	215	2000	67	285
			71,6	0,20	47	7,8	145	2000	44	285
			63,5	0,23	54	7,0	195	2000	60	285
			52,9	0,27	63	5,8	175	2000	52	285
			48,8	0,30	70	5,4	135	2000	40	285
			43,3	0,33	77	4,7	118	2000	36	285
			19,2	0,76	178	1,6	40	1500	16	285
			16,0	0,90	211	1,3	33	1500	13	285
			13,1	1,10	258	1,1	28	1500	11	285

P _N	Nennleistung
gs	Getriebestufen
i	Getriebeübersetzung
v	Nenngeschwindigkeit des Rohres
n _n	Nennumdrehungszahl des Rohres
M _A	Nennmoment des Trommelmotors
F _N	Nennbandzugkraft des Trommelmotors
TE	Max. Bandspannung
SL _{min}	Mindestrohrlänge



INTERROLL DRUM MOTOR 80S DC

Kompakter Premium-Antrieb für kleine Leichtlast-Förderer

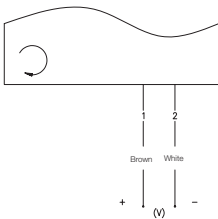


Trommelmotoren
80S DC

Kabelspezifikationen

- 2 x 1,5 mm²
- Halogenfrei
- Ø Kabel: 7 mm
- Länge: Mindestens 1,1 m (andere Längen auf Anfrage)
- Erhältlich mit handelsüblichen Anschlüssen

Anschlussdiagramme



Hinweis: Für eine Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn vertauschen Sie braun (1) und weiß (2).

Abmessungen

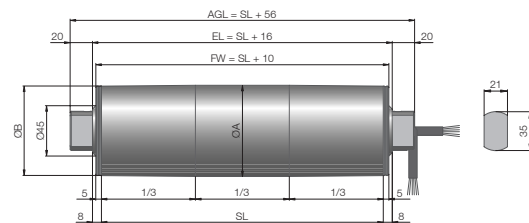


Abb.: Trommelmotor mit gerader Kabelverschraubung

Typ	Ø A mm	Ø B mm
80S DC balliges Rohr	81,5	80,0
80S DC zylindrisches Rohr	80,5	80,5

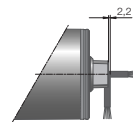


Abb.: Zapfenkappe

Das Gewicht des Trommelmotors ist abhängig von seiner Länge.

Rohrlänge SL in mm	285	Das Gewicht steigt um 0,35 kg je 50 mm	602
Durchschnittliches Gewicht in kg	4,1		6,3

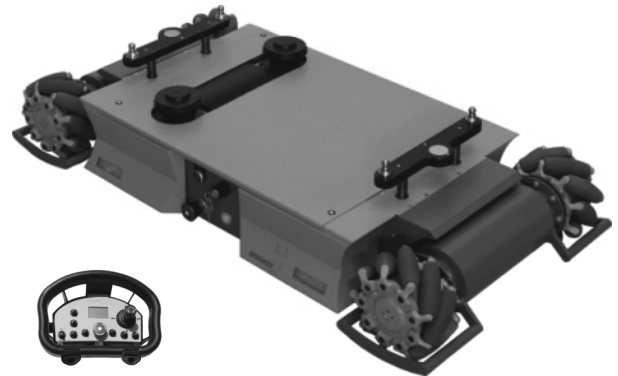
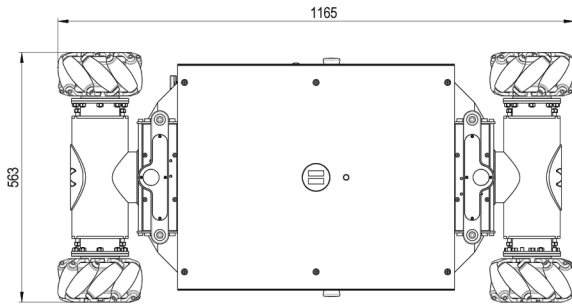
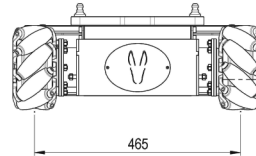
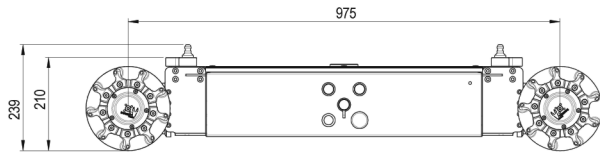
Standard-
abmessungen

Abmessungen
Kabelanschlüsse

Standardlänge
und -gewicht

Donkey-S-HL-1206-Laser-NavPrep-Lift-Joy

Artikel *9067000



Alle Angaben in mm. Änderungen vorbehalten.

