

TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Diplomarbeit

Entwicklung eines Systems zur automatischen Lagerung von Feldfruchtproben auf Parzellenmähdreschern

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig

(E307 Institut für Konstruktionslehre und technische Logistik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Martin Zauner

1026368 (066445)

Unterstetten 5

4715 Taufkirchen

Wien, im April 2016

Martin Zauner



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im April 2016

Martin Zauner

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit dokumentiert den Entwicklungsprozess eines Systems zur automatischen Lagerung von Feldfruchtproben, welches auf der neuen Generation von Parzellenmähdreschern der Wintersteiger AG eingesetzt werden soll. Durch diese Anlage wird der personelle Aufwand zum Betreiben der Maschine reduziert und gleichzeitig die Anzahl notwendiger Entladevorgänge verringert. Das Lagersystem soll die Probenbeutel automatisch in einem entsprechenden Lager speichern und nach Erreichen der maximalen Kapazität wieder entleeren. Die Entwicklung erfolgt gemäß der Richtlinie „VDI 2221 – Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme“ und ist entsprechend deren Hauptarbeitsschritte gegliedert. Zur Lösungsfindung werden mehrere Konzepte erarbeitet und anschließend einer technisch-wirtschaftlichen Bewertung unterzogen. Ergebnis dieser Entwicklung ist ein vollständiger Gesamtentwurf des Lagersystems inklusive Stückliste aller benötigten Bauteile.

Abstract

The present paper documents the development process of an automated storage system for crops which should be used on the new generation plot combines made by Wintersteiger AG. Due to this new system the amount of human work to operate the processing machine should be reduced and also the number of unloading sequences should be decreased. The developed system automatically puts the sub-samples into the sample storage and unloads it after reaching the maximum capacity. The development process is executed in accordance with the “VDI 2221 – Systematic approach to the design of technical systems and products” and structured according to its work sections. To find the best performing variant a several number of concepts are designed and rated according to technical and economic criteria. The result of this development is the overall embodiment design of the storing system with a provisional parts list of all used components.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Aufgabenstellung.....	1
1.3	Ziel.....	1
2	Grundlagen und Rahmenbedingungen	3
2.1	Parzellenmähdrescher, Probenentnahme und Lagerung	3
2.2	Verfügbare Konzepte zur Probenlagerung	5
2.3	Automatische Probenabpackvorrichtung	7
3	Methodische Produktentwicklung	8
4	Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung	10
4.1	Aufstellen von Anforderungen	10
4.2	Anforderungen an das Probenlager.....	12
4.3	Anforderungsliste.....	16
5	Konzipieren	19
5.1	Abstrahieren	20
5.2	Funktionsstruktur.....	20
5.3	Suche nach Wirkprinzipien	22
5.4	Auswählen geeigneter Wirkprinzipien.....	27
5.5	Kombinieren zu Wirkstrukturen	30
5.6	Einschub: Versuchsdurchführung mit Probenbeutel.....	32
5.7	Konkretisieren zu prinzipiellen Lösungsvarianten.....	34
5.8	Auswählen geeigneter Lösungsvarianten.....	42
6	Entwerfen	44
6.1	Grundregeln beim Gestalten	44
6.2	Gestaltungsrichtlinien	47
6.3	Vorentwurf Variante 3.....	51
6.4	Vorentwurf Variante 4.....	60
6.5	Vorentwurf Variante 6.....	63
6.6	Vorentwurf Variante 7.....	66
6.7	Bewerten der Vorentwürfe nach VDI 2225	70
6.8	Gesamtentwurf	76

7 Zusammenfassung und Ausblick	83
Literaturverzeichnis	84
Abbildungsverzeichnis	85
Tabellenverzeichnis	87
Abkürzungsverzeichnis	88
Anhang	90

1 Einleitung

1.1 Motivation

Zur Erforschung und Züchtung von Feldpflanzen werden kleine Parzellen mit Saatgut bepflanzt und anschließend mit speziellen Parzellenmähdreschern geerntet. Dabei werden die geernteten Feldfrüchte direkt auf der Erntemaschine automatisch analysiert und auf diverse Eigenschaften wie Ertrag, Feuchtigkeits- und Eiweißgehalt untersucht. Weitere notwendige Untersuchungen werden anschließend im Labor durchgeführt. Hierfür muss von jeder Parzelle eine definierte Probe von 200 ml bis 2000 ml entnommen, per Hand verschlossen, gekennzeichnet und anschließend in Schütten in der Kabine zwischengelagert werden. Da es für den Fahrzeuglenker nicht möglich ist, neben dem Steuern der Arbeitsmaschine auch diese Aufgaben zu übernehmen, ist hierfür ein zweiter Arbeiter in der Kabine erforderlich. Die Weiterentwicklung dieses Prozesses beinhaltet nun eine automatische Probenabsackung mit einem nachgeschalteten automatischen Probenlager. Durch das Automatisieren dieser Vorgänge kann sowohl der personelle Aufwand als auch die Fehlerhäufigkeit reduziert werden.

1.2 Aufgabenstellung

Bei der neuen Generation von Parzellenmähdreschern der Fa. Wintersteiger, dem weltweit führenden Unternehmen im Bereich Feldversuchstechnik, soll der Vorgang des Abpackens und Lagerns von Feldfruchtproben automatisiert werden. Im Zuge dieser Arbeit soll ein Lagersystem konzipiert werden, welches die automatische Lagerung der Getreideproben übernimmt. Das Lagersystem soll die bereits abgepackten Getreideproben von der Abpackvorrichtung in ein entsprechendes Lager transportieren und speichern. Dabei muss auf eine optimale Befüllung und Verteilung geachtet werden, da der verfügbare Platz und damit verbunden die Lagerkapazität äußerst begrenzt sind. Der verfügbare Bauraum befindet sich, in Fahrtrichtung gesehen, quer hinter der Kabine und soll bestmöglich ausgenutzt werden. Der Einlagerungsprozess soll möglichst kurz gehalten werden, da eine begrenzte Zykluszeit vorgegeben ist. Nach Erreichen der maximalen Kapazität des Lagers sollen die Proben in ein nebenstehendes Fahrzeug oder Behältnis entladen werden können. Während des gesamten Ein- und Auslagerungsprozesses muss auf einen schonenden Umgang mit den Beuteln geachtet werden, da diese nicht beschädigt werden dürfen.

1.3 Ziel

Das Ziel dieser Arbeit ist ein Entwurf für das beschriebene Lagersystem, welcher unter Anwendung der *VDI 2221 - Methodik zum Entwickeln und Konstruieren*

*technischer Systeme und Produkte*¹ erarbeitet werden soll. Die zunächst gefundenen Lösungskonzepte sollen einem Bewertungsverfahren unterzogen werden und nur die aussichtsreichste Lösung soll weiterverfolgt werden. Der Produktentwicklungsprozess wird bis zum Ende der Entwurfsphase, zum abschließenden Gesamtentwurf, durchlaufen.

¹Verein Deutscher Ingenieure, 1993

2 Grundlagen und Rahmenbedingungen

2.1 Parzellenmähdrescher, Probenentnahme und Lagerung

Parzellenmähdrescher, wie in Abbildung 1 zu sehen, sind Erntemaschinen, welche speziell für den Einsatz im modernen Feldversuchswesen entwickelt wurden. Sie werden bei saaatgutproduzierenden Unternehmen zur Ernte und Analyse der gezüchteten Feldfrüchte verwendet. Ziel dieser Unternehmen ist es, durch gezielte Kreuzung neue Getreidesorten zu züchten, welche verbesserte Eigenschaften in Bereichen wie z.B. Ertrag, Eiweißgehalt oder Schädlingsresistenz aufweisen.



Abbildung 1: Parzellenmähdrescher der Fa. Wintersteiger²

Die unterschiedlichen Getreidesorten werden in einer Vielzahl von kleinen Versuchspartellen gezüchtet, welche üblicherweise Abmessungen von 1,5 m Breite und 6 m Länge aufweisen. Zur anschließenden Ernte werden die sogenannten Parzellenmähdrescher verwendet. In Abbildung 2 ist ein typisches Versuchsfeld mit den einzelnen Versuchspartellen zu sehen. Aufgrund der geringen Partellenbreite müssen die Mähdrescher ebenfalls einen äußerst geringen Radstand aufweisen, damit beim Ernten keine Pflanzen der Nachbarpartelle beschädigt werden.



Abbildung 2: Partellen zur Saatgutforschung²

² Quelle: Wintersteiger AG

Neben dem eigentlichen Abernten der Feldfrüchte ist die Hauptaufgabe eines Parzellenmähdreschers die automatische Analyse der geernteten Feldfrüchte. Mittels speziellen Wiegesystemen können so z.B. deren Dichte und Feuchtigkeitsgehalt ermittelt werden. Weitere Eigenschaften der Feldfrüchte können mittels Nah-Infrarot-Spektroskopie (NIRS) ermittelt werden. Ein entsprechendes System ist ebenfalls direkt im Fahrzeug integriert. Je nach Versuchszweck sind oft weiterführende Untersuchungen der Feldfrüchte notwendig, welche nicht direkt am Parzellenmähdrescher durchgeführt werden können. Dazu muss von der jeweiligen Parzelle ein kleiner Teil des Ertrages, bezeichnet als Probe, entnommen werden, welche anschließend im Labor untersucht wird. Der restliche Ertrag der Parzelle wird, vermischt mit jenem der anderen Parzellen, in einem gemeinsamen Korntank gelagert. Die Entnahme der Probe erfolgt manuell und wird von einem zweiten Mitarbeiter, welcher sich neben dem Lenker in der Kabine befindet, durchgeführt. Nach dem Abfüllen muss der Probenbeutel verschlossen, gekennzeichnet und in einer Kiste in der Kabine zwischengelagert werden. In Abbildung 3 ist die Sitzordnung von Fahrzeuglenker und dem zweiten Mitarbeiter in der Fahrzeugkabine zu erkennen.



Abbildung 3: Arbeiter beim manuellen Absacken einer Probe³

Dieser Prozess der manuellen Probenentnahme birgt neben dem notwendigen personellen Aufwand noch weitere Nachteile. So ist der verfügbare Platz zum Lagern der Proben in der Kabine äußerst begrenzt, was dazu führt, dass der Erntevorgang häufig unterbrochen werden muss, damit die Kiste ausgetauscht werden kann.

Alternative Lösungen zur Lagerung der entnommenen Proben wurden bereits von der Fa. Wintersteiger erarbeitet, diese haben jedoch aufgrund diverser Nachteile nicht zum gewünschten Erfolg geführt. Im nachfolgenden Kapitel werden die vorhandenen Lösungskonzepte kurz erläutert.

³ Quelle: Wintersteiger AG

2.2 Verfügbare Konzepte zur Probenlagerung

2.2.1 Probentransportband

Bei dieser Lagerlösung handelt es sich um ein Transportband, welches seitlich an der Erntemaschine angebaut wird. Die Proben müssen per Hand entnommen werden und können anschließend auf dieses Transportband abgelegt werden. Durch Betätigen eines Tasters wird das Transportband ein kleines Stück weiterbewegt und somit kann das gesamte Band befüllt werden. Vorteilhaft bei dieser Lösung sind vor allem die einfache Funktionsweise und die geringen Herstellkosten. Als größter Nachteil ist die seitliche Montage des Transportbandes zu nennen. Diese bewirkt, dass die Breite des Fahrzeugs erheblich erhöht und der Gesamtschwerpunkt ungünstig zur Seite verlagert wird. Außerdem wurde das Transportband nur für den manuellen Betrieb ausgelegt. In Abbildung 4 ist eine Konstruktion des Transportförderbandes zu sehen.

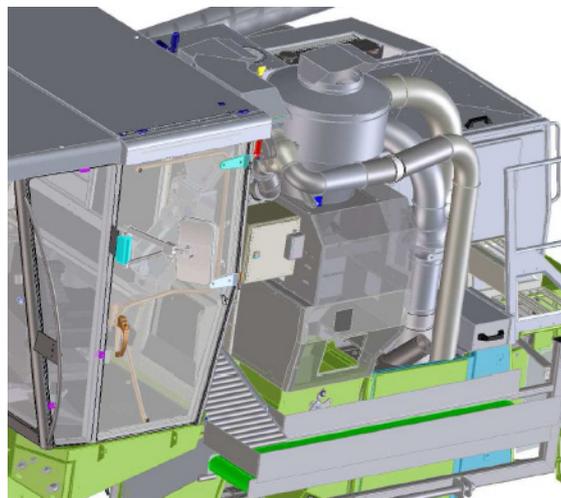


Abbildung 4: Probenförderband⁴

2.2.2 Automatisches Kistenlager

Das automatische Kistenlager soll die Möglichkeit bieten, die mit Proben befüllten Kisten hinter der Kabine zwischenzulagern. Dazu ist eine Durchreiche zwischen Kabinenrückwand und Kistenlager angedacht, durch welche eine leere Kiste aus dem Magazin entnommen werden kann. Nach dem Befüllen mit Probensäckchen wird die Kiste durch selbige Durchreiche wieder dem Kistenlager zugeführt und automatisch zwischengelagert. Dieses Konzept stellt eine gute Möglichkeit zur Lagerung bei manueller Probennahme dar, wenngleich diese mit hohem Kostenaufwand verbunden ist. Eine Verwendung in Kombination mit einer automatischen Probennahme ist jedoch äußerst schwierig, da das Befüllen der Kisten mit Probenbeutel einen zu komplexen Prozess darstellen würde. Außerdem ist aufgrund des benötigten Bauraums für das Kistenlager kein weiterer Bauraum für

⁴ Quelle: Wintersteiger AG

eine automatische Verpackungseinheit vorhanden. In Abbildung 5 ist ein CAD-Konzept des Kistenlagers zu sehen.

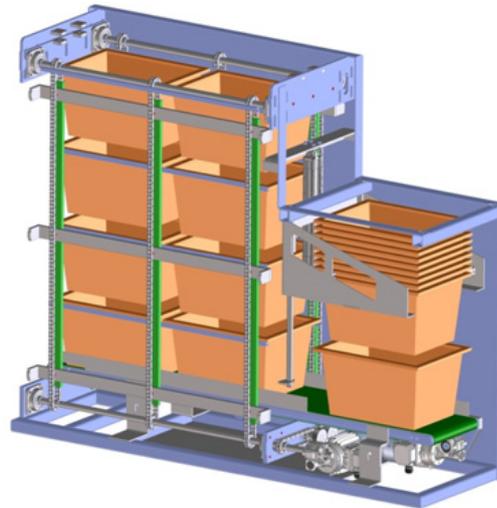


Abbildung 5: Automatisches Kistenlager⁵

2.2.3 Schlittenabsackung

Bei der Schlittenabsackung (Abbildung 6) handelt es sich um ein System, welches eine automatische Probennahme und Lagerung der Proben ermöglicht. Durch ein zweidimensional angesteuertes Abfüllrohr können die Probenbehälter, welche sich seitlich an der Erntemaschine befinden, befüllt werden. Aufgrund der geforderten Spezialbehälter aus Kunststoff und der geringen Kapazität von nur 20 Proben ist die Akzeptanz dieser Lösung bei den Kunden äußerst gering.



Abbildung 6: Schlittenabsackung⁵

2.2.4 Eigenbauten der Saatgutzüchter

Da die derzeitigen Lagerkapazitäten der entnommenen Proben in der Kabine äußerst begrenzt sind, haben sich viele Saatgutzüchter im Eigenbau eine alternative Möglichkeit zur Lagerung am Fahrzeug montiert. Oft handelt es sich dabei um einfache Haltesysteme für mehrere Kisten, welche außerhalb der Kabine montiert sind und zur Zwischenlagerung der entnommenen Probenbeutel dienen.

⁵ Quelle: Wintersteiger AG

2.3 Automatische Probenabpackvorrichtung

Zum automatischen Abpacken der Proben soll eine Schlauchbeutelmaschine verwendet werden, welche mit einer 350 mm Flachfolie arbeitet. Zum Erstellen eines Beutels wird die Flachfolie mittels einer Formschulter zu einem Schlauch geformt und über das Füllrohr gezogen. Anschließend wird der Schlauch mittels Längssiegelbalken per Impulsschweißung verschweißt. Das Material wird über einen Fülltrichter zugeführt und sammelt sich im Beutel. Nach vollständigem Befüllen wird der Beutel per Quersiegelbalken verschweißt und abgetrennt. Das Leitblech dient zur geführten Umlenkung des Beutels. In Abbildung 7 ist das Funktionsprinzip einer Schlauchbeutelmaschine mitsamt den wichtigsten Komponenten dargestellt.

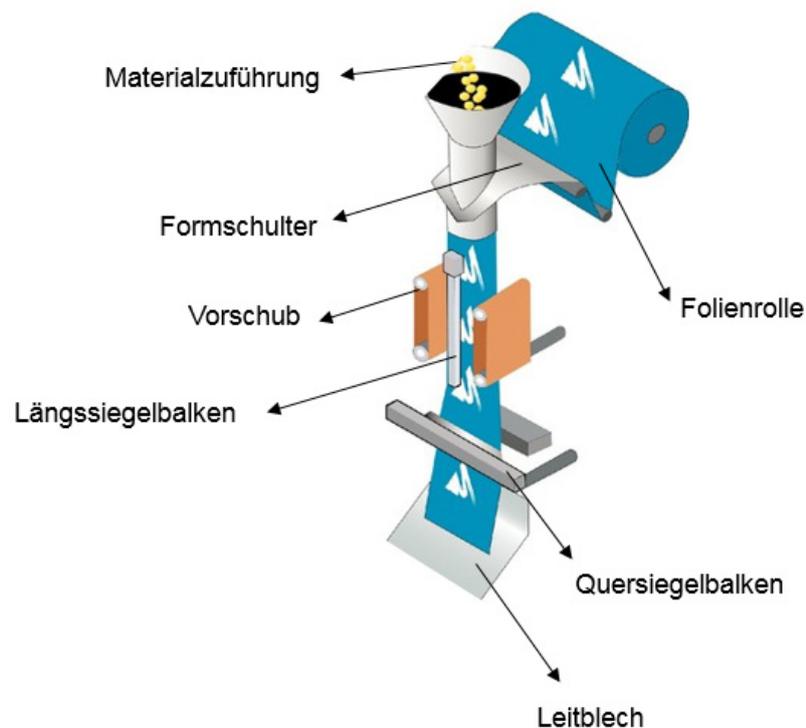


Abbildung 7: Funktionsprinzip einer Schlauchbeutelmaschine⁶

Der so entstehende Beutel weist durch die feste Folienrollenbreite von 350 mm eine maximale Breite von 150 mm auf. Aufgrund der variablen Länge, welche über den Vorschub gesteuert wird, kann der Beutel ideal dem geforderten Probenvolumen angepasst werden. Bei einem Probenvolumen von 200 - 2000 ml ergibt sich somit eine Beutellänge von maximal 300 mm.

⁶In Anlehnung an <http://www.handling.de/thema/schlauchbeutel.htm>, (12.01.2016)

3 Methodische Produktentwicklung

Bei der Entwicklung und Konstruktion neuartiger Produkte wird der Konstrukteur mit einer Vielzahl von zu lösenden Aufgaben konfrontiert. Mit Hilfe der Konstruktionsmethodik sollen diese Arbeitsschritte zu einem Vorgehensplan zusammengefasst werden, welcher allgemein anwendbar ist und die Entwicklung planbar, flexibel, optimierbar und nachprüfbar macht. Die Konstruktionsmethodik sollte jedoch nicht die Intuition oder die Erfahrung fähiger Konstrukteure herabsetzen, vielmehr soll mit Hilfe dieser methodischen Vorgehensweise die Leistungsfähigkeit und Erfindungsfähigkeit gesteigert werden. Weiters soll durch das Anwenden der Konstruktionsmethodik die Entscheidungsfindung erleichtert und dadurch Fehlentscheidungen vermieden werden. Sie dient als Anleitung und Richtschnur für Projektleiter bei der Entwicklung neuer Lösungen.⁷

Die nachfolgend dargestellte Abbildung 8 zeigt den methodischen Prozessablauf und dessen Hauptarbeitsschritte während der Entwicklungs- und Konstruktionsphase. Der Entwicklungsprozess lässt sich in vier Hauptphasen unterteilen, welche folgendermaßen benannt werden können:

- Phase I – Klären und Präzisieren der Aufgabe
- Phase II – Konzipieren
- Phase III – Entwerfen
- Phase IV – Ausarbeiten

Insgesamt werden sieben Arbeitsschritte angeführt, denen jeweils ein Arbeitsergebnis zugeordnet werden kann. Die Durchführung der einzelnen Arbeitsschritte hängt von der Art der Entwicklung ab und wird je nach Aufgabenstellung vollständig, teilweise oder mehrmals iterativ durchlaufen.

Anzumerken ist, dass die angeführte Methodik als hilfreiches Werkzeug dienen soll und nicht als Arbeitsplan, dessen Schritte streng dogmatisch verfolgt werden müssen.

⁷ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.9 - 11

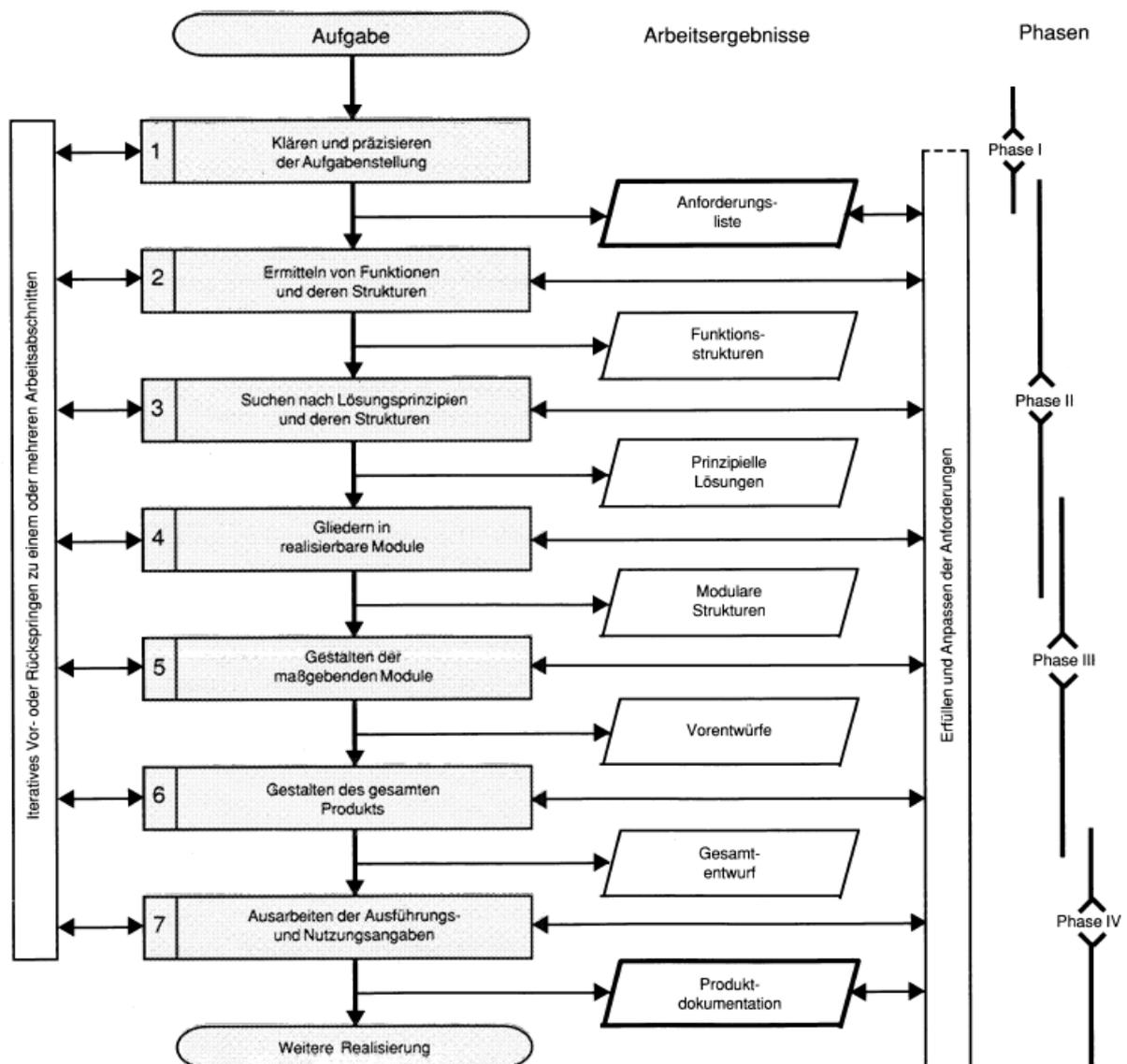


Abbildung 8: Hauptarbeitsschritte beim Entwickeln und Konstruieren⁸

Die nachfolgenden Kapitel dieser Arbeit sind entsprechend der Phasen der Produktentwicklung gegliedert und enthalten jeweils zu Beginn die notwendigen theoretischen Grundlagen, um das Verständnis bei der praktischen Anwendung zu erleichtern.

Als Arbeitsunterlage zur Durchführung der Konstruktionsmethodik dient neben der bereits erwähnten *Richtlinie VDI 2221* das Buch *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*⁹, welches die Vorgehensweise ausführlich und auf den Maschinenbau bezogen beschreibt.

⁸ VDI 2221, 1993, S.9

⁹ Pahl, Beitz, 2006

4 Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

Bevor mit der Entwicklung eines Produktes begonnen werden kann, ist es wichtig, die geforderte Aufgabenstellung systematisch aufzuarbeiten, damit so ein Maximum an verwertbaren Informationen gefunden werden kann. Der an die Konstruktion herangetragene Entwicklungsauftrag enthält Angaben zum Produkt und dessen Funktionalität, welche möglichst lösungsneutral festgehalten werden müssen.

Gemeinsam mit dem Auftraggeber sollen zunächst folgende Fragen geklärt werden:

- Welchen Zweck muss die beabsichtigte Lösung erfüllen?
- Welche Eigenschaften muss sie aufweisen?
- Welche Eigenschaften darf sie nicht aufweisen?

Es ist darauf zu achten, dass die erkannten Produktspezifikationen, soweit verfügbar, mit quantitativen Angaben festgehalten werden. Ziel dieses Prozesses ist das Erstellen einer Anforderungsliste, welche als Dokument zur Produktspezifikation dient. Durch eine präzise Formulierung der Anforderungen soll Missverständnissen vorgebeugt und eine spätere Bewertung der Lösung erleichtert werden.¹⁰

4.1 Aufstellen von Anforderungen

Beim Aufstellen der Anforderungen ist zu empfehlen, die geforderten Spezifikationen in Forderungen (F) und Wünsche (W) zu unterteilen und dies auch so in der Anforderungsliste festzuhalten.

- Forderungen sind Anforderungen, welche unter allen Umständen erfüllt werden müssen, Nichterfüllung führt zur Nichtakzeptanz der Lösung. Hierzu zählen z.B. Leistungsdaten $P > 20 \text{ kW}$.
- Wünsche können nach Möglichkeit erfüllt werden und sind oft mit einem Mehraufwand verbunden, welcher vom Kunden in Kauf genommen wird. Der akzeptable Mehraufwand variiert entsprechend der Wichtigkeit des jeweiligen Wunsches.

Beim Dokumentieren der Anforderungen ist darauf zu achten, die Forderungen und Wünsche, soweit verfügbar, durch präzise Zahlenangaben zu definieren. Ist dies nicht möglich, so müssen die qualitativen Angaben möglichst klar und eindeutig formuliert werden.¹¹

Damit bei der Suche nach Anforderungen keine wichtigen Informationen übersehen werden sollte die Unterscheidung folgender Anforderungstypen berücksichtigt werden:

¹⁰Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S. 213

¹¹Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S. 215

1. Grundlegende Anforderungen:

Hierbei handelt es sich um implizite Anforderungen, welche vom Kunden nicht genannt und als selbstverständlich betrachtet werden. Das Erkennen dieser Anforderungen ist von größter Bedeutung, da diese oft über Erfolg oder Nichterfolg einer Entwicklung entscheiden.

2. Technisch- kundenspezifische Anforderungen

Das Finden und Dokumentieren dieser expliziten Anforderungen gestaltet sich meist einfach, da diese direkt vom Kunden selbst ausgesprochen werden. Hier können meist sehr konkrete Angaben gemacht werden.

3. Attraktivitätsanforderungen

Diese Anforderungen sind dem Kunden selbst nicht bewusst und lösen daher bei Nichterfüllung keine Unzufriedenheit aus. Sie können jedoch gut zur Differenzierung vom Mitbewerber verwendet werden und lösen beim Kunden oft große Begeisterung aus. Sie zählen ebenfalls zu den impliziten Anforderungen.¹²

Zum Ergänzen und Erweitern der Anforderungen hat sich nach Pahl/Beitz das Arbeiten mit der *Hauptmerkmalliste* bewährt. In der folgenden Abbildung 9 ist die Hauptmerkmalliste dargestellt, welche zum Erarbeiten der Anforderungen des Probenlagers verwendet wurde.

¹² Vgl. Pahl, Beitz, 2006 S. 218 ff

Hauptmerkmal	Beispiele
Geometrie	Größe, Höhe, Breite, Länge, Durchmesser, Raumbedarf, Anzahl, Anordnung, Anschluss, Ausbau und Erweiterung
Kinematik	Bewegungsart, Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit, Beschleunigung
Kräfte	Kraftgröße, Kraftrichtung, Krafthäufigkeit, Gewicht, Last, Verformung, Steifigkeit, Federeigenschaften, Stabilität, Resonanzen
Energie	Leistung, Wirkungsgrad, Verlust, Reibung, Ventilation, Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur, Feuchtigkeit, Erwärmung, Kühlung, Anschlussenergie, Speicherung, Arbeitsaufnahme, Energieumformung
Stoff	Physikalische und chemische Eigenschaften des Eingangs- und Ausgangsprodukts, Hilfsstoffe, vorgeschriebene Werkstoffe (Nahrungsmittelgesetz u. ä.), Materialfluss und -transport
Signal	Eingangs- und Ausgangssignale, Anzeigart, Betriebs- und Überwachungsgeräte, Signalform
Sicherheit	Unmittelbare Sicherheitstechnik, Schutzsysteme, Betriebs-, Arbeits- und Umweltsicherheit
Ergonomie	Mensch-Maschine-Beziehung: Bedienung, Bedienungsart, Übersichtlichkeit, Beleuchtung, Formgestaltung
Fertigung	Einschränkung durch Produktionsstätte, größte herstellbare Abmessung, bevorzugtes Fertigungsverfahren, Fertigungsmittel, mögliche Qualität und Toleranzen
Kontrolle	Mess- und Prüfmöglichkeit, besondere Vorschriften (TÜV, ASME, DIN, ISO, AD-Merkblätter)
Montage	Besondere Montagevorschriften, Zusammenbau, Einbau, Baustellenmontage, Fundamentierung
Transport	Begrenzung durch Hebezeuge, Bahnprofil, Transportwege nach Größe und Gewicht, Versandart und -bedingungen
Gebrauch	Geräuscharm, Verschleißrate, Anwendung und Absatzgebiet, Einsatzort (z. B. schwefelige Atmosphäre, Tropen,...)
Instandhaltung	Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung, Inspektion, Austausch und Instandsetzung, Anstrich, Säuberung
Recycling	Wiederverwendung, Wiederverwertung, Entsorgung, Endlagerung, Beseitigung
Kosten	Max. zulässige Herstellkosten, Werkzeugkosten, Investition und Amortisation
Termin	Ende der Entwicklung, Netzplan für Zwischenschritte, Lieferzeit

Abbildung 9: Hauptmerkmalliste¹³

4.2 Anforderungen an das Probenlager

Geometrie:

Eine der wichtigsten Anforderungen bei der Entwicklung des Probenlagers ist die Einhaltung des zur Verfügung stehenden Bauraums. Dieser wurde bereits am Beginn der Entwicklung des Parzellenmähdreschers festgelegt und für eine spätere Entwicklung der automatischen Probennahme freigehalten. Ein Teil dieses verfügbaren Raumes wird für die automatische Abpackvorrichtung benötigt, welche direkt unter der bereits vorhandenen Materialzuführung zur manuellen Probennahme platziert werden soll. Der Bauraum befindet sich quer hinter der Fahrzeugkabine und ist in folgender Abbildung 10 dargestellt.

¹³Pahl, Beitz, 2006, S. 220

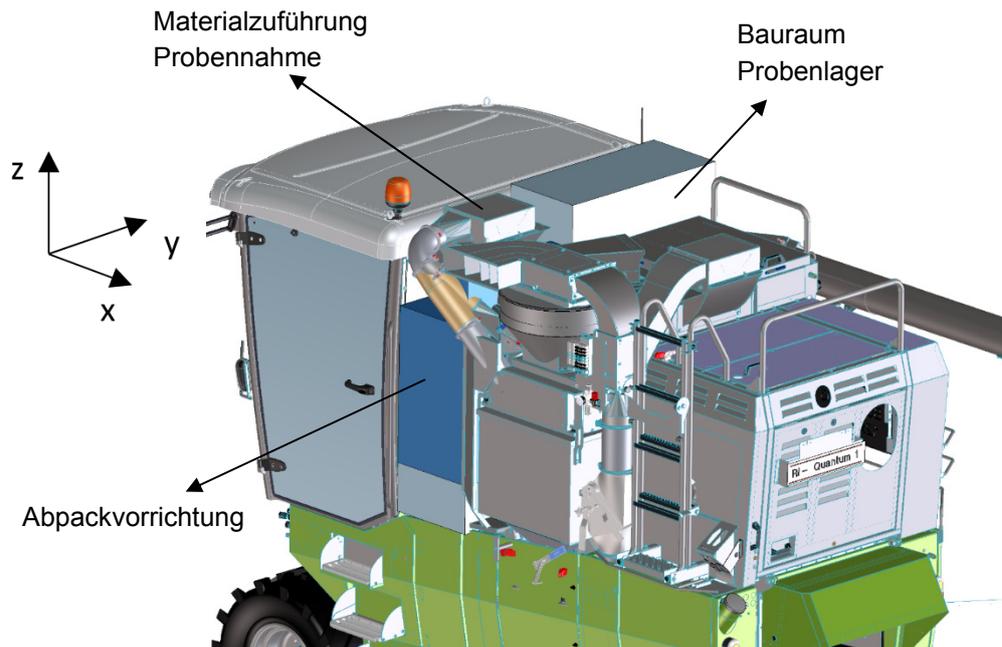


Abbildung 10: Verfügbarer Bauraum am Mähdrescher

Der Bauraum darf seitlich nicht über die Hauptabmessungen der Erntemaschine hinausragen. Es muss darauf geachtet werden dass, zwischen Kabinendach und Probenlager eine Freistellung bleibt, da diese bei schlechter Bodenbeschaffenheit bis zu 3 cm schwingen kann. Unter dem Probenlager befindet sich die Spannvorrichtung für den Variatorriemen, für welche eine Freistellung vorgesehen werden muss, da diese im Betrieb stark schwingen kann. Außerdem muss ein Zugang zum Riemen für etwaige Wartungsarbeiten berücksichtigt werden.

Eine weitere wichtige Anforderung ist die Lagerkapazität, welche mit mindestens 150 Liter festgelegt ist. Lagerkapazitäten von mehr als 150 Liter sind äußerst wünschenswert und werden daher als Wunschforderung festgehalten.

Zu den geometrischen Anforderungen zählen auch die Abmessungen der Probenbeutel, welche eine Breite von 150 mm und eine Dicke von 70 mm aufweisen. Die Länge der Beutel kann wie bereits erwähnt, variieren und ist mit max. 300 mm begrenzt. Die Position des Probenbeutels nach dem Verlassen der Abpackvorrichtung ist vorgegeben und wird ebenfalls in die Anforderungsliste aufgenommen.

Beim Entleeren des Lagers muss darauf geachtet werden, dass die Entladehöhe nicht weniger als 1 Meter über der Fahrbahn liegen darf. Eine variabel einstellbare Entladehöhe wäre wünschenswert, ist jedoch nicht zwingend notwendig.

Unter Berücksichtigung der genannten Anforderungen ergibt sich ein verfügbarer Bauraum entsprechend Abbildung 11. Eine Skizze mit den wichtigsten Abmessungen ist in Abbildung 12 dargestellt.

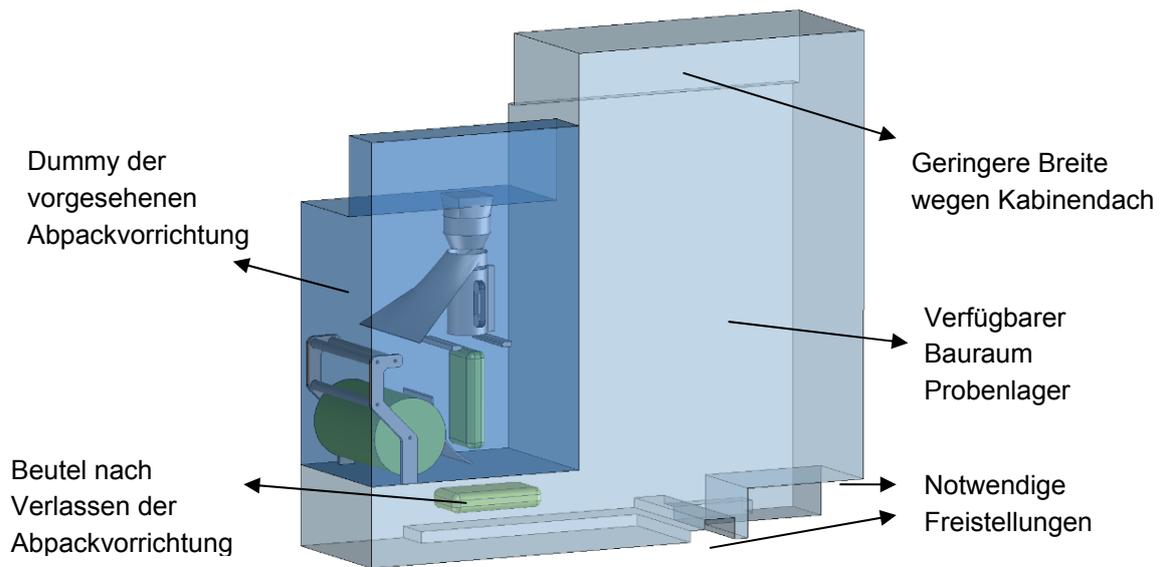


Abbildung 11: Skizze des verfügbaren Bauraums

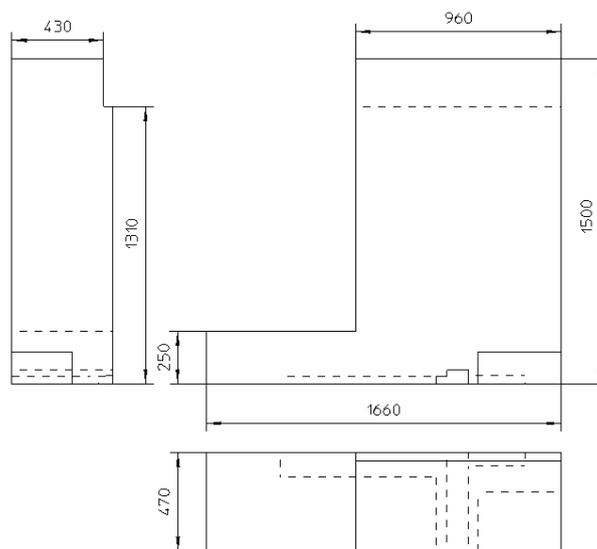


Abbildung 12: Hauptabmessungen des Bauraums

Kinematik:

In der Kategorie Kinematik ist als wichtigste Anforderung die Taktzeit des Lagers zu nennen. Im Idealbetrieb erreicht der Mähdrescher eine Parzellenleistung von 4 Parzellen pro Minute, daher muss das Lager im Stande sein ebenso viele Beutel aufzunehmen. Daraus ergibt sich eine Taktzeit von 15 Sekunden je Einlagerungsvorgang. Die Fahrgeschwindigkeit im Betrieb beträgt max. 5 km/h.

Kräfte:

Da das Lagersystem auf einer fahrbaren Maschine zum Einsatz kommt, ist das zulässige Gesamtgewicht ebenfalls eine wichtige Anforderung, welche nicht unberücksichtigt bleiben darf. Ein Gesamtgewicht von 120 kg darf nicht überschritten werden, ein geringeres ist wünschenswert.

Energie:

Auf dem Mähdrescher steht ein 12 V Gleichspannungsnetz zur Verfügung welches zur Versorgung der elektrischen Komponenten verwendet werden soll. Weiters ist eine Druckluftversorgung mit 6 bar Betriebsdruck am Fahrzeug vorhanden. Nach Möglichkeit sollten die elektrische und pneumatische Versorgung zum Betreiben des Probenlagers ausreichen und auf die Verwendung hydraulischer Aktuatoren verzichtet werden.

Stoff:

Unter der Kategorie Stoff werden die Eigenschaften des Probenbeutels definiert. Das Füllvolumen des Beutels beträgt 200 bis 2000 ml. Bei einem Schüttgewicht von 0,6 - 0,7 t/m³ ergibt sich ein Gewicht von 0,12 kg - 1,4 kg je Beutel. Der Beutel besteht aus Kunststoff und darf während des Ein- und Auslagerungsvorganges nicht beschädigt werden.

Signal:

Unter dem Hauptmerkmal Signal werden die benötigten Anzeige- und Überwachungsgeräte festgelegt. Der Benutzer muss eine Rückmeldung vom Probenlager erhalten, sobald die maximale Lagerkapazität erreicht ist und das Lager entleert werden muss. Zusätzlich soll der Benutzer bei eventuellem Fehlverhalten wie unbeabsichtigt geöffneter Regenschutz- oder Entladevorrichtung informiert werden. Dies wird als Wunschforderung in die Anforderungsliste aufgenommen.

Sicherheit:

Eine weitere Forderung ist, dass für den Benutzer keine fahrlässige Verletzungsgefahr besteht. Das heißt, der Benutzer darf ohne grob fehlerhaftem Verhalten nicht mit drehbaren und beweglichen Teilen in Berührung kommen.

Ergonomie:

Dieser Kategorie werden die Anforderungen bezüglich Mensch-Maschine-Beziehung und Bedienbarkeit zugeordnet. Es wurde die Wunschforderung einer Sichtkontrolle zur Überwachung des Lagerfüllstandes aufgestellt.

Fertigung:

Hier können eventuelle Fertigungsbeschränkungen und bevorzugte Fertigungsverfahren festgehalten werden. Da die Firma Wintersteiger über eine Fertigung verfügt, welche im Bereich Blechzuschnitte und Biegeteile besonders stark ausgerüstet ist, wurden diese Fertigungsverfahren als bevorzugt angegeben.

Montage:

Die ersten Prototypen des Mähdreschers, für welchen das automatische Probenlager entwickelt wird, werden bereits gefertigt, daher soll eine nachträgliche Montage des Lagers an der Maschine einfach möglich sein.

Transport:

Bei der Entwicklung des Mähdreschers wurde besonderer Wert darauf gelegt, dass dieser mit geringem Montageaufwand für den Containertransport geeignet ist. Aus diesem Grund sollte auch das Probenlager hierfür ausgelegt sein. Für den Transport im Container darf das Probenlager in der Höhe nicht über die B-Säule der Kabine hinausragen. Dies soll mit nur geringer Demontage möglich sein.

Gebrauch:

Das Hauptmerkmal Gebrauch richtet sich an unterschiedliche technische Anforderungen, welche während des Betriebes erfüllt werden müssen.

Der Einsatz des Probenlagers muss bei Umgebungstemperaturen von -5 bis +50 ° C möglich sein. Die staubige Umgebung, bedingt durch den Erntevorgang, darf zu keinen Funktionseinschränkungen führen. Ebenso dürfen die Vibrationen, welche durch das Dreschwerk entstehen, zu keiner Fehlfunktion führen. Die zulässigen Hangneigungen, unter welcher der Mähdrescher einsatzfähig ist, müssen auch für das Probenlager gelten: Neigung links - rechts +/-10°, Neigung vorne - hinten +/-15°. Generell sind Erntearbeiten nur bei trockener Witterung möglich, dennoch besteht der Wunsch nach einem Regenschutz des Lagerinhaltes.

Instandhaltung:

Ein möglichst einfacher Zugang für etwaige Wartungsarbeiten ist wünschenswert.

Kosten:

Bezüglich der anfallenden Kosten wurde festgelegt, dass die Herstellkosten des Lagers € 2500,- nicht wesentlich überschreiten dürfen und so gering wie möglich gehalten werden sollen. Außerdem sollen die notwendigen Zukaufteile, soweit möglich, aus dem bereits vorhandenen Zukaufsortiment der Fa. Wintersteiger ausgewählt werden. Dadurch wird der notwendige Organisationsaufwand im Bereich des Einkaufs gering gehalten.

Termin:

Abschließend wurde der Termin für den fertigen Gesamtentwurf auf 01.02.2016 festgelegt.

4.3 Anforderungsliste

In Tabelle 1 und Tabelle 2 auf den folgenden Seiten ist die Anforderungsliste dargestellt, welche die in diesem Kapitel beschriebenen Anforderungen beinhaltet.

Tabelle 1: Anforderungsliste - Seite 1

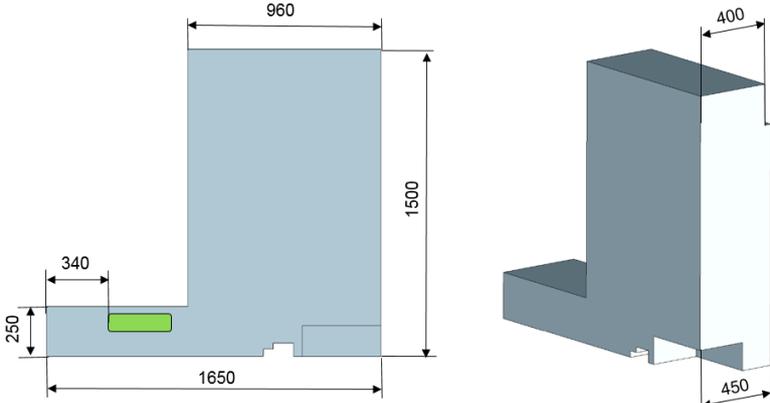
Firma: Wintersteiger		Anforderungsliste für automatisches Probenlager	Seite: 1
Änder.	F W	Anforderungen	Verantw.
	F	<p>1. Geometrie</p> <p>Gute Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraums:</p> 	
	F	Freistellung zur Wartung des darunter liegenden Variatorriemens	
	F	Freistellung für bereits vorhandene Hydraulikleitungen	
	F	Position des Beutels nach dem Verlassen der Abpackvorrichtung lt. Skizze	
	F	Minimale Lagerkapazität: 150 Liter	
	W	Lagerkapazität: > 150 Liter	
	F	Abmessungen der Beutel: max. 300 x 150 x 70 mm	
	F	Entladehöhe des Lagers: 1 Meter über Fahrbahn	
	W	Entladehöhe variabel einstellbar	
	W	Lager kann nach oben offen sein	
		<p>2. Kinematik</p>	
	F	Minimale Einlagerungsfrequenz: 4 Beutel/Minute	
	F	Fahrtgeschwindigkeit im Betrieb: max. 5 km/h	
		<p>3. Kräfte</p>	
	F	Maximales Gesamtgewicht des Lagers: 120 kg	
	W	Gesamtgewicht des Lagers: < 120 kg	
		<p>4. Energie</p>	
	F	Elektrische Versorgungsspannung: 12V DC	
	F	Druckluftversorgung: 6 bar	
	F	Hydraulische Versorgung: 22 bar	
	F	Hydraulische Versorgung: 250 bar	
	W	Nur elektrische und pneumatische Antriebe	
		<p>5. Stoff</p>	
	F	Füllvolumen der Beutel: 200 - 2000 ml	
	F	Material der Beutel: Kunststoffolie	
	F	Die Beutel dürfen bei der Ein- und Auslagerung nicht beschädigt werden	
	F	Schüttdichte des Füllgutes: 0,6 - 0,7 t/m ³	
	F	Schüttgut: Raps, Mais, Soja, Getreide	

Tabelle 2: Anforderungsliste - Seite 2

Firma: Wintersteiger		Anforderungsliste für automatisches Probenlager	Seite: 2
Änder.	F W	Anforderungen	Verantw.
		<p>6. Signal F Anzeige wenn das Lager voll ist W Rückmeldung bei geöffnetem Tank oder Regenschutz</p> <p>7. Sicherheit F Keine frei zugängliche sich bewegende und drehende Teile</p> <p>8. Ergonomie W Sichtfenster zur Überwachung des Tankinhalts durch den Fahrer F Bedienung ohne Verlassen der Fahrerkabine</p> <p>9. Fertigung W Blechbearbeitung als bevorzugtes Fertigungsverfahren</p> <p>10. Montage F Nachträgliche Aufrüstung auf bestehenden Mähdrescher</p> <p>11. Transport W Containertransport: Die B-Säule der Kabine soll beim Transport nicht überragt werden</p> <p>12. Gebrauch F Automatische Einlagerung der Probenbeutel F Automatische Entleerung des Lagers in nebenstehendes Fahrzeug oder Behältnis F Betriebsbedingungen: staubige Umgebung F Betriebsbedingungen: Vibrationen durch Motor und Dreschwerk F Einsatztemperatur: -5° bis + 50° C F Hangneigung: rechts/links: +-10%; vorne/hinten: +-15% W Witterungsschutz: Tankinhalt vor Regenwasser schützen</p> <p>13. Instandhaltung W Möglichst einfache Zugänglichkeit bei Wartungsarbeiten</p> <p>14. Kosten F Herstellkosten sollen € 2500,- nicht wesentlich überschreiten W Herstellkosten möglichst gering halten W Zukaufteile sollten bevorzugt aus dem bereits vorhandenen Zukaufsortiment ausgewählt werden</p> <p>15. Termin F Fertiger Entwurf: 01.02.2016</p>	

5 Konzipieren

Im Anschluss an das Planen und Klären der Aufgabe ist entsprechend dem Arbeitsfluss (vgl. Abbildung 8) die Phase des Konzipierens vorgesehen.

„Konzipieren ist der Teil des Konstruierens, der nach dem Klären der Aufgabenstellung durch Abstrahieren auf die wesentlichen Probleme, Aufstellen von Funktionsstrukturen und durch Suche nach geeigneten Wirkprinzipien und deren Kombination in einer Wirkstruktur die prinzipielle Lösung (Lösungsprinzip) festlegt. Das Konzipieren ist die prinzipielle Festlegung einer Lösung.“¹⁴

In der folgenden Abbildung 13 sind die einzelnen Arbeitsschritte des Konzipierens dargestellt, auf welche im Anschluss näher eingegangen wird.

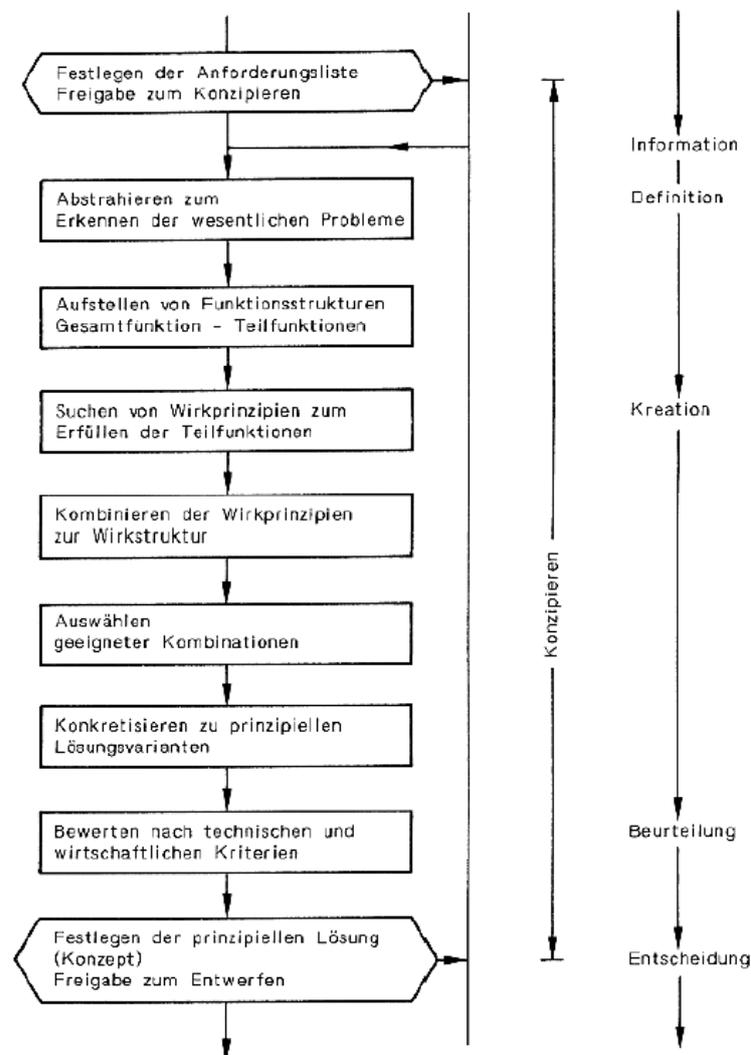


Abbildung 13: Arbeitsschritte beim Konzipieren¹⁵

¹⁴Pahl, Beitz, 2006, S.231

¹⁵Pahl, Beitz, 2006, S.232

5.1 Abstrahieren

Das Abstrahieren dient dazu, sich von Vorfixierungen oder konventionellen Vorstellungen zu lösen, um sich nicht bereits am Beginn der Entwicklung auf eine bestimmte Art der Lösung festzulegen. Hierzu sieht man vom Individuellen und Zufälligen ab und versucht nur das Allgemeingültige zu erkennen. Die Verallgemeinerung trägt dazu bei, den *Wesenskern der Aufgabe* zu erkennen.

Mit Hilfe der folgenden schrittweisen Abstraktion der Anforderungsliste kann einfach eine allgemeine Formulierung der Problemstellung gefunden werden.

1. Gedanklich Wünsche weglassen.
2. Nur Forderungen berücksichtigen, welche die Funktion und wesentlichen Bedingungen unmittelbar betreffen.
3. Quantitative Angaben in qualitative umsetzen und dabei auf wesentliche Aussagen reduzieren.
4. Erkanntes sinnvoll erweitern.
5. Problem lösungsneutral formulieren.¹⁶

Nach dem Anwenden dieser fünf Schritte lässt sich die Aufgabe des Probenlagers sehr allgemein in einem Satz formulieren:

„Unterschiedlich große Beutel innerhalb eines definierten Bauraums fördern, speichern und entleeren“

5.2 Funktionsstruktur

Bei der Funktionsstruktur wird die gegebene Aufgabenstellung in einem lösungsneutralen Blockschaltbild unter Angabe der Ein- und Ausgangsgrößen dargestellt. Die verwendeten Blöcke werden jeweils mittels einem Verb und einem Substantiv möglichst exakt beschrieben und mit zugehörigem Energie-, Stoff-, und Signalumsatz ergänzt. Die verschiedenen Umsätze werden grafisch mit unterschiedlichen Pfeilen dargestellt und dienen zum Verbinden der Funktionen.¹⁷

5.2.1 Gesamtfunktion

Aufbauend auf den bei der Abstraktion gefundenen *Wesenskern der Aufgabe* wird zunächst die Gesamtfunktion des Probenlagers definiert welche, in Abbildung 14 zu sehen ist.

