



Ewald Kober, BSc

# **Entwicklung eines variablen Aufbaus für Sattelaufleger zum Bau eines Prototypen**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Dipl.-Ing. Severin Stadler  
Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Fabian

Institut für Fahrzeugtechnik FTG

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

### ***AFFIDAVIT***

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

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts für Fahrzeugtechnik an der TU Graz sowie bei meinen Kommilitonen für das sehr gute Arbeitsklima bedanken. Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Mario Hirz für die Beurteilung dieser Masterarbeit. Des Weiteren möchte ich mich beim gesamten TruckAero Projektteam, allen voran bei Herrn Dipl.-Ing. Severin Stadler und Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Fabian, für die angenehme und lehrreiche Zusammenarbeit und Betreuung dieser Arbeit bedanken.

Für das Zurverfügungstellen aller notwendigen 3D-Daten möchte ich mich auf diesem Wege auch beim Unternehmen Kögel GmbH bedanken.

Ebenso möchte ich mich bei Herrn Ulrich von der Firma Ulrich Maschinenbau sowie, Herrn Prelec von der Firma Romann Stahl- & Maschinenbau für die gute Zusammenarbeit bedanken.

## Kurzfassung

Da der Straßengüterverkehr für einen wesentlichen Anteil der durch den Verkehr emittierten Schadstoffe verantwortlich ist, können treibstoffsparende Maßnahmen bei Nutzfahrzeugen einen großen Beitrag zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen leisten. Durch den großen Anteil der Treibstoffkosten an den Gesamtkosten eines Nutzfahrzeugs haben diese Maßnahmen neben den positiven Auswirkungen auf die Umwelt auch betriebswirtschaftliche Vorteile. Vor allem bei höheren Geschwindigkeiten, wie beispielsweise bei Autobahnfahrten, ist ein Großteil des Kraftstoffverbrauchs auf den Luftwiderstand zurückzuführen. Dieser fällt durch den für gewöhnlich kastenförmigen Aufbau bei Sattelaufliegern ungünstig aus. Diese ungünstige Geometrie ist auf das Bestreben zurückzuführen, eine möglichst hohe Transporteffizienz durch Ausnutzung der gesetzlichen Gesamtfahrzeugabmessungen zu erreichen.

Die vorliegende Masterarbeit befasst sich mit dem Entwurf eines höhenverstellbaren Aufbaus eines Sattelauflegers. Dieser variable Aufbau erreicht eine aerodynamisch günstigere Form durch Anpassen der Dachkontur auf das benötigte Ladevolumen, ohne dass darunter die Transporteffizienz leidet. Im Folgenden wird hierzu ein Prototyp, auf Basis eines Patents der Technischen Universität Graz, in einer 3D Konstruktionssoftware modelliert und alle notwendigen Dokumente für die spätere Fertigung und Montage bereitgestellt. Zu diesem Zweck wird ein methodischer Ansatz als Unterstützung für die Prototypenentwicklung gewählt. Nach einer ausführlichen Recherche und einer anschließenden Festlegung der Ziele werden mehrere Vorschläge vorgestellt, erläutert und nachfolgend bewertet. Im Zuge der Konzeptfindung wird hierbei auf die einzelnen benötigten Funktionen für den Prototyp eingegangen und diese werden auch näher beschrieben. Zuvor wird die verwendete Methodik kurz vorgestellt und in jedem Schritt des Produktentstehungsprozesses auf die wichtigsten Punkte eingegangen.

Diese Arbeit behandelt neben dem eigentlichen 3D-Entwurf des Prototyps auch die praktische Anwendung der Konstruktionsmethodik, und des Weiteren das Vorgehen im eingesetzten 3D CAD-System.