Flurförderzeug für das Fahrerlose Transportsystem

Einsatzzeit 24/7 durch Batterie-Wechselsystem in Lastmodulen; in Verbindung mit doppelseitiger Ladestation

Flächenbeweglich (omnidirektional) durch Mecanumräder

Rollen nadelgelagert; eigenschaftsgleich zu Vulkollan; Shore A 92; Rollenanzahl -45° (40-92-L) bzw. +45° (40-92-R)

Tragfähigkeit bis 1 t, Hubsystem mit Spindelrange 80 mm; in Verbindung mit kundenspezifischen Lastmodulen, z.B. zum Transport von Europaletten oder Spänekübeln

Laserscanner 360°-Sicht, Schutzfelder bis 4 m, Warnfelder bis 15 m; 4 Schutzfelder vorinstalliert, kundenspezifische Einrichtung auf Anfrage

Eingebauter Industrie-PC, vorbereitet zur Nutzung mit Lokalisierungs- und Navigationssoftware

Wartungsfreie Li-Ionen-Pufferbatterie; für Service: Fernbedienung mit automatischer Kanalwahl

Alternative Automatisierung durch Kamera zur Spurführung: **Donkey-S-HL-1206-Optical-Lift-Joy**, Art.-Nr. *9067032, oder **Base-S-HL-1909-Laser-Optical-Lift-Joy**, Art.-Nr. *9067021

Leistungsdaten

Max. Tragfähigkeit Fa	10.000 N
Vmax	1,0 m/s
Hubgeschwindigkeit max.	1 mm/s
Nenn Drehmoment	4 x 25 Nm
Max. Drehmoment	4 x 75 Nm
Bremsmoment	4 x 32 Nm

Elektrische Kenngrößen

Nennleistung	1.700 W
Nennspannung	24 V DC
Nennstrom	6 x 11,5 A
Drehgeberimpulse	4096 Imp. / Umdr.

Sonstige

Anzahl Schutz- und Warnfelder	bis zu 70 Sätze
Abmessungen inkl. Fußschutz	1180 x 590 x 240 mm
Masse	110 kg
Farbe	Gelbgrün RAL 6018, Blaugrau RAL 7031
Schutzart	IP20

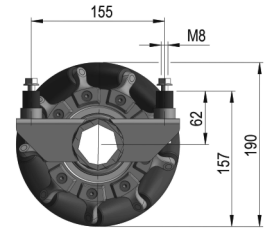
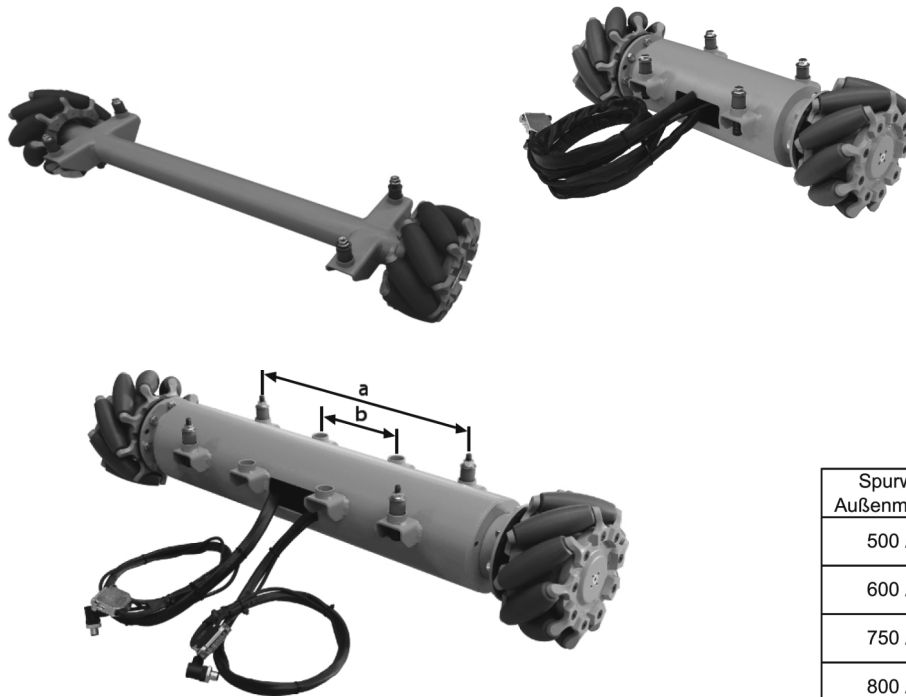
imetron