¹⁶ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.233 - 237

¹⁷ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.243

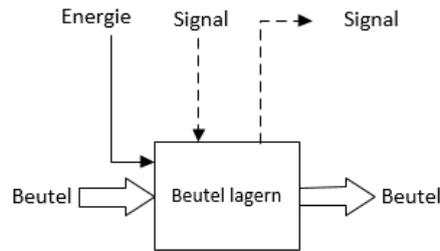


Abbildung 14: Funktionsstruktur - Gesamtfunktion

5.2.2 Aufgliedern in Teilfunktionen

Anschließend wird die Hauptfunktion in mehrere Teilfunktionen aufgeteilt und unter Berücksichtigung des Hauptflusses zu einer Funktionsstruktur verbunden. Dadurch soll die Komplexität verringert werden und somit das Finden entsprechender Lösungsprinzipien zum Erfüllen der Funktionen erleichtert werden. Grundsätzlich sollte auf einen einfachen Aufbau der Funktionsstruktur geachtet werden, da ein solcher meist auch zu einfachen und kostengünstigen Systemen führt.

Im konkreten Fall des Probenlagers wird die Gesamtfunktion zunächst in vier Teilfunktionen unterteilt, welche in Abbildung 15 dargestellt sind.

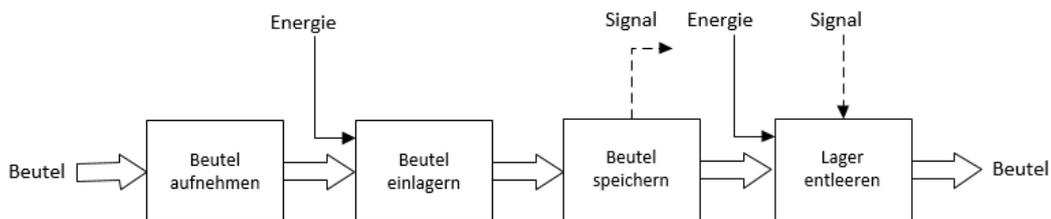


Abbildung 15: Funktionsstruktur – Teilfunktionen

In einem weiteren Schritt können die Teilfunktionen noch weiter in Funktionen geringerer Komplexität aufgespalten werden. Die Aufgliederung sollte so weit getrieben werden, bis eine Lösungssuche aussichtsreich erscheint. Die in Abbildung 16 abgebildete Funktionsstruktur zeigt einen Detaillierungsgrad, welcher für die anschließende Suche nach Wirkungsprinzipien geeignet erscheint.

Die Funktionen „Vorgang steuern“ und „Füllgrad messen“ werden als Nebenfunktionen behandelt und daher bei der Lösungssuche vorerst nicht berücksichtigt. Die Funktion „Beutel aufnehmen“ hat keine aktive Aufgabe zu erfüllen sondern dient viel mehr als Schnittstelle zur vorgelagerten Abpackvorrichtung und als Startprozess zum Einlagern eines Beutels.

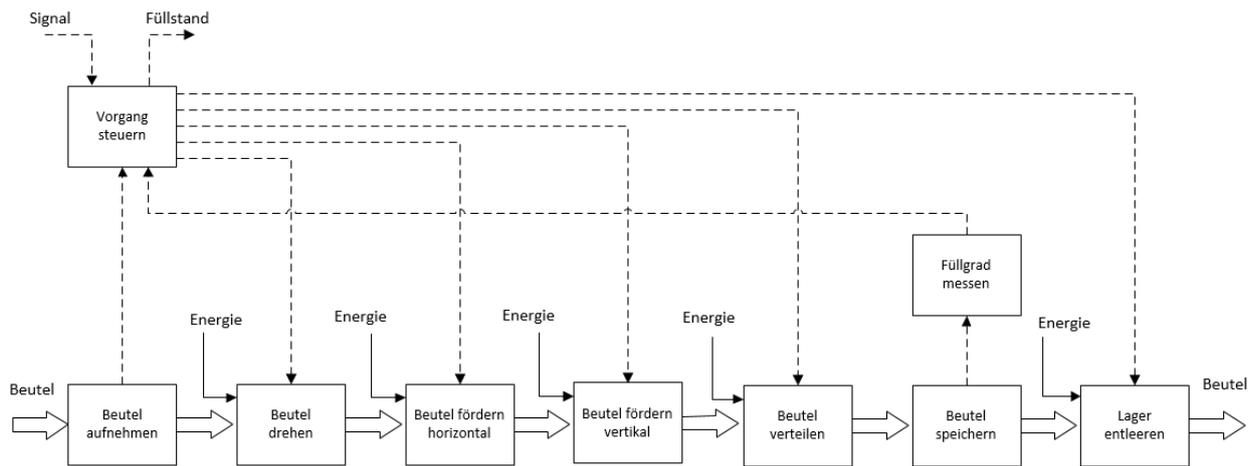


Abbildung 16: Funktionsstruktur - Teilfunktionen (detailliert)

Abschließend ist zu erwähnen, dass das Aufstellen einer Funktionsstruktur kein Selbstzweck ist, sondern als Hilfsmittel zum besseren Verständnis der Aufgabenstellung angesehen werden kann.¹⁸

5.3 Suche nach Wirkprinzipien

Im Anschluss an die Funktionsstruktur müssen nun für die aufgestellten Teilfunktionen Wirkprinzipien gefunden werden. Diese werden später zu Wirkstrukturen zusammengefasst und in weiterer Folge wird die prinzipielle Lösung erarbeitet. Ein Wirkprinzip stellt den Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgröße einer Teilfunktion dar und beinhaltet neben dem physikalischen Effekt geometrische und stoffliche Merkmale. Oft entfällt die Suche nach neuen physikalischen Effekten, da die Lösung der Problematik in der Gestaltung liegt.¹⁹ Je Teilfunktion sollen mehrere Wirkprinzipien gefunden werden, damit so mehrere unterschiedliche Lösungsvarianten entstehen können.

Zum Auffinden geeigneter Wirkprinzipien existiert eine Vielzahl verschiedener Methoden, welche aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht einzeln genannt und erklärt werden. Eine ausführliche Erläuterung der einzelnen Methoden kann in entsprechender Literatur nachgelesen werden. Im konkreten Beispiel des Probenlagers wurden sowohl konventionelle Methoden als auch intuitiv betonte Methoden zur Lösungsfindung herangezogen. Die somit gefundenen Wirkprinzipien sind in folgender Abbildung 17 in Form eines Ordnungsschemas gesammelt dargestellt. Zur besseren Betrachtung der einzelnen Wirkprinzipien sind diese, sortiert nach ihrer Funktion, in den nachfolgenden Tabellen nochmals vergrößert abgebildet.

¹⁸ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.252

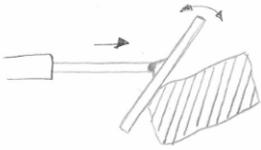
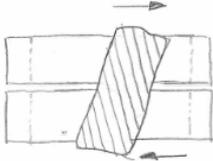
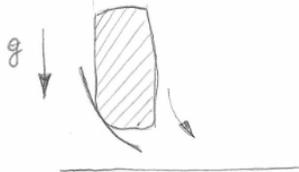
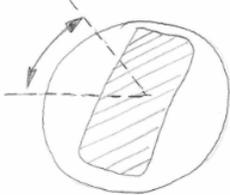
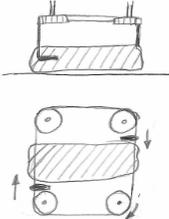
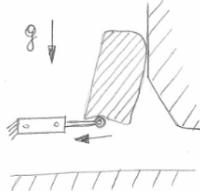
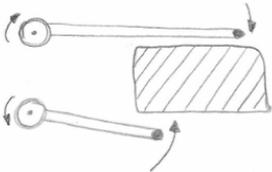
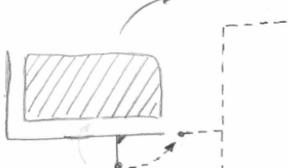
¹⁹ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.255

Wirkprinzipien										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Drehen	1.1 Beweglicher Schieber 	1.2 Transportbänder gegenläufig 	1.3 Rutsche 	1.4 Drehbare Umrägele 	1.5 Kette mit Mitnehmer 	1.6 Beweglicher Stützschieber 	1.7 Seitliche Abweiser 	1.8 Kombinierte Rotation u. Translation 		
Fördern horizontal	2.1 Zylinder 	2.2 Linearantrieb 	2.3 Transportband 	2.4 Zylinder kolbenstangenlos 	2.5 Seilzug mit Zugfeder 	2.6 Zahnstange 	2.7 Zugmaschinentrieb 	2.8 Spindeltrieb 	2.9 Schwanzführer 	2.10 Folienrollen
Fördern vertikal	3.1 Kolbenstangenloser Zylinder 	3.2 Spindeltrieb 	3.3 Zugmaschinentrieb mit Führung 	3.4 Zugmaschinentrieb (ohne Führung) 	3.5 Seilzug mit Umlenkrolle 	3.6 Zugmaschinentrieb & Fach 	3.7 Stollenband 	3.8 Zahnstange 	3.9 Transportband von Unten 	3.10 Pushen von Unten
Verteilen	4.1 Gleitbahn 	4.2 Rollenbahn 	4.3 Förderband 	4.4 Förderband unten 	4.5 Abwurfzylinder 	4.6 Tank mit Rotationsmotor 	4.7 Klappen 	4.8 Befüllung mittig 	4.9 Tank schwenken mit Zylinder 	4.10 Bewegliche Tankwand
Speichern	5.1 Chaotisches Lager 	5.2 Durchlauf Entgegner 	5.3 Regalhalter 							
Enteern	6.1 Bewegliche Tankwand 	6.2 Klappbarer Tankblock 	6.3 Schwenkbaren Transportband 	6.4 Auschieben 	6.5 Tank schwenken auf Rollen 	6.6 Tank Ausklappen 	6.7 Tank schwenken 	6.8 Tank schwenken u. Doppelklappe 	6.9 Tank Entleeren 	

Abbildung 17: Ordnungsschema mit Wirkprinzipien

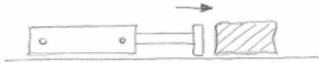
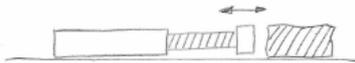
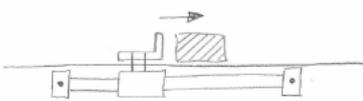
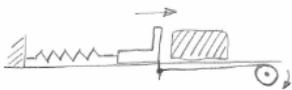
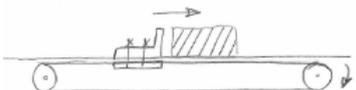
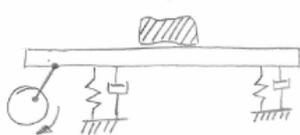
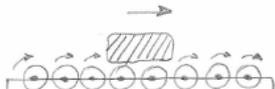
Beutel drehen

Tabelle 3: Wirkprinzipien - Beutel drehen

<p>1.1 Beweglicher Schieber</p> 	<p>1.2 Transportbänder</p> 	<p>1.3 Rutsche</p> 
<p>1.4 Drehbare Unterlage</p> 	<p>1.5 Kette mit Mitnehmern</p> 	<p>1.6 Stützschieber</p> 
<p>1.7 Seitliche Abweiser</p> 	<p>1.8 Kombinierte Rotation und Translation</p> 	

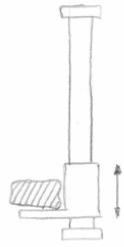
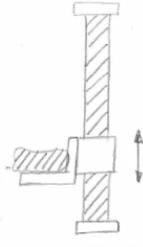
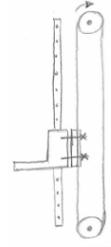
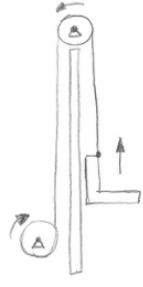
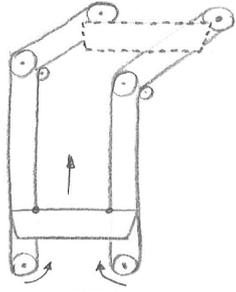
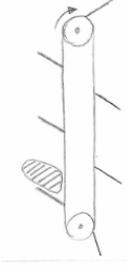
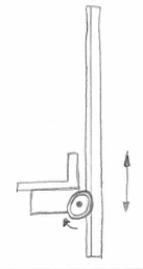
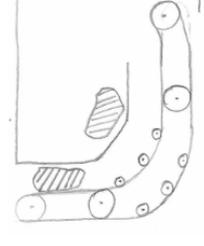
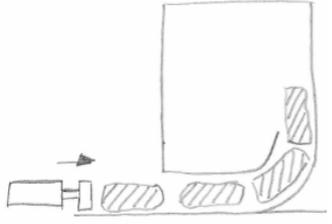
Fördern horizontal

Tabelle 4: Wirkprinzipien - Beutel fördern horizontal

<p>2.1 Zylinder</p> 	<p>2.2 Linearantrieb</p> 	<p>2.3 Transportband</p> 
<p>2.4 Zyl. kolbenstangenlos</p> 	<p>2.5 Seilzug mit Feder</p> 	<p>2.6 Zahnstange</p> 
<p>2.7 Zugumlauftrieb</p> 	<p>2.8 Spindeltrieb</p> 	<p>2.9 Schwingungsförderer</p> 
<p>2.10 Förderrollen</p> 		

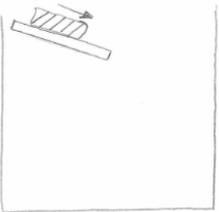
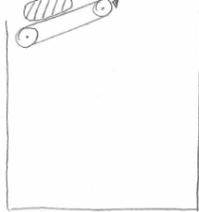
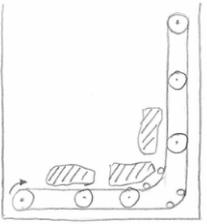
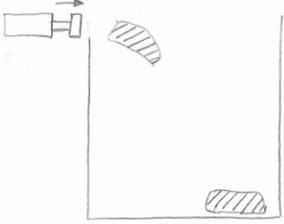
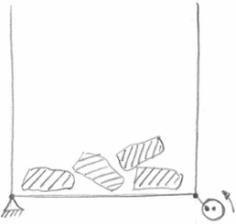
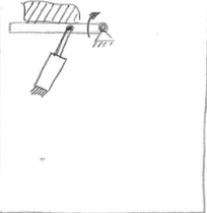
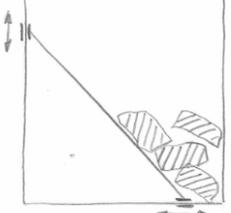
Fördern vertikal

Tabelle 5: Wirkprinzipien - Beutel fördern vertikal

<p>3.1 Zylinder kolbenstangenlos</p> 	<p>3.2 Spindeltrieb</p> 	<p>3.3 Zugumlauftrieb mit Führung</p> 
<p>3.4 Zugumlauftrieb ohne Führung</p> 	<p>3.5 Seilzug mit Umlenkrolle</p> 	<p>3.6 Zugumlauftrieb 4-fach</p> 
<p>3.7 Stollenband</p> 	<p>3.8 Zahnstange</p> 	<p>3.9 Transportband von unten</p> 
<p>3.10 Pushen von unten</p> 		

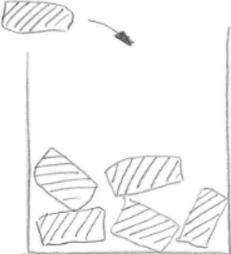
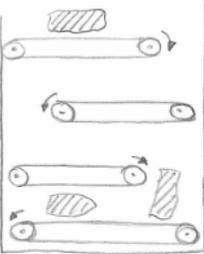
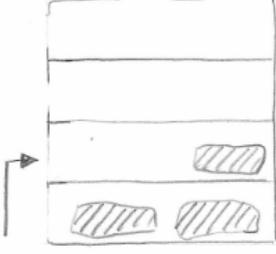
Verteilen

Tabelle 6: Wirkprinzipien - Beutel verteilen

<p>4.1 Gleitbahn</p> 	<p>4.2 Rollenbahn</p> 	<p>4.3 Förderband</p> 
<p>4.4 Förderband unten</p> 	<p>4.5 Abwurfzylinder</p> 	<p>4.6 Rüttelmotor</p> 
<p>4.7 Klappe</p> 	<p>4.8 Befüllung mittig</p> 	<p>4.9 Tank Schwenken</p> 
<p>4.10 Bewegliche Wand</p> 		

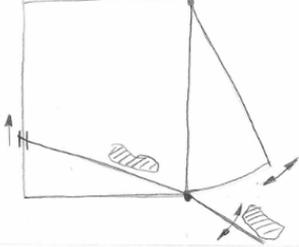
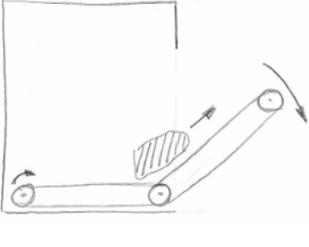
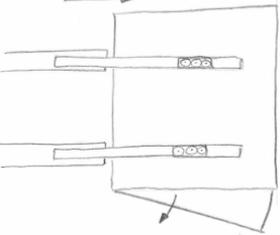
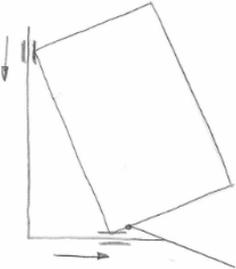
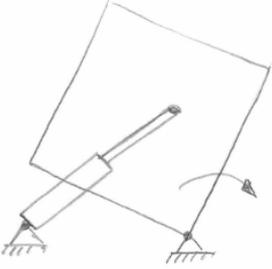
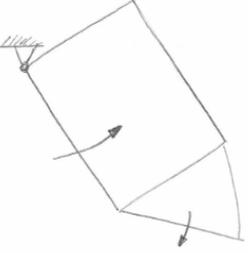
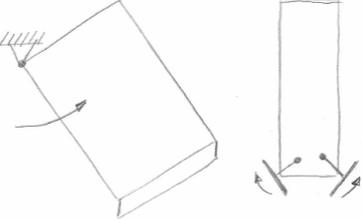
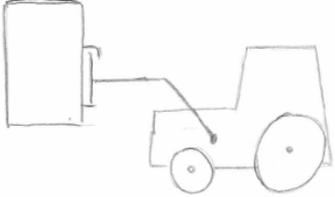
Speichern

Tabelle 7: Wirkprinzipien - Beutel speichern

<p>5.1 Chaotisches Lager</p> 	<p>5.2 Durchlauflager</p> 	<p>5.3 Regallager</p> 
--	---	---

Entleeren

Tabelle 8: Wirkprinzipien - Beutel entleeren

<p>6.1 Bewegliche Wand</p> 	<p>6.2 Klappbarer Tankboden</p> 	<p>6.3 Schwenkbares Transportband</p> 
<p>6.4 Ausschleiben</p> 	<p>6.5 Tank schwenken auf Rollen</p> 	<p>6.6 Tank auskippen</p> 
<p>6.7 Tank schwenken</p> 	<p>6.8 Tank schwenken und Doppelklappe</p> 	<p>6.9 Tank entnehmen</p> 

5.4 Auswählen geeigneter Wirkprinzipien

Generell wird der methodischen Produktentwicklung ein besonders breites Lösungsfeld gewünscht. Dennoch müssen bei einer zu großen Anzahl von Lösungen diese frühzeitig reduziert werden, da sonst ein zu hoher Arbeitsaufwand resultieren würde.

„Die große, theoretisch denkbare, aber praktisch nicht verarbeitbare Zahl von oft nicht tragbaren Lösungen muss so früh wie möglich eingeschränkt werden.“²⁰

Aufgrund des breiten Lösungsfeldes für die einzelnen Teilfunktionen wird bereits jetzt ein Arbeitsschritt zum Auswählen durchgeführt. Damit wird sichergestellt, dass ungeeignete Wirkprinzipien ausscheiden und nur die Aussichtsreichsten bei der anschließenden Kombination zu Wirkstrukturen berücksichtigt werden. Hierfür ist die

²⁰Pahl, Beitz, 2006, S.162

sogenannte Auswahlliste besonders geeignet, welche in Anlehnung an Pahl, Beitz²¹ erstellt wurde und in Tabelle 9 und Tabelle 10 dargestellt ist.

Zur Beurteilung der Wirkprinzipien wurden folgende Kriterien verwendet:

- A Mit Aufgabenstellung verträglich
- B Forderungen der Anforderungsliste erfüllt
- C Grundsätzliche Realisierungschance gegeben
- D Zulässiger Aufwand zu erwarten
- E Gute Funktionserfüllung
- F Einfache technische Umsetzung
- G Erkenntnisstand ausreichend

Die Kriterien werden entsprechend der dargestellten Reihenfolge einzeln auf die zu untersuchende Lösung angewandt. Wird eines der Ausschlusskriterien A bis D nicht erfüllt, so scheidet die Lösung aus und die nachfolgenden Kriterien müssen nicht mehr abgefragt werden. Die Kriterien E bis F dienen zur gezielten Bevorzugung falls nach den vorhergehenden Ausschlusskriterien noch zu viele Lösungen zur Verfügung stehen. Die Bemerkungsspalte gibt Gründe für das Ausscheiden bzw. Bevorzugen der jeweiligen Lösung an. In der rechten Spalte der Auswahlliste erfolgt die abschließende Kennzeichnung der Wirkprinzipien.

²¹ Pahl, Beitz, 2006, S.163

Tabelle 9: Auswahlliste Wirkprinzipien (Seite 1)

Seite 1		Auswahlliste Wirkprinzipien								
Teilfunktion	Wirkprinzip	Lösungsvarianten nach Auswahlkriterien beurteilen:						Entscheiden		
		A	B	C	D	E	F		G	Kennzeichnung: (+) Lösung weiterverfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Information beschaffen (!) Anforderungsliste prüfen
Mit Aufgabenstellung verträglich	Forderungen d. Anforderungsliste erfüllt	Grundsätzliche Realisierungschance geg.	Zulässiger Aufwand zu erwarten	Gute Funktionserfüllung	Einfache techn. Umsetzbarkeit	Erkenntnisstand ausreichend				
Drehen	1.1	+	+	+	+	?	+	-	einfach und kostengünstig	+
	1.2	+	+	+	-				keine eindeutige Position der Beutel, hohe Kosten	-
	1.3	+	-						nötiger Bauraum nicht vorhanden	-
	1.4	+	+	+	+	+	-	+	eindeutige Position der Beutel	+
	1.5	+	+	+	+		-	-	mit Transportband kombinierbar	+
	1.6	+	-						nötiger Bauraum nicht vorhanden	-
	1.7	+	+	+	+	?	-	-	mit Transportband kombinierbar	+
	1.8	+	+	+	+	+	-	+	eindeutige Position, komplexe Bewegung	+
Fördern horizontal	2.1	+	+	-					nötiger Bauraum nicht vorhanden	-
	2.2	+	-						hoher Kostenaufwand, langsame Förderung	-
	2.3	+	+	+	+	+	+	+	schonende Förderung	+
	2.4	+	+	+	+	+	+	+	platzsparend, schnell	+
	2.5	+	+	+	?	-			hoher Aufwand, Funktionssicherheit mangelhaft	-
	2.6	+	+	+	-				hoher Aufwand	-
	2.7	+	+	+	+	+	+	+	robust, funktionssicher	+
	2.8	+	-						hoher Kostenaufwand, langsame Förderung	-
	2.9	+	-						Aufwand, starke Vibrationen, geringe Fördergeschw.	-
	2.10	+	+	+	-				hoher Aufwand notwendig	-
Fördern vertikal	3.1	+	+	+	+	+	+	+	schnell, pneumatisch	+
	3.2	+	-						Präzision nicht notwendig, teuer, langsame Förderung	-
	3.3	+	+	+	+	+	?	-	nur ein Zugumlauftrieb notwendig	+
	3.4	+	+	+	+	+	+	+	keine Führungsschiene notwendig	+
	3.5	+	-						Abwärtsbewegung kann nicht sichergestellt werden	-
	3.6	+	+	+	+	+	-	-	gute Führung der Schale, Umlenkung möglich	+
	3.7	+	+	+	+	?	+	-	hohe Belastung für Beutel, vertikale u. horizontale Bew.	+
	3.8	+	+	-					Einbaumöglichkeit für Motor nicht gegeben, teuer	-
	3.9	+	-						zu hohe Belastung für Beutel bei Befüllung von unten	-
	3.10	+	-						zu hohe Belastung für Beutel bei Befüllung von unten	-

Tabelle 10: Auswahlliste Wirkprinzipien (Seite 2)

Seite 2		Auswahlliste Wirkprinzipien								
Teilfunktion	Wirkprinzip	Lösungsvarianten nach Auswahlkriterien beurteilen:						Entscheiden		
		A Mit Aufgabenstellung verträglich	B Forderungen d. Anforderungsliste erfüllt	C Grundsätzliche Realisierungschance geg.	D Zulässiger Aufwand zu erwarten	E Gute Funktionserfüllung	F einfache techn. Umsetzbarkeit	G Erkenntnisstand ausreichend	Kennzeichnung: (+) Lösung weiterverfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Information beschaffen (!) Anforderungsliste prüfen	Bemerkung
Verteilen	4.1	+	-						geringe Lagerkapazität durch notwendige Neigung	-
	4.2	+	-						geringe Lagerkapazität durch notwendige Neigung	-
	4.3	+	+	+	+	+	-	-	gute Verteilung, Platzbedarf für Motor prüfen	+
	4.4	+	-						hohe Belastung für Beutel	-
	4.5	+	-						Bauraum nicht vorhanden, hohe Belastung für Beutel	-
	4.6	+	+	+	-				hoher Aufwand notwendig	-
	4.7	+	+	+	+	+	+	+	große Lagerkapazität erreichbar	+
	4.8	+	+	+	+	-	+	+	kein zusätzlicher Antrieb notwendig, kostengünstig	+
	4.9	+	-						schlechte Verteilung, hoher Aufwand, hohe Taktzeit	-
	4.10	+	-						schlechte Verteilung	-
Speichern	5.1	+	+	+	+	+	+	+	kostengünstig	+
	5.2	+	-						zu hoher Aufwand, geringere Kapazität	-
	5.3	+	-						zu hoher Aufwand, geringere Kapazität	-
Entleeren	6.1	+	+	+	+	+	+	+	einfaches System	+
	6.2	+	+	+	+	+	+	+	einfaches System, schonend für Beutel	+
	6.3	+	+	-	-				hoher Aufwand notwendig, große Fallhöhe	-
	6.4	+	+	-					hohe Belastung für Schienen, hohes Kippmoment	-
	6.5	+	+	+	+	+	+	+	geringer Energiebedarf durch zentrale "Drehachse"	+
	6.6	+	-						hohes Kippmoment, zu geringe Entladehöhe	-
	6.7	+	+	+	+	+	-	+	schwierige Lagerung des gesamten Tanks	+
	6.8	+	-						zu große Entladehöhe und Belastung der Beutel	-
	6.9	-							nicht gewünscht	-

5.5 Kombinieren zu Wirkstrukturen

In diesem Arbeitsschritt werden nun die den Teilfunktionen zugeordneten Wirkprinzipien zu möglichen Wirkstrukturen verknüpft. Dazu müssen die gefundenen Wirkprinzipien entsprechend der Funktionsstruktur verbunden werden, damit so die Gesamtfunktion erfüllt wird. Als besonders geeignetes Verfahren zur systematischen

Kombination wird das Ordnungsschema von Zwicky genannt, welches auch als „Morphologischer Kasten“ bekannt ist.²² Hierbei werden die möglichen Prinzipien zur besseren Übersicht in einer Tabelle dargestellt und mittels Verbindungslinien zu Wirkstrukturen verbunden. Dabei muss darauf geachtet werden, dass nur Verträgliches kombiniert wird.

In folgender Abbildung 18 ist der erarbeitete Morphologische Kasten mit den gefundenen Wirkstrukturen dargestellt. Zum Zwecke der Übersichtlichkeit wurden nur mehr die als geeignet erkannten Wirkprinzipien eingetragen. Die Teilfunktion „Speichern“ wurde ebenfalls aus dem Ordnungsschema entfernt da hierfür nur mehr ein Wirkprinzip zur Verfügung steht, welches somit in jeder Wirkstruktur zur Verwendung kommen muss. Da eine hohe Verträglichkeit der gefundenen Wirkprinzipien untereinander besteht, kann eine große Anzahl an unterschiedlichen Wirkstrukturen gebildet werden. Die unterscheiden sich jedoch teilweise nur in einzelnen Teilfunktionen.

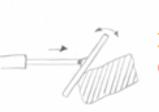
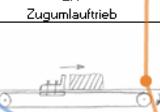
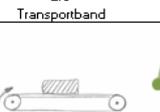
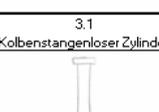
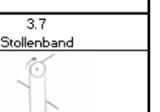
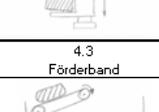
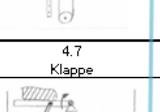
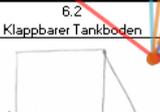
		Wirkprinzipien				
		1.1 Bewegliche Klappe	1.4 Drehbare Unterlage	1.8 Kombinierte Rotation u. Translation	1.5 Kette mit Mitnehmer	1.7 Seitliche Abweiser
Funktion	Beutel drehen	 1 2	 3 5 7 6	 8		 9
	Fördern horizontal					
	Fördern vertikal					
	Verteilen	 4.3	 4.7	 4.8		
		 6.1	 6.2	 6.5	 6.7	

Abbildung 18: Morphologischer Kasten

²² Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.259

5.6 Einschub: Versuchsdurchführung mit Probenbeutel

Die gefundenen Wirkprinzipien und die in späterer Folge daraus gebildeten Wirkstrukturen werden sehr stark von den Eigenschaften der Probenbeutel beeinflusst. So spielt etwa das Reibungsverhalten, der Schüttwinkel und die Belastbarkeit bei den entsprechenden Lösungen eine entscheidende Rolle. Da diese Eigenschaften nur sehr schwierig abzuschätzen sind, wurden Probenbeutel angefordert, mit welchen Versuche durchgeführt wurden. Die so ermittelten Werte dienen als wichtige Information bei der Konzipierung und nachfolgenden Entwicklung des Probenlagers.

5.6.1 Versuche zur Ermittlung der Haftreibung

Zur Ermittlung des Reibungsverhaltens der Probenbeutel wurde ein einfacher Versuchsstand angefertigt, welcher in Abbildung 19 und Abbildung 20 dargestellt ist. Dieser besteht aus einer verstellbaren Ebene die von zwei Wänden eingeschlossen ist. Da bei der Reibung die Oberflächen der Kontaktpartner einen großen Einfluss haben, wurden die verwendeten Bauteile einer Pulverbeschichtung unterzogen, wie es auch bei einer späteren Fertigung des Lagers angedacht wäre.

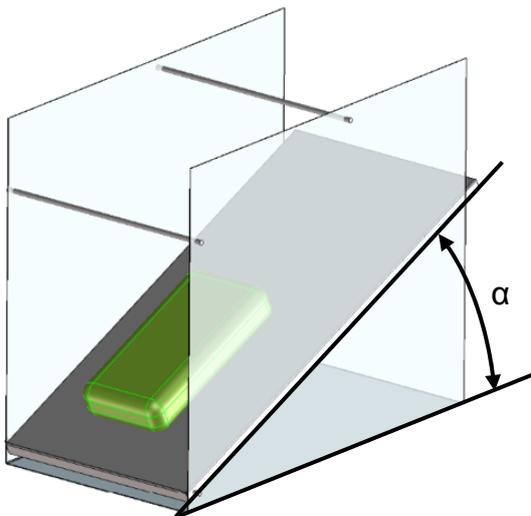


Abbildung 19: Skizze Versuchsaufbau



Abbildung 20: Foto Versuchsaufbau

Bei der Versuchsdurchführung wird die anfangs waagrechte Ebene langsam in Neigung versetzt. Der Prüfkörper bleibt auf der schiefen Ebene so lange in Ruhe, so lange der Neigungswinkel α einen Grenzwinkel ρ_0 nicht überschreitet, d. h. es liegt Selbsthemmung vor (Gleichung (5.1)²³)

$$\tan(\alpha) \leq \tan(\rho_0) \quad (5.1)$$

²³Böge, 2005, S.28 C

Gemessen wird jener Winkel $\alpha = \rho_0$, bei welchem der Körper gleichförmig zu gleiten beginnt. Entsprechend Gleichung (5.2)²⁴ kann somit die Haftreibungszahl μ_0 (bzw. der Haftreibungswert) bestimmt werden.

$$\mu_0 = \tan(\rho_0) \quad (5.2)$$

Der Versuch wurde zunächst mit einzelnen Beuteln durchgeführt, mehrfach wiederholt und mittels arithmetischer Mittelung der entsprechende Reibwert bestimmt. Anschließend wurde selbiger Versuchsaufbau mit einer Vielzahl an Beuteln befüllt, da in diesem Fall von einem veränderten Reibverhalten ausgegangen wird. Die ermittelten Ergebnisse sind in Tabelle 11 dargestellt.

Tabelle 11: Ergebnisse Reibversuch

	ρ_0	μ_0
Beutel einzeln	15,41	0,28
Mehrere Beutel	17,05	0,31

Im späteren Verlauf der Entwicklung wurde erkannt, dass aufgrund möglicher Feuchtigkeit und Verschmutzung im Lager das Reibverhalten der Beutel gravierend verändert wird. Daher wurden weitere Versuche durchgeführt, bei denen die Oberfläche der Kontaktpartner befeuchtet und mit Staub verunreinigt wurden. Zum Zweck der Übersichtlichkeit werden die gewonnenen Ergebnisse ebenfalls in diesem Kapitel dargestellt und sind der Tabelle 12 zu entnehmen. Im Vergleich zu einer trockenen und sauberen Oberfläche hat sich bei einer verschmutzten Oberfläche die Haftreibungszahl μ_0 in etwa verdoppelt.

Tabelle 12: Ergebnisse Reibversuch (feuchte Oberfläche)

	ρ_0	μ_0
Mehrere Beutel	31,70	0,62

Eine Tabelle mit den einzelnen Versuchsdurchführungen befindet sich im Anhang.

5.6.2 Versuch zur Ermittlung des Schüttwinkels

Da der Schüttwinkel der Probenbeutel nicht bekannt ist, musste auch hierfür ein Versuch durchgeführt werden. Dazu wurden die Beutel von einer definierten Abwurfstelle fallen gelassen und der sich daraus ergebende Schüttkegel analysiert. Durch Abmessen der Winkel β_1 und β_2 kann der Schüttwinkel bestimmt werden (siehe Abbildung 21). Um ein aussagekräftiges Ergebnis zu bekommen wurde auch dieser Versuch mehrfach durchgeführt und anschließend die Werte arithmetisch gemittelt. Der so ermittelte (statische) Schüttwinkel beträgt $47,5^\circ$. Anmerkung: Im Betrieb am Mähdrescher wird sich aufgrund der Vibrationen voraussichtlich ein

²⁴Böge, 2005, S.28 C

geringerer (dynamischer) Schüttwinkel ergeben, welcher sich positiv auf das erreichbare Lagervolumen auswirkt.



Abbildung 21: Ermittlung des Schüttwinkels

5.6.3 Fallversuch

Zur Beurteilung der Belastbarkeit der Probenbeutel wurden diese einem Fallversuch unterzogen. Die Beutel wurden vielfach aus einer Fallhöhe von 1,60 m auf festen Untergrund fallen gelassen und anschließend auf Risse untersucht. Es zeigte sich, dass die Beutel keinerlei Beschädigungen aufwiesen.

5.7 Konkretisieren zu prinzipiellen Lösungsvarianten

Die durch die Wirkstruktur entstandene Vorstellung der Lösungen ist noch relativ wenig konkret, eine Auswahl oder Bewertung ist somit noch nicht durchführbar. Durch Skizzen, vereinfachte Annahmen, Anschauungsmodelle oder Vorversuche soll wenn möglich der quantitative oder zumindest der qualitative Informationsstand erhöht werden.²⁵

In diesem Kapitel werden nun die gefundenen Wirkstrukturen zu Lösungsvarianten konkretisiert und in maßstabsgetreuen Handskizzen dargestellt. Durch den beigefügten Text wird die Funktionsweise kurz erläutert und mit etwaigen Vor- und Nachteilen ergänzt. Die daraus gewonnenen Informationen bilden so die Grundlage für das weitere Auswahlverfahren.

Aufgrund der Bedingungen bezüglich des verfügbaren Bauraums und der vorgegebenen Positionierung der Verpackungsanlage sind die geometrischen Unterschiede der einzelnen Lösungsvarianten sehr gering. Unterscheidungen betreffen vor allem die Bereiche „Drehen“, „Fördern“ und „Einlagern“ der Beutel.

²⁵Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.266

5.7.1 Lösungsvariante V1

Bei der ersten Lösungsvariante V1 (Abbildung 22) wird zum horizontalen Fördern des Beutels ein Drehschieber verwendet, welcher mittels einem kolbenstangenlosen Pneumatikzylinder bewegt wird. Der Schieber ist um die vertikale Achse drehbar am Schlitten des Pneumatikzylinders befestigt. Bedingt durch eine Zugfeder wird der Schieber in einer um ca. 45° zur Zylinderachse geneigten Position gehalten. Die Feder muss genug Kraft aufbringen, damit der Schieber beim Pushen des Beutels nicht verdreht wird. Durch die geneigte Schiebefläche dreht sich der Beutel bei zunehmendem Förderweg um die vertikale Achse und nimmt somit die gleiche geneigte Ausrichtung ein. Am Ende des Förderweges befindet sich ein Anschlag, durch welchen der Drehschieber samt Beutel um die positive z-Achse gedreht wird. Der Beutel liegt nun in der gewünschten Ausrichtung auf dem Hubtisch.

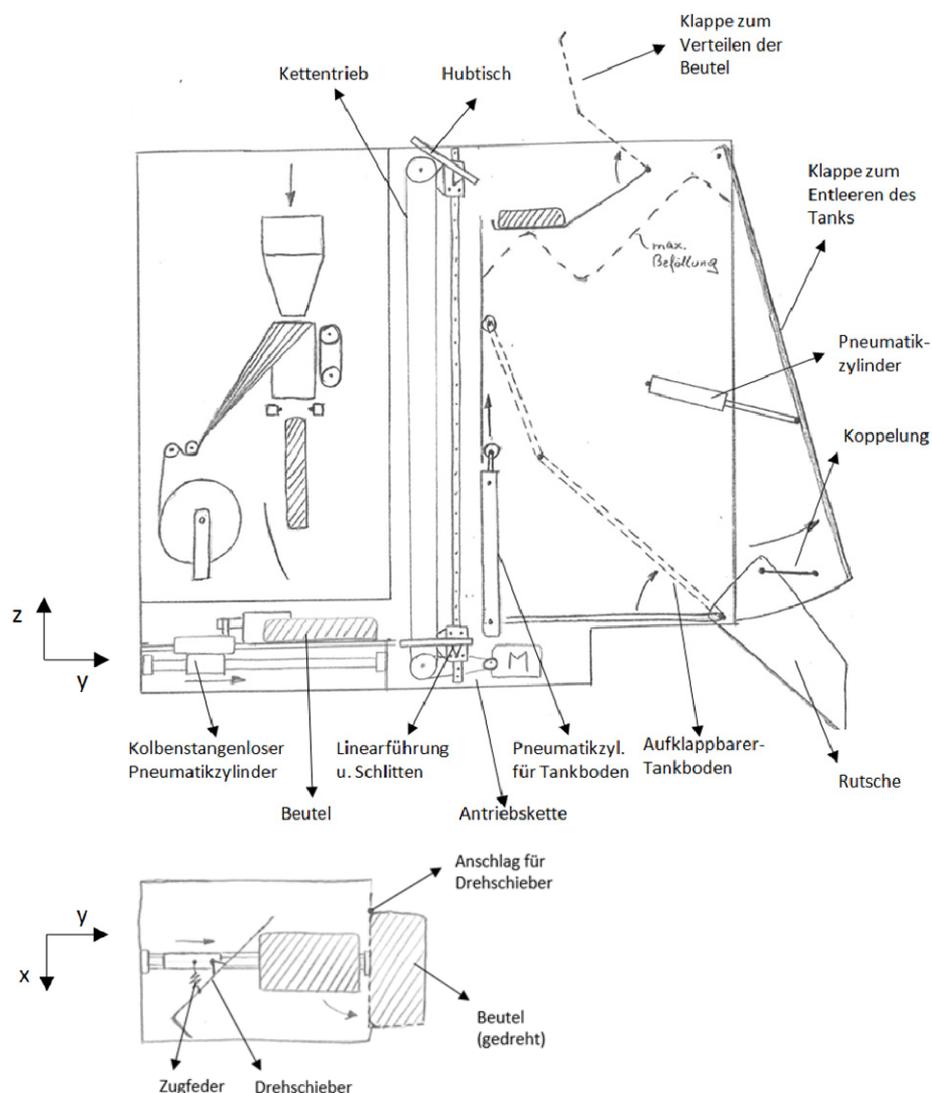


Abbildung 22: Skizze Lösungsvariante V1

Der Hubtisch ist am Linearschlitten der vertikalen Linearföhrung befestigt. Der Schlitten ist mittels speziellen Laschengliedern mit einem vertikalen Kettentrieb verbunden, welcher durch eine weitere Antriebskette und einen Elektromotor

angetrieben wird. Am oberen Ende des vertikalen Förderweges wird mittels Anschlag oder einer Führungsrolle der Hubtisch gekippt und der Beutel rutscht in den Tank. Zur besseren Ausnutzung des Tankvolumens wird ein Teil der Beutel nicht direkt in den Tank abgeworfen, sondern mittels einer Klappe zur zweiten Abwurfstelle befördert. Dazu wird die Klappe wie skizziert um die x-Achse geschwenkt und der Beutel rutscht an die gewünschte Stelle.

Zum Entleeren des Tanks wird mittels Pneumatikzylinder die Klappe seitlich am Tank geöffnet und die Rutsche in die Entleerstellung geklappt. Durch Koppelung der Klappe mit der Rutsche ist nur ein gemeinsamer Antrieb für beide Bewegungen notwendig. In der Skizze ist bereits die geöffnete Stellung des Tanks dargestellt. Nach dem Öffnen der Klappe fallen die ersten Beutel aus dem Tank und rutschen in einen nebenstehenden Behälter. Zum endgültigen Entleeren wird der aufklappbare Tankboden mithilfe eines Pneumatikzylinders um die x-Achse gedreht und somit entleert sich der gesamte Tankinhalt.

Vorteilhaft bei dieser Lösungsvariante ist, dass zum Erfüllen der Funktionen „Drehen“ und „horizontal Fördern“ nur ein Aktuator benötigt wird. Durch die Klappe zum Verteilen der Beutel kann eine sehr gute Lagerkapazität erreicht werden, jedoch wird dadurch auch die Komplexität der Gesamtlösung erhöht.

Als erheblicher Nachteil ist die geringe Funktionssicherheit beim Drehen der Beutel anzusehen. Speziell bei kleineren Probengrößen kann es aufgrund der geringen Beutellänge zu Problemen führen. Die gewünschte Endlage der Beutel kann durch dieses Funktionsprinzip nicht erzwungen werden.

5.7.2 Lösungsvariante V2

Bei dieser Lösungsvariante wird zum Drehen und horizontalen Fördern der Beutel ein ähnliches Prinzip verwendet wie in Variante 1 erläutert. Der Unterschied liegt in der Antriebsart zum Bewegen des Schiebers. Anstatt eines kostenintensiven kolbenstangenlosen Pneumatikzylinders wird bei dieser Variante ein einfacher Zugumlauftrieb mit Elektromotor verwendet, wie er in Abbildung 23 skizziert ist. Zum vertikalen Fördern wird der Beutel in einer Schale abgelegt, welche mit der Rückseite an einem zweifachen Kettentrieb befestigt ist. Durch die spezielle Führung des Kettentriebs wird ermöglicht, dass die Schale nach dem vertikalen Fördern auch in horizontaler Richtung bewegt wird. Somit kann der Beutel in mittiger Position über dem Lager abgeworfen werden. Die Entleerung des Lagers erfolgt ebenfalls gleich wie in Variante 1 erläutert wurde.

Durch die mittige Befüllung des Lagers kann auf einen zusätzlichen Mechanismus zum Verteilen verzichtet werden. Die erreichbare Lagerkapazität liegt jedoch aufgrund der ungünstigeren Verteilung unter jener von Variante 1. Als Hauptnachteil ist wie bei Variante 1 die unzureichende Funktionssicherheit beim Drehen der Beutel zu nennen. Weiters wird durch die gezeigte Anordnung des Kettentriebs der mögliche Bauraum des Lagers kleiner als bei der zuvor gezeigten Variante.

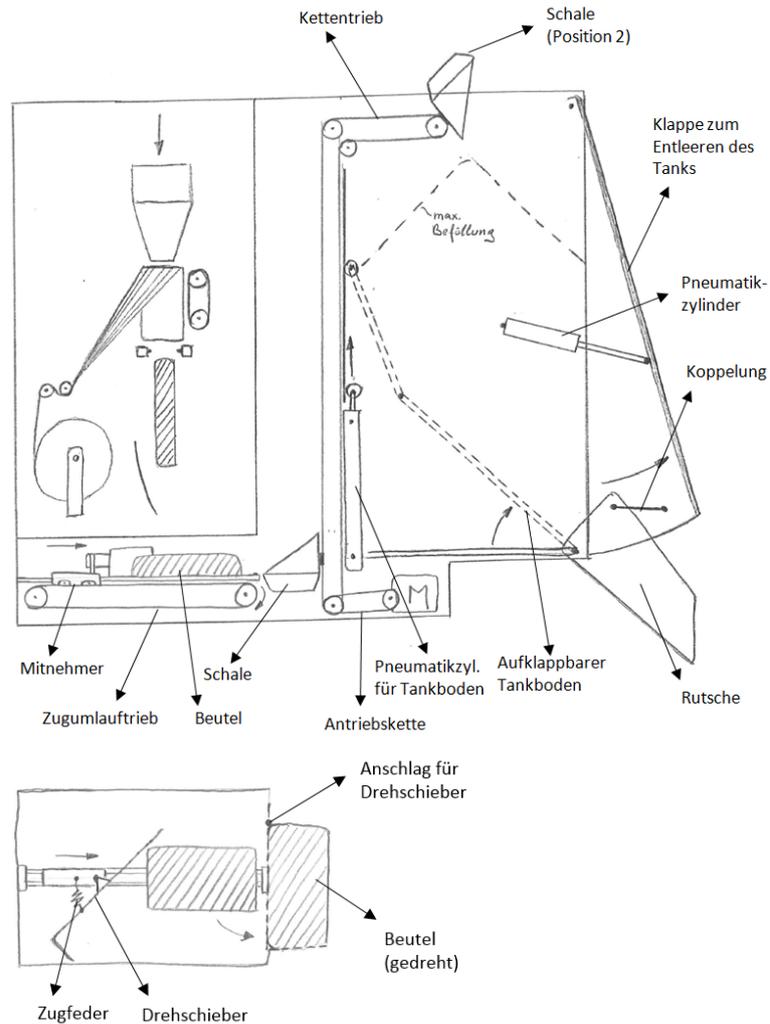


Abbildung 23: Skizze Lösungsvariante V2

5.7.3 Lösungsvariante V3

Das Drehen der Beutel erfolgt bei dieser Variante mittels einer um die vertikale Achse drehbare gelagerte Grundplatte (Drehteller) auf welcher sich der Beutel nach dem Abpackprozess befindet. Durch einen kleinen Pneumatikzylinder wird das Drehteller und damit auch der Beutel um 90° in der z-Achse verdreht (siehe Abbildung 24). Anschließend wird mittels eines Schiebers der Beutel horizontal verschoben bis sich dieser in der Hubschale befindet. Der Schieber ist beidseitig an einem horizontalen Kettentrieb befestigt und wird mittels Elektromotor angetrieben. Die Hubschale ist ebenfalls an einem Kettentrieb befestigt, welcher entsprechend der Förderrichtung vertikal angeordnet ist. Am Ende des vertikalen Förderweges wird die Schale mithilfe der Umlenkrolle um die x-Achse gedreht und der Beutel wird in die Verteilklappe abgeworfen. Das Verteilen der Beutel mittels der Verteilklappe erfolgt ident wie schon bei Variante 1 beschrieben.

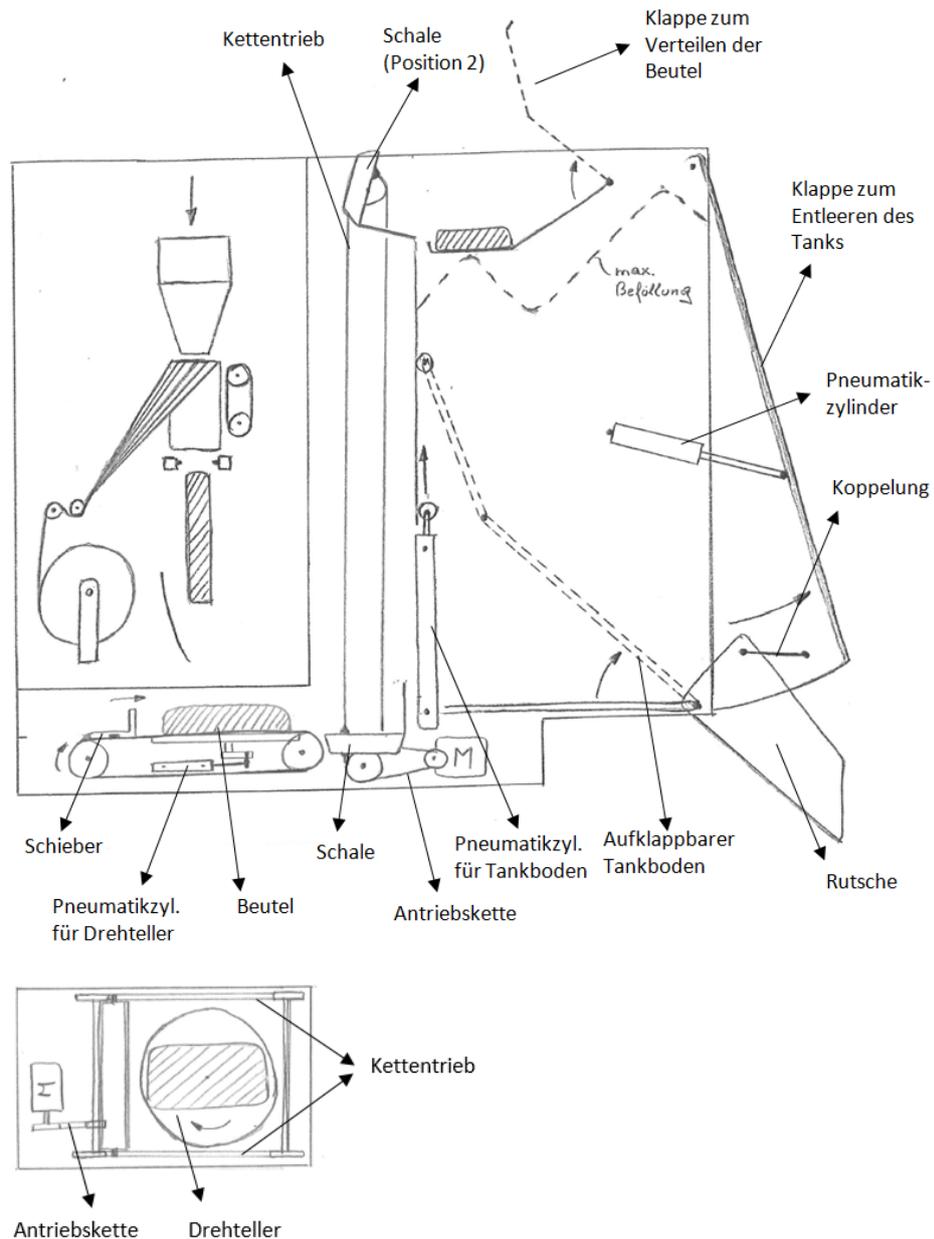


Abbildung 24: Skizze Lösungsvariante V3

5.7.4 Lösungsvariante V4

Lösungsvariante 4 ist, wie bereits aus der Funktionsstruktur ersichtlich, sehr ähnlich zu Variante 3 und unterscheidet sich lediglich bei der Funktion zum Verteilen der Beutel im Lager. Bei dieser Variante wird der Kettentrieb zum vertikalen Fördern derart angeordnet, dass der Beutel nach dem vertikalen Fördern noch ein Stück in horizontaler Richtung gefördert wird (vgl. Abbildung 23). Somit befindet sich dieser mittig über dem Lager und kann dort abgeworfen werden. Auf eine separate Verteilung mit zusätzlich notwendigem Antrieb kann bei dieser Lösung verzichtet werden. Die dadurch erreichbare geringe Komplexität der Gesamtlösung steht einer geringeren Lagerkapazität gegenüber.

5.7.5 Lösungsvariante V5

Bei der Lösungsvariante 5 wird zum Drehen und horizontalen Fördern das bereits beschriebene Prinzip mit Drehteller und Schieber verwendet (siehe Abbildung 24). Zum Fördern in vertikaler Richtung kommt hier ein Zugumlauftrieb mit insgesamt vier Kettentrieben zum Einsatz, jeweils zwei links und zwei rechts seitlich der Schale. Die Schale ist somit an insgesamt vier Punkten (in Abbildung 25 rot dargestellt) mit den Ketten drehbar verbunden. Durch die spezielle Anordnung der Ketten und Umlenkrollen wird die Schale zunächst vertikal geführt und anschließend in horizontaler Richtung bewegt. Dabei bleibt die Schale immer in waagerechter Position. Am Ende des Förderweges erfolgt aufgrund der Anordnung der Umlenkrollen eine Kippung der Schale und der Beutel wird in den Tank befördert. Die Kettentriebe werden durch eine gemeinsame Antriebskette angetrieben. Problematisch ist bei dieser Variante, dass sich aufgrund der begrenzten Breite von 400 mm die Positionierung der Kettentriebe mitsamt Lagerung seitlich der Schale (Breite ca. 340 mm) als äußerst schwierig gestaltet.

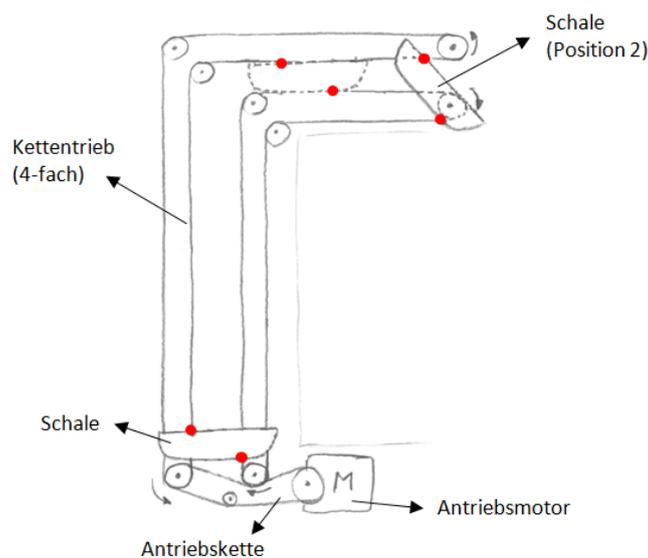


Abbildung 25: Skizze Lösungsvariante V5

5.7.6 Lösungsvariante V6

Durch einen speziellen Mechanismus werden bei dieser Lösung die beiden Funktionen „Drehen“ und „Fördern horizontal“ durch eine kombinierte Bewegung ersetzt. Mit dem in Abbildung 26 zu sehenden Schieber (Drehschieber) wird der Beutel einerseits um die geforderten 90° gedreht und zusätzlich ein Stück translatorisch verschoben. Hierfür wird der Drehschieber nicht um einen statisch festen Drehpunkt gedreht, sondern auf einer definierten Kreisbahn bewegt. Diese Bewegung wird mithilfe zweier Kettenräder auf einen drehbaren Hebel realisiert. Das Kettenrad 1 ist fest mit der Umgebung verbunden und das Kettenrad 2 ist drehbar auf dem Hebel befestigt. Für die notwendige Antriebskraft wird ein Pneumatikzylinder verwendet welcher am Hebel angreift und diesen in Drehung versetzt. Das Verhältnis

der Drehwinkel des Hebels und des Schiebers ergibt sich entsprechend dem Zähneverhältnis von Kettenrad 1 zu Kettenrad 2. Das anschließende Fördern und Verteilen der Beutel erfolgt wie bei Variante 2 und ist in Abbildung 23 dargestellt.