## Abstract

Since road freight transport is responsible for a substantial proportion of traffic pollutants, fuel saving arrangements for commercial vehicles can make a major contribution to reduce CO<sub>2</sub> emissions. As fuel costs make up a substantial part of the total costs of a utility vehicle, reducing these costs creates also economic advantages besides the positive impact on the environment. Especially at high speed, for example driving on a freeway, air resistance is responsible for a large part of the fuel consumption. The reason for this unfavorable air resistance is the usually box-shaped structure of semitrailers. This unfavorable geometry is due to the desire to achieve the highest possible transport efficiency by exploiting the legal overall vehicle dimensions.

This master thesis deals with the design of a vertically adjustable structure of a semitrailer. This variable construction reaches an aerodynamically favorable shape by adjusting the roof contour to the required load volume, without suffering transport efficiency. Subsequently a prototype based on a patent of Graz University of Technology is developed, modeled in a 3D design software and all the necessary documents for later production and assembly will be provided. To this end, a methodological approach is selected as support for the prototyping. After detailed research and subsequent determination of the targets, a number of proposals is presented, explained and evaluated. As part of the concept development all individual functions of the prototype are addressed and described. Previously, the methodology used as well as the key points of each development process are briefly presented.

This thesis does not only deal with the actual 3D design of the prototype, but also with the practical application of the design methodology and it further explains the process used in the 3D CAD system.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Forschungsprojekt „TruckAero“ .....	2
1.2	Zielsetzung.....	2
1.3	Vorgehensweise und Methodik .....	3
1.4	Aufbau der Masterarbeit .....	4
<b>2</b>	<b>Grundlagen</b> .....	<b>5</b>
2.1	Aufbau eines Sattelzuges .....	5
2.1.1	Sattelzugmaschine.....	5
2.1.2	Sattelaufleger .....	6
2.1.3	Der Curtainsider-Aufbau .....	6
2.2	Gesetzliche Rahmenbedingungen.....	9
2.2.1	Abmaße .....	9
2.2.2	Gewicht .....	10
2.3	Ladungssicherung.....	11
2.4	Anforderungen an die Aufbauten .....	12
2.4.1	Standardaufbauten Code L.....	13
2.4.2	Verstärkter Aufbau Code XL.....	13
<b>3</b>	<b>Ausgangslage</b> .....	<b>15</b>
3.1	Technische Beschreibung vom Curtainsider der Firma Kögel.....	15
3.2	Bestehende Konzepte und Ideen.....	16
3.3	Patent eines variablen Aufbaus.....	17
<b>4</b>	<b>Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung</b> .....	<b>18</b>
4.1	Kundenanforderungen und Wünsche .....	18
4.2	Weitere Randbedingungen und Restriktionen.....	19
4.3	Anforderungsliste .....	20
<b>5</b>	<b>Ermittlung von Funktionen und deren Strukturen</b> .....	<b>22</b>
5.1	Gesamtfunktion .....	22
5.2	Teilfunktionen .....	23
5.3	Ableiten allgemeiner Funktionen .....	24
5.3.1	Heben und Senken der Mittel- und Endrunge.....	25
5.3.2	Heben und Senken des Portals .....	25
5.3.3	Führen des Längsholms .....	26
5.3.4	Gesamte Funktionsstruktur .....	26
<b>6</b>	<b>Suche nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen</b> .....	<b>27</b>
6.1	Aufstellen der Wirkprinzipien zur Erfüllung der allgemeinen Funktionen.....	27
6.2	Geometrische Zusammenhänge an der variablen Aufbaugeometrie.....	29
6.3	Ermittlung der erforderlichen Hubkräfte .....	30
6.4	Suche nach Lösungsprinzipien zur Erfüllung der Teilfunktionen.....	32
6.4.1	Lösungsprinzipien zur Funktion „Mittel- und Endrunge heben und senken“ .....	32
6.4.2	Lösungsprinzipien zur Funktion „Portalöffnung heben und senken“ .....	37
6.4.3	Lösungsprinzipien zur Funktion „Längsholm führen“ .....	39
6.4.4	Lösungsprinzipien zur Funktion „Verdeckplane spannen und verstauen“ .....	43