www.donkey-motion.de

Phone +49 (761) 5 02 55 - 0

Mecanum angetriebene Achsen und Stützachsen

Artikelnummern siehe Tabelle



Spurweite / Außenmaß [mm]	AxleS und AxleS-HL [mm]	Support AxleS [mm]
500 / 598	a = 225 b = 0	
600 / 698	a = 325 b = 0	
750 / 848	a = 475 b = 150	b = 0
800 / 898	a = 525 b = 150	b = 0
1200 / 1298	a = 925 b = 150	b = 0

Änderungen vorbehalten. Abbildung kann abweichen.

Kernmodule zum Aufbau **Ihres eigenen Mecanum-Fahrzeugs**

Achsen beinhalten (außer SupportAxleS) Motor, Getriebe, Bremsen, Encoder, Kabelsatz und Stecker

Inklusive 2 MecanumDriveS-HL oder OmniWheels, **Raddurchmesser 190 mm**

Rahmeneinbau an 4 Dämpferkonsolen, bei großen Spurweiten an 8 Dämpferkonsolen

Plug-and-Play Anwendung mit Mecanum PowerBoxS, Artikel 9060070, und anderen DONKEYmotion Systemkomponenten

Für **kürzere Einbaumaße** wird eine **integrierte Aufhängung** in Verbindung mit unseren MecanumDriveS-NL empfohlen

	Mecanum AxleS-HL	Support AxleS
Leistungsdaten		
Max. Tragfähigkeit Fa	5500 N	5500 N
Vmax	1,0 m/s	1,0 m/s
Nennleistung	2 x 200 W	n. a.
Nenn Drehmoment	2 x 25 Nm	n. a.
Max. Drehmoment	2 x 37 Nm	n. a.
Bremsmoment	2 x 32 Nm	n. a.
Elektrische Kenngrößen		
Nennspannung	2 x 24 V	n. a.
Nennstrom	2 x 11,5 A	n. a.
Max. Strom	2 x 34,5 A	n. a.
Leistungsaufnahme Bremse	2 x 22 W	n. a.
Sonstige		
Masse	20.2 kg	10.6 kg
	plus 1.0 kg pro 100 mm Spurweite	
Farbe	Gelbgrün RAL 6018	Gelbgrün RAL 6018
Schutzart	IP54	IP54
Spurweite / Außenmaß		Artikelnummer
500 mm / 598 mm		9060110
600 mm / 698 mm		9060114
750 mm / 848 mm		9060120
800 mm / 898 mm		9060116
1200 mm / 1298 mm		9060118
		9060109
		9060142
		9060143

CAHB-10

Linear actuator

Benefits

- Compact design
- Designed for harsh environment
- Robust and reliable
- Integrated limit switches
- Quiet operation
- Thermal protection
- Optional potentiometer and 2-Hall encoder available
- Electromagnetic compatibility (EMC) compliant