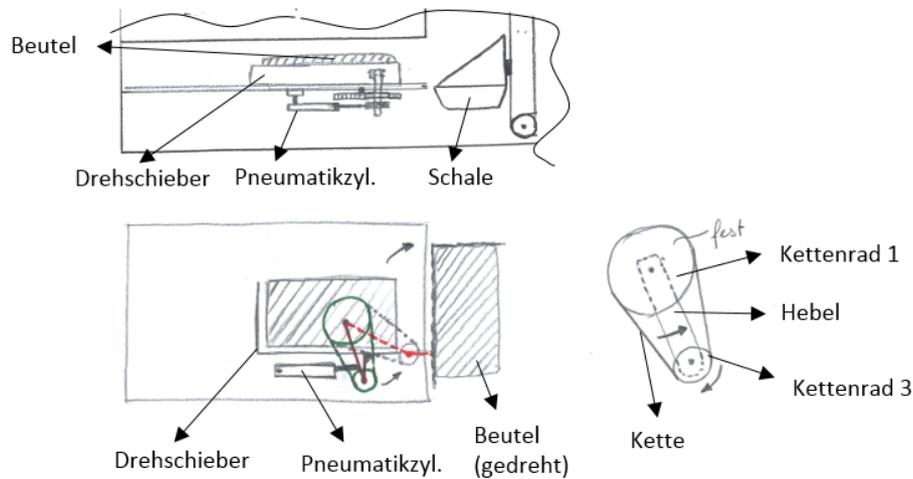


Abbildung 26: Skizze Lösungsvariante V6

5.7.7 Lösungsvariante V7

Bei dieser Variante handelt es sich um eine Kombination zweier schon bekannter Lösungen. Zum „Drehen“ und „Fördern horizontal“ wird das in Abbildung 26 gezeigte Prinzip mit Drehschieber verwendet. Das „Fördern horizontal“ und „Verteilen“ wird von einem Kettentrieb mit Umlenkung, wie er bei Lösungsvariante 1 (Abbildung 22) dargestellt ist, ausgeführt.

Die Lösung zeichnet sich somit vor allem durch die geringe Anzahl notwendiger Antriebe und der damit verbundenen geringen Komplexität aus. Für die oben genannten vier Funktionen werden bei dieser Variante nur zwei Aktuatoren benötigt.

5.7.8 Lösungsvariante V8

In Abbildung 27 ist das Prinzip der Lösungsvariante 8 dargestellt. Bei dieser Variante wird ein Transportband mit Mitnehmerstollen als zentraler Bestandteil der Lösung verwendet. Nach dem automatischen Abpacken wird der Beutel direkt auf das darunterliegende Transportband befördert. Zur besseren vertikalen Förderung muss der Beutel zunächst wieder gedreht werden. Hierfür wird eine Kette mit speziellen Mitnehmern verwendet, welche oberhalb des Beutels an 5 Kettenrädern geführt wird. Die Mitnehmer greifen diagonal versetzt am Beutel an und versetzen diesen dadurch in eine Rotation. Anschließend wird der Beutel mittels dem Stollenband zunächst horizontal und dann vertikal gefördert. Am oberen Ende des Förderweges wird das Transportband wieder in die Horizontale umgelenkt und befördert den Beutel in die Mitte des Lagers. Der Vorteil dieser Variante liegt darin, dass die Funktionen „horizontales Fördern“, „vertikales Fördern“ und „Verteilen“ mit nur einem Antrieb ausgeführt werden. Weiters sind mit dieser Lösung sehr kurze Taktzeiten

realisierbar. Als problematisch sind folgende Punkte zu nennen: Bei einer notwendigen Bandbreite von 340 mm stehen für die Lagerung der Transportbandrollen nur mehr 30 mm je Seite zur Verfügung. Das Drehen der Beutel ist vor allem bei Beutel mit kleineren Abmessungen als ungeeignet einzuschätzen. Als weiterer Nachteil ist die hohe Belastung der Kunststoffbeutel beim vertikalen Fördern zu nennen, da hierbei die Beutel zwischen Band und Leitblech eingequetscht werden.

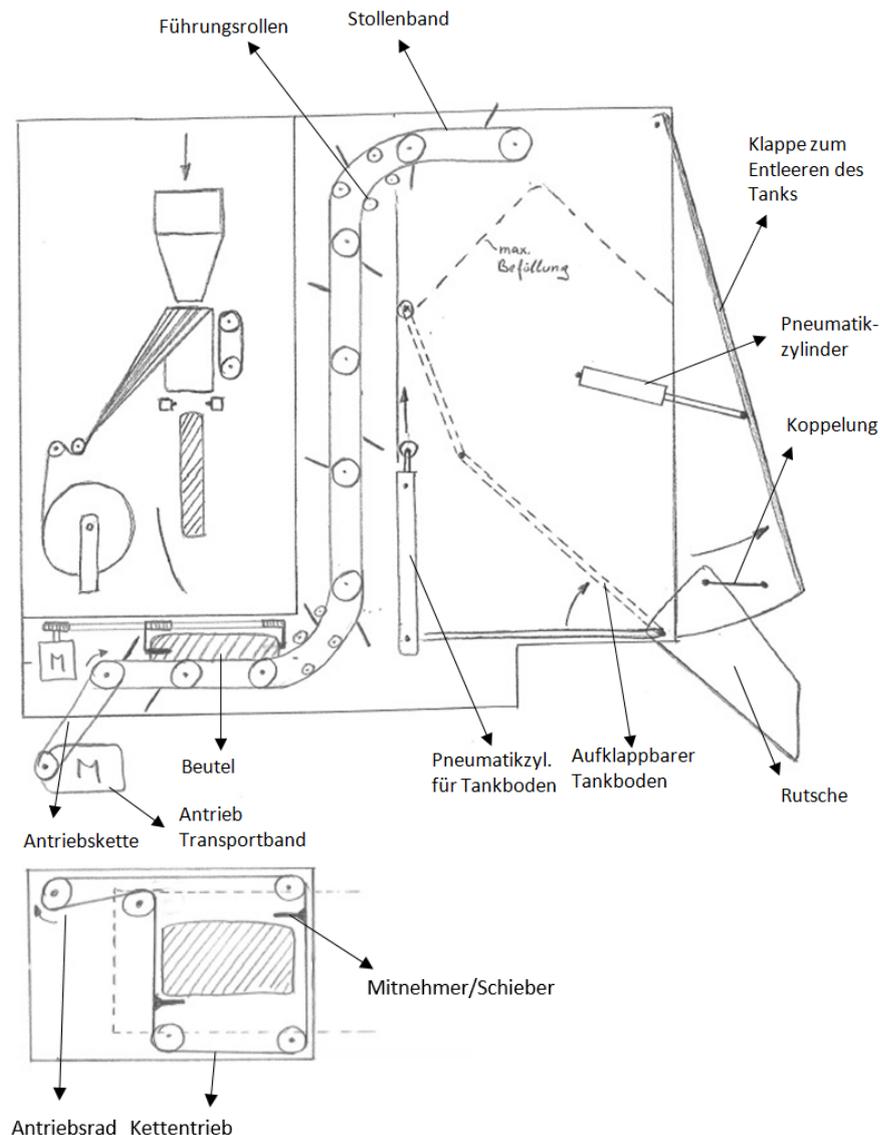


Abbildung 27: Skizze Lösungsvariante V8

5.7.9 Lösungsvariante V9

Wie aus der Wirkstruktur ersichtlich, unterscheidet sich die Variante 9 nur bei der Funktion „Beutel Drehen“ von der vorherigen Variante 8. Hier wird der Beutel durch zwei Hebel mit Schieber, welche jeweils an einer Seite des Beutels angreifen, in Drehung versetzt (siehe Abbildung 28). Damit auch Beutel mit unterschiedlichen Größen gut erfasst werden können wird eine möglichst geradlinige Bewegung der

Schieber angestrebt. Durch einen Lambda-Mechanismus²⁶ wird die Rotationsbewegung der Kettenräder in eine annähernd lineare Bewegung der Schieber umgeformt. Der Antrieb beider Lambda-Mechanismen erfolgt über einen gemeinsamen Kettentrieb.

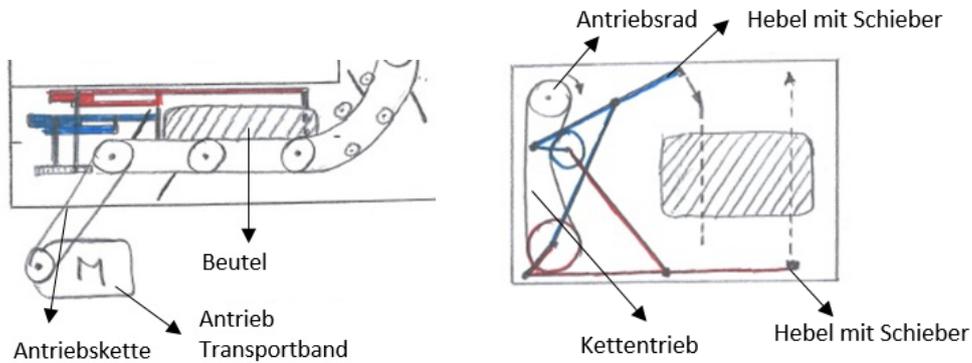


Abbildung 28: Skizze Lösungsvariante V9

5.8 Auswählen geeigneter Lösungsvarianten

Aufgrund der großen Anzahl gefundener Lösungsvarianten und dem noch eher geringen Konkretisierungsgrad wird nachfolgend noch einmal die Auswahlliste angewendet. Die Lösungsvarianten werden entsprechend den gewählten Auswahlkriterien untersucht, beurteilt und bei unzureichender Erfüllung ausgeschieden. Dadurch wird der Arbeitsaufwand zum Entwerfen und nachfolgendem Bewerten nicht durch unbrauchbare Lösungsvarianten unnötig erhöht. In der Auswahlliste in Tabelle 13 werden die Lösungsvarianten bezüglich der ausgewählten Kriterien untersucht und beurteilt. In der Bemerkungsspalte sind die für die Entscheidung ausschlaggebenden Eigenschaften der jeweiligen Variante stichwortartig festgehalten.

²⁶ Vgl. <https://de.wikipedia.org/wiki/Tschebyschow-Lambda-Mechanismus> (26.01.2016)

Tabelle 13: Auswahlliste der Lösungsvarianten

	Seite 1		Auswahlliste Lösungsvarianten						
Lösungsvariante	Lösungsvarianten nach Auswahlkriterien beurteilen:						Entscheiden		
	Mit Aufgabenstellung verträglich	Forderungen d. Anforderungsliste erfüllt	Grundsätzliche Realisierungschance gegeben	Zulässiger Aufwand zu erwarten	hohe Funktionssicherheit gegeben	Umsetzung im verfügbaren Bauraum	Erkenntnisstand ausreichend	Kennzeichnung: (+) Lösung weiterverfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Information beschaffen (!) Anforderungsliste prüfen	
	A	B	C	D	E	F	G		Bemerkung
V1	+	?	+	+	-			Korrektes drehen der Beutel kann nicht sichergest. werden	-
V2	+	?	+	+	-			Korrektes drehen der Beutel kann nicht sichergest. werden	-
V3	+	+	+	+	+	+	+	Def. Lage der Beutel, zus. Antrieb drehen u. verteilen notw.	+
V4	+	+	+	+	+	+	+	Def. Lage der Beutel, zus. Antrieb zum drehen notwendig	+
V5	+	+	+	-	+	-		4 Ketten zum Fördern vertikal, Bauraum nicht vorhanden	-
V6	+	+	+	+	+	+	+	Def. Lage der Beutel, wenig Antriebe	+
V7	+	+	+	+	+	+	+	Def. Lage der Beutel, nur ein Kettentrieb, zus. Antrieb	+
V8	+	+	+	+	?	-		hohe Belastung an Beutel, Bauraum für Stollenb. nicht vorh.	-
V9	+	+	+	+	?	-		hohe Belastung an Beutel, Bauraum für Stollenb. nicht vorh.	-

Wie in der rechten Spalte der Auswahlliste ersichtlich, sind fünf der neun Varianten nicht als Lösung geeignet. Die Varianten V3, V4, V6 und V7 können alle geforderten Auswahlkriterien ausreichend erfüllen und werden im anschließenden Arbeitsschritt Entwerfen weiter bearbeitet.

6 Entwerfen

Die Phase des Entwerfens beschreibt jenen Teil des Konstruierens, bei welchem ausgehend von der prinzipiellen Lösung die Baustruktur nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten eindeutig und vollständig erarbeitet wird.

In Abbildung 29 sind die einzelnen Arbeitsschritte der Entwurfsphase in Form eines prinzipiellen Vorgehensplans dargestellt. Es ist anzumerken, dass dieser nicht als strenger Arbeitsplan angesehen werden kann. Je nach Aufgabenstellung sind Abweichungen und weitere Arbeitsschritte denkbar, wodurch die Fähigkeit der Selbstorganisation eine bedeutende Rolle spielt. Grundsätzlich wird beim Entwerfen vom Qualitativen zum Quantitativen, vom Abstrakten zum Konkreten bzw. von der Grobgestaltung zur Feingestaltung vorgegangen. Das Ergebnis dieser Entwicklungsphase ist die gestalterische Festlegung einer Lösung.²⁷

6.1 Grundregeln beim Gestalten

Das Gestalten bildet den Schwerpunkt der Entwurfsphase und muss unter Beachtung bestimmter Regeln und Prinzipien durchgeführt werden. Die Grundregeln *eindeutig*, *einfach* und *sicher* stellen zwingende Anweisungen dar und sind unter allen Umständen einzuhalten. Nichtbeachtung dieser drei Regeln vermindert die Realisierungschancen und kann zu großem Nachteil, Schäden oder Unglück führen.

Eindeutig

Diese Grundregel stellt sicher, dass Wirkung und Verhalten der Lösung zu jedem Zeitpunkt zuverlässig vorhergesagt werden können. Ungewollte Zwangszustände mit möglichen ungewünschten Verformungen und Kräften sollen somit vermieden werden. Hierfür muss das gewählte Wirkprinzip beschreibbare physikalische Zusammenhänge zwischen Ursache und Wirkung vorweisen und einen geordneten Energie- und Kraftfluss aufweisen können. Ein Beispiel hierfür bietet eine durch Fest- und Loslager geführte Welle. Auftretende Verformungen aufgrund Temperaturschwankungen können so ohne ungewünschte Verspannungen ausgeglichen werden.

Einfach

Unter Beachtung der Einfachheit wird eine wirtschaftliche Lösung angestrebt. Eine möglichst geringe Anzahl an Komponenten sowie einfache Gestaltungsformen führen für gewöhnlich zu einer kostengünstigen Fertigung. Dabei muss in der Praxis ein Kompromiss zwischen Teileanzahl und deren Komplexität gefunden werden. Oft kann eine Funktion durch mehrere einfache Teile oder weniger komplexere Komponenten gelöst werden. Die Grundregel der Einfachheit muss ganzheitlich betrachtet und in allen Bereichen der Produktentwicklung berücksichtigt werden. So

²⁷ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.305

führt zum Beispiel bei der Funktionsstruktur eine geringe Anzahl an Funktionen meist auch zu einer einfacheren Gesamtlösung.

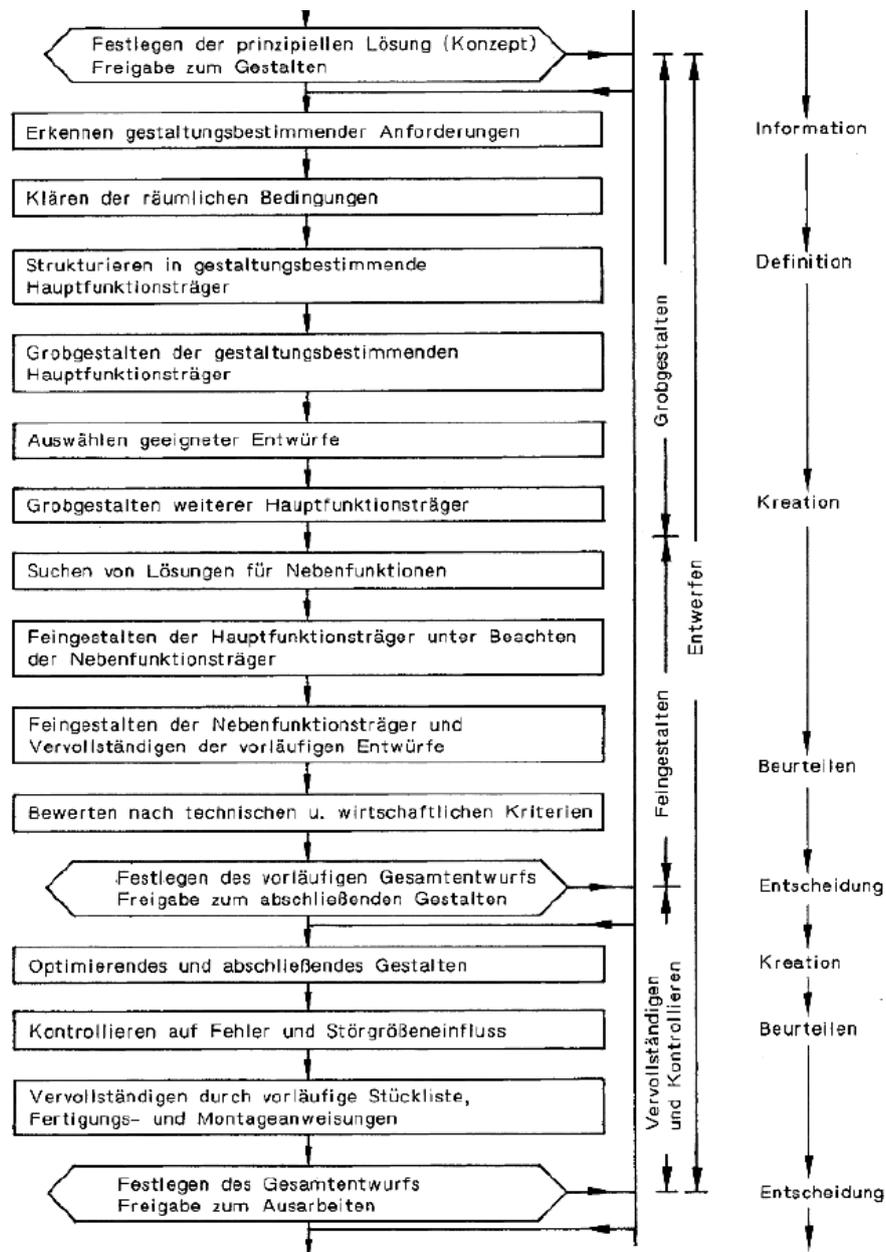


Abbildung 29: Arbeitsschritte beim Entwerfen²⁸

Sicher

Diese Grundregel stellt zum einen eine zuverlässige Funktionserfüllung sicher und sorgt zum anderen für ausreichend Schutz für den Menschen und die Umgebung. Die Zuverlässigkeit technischer Systeme und deren Sicherheit sind eng miteinander verknüpft. So kann ohne die notwendige Bauteil- und Funktionssicherheit eine ausreichende Betriebs-, Arbeits-, und Umweltsicherheit nicht erreicht werden. Die Zusammenhänge sind in Abbildung 30 schematisch dargestellt.

²⁸Pahl, Beitz, 2006, S.307

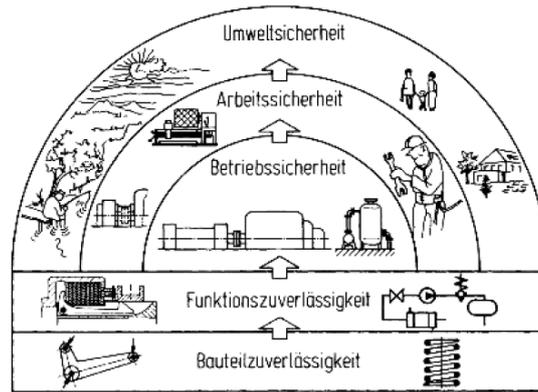


Abbildung 30: Zuverlässigkeit und Sicherheit²⁹

Zum Erreichen der geforderten Sicherheiten bedient man sich einer Drei-Stufen-Methode, welche in *unmittelbare*, *mittelbare* und *hinweisende Sicherheit* unterteilt ist. Grundsätzlich sollte in erster Linie immer unmittelbare Sicherheit angestrebt werden. Erst wenn diese nicht möglich ist, wird die mittelbare und in weiterer Folge die hinweisende Sicherheitstechnik angewendet. Aufgrund der großen Bedeutung der Sicherheitstechniken werden diese kurz erläutert, für nähere Information wird auf Pahl/Beitz³⁰ verwiesen.

Unmittelbare Sicherheit

Dabei wird versucht die Aufgabenstellung derart zu lösen, dass bei der technischen Lösung erst gar keine Möglichkeit zur Gefährdung besteht. Zum Erfüllen der unmittelbaren Sicherheit gibt es drei Prinzipien:

- Prinzip des sicheren Bestehens (safe-life): Die Bauteile und deren Struktur werden derart ausgelegt, dass während der gesamten Einsatzzeit alle möglichen Vorkommnisse ohne Versagen ertragen werden können.
- Prinzip des beschränkten Versagens (fail-safe): Dabei wird eine Funktionsstörung bzw. ein Bruch zugelassen, wobei es jedoch nicht zu schwerwiegenden Folgen kommt. Die Funktion bleibt zumindest eingeschränkt erhalten und der Schaden muss erkennbar sein.
- Prinzip der redundanten Anordnung: Bei redundanten Systemen wird durch eine Mehrfachanordnung sowohl die Sicherheit als auch die Zuverlässigkeit von Systemen erhöht. Hierbei wird zwischen aktiver und passiver Redundanz unterschieden. Ersteres bedeutet, dass alle Komponenten aktiv an der Funktion beteiligt sind, wie es beispielsweise bei Flugzeugtriebwerken der Fall ist. Bei passiver Redundanz sieht man Reserveeinheiten vor, welche bei einem evtl. Ausfall verwendet werden können.

²⁹Pahl, Beitz, 2006, S.330

³⁰ Pahl, Beitz, 2006

Mittelbare Sicherheit:

Kann keine unmittelbare Sicherheit erreicht werden, so wird mit Hilfe von Schutzsystemen, Schutzorganen und Schutzeinrichtungen für die notwendige Sicherheit gesorgt. Schutzsysteme lösen durch Signalumsatz eine Schutzreaktion aus, wie es beispielsweise beim Durchschreiten einer Sicherheitslichtschranke der Fall ist. Schutzorgane können ohne Signalumsatz eine Schutzfunktion auslösen. Ein Beispiel hierfür ist das Überdruckventil, welches durch Druckreduktion eine Gefahr abwenden kann. Schutzeinrichtungen sind handlungsunfähig und haben somit keine Schutzreaktion. Diese wirken passiv durch Fernhalten von der Gefahrenstelle.

Hinweisende Sicherheit:

Hierbei wird nur noch durch Hinweise auf den Gefahrenbereich aufmerksam gemacht und vor der auftretenden Gefahr gewarnt. Diese Sicherheitstechnik darf vom Konstrukteur nicht als bequeme Lösung missbraucht werden, sondern darf nur verwendet werden, wenn keine der anderen Techniken angewendet werden kann.

6.2 Gestaltungsrichtlinien

Neben den oben genannten Grundregeln, welche immer eingehalten werden müssen, gibt es noch eine Vielzahl weiterer Richtlinien, die abhängig von der Aufgabenstellung einzuhalten sind. Die folgende Auflistung gibt die wichtigsten Gestaltungsrichtlinien wieder:³¹

- Ausdehnungsgerecht
- Kriech- und relaxationsgerecht
- Korrosionsgerecht
- Verschleißgerecht
- Ergonomiegerecht
- Formgebungsgerecht
- Fertigungsgerecht
- Montagegerecht
- Instandhaltungsgerecht
- Recyclinggerecht
- Risikogerecht
- Normgerecht

In der vorliegenden Aufgabenstellung des Probenlagers wurden im Speziellen die Richtlinien Fertigungsgerecht und Montagegerecht zur Anwendung gebracht, daher werden diese kurz erläutert.

³¹ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.393 ff.

6.2.1 Fertigungsgerecht

Die konstruktive Gestaltung von Bauteilen und der Baustruktur haben einen bedeutenden Einfluss auf die Fertigungskosten und Fertigungszeiten. Ein fertigungsgerechtes Gestalten sollte möglichst früh in der Konstruktionsphase berücksichtigt werden und unter Absprache mit der Arbeitsvorbereitung und Kalkulation erfolgen. Im Folgenden werden die wichtigsten Gesichtspunkte bezüglich der fertigungsgerechten Gestaltung des Probenlagers kurz erläutert:

Fertigungsgerechte Baustruktur:

Im Gegensatz zur Funktionsstruktur gibt die Baustruktur die Gliederung in Fertigungsbaugruppen und Werkstücke an und entscheidet somit über den gesamten Fertigungsablauf. Der Konstrukteur unterscheidet hierbei Differentialbauweise und Integralbauweise. Bei der Differentialbauweise wird das Einzelbauteil in mehrere fertigungstechnisch günstige Werkstücke aufgespalten. Die Gliederung birgt zahlreiche Vorteile wie zum Beispiel die Verwendung handelsüblicher Halbzeuge und Normteile, erhöhte Gleichteilanzahl und Anpassung an betriebliche Fertigungseinrichtungen. Als Konsequenz entsteht dadurch erhöhter Zerspan- und Montageaufwand. Unter Integralbauweise wird dagegen das Vereinigen mehrerer Bauteile und deren Funktionen zu einem gemeinsamen Werkstück verstanden. Eine typische Anwendung ist hierbei die Verwendung von Gusskonstruktionen anstatt Schweißkonstruktionen. Abhängig von der Stückzahl kann die Integralbauweise zu einer erheblichen Rohteilkostensenkung führen.

Fertigungsgerechte Gestaltung von Werkstücken:

Anhand der gewählten Abmessungen, Form und Oberflächenqualität beeinflusst bzw. entscheidet der Konstrukteur nicht nur die Wahl der Werkstoffe, sondern auch deren Fertigungsverfahren einschließlich der zu verwendenden Werkzeuge. Die Gestaltung der Werkstücke muss somit dem Fertigungsverfahren entsprechend ausgeführt werden. Da im konkreten Fall des Probenlagers besonderer Wert auf eine geeignete Blechfertigung gelegt werden soll, sind in Abbildung 31 die wichtigsten Gestaltungsrichtlinien für Biegeteile dargestellt.

Verf.	Gestaltungsrichtlinien	Ziel	nicht fertigungsgerecht	fertigungsgerecht
Bi	Vermeiden komplexer Biegeteile (Materialverschnitt), dann besser teilen und fügen.	A		
Bi	Beachten von Mindestwerten für Biegeradien (Wulstbildung in der Stauchzone, Überdehnung in der Zugzone), Schenkelhöhe und Toleranzen.	Q		
Bi	Beachten eines Mindestabstandes von der Biegekante für vor dem Biegen eingebrachte Löcher.	Q		
Bi	Anstreben von Durchbrüchen und Ausklinkungen über die Biegekante, wenn Mindestabstand nicht möglich ist.	Q		
Bi	Vermeiden von schräg verlaufenden Außenkanten und Verjüngungen im Bereich der Biegekante.	Q		
Bi	Vorsehen von Freisparungen an Ecken mit allseitig umgebogenen Schenkeln.	Q		
Bi	Vorsehen von Falzstegen mit genügender Breite	Q		
Bi	Anstreben großer bleibender Öffnungen bei Hohlkörpern und hinterschnittenen Biegungen	Q A		
Bi	Vorsehen von Versteifungen an Blechrändern	A		
Bi	Anstreben gleicher Sickenformen	A		

Abbildung 31: Gestaltungsrichtlinien für Biegeteile³²

Einsatz von Standard- und Fremdteilen:

Durch die Verwendung von eigengefertigten Wiederholteilen, Normteilen oder fremdbezogenen Zukaufteilen kann der Konstrukteur einen wichtigen Beitrag zu einer günstigen Fertigung leisten. Besonders bei kleineren Stückzahlen ist der Einkauf von handelsüblichen Zukaufteilen oft wirtschaftlicher als die Eigenfertigung. Dieser Gesichtspunkt sollte bei der Konstruktion des Probenlagers ebenfalls berücksichtigt werden.

³²Pahl, Beitz, 2006, S.472

6.2.2 Montagegerecht

In der Konstruktion werden neben dem Fertigungsverfahren auch bereits die Kosten und Qualität der Montage maßgeblich beeinflusst. Besonders empfehlenswert ist die Beachtung einer montagegerechten Baustruktur. Dadurch kann die Montage in mehrere Stufen unterteilt werden und somit eine Vor- und Endmontage ermöglichen. Weiters kann durch Gliedern in unabhängige Montagegruppen eine Parallelmontage durchgeführt werden. Ebenfalls wünschenswert sind die Reduzierung von Montageteilen und die Vereinfachung von Fügestellen. So können beispielsweise durch geeignete Integralbauweise mehrere Teile zusammengefasst oder durch Funktionsintegration Fügestellen vermieden werden. Eine Vielzahl weiterer Richtlinien zum montagegerechten Gestalten können in Pahl/Beitz nachgelesen werden.³³

In den nachfolgenden Kapiteln werden die in der Konzeptphase ausgewählten Lösungsvarianten, entsprechend der geschilderten Vorgehensweise, entworfen und gestaltet. Die vier Varianten werden in CAD gezeichnet, notwendige Berechnungen zur Dimensionierung durchgeführt und eine grobe wirtschaftliche Beurteilung erstellt. Die Gestaltung dieser Vorentwürfe soll soweit durchgeführt werden, dass für die anschließende technisch-wirtschaftliche Bewertung genügend aussagekräftige Informationen vorliegen.

³³ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.468

6.3 Vorentwurf Variante 3

In nachfolgender Abbildung 32 ist der Vorentwurf zur Lösungsvariante 3 zu sehen. Die Gesamtlösung wird zur besseren Erklärung in mehrere Teilsysteme unterteilt:

- Drehen und Fördern horizontal
- Fördern vertikal
- Verteilen
- Entleeren

In den folgenden Unterkapiteln werden diese Subsysteme einzeln dargestellt und deren Funktionsweise kurz erklärt. Die notwendigen Berechnungen wurden mit Hilfe von MathCAD durchgeführt und sind im Text nur grob erläutert. Eine ausführliche Zusammenschrift aller Berechnungen inkl. Skizzen ist im Anhang zu finden.

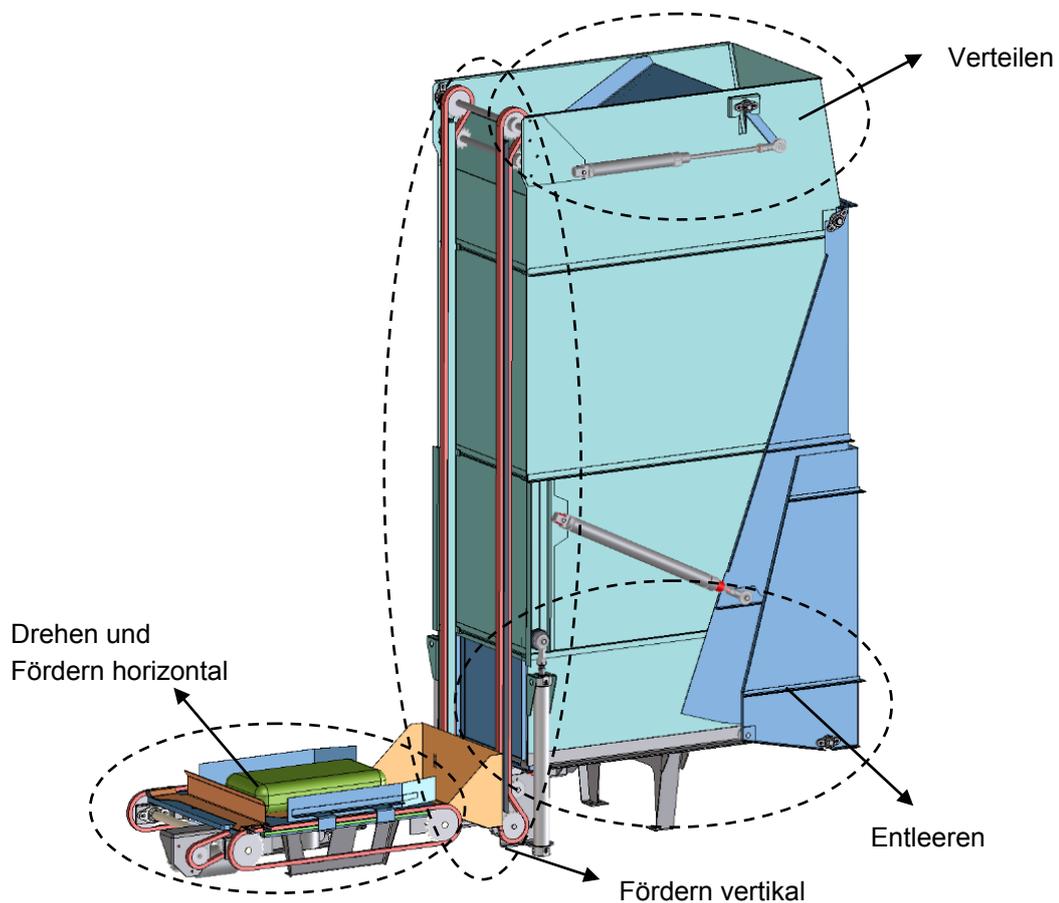


Abbildung 32: Vorentwurf V3

Drehen und fördern horizontal

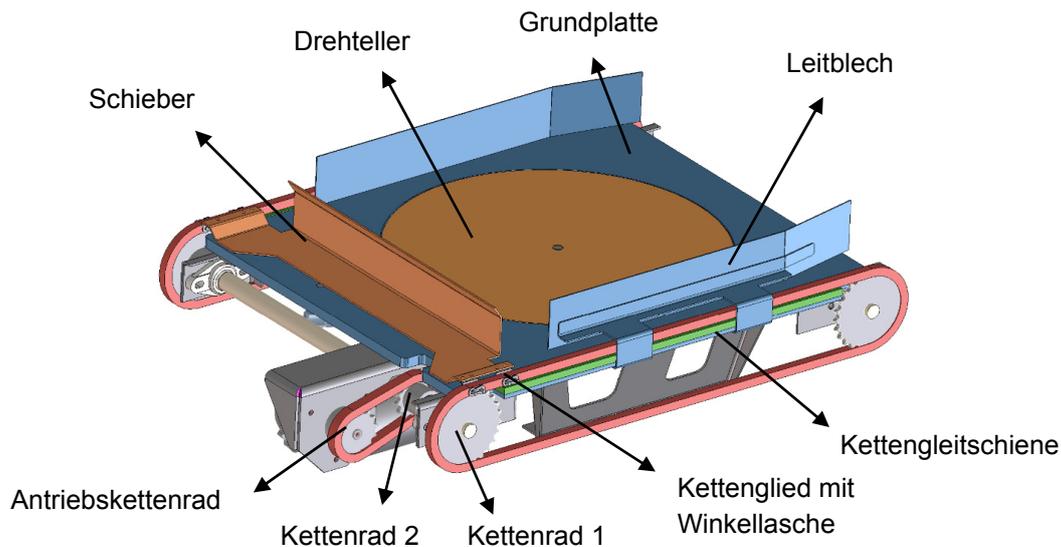


Abbildung 33: Drehen und Fördern

In Abbildung 33 ist das Teilsystem zum Drehen und Fördern der Beutel zu sehen. Das Drehteller ist mithilfe einer Achse an der Grundplatte befestigt und durch eine Gleitbuchse drehbar gelagert. Als Antriebselement wird ein pneumatischer Zylinder verwendet der mittels eines Hebels das Drehteller um die vertikale Achse verdreht. Zur axialen Lagerung werden 4 Gleitblöcke unterhalb des Tellers angeordnet. Diese bestehen aus PAS-LX Kunststoff, welcher sich durch seine guten Gleiteigenschaften auszeichnet. Die Dimensionierung des Pneumatikzylinders erfolgt unter Berücksichtigung der vorhandenen Trägheitsmomente von Beutel und Scheiber, sowie der auftretenden Reibung zwischen Drehteller und Gleitblöcke. Hierfür wurde festgelegt, dass die Zeit zum Verdrehen um 90° nicht länger als 2 Sekunden dauern sollte. Das errechnete Moment zum Drehen beträgt somit 1,1 Nm und bei gewähltem Hebel (Abbildung 34) ergibt sich eine notwendige Kraft von max. 27,5 N. Mit diesen Daten konnte ein geeigneter Zylinder ausgewählt werden:

- Zylinder: Festo Normzylinder DSNU-16-80-P-A; Kolbendurchmesser = 16 mm; Hub = 80 mm

Bei einem Luftdruck von 6 bar erzeugt der gewählte Zylinder eine Druckkraft von 120 N.

Das horizontale Fördern erfolgt per Schieber (Abbildung 33), welcher beiderseits an einem Kettentrieb befestigt ist. Mit Hilfe der seitlich angeordneten Leitbleche wird der Beutel in der gewünschten Bahn gehalten. Zur Verbindung von Schieber und Kette werden spezielle Kettenglieder mit Winkellaschen verwendet. Jeder Kettentrieb besteht aus zwei gleichen Kettenrädern (Kettenrad 1) mit einer Zähnezahl von $Z_1 = 23$. Zur Abstützung und Führung der Kette und des damit verbundenen Schiebers wird eine Kettengleitschiene aus PAS-LX verwendet. Angetrieben werden

die beiden Kettentriebe mittels einer gemeinsamen Antriebswelle (Welle 1) die über einen weiteren Kettentrieb mit dem Antriebsmotor verbunden ist. Zur Lagerung der zwei Wellen können aufgrund der geringen Drehzahl und Belastung Kunststoff-Flanschlager von Igus verwendet werden.

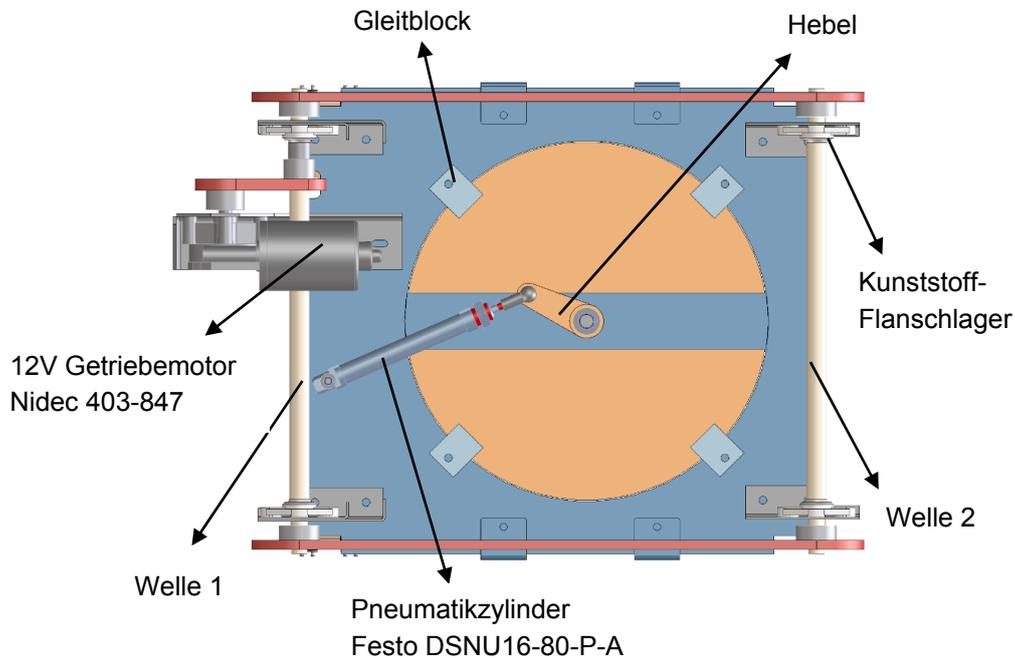


Abbildung 34: Drehen und Fördern (Ansicht unten)

Die Berechnung zur Auslegung des Antriebsmotors erfolgt zunächst kinematisch. Der Förderweg beträgt 40 cm und soll nicht wesentlich länger als 2 Sekunden dauern. Somit kann mithilfe des verwendeten Kettenrades 1 die notwendige Drehzahl der Welle 1 berechnet werden. Unter Berücksichtigung des Eigengewichts von Beutel und Schieber können die zu überwindende Reibkraft und die auftretende Trägheitskraft bestimmt werden. Nach Festlegen von Kettenrad 2 ($Z_2=13$) und des Antriebskettenrades ($Z_a=15$) errechnet sich die notwendige Antriebsdrehzahl und das Drehmoment des Motors. Ein entsprechender Motor wird aus dem bereits vorhandenen Zukaufsortiment der Firma Wintersteiger ausgewählt.

- Motor: Nidec 12V Schneckengetriebemotor 403-847; 5 Nm; 42 U/min

Fördern vertikal

Nach dem horizontalen Fördern befindet sich der Beutel in der Schale zum vertikalen Fördern wie in Abbildung 35 und Abbildung 36 zu sehen ist. Der Beutel wird mittels der beiden Kettentriebe vertikal bewegt und am oberen Ende der Förderstrecke in den Tank gekippt. Die Schale wird unter Verwendung spezieller Abstandshalter an den Mitnehmergegliedern der beiden Kettentriebe befestigt. Durch diese Abstandshalter kann die Schale um das oberste Kettenrad herum rotiert werden (Abbildung 36) ohne dabei mit der Kette zu kollidieren.

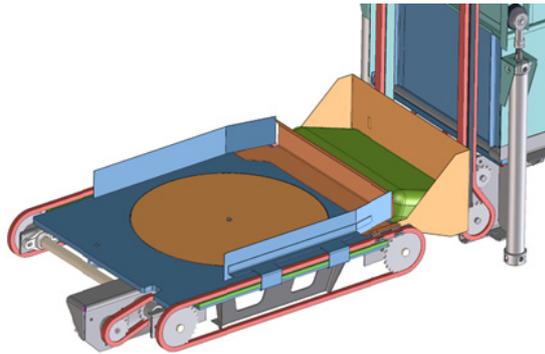


Abbildung 35: Fördern vertikal 1

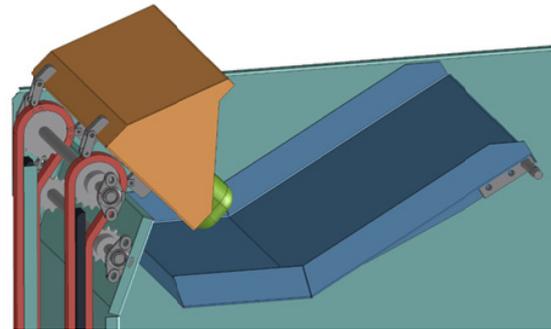


Abbildung 36: Fördern vertikal 2

Damit durch die beiden Kettentriebe möglichst wenig Platz eingenommen wird, werden neben den vier großen Kettenrädern ($Z_1=20$) noch weitere vier kleinere Kettenräder ($Z_3=13$) verwendet, welche den Abstand der beiden Kettentrume auf ein Minimum reduzieren. Zur besseren Führung der Kette wird auch bei der vertikalen Förderung eine Kettengleitschiene aus PAS-LX verwendet. Diese dient gleichzeitig zur Stabilisierung der Schale während des Fördervorgangs. Angetrieben werden die Kettentriebe durch einen gemeinsamen Elektromotor, der über einen zusätzlichen Kettentrieb mit der Welle 1 verbunden ist. Eine ausreichende und kostengünstige Lagerung der Wellen erfolgt mittels Kunststoffflanschlager. In Abbildung 37 ist der Antrieb des Kettentriebes mit den wichtigsten Komponenten dargestellt.

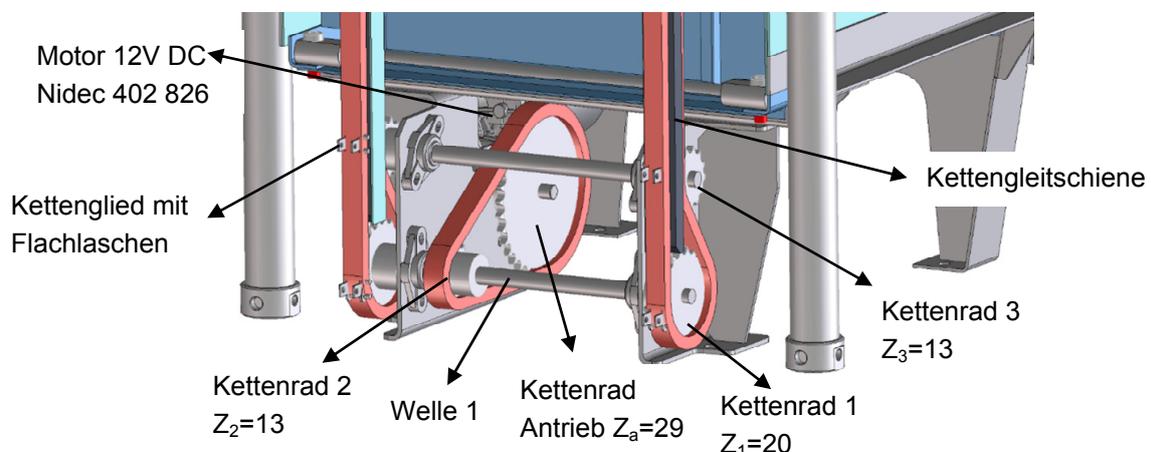


Abbildung 37: Fördern vertikal, Antrieb

Die Auslegung des Antriebsmotors erfolgt unter Berücksichtigung der Gewichtskraft von Schale und Beutel, sowie der auftretenden Trägheitskraft beim Beschleunigen. Aus den kinematischen Bedingungen werden die notwendigen Drehzahlen und die zu verwendende Übersetzung bestimmt. Dabei gilt die Anforderung, dass für den vertikalen Förderweg von 1520 mm ca. 4 Sekunden benötigt werden sollen. Bei gewählter Übersetzung ergibt sich ein notwendiges Antriebsmoment von 2,2 Nm.

- Motor: 12V Schneckengetriebemotor Nidec 402-826; 6 Nm; 47 U/min

Verteilen

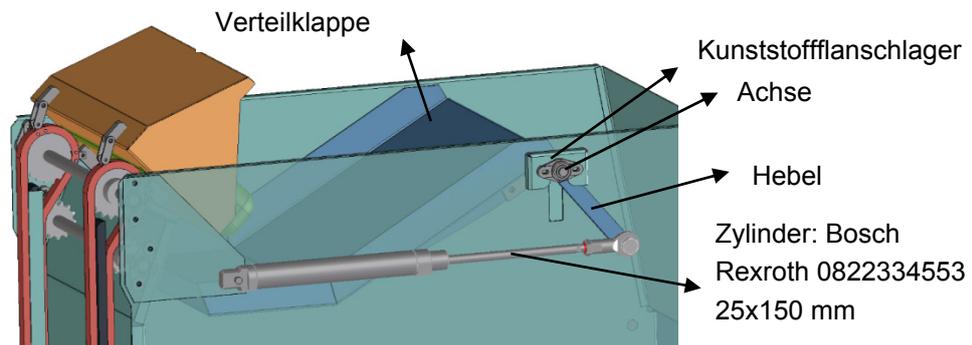


Abbildung 38: Verteilklappe

In Abbildung 38 ist das Teilsystem zum Verteilen der Beutel im Tank sichtbar. Die Verteilklappe ist durch eine Achse drehbar im Tank befestigt und kann mittels Pneumatikzylinder bewegt werden. Nach dem Hochfördern des Beutels wird, entsprechend dem momentanen Füllstand im Tank entschieden, ob der Beutel an Abwurfstelle 1 abgegeben wird oder mittels der Verteilklappe zu Abwurfstelle 2 befördert wird (siehe Abbildung 39). Somit wird der verfügbare Raum im Tank gut ausgenutzt und das Lager kann beinahe vollständig befüllt werden. Zur Ermittlung des erreichbaren Lagervolumens wurden Versuche zur Bestimmung des Schüttwinkels durchgeführt (vgl. Kapitel 5.6.2). Bei einem Schüttwinkel von $47,5^\circ$ ergibt sich ein mögliches Lagervolumen von 290 Liter (absolut). Beim Einlagern der Probenbeutel ergibt sich jedoch aufgrund der eingeschlossenen Luft zwischen den einzelnen Beuteln ein deutlich geringeres Lagervolumen (effektiv). Bei der Annahme von ca. 25% ungenutztem Raum errechnet sich ein effektives Lagervolumen von 217 Liter.

Die Berechnung zur Dimensionierung des Pneumatikzylinders befindet sich im Anhang und ergibt eine theoretisch notwendige Zylinderzugkraft von 100 N.

- Zylinder: Bosch Rexroth 0822334553; $d = 25 \text{ mm}$; Hub = 150 mm

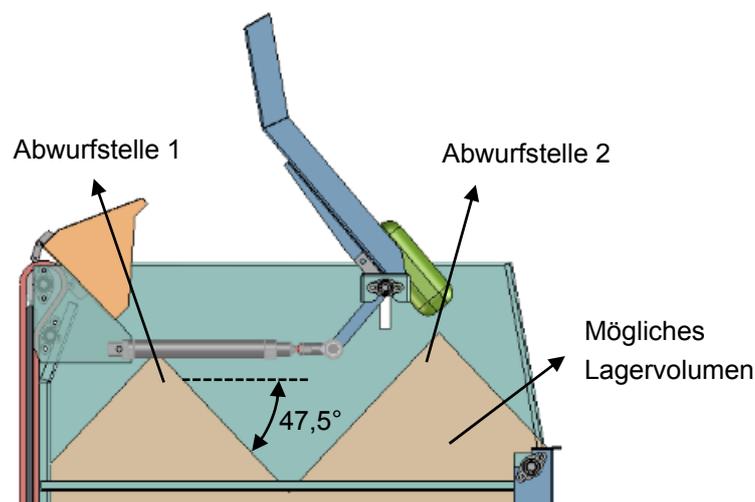


Abbildung 39: Verteilklappe und Lagervolumen

Entleeren

Nachstehende Abbildung 40 dient zur besseren Erklärung des Systems zum Entleeren des Lagers. Dieses Teilsystem wird auch bei den anderen Entwürfen in ähnlicher Ausführung verwendet und wird daher nur in diesem Kapitel erläutert.

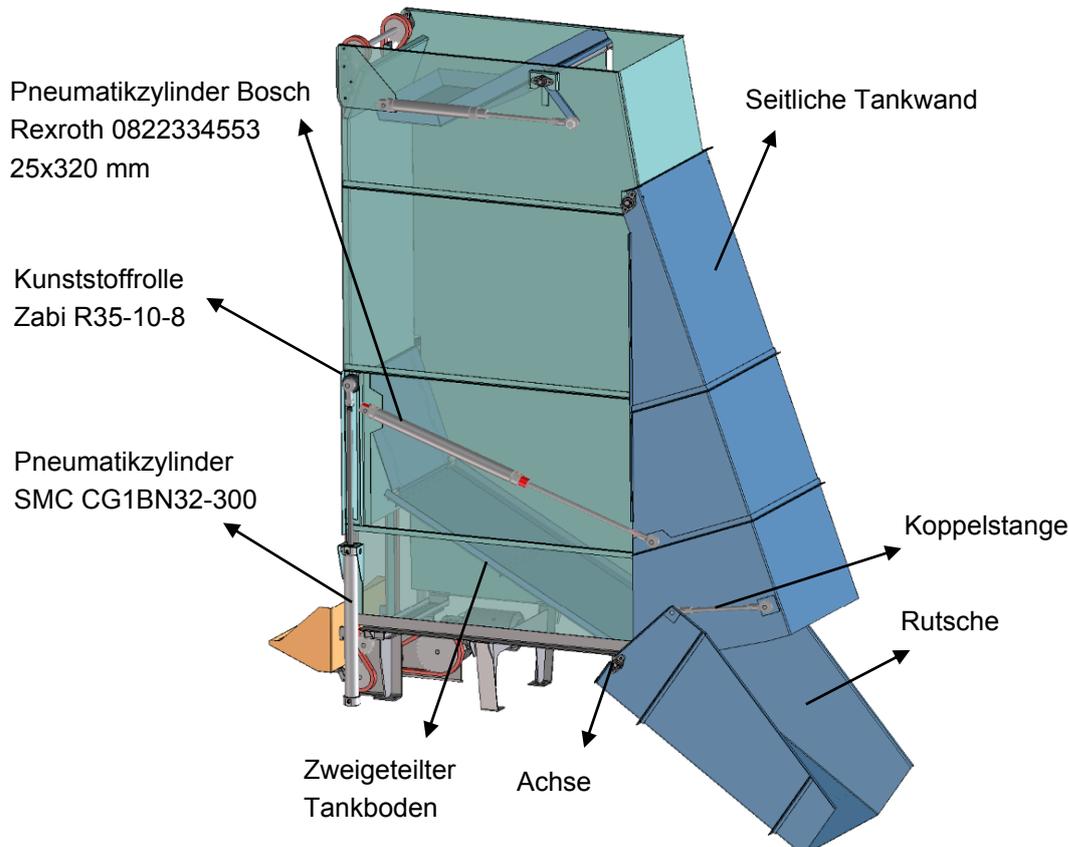


Abbildung 40: Entleeren des Lagers

Zum Entleeren des Probenlagers wird zunächst mittels zwei Pneumatikzylinder die seitliche Tankwand um 20° geschwenkt und somit das Lager geöffnet. Diese schwenkbare Wand erstreckt sich beinahe über die gesamte Höhe des Lagers und verhindert somit, dass es beim Entleerungsvorgang zu Verstopfungen kommt. Gleichzeitig wird während dem Öffnen der Tankklappe auch eine Rutsche ausgeschwenkt. Aufgrund der Koppelstange zwischen Tankwand und Rutsche ist hierfür kein weiterer Antrieb notwendig und die erforderliche Antriebskraft des Pneumatikzylinders wird sogar verringert. Über die Rutsche können die Beutel in einen nebenstehenden Behälter gleiten. Anschließend wird der zweigeteilte Tankboden geneigt und das Lager unter Nutzung der Schwerkraft vollständig entleert. Zum Neigen des Tankbodens werden ebenfalls zwei Pneumatikzylinder verwendet, welche an beiden Seiten des Lagers in vertikaler Richtung platziert werden. Bedingt durch den zweiteiligen Tankboden entsteht im geneigten Zustand eine horizontale Kraftkomponente, welche vom Pneumatikzylinder nicht aufgenommen werden kann. Hierfür werden zwei Kunststoffrollen verwendet die für eine vertikale Führung der Kolbenstange sorgen.