6.4.5	Lösungsprinzipien zur Funktion „Seitenplane spannen und verstauen“ .....	45
6.4.6	Morphologischer Kasten .....	51
6.5	Bewertung der Teillösungen .....	52
6.5.1	Vor- und Nachteile der Teillösungen .....	52
6.5.2	Auswahlliste .....	59
6.6	Kombination der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur .....	60
<b>7</b>	<b>Bewertung der Konzeptvarianten .....</b>	<b>62</b>
7.1	Festlegung der Bewertungskriterien .....	62
7.2	Gewichten der Bewertungskriterien .....	62
7.3	Bewertung der Prinziplösungen über eine Punktebewertung .....	63
<b>8</b>	<b>Gliedern, Strukturieren und Gestalten der Module .....</b>	<b>65</b>
8.1	Gliedern der Funktionen in realisierbare Module .....	65
8.2	Produktaufbau in CATIA V5 ® .....	66
8.3	Gestalten der maßgebenden Module .....	68
8.3.1	Endrunge .....	68
8.3.2	Hecktüren .....	74
8.3.3	Längsholm mit Endstück .....	77
8.3.4	Bewegliche Mittelrunge mit Längsholm .....	78
8.3.5	Starre Mittelrunge mit Längsholm .....	80
<b>9</b>	<b>Gestalten des gesamten Produkts .....</b>	<b>81</b>
9.1	Aufbau des Gesamtprodukts im CAD-System .....	81
9.2	Endspriegel .....	83
9.3	Dichtung .....	84
9.3.1	Mittelrunge .....	84
9.3.2	Hecktüren .....	85
9.3.3	Planenspanner an der Endrunge .....	86
9.4	Hydropneumatisches System .....	87
9.5	Seil-Rückspannsystem für die Endrunge .....	87
9.6	Gesamtprodukt .....	88
<b>10</b>	<b>Produktdokumentation .....</b>	<b>89</b>
10.1	Erstellen der Fertigungsunterlagen .....	89
10.2	Vorgehensweise im CAD-System .....	89
<b>11</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>92</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>93</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>96</b>
	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>99</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>100</b>

## Abkürzungen und Formelzeichen

### Abkürzungen

2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
CAD	Computer aided Design
CAE	Computer aided Engineering
CAM	Computer aided Manufacturing
CCP-Links	Cut-Copy-Paste-Links in CATIA V5®
CEN	Europäisches Komitee für Normung (Comité Européen de Normalisation)
EU	Europäische Union
KDV	Kraftfahrzeug-Durchführungsgesetzes
KFG	Kraftfahrergesetz
LKW	Lastkraftwagen
STEP	Standard for the exchange of product model data
StVO	Straßenverkehrsordnung
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
zGG	Zulässiges Gesamtgewicht
ATZ	Automobiltechnische Zeitschrift
MTZ	Motortechnische Zeitschrift

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
P	W	Leistung
t	s	Zeit
T,M	Nm	Moment
P	N	Prüfkraft
$F_i, A_i, G_i$	N	Kraft
q	$N/m^2$	Flächenbezogene Kraft
$\sigma_i$	MPa	Normalspannungen
$\tau_i$	MPa	Tangentialspannungen
$\sigma_v$	MPa	Vergleichsspannung
E	MPa	Elastizitätsmodul
I	$mm^4$	Flächenmoment 2.Grades (Flächenträgheitsmoment)
W	$mm^3$	Widerstandsmoment
A	$mm^2$	Fläche
l	mm	Länge
$l_k$	mm	Knicklänge
D,d	mm	Durchmesser
$\Delta X$	mm	Längenänderung
$h_i$	mm	Absenkhöhe
g	$m/s^2$	Erdbeschleunigung
m	kg	Masse
$\rho_w$	$kg/m^3$	Spezifische Dichte von Wasser
$G_A$	$kg/m^2$	Flächenbezogene Masse
$G_L$	kg/m	Längenbezogene Masse
$\mu_0$	1	Haftreibung
$\mu$	1	Gleitreibung
S	1	Sicherheit
$\alpha$	°	Absenkwinkel
$\varphi$	°	Steigungswinkel
P	mm	Steigung
$R_m$	MPa	Bruchfestigkeit
$R_e, R_{p02}$	MPa	Streckgrenze