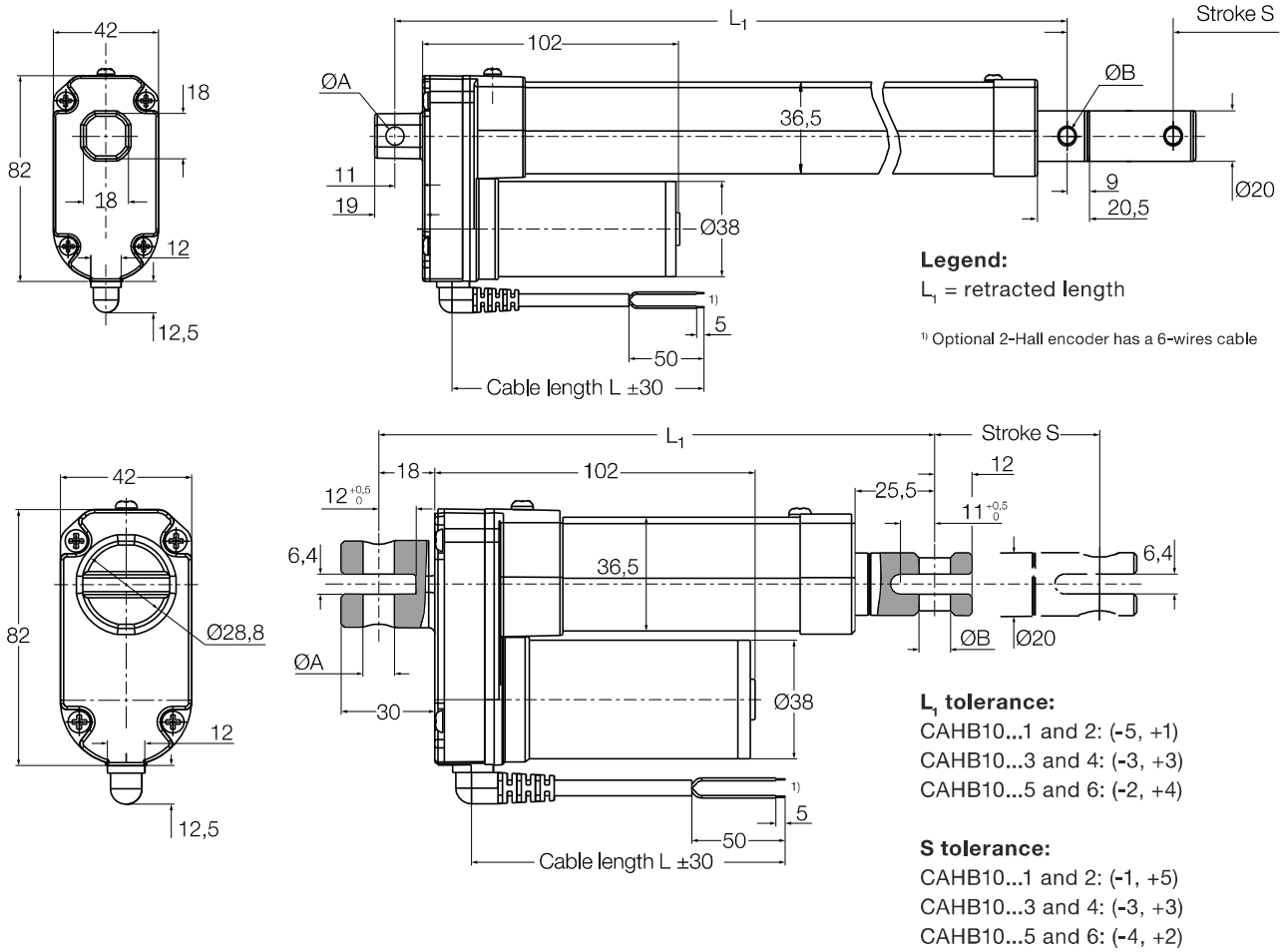
Technical data

Designation	Unit	CAHB-10... 1	CAHB-10... 2	CAHB-10... 3	CAHB-10... 4	CAHB-10... 5	CAHB-10... 6
Push load	N	120	240	500	750	1 000	1 500
Pull load	N	120	240	500	750	1 000	1 500
Speed (full load to no load)	mm/s	45 to 56	24 to 30	13 to 16	8 to 10	6 to 8	5 to 8
Stroke	mm	50 to 300	50 to 300	50 to 300	50 to 300	50 to 300	50 to 300
Retracted length	mm	– ¹⁾	– ¹⁾	– ¹⁾	– ¹⁾	– ¹⁾	– ¹⁾
Voltage	V DC	12 or 24	12 or 24	12 or 24	12 or 24	12 or 24	12 or 24
Power consumption	W	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Current consumption 12 V DC	A	4	3,5	3,2	3	2,8	4,4
24V DC	A	2,2	2	1,8	1,8	1,6	2,8
Duty cycle	%	25	25	25	25	25	20
Ambient temperature	°C	–40 to +85	–40 to +85	–40 to +85	–40 to +85	–40 to +85	–40 to +85
Type of protection	IP	66s/69k	66s/69k	66s/69k	66s/69k	66s/69k	66s/69k
Weight (at 300 mm stroke)	kg	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Color	–	Silver	Silver	Silver	Silver	Silver	Silver
Limit switches	–	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Thermal protection	–	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes