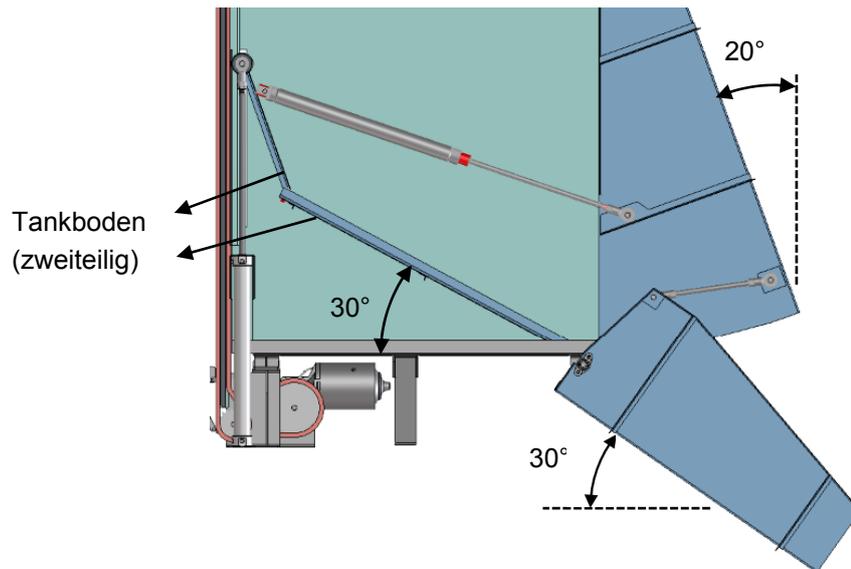


Abbildung 41: Geneigter Tankboden zum Entleeren

Die Neigungswinkel von Rutsche und Tankboden wurden zunächst auf 30° festgelegt. Wie bereits in Kapitel 5.6.1 erwähnt, stellte sich bei erneuter Versuchsdurchführung heraus, dass dieser Winkel bei feucht-staubigen Bedingungen nicht ausreichend Sicherheit bietet. Dies wird beim späteren Gesamtentwurf berücksichtigt und überarbeitet.

Bei der Berechnung der notwendigen Antriebskraft zum Öffnen bzw. Schließen der Tankwand wurde eine erforderliche Zugkraft von 86 N bestimmt. Die bei der Berechnung benötigten Abmessungen und Gewichtskräfte wurden aus dem CAD-Modell entnommen und in den jeweiligen Skizzen im Anhang dargestellt.

- Gewählter Zylinder: Bosch Rexroth 0822334553; $d = 25 \text{ mm}$; $h = 320 \text{ mm}$

Die Dimensionierung des Pneumatikzylinders zum Kippen des Tankbodens erfolgt nach jenem ungünstigsten Fall, bei welchem nach dem Öffnen der Tankwand noch alle Beutel im Lager liegen bleiben. Bei einem Probenvolumen von 217 Liter ergibt sich mit der Schüttdichte von ρ_s eine Gesamtmasse von 152 kg, welche gehoben werden muss. Die hierfür erforderliche Kraft beträgt laut Berechnung 691 N und muss von zwei Zylindern aufgenommen werden.

- Zylinder: SMC CG1BN32-300, $d = 32 \text{ mm}$; $h = 300 \text{ mm}$

Die gewählten Zylinder erreichen jeweils eine Druckkraft von 483 N und sind somit ausreichend dimensioniert.

Die Lagerung des Tankbodens erfolgt durch eine mittels Kunststoffbuchsen drehbar gelagerte Achse. Die Nachrechnung der gewählten Lagerbuchsen (Igus Iglidur GFM-121418-12) befindet sich ebenfalls im Anhang.

6.3.1 Ablaufdiagramm

Zur Ermittlung der erreichbaren Taktzeit beim Einlagerungsprozess wurde ein Ablaufdiagramm der beteiligten Aktoren erstellt. Jeder Aktor ist mit einer eigenen Linie im Diagramm dargestellt, diese gibt die jeweilige positive oder negative Ansteuerung an. Aus dem Diagramm zeigt sich, dass die minimal mögliche Taktzeit zum Einlagern der Beutel 12 Sekunden beträgt.

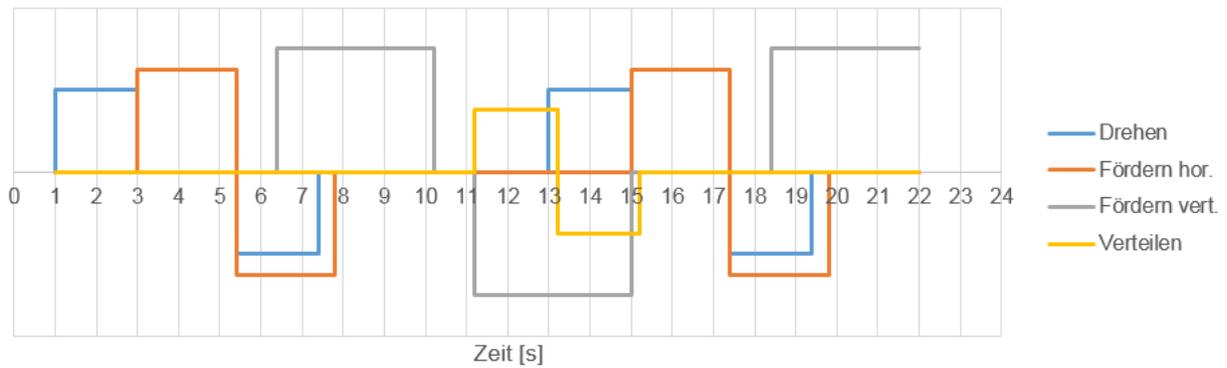


Abbildung 42: Ablaufdiagramm V3

6.3.2 Kostenabschätzung Vorentwurf V3

Zur wirtschaftlichen Beurteilung und anschließendem Vergleich der Varianten werden in nachfolgender Tabelle die Kosten der Hauptkomponenten überschlagen. Die Preise für Zukaufteile wurden soweit möglich exakt aus der firmeninternen SAP-Datenbank entnommen, etwaige neue Zukaufteile wurden entsprechend abgeschätzt. Die Kosten für die Fertigungsteile wurden in Anlehnung an bestehende Vergleichsteile beziffert.

Tabelle 14: Kostenabschätzung V3

Variante 3					
Bezeichnung	Quelle	Preis [€]	pro	Anzahl	Preis ges.
Zylinder (Drehen)	SAP	23,00 €	Stück	1	23,00 €
Motor (Fördern horizontal)	SAP	76,00 €	Stück	1	76,00 €
Zylinder (Verteilen)	SAP	34,00 €	Stück	1	34,00 €
Motor (Fördern vertikal)	SAP	190,00 €	Stück	1	190,00 €
Zylinder (Tankwand öffnen)	SAP	26,00 €	Stück	2	52,00 €
Zylinder (Tankboden schwenken)	geschätzt	35,00 €	Stück	2	70,00 €
Kettenrad	geschätzt	15,00 €	Stück	16	240,00 €
Welle mit Nut	geschätzt	30,00 €	Stück	6	180,00 €
Kette	geschätzt	5,00 €	m	9,5	47,50 €
Kunststoffflanschlager	geschätzt	3,50 €	Stück	18	63,00 €
Kettengleitschiene horizontal	geschätzt	15,00 €	Stück	2	30,00 €
Kettengleitschiene vertikal	geschätzt	20,00 €	Stück	2	40,00 €
Kurbel (Beutel Drehen)	geschätzt	20,00 €	Stück	1	20,00 €
Gleitblock	geschätzt	10,00 €	Stück	4	40,00 €
Drehteil	geschätzt	5,00 €	Stück	17	85,00 €
Sensor induktiv	SAP	7,00 €	Stück	6	42,00 €
Sensor photoelektrisch	SAP	70,00 €	Stück	2	140,00 €
Blechzuschnitte, Biegeteile	geschätzt	7,00 €	Stück	101	707,00 €
				ges.	2.079,50 €

6.4 Vorentwurf Variante 4

In folgender Abbildung 43 ist der Vorentwurf zur Variante 4 zu sehen. Wie bereits bei der Wirkstruktur ersichtlich unterscheidet sich diese nur gering von Variante 3. Wesentliche Unterschiede liegen nur bei den Funktionen „Fördern vertikal“ und „Verteilen“ vor. Die Teilsysteme „Drehen und Fördern horizontal“ sowie „Entleeren“ werden in diesem Kapitel nicht näher erläutert und können im vorherigen Kapitel nachgelesen werden.

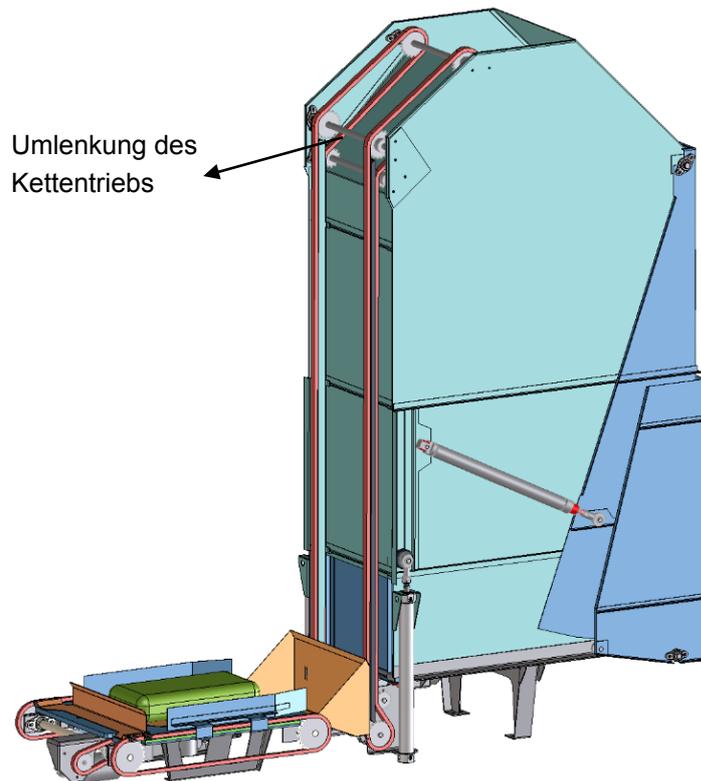


Abbildung 43: Vorentwurf V4

Wie in Abbildung 44 gut zu erkennen ist, wird bei dieser Variante der Beutel nicht mehr nur senkrecht nach oben gefördert. Nach einer vertikalen Förderstrecke von ca. 1,3 m wird der Kettentrieb um $53,7^\circ$ umgelenkt und der Beutel wird in Richtung Tankmitte gefördert. Aufgrund der mittigen Abwurfstelle kann auf eine zusätzliche Verteilung der Beutel im Lager verzichtet werden. Unter Beachtung des ermittelten Schüttwinkels ergibt sich laut CAD ein theoretisches Lagervolumen von 272 Liter (205 Liter effektiv) welches in Abbildung 44 beige dargestellt ist.

Die Berechnung und Dimensionierung der Antriebselemente erfolgt analog zum Vorentwurf V3 und wird aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht erläutert, kann jedoch im Anhang nachgelesen werden.

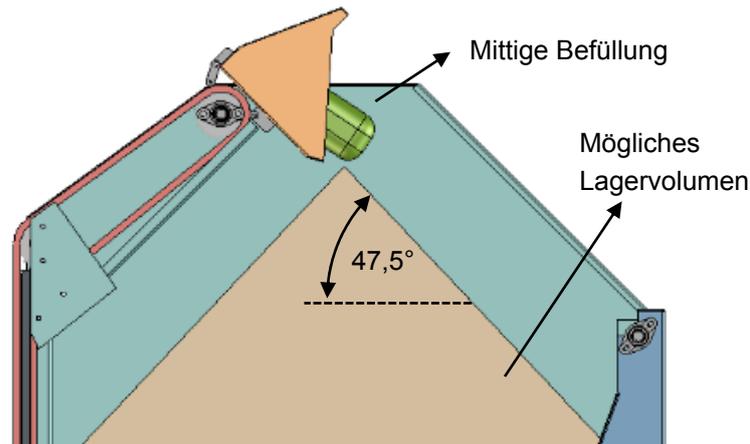


Abbildung 44: Befüllung V4

6.4.1 Ablaufdiagramm

In folgender Abbildung 45 ist das Ablaufdiagramm dieser Variante dargestellt. Die Taktzeit zum Einlagern der Beutel beträgt 12,4 Sekunden und ist im Vergleich zur vorherigen Variante 3 nur geringfügig erhöht. Dies ist auf den längeren Kettentrieb zum vertikalen Fördern zurückzuführen.

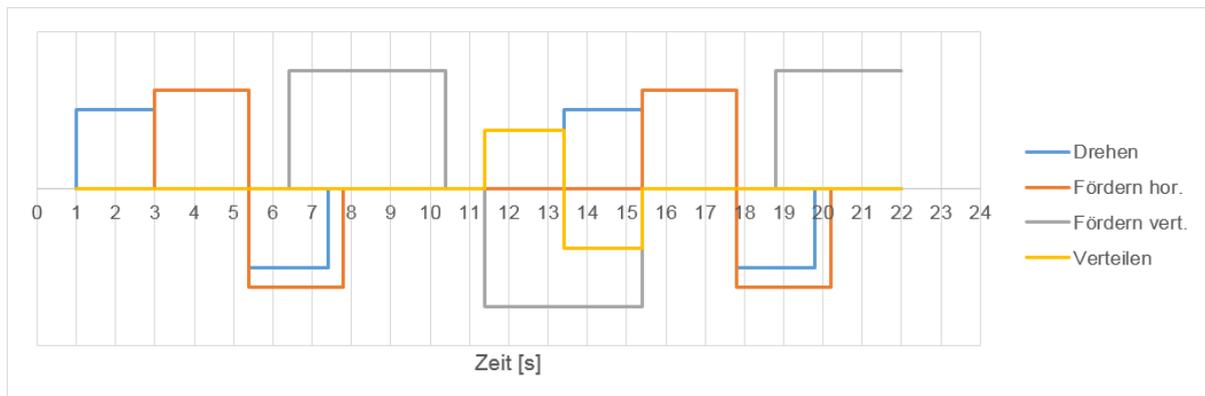


Abbildung 45: Ablaufdiagramm V4

6.4.2 Kostenabschätzung Vorentwurf V4

In selbiger Vorgehensweise wie bei der vorherigen Variante wurden auch hier die Kosten der Hauptkomponenten abgeschätzt und in nachstehender Tabelle 15 dargestellt. Durch den Verzicht der Verteilklappe inklusive zugehörigem Antrieb ergeben sich um 10% geringere Herstellkosten. Diesem Vorteil steht ein um 6% geringeres Lagervolumen entgegen.

Tabelle 15: Kostenabschätzung V4

Variante 4					
Bezeichnung	Quelle	Preis [€]	pro	Anzahl	Preis ges.
Zylinder (Drehen)	SAP	23,00 €	Stück	1	23,00 €
Motor (Fördern horizontal)	SAP	76,00 €	Stück	1	76,00 €
Motor (Fördern vertikal)	SAP	190,00 €	Stück	1	190,00 €
Zylinder (Tankwand öffnen)	SAP	26,00 €	Stück	2	52,00 €
Zylinder (Tankboden schwenken)	geschätzt	35,00 €	Stück	2	70,00 €
Kettenrad	geschätzt	15,00 €	Stück	14	210,00 €
Welle mit Nut	geschätzt	30,00 €	Stück	7	210,00 €
Kette	geschätzt	5,00 €	m	10	50,00 €
Kunststoffflanschlager	geschätzt	3,50 €	Stück	18	63,00 €
Kettengleitschiene horizontal	geschätzt	15,00 €	Stück	2	30,00 €
Kettengleitschiene vertikal	geschätzt	20,00 €	Stück	2	40,00 €
Kurbel (Beutel Drehen)	geschätzt	20,00 €	Stück	1	20,00 €
Gleitblock	geschätzt	10,00 €	Stück	4	40,00 €
Drehteil	geschätzt	5,00 €	Stück	17	85,00 €
Sensor induktiv	SAP	7,00 €	Stück	6	42,00 €
Sensor photoelektrisch	SAP	70,00 €	Stück	1	70,00 €
Blechzuschnitte, Biegeteile	geschätzt	7,00 €	Stück	87	609,00 €
				ges.	1.880,00 €

6.5 Vorentwurf Variante 6

Bei Variante 6 wird zum Drehen und Fördern horizontal ein Mechanismus verwendet, welcher die notwendige rotatorische und translatorische Bewegung des Beutels kombiniert ausführt. Die Funktionen "Fördern vertikal" und "Entleeren des Lagers" werden ähnlich zu Variante V4 ausgeführt und sind in den Kapiteln 6.3 und 6.4 nachzulesen.

Drehschieber

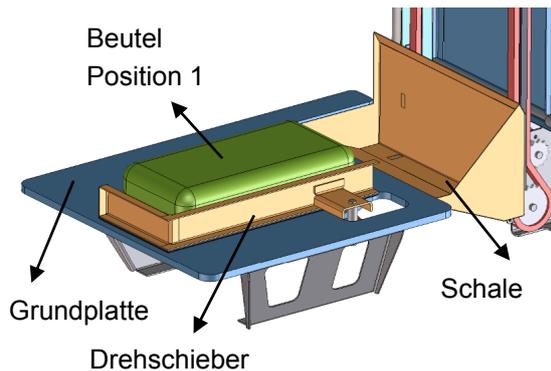


Abbildung 46: Vorentwurf V6 (Position 1)

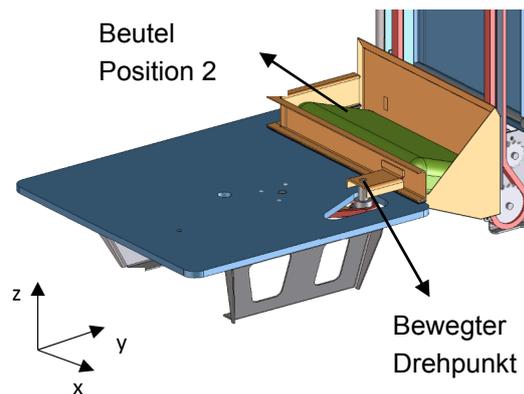


Abbildung 47: Vorentwurf V6 (Position 2)

Zum gleichzeitigen Drehen und Verschieben des Beutels wird ein spezieller L-förmiger Schieber verwendet, welcher in Abbildung 46 und Abbildung 47 zu sehen ist und in folgendem als Drehschieber bezeichnet wird. Dieser Drehschieber sorgt für die gewünschte 90° Drehung des Beutels und gleichzeitig für die notwendige Verschiebung in Richtung der y-Achse. Dazu ist der Drehschieber, nicht wie üblich, an einem festen Drehpunkt befestigt, sondern dieser Drehpunkt wird ebenfalls auf einer Kreisbahn um einen bestimmten Drehwinkel bewegt. In Abbildung 48 sind das Funktionsprinzip und die dafür relevanten Komponenten dargestellt.

Das große Kettenrad ist fest mit der Grundplatte verschraubt und gibt den festen Drehpunkt vor. Der Hebel ist an der einen Seite drehbar mit dem festen Kettenrad verbunden und an der anderen Seite befindet sich ein zweites, kleineres Kettenrad. Dieses dient als bewegter Drehpunkt des Drehschiebers, welcher mittels einer Welle am Kettenrad befestigt ist. Durch Verbinden der beiden Kettenräder wird ein festes Drehwinkelverhältnis zwischen Grundplatte und Drehschieber vorgegeben. Angetrieben wird das System durch einen Pneumatikzylinder, welcher am vorderen Ende des Hebels angreift und diesen um 45° bezüglich der Grundplatte verdreht. Der Drehschieber muss somit um einen Winkel von 135° gegenüber dem Hebel gedreht werden damit die gewünschte Drehung um 90° bezüglich der Grundplatte entsteht. Das notwendige Übersetzungsverhältnis ergibt sich daher auf $1/3$ und wird durch die beiden Zähnezahlen $Z_1 = 42$ und $Z_2 = 14$ exakt erfüllt.

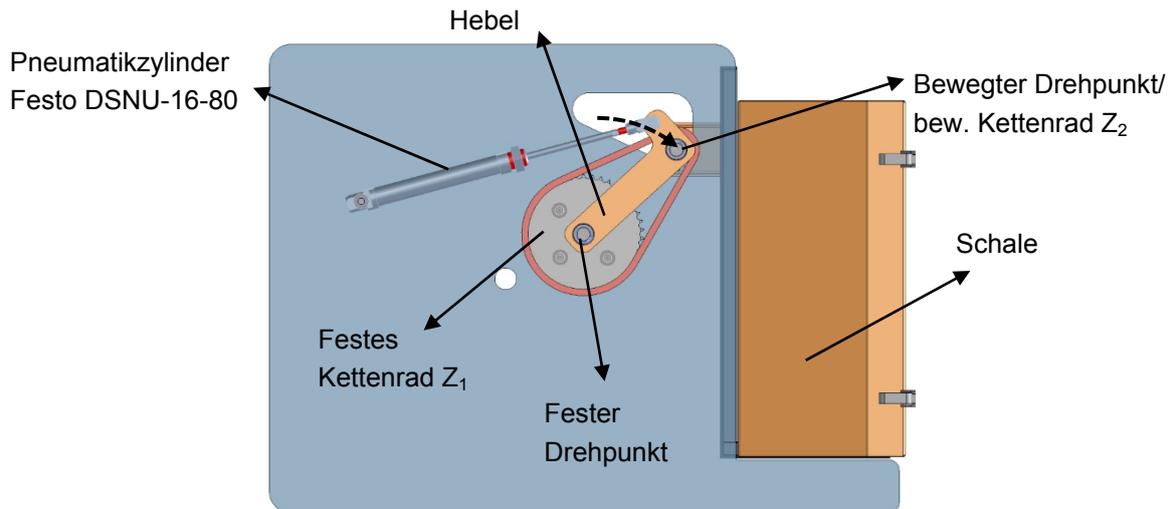


Abbildung 48: Drehschieber (Ansicht von unten)

Die Berechnung der notwendigen Antriebskraft des Zylinders wird unter Berücksichtigung der Reibkraft und der Trägheitskraft durchgeführt und ist wiederum im Anhang zu finden. Als Anforderung wurde festgelegt, dass der Drehvorgang nicht mehr als 2 Sekunden in Anspruch nehmen sollte. Unter Anwendung des Prinzips der virtuellen Verschiebung wurde eine erforderliche Zylinderkraft von 46 N bestimmt. Der gewählte Pneumatikzylinder Festo DSNU16-80-P-A ($d = 16 \text{ mm}$; $h = 80 \text{ mm}$) erzeugt eine Druckkraft von 120 N und kann die erforderliche Kraft mit ausreichend Sicherheit bereitstellen.

Als Kette wird eine Einfachrollenkette 05B-1 nach DIN ISO 606 ausgewählt. Die Bestimmung der Kettenlänge bzw. des Achsabstandes erfolgt nach Roloff/Matek-Maschinenelemente³⁴. Bei einer geraden Anzahl von 58 Kettengliedern ergibt sich ein einzuhaltender Achsabstand von 114,447 mm.

Aufgrund des identen Aufbaus des Tanks und der Entleerung zu Variante 4 ergibt sich auch selbiges absolutes Tankvolumen von 272 Liter (bzw. 205 Liter effektiv).

6.5.1 Ablaufdiagramm

Zur Ermittlung der erreichbaren Taktzeit wurde wiederum ein Ablaufdiagramm des Einlagerungsprozesses angefertigt und in Abbildung 49 dargestellt. Aufgrund des pneumatisch betriebenen Drehschiebers ergibt sich eine deutlich geringere Taktzeit als bei beiden vorhergehenden Varianten. Die Taktzeit beträgt 11,1 Sekunden. Weiters ist anhand des Ablaufdiagramms gut erkennbar, dass es sich hierbei um eine Lösung mit erheblich geringerer Komplexität handelt verglichen zu Variante 3 und 4.

³⁴Wittel, Muhs, 2009, S.620 ff

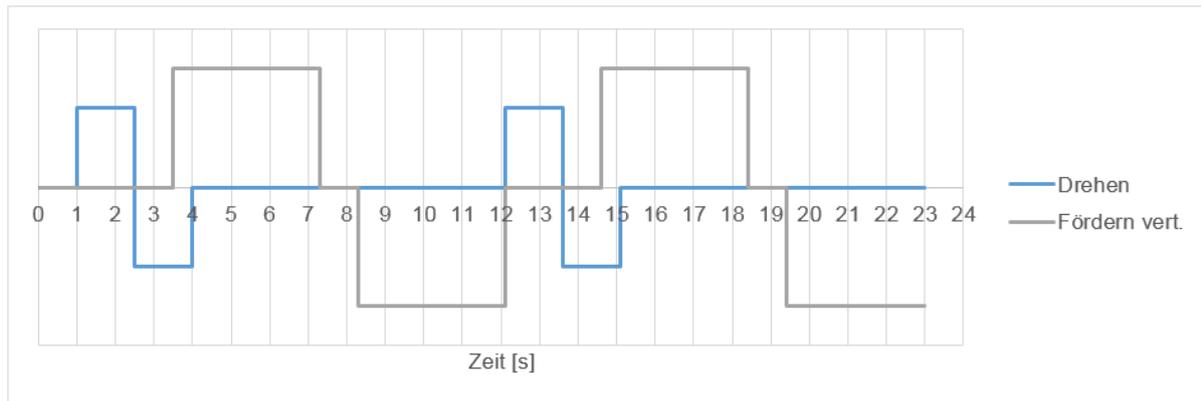


Abbildung 49: Ablaufdiagramm V6

6.5.2 Kostenabschätzung Vorentwurf V6

In der nachstehenden Tabelle 16 ist die Abschätzung der Zukauf- und Herstellkosten der Hauptkomponenten dargestellt. Aufgrund der geringen Anzahl notwendiger Antriebe und Bauteile sind die abgeschätzten Kosten, verglichen zu den anderen Varianten, um bis zu 26% geringer.

Tabelle 16: Kostenabschätzung V6

Variante 6					
Bezeichnung	Quelle	Preis [€]	pro	Anzahl	Preis ges.
Zylinder (Drehen)	SAP	23,00 €	Stück	1	23,00 €
Motor (Fördern vertikal)	SAP	190,00 €	Stück	1	190,00 €
Zylinder (Tankwand öffnen)	SAP	26,00 €	Stück	2	52,00 €
Zylinder (Tankboden schwenken)	geschätzt	35,00 €	Stück	2	70,00 €
Kettenrad	geschätzt	15,00 €	Stück	12	180,00 €
Welle mit Nut	geschätzt	30,00 €	Stück	5	150,00 €
Kette	geschätzt	5,00 €	m	7,3	36,50 €
Kunststoffflanschlager	geschätzt	3,50 €	Stück	14	49,00 €
Gleitschiene Schieber	geschätzt	15,00 €	Stück	2	30,00 €
Drehteil	geschätzt	5,00 €	Stück	16	80,00 €
Sensor induktiv	SAP	7,00 €	Stück	4	28,00 €
Sensor photoelektrisch	SAP	70,00 €	Stück	1	70,00 €
Blechzuschnitte, Biegeteile	geschätzt	7,00 €	Stück	82	574,00 €
ges.					1.532,50 €

6.6 Vorentwurf Variante 7

Bei Variante 7 wird zum vertikalen Fördern eine Linearschiene verwendet an welcher die Hubschale einseitig geführt wird. Die Linearführung und der zugehörige Kettentrieb befinden sich seitlich neben der Schale, dadurch kann der Bauraum für das Lager in Richtung der y-Koordinate etwas erhöht werden. Eine beidseitige Führung mittels Linearschiene ist aufgrund des begrenzten Bauraums nicht möglich. Am oberen Ende des vertikalen Förderwegs wird die Schale um die x-Achse gekippt und der Beutel in das Lager abgeworfen. Zur besseren Ausnutzung der Lagerkapazität wird, ähnlich zu Variante 3, eine Verteilklappe eingesetzt. Die Einheit zum Drehen der Beutel ist, wie bereits in der Wirkstruktur ersichtlich, analog zu Variante V6 und wird hier nicht näher erläutert. Der Vorentwurf dieser Lösung ist in Abbildung 50 dargestellt.

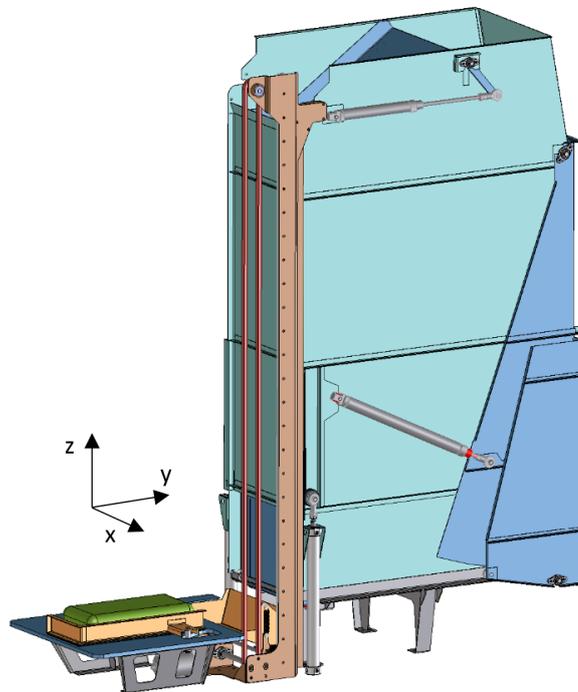


Abbildung 50: Vorentwurf V7

In Abbildung 51 und Abbildung 52 wird die Einheit zum vertikalen Fördern dargestellt. Die Hubschale ist seitlich am Führungsschlitten befestigt und kann mittels der Drehachse um die x-Achse gekippt werden. Eine Kunststoffrolle mit zugehörigem U-Profil verhindert ein unerwünschtes Kippen der Schale während der vertikalen Förderung. Das Führungsprofil (Abbildung 53) am oberen Ende bewirkt eine Auslenkung der Kunststoffrolle und führt somit zu einer Drehung der Schale um ihre Drehachse. Zur besseren Laufruhe wird eine Zugfeder (Sodemann e05000412500m) verwendet. Diese wirkt dem vorhandenen Spiel zwischen Kunststoffrolle und U-Profil entgegen und hält somit die Schale in einer definierten Position. Aufgrund der nur einseitig vorhandenen Führungsschiene entsteht ein Moment am Führungsschlitten, welches bei der Dimensionierung berücksichtigt werden muss. Zur Kraftübertragung

wird ein Kettentrieb verwendet. Dieser ist mittels einem Flachlaschenkettenglied an der Hubschale befestigt. Der Antrieb erfolgt durch Auswahl eines geeigneten Gleichstrommotors.

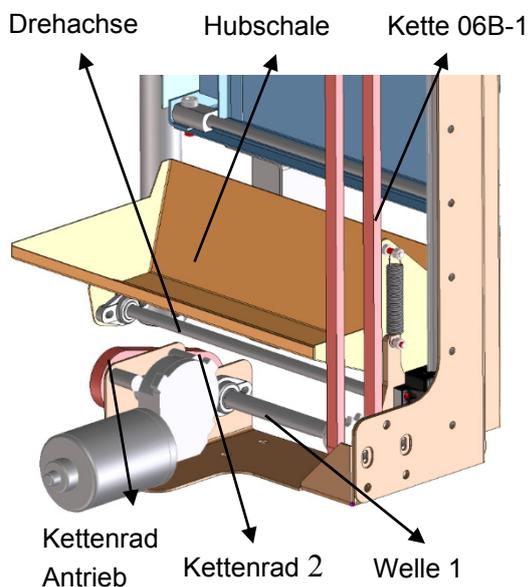


Abbildung 51: Fördern vertikal V7

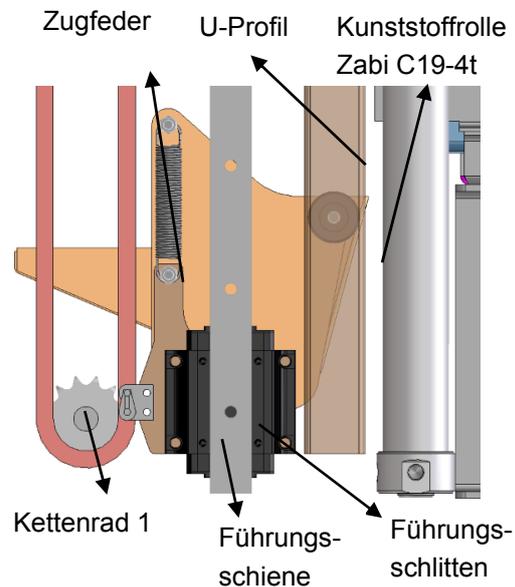


Abbildung 52: Führungsschiene V7

Die Berechnung der Antriebskomponenten wurde wieder in MathCAD durchgeführt und befindet sich im Anhang. Zur Bestimmung des notwendigen Antriebsmoments wurde zunächst festgelegt, dass für den vertikalen Förderweg von 1440 mm nicht wesentlich mehr als 4 Sekunden benötigt werden sollen. Für das gewählte Kettenrad 1 mit $Z_1=13$ Zähne ergibt sich so eine erforderliche Drehzahl von 173 U/min. Das erforderliche Drehmoment an der Welle 1 beläuft sich auf 0,6 Nm und wurde unter Berücksichtigung der Masse des Beutels und Hubschale sowie deren Trägheitskraft berechnet.

- Gewählter Motor: 12V Schneckengetriebemotor Nidec 404-925; $M_N = 3 \text{ Nm}$; $n_N = 240 \text{ U/min}$.

Das Verhältnis der Zähnezahls von Kettenrad 2 Z_2 zum Antriebskettenrad Z_a beträgt $16/13$ und ergibt eine Übersetzung von 0,813. Daraus errechnet sich ein Antriebsmoment von 0,48 Nm. Als Linearführung wurde eine robuste Kompaktführung von THK mit Kugelumlauflagerung aus dem bereits vorhandenen Zukaufsortiment der Fa. Wintersteiger gewählt: THK HSR20. Die Berechnungen zur Dimensionierung von Verteilklappe, Kippboden und Entleerung sind analog zur Variante V3 durchgeführt und im Anhang angeführt.

In Abbildung 54 ist das mögliche Lagervolumen schematisch dargestellt. Bedingt durch die Linearführung und begrenzende Gesamthöhe resultiert eine geringere Abwurfhöhe im Vergleich zu den anderen Lösungen. Dies wird durch die etwas größere verfügbare Lagerabmessung in y-Richtung kompensiert und gibt ein Lagervolumen von 291 Liter (absolut).

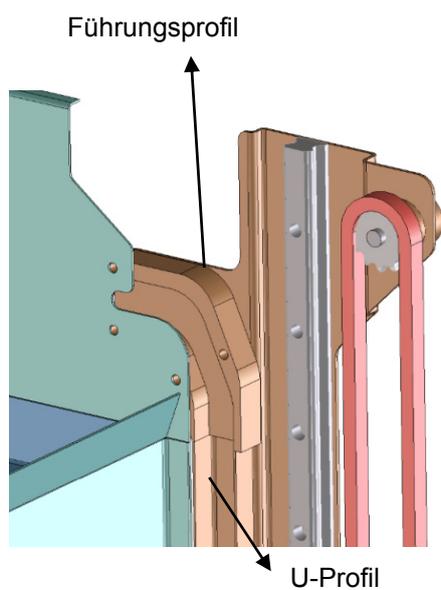


Abbildung 53: Führungsprofil V7

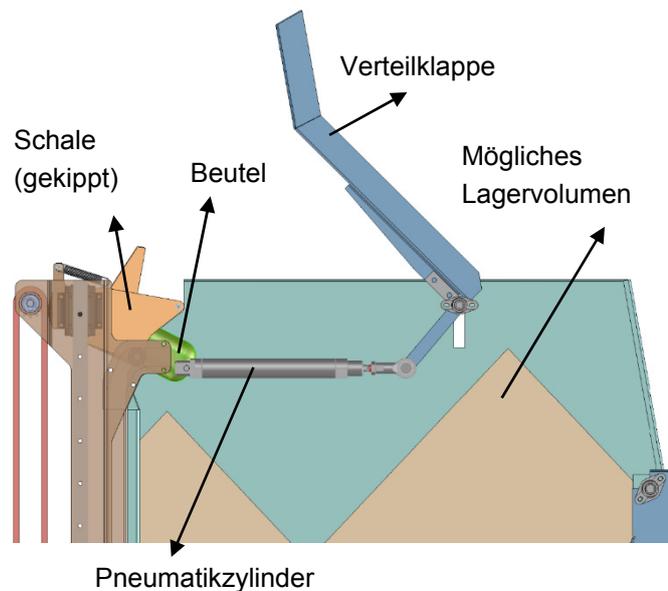


Abbildung 54: Einlagern V7

6.6.1 Ablaufdiagramm

Aus dem Ablaufdiagramm (siehe Abbildung 55) dieser Variante ergibt sich eine Taktzeit von 10,5 Sekunden. Diese ist nochmals geringer als jene der Variante 6 und wird durch die höhere vertikale Fördergeschwindigkeit aufgrund der Linearführung ermöglicht.

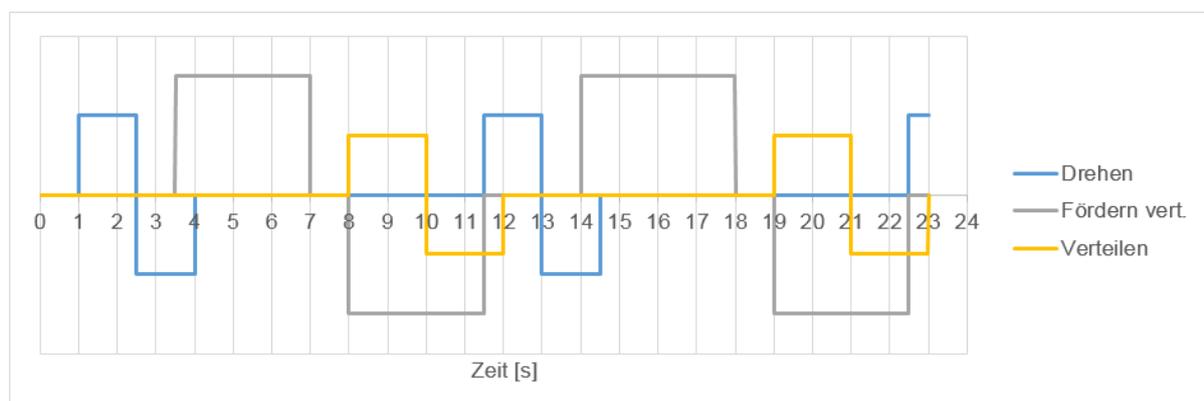


Abbildung 55: Ablaufdiagramm V7

6.6.2 Kostenabschätzung Vorentwurf V7

Wie bei den vorherigen Vorentwürfen wurde auch hier eine Abschätzung von Zukauf- und Herstellkosten der Hauptkomponenten durchgeführt und in nachfolgender Tabelle 17 dargestellt. Angesichts der notwendigen Klappe zum Verteilen und dem zugehörigem Pneumatikzylinder ergibt sich eine etwas höhere Gesamtsumme verglichen zu Variante 6, jedoch trotzdem deutlich geringer als bei Variante 3 und 4.

Tabelle 17: Kostenabschätzung V7

Variante 7					
Bezeichnung	Quelle	Preis [€]	pro	Anzahl	Preis ges.
Zylinder (Drehen)	SAP	23,00 €	Stück	1	23,00 €
Zylinder (Verteilung)	SAP	34,00 €	Stück	1	34,00 €
Motor (Fördern vertikal)	geschätzt	170,00 €	Stück	1	170,00 €
Zylinder (Tankwand öffnen)	SAP	26,00 €	Stück	2	52,00 €
Zylinder (Tankboden schwenken)	geschätzt	35,00 €	Stück	2	70,00 €
Kettenrad	geschätzt	15,00 €	Stück	4	60,00 €
Welle mit Nut	geschätzt	30,00 €	Stück	1	30,00 €
Profilschiene	SAP	72,00 €	Stück	2	144,00 €
Schlitten	SAP	43,00 €	Stück	1	43,00 €
Kette	geschätzt	5,00 €	m	3,8	19,00 €
Kunststoffflanschlager	geschätzt	3,50 €	Stück	8	28,00 €
Alufräbteil-Führung	geschätzt	25,00 €	Stück	1	25,00 €
Fräbteil-Feder	geschätzt	20,00 €	Stück	1	20,00 €
Gleitschiene Schieber	geschätzt	15,00 €	Stück	2	30,00 €
Drehteil	geschätzt	5,00 €	Stück	20	100,00 €
Zugfeder	geschätzt	5,00 €	Stück	1	5,00 €
Biegeteile (Führung)	geschätzt	20,00 €	Stück	2	40,00 €
Sensor induktiv	SAP	7,00 €	Stück	4	28,00 €
Sensor photoelektrisch	SAP	70,00 €	Stück	2	140,00 €
Blechzuschnitte, Biegeteile	geschätzt	7,00 €	Stück	88	616,00 €
				ges.	1.677,00 €

6.7 Bewerten der Vorentwürfe nach VDI 2225

Nachdem die ausgewählten Lösungsvarianten ausreichend konkretisiert wurden, können diese nun bewertet und untereinander verglichen werden. Der Konkretisierungsgrad der unterschiedlichen Lösungen sollte soweit erarbeitet sein, dass die Beurteilung durch quantitative und qualitative Angaben ausreichend bekräftigt werden kann. Bewertungsverfahren sind im Allgemeinen deutlich aufwendiger als Auswahlverfahren und werden daher meist nur nach Abschluss eines wichtigen Arbeitsschrittes zur Entscheidungsfindung angewendet.

Als wichtigste Bewertungsmethoden haben sich die Nutzwertanalyse und die technisch-wirtschaftliche Bewertung nach VDI 2225 etabliert. Letztere wird auch in dieser Arbeit zur Bewertung der Vorentwürfe angewendet. Beide Verfahren gehen grundsätzlich nach dem gleichen Schema vor, die Hauptunterschiede liegen in der verwendeten Punkteskala und der Gewichtung der Bewertungskriterien. Im Gegensatz zur Nutzwertanalyse, wo eine genaue prozentuelle Gewichtung vorgesehen ist, werden bei der Bewertung nach VDI 2225 annähernd gleichgewichtete Kriterien verwendet und nur bei stark unterschiedlicher Bedeutung Gewichtungsfaktoren (z.B.: 2-fach, 3-fach) eingeführt.³⁵

„Eine Bewertung soll den Wert bzw. den Nutzen oder die Stärke einer Lösung in Bezug auf eine vorher aufgestellte Zielvorstellung ermitteln.“³⁶ Der Wert einer Lösung kann somit nicht als absolut angesehen werden, sondern wird immer in Bezug auf bestimmte Anforderungen festgelegt. Diese Zielvorstellungen müssen in Form von Bewertungskriterien festgelegt werden.

6.7.1 Bewertungskriterien

Die technischen Bewertungskriterien werden in erster Linie aus der Anforderungsliste abgeleitet, können jedoch auch aus allgemeinen Bedingungen gebildet werden. Die Eigenschaftsgrößen können einerseits durch konkrete Kennwerte jedoch auch durch qualitative Aussagen festgehalten werden. Beim Aufstellen der Bewertungskriterien muss beachtet werden, dass die einzelnen zu bewertenden Ziele weitgehend unabhängig voneinander sind. Die gefundenen Kriterien müssen positiv formuliert werden, da diese so besser den entsprechenden Wertevorstellungen zugeordnet werden können³⁷. Folgende Bewertungskriterien werden zur technischen Beurteilung der verschiedenen Varianten verwendet:

³⁵Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.166 ff.

³⁶ Pahl, Beitz, 2006, S.166

³⁷ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S.167

Geringe Taktzeit

Die Taktzeit des Probenlagers begrenzt die maximale Arbeitsgeschwindigkeit des gesamten Parzellenmähreschers und ist daher ein Kriterium, welches in der Bewertung berücksichtigt werden sollte.

Hohe Zuverlässigkeit

Unter der Zuverlässigkeit wird beurteilt, wie hoch die Anfälligkeit der Anlage auf eine evtl. Fehlfunktion ist. Eine hohe Funktionszuverlässigkeit wird als äußerst wichtig angesehen, da bei einem evtl. Störfall der gesamte Erntebetrieb unterbrochen werden muss. Dieses Kriterium wird mit einem Gewichtungsfaktor zwei versehen.

Geringes Gewicht

Bei diesem Kriterium wird das Gesamtgewicht des Probenlagers beurteilt, welches direkt aus den CAD-Daten entnommen werden kann.

Große Lagerkapazität

Aus der Anforderungsliste geht hervor, dass eine möglichst große Lagerkapazität des Probenlagers äußerst wünschenswert ist. Diese wird anhand der CAD-Konstruktionen ermittelt und als quantitative Größe mit doppelter Gewichtung in der Bewertung berücksichtigt.

Geringe Komplexität

Ein weiteres wichtiges Kriterium ist die Komplexität der jeweils gefundenen Lösung. Diese wird anhand der Anzahl verwendeter Antriebe abgeschätzt und ebenfalls mit einem Gewichtungsfaktor zwei versehen.

Einfache Montage

Unter diesem Kriterium wird der notwendige Aufwand zur Montage des Probenlagers beurteilt. Die Wertzuweisung erfolgt einerseits anhand dem qualitativ abzuschätzenden Montageaufwand und andererseits anhand der Teileanzahl je Variante, ermittelt aus dem CAD-Modell.

Geringer Steuerungsaufwand

Bei diesem Kriterium werden die Anzahl notwendiger Sensoren und damit verbundener Abfragen zur Steuerung der Anlage berücksichtigt.

6.7.2 Technisch-wirtschaftliche Bewertung

Zur technisch-wirtschaftlichen Bewertung nach VDI 2225 werden den jeweiligen Bewertungskriterien entsprechende Wertvorstellungen von 0 bis 4 zugeordnet und mit dem Gewichtungsfaktor multipliziert. In Abbildung 56 ist die verwendete Bewertungsskala dargestellt.

Annäherung an die ideale Verwirklichung:	
sehr gut (ideal)	$p = 4$ Punkte
gut	$p = 3$ Punkte
ausreichend	$p = 2$ Punkte
gerade noch tragbar	$p = 1$ Punkt
unbefriedigend	$p = 0$ Punkte

Abbildung 56: Punktebewertungsskala³⁸

Durch Summieren der gewichteten Teilwerte kann der technische Gesamtwert ermittelt werden, welcher bereits zum Vergleich der Varianten untereinander verwendet werden kann. Damit eine Aussage über die absolute Wertigkeit einer Variante möglich ist, wird der Gesamtwert auf einen gedachten Idealwert bezogen. Bei der technischen Wertigkeit ergibt sich der Idealwert aus der Summe aller Maximalwerte multipliziert mit der jeweiligen Gewichtung des Kriteriums. Wird eine Wertigkeit von über 0,8 erzielt, ist diese im Allgemeinen als sehr gut anzusehen. Wertigkeiten von 0,7 werden als gut und unter 0,6 als nicht befriedigend eingestuft.

In Abbildung 57 ist die Bewertung des automatischen Probenlagers dargestellt. Bei der technischen Bewertung geht die Variante V6 mit einer Wertigkeit von 0,88 klar als Favorit hervor. Die Varianten V4 und V7 sind mit einer technischen Wertigkeit von 0,73 und 0,68 annähernd gleich gut bewertet. Klar ausgeschieden ist die Variante V3, diese wird mit einer Wertigkeit von 0,55 als nicht befriedigend eingestuft.

Die wirtschaftliche Bewertung erfolgt entsprechend der Richtlinie VDI 2225 anhand der ermittelten Herstellkosten. Im Gegensatz zur technischen Bewertung ist es bei der wirtschaftlichen Bewertung ausreichend, die Kosten als alleinigen Maßstab zu verwenden. Zur Ermittlung der Wertigkeit werden die Herstellkosten wieder auf einen gedachten Idealwert bezogen.³⁹ In nachfolgender Bewertung wird der Idealwert aus der Multiplikation der geringsten Herstellkosten mit einem Bezugsfaktor von 0,8 errechnet. Somit wird der günstigsten Variante V6 eine wirtschaftliche Wertigkeit von 0,8 zugeordnet. Die Varianten V4 und V7 sind mit der Wertigkeit von 0,65 und 0,73 als befriedigend anzusehen. Als am ungünstigsten erscheint wiederum die Variante 3, welche mit 0,59 die geringste wirtschaftliche Wertigkeit besitzt.

Abschließend lässt sich durch das arithmetische Mittel von technischer Wertigkeit und wirtschaftlicher Wertigkeit eine Gesamtwertigkeit bestimmen. Bei der favorisierten Variante V6 ergibt sich somit ein Wert von 0,84.

³⁸ VDI 2225, Blatt 3, 1998, S.4

³⁹Vgl. VDI 2225, Blatt 3, 1998, S.4 ff.

Bewertungskriterien technisch		Eigenschaftsgröße		Variante V3		Variante V4		Variante V6		Variante V7	
Nr.	Gew.	Einh.	Größe	Wert	gew. Wert	Größe	Wert	Größe	Wert	Größe	gew. Wert
1	1	sek.	12	2	2	12,3	2	11,1	3	10,5	4
2	2	-	-	2	4	-	3	-	4	-	4
3	1	kg	77	2	2	74	3	72	3	78	2
4	2	Liter	290 (217)	4	8	272 (204)	3	272 (204)	3	291 (218)	4
5	2	Stück	8 (6)	2	4	7 (5)	3	6 (4)	4	7 (5)	3
6	1	-	hoch	1	1	mäßig	2	gering	3	mäßig	2
7	1	-	hoch	1	1	mäßig	2	sehr gering	4	gering	3
ges. 10											
		Gesamtwert techn.		14	22		18		24		35
		Technische Wertigkeit		0,50	0,55		0,64		0,86		0,88
Bewertungskriterien wirtschaftlich		Eigenschaftsgröße		Variante V3		Variante V4		Variante V6		Variante V7	
Nr.	Gew.	Einh.	Größe	Wert	gew. Wert	Größe	Wert	Größe	Wert	Größe	gew. Wert
1	V6*0,8	€	2080			1880		1532		1677	
		Kostenschätzung Herstellkosten									
		Wirtschaftliche Wertigkeit		0,59	0,65		0,80		0,80		0,73
		Wertigkeit gesamt		0,57	0,66		0,84		0,84		0,73

Abbildung 57: Technisch - wirtschaftliche Bewertung

Zur grafischen Darstellung der Gesamtwertigkeit ist das in Abbildung 58 dargestellte Stärkediagramm besonders gut geeignet. Hierbei werden die technische Wertigkeit auf der Abszisse und die wirtschaftliche Wertigkeit auf der Ordinate aufgetragen. Je weiter sich eine Lösung im Diagramm rechts oben befindet, desto näher liegt diese an der gedachten Ideallösung. Hier ist deutlich zu erkennen, dass die Variante V6 sowohl in technischer als auch wirtschaftlicher Hinsicht die aussichtsreichste Lösung ist.

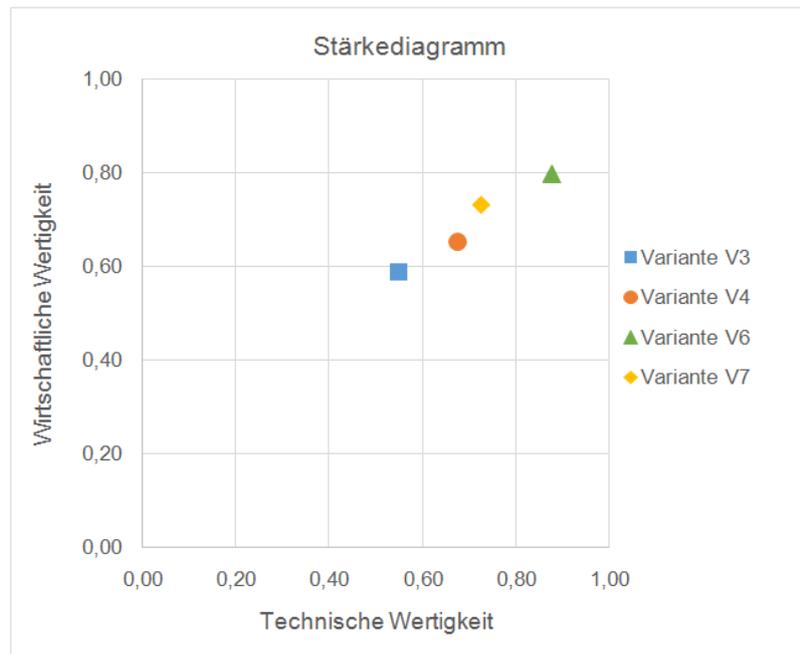


Abbildung 58: Stärkediagramm

In einem weiteren Diagramm (Abbildung 59) wurden die Herstellkosten bezogen auf die technische Wertigkeit dargestellt. Die Punkte der unterschiedlichen Varianten können zu einer Geraden approximiert werden, welche mit steigenden Herstellkosten eine Abnahme der technischen Wertigkeit angibt. Es ist klar zu erkennen, dass die technisch wertvollste Lösung, mit ca. 1500 Euro Herstellkosten, gleichzeitig auch die kostengünstigste ist. Diese Tatsache vereinfacht die Auswahl der umzusetzenden Lösungsvariante.

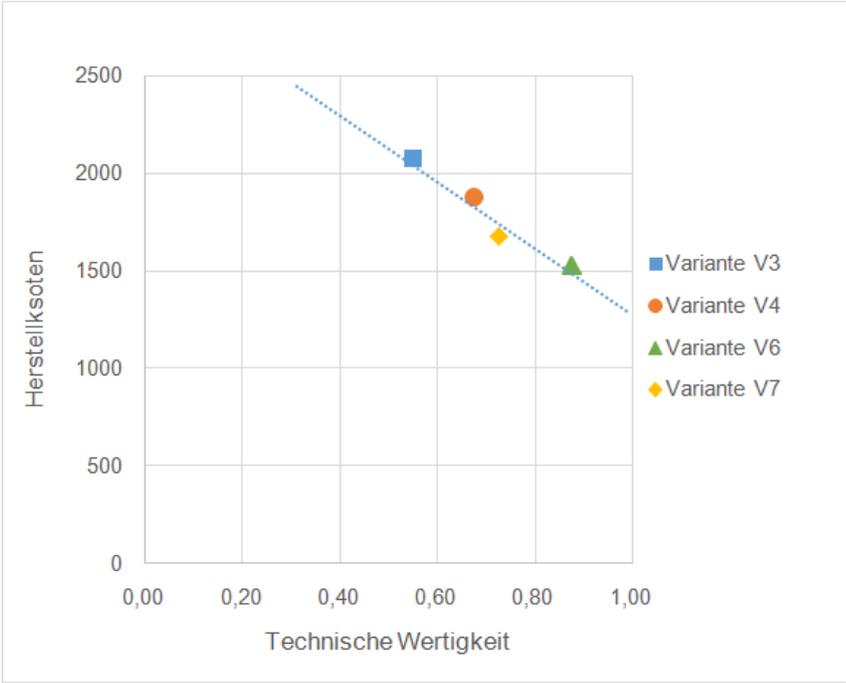


Abbildung 59: Herstellkosten zu technische Wertigkeit

6.8 Gesamtentwurf

Der durch die technisch-wirtschaftliche Bewertung ausgewählte Vorentwurf V6 wird nun durch Feingestalten der Haupt- und Nebenfunktionsträger vervollständigt. Erkannte Schwächen werden bereinigt und die noch offenen Wünsche berücksichtigt. Der so entstandene optimierte Gesamtentwurf wird in diesem Kapitel dargestellt und dient als Ergebnis der Diplomarbeit.