# 1 Einleitung

In den Jahren 2011-2013 kam der europäische Straßengüterverkehr jährlich auf eine Wegstrecke von durchschnittlich 160 Mrd. Kilometer. Allein in Deutschland wurden im Jahr 2012 381,5 Mio. Gesamtfahrten gezählt, wobei die Anzahl an Leerfahrten daraus 143,7 Mio. Fahrten, also mehr als ein Drittel betrug, oder in Kilometer ausgedrückt 6,1 Mrd. km. Diese Zahlen sollen einen Eindruck vermitteln, welche Einsparpotentiale sowohl in ökonomischer als auch ökologischer Sicht noch gegeben sind. Einen wesentlichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und somit auf die Betriebskosten und den CO<sub>2</sub>-Ausstoß hat der Luftwiderstand. Dies macht sich vor allem bei schweren Nutzfahrzeugen, die mit hohen Geschwindigkeiten über weite Strecken beispielsweise im Fernverkehr unterwegs sind, signifikant bemerkbar. [1-3]

Viele Nutzfahrzeughersteller haben durch aerodynamische Optimierungen bereits einen Großteil des möglichen Potentials zur Reduktion des Luftwiderstandes an der Zugmaschine ausgenutzt. Wie bei den Zugmaschinen wird ebenso an aerodynamischen Modifikationen für Auflieger, wie beispielsweise Heckeinzüge, veränderte Dachgeometrien und Seitenverkleidungen, geforscht. (siehe Abbildung 1.1) All diese zusätzlichen Aufbauten oder Änderungen gehen jedoch entweder auf Kosten des Ladevermögens und beeinträchtigen dadurch die Transporteffizienz, oder aber verstoßen gegen gesetzlich reglementierte Abmessungen. Durch zunehmende Umweltbelastung, steigende Treibstoffpreise und dem Ziel die Treibhausemissionen in den nächsten Jahrzehnten stark zu senken, wurde im Jahr 2012 die bestehende EU Richtlinie 96/53/EG in Bezug auf das Anbringen von aerodynamischen Anbauten neu geregelt. Die dadurch erhofften Entwicklungen und der praktische Einsatz im Transportwesen blieben jedoch durch die weiterhin starken Einschränkungen bis heute aus. Ebenfalls haben bis zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht alle Mitgliedsländer die entsprechenden Änderungen der nationalen Gesetze durchgeführt. [4]



Abbildung 1.1: Aerodynamisch günstiger Auflieger [5]

Aus einer vorangegangenen Diplomarbeit [6], welche aerodynamische Optimierungen von Fernverkehr-Sattelzügen und hier im Speziellen verschiedene Auflieger-Aufbau-Geometrien mittels 3D-Strömungssimulation untersuchte, wurden Möglichkeiten zur Senkung des Luftwiderstands und damit zur Reduktion des Treibstoffverbrauchs vorgeschlagen. Als wichtiges Resümee wurde festgestellt, dass bereits kleine Änderungen an der Dachgeometrie signifikante aerodynamische Verbesserungen am Sattelzug bringen. Die Dachgeometrie sollte aber nicht wie bereits bei bestehenden Aufbauten fix, sondern verstellbar ausgeführt werden. Dadurch wird es möglich, die Außenkontur an das benötigte Transportvolumen anzupassen, um so eine

aerodynamisch günstigere Form zu erhalten. Dies wirkt sich vor allem auf den nicht unwesentlichen Anteil an Leerfahrten und Teilbeladungsfahrten im Transportwesen aus. Aus dieser Idee heraus wurde ein erstes Konzept entwickelt und seitens der Technischen Universität Graz zum Patent angemeldet. Auf Basis dieser Patentanmeldung wurde im Rahmen eines vom Verkehrsministerium ins Leben gerufenen F&E-Programms am Institut für Fahrzeugtechnik das Forschungsprojekt „TruckAero“ initiiert. [3] [6]