¹⁾ For basic configuration see dimensional drawing ↪ page 5
 For potentiometer configuration see dimensional drawing ↪ page 7

Dimensional drawing

Basic configuration and optional 2-Hall encoder

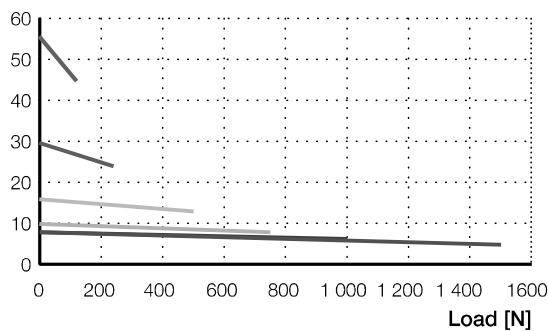


Stroke [mm]	50	100	150	200	250	300
Retracted length (L_1)	158	209	260	311	362	413
Retracted length with fork head	179	230	281	332	383	434

Performance diagrams

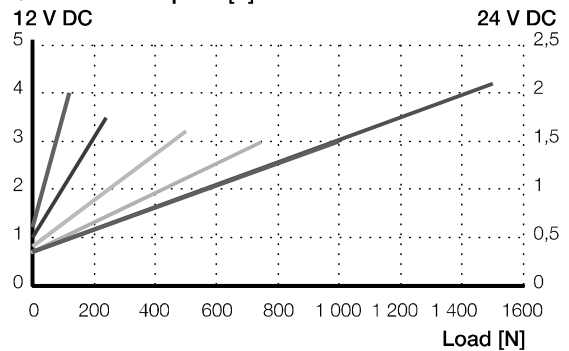
Speed-load diagram

Speed [mm/s]



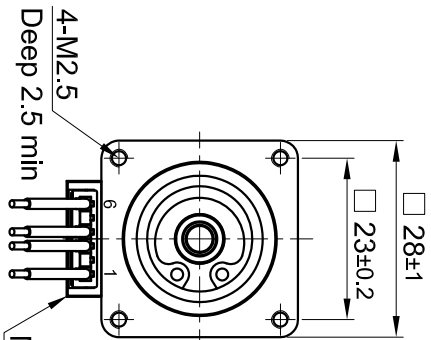
Current-load diagram

Current consumption [A]