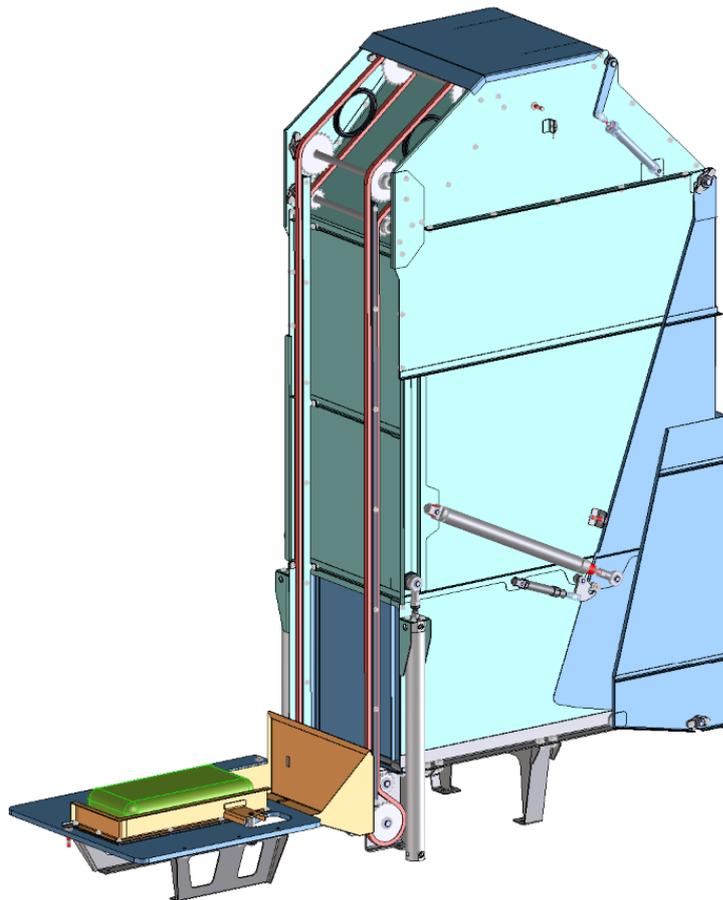


Abbildung 60: Gesamtentwurf V6

Verriegelung der seitlichen Tankwand:

Bei einem vollständig befüllten Lager wirken hohe Kräfte auf die seitliche Tankwand, welche durch eine entsprechende Neigung des Fahrzeuges und schlechte Bodenverhältnisse zusätzlich verstärkt werden. Die Pneumatikzylinder zum Öffnen bzw. Schließen des Tanks können die so auftretenden Kräfte nicht mit genügend Sicherheit aufnehmen. Das unbeabsichtigte Öffnen des Tanks muss jedoch unter allen Umständen vermieden werden. Durch eine entsprechende Verriegelung (Abbildung 61) der seitlichen Tankwand wird sichergestellt, dass selbst bei einem Ausfall der pneumatischen Versorgung das Lager geschlossen bleibt. Der hierfür gewählte Pneumatikzylinder (SMC A-C85N16-15T) ist einfachwirkend und mit einer integrierten Feder ausgestattet. Die Feder wirkt ausfahrend, somit bleibt die Verriegelung des Tanks auch im drucklosen Zustand bestehen.

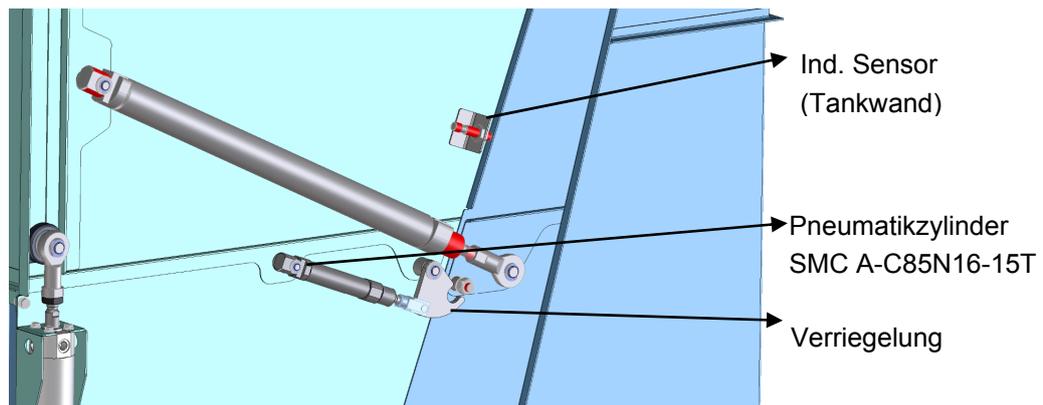


Abbildung 61: Verriegelung

Regenschutz:

Generell ist der Betrieb eines Parzellenmähdreschers nur bei Schönwetter und trockenen Verhältnissen vorgesehen. Trotz dessen wird ein Regenschutz für die im Tank befindlichen Probenbeutel gewünscht. Dieser wird mittels einer Abdeckklappe oberhalb des Tanks umgesetzt und ist in Abbildung 62 zu sehen. Das Öffnen und Schließen erfolgt abhängig vom Betriebszustand automatisch und wird durch einen Pneumatikzylinder ausgeführt. Die Dimensionierung des Zylinders (Festo DSNU 16-80-P-A) befindet sich im Anhang.

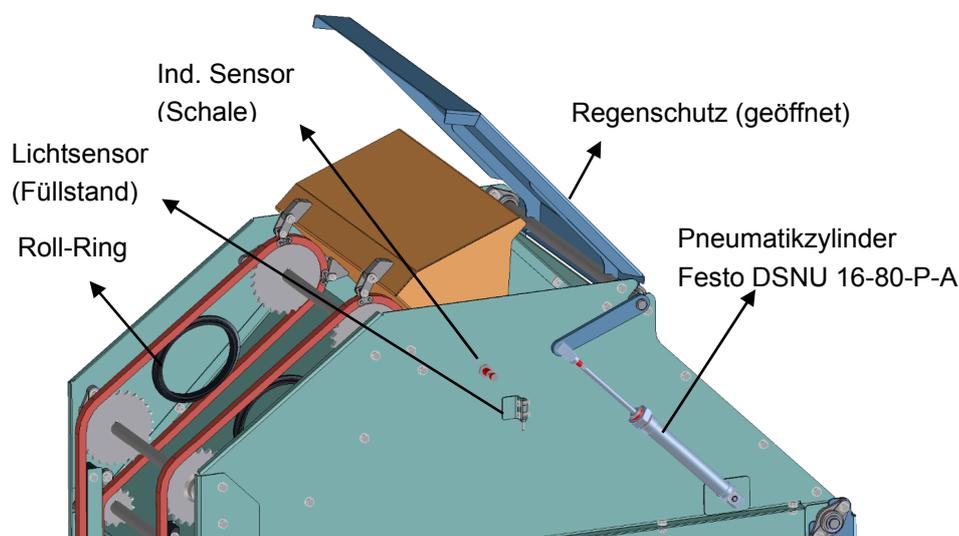


Abbildung 62: Regenschutz offen

Kettenspanner und Rollring:

Für den einwandfreien Betrieb des vertikalen Förderers ist es wichtig, die Kettentriebe unter Spannung zu halten. Durch die manuelle Spannmöglichkeit an der unteren Welle kann eine auftretende Längung der Kette ausgeglichen werden (siehe Abbildung 63). Aufgrund des freilaufenden Kettentrums im oberen Abschnitt des Kettentriebes können im Betrieb unerwünschte Schwingungen der Kette entstehen. Durch Verwendung eines sogenannten Roll-Ring Kettenspanners (Roll-Ring

10603601) werden diese Schwingungen gedämpft und die Lebensdauer der Kette positiv beeinflusst (Abbildung 62).

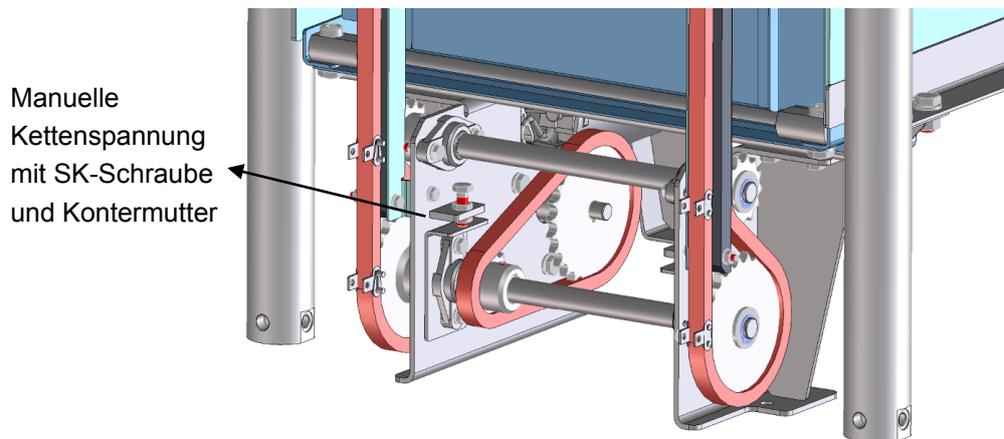


Abbildung 63: Antrieb Kettentrieb und Spannvorrichtung

Sensoren:

Zur Steuerung und Überwachung der Arbeitsabläufe werden induktive Näherungssensoren verwendet. Diese haben eine kompakte Bauweise und können metallische Objekte berührungslos erfassen sobald diese in das Messfeld eintreten. Der ausgewählte Sensor E2A-S08KS02-M5-B2 von OMRON ist IP67 und IP69k klassifiziert und somit optimal gegen Wasser und Schmutz geschützt. Beim Probenlager werden fünf dieser induktiven Sensoren zum Erfassen der Endlagen verwendet. Zwei Sensoren wurden in der Grundplatte verschraubt und erfassen die Position des Schiebers (Abbildung 65). Jeweils ein weiterer Sensor wird am unteren und oberen Ende des vertikalen Förderweges montiert. Diese sind in Abbildung 62 und Abbildung 66 dargestellt. Der fünfte Sensor erfasst die ordnungsgemäße Schließung der seitlichen Tankwand (Abbildung 61). Für eine Rückmeldung beim Erreichen des maximalen Füllstandes im Lager wird der optische Sensor E3T-ST12M von OMRON verwendet. Dieser besteht aus einer Sende- und Empfängereinheit und wird, wie in Abbildung 62 zu sehen, jeweils links und rechts am oberen Ende des Lagers montiert. Der Sensor ist ebenfalls IP67 zertifiziert.

Sichtfenster:

Wie in Abbildung 64 sichtbar wurde der Tank mit einem Sichtfenster ergänzt, durch welches der Fahrzeuglenker den aktuellen Füllstand im Lager zusätzlich kontrollieren kann.

Schiffstransport im Container:

Damit der Parzellenmährescher für den Containertransport geeignet ist, darf das Probenlager nicht über die B-Säule des Fahrzeuges ragen. Durch konstruktive Änderungen der Blechkonstruktion wurde der Tank des Probenlagers nun teilbar ausgeführt. Wie in Abbildung 64 zu sehen, kann der oberste Teil des Tanks vom restlichen Lager abgetrennt werden. Hierfür müssen lediglich die Ketten entfernt und

zwölf Sechskantschrauben gelöst werden. Somit kann das Lager bereits am Fahrzeug vormontiert verschifft und mit nur geringem Montageaufwand nach dem Transport endmontiert werden.

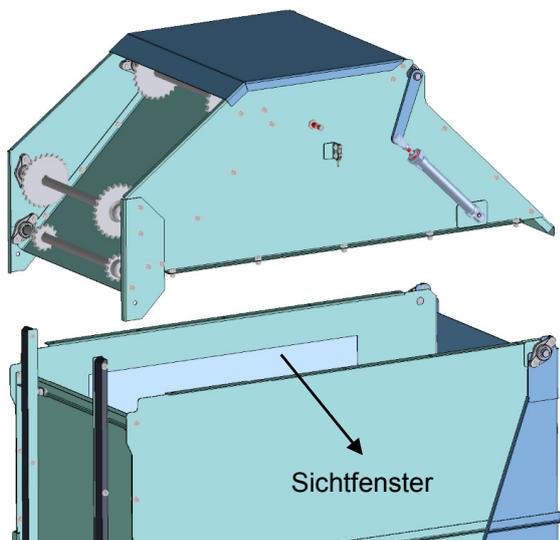


Abbildung 64: Tank geteilt

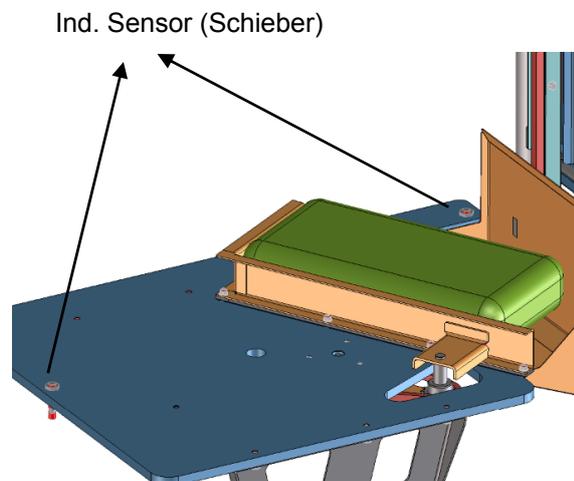


Abbildung 65: Schieber

Aufhängung der Hubschale:

Die Aufhängung der Schale am Kettentrieb wurde nochmals überarbeitet, da bei Simulationen eine Kollision von Schale und Kette erkannt wurde. Durch ändern der geometrischen Abmessungen und Anordnung der Distanzlaschen wird nun genügend Abstand der Schale zur Kette gewährleistet (vgl. Abbildung 67). Der Abstand zwischen den beiden Laschengliedern beträgt 76,2 mm, was exakt sieben Kettengliedern entspricht.

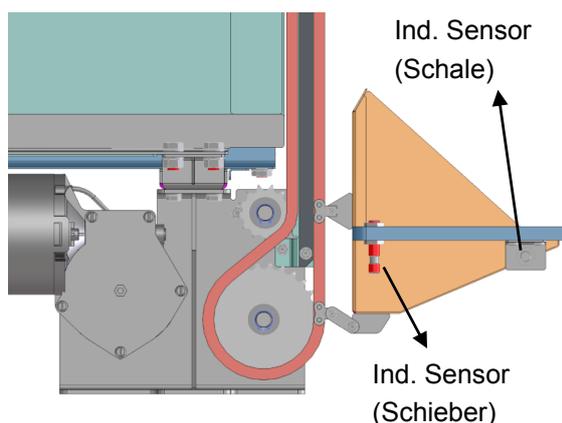


Abbildung 66: Schale (Position unten)

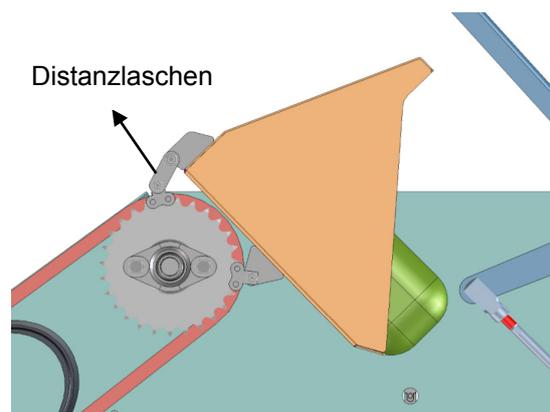


Abbildung 67: Schale (Position oben)

Kippboden:

Wie bereits in Kapitel 5.6.1 erwähnt, stellte sich bei Versuchen heraus, dass der Neigungswinkel des Kippbodens von 30° nicht ausreichend ist. Bei feucht-staubigen Bedingungen sind entsprechend der Versuchsergebnisse Neigungswinkel von mind.

31° erforderlich damit die Beutel aus dem Tank rutschen. Durch Verwendung eines Pneumatikzylinders mit größerem Hub (SMC CG1BN32-400) und entsprechenden Abänderungen in der Geometrie des Kippbodens, wird nun ein Winkel von 40° erreicht werden. Ebenfalls neu überarbeitet wurde die Rutsche und zugehörige Koppelung zur seitlichen Tankwand, damit auch diese einen Neigungswinkel von 40° erreicht. Somit wird sichergestellt, dass selbst bei den ungünstigsten Bedingungen und zusätzlicher Hangneigung die Entleerung des Tanks problemlos funktioniert. Die Bestimmung der notwendigen Zylinderkraft erfolgt wie in Kapitel 6.3 beschrieben und befindet sich im Anhang.

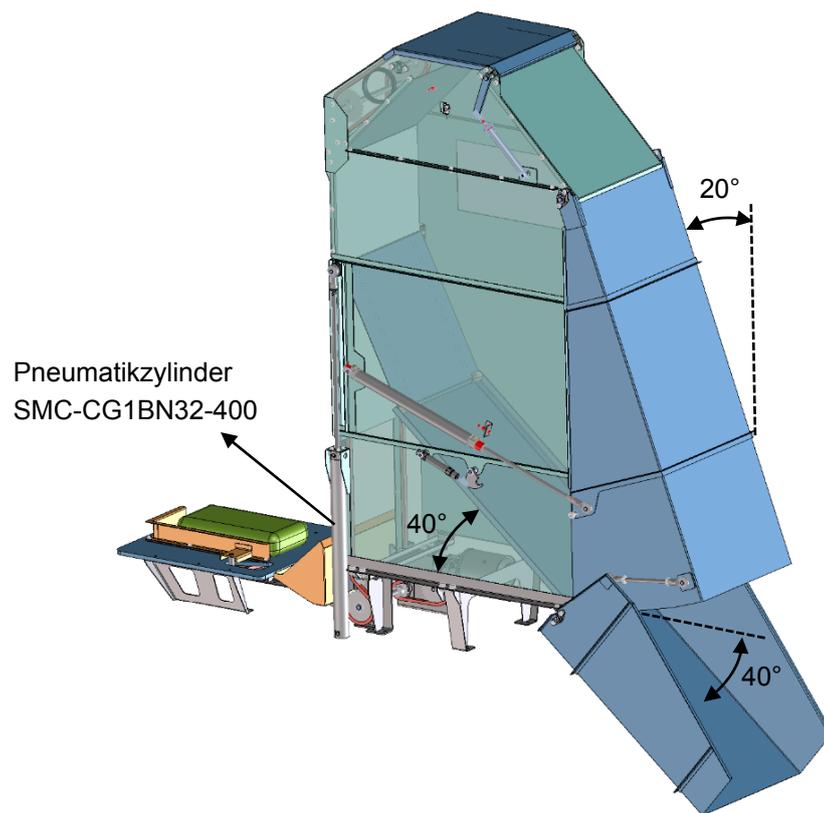


Abbildung 68: Entleeren des Lagers

In der Abbildung 69 ist eine isometrische Gesamtansicht des Parzellenmähdreschers mit dem entworfenen Probenlager im Entladungszustand dargestellt. Aus dieser Darstellung können die Abmessungen der Entladehöhe sowie der horizontale Abstand zum Mähdrescher entnommen werden. Zur Vollständigkeit sind in Abbildung 70 noch Grund-, Auf- und Seitenriss des montierten Gesamtentwurfs dargestellt.



Abbildung 69: Isometrische Ansicht der Gesamtentwurf V6



Abbildung 70: Grund-, Auf- und Seitenriss des Gesamtentwurf V6

6.8.1 Vorläufige Stückliste

Für den gezeigten Gesamtentwurf wurde eine vorläufige Stückliste erarbeitet. Diese wurde entsprechend der Baugruppen strukturiert und besteht aus insgesamt 237 Positionen und 859 Teilen. In folgender Abbildung 71 ist nur ein kleiner Auszug der Stückliste zu sehen, die vollständige Auflistung aller Positionen befindet sich im Anhang.

Baugruppe: Kettentrieb					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Befestigungswinkel	Blechbiegeteil 3mm	1	St02Fa	
2	Befestigungswinkel	Blechbiegeteil 3mm	1	St02Fa	
3	Versteifungsrippe	Blechbiegeteil 3mm	2	St02Fa	
4	Kettenspanner	Blechbiegeteil 5mm	2	St37.2	
5	Anschlag_Kettenspanner	Blechbiegeteil 2mm	2	St02Fa	
6	Antriebswelle	Drehteil	1	E295	
7	Welle	Drehteil	4	E295	
8	Flanschlager d12	Igus EFOM-12	10		
9	Antriebsmotor Schn.Getriebe 12V	Nidec 402-826	1		20-112-434
10	Kettenrad_Motor	Kettenrad 06B-1 Z13	1	C45	
11	Kettenrad	Kettenrad 06B-1 Z27	6	C45	
12	Kettenrad_Antriebswelle				

Abbildung 71: Auszug Stückliste V6

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Arbeit wurde ein System zur automatischen Lagerung von Feldfruchtproben auf Parzellenmähdreschern entwickelt. Dieses wird in Kombination mit einer vorgelagerten Verpackungsmaschine auf speziellen Feldversuchsmähdreschern zur vollautomatischen Probennahme verwendet. Die in Beuteln abgepackten Feldfrüchte werden vom Lagersystem übernommen und über eine horizontale und anschließende vertikale Fördereinheit in einem Tank am Fahrzeug gespeichert. Nach Erreichen einer maximalen Lagerkapazität von 270 Liter kann das Lager per Knopfdruck in ein nebenstehendes Fahrzeug oder Behältnis entleert werden.

Die Konstruktion des Lagersystems wurde auf Basis VDI-Richtlinie 2221 durchgeführt und entsprechend dem Produktentwicklungszyklus in die drei Phasen „Planen und Klären der Aufgabenstellung“, „Konzipieren“ und „Entwerfen“ unterteilt. Bevor jedoch mit der Klärung der Aufgabenstellung begonnen werden konnte, mussten die Grundlagen in den Bereichen Parzellenmähdrescher, Probennahme und deren Lagerung angeeignet werden. Anschließend konnte im Zuge einer systematischen Aufarbeitung die genauen Anforderungen an das zu entwerfenden Lagersystem geklärt und präzisiert werden. Besonders die räumlichen Bedingungen, die geringen Herstellkosten und die Handhabung der laschen Beutel stellten Herausforderungen an die Konstruktion dar.

Zum Erfüllen der geforderten Funktionen des Lagers wurde eine Vielzahl an Wirkprinzipien gefunden, welche zu insgesamt neun unterschiedlichen Lösungsvarianten kombiniert wurden. Nach näherer Konkretisierungsarbeit stellte sich heraus, dass nur vier dieser Lösungen im verfügbaren Bauraum umgesetzt werden können. Mit Hilfe einer technisch-wirtschaftlichen Bewertung wurde schlussendlich die geeignetste Lösung ausgewählt und den Anforderungen entsprechend feingestaltet.

Die ausgewählte Lösung verwendet einen pneumatischen Schieber, welcher mittels einer Dreh-Schiebebewegung den Beutel zunächst horizontal befördert. Zur vertikalen Förderung und zum Einlagern der Beutel hat sich ein doppelter Kettentrieb als am geeignetsten erwiesen. Durch die mittige Befüllung des Lagers kann auf eine zusätzliche aktive Verteilung der Beutel im Lager verzichtet werden, was zu einer geringeren Komplexität des Systems beiträgt und so eine wirtschaftliche Gesamtlösung sicherstellt. Die Entleerung des Lagers erfolgt mittels eines kippbaren Tankbodens per Schwerkraft. Der hierfür notwendige Neigungswinkel wurde in diversen Versuchen ermittelt.

In den nächsten Schritten soll die erarbeitete Lösung ausgewählten Kunden der Fa. Wintersteiger vorgestellt werden. Bei entsprechendem Zuspruch soll im kommenden Jahr ein erster Prototyp gebaut und am Mähdrescher getestet werden.

Literaturverzeichnis

Böge, A., Böge, W. (Hrsg.): Handbuch Maschinenbau, Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik, Auflage 22, Springer Verlag, Wiesbaden, 2015

Deutsches Institut für Normung: DIN 6892 - Mitnehmerverbindungen ohne Anzug - Passfeder - Berechnung und Gestaltung, Beuth Verlag, Berlin, 2012

Lipsmeier, A. (Hrsg.): Friedrich Tabellenbuch, Metall- und Maschinentechnik, Auflage 167, Bildungsverlag EINS, Troisdorf, 2005

Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K. H.: *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung, Methoden und Anwendung*, Auflage 7, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006

Verein Deutscher Ingenieure: *VDI 2221 – Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, Beuth Verlag, Düsseldorf, 1993

Verein Deutscher Ingenieure: *VDI 2225 – Technisch-wirtschaftliches Konstruieren, Technisch-wirtschaftliche Bewertung*, Beuth Verlag, Düsseldorf, 1998

Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D., & Voßiek, J.: *Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung*, Auflage 19, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2009

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Parzellenmähdrescher der Fa. Wintersteiger	3
Abbildung 2: Parzellen zur Saatgutforschung	3
Abbildung 3: Arbeiter beim manuellen Absacken einer Probe	4
Abbildung 4: Probenförderband	5
Abbildung 5: Automatisches Kistenlager	6
Abbildung 6: Schlittenabsackung ⁵	6
Abbildung 7: Funktionsprinzip einer Schlauchbeutelmaschine	7
Abbildung 8: Hauptarbeitsschritte beim Entwickeln und Konstruieren	9
Abbildung 9: Hauptmerkmalliste	12
Abbildung 10: Verfügbarer Bauraum am Mähdrescher	13
Abbildung 11: Skizze des verfügbaren Bauraums	14
Abbildung 12: Hauptabmessungen des Bauraums	14
Abbildung 13: Arbeitsschritte beim Konzipieren	19
Abbildung 14: Funktionsstruktur - Gesamtfunktion	21
Abbildung 15: Funktionsstruktur – Teilfunktionen	21
Abbildung 16: Funktionsstruktur - Teilfunktionen (detailliert)	22
Abbildung 17: Ordnungsschema mit Wirkprinzipien	23
Abbildung 18: Morphologischer Kasten	31
Abbildung 19: Skizze Versuchsaufbau	32
Abbildung 20: Foto Versuchsaufbau	32
Abbildung 21: Ermittlung des Schüttwinkels	34
Abbildung 22: Skizze Lösungsvariante V1	35
Abbildung 23: Skizze Lösungsvariante V2	37
Abbildung 24: Skizze Lösungsvariante V3	38
Abbildung 25: Skizze Lösungsvariante V5	39
Abbildung 26: Skizze Lösungsvariante V6	40
Abbildung 27: Skizze Lösungsvariante V8	41
Abbildung 28: Skizze Lösungsvariante V9	42
Abbildung 29: Arbeitsschritte beim Entwerfen	45
Abbildung 30: Zuverlässigkeit und Sicherheit	46
Abbildung 31: Gestaltungsrichtlinien für Biegeteile	49
Abbildung 32: Vorentwurf V3	51
Abbildung 33: Drehen und Fördern	52
Abbildung 34: Drehen und Fördern (Ansicht unten)	53
Abbildung 35: Fördern vertikal 1	54
Abbildung 36: Fördern vertikal 2	54
Abbildung 37: Fördern vertikal, Antrieb	54
Abbildung 38: Verteilklappe	55
Abbildung 39: Verteilklappe und Lagervolumen	55
Abbildung 40: Entleeren des Lagers	56
Abbildung 41: Geneigter Tankboden zum Entleeren	57

Abbildung 42: Ablaufdiagramm V3	58
Abbildung 43: Vorentwurf V4	60
Abbildung 44: Befüllung V4	61
Abbildung 45: Ablaufdiagramm V4	61
Abbildung 46: Vorentwurf V6 (Position 1).....	63
Abbildung 47: Vorentwurf V6 (Position 2).....	63
Abbildung 48: Drehschieber (Ansicht von unten).....	64
Abbildung 49: Ablaufdiagramm V6	65
Abbildung 50: Vorentwurf V7	66
Abbildung 51: Fördern vertikal V7	67
Abbildung 52: Führungsschiene V7	67
Abbildung 53: Führungsprofil V7	68
Abbildung 54: Einlagern V7	68
Abbildung 55: Ablaufdiagramm V7	68
Abbildung 56: Punktebewertungsskala.....	72
Abbildung 57: Technisch - wirtschaftliche Bewertung.....	73
Abbildung 58: Stärkediagramm	74
Abbildung 59: Herstellkosten zu technische Wertigkeit	75
Abbildung 60: Gesamtentwurf V6	76
Abbildung 61: Verriegelung	77
Abbildung 62: Regenschutz offen.....	77
Abbildung 63: Antrieb Kettentrieb und Spannvorrichtung.....	78
Abbildung 64: Tank geteilt	79
Abbildung 65: Schieber	79
Abbildung 66: Schale (Position unten).....	79
Abbildung 67: Schale (Position oben).....	79
Abbildung 68: Entleeren des Lagers.....	80
Abbildung 69: Isometrische Ansicht der Gesamtentwurf V6	81
Abbildung 70: Grund-, Auf- und Seitenriss des Gesamtentwurf V6	81
Abbildung 71: Auszug Stückliste V6	82

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anforderungsliste - Seite 1.....	17
Tabelle 2: Anforderungsliste - Seite 2.....	18
Tabelle 3: Wirkprinzipien - Beutel drehen.....	24
Tabelle 4: Wirkprinzipien - Beutel fördern horizontal.....	24
Tabelle 5: Wirkprinzipien - Beutel fördern vertikal.....	25
Tabelle 6: Wirkprinzipien - Beutel verteilen.....	26
Tabelle 7: Wirkprinzipien - Beutel speichern.....	26
Tabelle 8: Wirkprinzipien - Beutel entleeren.....	27
Tabelle 9: Auswahlliste Wirkprinzipien (Seite 1).....	29
Tabelle 10: Auswahlliste Wirkprinzipien (Seite 2).....	30
Tabelle 11: Ergebnisse Reibversuch.....	33
Tabelle 12: Ergebnisse Reibversuch (feuchte Oberfläche).....	33
Tabelle 13: Auswahlliste der Lösungsvarianten.....	43
Tabelle 14: Kostenabschätzung V3.....	59
Tabelle 15: Kostenabschätzung V4.....	62
Tabelle 16: Kostenabschätzung V6.....	65
Tabelle 17: Kostenabschätzung V7.....	69

Abkürzungsverzeichnis

bzw.	beziehungsweise
d.h.	das heißt
€	Euro
z.B.	zum Beispiel
vgl.	Vergleiche
etc.	et cetera
ca.	circa
lt.	laut
geg.	gegeben
mind.	mindestens
max.	maximal
Min.	Minute
ISO	International Organization for Standardization
DIN	Deutsches Institut für Normung
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
S.	Seite
ind.	induktiv
t	Tonne
kg	Kilogramm
l	Liter
ml	Milliliter
m ³	Kubikmeter
m	Meter
cm	Zentimeter
mm	Millimeter
km/h	Kilometer pro Stunde
h	Stunde
s	Sekunde
N	Newton
Nm	Newtonmeter
kW	Kilowatt
°	Grad
°C	Celsius
Fa.	Firma

Änder.	Änderung
Verantw.	Verantwortlicher
techn.	technisch
V	Volt
DC	Gleichspannung
Geschw.	Geschwindigkeit
Bew.	Bewegung
sichergest.	sichergestellt
def.	definiert
zus.	zusätzlich
u.	und
notw.	notwendig
Stollenb.	Stollenband
vorh.	vorhanden
ind.	induktiv
ges.	gesamt
%	Prozent

Anhang

Anhang A: Berechnungen

- Berechnungen Gesamtentwurf V6
- Berechnungen Vorentwurf V3
- Berechnungen Vorentwurf V4
- Berechnungen Vorentwurf V7

Anhang B: Vorläufige Stückliste Gesamtentwurf V6

Anhang C: Datenblätter

V6 - Berechnungen zur Dimensionierung (Gesamtlösung)

1. Berechnung zur Auslegung des Pneumatikzylinders zum Drehen der Beutel

Angaben:

$V_B := 21$ Beutelvolumen

$\rho_S := 0.7 \frac{\text{kg}}{\text{l}}$ Schüttdichte

$b_B := 0.15\text{m}$ Beutelbreite (max.)

$l_B := 0.3\text{m}$ Beutellänge (max.)

$m_B := V_B \cdot \rho_S = 1.4\text{kg}$ Masse Beutel

$m_{\text{Schieber}} := 0.6\text{kg}$ Masse Schieber

$\mu := 0.3$ Reibwert (Stahl - Kunststoff)

$a := 0.175\text{m}$ Abstand laut Skizze

$b := 0.115\text{m}$ Achsabstand Kettenrad 1 zu Kettenrad 2

$c_{\text{Start}} := 0.1167\text{m}$ Abstand laut Skizze am Beginn des Drehvorgangs

$c_{\text{min}} := 0.082\text{m}$ min. auftretender Abstand c

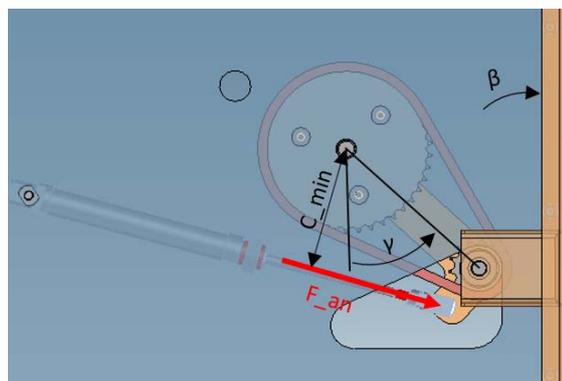
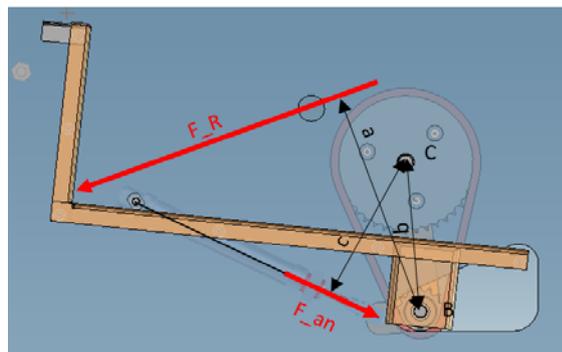
$\beta := 135^\circ$ not. Drehwinkel des Schiebers bezogen auf den Hebel

$\gamma := 45^\circ$ not. Drehwinkel des Hebels

$u := \frac{\gamma}{\beta} = 0.333$ Übersetzungsverhältnis der beiden Kettenräder

$Z_1 := 42$ Zähnezah Kettenrad 1

$Z_2 := \frac{42}{3} = 14$ Zähnezah Kettenrad 2



$$m_G := m_B + m_{\text{Schieber}} = 2 \text{ kg} \quad \text{Masse gesamt}$$

$$F_R := m_G \cdot g \cdot \mu = 5.884 \text{ N} \quad \text{Reibkraft}$$

$$M_R := F_R \cdot a = 1.03 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment durch Reibung}$$

Überschlägige Abschätzung des Beschleunigungsmoments bei Rotation um das Kettenrad 2:

$$J_B := 0.0104 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{Massenträgheitsmoment des Beutels um das Kettenrad 2 (CAD)}$$

$$J_{\text{Schieber}} := 0.0182 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{Massenträgheitsmoment des Schiebers um das Kettenrad 2 (CAD)}$$

$$J_G := J_B + J_{\text{Schieber}} = 0.029 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad \text{Massenträgheitsmoment ges. um das Kettenrad 2}$$

$$t_{\text{Drehen}} := 1.5 \text{ s} \quad \text{Zeit für ges. Drehvorgang}$$

$$t_{a_Drehen} := 0.1 \text{ s} \quad \text{Beschleunigungszeit (abgeschätzt)}$$

$$\omega := \frac{\beta}{t_{\text{Drehen}}} = 1.571 \frac{1}{\text{s}} \quad \text{Winkelgeschwindigkeit des Schiebers bezogen auf den Hebel}$$

$$\alpha := \frac{\omega}{t_{a_Drehen}} = 15.708 \frac{1}{\text{s}^2} \quad \text{Winkelbeschleunigung}$$

$$M_a := J_G \cdot \alpha = 0.449 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment zum Überwinden der Trägheitskraft}$$

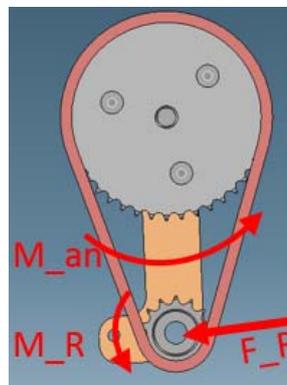
Aufgrund des geringen Beschleunigungsmoments wird dieses in der weiteren Rechnung vernachlässigt und nur mehr das Reibmoment berücksichtigt.

Prinzip der virtuellen Verschiebung

$$M_{\text{an}} \cdot d\gamma = M_R \cdot d\beta + F_R \cdot ds$$

$$d\beta = 3 \cdot d\gamma \quad ds = b \cdot d\gamma$$

$$M_{\text{an}} \cdot d\gamma = M_R \cdot 3 \cdot d\gamma + F_R \cdot b \cdot d\gamma$$



Anstatt der angreifenden Antriebskraft wurde zur Berechnung ein Antriebsmoment M_{an} eingeführt.

$$M_{\text{an}} := 3 \cdot M_R + F_R \cdot b = 3.766 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Notwendiges Antriebsmoment}$$

$$F_{\text{an}} := \frac{M_{\text{an}}}{c_{\text{min}}} = 45.924 \text{ N} \quad \text{Notwendige Antriebskraft}$$

--> Gewählter Zylinder: Festo DSNU16-80-P-A

$$d_K := 16 \text{ mm} \quad \text{Kolbendurchmesser}$$

$$h_{\text{Zyl}} := 80 \text{ mm} \quad \text{Zylinderhub}$$

$$p := 6 \text{ bar} \quad \text{Luftdruck Pneumatik}$$

$$F_{\text{Zyl}} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 120.637 \text{ N} \quad \text{Vorschubkraft Zylinder}$$

Die notwendige Antriebskraft wird mit genügend Sicherheit erreicht.

2. Abschätzung der Kettenbelastung

$$Z_2 = 14 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2}$$

$$d_2 := 35.95 \text{ mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser Kettenrad 2}$$

$$F_{\text{Kette}} := \frac{M_R}{d_2} \cdot 2 = 57.285 \text{ N} \quad \text{Kettenzugkraft (Roloff-Matek S.625)}$$

Die Fliehzugkraft kann lt. Roloff-Matek S.625 bei Kettengeschw. unter $v=7 \text{ m/s}$ vernachlässigt werden. Ebenso muss der Stützzug nicht berücksichtigt werden.

$$K_A := 2 \quad \text{Erhöhter Anwendungsfaktor bedingt durch Stoßbelastung}$$

$$F_{\text{ges}} := F_{\text{Kette}} \cdot K_A = 114.57 \text{ N} \quad \text{auftretende Gesamtkraft der Kette}$$

--> Gewählte Kette: Iwis Einfachrollenkette DIN ISO 606 05 B-1 (Kettenhandbuch S.12)

$$F_{K_Bruch} := 5000 \quad \text{Bruchlast laut Norm}$$

Die zulässige Bruchkraft wird stark unterschritten und daher kann auf eine genaue Nachrechnung der Kette verzichtet werden.

3. Berechnung Kettenlänge und Achsabstand:

$$p_K := 8 \text{ mm} \quad \text{Teilung der Kettenglieder}$$

Berechnung laut Roloff-Matek Maschinenlemente S.620 - 621

$$X_{\text{berechnet}} := 2 \cdot \frac{b}{p_K} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_K}{b} = 58.131 \quad \text{Berechnete Anzahl der Kettenglieder}$$

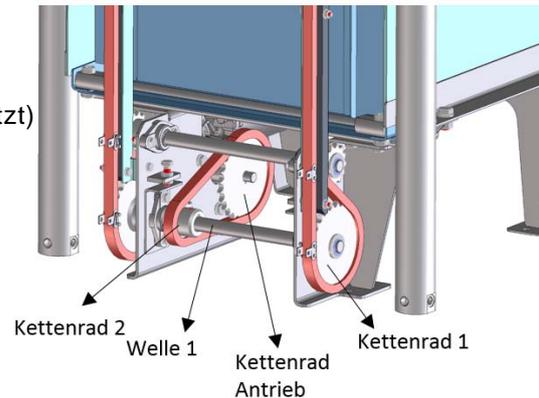
$$X := 58 \quad \text{Gewählte Anzahl Kettenglieder (wichtige gerade Anzahl)}$$

$$b_{\text{neu}} := \frac{p_K}{4} \left[X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right] = 114.447 \cdot \text{mm}$$

--> Berechneter Achsabstand der Kettenräder

4. Berechnung der Antriebsleistung zum Fördern vertikal:

$$\begin{aligned}
 s_{\text{Kette}} &:= 1.585 \text{ m} && \text{Förderweg} \\
 t_{\text{Hub}} &:= 4 \text{ s} && \text{max. Förderzeit} \\
 t_{a_Hub} &:= 0.25 \text{ s} && \text{Beschleunigungszeit (geschätzt)} \\
 m_{\text{Schale}} &:= 1.1 \text{ kg} && \text{Masse der Schale} \\
 m_{\text{B}} &:= 1.4 \text{ kg} && \text{Masse Beutel} \\
 v &:= \frac{s_{\text{Kette}}}{t_{\text{Hub}}} = 0.396 \frac{\text{m}}{\text{s}} && \text{Fördergeschwindigkeit} \\
 a &:= \frac{v}{t_{a_Hub}} = 1.585 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} && \text{Beschleunigung}
 \end{aligned}$$



Die notwendige Antriebsleistung wird anhand der Gewichtskraft und der translatorischen Trägheit (Schale und Beutel) näherungsweise berechnet.

$$F_a := (m_B + m_{\text{Schale}}) \cdot a = 3.963 \text{ N} \quad \text{trans. Trägheitskraft}$$

$$F_G := (m_B + m_{\text{Schale}}) \cdot g = 24.517 \text{ N} \quad \text{Gewichtskraft}$$

$$Z_1 := 27 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 1 auf Welle 1}$$

$$d_1 := 82.05 \cdot \text{mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser Kettenrad 1}$$

$$M_1 := (F_a + F_G) \cdot \frac{d_1}{2} = 1.168 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Moment auf Welle 1}$$

--> Gewählter Motor: Nidec 12V Schneckengetriebemotor 402 826; SAP-Nr.: 20-112-434

$$n_N := 47 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Nenn Drehzahl Motor}$$

$$M_N := 6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Motorenennmoment}$$

$$\omega_1 := \frac{v}{d_1} \cdot 2 = 9.659 \frac{1}{\text{s}} \quad f_1 := \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 1.537 \frac{1}{\text{s}}$$

$$n_1 := f_1 = 92.234 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Drehzahl der Welle 1}$$

$$Z_2 := 13 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2 auf Welle 1}$$

$$n_a := n_N = 47 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Antriebsdrehzahl}$$

$$u := \frac{n_1}{n_a} = 1.962 \quad \text{erf. Übersetzung}$$

$$Z_{a_berechnet} := u \cdot Z_2 = 25.512$$

$$Z_a := 27 \quad \text{gewählte Zähnezahl Antriebskettenrad}$$

$$u := \frac{Z_a}{Z_2} = 2.077 \quad \text{gewählte Übersetzung}$$

$$M_{a_erf} := M_1 \cdot u = 2.427 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Antriebsmoment}$$

--> Das erforderliche Antriebsmoment wird durch den gewählten Motor gut abgedeckt.

$$t_{\text{Hub_ber}} := \frac{s_{\text{Kette}}}{\frac{d_1}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot (n_a \cdot u)} = 3.779 \text{ s} \quad \text{Tatsächliche Zeit zum vertiklen Fördern}$$

Erreichbare minimale Taktzeit zum Einlagern eines Beutel:

$$t_{\text{Takt}} := t_{\text{Drehen}} + 1\text{s} + t_{\text{Hub_ber}} + 1\text{s} + t_{\text{Hub_ber}} = 11.059 \text{ s}$$

5. Die Berechnung der Scheibenfederverbindung des Antriebsmotors erfolgt über die Bestimmung der zulässigen Flächenpressung.

Kettenrad Antrieb: Z=27 Werkstoff C45 Re=430 N/mm² (Friedrich Tabellenbuch S.3-18)

Scheibenfeder DIN 6888 3x6,5: Werkstoff E335 Re=335 N/mm² (Friedrich Tabellenbuch S.3-18 und S.4-21)

$$R_e := 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Re des schwächeren Werkstoffes}$$

$$S_F := 1.5 \quad \text{Sicherheitsfaktor laut Roloff-Matek Tabellenbuch S.126}$$

$$p_{\text{zul}} := \frac{R_e}{S_F} = 236.667 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Zulässige Flächenpressung Formel laut Roloff-Matek S.376}$$

$$A_{\text{Trag}} := (6.5\text{mm} - 5.3\text{mm}) \cdot 15.72\text{mm} = 1.886 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad \text{Tragende Fläche der Scheibenfeder auf Seiten des Kettenrad}$$

$$K_A := 1.25 \quad \text{Anwendungsfaktor entnommen DIN 6892 S.23}$$

$$d_a := 10\text{mm} \quad \text{Wellendurchmesser Antriebsmotor}$$

$$p_m := \frac{M_{a_erf} \cdot K_A \cdot 2}{d_a \cdot A_{\text{Trag}}} = 32.159 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Vorhandene Flächenpressung}$$

6. Berechnung der Passfederverbindung von Welle 1 und Kettenrad 2 (nach DIN 6892 Methode C)

Kettenrad 2: Z=13 Werkstoff C45 Re=430 N/mm² (Friedrich Tabellebuch S.3-18)

Passfeder: DIN 6885 - A 5x5x20 Werkstoff E295 Re=295 N/mm² (Friedrich Tabellenbuch S.3-18 und S.4-21)

$$R_e := 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Re des schwächeren Werkstoffes}$$

$$h := 5\text{mm} \quad \text{Abmessung der Passfeder}$$

$$t_1 := 3\text{mm}$$

$$p_{\text{zul}} := 0.9 \cdot R_e = 265.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Zulässige Flächenpressung}$$

$$l_{\text{tr}} := 15\text{mm} \quad \text{Tragende Länge}$$

$$K_A := 1.25 \quad \text{Anwendungsfaktor entnommen DIN 6892 S.23}$$

$$d_1 := 14\text{mm} \quad \text{Wellendurchmesser}$$

$$M_{tzul} := p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d_1}{2} = 55.755 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Zulässiges Moment}$$

$$M_1 = 1.168 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment an Welle 1}$$

$$M_{teq} := K_A \cdot M_1 = 1.46 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Äquivalentes Torsionsmoment deutlich geringer als zul. Moment}$$

$$f_L := 1.2 \quad \text{Lastspitzenhäufigkeit lt. DIN 6892 S.18 mit } 10^6 \text{ Lastspitzen}$$

$$M_{tmax} := f_L \cdot M_{tzul} = 66.906 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Kurzzeitig zulässiges Maximalmoment}$$

7. Berechnung der Passfederverbindung von Welle 1 und Kettenrad 1 (nach DIN 6892 Methode C)

Kettenrad 1: Z=27 Werkstoff C45 Re=430 N/mm² (Friedrich Tabellebuch S.3-18)

Passfeder: DIN 6885 - A 4x4x20 Werkstoff E295 Re=295 N/mm² (Friedrich Tabellenbuch S.3-18 und S.4-21)

$$R_e := 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Re des schwächeren Werkstoffes}$$

$$h := 4\text{mm} \quad \text{Abmessung der Passfeder}$$

$$t_1 := 2.5\text{mm}$$

$$p_{zul} := 0.9 \cdot R_e = 265.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Zulässige Flächenpressung}$$

$$l_{tr} := 16\text{mm} \quad \text{Tragende Länge}$$

$$K_A := 1.25 \quad \text{Anwendungsfaktor entnommen DIN 6892 S.23}$$

$$d_1 := 12\text{mm} \quad \text{Wellendurchmesser}$$

$$M_{tzul} := p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d_1}{2} = 38.232 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Zulässiges Moment}$$

$$M_{1_2} := \frac{M_1}{2} \quad \text{Moment an Welle 1 Kettenrad 1}$$

$$M_{teq} := K_A \cdot M_{1_2} = 0.73 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Äquivalentes Torsionsmoment deutlich geringer als zul. Moment}$$

$$f_L := 1.2 \quad \text{Lastspitzenhäufigkeit lt. DIN 6892 S.18 mit } 10^6 \text{ Lastspitzen}$$

$$M_{tmax} := f_L \cdot M_{tzul} = 45.878 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Kurzzeitig zulässiges Maximalmoment}$$

8. Auf eine Nachrechnung der vertikalen Kette (06B-1; 9000N) kann aufgrund der geringen auftretenden Belastungen verzichtet werden.

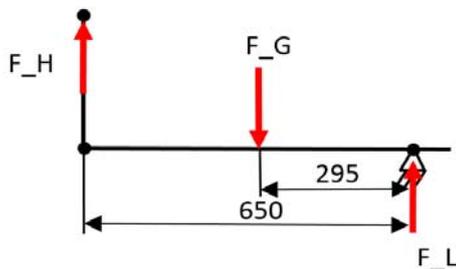
9. Dimensionierung der Lagerung der Wellen:

Igus Igubal EFOM12 Fr = 1100N Frmax = 2200N

--> Die auftretenden Belastungen liegen deutlich unter den zulässigen Belastungswerten der Lager

10. Berechnung zur Auslegung des Zylinder für den Kippboden

Zur Berechnung wurde der ungünstigste Fall angenommen: Tank öffnet, es bleiben alle Beutel im Tank und müssen bei der Kippbewegung mitbewegt werden.



$$V_{\text{Tank}} := 270\text{L}$$

Tankvolumen

$$V_{\text{Proben}} := V_{\text{Tank}} \cdot 0.75 = 202.5\text{ L}$$

Volumen an Proben

$$m_{\text{Proben}} := \rho_S \cdot V_{\text{Proben}} = 141.75\text{ kg}$$

Masse der Proben im Tank

$$F_G := m_{\text{Proben}} \cdot g = 1.39 \times 10^3\text{ N}$$

Gewichtskraft der Proben

$$F_H := F_G \cdot \frac{295\text{mm}}{650\text{mm}} = 630.888\text{ N}$$

Notwendige Kraft zum Heben

$$F_{\text{Zyl_erf}} := \frac{F_H}{2} = 315.444\text{ N}$$

Notwendige Kraft je Zylinder

--> Gewählter Zylinder: SMC CG1BN32-400

$$d_K := 32\text{mm}$$

Kolbendurchmesser

$$F_{\text{Zyl}} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 482.549\text{ N}$$

Zylinderdruckkraft

11. Berechnung der Gleitlagerbuchse im Auflager des Tankbodens

$$F_L := F_G - F_H = 759.204\text{ N}$$

Auflagerkraft

$$F_{\text{Lager}} := \frac{F_L}{2} = 379.602\text{ N}$$

Kraft je Lager

--> Gewähltes Lager: Iglur Iglidur GFM-121418-12; d12; b14

$$d_L := 12\text{mm}$$

Durchmesser Lagerbuchse

$$b_L := 14\text{mm}$$

Breite Lagerbuchse

$$p_{\text{Lager_zul}} := 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

max. zul. Flächenpressung

$$p_{\text{Lager}} := \frac{F_{\text{Lager}}}{d_L \cdot b_L} = 2.26 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

auftretende Flächenpressung

Die auftretende Flächenpressung liegt deutlich unter der vom Lager tragbaren Flächenpressung

12. Abschätzung der tragenden Achse bezüglich Abscherung

$d := 12\text{mm}$	Durchmesser der Achse
$K_A := 2$	Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren
$F_{\text{Nenn}} := F_{\text{Lager}} \cdot K_A = 759.204\text{ N}$	auf tretende Kraft
$\tau_{\text{max}} := \frac{K_A \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right)} = 13.426 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Schubspannung
$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1
$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

13. Abschätzung der Verbindungsachse des Kippbodens auf Abscherung

$d := 10\text{mm}$	Durchmesser der Achse
$K_A := 2$	Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren
$F_{\text{Nenn}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 630.888\text{ N}$	auf tretende Kraft
$\tau_{\text{max}} := \frac{K_A \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right)} = 16.065 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Schubspannung
$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1
$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

14. Auswahl der Schraube ISK M8x25 10.9 erfolgt laut Roloff Matek Tabelle TB 8-13 S.104

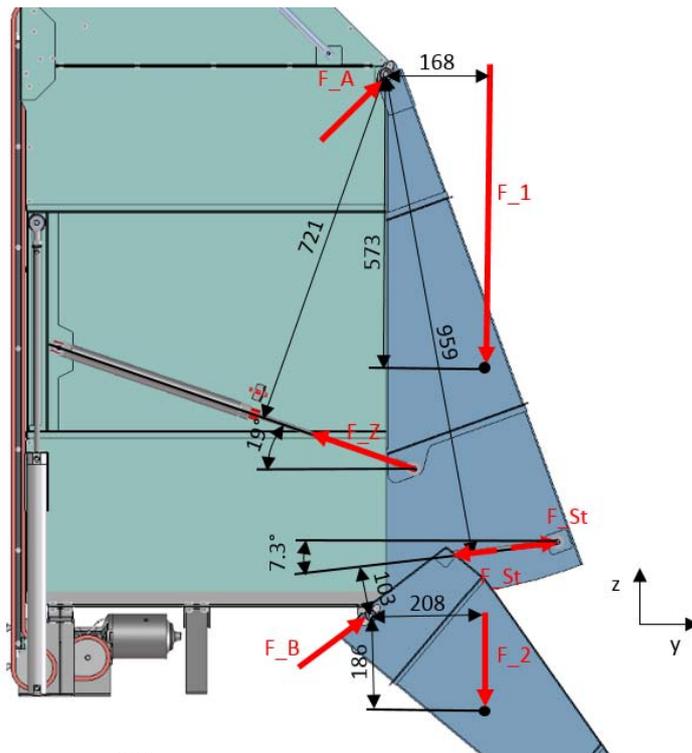
Laut Tabelle kann eine dyn. Axialkraft bis 6300 N ertragen werden.

$F_{\text{axial}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 630.888\text{ N}$	auf tretende Axialkraft
--	-------------------------

15. Berechnung der Antriebskraft zum Öffnen und Schließen des Tankes

$m_1 := 8.6\text{kg}$	Masse Klappe
$m_2 := 5.6\text{kg}$	Masse Rutsche
$F_1 := m_1 \cdot g = 84.337\text{ N}$	Gewichtskraft Klappe
$F_2 := m_2 \cdot g = 54.917\text{ N}$	Gewichtskraft Rutsche

Zunächst wird die notwendige Zugkraft des Zylinders zum Schließen des Tankes berechnet:



$$F_{St} := F_2 \cdot \frac{208 \text{ mm}}{103 \text{ mm}} = 110.901 \text{ N}$$

$$F_Z := \frac{F_{St} \cdot 959 \text{ mm} - F_1 \cdot 168 \text{ mm}}{721 \text{ mm}} = 127.857 \text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Zug} := \frac{F_Z}{2} = 63.929 \text{ N} \quad \text{erf. Zugkraft des Zylinders}$$

Überprüfung des Falles einer seitlichen Neigung des Fahrzeuges von 10° um die pos. x-Achse:

$$F_{St} := \frac{F_2 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 208 \text{ mm} + F_2 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 186 \text{ mm}}{103 \text{ mm}} = 126.437 \text{ N}$$

$$F_Z := \frac{F_{St} \cdot 959 \text{ mm} - F_1 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 168 \text{ mm} - F_1 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 573 \text{ mm}}{721 \text{ mm}} = 137.182 \text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Zug} := \frac{F_Z}{2} = 68.591 \text{ N} \quad \text{erf. Zugkraft des Zylinders}$$

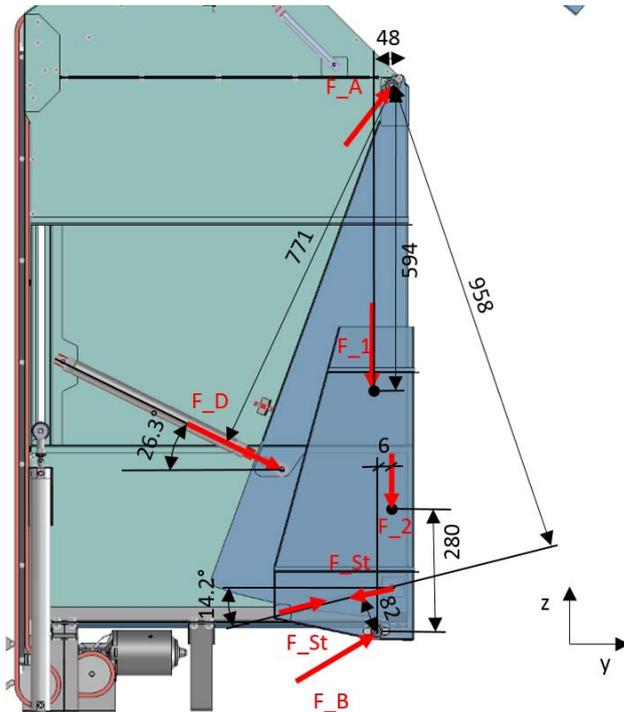
Überprüfung des Falles einer seitlichen Neigung des Fahrzeuges von -10° um die pos. x-Achse:

$$F_{St} := \frac{F_2 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 208 \text{ mm} - F_2 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 186 \text{ mm}}{103 \text{ mm}} = 91.995 \text{ N}$$

$$F_Z := \frac{F_{St} \cdot 959 \text{ mm} - F_1 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 168 \text{ mm} + F_1 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 573 \text{ mm}}{721 \text{ mm}} = 114.648 \text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Zug} := \frac{F_Z}{2} = 57.324 \text{ N} \quad \text{erf. Zugkraft des Zylinders}$$

Berechnung der notwendigen Zylinderdruckkraft zum Öffnen des Tanks:



$$F_{St} := -F_2 \cdot \frac{6\text{mm}}{82\text{mm}} = -4.018\text{ N}$$

$$F_D := \frac{F_{St} \cdot 958\text{mm} - F_1 \cdot 48\text{mm}}{771\text{mm}} = -10.244\text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Druck} := \frac{F_D}{2} = -5.122\text{ N}$$

neg. erf. Druckkraft zum Öffnen des Tanks
--> Zylinder muss zum Verschließen des Tanks unter Zugkraft gehalten werden.