## 1.1 Forschungsprojekt „TruckAero“

Im Rahmen des Forschungsprojekts „TruckAero“ soll nun ein erster Prototyp mit variabler Aufbaugeometrie für den Einsatz im Fernverkehr entwickelt und gebaut werden, um auf diese Weise eine erste Abschätzung über die möglichen Kraftstoffeinsparpotentiale und den damit einhergehenden Betriebskosten geben zu können. Der zeitlich begrenzte Einsatz des Prototyps soll bei einem Frächter unter Standardbedingungen erfolgen, um so Erkenntnisse in Hinblick auf die Tauglichkeit im praktischen Einsatz zu gewinnen, als auch Daten zur Verifizierung der bisherigen Simulationsergebnisse hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs zu sammeln. Durch die variable Aufbaugeometrie werden vor allem Einsparungen bei Leerfahrten, Teilfahrten und beim Transport von Gütern mit hoher Dichte, welche nicht durch das Transportvolumen sondern durch das maximal zulässige Gesamtgewicht begrenzt sind, erwartet. Darüber hinaus wird in Abhängigkeit der tatsächlichen betriebswirtschaftlichen Einsparungen in Zusammenarbeit mit der Industrie eine Serienentwicklung angestrebt.

## 1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist eine Konstruktion eines variablen Aufbaus auf Basis eines bestehenden Sattelauflegers im vorgegebenen Zeitrahmen (siehe Abbildung 1.2). Als Ausgangsbasis für die Entwicklung des Prototyps wurde von der Projektleitung ein Curtainsider-Aufbau von der Firma Kögel GmbH & Co. KG ausgewählt (siehe Abbildung 3.2). Bei einem Curtainsider handelt es sich um einen Anhänger-Aufbau mit hoher Flexibilität in Bezug auf das Be- und Entladen der Güter. So lässt sich dieser neben der standardmäßigen Heckbeladung sowohl von der Seite als auch von oben Be- und Entladen. Diese Vielseitigkeit soll im Entwurf weitgehend bestehen bleiben. Um auch die Projektkosten in Grenzen zu halten, ist die Bestrebung gegeben, möglichst viele bestehende Komponenten des Auflegers weiter zu verwenden, bzw. zu adaptieren. Für einen Praxistest ist eine erfolgreiche Zulassung des Prototyps unumgänglich und erfordert die Einhaltung sämtlicher Richtlinien und Vorschriften, welche im Entwurf mitberücksichtigt werden müssen. Das Resultat dieser Masterarbeit sind alle für den Bau erforderlichen Unterlagen wie fertigungsgerechte Zeichnungen, Montagezeichnungen und Stücklisten.



Abbildung 1.2: Projektplan der Prototypentwicklung

### 1.3 Vorgehensweise und Methodik

Um einen reibungslosen Ablauf und eine optimale Gesamtlösung in der vorgegebenen Zeit zu realisieren wird der Produktentstehungsprozess in Anlehnung an die VDI (Verein Deutscher Ingenieure) Richtlinie 2221 [7] (siehe Abbildung 1.3) bis zu einer Gesamtlösung herangezogen. Der Entwicklungs- und Konstruktionsprozess gliedert sich hierbei in vier Phasen:

- Phase I: Planen und Aufgabe klären
- Phase II: Konzipieren
- Phase III: Entwerfen
- Phase IV: Ausarbeiten

Ausgehend von den vier Phasen unterscheidet man sieben Hauptarbeitsschritte, welche dabei vollständig, nur teilweise oder mehrmals iterativ durchlaufen werden können. Zu Ende eines jeden Schrittes sind dabei Prüf-, Bewertungs- und Auswahloptionen vorgesehen.