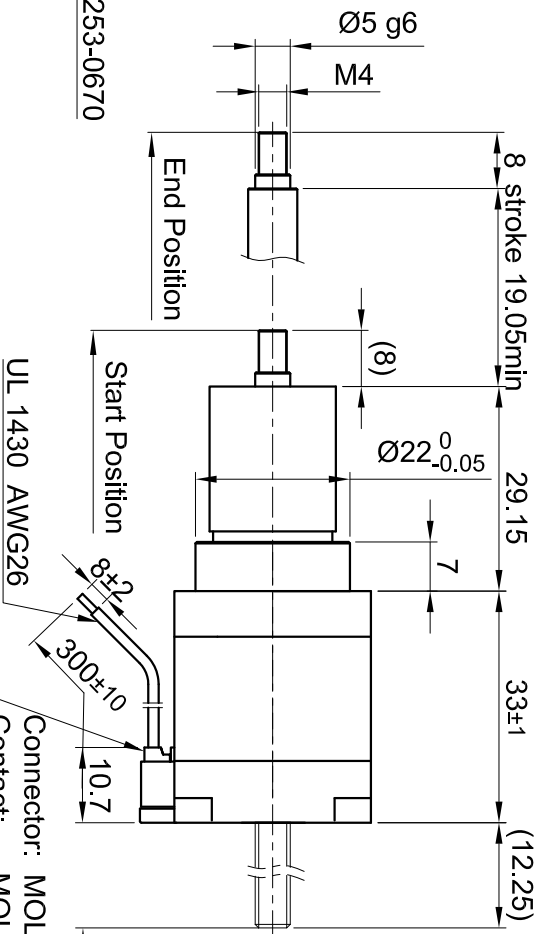


- CAHB-10...1
- CAHB-10...2
- CAHB-10...3
- CAHB-10...4
- CAHB-10...5
- CAHB-10...6

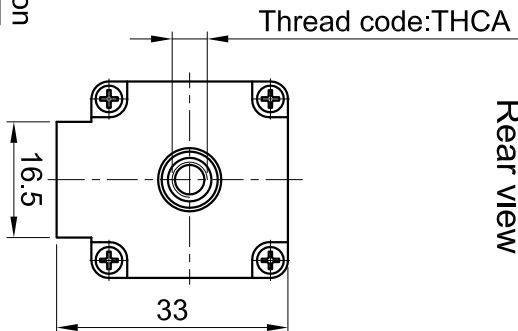
Front view and mounting



Side view



Rear view



SPECIFICATION	CONNECTION	BIPOLAR
AMPS/PHASE		1.0
RESISTANCE/PHASE (Ohms)@25°C		2.7±15%
INDUCTANCE/PHASE (mH) @1KHz		2.5±20%
THREAD DIAMETER (mm) [in]		5 [0.197]
THREAD LEAD(mm) [in]		2 [0.079]
THUST (N) [lbf]		130.7 [29.41]
RESOLUTION (mm/STEP)		0.01
MAX. SPEED (mm/sec.) AT 24V		40
WEIGHT (kg) [lb]		0.14 [0.31]

TEMPERATURE RISE: MAX.80°C (MOTOR STANDSTILL; FOR 2 PHASE ENERGIZED)
 AMBIENT TEMPERATURE -10~ 50°C [14°F ~ 122°F]
 INSULATION RESISTANCE 100 MOhm (UNDER NORMAL TEMPERATURE AND HUMIDITY)
 INSULATION CLASS B 130° [266°F]
 DIELECTRIC STRENGTH 500VAC FOR 1 MIN. (BETWEEN THE MOTOR COILS AND THE MOTOR CASE)
 AMBIENT HUMIDITY MAX. 85% (NO CONDENSATION)

Please regard the application note at www.nanotec.com for further informations.

Surface specification
DIN ISO 1302

General tolerances
DIN ISO 2768-CH

Work piece edge
DIN ISO 13715

Nanotec
PLUG & DRIVE

APVD	P.R.	24.07.18
CHKD	GYQ	24.07.18
DRN	X T	24.07.18

APVD

CHKD

DRN

SIGNATURE

DATE

DWG.NO

LGA281S10-A-THCA-019

LINEAR ACTUATOR

FULL STEP 2 PHASE-EX,
WHEN FACING MOUNTING END (X)

STEP	A	B	A \	B \	CCW	CW
1	+	+	-	-	↑	↓
2	-	+	+	-	↓	↑
3	-	-	+	+	↑	↓
4	+	-	-	+	↓	↑

WIRING DIAGRAM

Linear motor	NL080X
Revision	0
	11/11/2017

Motor Specification

		NL080X
Peak Force ⁽⁶⁾	N	44
Continuous stall force (passive cooling)	N	9,8
Max. velocity ⁽¹⁾⁽³⁾	m/s	6,00
Max. acceleration ⁽²⁾⁽³⁾	m/s ²	572,25
Continuous stall force (with heatsink plate)	N	--
Continuous stall force (fan cooling)	N	--
Continuous stall force (liquid cooling) ⁽⁷⁾	N	--

Electrical Specification

		NL080X
Nominal DC-Link Voltage	Vdc	48
Maximum DC-Link Voltage	Vdc	80
Peak current ⁽⁶⁾	Arms	10,92
Continuous stall current (passive cooling)	Arms	2,44
Continuous stall current (with heatsink plate)	Arms	--
Continuous stall current (fan cooling)	Arms	--
Continuous stall current (liquid cooling) ⁽⁷⁾	Arms	--
Force constant	N/Arms	4,00
Back EMF constant (ph-ph) ⁽⁴⁾	Vpk/(m/s)	1,63
Back EMF constant (ph-ph)	Vrms/(m/s)	1,15
Resistance @ 25°C (ph-ph) ⁽⁴⁾	Ohm	4,86
Resistance @ 135°C (ph-ph) ⁽⁴⁾	Ohm	7,0
Inductance (ph-ph) ⁽⁴⁾	mH	0,6
Electrical time constant	ms	0,123
Motor constant	N/√W	--

Thermal Specification IC40

		NL080X
Max. winding temperature	°C	130
Max. Duration with peak current	s	1
Max. Power dissipation ⁽⁵⁾	W	--
Thermal resistance (case-ambient)	°C/W	--
Thermal resistance (winding-case)	°C/W	--
Thermal resistance (winding-ambient) ⁽⁵⁾	°C/W	--
Thermal time constant ⁽⁵⁾	s	--