Überprüfung des Fall einer seitlichen Neigung des Fahrzeuges von 10° um die pos. x-Achse:

$$F_{St} := \frac{-F_2 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 6\text{mm} + F_2 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 280\text{mm}}{82\text{mm}} = 28.606\text{ N}$$

$$F_D := \frac{F_{St} \cdot 958\text{mm} - F_1 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 48\text{mm} + F_1 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 594\text{mm}}{771\text{mm}} = 41.656\text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Druck} := \frac{F_D}{2} = 20.828\text{ N}$$

erf. Druckkraft zum Öffnen des Tanks

Überprüfung des Fall einer seitlichen Neigung des Fahrzeuges von 10° um die neg. x-Achse:

$$F_{St} := \frac{-F_2 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 6\text{mm} - F_2 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 280\text{mm}}{82\text{mm}} = -36.52\text{ N}$$

$$F_D := \frac{F_{St} \cdot 958\text{mm} - F_1 \cdot \cos(10^\circ) \cdot 48\text{mm} - F_1 \cdot \sin(10^\circ) \cdot 594\text{mm}}{771\text{mm}} = -61.832\text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Druck} := \frac{F_D}{2} = -30.916\text{ N}$$

neg. erf. Druckkraft zum Öffnen des Tanks
--> Zugkraft

--> Die in allen Belastungsfällen größte erforderliche Zylinderkraft beträgt 68,6 N (Zug)

--> Gewählter Zylinder: Bosch Rexroth 0 822 334 553; 25-10-320

$$d_K := 25\text{mm}$$

$$d_{St} := 10\text{mm}$$

$$F_{Zyl_Druck} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 294.524\text{ N}$$

$$F_{Zyl_Zug} := \frac{(d_K^2 - d_{St}^2) \cdot \pi}{4} \cdot p = 247.4\text{ N}$$

Die gewählte Zylinder erfüllt die geforderten Kräfte mit ausreichend Sicherheit.

16. Berechnung zur Auslegung des Regenschutz-Pneumatikzylinders:

$$m_G := 1.5\text{kg}$$

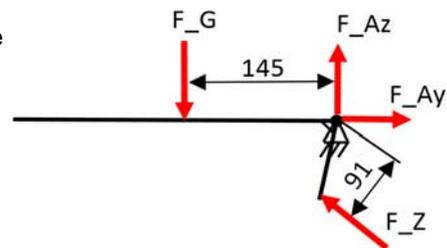
Masse der Klappe

$$F_G := m_G \cdot g = 14.71\text{ N}$$

Gewichtskraft

$$F_Z := \frac{F_G \cdot 145\text{mm}}{91\text{mm}} = 23.439\text{ N}$$

Not. Zylinderkraft



--> Gewählter Zylinder: Festo DSNU16-80-P-A

$$d_K := 16\text{mm} \quad \text{Kolbendurchmesser}$$

$$h_{Zyl} := 80\text{mm} \quad \text{Zylinderhub}$$

$$p := 6\text{bar} \quad \text{Luftdruck Pneumatik}$$

$$F_{Zyl} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 120.637\text{ N}$$

Vorschubkraft Zylinder

--> Die notwendige Antriebskraft wird mit genügend Sicherheit erreicht.

Berechnung des Querstift (nach Roloff-Matek S.284)

$$d_{Welle} := 12\text{mm} \quad \text{Wellendurchmesser}$$

Wellendurchmesser

$$s_N := 4\text{mm} \quad \text{Nabendicke}$$

Nabendicke

Zylinderstift DIN 8734 d4x20mm, 125 HV

$$d_{Stift} := 4\text{mm} \quad \text{Durchmesser Zylinderstift}$$

Durchmesser Zylinderstift

$$R_m := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Richtwert für Normbolzen lt. Roloff S.277

$$\tau_{a_zul} := 0.1 \cdot R_m = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

zul. Schubspannung

$$p_{zul} := 0.25 \cdot R_m = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

zul. Flächenpressung

$$M_T := F_G \cdot 145 \text{ mm} = 2.133 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Nenn Drehmoment}$$

$$K_A := 1.35 \quad \text{Anwendungsfaktor}$$

$$\tau := \frac{4 \cdot K_A \cdot M_T}{d_{\text{Stift}}^2 \cdot \pi \cdot d_{\text{Welle}}} = 19.095 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Scherspannung}$$

$$p_N := \frac{K_A \cdot M_T}{d_{\text{Stift}} \cdot s_N \cdot (d_{\text{Welle}} + s_N)} = 11.248 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Flächenpressung Nabe}$$

$$p_{\text{Welle}} := \frac{6 \cdot K_A \cdot M_T}{d_{\text{Stift}} \cdot d_{\text{Welle}}^2} = 29.995 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Flächenpressung Welle}$$

Berechnung zur Vordimensionierung - Vorentwurf V3

1. Berechnung zur Auslegung des Pneumatikzylinders zum Drehen des Beutels

Angaben:

$V_B := 2l$	Beutelvolumen
$\rho_S := 0.7 \frac{\text{kg}}{\text{l}}$	Schüttdichte
$b_B := 150\text{mm}$	Beutelbreite (max.)
$l_B := 300\text{mm}$	Beutellänge (max.)
$m_B := V_B \cdot \rho_S = 1.4\text{kg}$	Masse des Beutels

Zur Ermittlung des notwendigen Moments zum Drehen der Drehscheibe wird zunächst das Massenträgheitsmoment der Scheibe und des Beutels bestimmt. Der Beutel wird näherungsweise als rechteckig betrachtet. Zur Berechnung des Drehtellers wird die Formel eines Zylinders verwendet.

$J_B := \frac{1}{12} \cdot m_B \cdot (b_B^2 + l_B^2) = 0.013 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	Massenträgheitsmoment Beutel
$m_{\text{Scheibe}} := 0.6\text{kg}$	Masse der Drehscheibe (aus CAD)
$R_{\text{Scheibe}} := 0.159\text{m}$	Radius der Drehscheibe
$J_{\text{Scheibe}} := \frac{1}{2} \cdot m_{\text{Scheibe}} \cdot R_{\text{Scheibe}}^2 = 7.584 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	Massenträgheitsmoment der Scheibe

Das notwendige Moment zum Drehen setzt sich aus einem Beschleunigungsmoment und einem Reibmoment zusammen.

$\beta := 90^\circ$	Drehwinkel der Drehscheibe
$t_{\text{Drehen}} := 2\text{s}$	Zeit zum Drehen
$t_{\text{Drehen_beschl}} := 0.1\text{s}$	Abgeschätzte Zeit zum Beschl. der Scheibe
$\omega := \frac{\beta}{t_{\text{Drehen}}} = 0.785 \frac{1}{\text{s}}$	Winkelgeschwindigkeit der Scheibe
$\alpha := \frac{\omega}{t_{\text{Drehen_beschl}}} = 7.854 \frac{1}{\text{s}^2}$	Winkelbeschleunigung
$M_a := (J_{\text{Scheibe}} + J_B) \cdot \alpha = 0.163 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	Notw. Beschleunigungsmoment

Die vorhandene Reibkraft wird näherungsweise zunächst je Gleitblock berechnet. Hierfür muss die bekannte Gleichung durch die Anzahl der Gleitblöcke dividiert. Der Haftreibungswert zwischen Stahl und PAS-LX Gleitblock wird mit $\mu=0,3$ abgeschätzt.

$\mu := 0.3$	Reibwert Stahl zu PAS-LX
$z := 4$	Anzahl Reibblöcke
$F_R := (m_B + m_{\text{Scheibe}}) \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{1}{z} = 1.471 \text{ N}$	Reibkraft je Gleitblock
$M_R := F_R \cdot R_{\text{Scheibe}} \cdot z = 0.936 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	Reibmoment
$M_{\text{ges}} := M_R + M_a = 1.098 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	ges. Moment zum Drehen der Drehscheibe inkl. Beutel

Berechnung der notw. Zylinderkraft:

$$l_{\text{Hebel}} := 56.56 \text{ mm}$$

Länge des Hebel

$$\alpha := 45^\circ$$

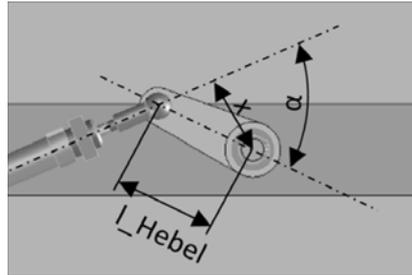
Winkel zw. Zylinder und Hebel
in Anfangs- u. Endposition

$$x := l_{\text{Hebel}} \cdot \sin(\alpha) = 0.04 \text{ m}$$

Momentenabstand

$$F_{\text{erf}} := \frac{M_{\text{ges}}}{x} = 27.459 \text{ N}$$

Erforderliche Kraft zum Drehen



--> Gewählter Pneumatikzylinder: Festo Normzylinder DSNU-16-80-P-A, d=16mm, H=80mm
SAP-Nr.: 33-200-039

$$d := 16 \text{ mm} \quad \text{Kolbendurchmesser}$$

$$p := 6 \text{ bar} \quad \text{Druckluft}$$

$$F_{\text{Zyl}} := \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 120.637 \text{ N}$$

Vorschubkraft Zylinder

2. Berechnung der Antriebsleistung für horizontales Fördern

$$s_{\text{Schieben}} := 40 \text{ cm}$$

Förderweg horizontal

$$t_{\text{Schieben}} := 2 \text{ s}$$

Förderzeit

$$t_{a_Schieben} := 0.25 \text{ s}$$

Beschleunigungszeit (geschätzt)

$$\mu := 0.3$$

Reibwert (geschätzt)

$$v := \frac{s_{\text{Schieben}}}{t_{\text{Schieben}}} = 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Fördergeschwindigkeit

$$m_{\text{Schieber}} := 0.45 \text{ kg}$$

Masse des Schiebers (CAD)

$$Z_1 := 23$$

Zähnezahl Kettenrad 1 auf Welle 1

$$d_1 := 76 \text{ mm}$$

Teilkreisdurchmesser Kettenrad 1

$$\omega_1 := \frac{v}{d_1} \cdot 2 = 5.263 \frac{1}{\text{s}}$$

Winkelgeschwindigkeit Welle 1

$$f_1 := \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 0.838 \frac{1}{\text{s}}$$

Drehfrequenz Welle 1

$$n_1 := f_1 \cdot 60 \cdot \frac{\text{s}}{\text{min}} = 50.259 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Drehzahl Welle 1

Zur Abschätzung des Antriebsmoments werden die Reibung zw. Beutel und Untergrund und die translatorische Trägheitskraft berücksichtigt.

$$F_R := m_B \cdot g \cdot \mu = 4.119 \text{ N} \quad \text{Reibkraft}$$

$$a := \frac{v}{t_{a_Schieben}} = 0.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Beschleunigung}$$

$$F_a := (m_B + m_{\text{Schieber}}) \cdot a = 1.48 \text{ N} \quad \text{Beschleunigungskraft}$$

$$M_1 := (F_R + F_a) \cdot \frac{d_1}{2} = 0.213 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment an Welle 1}$$

--> Gewählter Motor: Nidec 12V Schneckengetriebemotor 403 847, 5Nm, 42 U/min

$$n_a := 37 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Motorenndrehzahl}$$

$$M_N := 5 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Motorenmoment}$$

$$u := \frac{n_a}{n_1} = 0.736 \quad \text{Übersetzung Antriebswelle zu Welle 1}$$

$$Z_2 := 13 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2 auf Welle 1}$$

$$Z_{a_berechnet} := \frac{Z_2}{u} = 17.659$$

$$Z_a := 15 \quad \text{gewählte Zähnezahl des Antriebsekettenrad}$$

$$u := \frac{Z_2}{Z_a} = 0.867$$

$$M_{a_erf} := \frac{M_1}{u} = 0.245 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erforderliches Antriebsmoment}$$

--> Das erforderliche Antriebsmoment liegt somit deutlich unter dem Motorenmoment von 5 Nm. (Ein geeigneter Motor mit geringerem Antriebsmoment befindet sich nicht im Zukaufsortiment der Fa. Wintersteiger.)

$$t_{\text{Schieben_ber}} := \frac{s_{\text{Schieben}}}{\left(\frac{d_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_a}{2 \cdot u} \right)} = 2.354 \text{ s} \quad \text{Berechnete Zeit zum Schieben}$$

3. Berechnung der Antriebsleistung zum Fördern vertikal:

$$s_{\text{Kette}} := 1.520 \text{ m} \quad \text{Förderweg}$$

$$t_{\text{Hub}} := 4 \text{ s} \quad \text{max. Förderzeit}$$

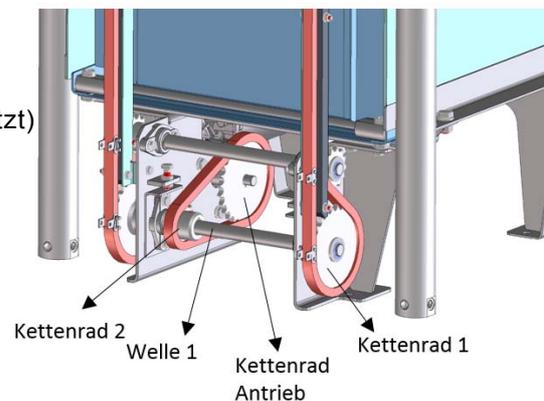
$$t_{a_Hub} := 0.25 \text{ s} \quad \text{Beschleunigungszeit (geschätzt)}$$

$$m_{\text{Schale}} := 1 \text{ kg} \quad \text{Masse der Schale}$$

$$m_B = 1.4 \text{ kg} \quad \text{Masse Beutel}$$

$$v := \frac{s_{\text{Kette}}}{t_{\text{Hub}}} = 0.38 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Fördergeschwindigkeit}$$

$$a := \frac{v}{t_{a_Hub}} = 1.52 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Beschleunigung}$$



Die notwendige Antriebsleistung wird anhand der Gewichtskraft und der translatorischen Trägheit (Schale und Beutel) näherungsweise berechnet.

$$F_a := (m_B + m_{\text{Schale}}) \cdot a = 3.648 \text{ N} \quad \text{trans. Trägheitskraft}$$

$$F_G := (m_B + m_{\text{Schale}}) \cdot g = 23.536 \text{ N} \quad \text{Gewichtskraft}$$

$$Z_1 := 20 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 1 auf Welle 1}$$

$$d_1 := 60.89 \cdot \text{mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser Kettenrad 1}$$

$$M_1 := (F_a + F_G) \cdot \frac{d_1}{2} = 0.828 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Moment auf Welle 1}$$

--> Gewählter Motor: Nidec 12V Schneckengetriebemotor 402 826; SAP-Nr.: 20-112-434

$$n_N := 47 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Nenndrehzahl Motor}$$

$$M_N := 6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Motormenmoment}$$

$$\omega_1 := \frac{v}{d_1} \cdot 2 = 12.482 \frac{1}{\text{s}}$$

$$f_1 := \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 1.986 \frac{1}{\text{s}}$$

$$n_1 := f_1 = 119.19 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Drehzahl der Welle 1}$$

$$Z_2 := 13 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2 auf Welle 1}$$

$$n_a := n_N = 47 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Antriebsdrehzahl}$$

$$u := \frac{n_1}{n_a} = 2.536 \quad \text{erf. Übersetzung}$$

$$Z_{a_berechnet} := u \cdot Z_2 = 32.967$$

$$Z_a := 35 \quad \text{gewählte Zähnezahl Antriebskettenrad}$$

$$u := \frac{Z_a}{Z_2} = 2.692 \quad \text{gewählte Übersetzung}$$

$$M_{a_erf} := M_1 \cdot u = 2.228 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Antriebsmoment}$$

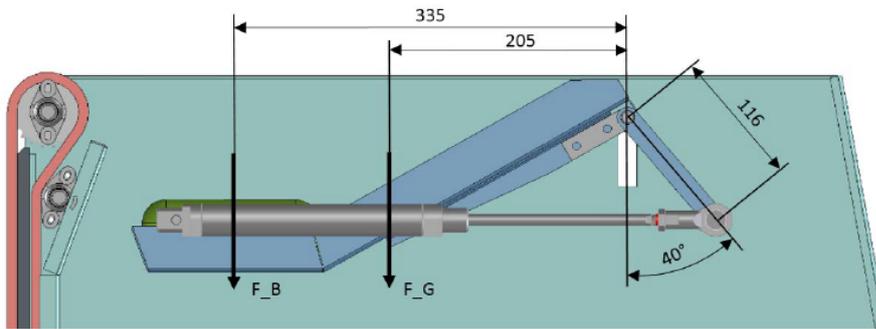
--> Das erforderliche Antriebsmoment wird durch den gewählten Motor gut abgedeckt.

$$t_{\text{Hub_ber}} := \frac{s_{\text{Kette}}}{\left(\frac{d_1 \cdot 2\pi \cdot n_a \cdot u}{2} \right)} = 3.768 \text{ s} \quad \text{berechnete Zeit zum vertikalen Fördern}$$

Erreichbare min. Taktzeit zum Einlagern eines Beutel:

$$t_{\text{Takt}} := t_{\text{Schieben_ber}} + 1 \text{ s} + t_{\text{Hub_ber}} + 1 \text{ s} + t_{\text{Hub_ber}} = 11.89 \text{ s}$$

4. Berechnung zur Dimensionierung des Antriebszylinders der Verteilung



$$m_G := 2.2 \text{ kg}$$

Masse der Klappe

$$m_B = 1.4 \text{ kg}$$

Masse Beutel

$$F_G := m_G \cdot g = 21.575 \text{ N}$$

Gewichtskraft Klappe

$$F_B := m_B \cdot g = 13.729 \text{ N}$$

Gewichtskraft Beutel

$$M := F_G \cdot 205 \text{ mm} + F_B \cdot 335 \text{ mm} = 9.022 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Moment zum Kippen

$$F_{\text{erf}} := \frac{M}{116 \text{ mm} \cdot \cos(40^\circ)} = 101.531 \text{ N}$$

Erf. Zugkraft des Zylinders

--> Gewählter Zylinder: Bosch Rexroth Group 0822334553; d=16mm; H=150mm

$$d_K := 25 \text{ mm}$$

Kolbendurchmesser

$$d_{\text{St}} := 10 \text{ mm}$$

Kolbenstangendurchmesser

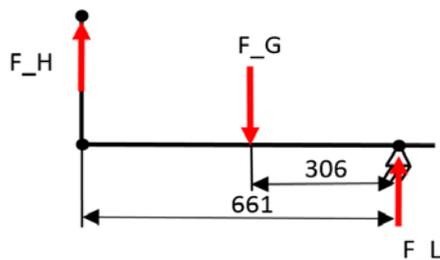
$$p := 6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$F_{\text{Zyl_Zug}} := \frac{(d_K^2 - d_{\text{St}}^2) \cdot \pi}{4} \cdot p = 247.4 \text{ N}$$

max. Zugkraft des Zylinders

5. Berechnung zur Auslegung des Zylinder für den Kippboden

Zur Berechnung wurde der ungünstigste Fall angenommen: Tank öffnet, es bleiben alle Beutel im Tank und müssen bewegt werden.



$$V_{\text{Tank}} := 2901 = 290 \text{ L}$$

$$V_{\text{Proben}} := V_{\text{Tank}} \cdot 0.75 = 217.5 \text{ L}$$

Volumen an Proben im Tank

$$m_{\text{Proben}} := \rho_S \cdot V_{\text{Proben}} = 152.25 \text{ kg}$$

Masse der Proben im Tank

$$F_G := m_{\text{Proben}} \cdot g = 1.493 \times 10^3 \text{ N}$$

Gewichtskraft der Proben

$$F_H := F_G \cdot \frac{306 \text{ mm}}{661 \text{ mm}} = 691.191 \text{ N}$$

Notwendige Kraft zum Heben

$$F_{\text{Zyl_erf}} := \frac{F_H}{2} = 345.595 \text{ N}$$

Notwendige Kraft je Zylinder

--> Gewählter Zylinder: SMC CG1BN32-300

$$d_K := 32 \text{ mm}$$

Kolbendurchmesser

$$F_{\text{Zyl}} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 482.549 \text{ N}$$

Zylinderdruckkraft

6. Berechnung der Gleitlagerbuchse im Auflager

$$F_L := F_G - F_H = 801.872 \text{ N}$$

Auflagerkraft

$$F_{\text{Lager}} := \frac{F_L}{2} = 400.936 \text{ N}$$

Kraft je Lager

--> Gewähltes Lager: Iguis Iglidur GFM-121418-12; d12; b14

$$d_L := 12 \text{ mm}$$

Durchmesser Lagerbuchse

$$b_L := 14 \text{ mm}$$

Breite Lagerbuchse

$$p_{\text{Lager_zul}} := 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

max. zul. Flächenpressung

$$p_{\text{Lager}} := \frac{F_{\text{Lager}}}{d_L \cdot b_L} = 2.387 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

auftretende Flächenpressung

Die auftretende Flächenpressung liegt deutlich unter der vom Lager tragbaren Flächenpressung

7. Abschätzung der tragenden Achse bezüglich Abscherung

$$d := 12 \text{ mm}$$

Durchmesser der Achse

$$K_A := 2$$

Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren

$$F_{\text{Nenn}} := F_{\text{Lager}} \cdot K_A = 801.872 \text{ N}$$

auftretende Kraft

$$\tau_{\text{max}} := \frac{K_A \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right)} = 14.18 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Schubspannung

$$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1

$$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

8. Abschätzung der Verbindungsachse des Kippboden auf Abscherung

$$d := 10\text{mm}$$

Durchmesser der Achse

$$K_A := 2$$

Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren

$$F_{\text{Nenn}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 691.191\text{ N}$$

auftretende Kraft

$$\tau_{\text{max}} := \frac{K_A \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right)} = 17.601 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Schubspannung laut Roloff-Matek S.277

$$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1

$$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

9. Auswahl der Schraube ISK M8x25 10.9 erfolgt laut Roloff Matek Tabelle TB 8-13 S.104

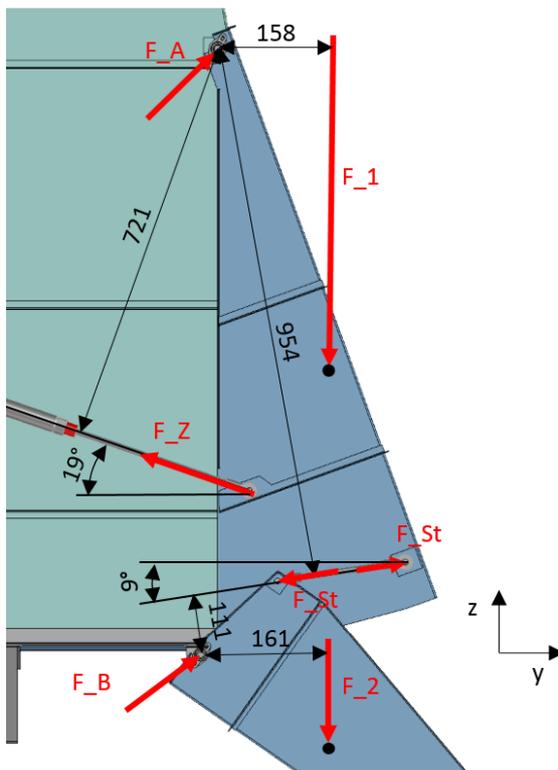
Laut Tabelle kann eine dyn. Axialkraft bis 6300 N ertragen werden.

$$F_{\text{axial}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 691.191\text{ N}$$

auftretende Axialkraft

10. Berechnung der Antriebskraft zum Öffnen und Schließen des Tanks

Zunächst wird die notwendige Zugkraft des Zylinders zum Schließen des Tankes berechnet:



$$m_1 := 8.9\text{kg}$$

Masse Klappe

$$m_2 := 5.6\text{kg}$$

Masse Rutsche

$$F_1 := m_1 \cdot g = 87.279\text{ N}$$

Gewichtskraft Klappe

$$F_2 := m_2 \cdot g = 54.917\text{ N}$$

Gewichtskraft Rutsche

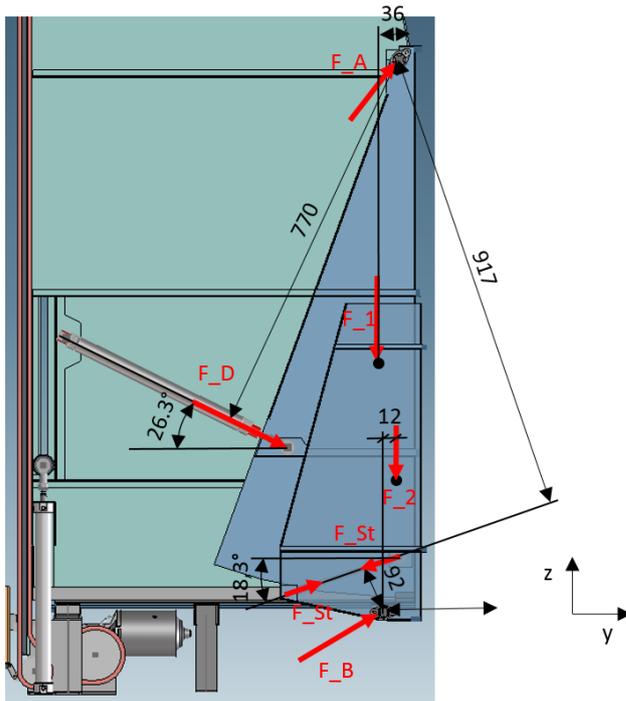
$$F_{St} := F_2 \cdot \frac{161\text{mm}}{111\text{mm}} = 79.655\text{ N}$$

$$F_Z := \frac{F_{St} \cdot 954\text{mm} - F_1 \cdot 158\text{mm}}{721\text{mm}} = 86.27\text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Zug} := \frac{F_Z}{2} = 43.135\text{ N}$$

erf. Zugkraft des Zylinders

Berechnung der notwendigen Zylinderdruckkraft zum Öffnen des Tanks:



$$F_{St} := -F_2 \cdot \frac{12\text{mm}}{92\text{mm}} = -7.163\text{ N}$$

$$F_D := \frac{F_{St} \cdot 917\text{mm} - F_1 \cdot 36\text{mm}}{770\text{mm}} = -12.611\text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Druck} := \frac{F_D}{2} = -6.306\text{ N}$$

neg. erf. Druckkraft zum Öffnen des Tanks
-> Zugkraft notwendig um Tank
geschlossen zu halten.

--> Gewählter Zylinder: Bosch Rexroth 0 822 334 553; 25-10-320

$$d_K := 25\text{mm}$$

$$d_{St} := 10\text{mm}$$

$$F_{Zyl_Druck} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 294.524\text{ N}$$

$$F_{Zyl_Zug} := \frac{(d_K^2 - d_{St}^2) \cdot \pi}{4} \cdot p = 247.4\text{ N}$$

Die gewählte Zylinder erfüllt die geforderten Kräfte mit ausreichend Sicherheit.

V4 - Berechnung zur Vordimensionierung

1. Berechnung zur Auslegung des Pneumatikzylinders zum Drehen des Beutel

Angaben:

$V_B := 2l$	Beutelvolumen
$\rho_S := 0.7 \frac{\text{kg}}{l}$	Schüttdichte
$b_B := 150\text{mm}$	Beutelbreite (max.)
$l_B := 300\text{mm}$	Beutellänge (max.)
$m_B := V_B \cdot \rho_S = 1.4\text{kg}$	Masse des Beutel

Zur Ermittlung des notwendigen Moments zum Drehen der Drehscheibe wird zunächst das Massenträgheitsmoment der Scheibe und des Beutels bestimmt. Der Beutel wird näherungsweise als rechteckig betrachtet. Zur Berechnung des Drehtellers wird die Formel eines Zylinders verwendet.

$J_B := \frac{1}{12} \cdot m_B \cdot (b_B^2 + l_B^2) = 0.013 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	Massenträgheitsmoment Beutel
$m_{\text{Scheibe}} := 0.6\text{kg}$	Masse der Drehscheibe (aus CAD)
$R_{\text{Scheibe}} := 0.159\text{m}$	Radius der Drehscheibe
$J_{\text{Scheibe}} := \frac{1}{2} \cdot m_{\text{Scheibe}} \cdot R_{\text{Scheibe}}^2 = 7.584 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$	Massenträgheitsmoment der Scheibe

Das notwendige Moment zum Drehen setzt sich aus einem Beschleunigungsmoment und einem Reibmoment zusammen.

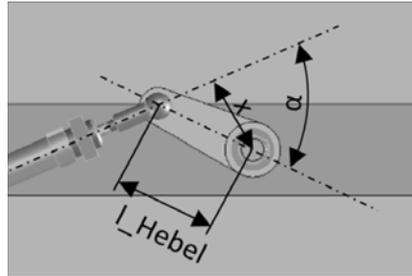
$\beta := 90^\circ$	Drehwinkel der Drehscheibe
$t_{\text{Drehen}} := 2\text{s}$	Zeit zum Drehen
$t_{\text{Drehen_beschl}} := 0.1\text{s}$	Abgeschätzte Zeit zum Beschl. der Scheibe
$\omega := \frac{\beta}{t_{\text{Drehen}}} = 0.785 \frac{1}{\text{s}}$	Winkelgeschwindigkeit der Scheibe
$\alpha := \frac{\omega}{t_{\text{Drehen_beschl}}} = 7.854 \frac{1}{\text{s}^2}$	Winkelbeschleunigung
$M_a := (J_{\text{Scheibe}} + J_B) \cdot \alpha = 0.163 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	Notw. Beschleunigungsmoment

Die vorhanden Reibkraft wird näherungsweise zunächst je Gleitblock berechnet. Hierfür muss die bekannte Gleichung durch die Anzahl der Gleitblöcke dividiert. Der Haftreibwert zwischen Stahl und PAS-LX Gleitblock wird mit $\mu=0,3$ abgeschätzt.

$\mu := 0.3$	Reibwert Stahl zu PAS-LX
$z := 4$	Anzahl Reibblöcke
$F_R := (m_B + m_{\text{Scheibe}}) \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{1}{z} = 1.471 \text{ N}$	Reibkraft je Gleitblock
$M_R := F_R \cdot R_{\text{Scheibe}} \cdot z = 0.936 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	Reibmoment
$M_{\text{ges}} := M_R + M_a = 1.098 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	ges. Moment zum Drehen der Drehscheibe inkl. Beutel

Berechnung der notw. Zylinderkraft:

$l_{\text{Hebel}} := 56.56\text{mm}$	Länge des Hebel
$\alpha := 45^\circ$	Winkel zw. Zylinder und Hebel in Anfangs- u. Endposition
$x := l_{\text{Hebel}} \cdot \sin(\alpha) = 0.04\text{m}$	Momentenabstand
$F_{\text{erf}} := \frac{M_{\text{ges}}}{x} = 27.459\text{N}$	Erforderliche Kraft zum Drehen



--> Gewählter Pneumatikzylinder: Festo Normzylinder DSNU-16-80-P-A, $d=16\text{mm}$, $H=80\text{mm}$
SAP-Nr.: 33-200-039

$d := 16\text{mm}$	Kolbendurchmesser
$p := 6\text{bar}$	Druckluft

$$F_{\text{Zyl}} := \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 120.637\text{N} \quad \text{Vorschubkraft Zylinder}$$

2. Berechnung der Antriebsleistung für horizontales Fördern

$s_{\text{Schieben}} := 40\text{cm}$	Förderweg horizontal
$t_{\text{Schieben}} := 2\text{s}$	Förderzeit
$t_{\text{a_Schieben}} := 0.25\text{s}$	Beschleunigungszeit (geschätzt)
$\mu := 0.3$	Reibwert (geschätzt)
$v := \frac{s_{\text{Schieben}}}{t_{\text{Schieben}}} = 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Fördergeschwindigkeit
$m_{\text{Schieber}} := 0.45\text{kg}$	Masse des Schiebers (CAD)
$Z_1 := 23$	Zähnezahl Kettenrad 1 auf Welle 1
$d_1 := 76\text{mm}$	Teilkreisdurchmesser Kettenrad 1
$\omega_1 := \frac{v}{d_1} \cdot 2 = 5.263 \frac{1}{\text{s}}$	Winkelgeschwindigkeit Welle 1
$f_1 := \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 0.838 \frac{1}{\text{s}}$	Drehfrequenz Welle 1
$n_1 := f_1 \cdot 60 \cdot \frac{\text{s}}{\text{min}} = 50.259 \cdot \frac{1}{\text{min}}$	Drehzahl Welle 1

Zur Abschätzung des Antriebsmoments werden die Reibung zw. Beutel und Untergrund und die translatorische Trägheitskraft berücksichtigt.

$$F_R := m_B \cdot g \cdot \mu = 4.119 \text{ N} \quad \text{Reibkraft}$$

$$a := \frac{v}{t_{a_Schieben}} = 0.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Beschleunigung}$$

$$F_a := (m_B + m_{\text{Schieber}}) \cdot a = 1.48 \text{ N} \quad \text{Beschleunigungskraft}$$

$$M_1 := (F_R + F_a) \cdot \frac{d_1}{2} = 0.213 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment an Welle 1}$$

--> Gewählter Motor: Nidec 12V Schneckengetriebemotor 403 847, 5Nm, 42 U/min

$$n_a := 37 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Motordrehzahl}$$

$$M_N := 5 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Motornennmoment}$$

$$u := \frac{n_a}{n_1} = 0.736 \quad \text{Übersetzung Antriebswelle zu Welle 1}$$

$$Z_2 := 13 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2 auf Welle 1}$$

$$Z_{a_berechnet} := \frac{Z_2}{u} = 17.659$$

$$Z_a := 15 \quad \text{gewählte Zähnezahl des Antriebsekettenrad}$$

$$u := \frac{Z_2}{Z_a} = 0.867$$

$$M_{a_erf} := \frac{M_1}{u} = 0.245 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erforderliches Antriebsmoment}$$

--> Das erforderliche Antriebsmoment liegt somit deutlich unter dem Motornennmoment von 5 Nm. (Ein geeigneter Motor mit geringerem Antriebsmoment befindet sich nicht im Zukaufsortiment der Fa. Wintersteiger.

$$t_{\text{Schieben_ber}} := \frac{s_{\text{Schieben}}}{\left(\frac{d_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_a}{2 \cdot u} \right)} = 2.354 \text{ s} \quad \text{Berechnete Zeit zum Schieben}$$

3. Berechnung der Antriebsleistung zum Fördern vertikal:

$$s_{\text{Kette}} := 1.600 \text{ m} \quad \text{Förderweg}$$

$$t_{\text{Hub}} := 4 \text{ s} \quad \text{max. Förderzeit}$$

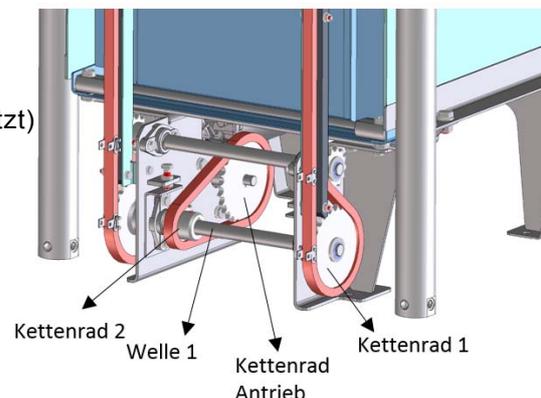
$$t_{a_Hub} := 0.25 \text{ s} \quad \text{Beschleunigungszeit (geschätzt)}$$

$$m_{\text{Schale}} := 1 \text{ kg} \quad \text{Masse der Schale}$$

$$m_B = 1.4 \text{ kg} \quad \text{Masse Beutel}$$

$$v := \frac{s_{\text{Kette}}}{t_{\text{Hub}}} = 0.4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Fördergeschwindigkeit}$$

$$a := \frac{v}{t_{a_Hub}} = 1.6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Beschleunigung}$$



Die notwendige Antriebsleistung wird anhand der Gewichtskraft und der translatorischen Trägheit (Schale und Beutel) näherungsweise berechnet.

$$F_a := (m_B + m_{Schale}) \cdot a = 3.84 \text{ N} \quad \text{trans. Trägheitskraft}$$

$$F_G := (m_B + m_{Schale}) \cdot g = 23.536 \text{ N} \quad \text{Gewichtskraft}$$

$$Z_1 := 20 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 1 auf Welle 1}$$

$$d_1 := 60.89 \cdot \text{mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser Kettenrad 1}$$

$$M_1 := (F_a + F_G) \cdot \frac{d_1}{2} = 0.833 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Moment auf Welle 1}$$

--> Gewählter Motor: Nidec 12V Schneckengetriebemotor 402 826; SAP-Nr.: 20-112-434

$$n_N := 47 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Nenndrehzahl Motor}$$

$$M_N := 6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Motormenmoment}$$

$$\omega_1 := \frac{v}{d_1} \cdot 2 = 13.138 \frac{1}{\text{s}}$$

$$f_1 := \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 2.091 \frac{1}{\text{s}}$$

$$n_1 := f_1 = 125.463 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Drehzahl der Welle 1}$$

$$Z_2 := 13 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2 auf Welle 1}$$

$$n_a := n_N = 47 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Antriebsdrehzahl}$$

$$u := \frac{n_1}{n_a} = 2.669 \quad \text{erf. Übersetzung}$$

$$Z_{a_berechnet} := u \cdot Z_2 = 34.703$$

$$Z_a := 35 \quad \text{gewählte Zähnezahl Antriebskettenrad}$$

$$u := \frac{Z_a}{Z_2} = 2.692 \quad \text{gewählte Übersetzung}$$

$$M_{a_erf} := M_1 \cdot u = 2.244 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Antriebsmoment}$$

--> Das erforderliche Antriebsmoment wird durch den gewählten Motor gut abgedeckt.

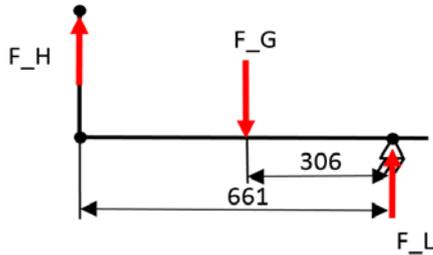
$$t_{\text{Hub_ber}} := \frac{s_{\text{Kette}}}{\left(\frac{d_1 \cdot 2\pi \cdot n_a \cdot u}{2} \right)} = 3.966 \text{ s} \quad \text{tatsächliche Zeit zum vertikalen Fördern}$$

Erreichbare min. Taktzeit zum Einlagern eines Beutels:

$$t_{\text{Takt}} := t_{\text{Schieben_ber}} + 1 \text{ s} + t_{\text{Hub_ber}} + 1 \text{ s} + t_{\text{Hub_ber}} = 12.286 \text{ s}$$

V4. Berechnung zur Auslegung des Zylinder für den Kippboden

Zur Berechnung wurde der ungünstigste Fall angenommen: Tank öffnet, es bleiben alle Beutel im Tank und müssen beweat werden.



$$V_{\text{Tank}} := 2721 = 272 \text{ L}$$

$$V_{\text{Proben}} := V_{\text{Tank}} \cdot 0.75 = 204 \text{ L}$$

Volumen an Proben im Tank

$$m_{\text{Proben}} := \rho_S \cdot V_{\text{Proben}} = 142.8 \text{ kg}$$

Masse der Proben im Tank

$$F_G := m_{\text{Proben}} \cdot g = 1.4 \times 10^3 \text{ N}$$

Gewichtskraft der Proben

$$F_H := F_G \cdot \frac{306 \text{ mm}}{661 \text{ mm}} = 648.289 \text{ N}$$

Notwendige Kraft zum Heben

$$F_{\text{Zyl_erf}} := \frac{F_H}{2} = 324.145 \text{ N}$$

Notwendige Kraft je Zylinder

--> Gewählter Zylinder: SMC CG1BN32-300

$$d_K := 32 \text{ mm}$$

Kolbendurchmesser

$$F_{\text{Zyl}} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 482.549 \text{ N}$$

Zylinderdruckkraft

5. Berechnung der Gleitlagerbuchse im Auflager des Tankbodens

$$F_L := F_G - F_H = 752.1 \text{ N}$$

Auflagerkraft

$$F_{\text{Lager}} := \frac{F_L}{2} = 376.05 \text{ N}$$

Kraft je Lager

--> Gewähltes Lager: Iguis Iglidur GFM-121418-12; d12; b14

$$d_L := 12 \text{ mm}$$

Durchmesser Lagerbuchse

$$b_L := 14 \text{ mm}$$

Breite Lagerbuchse

$$p_{\text{Lager_zul}} := 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

max. zul. Flächenpressung

$$p_{\text{Lager}} := \frac{F_{\text{Lager}}}{d_L \cdot b_L} = 2.238 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

auftretende Flächenpressung

Die auftretende Flächenpressung liegt deutlich unter der vom Lager tragbaren Flächenpressung

6. Abschätzung der tragenden Achse bezüglich Abscherung

$d := 12\text{mm}$	Durchmesser der Achse
$K_A := 2$	Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren
$F_{\text{Nenn}} := F_{\text{Lager}} \cdot K_A = 752.1\text{ N}$	auf tretende Kraft
$\tau_{\text{max}} := \frac{K_A \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right)} = 13.3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Schubspannung
$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1
$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

7. Abschätzung der Verbindungsachse des Kippboden auf Abscherung

$d := 10\text{mm}$	Durchmesser der Achse
$K_A := 2$	Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren
$F_{\text{Nenn}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 648.289\text{ N}$	auf tretende Kraft
$\tau_{\text{max}} := \frac{K_A \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4}\right)} = 16.509 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Schubspannung
$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1
$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

8. Auswahl der Schraube ISK M8x25 10.9 erfolgt laut Roloff Matek Tabelle TB 8-13 S.104

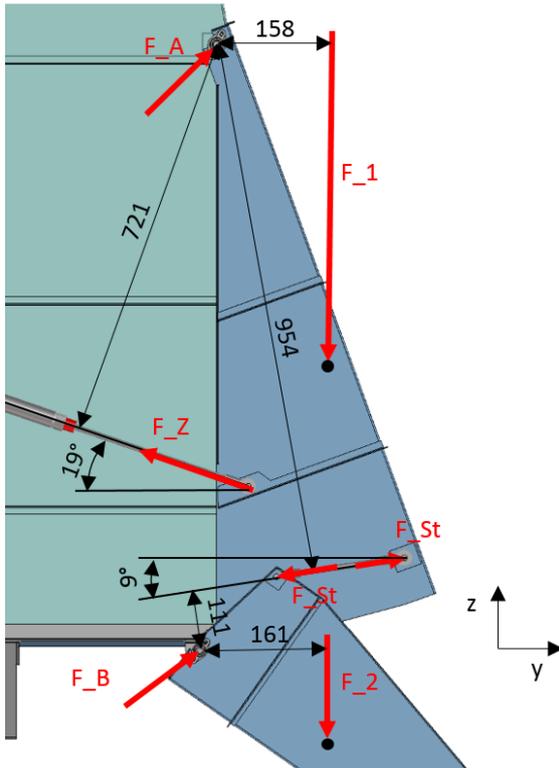
Laut Tabelle kann eine dyn. Axialkraft bis 6300 N ertragen werden.

$F_{\text{axial}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 648.289\text{ N}$	auf tretende Axialkraft
--	-------------------------

9. Berechnung der Antriebskraft zum Öffnen und Schließen des Tanks

$m_1 := 8.9\text{kg}$	Masse Klappe
$m_2 := 5.6\text{kg}$	Masse Rutsche
$F_1 := m_1 \cdot g = 87.279\text{ N}$	Gewichtskraft Klappe
$F_2 := m_2 \cdot g = 54.917\text{ N}$	Gewichtskraft Rutsche

Zunächst wird die notwendige Zugkraft des Zylinders zum Schließen des Tankes berechnet:



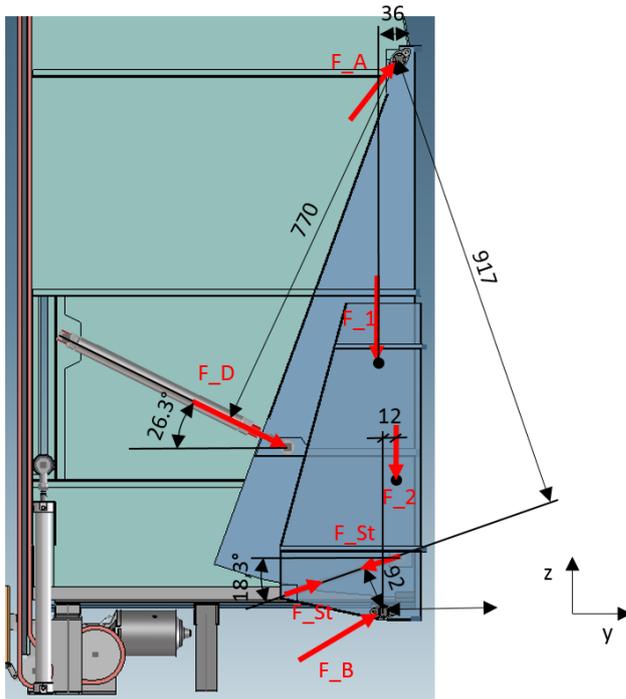
$$F_{St} := F_2 \cdot \frac{161 \text{ mm}}{111 \text{ mm}} = 79.655 \text{ N}$$

$$F_Z := \frac{F_{St} \cdot 954 \text{ mm} - F_1 \cdot 158 \text{ mm}}{721 \text{ mm}} = 86.27 \text{ N}$$

erf. Zugkraft des Zylinders:

$$F_{Zyl_erf_Zug} := \frac{F_Z}{2} = 43.135 \text{ N}$$

Berechnung der notwendigen Zylinderdruckkraft zum Öffnen des Tanks:



$$F_{St} := -F_2 \cdot \frac{12 \text{ mm}}{92 \text{ mm}} = -7.163 \text{ N}$$

$$F_D := \frac{F_{St} \cdot 917 \text{ mm} - F_1 \cdot 36 \text{ mm}}{770 \text{ mm}} = -12.611 \text{ N}$$

$$F_{Zyl_erf_Druck} := \frac{F_D}{2} = -6.306 \text{ N}$$

neg. erf. Druckkraft zum Öffnen des Tanks
 --> Zugkraft notwendig damit Tank
 geschlossen bleibt.

--> Gewählter Zylinder: Bosch Rexroth 0 822 334 553; 25-10-320

$$d_K := 25\text{mm}$$

$$d_{St} := 10\text{mm}$$

$$F_{\text{Zyl_Druck}} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 294.524 \text{ N}$$

$$F_{\text{Zyl_Zug}} := \frac{(d_K^2 - d_{St}^2) \cdot \pi}{4} \cdot p = 247.4 \text{ N}$$

Die gewählte Zylinder erfüllt die geforderten Kräfte mit ausreichend Sicherheit.

V7 - Berechnungen zur Dimensionierung

1. Berechnung zur Auslegung des Pneumatikzylinders zum Drehen der Beutel

Angaben:

$V_B := 21$ Beutelvolumen

$\rho_S := 0.7 \frac{\text{kg}}{\text{l}}$ Schüttdichte

$b_B := 0.15\text{m}$ Beutelbreite (max.)

$l_B := 0.3\text{m}$ Beutellänge (max.)

$m_B := V_B \cdot \rho_S = 1.4\text{kg}$ Masse Beutel

$m_{\text{Schieber}} := 0.6\text{kg}$ Masse Schieber

$\mu := 0.3$ Reibwert (Stahl - Kunststoff)

$a := 0.175\text{m}$ Abstand laut Skizze

$b := 0.115\text{m}$ Achsabstand Kettenrad 1 zu Kettenrad 2

$c_{\text{Start}} := 0.1167\text{m}$ Abstand laut Skizze am Beginn des Drehvorgangs

$c_{\text{min}} := 0.082\text{m}$ min. auftretender Abstand c

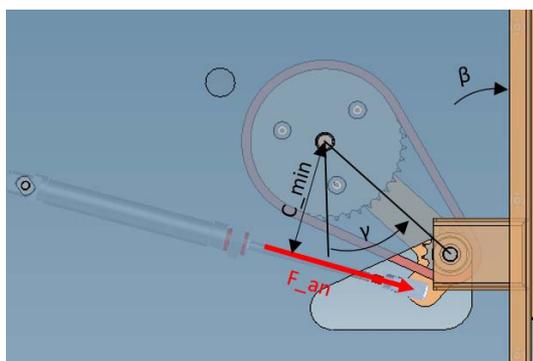
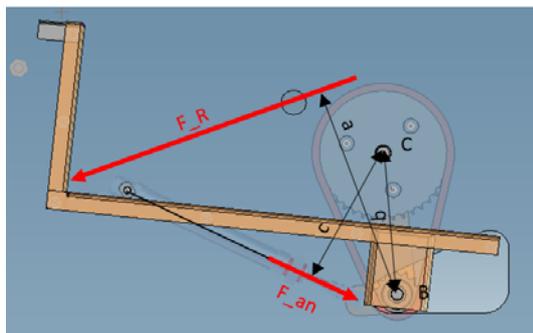
$\beta := 135^\circ$ Drehwinkel des Schiebers bezogen auf den Hebel

$\gamma := 45^\circ$ Drehwinkel des Hebels

$u := \frac{\gamma}{\beta} = 0.333$ Übersetzungsverhältnis der beiden Kettenräder

$Z_1 := 42$ Zähnezah Kettenrad 1

$Z_2 := \frac{42}{3} = 14$ Zähnezah Kettenrad 2



$$m_G := m_B + m_{\text{Schieber}} = 2 \text{ kg} \quad \text{Masse gesamt}$$

$$F_R := m_G \cdot g \cdot \mu = 5.884 \text{ N} \quad \text{Reibkraft}$$

$$M_R := F_R \cdot a = 1.03 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment durch Reibung}$$

Überschlägige Abschätzung des Beschleunigungsmoments bei Rotation um das Kettenrad 2:

$$J_B := 0.0104 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{Massenträgheitsmoment des Beutels um das Kettenrad 2 (CAD)}$$

$$J_{\text{Schieber}} := 0.0182 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{Massenträgheitsmoment des Schiebers um das Kettenrad 2 (CAD)}$$

$$J_G := J_B + J_{\text{Schieber}} = 0.029 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad \text{Massenträgheitsmoment ges.}$$

$$t_{\text{Drehen}} := 1.5 \text{ s} \quad \text{Zeit für ges. Drehvorgang}$$

$$t_{a_Drehen} := 0.1 \text{ s} \quad \text{Beschleunigungszeit (abgeschätzt)}$$

$$\omega := \frac{\beta}{t_{\text{Drehen}}} = 1.571 \frac{1}{\text{s}} \quad \text{Winkelgeschwindigkeit des Schiebers bezogen auf den Hebel}$$

$$\alpha := \frac{\omega}{t_{a_Drehen}} = 15.708 \frac{1}{\text{s}^2} \quad \text{Winkelbeschleunigung}$$

$$M_a := J_G \cdot \alpha = 0.449 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Moment zum überwinden der Trägheitskraft}$$

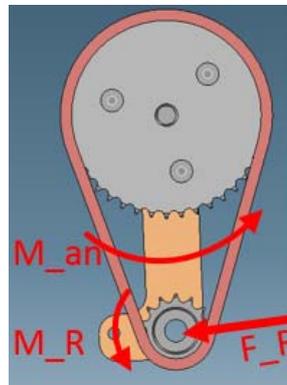
Aufgrund des geringen Beschleunigungsmoment wird dieses in der weiteren Rechnung vernachlässigt und nur mehr das Reibmoment berücksichtigt.

Prinzip der virtuellen Verschiebung

$$M_{\text{an}} \cdot d\gamma = M_R \cdot d\beta + F_R \cdot ds$$

$$d\beta = 3 \cdot d\gamma \quad ds = b \cdot d\gamma$$

$$M_{\text{an}} \cdot d\gamma = M_R \cdot 3 \cdot d\gamma + F_R \cdot b \cdot d\gamma$$



Anstatt der angreifenden Antriebskraft wurde ein Antriebsmoment eingeführt.

$$M_{\text{an}} := 3 \cdot M_R + F_R \cdot b = 3.766 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{Notwendiges Antriebsmoment}$$

$$F_{\text{an}} := \frac{M_{\text{an}}}{c_{\text{min}}} = 45.924 \text{ N} \quad \text{Notwendige Antriebskraft}$$

--> Gewählter Zylinder: Festo DSNU16-80-P-A

$$d_K := 16 \text{ mm} \quad \text{Kolbendurchmesser}$$

$$h_{\text{Zyl}} := 80 \text{ mm} \quad \text{Zylinderhub}$$

$$p := 6 \text{ bar} \quad \text{Luftdruck Pneumatik}$$

$$F_{\text{Zyl}} := \frac{d_K^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 120.637 \text{ N} \quad \text{Vorschubkraft Zylinder}$$

Die notwendige Antriebskraft wird mit genügend Sicherheit erreicht.

2. Abschätzung der Kettenbelastung:

$$Z_2 = 14 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2}$$

$$d_2 := 35.95 \text{ mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser Kettenrad 2}$$

$$F_{\text{Kette}} := \frac{M_R}{d_2} \cdot 2 = 57.285 \text{ N} \quad \text{Kettenzugkraft (Roloff-Matek S.625)}$$

Die Fliehzugkraft kann lt. Roloff-Matek S.625 bei Kettengeschw. unter $v=7 \text{ m/s}$ vernachlässigt werden. Ebenso muss der Stützzug nicht berücksichtigt werden.

$$K_A := 2 \quad \text{Erhöhter Anwendungsfaktor bedingt durch Stoßbelastung}$$

$$F_{\text{ges}} := F_{\text{Kette}} \cdot K_A = 114.57 \text{ N} \quad \text{auftretende Gesamtkraft der Kette}$$

--> Gewählte Kette: Iwis Einfachrollenkette DIN ISO 606 05 B-1 (Kettenhandbuch S.12)

$$F_{K_Bruch} := 5000 \quad \text{Bruchlast laut Norm}$$

Die zulässige Bruchkraft wird stark unterschritten und daher kann auf eine genaue Nachrechnung der Kette verzichtet werden.