Beginnend mit dem ersten Arbeitsschritt wird nach der grundlegenden Einarbeitung in die Thematik eine Anforderungsliste erstellt, welche über den gesamten Produktentstehungsprozess erweitert, detailliert und angepasst werden muss. Um komplexe Problemstellungen lösen zu können, ist es sinnvoll als ersten Schritt in der Konzeptphase Teilprobleme zu ermitteln und anschließend zu strukturieren. Daraus lassen sich in weiterer Folge Teillösungen durch systematisches Suchen generieren. Alle geeigneten Teillösungen werden danach übersichtlich in einem „Morphologischen Kasten“ zusammengefasst und einer ersten schnellen Bewertung unterzogen. Aus den noch in Betracht gezogenen Teillösungen werden dann drei Gesamtlösungsprinzipien ausgearbeitet, welche im Anschluss einer genaueren Bewertung unterzogen werden. Dieser Punkt stellt auch den Abschluss der Konzeptphase dar und leitet die Entwurfsphase ein.

Nach dem Aufstellen und Festlegen des Konzeptes werden in den nächsten zwei Arbeitsschritten die gewählten Teillösungen in Baugruppen gegliedert und die maßgeblichen sowie die aus terminlicher Sicht kritischen Module gestaltet. Nach der Grobgestaltung der maßgebenden Module werden diese um die noch nicht bearbeiteten Gruppen und Elemente zu einem Gesamtentwurf erweitert. In der Entwurfs- und Detailierungsphase wird hierbei zur Unterstützung das CAD System (Computer-aided Design) CATIA V5® [8] eingesetzt. Im siebten und letzten Arbeitsschritt werden sämtliche Produktdokumente erstellt bzw. fertiggestellt. Diese beinhalten neben Einzelteil-, Baugruppen-, Schweißbaugruppen- und Gesamtzeichnungen auch Stücklisten und Bestelllisten.

In allen Arbeitsschritten ist darauf zu achten, dass ein ständiger Abgleich der gefundenen Prinzipien und Lösungen mit den Anforderungen erfolgt. Dies soll sicherstellen, dass Energie und Arbeitszeit nicht in ungeeignete Lösungen und Konzepte gesteckt wird. Die gewählte Methodik ist hierbei nicht als striktes Regelwerk zu verstehen, welches von oben nach unten abgearbeitet werden muss. Es soll vielmehr dabei helfen, nicht einfach die erstbeste technische Lösung die einem eingefallen ist zu verwenden, sondern einen Pool von Lösungen zu schaffen und den Entscheidungsprozess, der zum endgültigen Produkt geführt hat, auch nachvollziehbar zu dokumentieren. [7][9-11]