Mechanical Specification

		NL080X
Stator length	mm	178
Stator flange dimension	mm	20x40
Stator mass	kg	0,232
Slider length (min/max)	mm	--
Slider diameter	mm	8
Slider mass	g/m	0,35
Magnetic Period (Polar pitch, N to N)	mm	30

Encoder Specification

		NL080X
Encoder Type		SIN/COS 1 Vpp
Encoder power supply		5 V
Resolution		1 sine period per polar pitch

(1) Based on triangular move over 360mm stroke without payload and without taking in account voltage limits - (2) Based on a 30 mm stroke, without payload - (3) The specifications and data may be subject to change depending of the load - (4) Manufacturing data ±10% - (5) In compliance with IEC 60034-1 - (6) Service type S3, duty cycle 5% (7) Estimated Value

Stehlager KSTM



- Wartungsfreier Trockenlauf
- Hohe Steifigkeit
- Sehr hohe Dauerfestigkeit bei wechselnden Belastungen
- Ausgleich von Fluchtungsfehlern und Kantenbelastungen
- Korrosions- und chemikalienbeständig
- Hohes Dämpfungsvermögen
- Geeignet für rotierende, oszillierende, axiale Bewegungen
- Sehr geringes Gewicht

Inch-Abmessungen verfügbar
▶ Seite 1515

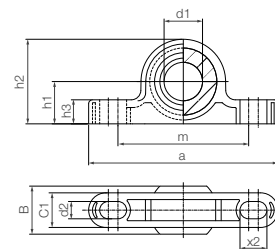
Lebensdauerberechnung online
▶ www.igus.de/igubal-experte

Technische Daten

Art.-Nr.	max. stat. Zugbelastung		max. axiale stat. Druckbelastung	max. Anzugsmoment für Langlöcher ¹⁴⁰	Gewicht
	kurzzeitig [N]	langzeitig [N]			
KSTM-05	700	350	300	0,6	1,7
KSTM-06	1.100	550	300	1,3	2,9
KSTM-08	1.300	650	400	1,3	4,6
KSTM-10	1.500	750	500	2,5	8,6
KSTM-12	2.200	1.100	600	2,5	11,8
KSTM-14	2.400	1.200	600	4,5	18,4
KSTM-16	3.000	1.500	1.800	4,5	23,7
KSTM-18	3.500	1.750	1.200	10,5	32,2
KSTM-20	4.700	2.350	1.300	10,5	40,0
KSTM-22	6.100	3.050	1.400	10,5	54,0
KSTM-25	6.600	3.300	1.600	10,5	75,3
KSTM-30	8.100	4.050	2.100	21,5	116,8

¹⁴⁰ Um die angegebenen Anzugsmomente zu erreichen, empfehlen wir den Einsatz von Unterlegscheiben.

Stehlager KSTM



Bestellschlüssel

Typ	Größe [mm]
K S T M -05	
Maßreihe K	
Stehlager	
metrisch	
Innen-Ø	

Material:
Gehäuse: igamid G ▶ Seite 1560
Kalotte: iglidur® W300 ▶ Seite 171

Abmessungen [mm]

Art.-Nr.	d1	B	C1	h1	h2	m	a	h3	d2	X2	max. Kippwinkel
KSTM-05	5	8	6,0	7	14	25	34	4,0	3,3	4,6	30°
KSTM-06	6	9	7,0	10	18	33	43	5,5	4,5	6,0	29°
KSTM-08	8	12	9,0	10	20	33	47	6,0	4,5	7,0	25°
KSTM-10	10	14	10,5	14	26	46	62	7,5	5,5	8,0	25°
KSTM-12	12	16	12,0	14	28	46	65	8,5	5,5	9,0	25°
KSTM-14	14	19	13,5	18	34	60	82	9,5	6,6	11,0	23°
KSTM-16	16	21	15,0	18	36	60	86	10,5	6,6	12,0	23°
KSTM-18	18	23	16,5	22	42	68	93	11,5	9,0	13,0	23°
KSTM-20	20	25	18,0	22	44	68	98	13,0	9,0	14,0	23°
KSTM-22	22	28	20,0	24	48	74	108	14,0	9,0	16,0	22°
KSTM-25	25	31	22,0	27	54	86	124	16,0	9,0	17,0	22°
KSTM-30	30	37	25,0	32	64	96	139	17,0	11,0	20,0	22°