3. Berechnung Kettenlänge und Achsabstand:

$$p_K := 8 \text{ mm} \quad \text{Teilung der Kettenglieder}$$

Berechnung laut Roloff-Matek Maschinenlemente S.620 - 621

$$X_{\text{berechnet}} := 2 \cdot \frac{b}{p_K} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_K}{b} = 58.131 \quad \text{Berechnete Anzahl der Kettenglieder}$$

$$X := 58 \quad \text{Gewählte Anzahl Kettenglieder (wichtige gerade Anzahl)}$$

$$b_{\text{neu}} := \frac{p_K}{4} \left[X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right] = 114.447 \cdot \text{mm}$$

--> Berechneter Achsabstand der Kettenräder

4. Berechnung der Antriebsleistung zum Fördern vertikal:

$$s_{\text{Kette}} := 1.440 \text{ m} \quad \text{Förderweg}$$

$$t_{\text{Hub}} := 4 \text{ s} \quad \text{max. Förderzeit}$$

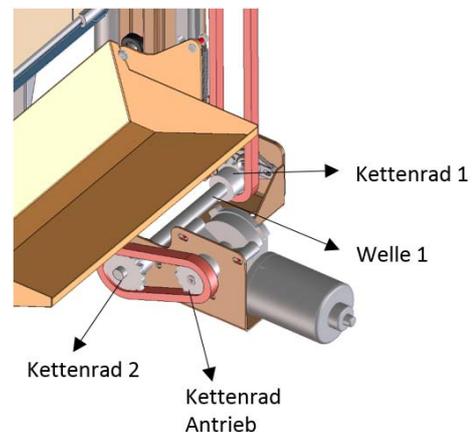
$$t_{a_Hub} := 0.25 \text{ s} \quad \text{Beschleunigungszeit (geschätzt)}$$

$$m_{\text{Schale}} := 1.2 \text{ kg} \quad \text{Masse der Schale}$$

$$m_P = 1.4 \text{ kg} \quad \text{Masse Beutel}$$

$$v := \frac{s_{\text{Kette}}}{t_{\text{Hub}}} = 0.36 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Fördergeschwindigkeit}$$

$$a := \frac{v}{t_{a_Hub}} = 1.44 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{Beschleunigung}$$



Die notwendige Antriebsleistung wird anhand der Gewichtskraft und der translatorischen Trägheit (Schale und Beutel) näherungsweise berechnet.

$$F_a := (m_B + m_{\text{Schale}}) \cdot a = 3.744 \text{ N} \quad \text{trans. Trägheitskraft}$$

$$F_G := (m_B + m_{\text{Schale}}) \cdot g = 25.497 \text{ N} \quad \text{Gewichtskraft}$$

$$Z_1 := 13 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 1 auf Welle 1}$$

$$d_1 := 39.79 \cdot \text{mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser Kettenrad 1}$$

$$M_1 := (F_a + F_G) \cdot \frac{d_1}{2} = 0.582 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Moment auf Welle 1}$$

--> Gewählter Motor: Nidec 12V Schneckengetriebemotor 404 925

$$n_N := 240 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Nenn Drehzahl Motor}$$

$$M_N := 3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Motornennmoment}$$

$$\omega_1 := \frac{v}{d_1} \cdot 2 = 18.095 \frac{1}{\text{s}} \quad f_1 := \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} = 2.88 \frac{1}{\text{s}}$$

$$n_1 := f_1 = 172.795 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Drehzahl der Welle 1}$$

$$Z_2 := 16 \quad \text{Zähnezahl Kettenrad 2 auf Welle 1}$$

$$n_a := n_N = 240 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Antriebsdrehzahl}$$

$$u := \frac{n_1}{n_a} = 0.72 \quad \text{erf. Übersetzung}$$

$$Z_{a_berechnet} := u \cdot Z_2 = 11.52$$

$$Z_a := 13 \quad \text{gewählte Zähnezahl Antriebskettenrad}$$

$$u := \frac{Z_a}{Z_2} = 0.813 \quad \text{gewählte Übersetzung}$$

$$M_{a_erf} := M_1 \cdot u = 0.473 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{erf. Antriebsmoment}$$

--> Das erforderliche Antriebsmoment wird durch den gewählten Motor gut abgedeckt.

$$t_{\text{Hub_ber}} := \frac{s_{\text{Kette}}}{\left(\frac{d_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_a \cdot u}{2} \right)} = 3.545 \text{ s} \quad \text{Tatsächliche Zeit zum vertikalen Fördern}$$

$$t_{\text{Takt}} := t_{\text{Drehen}} + 1 \text{ s} + t_{\text{Hub_ber}} + 1 \text{ s} + t_{\text{Hub_ber}} = 10.589 \text{ s}$$

Erreichbare min. Taktzeit zum Einlagern eines Beutels

Auftretendes Moment an Linearschlitten:

$$x_{\text{Schlitten}} := 175 \text{ mm} \quad \text{Abstand Mitte Beutel zu Linearschlitten}$$

$$M_{\text{Schlitten}} := x_{\text{Schlitten}} \cdot (F_G + F_a) = 5.117 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

--> Gewählte Linaerführung: THK HSR 20: $M_x = 160 \text{ Nm}$

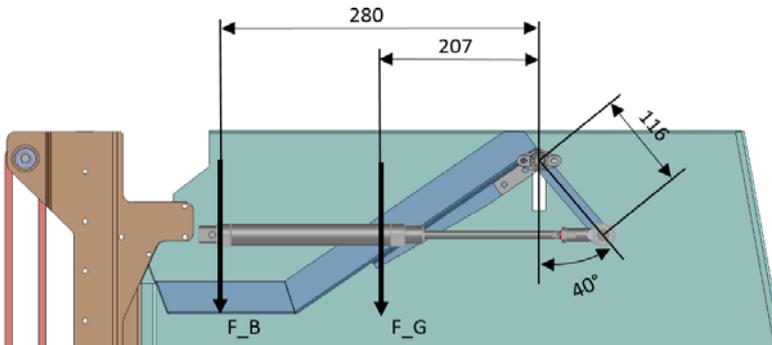
5. Auf eine Nachrechnung der Kette (06B-1; 9000N) kann aufgrund der geringen auftretenden Belastungen verzichtet werden.

6. Dimensionierung der Lagerung der Wellen:

Igus Igubal EFOM-12 Fr = 1100 N Frmax = 2200 N

--> Die auftretenden Belastungen liegen deutlich unter den zulässigen Belastungswerten der Lager

7. Berechnung zur Dimensionierung des Antriebszylinders der Verteilung



$$m_G := 2.5\text{kg}$$

Masse der Klappe

$$m_B = 1.4\text{kg}$$

Masse Beutel

$$F_G := m_G \cdot g = 24.517\text{N}$$

Gewichtskraft Klappe

$$F_B := m_B \cdot g = 13.729\text{N}$$

Gewichtskraft Beutel

$$M := F_G \cdot 207\text{mm} + F_B \cdot 280\text{mm} = 8.919 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Moment zum Kippen

$$F_{\text{erf}} := \frac{M}{116\text{mm} \cdot \cos(40^\circ)} = 100.372\text{N}$$

Erf. Zugkraft des Zylinders

--> Gewählter Zylinder: Bosch Rexroth Group 0822334553; d=16mm; H=150mm

$$d_K := 25\text{mm}$$

Kolbendurchmesser

$$d_{\text{St}} := 10\text{mm}$$

Kolbenstangendurchmesser

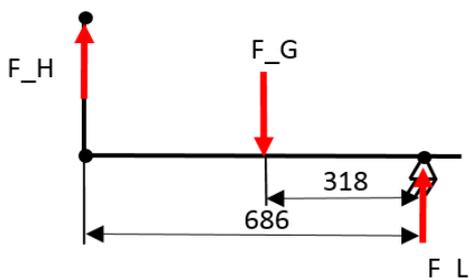
$$p := 6 \cdot 10^5\text{Pa}$$

$$F_{\text{Zyl_Zug}} := \frac{(d_K^2 - d_{\text{St}}^2) \cdot \pi}{4} \cdot p = 247.4\text{N}$$

max. Zugkraft des Zylinders

8. Berechnung zur Auslegung des Zylinder für den Kippboden

Zur Berechnung wurde der ungünstigste Fall angenommen: Tank öffnet, es bleiben alle Beutel im Tank und müssen bei der Kippbewegung mitbewegt werden.



$V_{\text{Tank}} := 2911 = 291 \text{ L}$	Tankvolumen
$V_{\text{Proben}} := V_{\text{Tank}} \cdot 0.75 = 218.25 \text{ L}$	Volumen an Proben
$m_{\text{Proben}} := \rho_{\text{S}} \cdot V_{\text{Proben}} = 152.775 \text{ kg}$	Masse der Proben im Tank
$F_{\text{G}} := m_{\text{Proben}} \cdot g = 1.498 \times 10^3 \text{ N}$	Gewichtskraft der Proben
$F_{\text{H}} := F_{\text{G}} \cdot \frac{318 \text{ mm}}{686 \text{ mm}} = 694.506 \text{ N}$	Notwendige Kraft zum Heben
$F_{\text{Zyl_erf}} := \frac{F_{\text{H}}}{2} = 347.253 \text{ N}$	Notwendige Kraft je Zylinder

--> Gewählter Zylinder: SMC CG1BN32-300

$d_{\text{K}} := 32 \text{ mm}$	Kolbendurchmesser
---------------------------------	-------------------

$F_{\text{Zyl}} := \frac{d_{\text{K}}^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = 482.549 \text{ N}$	Zylinderdruckkraft
--	--------------------

9. Berechnung der Gleitlagerbuchse im Auflager des Tankbodens

$F_{\text{L}} := F_{\text{G}} - F_{\text{H}} = 803.705 \text{ N}$	Auflagerkraft
---	---------------

$F_{\text{Lager}} := \frac{F_{\text{L}}}{2} = 401.853 \text{ N}$	Kraft je Lager
--	----------------

--> Gewähltes Lager: Iigus Iglidur GFM-121418-12; d12; b14

$d_{\text{L}} := 12 \text{ mm}$	Durchmesser Lagerbuchse
---------------------------------	-------------------------

$b_{\text{L}} := 14 \text{ mm}$	Breite Lagerbuchse
---------------------------------	--------------------

$p_{\text{Lager_zul}} := 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	max. zul. Flächenpressung
--	---------------------------

$p_{\text{Lager}} := \frac{F_{\text{Lager}}}{d_{\text{L}} \cdot b_{\text{L}}} = 2.392 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	auftretende Flächenpressung
---	-----------------------------

--> Die auftretende Flächenpressung liegt deutlich unter der vom Lager tragbaren Flächenpressung

10. Abschätzung der tragenden Achse bezüglich Abscherung

$d := 12 \text{ mm}$	Durchmesser der Achse
----------------------	-----------------------

$K_{\text{A}} := 2$	Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren
---------------------	---

$F_{\text{Nenn}} := F_{\text{Lager}} \cdot K_{\text{A}} = 803.705 \text{ N}$	auftretende Kraft
--	-------------------

$\tau_{\text{max}} := \frac{K_{\text{A}} \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \right)} = 14.213 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Schubspannung
--	---------------

$$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1

$$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

11. Abschätzung der Verbindungsachse des Kippbodens auf Abscherung

$$d := 10\text{mm}$$

Durchmesser der Achse

$$K_A := 2$$

Erhöhter Anwendungsfaktor durch Stöße beim Fahren

$$F_{\text{Nenn}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 694.506 \text{ N}$$

auftretende Kraft

$$\tau_{\text{max}} := \frac{K_A \cdot F_{\text{Nenn}}}{\left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \right)} = 17.685 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Schubspannung

$$R_m := 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zugfestigkeit E295 laut Roloff-Matek TB1-1

$$\tau_{a_zul} := 0.15 \cdot R_m = 73.5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

zulässige Scherspannung laut Roloff-Matek S.277

12. Auswahl der Schraube ISK M8x25 10.9 erfolgt laut Roloff Matek Tabelle TB 8-13 S.104

Laut Tabelle kann eine dyn. Axialkraft bis 6300 N ertragen werden.

$$F_{\text{axial}} := \frac{F_H \cdot K_A}{2} = 694.506 \text{ N}$$

auftretende Axialkraft

13. Die Auslegung des Pneumatikzylinder zum Öffnen und Schließen des Tanks ist ident zu Variante 3 und wird daher hier nicht nochmals angeführt.

Vorläufige Stückliste Gesamtentwurf V6

Baugruppe: Beutel-Drehen					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Grundplatte	Blechzuschnitt 10mm	1	Al	
2	Schieber_Teil1	Blechbiegeteil 1,5mm	1	St02Fa	
3	Schieber_Teil2	Blechbiegeteil 1,5mm	1	St02Fa	
4	Schieber_Befestigung	Blechbiegeteil 1,5mm	1	St02Fa	
5	Befestigungswinkel	Blechbiegeteil 2mm	2	St02Fa	
6	Versteifungsrippe	Blechteil 2mm	2	St02Fa	
7	Gleitschiene_links	Kunststoffschiene	1	PAS-LX	
8	Gleitschiene_rechts	Kunststoffschiene	1	PAS-LX	
9	Hebel	Blechteil 5mm	1	St37.2	
10	Sensorblech	Blechbiegeteil 1mm	1	St02Fa	
11	Sensorblech	Blechbiegeteil 1mm	1	St02Fa	
12	Distanzhülse	Drehteil	3	E295	
13	Schweißbolzen_Kettenrad	Drehteil	1	E295	
14	Schweißbolzen_Kettenritzel	Drehteil	1	E295	
15	Kettenrad	Kettenscheibe ISO-05-8 Z42	1	C45	
16	Ritzel	Kettenrad ISO-05-8 Z14	1	C45	
17	Bundbuchse D12 L7	Igus Iglidur GFM-1214-07	4	E295	06-211-060
18	Schweißhülse	Drehteil	2	E295	
19	Distanzscheibe	Drehteil	1	E295	
20	Scheibe M5	DIN 9021	3		06-082-200
21	Sicherungsring 12x1,0	DIN 471	2		06-211-060
22	Scheibe M6	DIN 125	6		06-012-300
23	SK-Schraube M6x12	DIN 933	6	8.8	02-036-312
24	Innensechskantschraube M5x20	DIN 6912	3	8.8	6917.0028.00
25	Senkschraube M4x12	DIN 7991	6	8.8	02-385-112
26	Mutter M4	DIN 934	6		04-015-100
27	Scheibe M4	DIN 125	6		06-012-100
28	Schraube KR M4x10	DIN 7985	2	8.8	02-401-110
29	Kette	Rollenkette 05B-1 464mm	1		
30	Ind. Sensor	Omron E2A-S08KS02-M5-B2	3		12-523-262
31	SK-Mutter (Sensor)		6		15-523-279
32	Gewindebolzen	Drehteil	1	E295	
33	Scheibe M6	DIN 134	1		06-001-300
34	Sicherungsring 6x0,7	DIN 471	1		06-211-030
35	Pneumatikzylinder d16x80	Festo DSNU16-80-P-A	1		33-200-039
36	Gabelgelenk d6x12	DIN 71751	1		33-210-070

Baugruppe: Kettentrieb					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Befestigungswinkel	Blechbiegeteil 3mm	1	St02Fa	
2	Befestigungswinkel	Blechbiegeteil 3mm	1	St02Fa	
3	Versteifungsrippe	Blechbiegeteil 3mm	2	St02Fa	
4	Kettenspanner	Blechbiegeteil 5mm	2	St37.2	
5	Anschlag_Kettenspanner	Blechbiegeteil 2mm	2	St02Fa	
6	Antriebswelle	Drehteil	1	E295	
7	Welle	Drehteil	4	E295	
8	Flanschlager d12	Igus EFOM-12	10		
9	Antriebsmotor Schn.Getriebe 12V	Nidec 402-826	1		20-112-434
10	Kettenrad_Motor	Kettenrad 06B-1 Z13	1	C45	
11	Kettenrad	Kettenrad 06B-1 Z27	6	C45	
12	Kettenrad_Antriebswelle	Kettenrad 06B-1 Z27	1	C45	
13	Kettenrad	Kettenrad 06B-1 Z13	4	C45	
14	Distanzhülse		4	E295	
15	Passfeder 5x5x20	DIN 6885 A	1	C45-K	
16	Passfeder 4x4x20	DIN 6885 A	10	C45-K	
17	Scheibe M12	DIN 125	4		06-012-600
18	Sicherungsring d12	DIN 471	4		06-211-060
19	Gewindestift M4x6	DIN 914	12	8.8	6962.0001.07
20	Antriebskette	Rollenkette 06B-1 441 mm	1		
21	Kette	Rollenkette 06B-1 3361 mm	2		
22	SK-Schraube M6x25	DIN 933	3	8.8	02-100-325
23	Scheibe M6	DIN 125	3		06-012-300
24	SK-Schraube M5x20	DIN 933	8	8.8	02-035-220
25	SK-Mutter M5	DIN 934	20		04-015-200
26	Scheibe M5	DIN 125	40		06-012-200
27	SK-Schraube M6x20	DIN 933	2	8.8	02-036-320
28	SK-Mutter M6	DIN 439	4		04-022-315
29	SK-Schraube M5x16	DIN 933	12	8.8	02-036-216
30	Passscheibe d6x0,5	DIN 988	2	C45-k	06-801-090
31	Roll-Ring Kettenspanner	Kettenfuchs 10603601	2		

Baugruppe: Schale					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Schale	Blechbiegeteil 1mm	1	St02Fa	
2	Federverschlussglied Flachlasche	DIN ISO 606 (06 B-1)	4		
3	Lasche	Blechezuschnitt 2mm	4	St02Fa	
4	Befestigungsblock_oben	Blechezuschnitt 8mm	2	St37.2	
5	Befestigungsblock_unten	Blechezuschnitt 10mm	2	St37.2	
6	Innensechskantschraube M3x18	DIN 912	2	8.8	
7	Innensechskantschraube M3x25	DIN 912	2	8.8	02-175-045
8	Innensechskantschraube M4x25	DIN 912	2	8.8	6699.0030.19
9	SK-Mutter SSI M3	DIN 985	4		04-050-100
10	SK-Mutter SSil M4	DIN 985	2		04-050-200
11	Scheibe M3	DIN 125	8		06-012-010
12	Scheibe M4	DIN 125	4		06-012-100

Baugruppe: Tank					
Unterbaugruppe: Befestigungsrahmen					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Träger_rechts	Blechbiegeteil 2mm	1	St02Fa	
2	Träger_links	Blechbiegeteil 2mm	1	St02Fa	
3	Befestigungswinkel_Tankmitte	Blechbiegeteil 2mm	2	St02Fa	
4	Verteifungsblech_Tankmitte	Blechbiegeteil 2mm	1	St02Fa	
5	Befestigungsträger_vorne	Blechbiegeteil 2mm	1	St02Fa	
6	Versteifungsrippe_vorne	Blechbiegeteil 2mm	2	St02Fa	
7	Befestigungswinkel_Gleithülse	Blechbiegeteil 2,5mm	2	St02Fa	
8	Hülse_Gleithülse	Drehteil	2	E295	
9	Gleitblock_Öffnen	Frästeil	2	PAS-LX	
10	Gleitbuchse D12-14 L12	Igus Iglidur GFM-121418-12	4		12-506-506
11	Innensechskantschraube M5x30	DIN 912	4	8.8	02-175-230
12	SK-Mutter M5	DIN 934	4		04-015-200
13	Scheibe M5	DIN 125	4		06-012-200
14	SK-Schraube M6x12	DIN 933	4	8.8	02-035-312
15	Scheibe M6	DIN 125	12		06-012-300
16	SK-Mutter M6	DIN 934	4		04-015-300
17	SK-Schraube M8x16	DIN 933	8	8.8	02-036-416
18	Scheibe M8	DIN 125	8		06-012-400
19	SK-Mutter M8	DIN 934	8		04-015-400
20	SK-Schraube M6x16	DIN 933	8	8.8	02-036-316
21	Schweißmutter M6	DIN 928	8		04-975-606
Unterbaugruppe: Kippboden					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Kippboden	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02Fa	
2	Kippboden_vertikal	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02Fa	
3	Verstärkungswinkel_unten	Blechbiegeteil 1,25mm	3	St02Fa	
4	Verstärkungswinkel_vertikal	Blechbiegeteil 1,25mm	2	St02Fa	
5	Winkelprofil_rechts	Blechbiegeteil 2mm	1	St02Fa	
6	Winkelprofil_links	Blechbiegeteil 2mm	1	St02Fa	
7	Achse_Kippboden	Drehteil	1	E295	
8	Achse_Kippboden_2	Drehteil	1	E295	
9	Achse_Kippboden_vertikal	Drehteil	1	E295	
10	Anschraubhülse	Frästeil	2	E295	
11	ISK-Schraube M8x25	DIN 6912	2	8.8	02-190-425
12	Scheibe M8	DIN 125	2		06-012-400
13	SK-Mutter M8	DIN 439	2	8.8	04-022-400
14	Kunststoffrolle	Zabi_R35-10_8	2		
15	Scheibe M10	DIN 125	4		06-012-500
16	Sicherungsring d10	DIN 471	2		06-211-050
17	Pneumatikzylinder	SMC CG1BN32-400	2		
18	Gelenkkopf d10b14		2		33-210-300
19	SK-Schraube M4x16	DIN 933	8	8.8	02-035-116
20	Scheibe M4	DIN 125	8		06-012-100
21	SK-Mutter M10	DIN 439	2	8.8	

Baugruppe: Tank					
Unterbaugruppe: Blechkonstruktion_unten					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Tankwand_rechts	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
2	Tankwand_links	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
3	Tankwand_hinten	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
4	Versteifungsblech_oben	Blechbiegeteil 1,25mm	2	St02a	
5	Rollenführungsschiene_rechts	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
6	Rollenführungsschiene_links	Blechbiegeteil 2mm	1	St02a	
7	Versteifungsblech_hinten	Blechbiegeteil 1,25mm	3	St02a	
8	Aufschweißblech_Tankdeckel_l	Blechezuschnitt 2mm	1	St02a	
9	Aufschweißblech_Tankdeckel_r	Blechezuschnitt 2mm	1	St02a	
10	Anscheißbolzen_Deckel	Drehteil	2	E295	
11	Anscheißbolzen_Deckel_Zyl	Drehteil	2	E295	
12	SK-Schraube M5x10	DIN 933	8	8.8	02-036-210
13	SK-Mutter M5	DIN 934	8		04-015-200
14	Scheibe M5	DIN 125	16		06-012-200
15	Sensorblech	Bechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
16	Induk. Sensor	Omron E2A-S08KS02-M5-B2	1		15-523-262
17	SK-Mutter (Sensor)		2		15-523-279
18	Befestigung_Zylinder_Boden	Blechbiegeteil 1,25mm	2	St02a	
19	Anschweißbolzen_Verriegelung	Drehteil	2	E295	
20	Anschweißbolzen_Verr_Zyl	Drehteil	2	E295	
21	Versteifungsblech_unten	Blechbiegeteil 1,25mm	2	St02a	
22	Befestigungsschiene_Scheibe_o	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
23	Befestigungsschiene_Scheibe_u	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
24	SK-Schraube M6x10	DIN 933	6	8.8	02-036-310
25	Schweißmutter M6	DIN 928	6		04-975-605
Unterbaugruppe: Blechkonstruktion_oben					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Tankwand_rechts	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
2	Tankwand_links	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
3	Tankwand_oben	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
4	Tankwand_hinten	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
5	Verbindungsblech_rechts	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
6	Verbindungsblech_links	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
7	Aufschweißblech_Regenschutz	Blechezuschnitt 2mm	1	St02a	
8	Anschweißbolzen_Regenschutz	Drehteil	1	E295	
9	Kunststoffflanschlager d12	Igus EFOM-12	2		
10	SK-Schaube M5x16	DIN 933	4	8.8	02-036-216
11	Scheibe M5	DIN 125	52		06-012-200
12	SK-Mutter M5	DIN 934	22		04-015-200
13	Befestigung_Lichtschanke	Blechbiegeteil 1,25mm	2	St02a	
14	Lichtschanke_Sender	Omron E3T-ST14M	1		
15	Lichtschanke_Empfänger	Omron E3T-ST14M	1		
16	Kreuzschraube M3x12	DIN 7985	4		02-401-012
17	SK-Mutter M3	DIN 934	4		04-015-050
18	Induk. Sensor	Omron E2A-S08KS02-M5-B2	1		15-523-262

19	SK-Mutter (Sensor)		2		15-523-279
20	SK-Schraube M5x10	DIN 933	24	8.8	02-036-210
21	SK-Schraube M5x12	DIN 933	2	8.8	02-036-212
22	Schweißmutter M5	DIN 928	8		04-97-605

Baugruppe: Tank

Unterbaugruppe: Kettengleitschiene

Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Befestigungswinkel_rechts	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
2	Befestigungswinkel_links	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
3	Kunststoffgleitschiene_rechts		1	PAS-LX	
4	Kunststoffgleitschiene_links		1	PAS-LX	
5	SK-Schraube M4x30	DIN 933	14	8.8	6699.0055.16
6	Scheibe M4	DIN 125	44		06-005-200
7	SK-Mutter M4	DIN 934	22		04-015-100
8	SK-Schraube M4x10	DIN 933	8		6699.0055.12

Baugruppe: Tank

Unterbaugruppe: Tank_Öffnen

Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Tankwand	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
2	Versteifungsblech_Zyl_rechts	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
3	Versteifungsblech_Zyl_links	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
4	Versteifungsblech	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
5	Versteifungsblech_oben_re	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
6	Versteifungsblech_oben_li	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
7	Versteifungsblech_oben	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
8	Lagerbefestigung_oben_re	Blechbiegeteil 2mm	1	St02a	
9	Lagerbefestigung_oben_li	Blechbiegeteil 2mm	1	St02a	
10	Anschweißblech_Kopplung	Blechbiegeteil 2mm	2	St02a	
11	Schweißbolzen_Kopplung	Drehteil	2	E295	
12	Schweißbolzen_Zylinder	Drehteil	2	E295	
13	Gewindestange M10	Drehteil	2	E295	
14	SK-Mutter M10	DIN 439	6	8.8	04-020-515
15	Gelenkkopf d10		6		48-350-120
16	Sicherungsring d10	DIN 471	4		06-211-050
17	Sicherungsring d8	DIN 471	2		06-211-040
18	Scheibe M8	DIN 125	2		06-012-400
19	Pneumatikzylinder	Bosch Rexroth 0 822 334 553	2		33-200-148
20	Sicherungsring d12	DIN 471	2		06-211-060
21	Flanschlager d12	Igubal EFOM-12	2		
22	SK-Schraube M5x16	DIN 933	4		02-036-216
23	SK-Mutter M5	DIN 934	4		04-015-200
24	Scheibe M5	DIN 125	8		06-012-200
25	SK-Schraube M8x25	DIN 933	2	8.8	02-036-425
26	SK-Mutter M8 SSI	DIN 985	2		04-051-500
27	Passscheibe M8	DIN 988	2		0698.0054.09
28	Hülse_Verriegelung	Drehteil	2	E295	

Baugruppe: Tank					
Unterbaugruppe: Rutsche					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Rutsche	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
2	Versteifungsblech_unten_re	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
3	Versteifungsblech_unten_le	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
4	Versteifungsblech_oben_re	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
5	Versteifungsblech_oben_li	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
6	Versteifungsblech_oben	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
7	Versteifungsblech_unten	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
8	Versteifungsblech_unten_2	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
9	Aufschweißblech_Kopplung_re	Blechezuschnitt 2mm	1	St02a	
10	Aufschweißblech_Kopplung_li	Blechezuschnitt 2mm	1	St02a	
11	Anschweißbolzen_Kopplung	Drehteil	2	E295	
12	Flanschlager d10	Igubal EFOM-10	2		
13	Scheibe M12	DIN 125	4		06-003-820
14	Sicherungsring D10	DIN 471	2		06-211-050
15	SK-Schraube M5x16	DIN 933	4	8.8	02-036-216
16	Scheibe M5	DIN 125	8		06-012-200
17	SK-Mutter M5	DIN 934	4		04-015-200

Baugruppe: Tank					
Unterbaugruppe: Regenschutz					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Regenschutzbelch	Blechbiegeteil 1,25mm	1	St02a	
2	Anschweißblech_Welle	Blechezuschnitt 1,25mm	2	St02a	
3	Heben	Fräßteil	1	E295	
4	Achse	Drehteil	1	E295	
5	Pneumatikzylinder d16x80	Festo DSNU16-80-P-A	1		33-200-039
6	Gabelgelenk 6x12		1		33-210-070
7	Scheibe M6	DIN 125	1		06-012-300
8	Zylinderstift d4x20	DIN ISO 8734	1		
9	Sicherungsring d6	DIN 471	1		06-211-030

Baugruppe: Tank					
Unterbaugruppe: Verriegelung					
Pos	Teil	Bezeichnung/Beschreibung	Menge	Wkst.	SAP-Nr.
1	Hebel	Blechezuschnitt 5mm	2	St37.2	
2	Scheibe M8	DIN 125	2		06-012-400
3	Sicherungsring d8	DIN 471	2		06-211-040
4	Sicherungsring d6	DIN 471	2		06-211-030
5	Scheibe M6	DIN 125	2		06-012-300
6	Gabelgelenk d6x12		2		33-210-070
7	Pneumatikzylinder d16x15	SMC A_C85N16-15T(OUT)	2		

Design Data	
Commutation	Brushed
Direction of rotation	Bi-directional
Bearing type	A:Ball - B:Sleeve

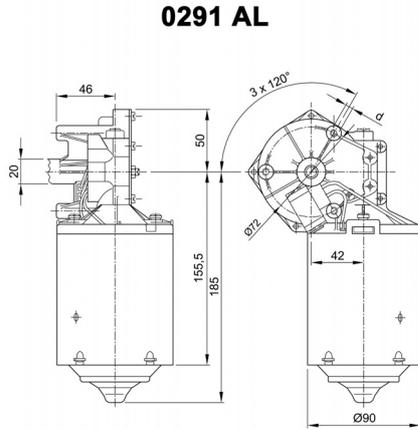
Performance data		
Rated voltage [V]	U_N	12
Nominal torque [Nm]	M_N	6.00
No-load speed [min^{-1}]	n_0	52.0
Nominal power [W]	P_N	29.7
Nominal current [A]	I_N	6.0
Nominal force [kN]	F_N	0.00
Duty cycle	s1	

Sensor data	
Pulses	0
Output channels	0

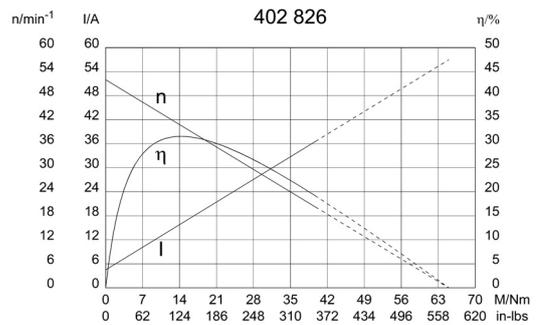
Other data	
Gear ratio	59/1
Gear wheel material	Resinbonded fabric
Suppression components	
Enclosure class	IP 20
Weight [kg]	2.900

Remarks: d = M6x16mm

Characteristic curves

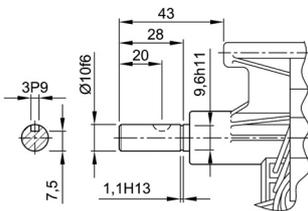


Motor picture

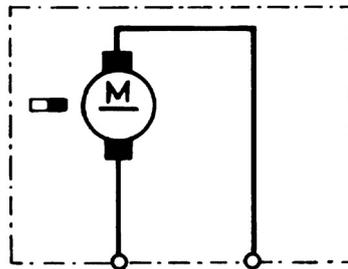


Output shaft drawing (W), Wiring diagrams (S) and Connector layout (K)

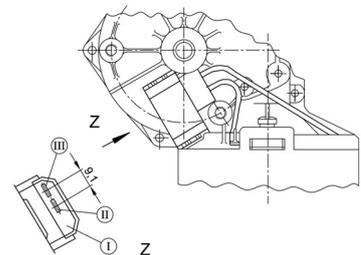
W 278



S 28



K 243



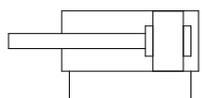
Flat plug 6,8x0,8 DIN 46244 mating with receptacle for tabs and connector housing 163 006-1, drwg C163006, www.tycoelectronics.com

Druckluftzylinder: Standardausführung doppeltwirkend, Standardkolbenstange **Serie CG1**

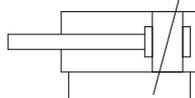


Symbol

elastische Dämpfung



pneumatische Dämpfung



Bestelloptionen

(Siehe Seiten 77 bis 93 für nähere Angaben)

Bestelloption	Technische Daten
-XA□	geänderte Ausführung des Kolbenstangenendes
-XB6	Hochtemperaturzylinder (-10 bis 150 °C)*1
-XB7	kältebeständiger Zylinder (-40 bis 70 °C)*2
-XB9	Langsamlauf-Zylinder (10 bis 50 mm/s)*3
-XB13	Langsamlauf-Zylinder (5 bis 50 mm/s)*3
-XC4	mit Abstreifer für hohe Beanspruchung
-XC6	aus rostfreiem Stahl
-XC8	Zylinder mit Hubbegrenzung/Ausführung mit einstellbarer Ausfahrbewegung
-XC9	Zylinder mit Hubbegrenzung/Ausführung mit einstellbarer Einfahrbewegung
-XC10	Mehrstellungszylinder/durchgehende Kolbenstange
-XC11	Mehrstellungszylinder/Standardkolbenstange
-XC12	Tandem-Zylinder*3
-XC13	Signalgebermontage mit Schiene
-XC20	axialer Druckluftanschluss am Zylinderdeckel*3
-XC22	Dichtung aus Fluorkautschuk*1
-XC27	Bolzen für Gabelbefestigung und für Gabelgelenk aus rostfreiem Stahl
-XC29	Gabelgelenk mit Federstift
-XC35	mit Metallabstreifer
-XC37	größerer Drosseldurchmesser am Druckluftanschluss
-XC42	zylinderdeckelseitig integrierter Stoßdämpfer
-XC85	Schmierfett für Ausrüstungen in der Lebensmittelverarbeitung
-X446	PTFE-Schmierfett*3

*1 Zylinder mit elastischer Dämpfung haben keine Dämpfscheibe.

*2 Nur kompatibel mit Zylindern mit elastischer Dämpfung, verfügt nicht über eine Dämpfscheibe.

*3 Nur kompatibel mit Zylindern mit elastischer Dämpfung.

Einzelheiten zu Zylindern mit Signalgebern finden Sie auf den Seiten 68 bis 74.

- Signalgeber-Einbaulage (Erfassung am Hubende) und Einbauhöhe
- Mindesthub für Signalgebermontage
- Signalgeber-Befestigungselemente/ Bestell-Nr.
- Betriebsbereich
- Zylinder-Befestigungselement, nach Hub/Signalgeber-Montageflächen

Technische Daten

Kolben-Ø [mm]		20	25	32	40	50	63	80	100	
Wirkungsweise		doppeltwirkend, Standardkolbenstange								
Schmierfett		nicht erforderlich (lebensdauer geschmiert)								
Medium		Druckluft								
Prüfdruck		1,5 MPa								
max. Betriebsdruck		1,0 MPa								
min. Betriebsdruck		0,05 MPa								
Umgebungs- und Medientemperatur		ohne Signalgeber: -10 °C bis 70 °C (nicht gefroren) mit Signalgeber: -10 °C bis 60 °C								
Kolbengeschwindigkeit		50 bis 1000 mm/s						50 bis 700 mm/s		
Hubtoleranz		bis Hub 1000 ^{+1,4} ₀ mm, bis Hub 1500 ^{+1,8} ₀ mm								
Dämpfung		elastisch, pneumatisch								
Montage**		Grundauführung, Grundauführung (ohne Innengewinde für Schwenklagerbefestigung), Fußbefestigung, Flansch vorn, Flansch hinten, Schwenklager vorn, Schwenklager hinten, Gabelbefestigung (für die Ausrichtung der Anschlussposition um 90°)								
zulässige kinetische Energie (J)	elastische Dämpfung	Kolbenstangenaußengewinde	0,28	0,41	0,66	1,20	2,00	3,40	5,90	9,90
		Kolbenstangeninnengewinde	0,11	0,18	0,29	0,52	0,91	1,54	2,71	4,54
	pneumatische Dämpfung	Kolbenstangenaußengewinde	R: 0,35 H: 0,42	R: 0,56 H: 0,65	0,91	1,80	3,40	4,90	11,80	16,70
		Kolbenstangeninnengewinde	0,11	0,18	0,29	0,52	0,91	1,54	2,71	4,54

* R: Zylinderkopfseite, H: Zylinderdeckelseite

** Die Zylindergrößen Ø 80 und Ø 100 sind nicht in Grundauführung (ohne Innengewinde für Schwenklagerbefestigung), Ausführung mit Schwenklager vorn und Ausführung mit Schwenklager hinten erhältlich. Die Ausführungen mit Fußbefestigung, Flansch und Gabelbefestigung der Zylindergrößen Ø 20 bis Ø 63 verfügen nicht über Innengewinde für Schwenklagerbefestigung. Den Zylinder innerhalb der zulässigen kinetischen Energie betreiben.

Zubehör

Montage		Grundauführung	axiale Fußbefestigung	Flansch vorn	Flansch hinten	Schwenklager vorn	Schwenklager hinten	Gabelbefestigung
Standard	Kolbenstangenmutter	●	●	●	●	●	●	●
	Bolzen für Gabelbefestigung	—	—	—	—	—	—	●
Option	Gelenkkopf	●	●	●	●	●	●	●
	Gabelgelenk (mit Bolzen)**	●	●	●	●	●	●	●
	Gegenlager*	—	—	—	—	●*	●*	●
	Faltenbalg	●	●	●	●	●	●	●

* Nicht erhältlich für Ø 80 und Ø 100.

** Ein Bolzen und Sicherungsringe werden mitgeliefert.

Standardhübe

Kolben-Ø	Standardhub Anm. 1)	max. herstellbarer Hub Anm. 2)
20	25, 50, 75, 100, 125, 150, 200	201 bis 1500
25	25, 50, 75, 100, 125, 150, 200, 250, 300	301 bis 1500
32		
40		
50, 63		
80		
100		

Anm. 1) Oben nicht angegebene Zwischenhübe werden auf Bestellung gefertigt. Zwischenhübe in Abständen von 1 mm können hergestellt werden. (Distanzstücke werden nicht verwendet)

Anm. 2) Der max. herstellbare Hub zeigt den Langhub.

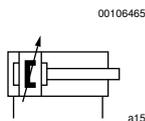
Anm. 3) Die verwendbaren Hübe müssen in Abstimmung auf die Anwendung geprüft werden. Für nähere Angaben siehe „Modellauswahl für Druckluftzylinder“. Darüber hinaus ist es möglich, dass Produkte, die den Standardhub überschreiten, aufgrund von Abweichung usw. die Spezifikationen nicht erfüllen.

Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
CG1W
 Standard
 doppeltwirkend, durchgehende Kolbenstange
CG1
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
 einfachmontiert, Federkraft angelehnt
CG1K
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
 doppeltwirkend, durchgehende Kolbenstange
CG1W
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
 einfachmontiert, Federkraft angelehnt
CG1K
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
 doppeltwirkend, durchgehende Kolbenstange
CG1R
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
CG1KR
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
CBG1
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
Signalgeber
 Standard
 doppeltwirkend, Standardkolbenstange
Bestelloptionen

Kolbenstangenzylinder ▶ Normzylinder

Minizylinder, Serie MNI

- ▶ Anschlüsse: M5 - G 1/8 ▶ doppelwirkend ▶ mit Magnetkolben ▶ Dämpfung: pneumatisch, einstellbar
- ▶ korrosionsgeschützt ▶ mit integrierter Aufhängebefestigung ▶ Kolbenstange: Außengewinde



Normen	ISO 6432
Druckluftanschluss	Innengewinde
Betriebsdruck min./max.	1 bar / 10 bar
Umgebungstemperatur min./max.	-25 °C / +80 °C
Mediumstemperatur min./max.	-25 °C / +80 °C
Medium	Druckluft
Max. Partikelgröße	50 µm
Ölgehalt der Druckluft	0 mg/m ³ - 5 mg/m ³
Druck zur Bestimmung der Kolbenkräfte	6,3 bar

Werkstoffe:	
Zylinderrohr	Nichtrostender Stahl
Kolbenstange	Nichtrostender Stahl
Kolben	Messing, Aluminium
Deckel vorne	Aluminium, eloxiert
Deckel hinten	Aluminium, eloxiert
Dichtung	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk; Polyurethan
Mutter für Zylinderbefestigung	Stahl, verzinkt
Mutter für Kolbenstange	Stahl, verzinkt
Abstreifer	Polyurethan

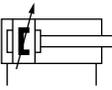
Technische Bemerkungen

- Der Drucktaupunkt muss mindestens 15 °C unter der Umgebungs- und Mediumstemperatur liegen und darf max. 3 °C betragen.
- Der Ölgehalt der Druckluft muss über die gesamte Lebensdauer konstant bleiben.
- Verwenden Sie ausschließlich von AVENTICS zugelassene Öle, siehe Kapitel „Technische Informationen“.
- Klemmstück für Magnetfeldsensor notwendig
- ATEX-zertifizierte Zylinder sind über die AVENTICS Vertriebszentren erhältlich
- ATEX Kennzeichnung: II 2G c IIB T4 II 2D c IP65 T125 °C X
- Der Einsatztemperaturbereich für ATEX-zertifizierte Zylinder ist -20 °C bis +50 °C.

Kolben-Ø		[mm]	16	20	25		
Kolbenkraft einfahrend		[N]	109	166	260		
Kolbenkraft ausfahrend		[N]	127	198	309		
Dämpfungslänge		[mm]	9	13	17,5		
Dämpfungsenergie		[J]	0,6	1,5	2,3		
Gewicht	0 mm Hub	[kg]	0,1	0,16	0,265		
	+10 mm Hub	[kg]	0,0055	0,009	0,013		
Hub max.		[mm]	800	1100	1300		

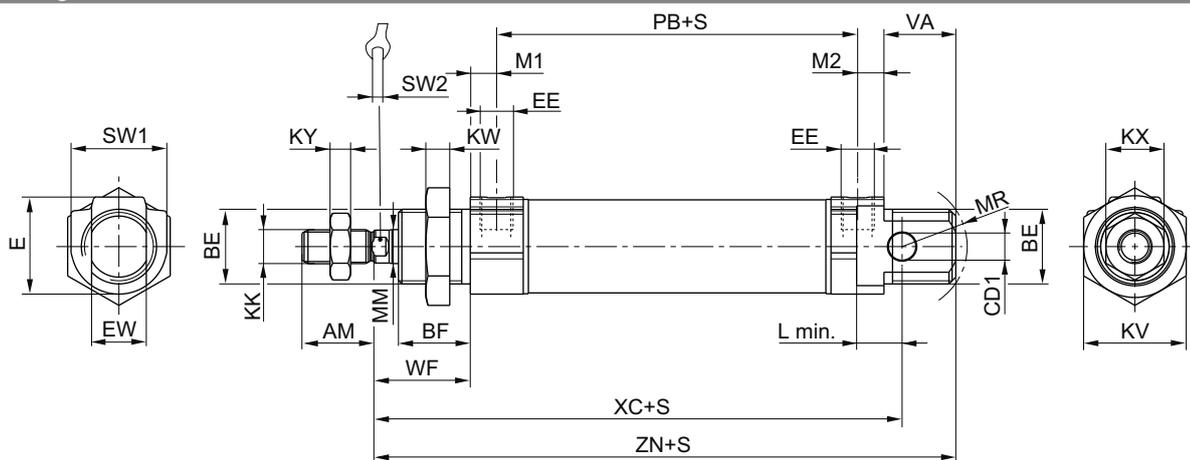
Minizylinder, Serie MNI

- ▶ Anschlüsse: M5 - G 1/8 ▶ doppeltwirkend ▶ mit Magnetkolben ▶ Dämpfung: pneumatisch, einstellbar
- ▶ korrosionsgeschützt ▶ mit integrierter Aufhängebefestigung ▶ Kolbenstange: Außengewinde

	Kolben-Ø Kolbenstangengewinde Anschlüsse Kolbenstangen-Ø Zylinderaußengewinde	16 M6 M5 6 M16x1,5	20 M8 G 1/8 8 M22x1,5	25 M10x1,25 G 1/8 10 M22x1,5		
	Hub 10	0822332501	0822333501	0822334501		
	25	0822332502	0822333502	0822334502		
	50	0822332503	0822333503	0822334503		
	80	0822332504	0822333504	0822334504		
	100	0822332505	0822333505	0822334505		
	125	0822332506	0822333506	0822334506		
	160	0822332507	0822333507	0822334507		
	200	0822332508	0822333508	0822334508		
	250	0822332509	0822333509	0822334509		
	320	0822332510	0822333510	0822334510		
	400	0822332511	0822333519	0822334511		
500	0822332512	0822333541	0822334512			

Weitere Abwandlungen sind über die AVENTICS Vertriebszentren erhältlich

Abmessungen



Abmessungen

Kolben-Ø	AM-2	BE	BF	CD H9	E	EE	EW d13	KK	KV	KW	KX	KY
16	16	M16x1,5	16	6	19	M5 t=5	12	M6	22	6	10	3,2
20	20	M22x1,5	18	8	28	G1/8 t=8	16	M8	30	7	13	4
25	22	M22x1,5	21	8	28	G1/8 t=8	16	M10x1,25	30	7	17	6

Kolben-Ø	L min	MM f8	M1/M2	MR	PB ±1	VA	WF ±1,4	XC ±1	Y ± 1	ZN ± 1,4	SW 1	SW 2
16	8	6	4,8	16	47	17	22	82	27	95,5	19	5
20	12	8	7	18	51	19	24	95	32	109,5	28	6
25	12	10	7	19	55	21	28	104	36	119,5	28	8

t = Gewindetiefe

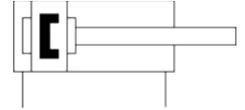
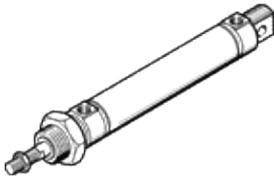
Normzylinder DSNU-16-80-P-A

Teilenummer: 19202

★ Kernprogramm

nach DIN ISO 6432 für Positionserkennung. Verschiedene Befestigungsmöglichkeiten, mit und ohne zusätzliche Befestigungselemente. Mit elastischen Dämpfungsringen in den Endlagen.

FESTO



Datenblatt

Merkmal	Werte
Hub	80 mm
Kolben-Durchmesser	16 mm
Kolbenstangengewinde	M6
Dämpfung	P: elastische Dämpfungsringe/-platten beidseitig
Einbaulage	beliebig
Entspricht Norm	CETOP RP 52 P ISO 6432
Kolbenstangenende	Außengewinde
Konstruktiver Aufbau	Kolben Kolbenstange Zylinderrohr
Positionserkennung	für Näherungsschalter
Varianten	einseitige Kolbenstange
Betriebsdruck	1 ... 10 bar
Funktionsweise	doppeltwirkend
Betriebsmedium	Druckluft nach ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Hinweis zum Betriebs- und Steuermedium	Geölter Betrieb möglich (im weiteren Betrieb erforderlich)
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	2
Umgebungstemperatur	-20 ... 80 °C
Zulassung	Germanischer Lloyd
Aufprallenergie in den Endlagen	0,15 J
Theoretische Kraft bei 6 bar, Rücklauf	103,7 N
Theoretische Kraft bei 6 bar, Vorlauf	120,6 N
Bewegte Masse bei 0 mm Hub	23 g
Gewichtszuschlag pro 10 mm Hub	4,6 g
Grundgewicht bei 0 mm Hub	89,9 g
Zuschlag bewegte Masse pro 10 mm Hub	2 g
Befestigungsart	mit Zubehör
Pneumatischer Anschluss	M5
Werkstoffhinweis	RoHS konform
Werkstoffinformation Deckel	Aluminium-Knetlegierung farblos eloxiert
Werkstoffinformation Dichtungen	NBR TPE-U(PU)
Werkstoffinformation Kolbenstange	hochlegierter Stahl rostfrei
Werkstoffinformation Zylinderrohr	hochlegierter Stahl rostfrei

ISO-Zylinder/Standard, Verdrehgesichert: Einfachwirkend, Federkraft ein- oder ausgefahren

Serie C85

ø8, ø10, ø12, ø16, ø20, ø25

Bestellschlüssel

Einfachwirkend
Federkraft ein-/ausgefahren

C D 85 K N 16 40 S B

Magnet

—	ohne
D	eingebauter Magnetring

Ausführung

—	Standard
K	verdrehgesichert (nur elastische Endlagendämpfung)

Montageart

Symbol	Montageart
N	Standard, int. Gegenlager
E*	Gewinde beidseitig
F	Gewinde vorn, Luftanschluss hinten seitlich
Y**	Gewinde vorn, Luftanschluss hinten in Linie

* Doppeltwirk./durchgehende Kolbenstange: nur Ausführung Gewinde beidseitig (E).

** Nur für einstellbare Endlagendämpfung, einfachwirkend, Ausführung (T)

Kolbendurchmesser-Hublänge

Kolben-ø (mm)	Standardhublänge (mm)*	Max. Hublänge (mm)
ø8	10, 25, 50	50
ø10		
ø12		
ø16	10, 25, 50, 100, 150	150
ø20		
ø25		

* Andere Hublängen auf Anfrage erhältlich.

Signalgeber Montageart

A	Schiene montage
B	Bandmontage

Siehe 1-95 für Signalgeber und Montagebänder. Bestellen Sie Signalgeber und Montagebänder bitte separat.

weitere Optionen

—	ohne
XA0-30 ^{Anm.)}	geänderte Ausführung des Kolbenstangenendes
XC6A	Kolbenstange und Kolbenstangenmutter aus rostfreiem Stahl
XC6B	Kolbenstange, Kolbenstangenmutter und Befestigungsmutter aus rostfreiem Stahl

Anm.) ø8 bis ø16: nur möglich XA0/1/10/11
ø20 bis ø25 (außer verdrehgesicherte Ausführung): XA0 bis XA30 möglich
ø20 bis ø25 (verdrehgesicherte Ausführung): XA0/1/6/10/11/13/14/17/19/21

Wirkungsweise

S	mit Federkraft eingefahren
T	mit Federkraft ausgefahren

Bestell-Nr. Befestigungselemente

Element	ø (mm)	8	10	12	16	20	25
Fuß (1 Stk.)		C85L10A		C85L6A		C85L25A	
Füße (2 Stk., davon 1 Stk. mit Befestigungsmutter.)		C85L10B		C85L16B		C85L25B	
Flansch		C85F10		C85F16		C85F25	
Schwenklager		C85T10		C85T16		C85T25	
Gegenlager		C85C10		C85C16		C85C25	
Gelenkkopf DIN648		KJ4D		KJ6D		KJ8D	KJ10D
Gabelgelenk DIN71751		GKM4-8		GKM6-12		GKM8-16	GKM10-20
Ausgleichselement		JA10-4-070		JA15-6-100		JA20-8-125	JA30-10-125

Anm.) Bestellen Sie die Befestigungselemente bitte getrennt.

Service-Sets

Für Standardzylinder

ø (mm)	Set-Nr.	Bemerkung
20	C85-20PS	Jedes Set enthält: 1 Abstreifer/Dichtung
25	C85-25PS	1 Scheibe 1 Sicherungsring

Für verdrehgesicherte Zylinder ("K")

ø (mm)	Set-Nr.	Bemerkung
20	C85K-20PS	Jedes Set enthält: 1 Abstreifer/Dichtung
25	C85K-25PS	1 Scheibe 1 Sicherungsring



Federkraft eingefahren



Federkraft ausgefahren

Elastische Endlagendämpfung



Verdrehgesicherte Kolbenstange

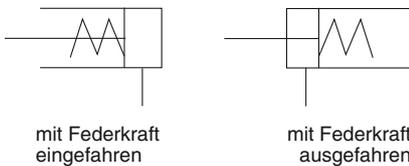
Technische Daten

Kolbendurchmesser (mm)	8	10	12	16	20	25
Kolbenstangendurchm. (mm)	4	4	6	6	8	10
Kolbenstangengewinde	M4	M4	M6	M6	M8	M10 X 1.25
Anschlüsse	M5	M5	M5	M5	G1/8	G1/8
Funktion	Einfachwirkend/Standardausführung, mit Federkraft ein-/ausgefahren					
Medium	Druckluft					
Prüfdruck	1.5MPa					
Max. Betriebsdruck	1.0MPa					
Min. Betriebsdruck	Federkraft eingefahren		0.22MPa		0.18MPa	
	Federkraft ausgefahren		0.13MPa		0.18MPa 0.23MPa	
Umgebungs- und Medientemperatur	-20 bis 80°C (Mit eingebautem Magnet: -10 bis 60°C)					
Dämpfung	Elastische Endlagendämpfung (Standard)					
Schmierung	Nicht erforderlich. Wenn notwendig, wird Turbinenöl Nr.1 ISOVG32 empfohlen.					
Kolbengeschwindigkeit	50 bis 1500mm/s					
Zulässige kinetische Energie	0.02J	0.03J	0.04J	0.09J	0.27J	0.4J
Verdrehgenauigkeit*	±1 30'	±1 30'	±1	±1	±0 42'	±0 42'
Hubtoleranz	0/+1			0/+1.4		

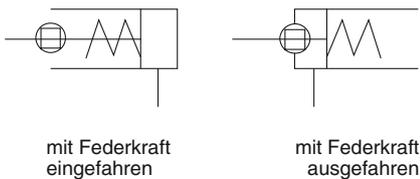
* Gilt nur für Modelle mit verdrehgesicherter Kolbenstange.