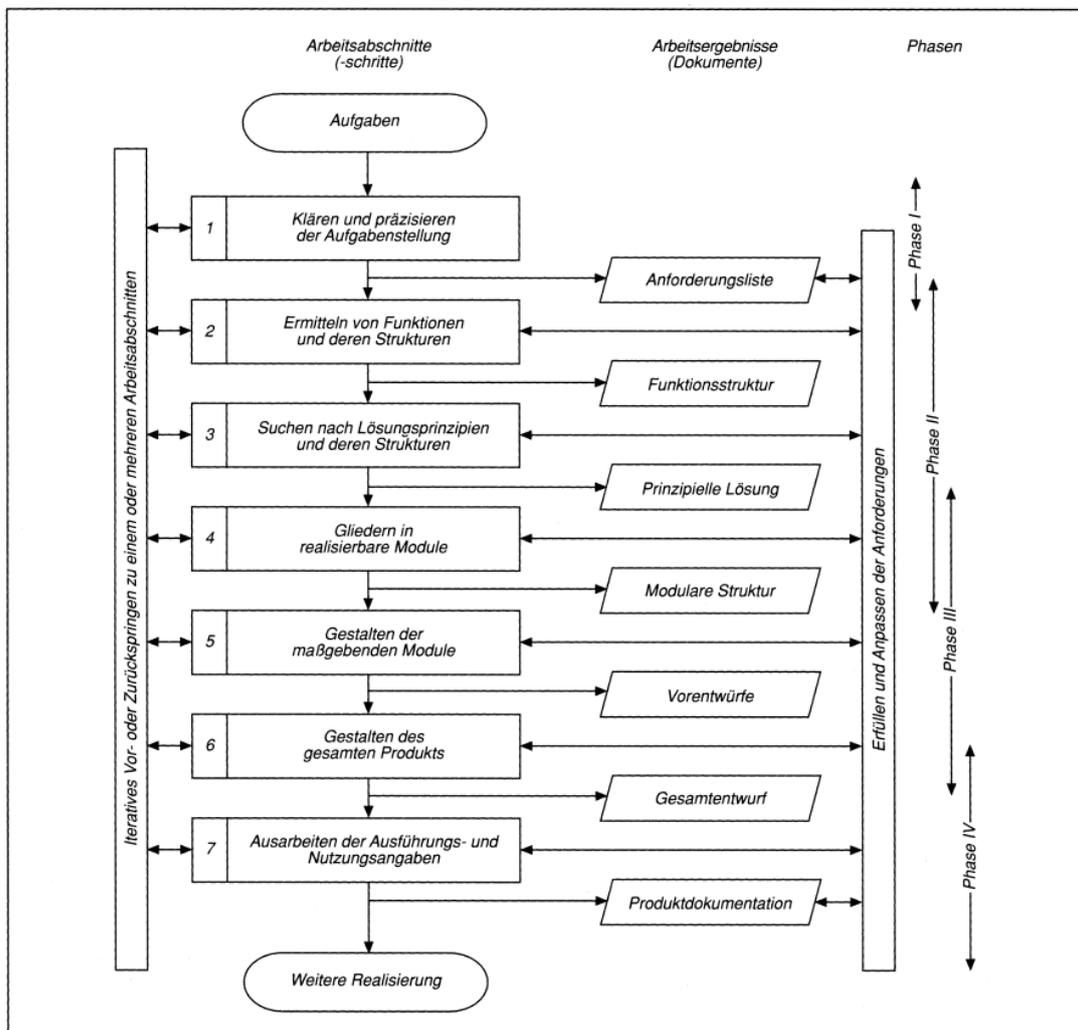


Abbildung 1.3: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren [7]

## 1.4 Aufbau der Masterarbeit

In der vorliegenden Arbeit wird zu Beginn auf die Grundlagen zum Thema Sattelaufleger eingegangen. Hierzu wird in Kapitel 2 ein kurzer Überblick über den Aufbau eines allgemeinen Sattelzuges gegeben und im Speziellen auf die rechtlichen Rahmenbedingungen sowie vorgeschriebene Normen eingegangen. Nachdem die Grundlagen abgehandelt worden sind, wird im nächsten Kapitel die Ausgangslage erläutert. Hierzu werden kurz ein paar Daten für den zum Umbau vorgesehenen Auflieger der Firma Kögel gegeben, sowie erste Konstruktionskonzepte und Überlegungen einer vorangegangenen Arbeit vorgestellt. Die nachfolgenden Kapitel lehnen sich an das zuvor beschriebene methodische Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren von Produkten an. Im Kapitel 7 werden die näher in Betracht gezogenen Konzepte einer Bewertung unterzogen und im Anschluss wird das gewählte Konzept in Kapitel 8 und 9 konstruiert, detailliert und anhand von Abbildungen erläutert.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Aufbau eines Sattelzuges

Ein Standard-Sattelkraftfahrzeug besteht für gewöhnlich aus einer Zugmaschine, bestehend aus Fahrerhaus, Motor, Getriebeeinheit und aus dem Sattelaufleger mit Leiterraahmenstruktur und den Auflieger-Aufbauten. Die in Europa am weitesten verbreitete Sattelzugkombination setzt sich dabei aus einer zweiachsigen Zugmaschine und einem dreiachsigen Sattelaufleger zusammen (siehe Abbildung 2.1c)