Symbol

Standard



Verdrehgesichert



Federkraft (Standard, verdrehgesichert)

Mit Federkraft eingefahren (N)

ø (mm)	Standardhub (mm)	Federkraft									
		10		25		50		100		150	
		entspannt	gespannt	entspannt	gespannt	entspannt	gespannt	entspannt	gespannt	entspannt	gespannt
8	10, 25, 50	4.41	4.02	4.41	3.43	4.41	2.45	—	—	—	—
10		6.28	5.69	6.28	4.90	6.28	3.53	—	—	—	—
12		7.16	6.57	7.16	5.79	7.16	4.41	—	—	—	—
16	10, 25, 50, 100, 150	13.2	12.1	13.2	10.3	13.2	7.45	13.2	7.45	13.2	7.45
20		21.6	18.6	21.6	16.7	21.6	11.8	39.2	9.81	39.2	9.81
25		27.5	25.3	27.5	22.1	27.5	16.7	47.1	13.7	47.1	15.7

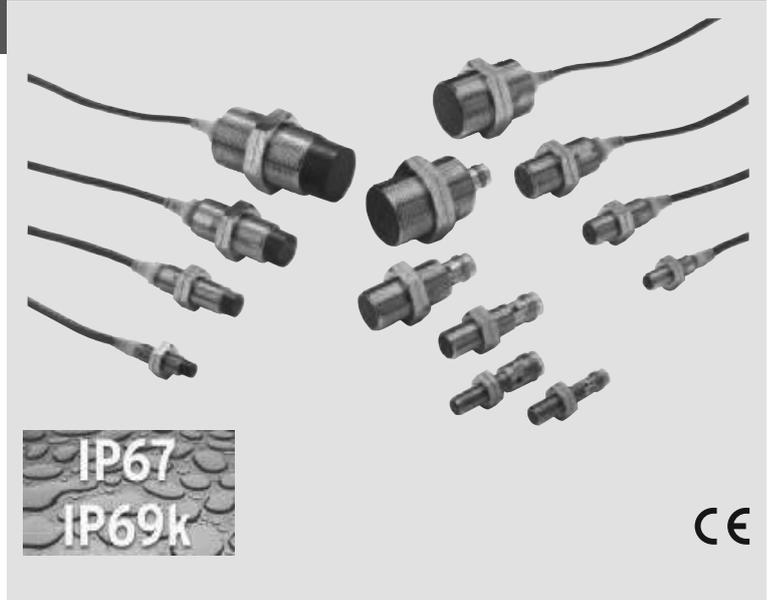
Mit Federkraft ausgefahren (N)

ø (mm)	Standardhub (mm)	Federkraft									
		10		25		50		100		150	
		entspannt	gespannt	entspannt	gespannt	entspannt	gespannt	entspannt	gespannt	entspannt	gespannt
8	10, 25, 50	5.30	3.92	5.30	3.14	5.30	2.65	—	—	—	—
10		5.98	4.81	5.98	4.02	5.98	3.53	—	—	—	—
12		6.57	5.59	6.57	4.90	6.57	4.51	—	—	—	—
16	10, 25, 50, 100, 150	14.7	11.3	14.7	9.22	14.7	7.85	14.7	7.85	14.7	7.85
20		39.2	33.0	39.2	23.5	39.2	9.81	39.2	9.81	39.2	9.81
25		47.1	40.4	47.1	30.4	47.1	13.7	47.1	13.7	47.1	15.7

Zylindrischer Näherungssensor E2A

Höchste Qualität für besonders lange Lebensdauer bei täglichem Einsatz

- Breiter Anwendungsbereich dank modularem Konzept
- Konstruiert und getestet für eine besonders lange Lebensdauer
- IP67 und IP69k für optimalen Schutz in feuchten Umgebungen
- Konstant hoher Qualitätsstandard durch ausgeklügeltes Herstellungsverfahren
- DC-3-Draht- und DC-2-Draht-Modelle
- Schliesser-, Öffner- und antivalente (Schliesser und Öffner) Modelle
- Bis zu 30 mm Nennschaltabstand
- Edelstahl- und Messinggehäuse
- Vorverdrahtete Ausführungen mit unterschiedlichen Kabelmaterialien und Kabeldurchmessern, M8- und M12-Steckerausführungen, vorverdrahtete Ausführungen mit Anschlusskabel und Stecker am Kabelende



Bestellinformationen

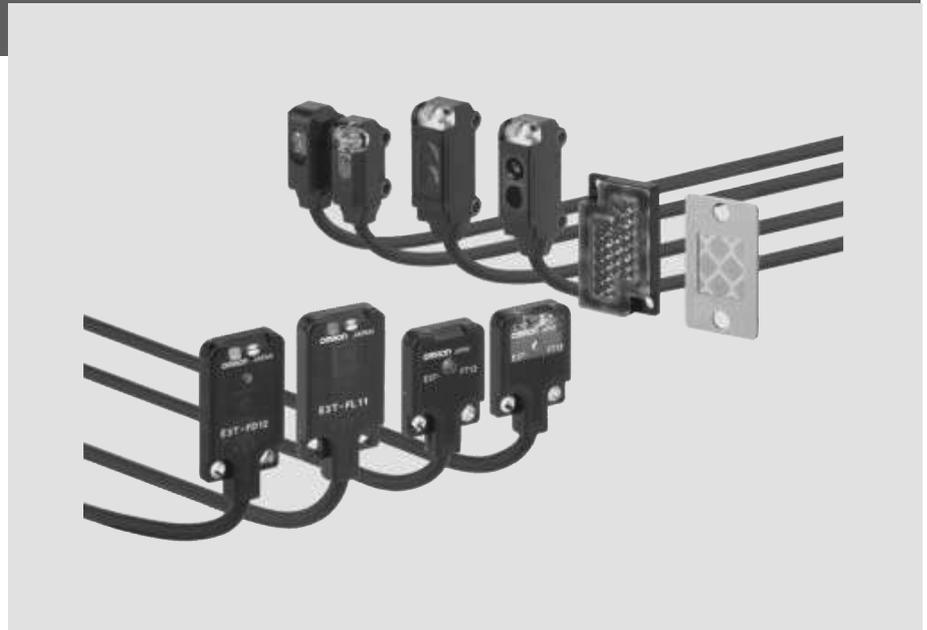
DC-3-Draht-Modelle (Schliesser + Öffner: DC-4-Draht) ^{*2}

Bauform	Tastweite	Anschluss	Gehäusematerial	Gewindelänge (in Klammern: Gesamtlänge)	Ausgangskonfiguration	Schliesser- Schaltverhalten	Öffner- Schaltverhalten	
M8	Bündig	Kabelausführung	Edelstahl*1	27 (40)	PNP	E2A-S08KS02-WP-B1 2M	E2A-S08KS02-WP-B2 2M	
					NPN	E2A-S08KS02-WP-C1 2M	E2A-S08KS02-WP-C2 2M	
				49 (62)	PNP	E2A-S08LS02-WP-B1 2M	E2A-S08LS02-WP-B2 2M	
					NPN	E2A-S08LS02-WP-C1 2M	E2A-S08LS02-WP-C2 2M	
				M12-Stecker	27 (43)	PNP	E2A-S08KS02-M1-B1	E2A-S08KS02-M1-B2
						NPN	E2A-S08KS02-M1-C1	E2A-S08KS02-M1-C2
		49 (65)		PNP	E2A-S08LS02-M1-B1	E2A-S08LS02-M1-B2		
				NPN	E2A-S08LS02-M1-C1	E2A-S08LS02-M1-C2		
		M8-Stecker (3-polig)		27 (39)	PNP	E2A-S08KS02-M5-B1	E2A-S08KS02-M5-B2	
					NPN	E2A-S08KS02-M5-C1	E2A-S08KS02-M5-C2	
		49 (61)		PNP	E2A-S08LS02-M5-B1	E2A-S08LS02-M5-B2		
				NPN	E2A-S08LS02-M5-C1	E2A-S08LS02-M5-C2		
	M8-Stecker (4-polig)	27 (39)		PNP	E2A-S08KS02-M3-B1	E2A-S08KS02-M3-B2		
				NPN	E2A-S08KS02-M3-C1	E2A-S08KS02-M3-C2		
	49 (61)	PNP		E2A-S08LS02-M3-B1	E2A-S08LS02-M3-B2			
		NPN		E2A-S08LS02-M3-C1	E2A-S08LS02-M3-C2			
	Nicht bündig	Kabelausführung		27 (40)	PNP	E2A-S08KN04-WP-B1 2M	E2A-S08KN04-WP-B2 2M	
					NPN	E2A-S08KN04-WP-C1 2M	E2A-S08KN04-WP-C2 2M	
				49 (62)	PNP	E2A-S08LN04-WP-B1 2M	E2A-S08LN04-WP-B2 2M	
					NPN	E2A-S08LN04-WP-C1 2M	E2A-S08LN04-WP-C2 2M	
				M12-Stecker	27 (43)	PNP	E2A-S08KN04-M1-B1	E2A-S08KN04-M1-B2
						NPN	E2A-S08KN04-M1-C1	E2A-S08KN04-M1-C2
		49 (65)		PNP	E2A-S08LN04-M1-B1	E2A-S08LN04-M1-B2		
				NPN	E2A-S08LN04-M1-C1	E2A-S08LN04-M1-C2		
M8-Stecker (3-polig)		27 (39)	PNP	E2A-S08KN04-M5-B1	E2A-S08KN04-M5-B2			
			NPN	E2A-S08KN04-M5-C1	E2A-S08KN04-M5-C2			
49 (61)		PNP	E2A-S08LN04-M5-B1	E2A-S08LN04-M5-B2				
		NPN	E2A-S08LN04-M5-C1	E2A-S08LN04-M5-C2				
M8-Stecker (4-polig)	27 (39)	PNP	E2A-S08KN04-M3-B1	E2A-S08KN04-M3-B2				
		NPN	E2A-S08KN04-M3-C1	E2A-S08KN04-M3-C2				
49 (61)	PNP	E2A-S08LN04-M3-B1	E2A-S08LN04-M3-B2					
	NPN	E2A-S08LN04-M3-C1	E2A-S08LN04-M3-C2					

Rechteckige optische Miniatursensoren im Kunststoffgehäuse

E3T

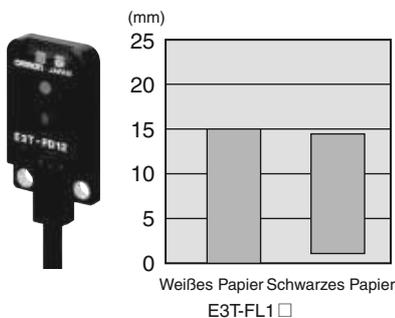
- Präzisionsnadelstrahl-LED
- 3,5 mm flache Bauform oder 6,6 mm breite Bauform mit seitlichem Lichtaustritt für platzkritische Anwendungen
- IP67
- Impulssynchronisation für hohe Fremdlichtunempfindlichkeit
- Modelle für die Montage mit M2- oder M3-Schrauben



Merkmale

3,5 mm flaches Modell mit Hintergrundausbildung und höchster Wiederholgenauigkeit auch bei Objekten mit unterschiedlicher Farbe

Minimaler Hell/Dunkel-Fehler

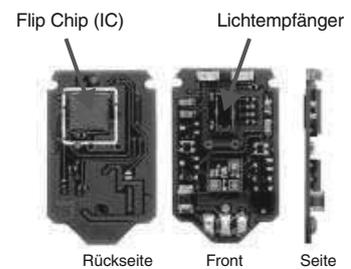


Einzigartige lichtempfangende Linsenform für hochpräzise Ausrichtung

Lichtempfangende Linse



Neue Montagetechnik für zuverlässige Hintergrundausbildung im 3,5 mm flachen Gehäuse



Objekterfassung durch kleine Löcher

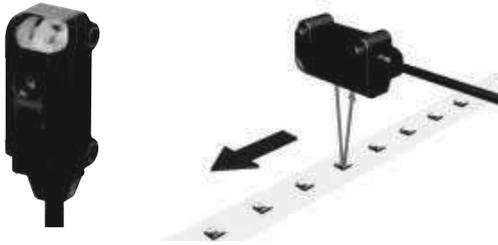
- Die Präzisionsnadelstrahl-LED der Einweglichtschranken bietet hohe Reichweiten für die äußerst präzise und zuverlässige Erfassung durch schmalste Schlitz und Lücken mit z.B. einem Durchmesser von lediglich 0,5 mm.
- Die Koaxialoptik und die kleine Linse der Reflexionslichtschranken ermöglichen die Erfassung von kleinen (2 mm Durchm.) Objekten oder durch kleine Löcher (2 mm Durchm.).



Anwendung

E3T-SL Reflexionslichttaster mit definiertem Tastbereich (seitlicher Lichtaustritt)

- Kleinstes erfassbares Objekt: \varnothing 0,15 mm
- Die Hintergrundausblendungs-Optik verringert den Einfluss von wechselnden Hintergründen und umgebenden Metallen, um eine verbesserte Erfassungstabilität zu gewährleisten.



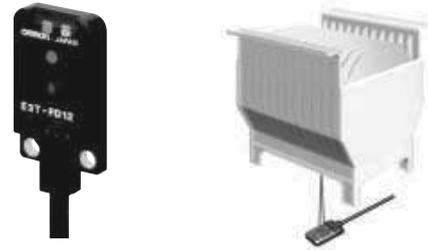
Modelle mit M2- oder M3-Befestigungsbohrungen

- platzsparende Montage mit M2-Schrauben (Schrauben im Lieferumfang enthalten)
- Standardmontage mit M3-Schrauben (Schrauben separat bestellen)



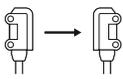
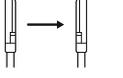
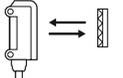
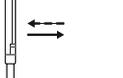
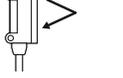
E3T-FD Reflexionslichttaster (flache Bauform)

- Kleinstes erfassbares Objekt: \varnothing 0,15 mm
- 3,5 mm für Installationen mit begrenztem Platz.



Liste der Modelle

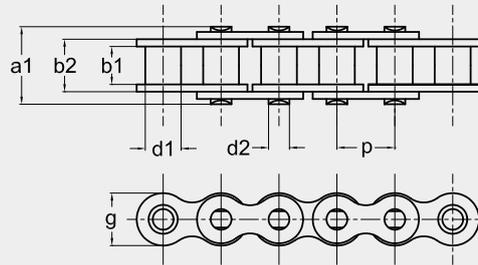
Sensoren

Sensortyp	Reich-/Tastweite	Anschlussart				Schaltverhalten	Größe der Montage-schrauben	Bestellbezeichnung*1		
								NPN-Ausgang	PNP-Ausgang	
Einweglichtschranke 	2 m	–	–	2 m		Hellschaltend	M2	E3T-ST31 2M	E3T-ST33 2M	
	1 m					Dunkel-schaltend	M2	E3T-ST32 2M	E3T-ST34 2M	
						Hellschaltend	M2	E3T-ST11 2M	E3T-ST13 2M	
							M3	E3T-ST11M 2M	E3T-ST13M 2M	
						Dunkel-schaltend	M2	E3T-ST12 2M	E3T-ST14 2M	
							M3	E3T-ST12M 2M	E3T-ST14M 2M	
						Hellschaltend	M2	E3T-ST21 2M	E3T-ST23 2M	
	M3	E3T-ST21M 2M	E3T-ST23M 2M							
	Dunkel-schaltend	M2	E3T-ST22 2M	E3T-ST24 2M						
		M3	E3T-ST22M 2M	E3T-ST24M 2M						
	Einweglichtschranke 	500 mm					Hellschaltend	M2	E3T-FT11 2M	E3T-FT13 2M
		300 mm					Dunkel-schaltend	M2	E3T-FT12 2M	E3T-FT14 2M
Hellschaltend							M2	E3T-FT21 2M	E3T-FT23 2M	
Dunkel-schaltend							M2	E3T-FT22 2M	E3T-FT24 2M	
Reflexionslichtschranke 	30 bis 200 mm*2 mit Reflektoren/ 10 bis 100 mm*2 mit Reflexions- folien					Hellschaltend	M2	E3T-SR41-C 2M*3	E3T-SR43-C 2M*3	
	Dunkel-schaltend	M2	E3T-SR42-C 2M*3	E3T-SR44-C 2M*3						
Energetische Reflexionslichttaster 	5 bis 30 mm					Hellschaltend	M2	E3T-FD11 2M	E3T-FD13 2M	
						Dunkel-schaltend	M3	E3T-FD11M 2M	E3T-FD13M 2M	
							M2	E3T-FD12 2M	E3T-FD14 2M	
						M3	E3T-FD12M 2M	E3T-FD14M 2M		
Reflexionslichttaster definierter Tastbereich 	5 bis 15 mm					Hellschaltend	M2	E3T-SL11 2M	E3T-SL13 2M	
						M3	E3T-SL11M 2M	E3T-SL13M 2M		
	5 bis 30 mm						Dunkel-schaltend	M2	E3T-SL12 2M	E3T-SL14 2M
							M3	E3T-SL12M 2M	E3T-SL14M 2M	
	Hellschaltend	M2	E3T-SL21 2M	E3T-SL23 2M						
		M3	E3T-SL21M 2M	E3T-SL23M 2M						
	Dunkel-schaltend	M2	E3T-SL22 2M	E3T-SL24 2M						
		M3	E3T-SL22M 2M	E3T-SL24M 2M						
Reflexionslichttaster mit Hintergrundausblendung 	1 bis 15 mm					Hellschaltend	M2	E3T-FL11 2M	E3T-FL13 2M	
						Dunkel-schaltend	M2	E3T-FL12 2M	E3T-FL14 2M	
	1 bis 30 mm						Hellschaltend	M2	E3T-FL21 2M	E3T-FL23 2M
							Dunkel-schaltend	M2	E3T-FL22 2M	E3T-FL24 2M

Bei Bestellungen mit Kabelschwanz ist „2M“ im Kabeltyp zu ersetzen durch:
 - M1J: M12 mit 30-cm-Kabel, - M3J: M8 4-polig mit 30-cm-Kabel
 - M5J: M8 3-polig mit 30-cm-Kabel

*1. Hängen Sie zur Bestellung von Kabelführungen mit Roboter-kabel ein „-R“ an die Bestellbezeichnung an (Beispiel: E3T-FT21R 2M)
 *2. Die Abstände wurden mit dem Reflektor E39-R4 und der Reflexionsfolie E39-R37-CA gemessen. Informationen zu Anwendungen mit kürzerem Mindestabstand zwischen Sensor und Reflektor erhalten Sie bei Ihrer Omron-Vertretung.
 *3. Reflektoren sind separat zu bestellen. Es sind auch Modelle mit mitgelieferten Reflektoren erhältlich.

1-fach Rollenketten



Type		Teilung Abmessungen							Gelenk- fläche	geford. Mindest- bruch- kraft	Ge- wicht
Bezeichnung	ISO	(mm)		(mm)			(mm)	(mm)	(cm ²)	(N)	(kg/m)
		p	b1(min)	d1(max)	d2(max)	b2(max)	g(max)	a1(max)	f	Fmin	q
KE 6x2.8	4	6	2.8	4	1.85	4.1	5	7.4	0.08	3000	0.12
KE 8x3	05B-1	8	3	5	2.31	4.77	7.1	8.6	0.11	5000	0.18
KE 3/8x7/32" *	06B-1	9.525	5.72	6.35	3.28	8.53	8.3	13.5	0.28	9000	0.41
KE 1/2x1/8"	81	12.7	3.3	7.75	3.66	5.8	9.9	10.2	0.21	8200	0.28
KE 1/2x1/4"	85	12.7	6.38	7.77	3.58	9.07	9.9	14	0.32	6800	0.38
KE 1/2x5/16"	08B-1	12.7	7.75	8.51	4.45	11.3	11.6	16.7	0.5	18000	0.7
KE 5/8x3/8"	10B-1	15.875	9.65	10.16	5.08	13.28	14.6	18.9	0.67	22400	0.9
KE 3/4x7/16"	12B-1	19.05	11.68	12.07	5.72	15.62	15.9	22.3	0.89	29000	1.15
KE 1x17.02	16B-1	25.4	17.02	15.88	8.28	25.4	20.5	35.4	2.1	60000	2.6
KE 1 1/4x3/4"	20B-1	31.75	19.56	19.05	10.19	29	25.7	40.4	2.96	95000	3.7
KE 1 1/2x1"	24B-1	38.1	25.4	25.4	14.63	37.9	33	53.8	5.54	160000	6.9
KE 1 3/4x31	28B-1	44.45	30.99	27.94	15.9	46.5	37	63.3	7.39	200000	8.6
KE 2x1 1/4"	32B-1	50.8	30.8	29.21	17.81	45.5	41.2	65.1	8.1	250000	9.5
KE 2 1/2x1 1/2"	40B-1	63.5	38.1	39.37	22.89	55.7	51.5	78.9	12.75	355000	15.1
KE 3x1 3/4"	48B-1	76.2	45.72	48.26	29.24	70.5	63.5	98.5	20.61	560000	24.5
KE 3 1/2x53.34	56B-1	88.9	53.34	53.98	34.32	81.3	77	114.7	27.9	850000	36.5
KE 4x60.96	64B-1	101.6	60.96	63.5	39.4	92	93.3	130	36.25	1120000	50
KE 4 1/2x68.58	72B-1	114.3	68.58	72.39	44.5	103.8	105.3	147	46.19	1400000	65

* Kette mit geraden Laschen

Rollenketten mit schmalen Flachlaschen DIN ISO 606 (ex DIN 8187-2), M1, 2 x p

Laschenanordnung 2 x p

(Befestigungslasche an jedem Außenglied),
wahlweise einseitig oder zweiseitig.

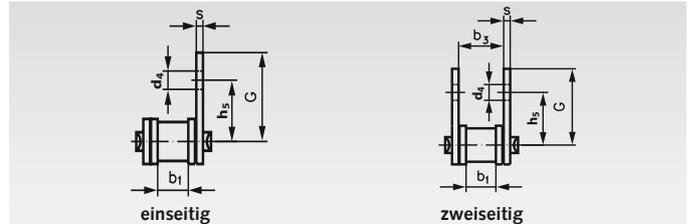
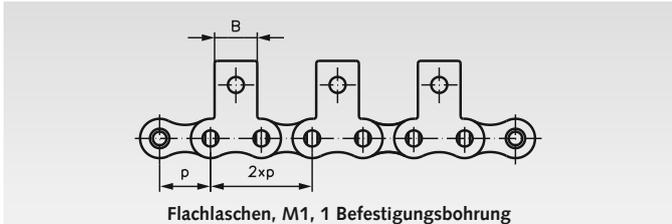
Andere Laschenanordnungen sind kurzfristig lieferbar.
Abweichende Laschenmaße sowie Spezialketten auf Anfrage.

Verschlussglieder M1 müssen separat bestellt werden
(siehe unten).

Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr.: 101 000 31, Flachlaschen-Rollenkette 06 B-1-M1,
einseitig am Außenglied im Abstand 2xp



M1 = schmale Form, 1 Befestigungsbohrung



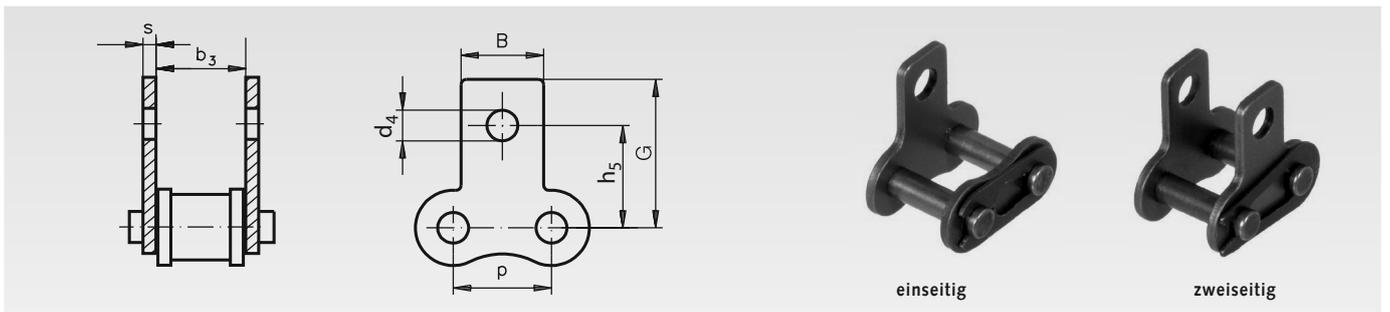
DIN ISO Nr.	Artikel-Nr. einseitig 2 x p	Artikel-Nr. zweiseitig 2 x p	Teilung x innere Breite p x b ₁ Zoll	Teilung p mm	Innere Breite b ₁ min. mm	h ₅ mm	G* mm	d ₄ mm	B* mm	s min* mm	b ₃ min. mm	Gewicht	
												einseitig kg/m	zweiseitig kg/m
06 B-1**	101 000 31	101 000 32	3/8 x 7/32"	9,525	5,72	9,53	13,5	3,5	8,0	1,2	8,66	0,45	0,49
08 B-1	105 000 31	105 000 32	1/2 x 5/16"	12,7	7,75	13,0	17,9	4,3	9,5	1,6	11,43	0,75	0,81
10 B-1	106 000 31	106 000 32	5/8 x 3/8"	15,875	9,65	16,5	21,9	5,5	14,3	1,7	13,41	1,02	1,12
12 B-1	107 000 31	107 000 32	3/4 x 7/16"	19,05	11,68	21,0	26,6	6,6	16,0	1,8	15,75	1,28	1,41
16 B-1	108 000 31	108 000 32	1" x 17,02mm	25,4	17,02	23,0	31,8	6,6	19,1	2,8	25,6	2,93	3,14

* Die gekennzeichneten Maße sind nicht Bestandteil der DIN und können geringfügig abweichen.
Befestigungslaschen mit Maßen nach Werksnorm sind auf Anfrage weiterhin lieferbar.

** Diese Größe ist nicht in der DIN enthalten.

Bitte beachten: Verpackungseinheit 5 m.
Falls Sonderlängen gewünscht werden, ist die Länge
und die Gliederzahl (ungerade Zahl!) anzugeben.
Verschlussglieder sind immer separat zu bestellen.

Federverschlussglieder M1 mit schmalen Flachlaschen nach DIN ISO 606 (ex DIN 8187-2)



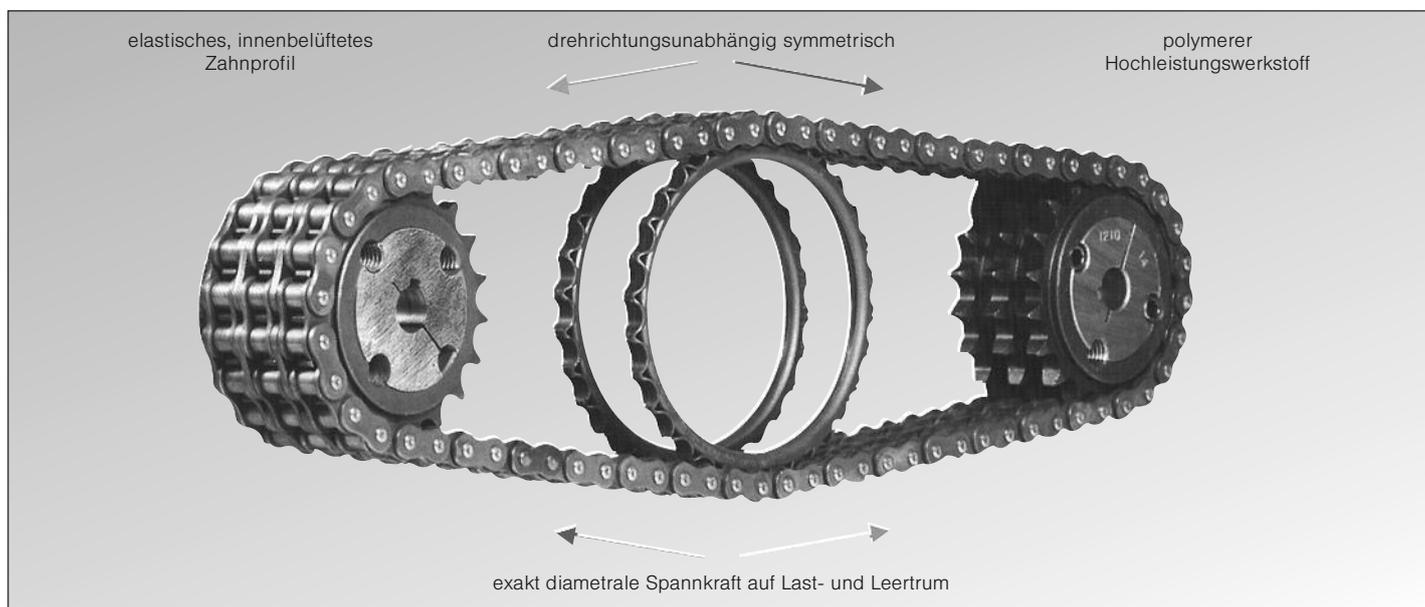
Bestellangaben: z.B.: Art.-Nr. 101 003 31, Verschlussglied M1, einseitig

M1 = schmale Form, 1 Befestigungsbohrung

DIN ISO	Artikel-Nr. einseitig	Artikel-Nr. zweiseitig	p mm	h ₅ mm	G* mm	d ₄ mm	B* mm	s min.* mm	b ₃ min. mm	Gewicht* einseit. g	Gewicht* zweis. g
06 B-1**	101 003 31	101 003 32	9,525	9,53	13,5	3,5	8,0	1,2	8,66	5	5,6
08 B-1	105 003 31	105 003 32	12,7	13,0	17,9	4,3	9,5	1,6	11,43	11,5	13,9
10 B-1	106 003 31	106 003 32	15,875	16,5	21,9	5,5	14,3	1,7	13,41	18,1	21,2
12 B-1	107 003 31	107 003 32	19,05	21,0	26,6	6,6	16,0	1,8	15,75	24	28
16 B-1	108 003 31	108 003 32	25,4	23,0	31,80	6,6	19,1	2,8	25,6	78	89

* Die gekennzeichneten Maße sind nicht Bestandteil der DIN und können geringfügig abweichen.

** Diese Größe ist nicht in der DIN enthalten.

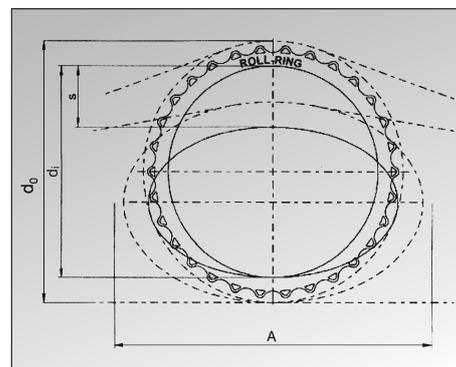


Das Prinzip der ROLL-RING-Kettenspanner beruht auf zwei einfachen Effekten:
Der elastische Ring greift in die Trume des Kettentriebes ein und rollt zwischen diesen im vorgespannten Zustand ähnlich der Form einer Ellipse.

Dabei überlagern sich die stets entgegengesetzten Bewegungen von Last- und Leertrum zur „Null-Summen-Bewegung“, also zur Lagesicherung auf der Stelle. Das garantiert die Lageunabhängigkeit und die Reversierfähigkeit der ROLL-RING-Kettenspanner.

Einbau- und Endmaße für ROLL-RING-Kettenspanner/Reihe ISO B:

Artikel-Nr. Ketten Fuchs	ISO-Nr.	Zähne- zahl z	Einbau- und Endmaße für Roll-Ring Kettenspanner/Reihe ISO B				
			d_o	d_i	s	A	$D = d_o - s$
105 030 001	05 B	30	76,5	65,0	20,0	104,0	56,5
106 030 001	06 B	30	91,1	73,0	25,0	122,0	66,1
106 036 001	06 B	36	109,0	89,0	25,0	143,0	84,0
108 026 001	08 B	26	105,5	87,5	27,0	135,8	78,5
108 030 001	08 B	30	121,5	101,6	30,0	161,6	91,5
108 034 001	08 B	34	137,5	115,4	30,0	165,0	107,5
108 430 001	081 / 083 / 085	30	121,5	101,6	30,0	161,6	91,5
108 436 001	081 / 083 / 085	36	145,7	122,2	32,0	187,0	113,7
110 026 001	10 B	26	128,4	105,0	28,0	153,0	100,4
110 030 001	10 B	30	148,0	124,6	33,0	177,0	115,0
110 034 001	10 B	34	170,0	141,0	38,0	217,0	132,0
112 026 001	12 B	26	155,0	127,6	35,0	209,5	120,0
112 030 001	12 B	30	182,2	153,1	45,0	242,0	137,2
112 034 001	12 B	34	207,5	169,5	45,0	265,0	162,5
116 026 001	16 B	26	207,0	167,0	45,0	269,0	162,0
116 030 001	16 B	30	245,8	202,0	50,0	306,0	195,8
120 030 001	20 B	30	303,7	256,4	65,0	390,0	238,7





Räder und Rollen

ÜBER UNS | ANGEBOT | NEUES | SUCHEN | KONTAKT

Rubriken direkt anwählen

Erklärung

Kunststoffrollen für Schiebetele mit Lagerung (Kugellager)

		Symbol					Lagerart	Lagernummer	
	58	U058	9	:	3134	63		959	
	66	U066	43	44	3134	63		9333	
	68	U0680432;		;	43	3135	63		95;
	68	U068043243		;	43	3135	63		9333
	76	U076248	48	48	3/37	73		9335	
	77	U077	48	48	3/37	73		9335	
	7;	U07;	48	47/8	3/37	73		9535	
	83	U083/6	48	47/8	3/39	93		9535	
	85	U085/8	48	47/8	3/39	93		9535	
	93	U093/8	53	4;	313;	93		9337	
	9;18	U09;/8	53	53	3148	;3		9537	
	:4	U0:4	53	54	3149	;3		9637	
	;;18	U0:;/8	53	58	3/4:	;3		9637	
	;4	U0;4	53	57	3/4;	433		9637	
	; ;18	U0; ;/8	53	58	3157	433		9637	
	<4	U0<4	58	58	3157	433		9538	
	<4	U0<4253	53	57	3/57	433		9637	



Materialdatenblatt
Material: PAS-LX

Mechanische Eigenschaften	Norm:	Einheit:	Wert:
Streckspannung [sY] (+23°C)	ISO 527-1/-2	MPa (N/mm ²)	43
Streckdehnung [eY]	ISO 527-1/-2	%	9
Bruchdehnung [eB] (+23°C)	ISO 527-1/-2	%	10
Zug- E- Modul [Et] (+23°C)	ISO 527-1/-2	MPa (N/mm ²)	2200
max. zulässige Druckbelastung (dauernd)	Faigle	MPa (N/mm ²)	11
Charpy- Schlagzähigkeit [acU] (+23°C)	ISO 179	kJ/m ²	30
Charpy- Kerbschlagzähigkeit [acN] (+23°C)	ISO 179	kJ/m ²	4
Gleitreibungskoeffizient ($\rho = 0.3\text{N/mm}^2 / 0.6\text{N/mm}^2$, $v = 0.27\text{m/s}$, gegen Stahl gehärtet und geschliffen)	-	-	0,2
Thermische Eigenschaften	Norm:	Einheit:	Wert:
min. Einsatztemperatur (dauernd)	-	°C	-40
max. Einsatztemperatur (dauernd)	-	°C	100
max. Einsatztemperatur (kurzzeitig)	-	°C	120
Thermischer Längenausdehnungskoeffizient (23 - 60°C)	ISO 11359	10 ⁻⁶ /K	120
Wärmeleitfähigkeit [l]thermal conductivity (+23°C)	DIN 52612	W/(m×K)	0,3
Spez. Wärmekapazität [cp]	DIN 52612	kJ/(kg×K)	1,5
Brandverhalten	Norm:	Einheit:	Wert:
Brennbarkeit nach UL94	IEC 60695-11-10	Class	HB

Materialdatenblatt
Material: PAS-LX

Elektrische Eigenschaften	Norm:	Einheit:	Wert:
Spez. Durchgangswiderstand	DIN IEC 60093	Ω×m	10 ¹⁴
Elektrische Durchschlagfestigkeit [EB1]	DIN EN 60243-1	kV/mm	35

Physikalische Eigenschaften	Norm:	Einheit:	Wert:
Dichte Rohdichte	ISO 1183	g/cm ³	1.34

Diese Daten sind Richtwerte, die nach Herstellungsart der Probekörper und Beanspruchung Veränderungen unterworfen sind. Diese Angaben beruhen auf eigener Erfahrung und auf Herstellerangaben. Ihre Mitteilung erfolgt jedoch ohne Gewähr, da jeder Anwendungsfall anders ist, und mit Bezug auf seine speziellen Einfluss-Parameter betrachtet werden muß.

DVR: 0575607 / Firmenbuch: FN 303246 a / FB-Gericht Feldkirch / UID: ATU63895404 / ARA: 4998

Materialeigenschaften

Allgemeine Eigenschaften	Einheit	iglidur® G	Prüfmethode
Dichte	g/cm ³	1,46	
Farbe		mattgrau	
max. Feuchtigkeitsaufnahme bei +23 °C/50 % r.F.	Gew.-%	0,7	DIN 53495
max. Wasseraufnahme	Gew.-%	4,0	
Gleitreibwert, dynamisch, gegen Stahl	μ	0,08–0,15	
pv-Wert, max. (trocken)	MPa · m/s	0,42	
Mechanische Eigenschaften			
Biege-E-Modul	MPa	7.800	DIN 53457
Biegefestigkeit bei +20 °C	MPa	210	DIN 53452
Druckfestigkeit	MPa	78	
maximal empfohlene Flächenpressung (+20 °C)	MPa	80	
Shore-D-Härte		81	DIN 53505
Physikalische und thermische Eigenschaften			
obere langzeitige Anwendungstemperatur	°C	+130	
obere kurzzeitige Anwendungstemperatur	°C	+220	
untere Anwendungstemperatur	°C	-40	
Wärmeleitfähigkeit	W/m · K	0,24	ASTM C 177
Wärmeausdehnungskoeffizient (bei +23 °C)	K ⁻¹ · 10 ⁻⁵	9	DIN 53752
Elektrische Eigenschaften			
spezifischer Durchgangswiderstand	Ωcm	> 10 ¹³	DIN IEC 93
Oberflächenwiderstand	Ω	> 10 ¹¹	DIN 53482

Tabelle 01: Materialeigenschaften

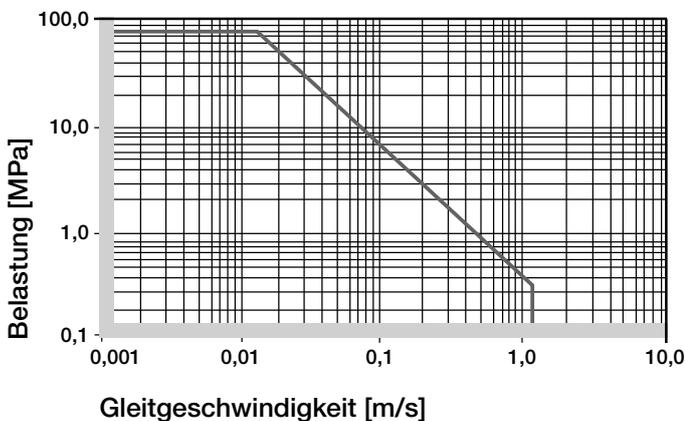


Abb. 01: Zulässige pv-Werte für iglidur® G-Gleitlager im Trockenlauf gegen eine Stahlwelle, bei +20 °C

Feuchtigkeitsaufnahme

Die Feuchtigkeitsaufnahme von iglidur® G-Gleitlagern beträgt im Normklima etwa 0,7 %. Die Sättigungsgrenze im Wasser liegt bei 4 %. Dies muss bei entsprechenden Einsatzbedingungen berücksichtigt werden.

► **Abbildung, www.igus.de/g-feuchtigkeit**

Vakuum

Im Vakuum gasen iglidur® G-Gleitlager aus. Der Einsatz im Vakuum ist nur für trockene Lager möglich.

Radioaktive Strahlen

Gleitlager aus iglidur® G sind strahlenbeständig bis zu einer Strahlungsintensität von $3 \cdot 10^2$ Gy.

UV-Beständigkeit

iglidur® G-Gleitlager sind gegen UV-Strahlen dauerhaft beständig.

Medium	Beständigkeit
Alkohole	+ bis 0
Kohlenwasserstoffe	+
Fette, Öle, nicht additiviert	+
Kraftstoffe	+
verdünnte Säuren	0 bis -
starke Säuren	-
verdünnte Basen	+
starke Basen	0

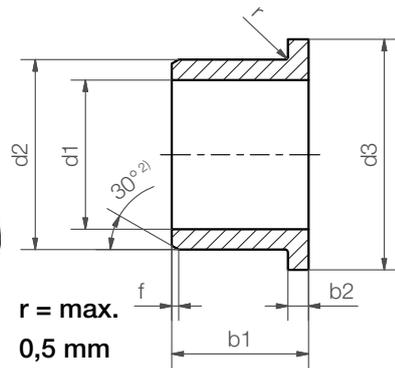
+ beständig 0 bedingt beständig - unbeständig

Alle Angaben bei Raumtemperatur [+20 °C]

Tabelle 02: Chemikalienbeständigkeit

► **Chemikaliientabelle, Seite 1226**

Gleitlager mit Bund (Form F)



$r = \max.$
0,5 mm



Bestellschlüssel

Typ

Abmessungen

G F M-03 04-02

iglidur®-Material

Form F

metrisch

Innen-Ø d1 [mm]

Außen-Ø d2 [mm]

Gesamtlänge b1 [mm]

²⁾ bei Wanddicke < 1 mm: Fase = 20°

Fase in Abhängigkeit von d1

d1 [mm]:	Ø 1-6	Ø 6-12	Ø 12-30	Ø > 30
f [mm]:	0,3	0,5	0,8	1,2



Abmessungen nach ISO 3547-1
und Sonderabmessungen

Abmessungen [mm]

d1	d1- Toleranz ³⁾	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0,14	Art.-Nr.
3,0		4,5	7,5	2,0	0,5	GFM-0304-02
3,0		4,5	7,5	2,7	0,75	GFM-0304-0275
3,0	+0,014	4,5	7,5	3,0	0,75	GFM-0304-03
3,0	+0,054	4,5	7,5	5,0	0,75	GFM-0304-05
3,0		4,5	7,0	5,0	0,75	GFM-030407-05
4,0	+0,010	5,0	9,5	4,0	0,5	GFM-04050-04
4,0	+0,040	5,0	9,5	6,0	0,5	GFM-04050-06
4,0		5,5	9,5	2,5	0,75	GFM-0405-0255
4,0	+0,020	5,5	9,5	3,0	0,75	GFM-0405-03
4,0	+0,068	5,5	9,5	4,0	0,75	GFM-0405-04
4,0		5,5	9,5	6,0	0,75	GFM-0405-06
4,0		5,5	8,0	10,0	1,0	GFM-040508-10
5,0		6,0	10,0	3,5	0,5	GFM-0506-035
5,0	+0,010	6,0	10,0	4,0	0,5	GFM-0506-04
5,0	+0,040	6,0	10,0	5,0	0,5	GFM-0506-05
5,0		6,0	10,0	6,0	0,5	GFM-0506-06
5,0		6,0	10,0	15,3	0,5	GFM-0506-15
5,0		7,0	11,0	3,5	1,0	GFM-0507-03
5,0		7,0	11,0	4,0	1,0	GFM-0507-04
5,0		7,0	11,0	5,0	1,0	GFM-0507-05
5,0	+0,020	7,0	11,0	7,0	1,0	GFM-0507-07
5,0	+0,068	7,0	11,0	11,0	1,0	GFM-0507-11
5,0		7,0	11,0	14,5	1,0	GFM-0507-145
5,0		7,0	11,0	30,0	1,0	GFM-0507-30
5,0		7,0	9,5	5,0	1,0	GFM-050709-05
5,0		7,0	15,0	4,0	1,0	GFM-050715-04
6,0	+0,010	7,0	11,0	2,4	0,5	GFM-0607-024
6,0	+0,040	7,0	11,0	4,5	0,5	GFM-0607-045

d1	d1- Toleranz ³⁾	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0,14	Art.-Nr.
6,0	+0,010	7,0	11,0	6,0	0,5	GFM-0607-06
6,0	+0,040	7,0	11,0	10,0	0,5	GFM-0607-10
6,0		8,0	12,0	2,5	1,0	GFM-0608-025
6,0		8,0	12,0	4,0	1,0	GFM-0608-04
6,0		8,0	12,0	4,8	1,0	GFM-0608-048
6,0		8,0	12,0	5,0	1,0	GFM-0608-05
6,0		8,0	12,0	6,0	1,0	GFM-0608-06
6,0	+0,020	8,0	12,0	7,0	1,0	GFM-0608-07
6,0	+0,068	8,0	12,0	8,0	1,0	GFM-0608-08
6,0		8,0	12,0	10,0	1,0	GFM-0608-10
6,0		8,0	12,0	25,0	1,0	GFM-0608-25
6,0		8,0	12,0	35,0	1,0	GFM-0608-35
6,0		8,0	14,0	2,8	1,0	GFM-060814-028
6,0		8,0	14,0	12,0	1,0	GFM-060814-12
7,0		8,0	12,0	1,7	0,5	GFM-0708-017
7,0	+0,013	8,0	12,0	3,0	0,5	GFM-0708-03
7,0	+0,049	8,0	12,0	6,0	0,5	GFM-0708-06
7,0		8,0	12,0	8,0	0,5	GFM-0708-08
7,0		9,0	15,0	3,5	1,0	GFM-0709-035
7,0	+0,025	9,0	15,0	6,0	1,0	GFM-0709-06
7,0	+0,083	9,0	15,0	10,0	1,0	GFM-0709-10
7,0		9,0	15,0	12,0	1,0	GFM-0709-12
7,0		9,0	19,0	10,0	1,0	GFM-070919-10
8,0		9,0	15,0	3,0	0,5	GFM-0809-03
8,0	+0,013	9,0	13,0	3,5	0,5	GFM-0809-035
8,0	+0,049	9,0	13,0	5,5	0,5	GFM-0809-055
8,0		9,0	13,0	8,0	0,5	GFM-0809-08
8,0		9,0	13,0	12,0	0,5	GFM-0809-12

³⁾ nach dem Einpressen. Messverfahren ► Seite 75

Gleitlager mit Bund (Form F)

Abmessungen [mm]

d1	d1- Toleranz ³⁾	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0,14	Art.-Nr.
8,0		10,0	15,0	3,0	1,0	GFM-0810-03
8,0		10,0	15,0	4,0	1,0	GFM-0810-04
8,0		10,0	15,0	5,5	1,0	GFM-0810-05
8,0		10,0	15,0	6,5	1,0	GFM-0810-065
8,0		10,0	15,0	7,5	1,0	GFM-0810-07
8,0	+0,025	10,0	15,0	9,5	1,0	GFM-0810-09
8,0	+0,083	10,0	15,0	10,0	1,0	GFM-0810-10
8,0		10,0	14,0	11,0	1,0	GFM-0810-11
8,0		10,0	15,0	15,0	1,0	GFM-0810-15
8,0		10,0	15,0	25,0	1,0	GFM-0810-25
8,0		10,0	15,0	30,0	1,0	GFM-0810-30
8,0		10,0	12,0	12,5	1,0	GFM-081012-125
8,0		10,0	13,0	8,0	1,0	GFM-081013-08
8,0	+0,040 +0,098	10,0	14,0	5,0	1,0	GFM-081014-05
8,0	+0,025	10,0	14,0	6,0	1,0	GFM-081014-06
8,0	+0,083	10,0	14,0	8,0	1,0	GFM-081014-08
8,0	+0,040 +0,098	10,0	14,0	10,0	1,0	GFM-081014-10
8,0		10,0	16,0	11,5	1,5	GFM-081016-11
8,0	+0,025	10,0	16,0	15,0	1,5	GFM-081016-15
8,0	+0,083	10,0	17,0	15,0	1,0	GFM-081017-15
8,0		10,0	18,0	3,0	1,0	GFM-081018-03
8,0	+0,040	12,0	16,0	6,0	2,0	GFM-0812-06
8,0	+0,130	12,0	21,0	8,0	2,0	GFM-081221-08
9,0	+0,013	10,0	15,0	6,5	0,5	GFM-0910-065
9,0	+0,049	10,0	15,0	17,5	0,5	GFM-0910-17
10,0	+0,013 +0,046	11,0	20,0	3,5	-	GFM-1011-03
10,0	+0,013	11,0	15,0	4,4	0,5	GFM-1011-044
10,0	+0,049	11,0	15,0	10,0	0,5	GFM-1011-10
10,0		12,0	18,0	3,5	1,0	GFM-1012-035
10,0		12,0	18,0	4,0	1,0	GFM-1012-04
10,0		12,0	18,0	5,0	1,0	GFM-1012-05
10,0		12,0	18,0	6,0	1,0	GFM-1012-06
10,0		12,0	18,0	7,0	1,0	GFM-1012-07
10,0		12,0	18,0	9,0	1,0	GFM-1012-09
10,0	+0,025	12,0	18,0	10,0	1,0	GFM-1012-10
10,0	+0,083	12,0	18,0	12,0	1,0	GFM-1012-12
10,0		12,0	18,0	15,0	1,0	GFM-1012-15
10,0		12,0	18,0	17,0	1,0	GFM-1012-17
10,0		12,0	15,0	12,0	1,0	GFM-101215-12
10,0		12,0	16,0	6,0	1,0	GFM-101216-06
10,0		12,0	16,0	9,0	1,0	GFM-101216-09
10,0		12,0	16,0	15,0	1,0	GFM-101216-15

d1	d1- Toleranz ³⁾	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0,14	Art.-Nr.
11,0		12,0	16,0	6,0	0,5	GFM-1112-06
12,0	+0,016	13,0	17,0	3,0	0,5	GFM-1213-03
12,0	+0,059	13,0	15,0	12,0	0,5	GFM-121315-12
12,0		13,0	17,0	12,0	0,5	GFM-1213-12
12,0		14,0	20,0	3,0	1,0	GFM-1214-03
12,0		14,0	20,0	5,0	1,0	GFM-1214-05
12,0		14,0	20,0	6,0	1,0	GFM-1214-06
12,0		14,0	20,0	7,0	1,0	GFM-1214-07
12,0		14,0	20,0	9,0	1,0	GFM-1214-09
12,0		14,0	20,0	10,0	1,0	GFM-1214-10
12,0		14,0	20,0	11,0	1,0	GFM-1214-11
12,0		14,0	20,0	12,0	1,0	GFM-1214-12
12,0		14,0	20,0	15,0	1,0	GFM-1214-15
12,0		14,0	20,0	17,0	1,0	GFM-1214-17
12,0		14,0	20,0	20,0	1,0	GFM-1214-20
12,0		14,0	20,0	24,0	1,0	GFM-1214-24
12,0		14,0	20,0	31,0	1,0	GFM-1214-31
12,0		14,0	20,0	40,0	1,0	GFM-1214-40
12,0	+0,032	14,0	18,0	4,0	1,0	GFM-121418-04
12,0	+0,102	14,0	18,0	8,0	1,0	GFM-121418-08
12,0		14,0	18,0	10,0	1,0	GFM-121418-10
12,0		14,0	18,0	12,0	1,0	GFM-121418-12
12,0		14,0	18,0	15,0	1,0	GFM-121418-15
12,0		14,0	18,0	20,0	1,0	GFM-121418-20
13,0		15,0	22,0	6,0	1,0	GFM-1315-06
13,0		15,0	22,0	8,0	1,0	GFM-1315-08
14,0		16,0	22,0	3,0	1,0	GFM-1416-03
14,0		16,0	22,0	4,0	1,0	GFM-1416-04
14,0		16,0	22,0	6,0	1,0	GFM-1416-06
14,0		16,0	22,0	8,0	1,0	GFM-1416-08
14,0		16,0	22,0	10,0	1,0	GFM-1416-10
14,0		16,0	22,0	12,0	1,0	GFM-1416-12
14,0		16,0	22,0	17,0	1,0	GFM-1416-17
14,0		16,0	22,0	21,0	1,0	GFM-1416-21
15,0		16,0	20,0	2,0	0,5	GFM-1516-02
15,0	+0,016	16,0	20,0	2,5	0,5	GFM-1516-025
15,0	+0,059	16,0	20,0	3,0	0,5	GFM-1516-03
15,0		16,0	20,0	15,0	0,5	GFM-1516-15
15,0		17,0	23,0	4,0	1,0	GFM-1517-04
15,0		17,0	23,0	4,5	1,0	GFM-1517-045
15,0		17,0	23,0	5,0	1,0	GFM-1517-05
15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	9,0	1,0	GFM-1517-09
15,0		17,0	23,0	12,0	1,0	GFM-1517-12
15,0		17,0	23,0	17,0	1,0	GFM-1517-17
15,0		17,0	23,0	20,0	1,0	GFM-1517-20

³⁾ nach dem Einpressen. Messverfahren ► Seite 75

Flanschlager mit 2 Befestigungslöchern: EFOM



- Kalotte aus hochverschleißfestem iglidur® W300
- Einfache Montage
- Ausgleich von Fluchtungsfehlern
- Absolut korrosionsbeständig
- Sehr geringes Gewicht
- Wartungsfreier Trockenlauf

Technische Daten

Art.-Nr.	maximale zulässige axiale Belastung		maximale zulässige radiale Belastung		maximales Anzugsmoment Bohrungen	maximaler Kippwinkel	Gewicht [g]
	kurzzeitig	langzeitig	kurzzeitig	langzeitig			
	[N]	[N]	[N]	[N]	[Nm]		
EFOM-04	400	200	750	375	0,6	28°	1,9
EFOM-05	400	200	750	375	0,6	29°	2,3
EFOM-06	500	250	800	400	0,6	25°	1,8
EFOM-08	700	350	1.100	550	1,3	25°	4,1
EFOM-10	850	425	2.000	1.000	2,5	25°	6,8
EFOM-12	1.100	550	2.200	1.100	2,5	21°	8,9
EFOM-15	1.300	650	2.400	1.200	4,5	20°	15
EFOM-16	1.400	700	2.800	1.400	4,5	27°	17,7
EFOM-17	1.800	900	3.200	1.600	4,5	21°	24,9
EFOM-20	1.800	900	5.500	2.750	10,5	19°	32,8
EFOM-25	3.000	1.500	6.000	3.000	10,5	15°	58,5
EFOM-30	3.500	1.750	6.500	3.250	21,5	14°	78,9

Alternative Kalottenwerkstoffe ► Seite 693



J4VEM:
spielfrei
vorgespannt



JEM:
geringe
Feuchtigkeits-
aufnahme



REM:
Low Cost



J4EM:
Low Cost, geringe
Feuchtigkeitsaufnahme



Bestellschlüssel

Typ

Größe

E F O M - 04

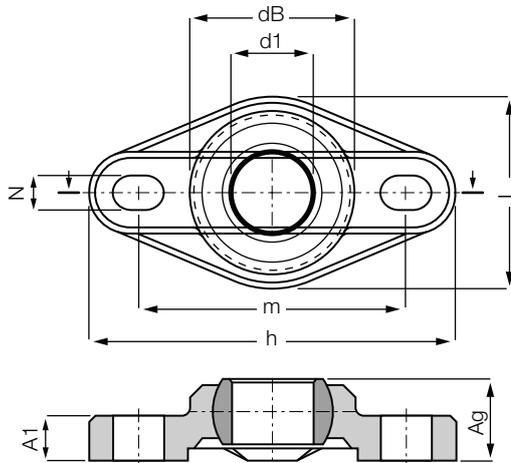
Maßreihe E

Flanschlager

2-Loch

metrisch

Innen-Ø [mm]



Material:

Gehäuse: igumid G ► Seite 1235

Kalotte: iglidur® W300 ► Seite 121

Abmessungen [mm]

Art.-Nr.	d1 E10	dB	h Länge	L Breite	m Mitte Langloch ±0,1	A1 Höhe Steg +0,1	Ag Höhe gesamt	N Langloch d x l
EFOM-04	4	14,0	33,8	16,0	24,0	4,5	8,0	3,2 x 5,0
EFOM-05	5	14,0	33,8	16,0	24,0	4,5	8,5	3,2 x 5,0
EFOM-06	6	14,0	33,8	16,0	24,0	4,5	8,5	3,2 x 5,0
EFOM-08	8	18,0	44,2	22,0	31,0	5,5	10,5	4,3 x 6,5
EFOM-10	10	22,2	52,0	26,0	36,0	6,5	12,0	5,3 x 8,0
EFOM-12	12	25,0	56,7	31,0	41,0	7,0	13,0	5,3 x 8,0
EFOM-15	15	29,8	68,6	36,0	50,0	8,5	15,5	6,4 x 10,0
EFOM-16	16	32,0	72,6	38,0	53,0	10,0	17,5	6,4 x 10,1
EFOM-17	17	34,8	74,6	41,0	55,0	10,0	18,0	6,4 x 10,2
EFOM-20	20	40,0	89,0	47,0	65,0	11,0	20,0	8,4 x 12,5
EFOM-25	25	48,5	101,0	58,5	75,0	14,0	25,0	8,4 x 12,6
EFOM-30	30	55,0	118,0	65,0	87,5	15,0	26,0	10,5 x 16,0

Es gelten folgende **Standardtoleranzen**:

von 0,5–6 mm: ±0,1 mm

über 6–30 mm: ±0,2 mm

über 30–120 mm: ±0,3 mm