#### 2.1.1 Sattelzugmaschine

Im Unterschied zu einem Lastkraftwagen (LKW) besitzt eine Zugmaschine, auch Sattelschlepper genannt, anstelle einer Ladefläche eine Kupplung. Diese besteht aus einer Sattelplatte mit einem eingebauten Schließmechanismus, auf welchem der Sattelaufleger aufliegt und über den Zugsattelzapfen (Königszapfen) beweglich aber sicher verbunden ist. Konzeptionsbedingt trägt die Kupplung einen erheblichen Anteil des Anhänger Gewichtes. Durch ihre Position an der Zugmaschine wird der größte Teil dieser Kraft auf die hinteren Antriebsräder übertragen und damit sichergestellt, dass die erforderliche Antriebskraft auf den Untergrund übertragen werden kann (siehe Abbildung 2.1b).



Abbildung 2.1: Bild a) zeigt eine Sattelzugmaschine [12], b) Sattelkupplung [13],  
c) Standard-Sattelaufleger [14]

Zugmaschinen lassen sich durch die Lage ihres Motors weiter in Hauber, Frontlenker und Frontlenker in Unterflurbauweise unterteilen. (siehe Abbildung 2.2). Beim Hauber sitzt der Fahrer zwischen Vorderachse und Hinterachse. Neben einem angenehmeren Fahrverhalten für den Lenker hat dieser durch den vorne liegenden Motor auch einen höheren Unfallschutz. Weiterer Vorteile sind die bessere Zugänglichkeit, im Speziellen für die Wartung und ein günstigerer Schwerpunkt beim Kippen von Lasten. Aufgrund der Reglementierungen bei den Abmessungen von Kraftfahrzeugen und dem Bestreben möglichst viel Ladevolumen zu erreichen, wurden sie in Europa weitestgehend von den Frontlenkern verdrängt. Beim Frontlenker befindet sich der Motor direkt unter der Fahrerkabine; um die Zugänglichkeit sicherzustellen wird ein zusätzlicher Mechanismus für eine kippbare Fahrerkabine benötigt. Durch die Sitzposition des Fahrers vor der Vorderachse wird der Fahrkomfort durch Nickbewegungen negativ beeinflusst. Frontlenker in Unterflurbauweise werden aufgrund der Unzulänglichkeiten bei der Wartung des Motors und dem höher liegenden Rahmen im praktischen Betrieb so gut wie nicht mehr eingesetzt. [4]

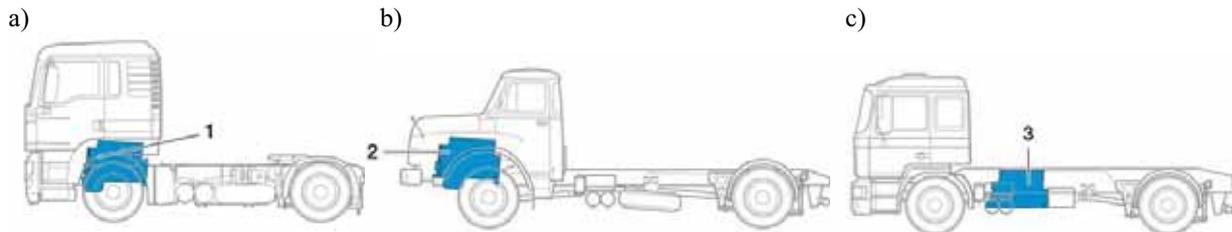


Abbildung 2.2: Motoranordnungen von Sattelzugmaschinen, a) Frontlenker, b) Hauber, c) Frontlenker mit Unterflurmotor, in Anlehnung an [15]

### 2.1.2 Sattelaufleger

Ein Sattelaufleger oder auch Sattelaufleger, Sattelanhängen, Brücke, Aufleger oder Trailer genannt, ist ein Fahrgestell welches mindestens eine, in den meisten Fällen aber drei Hinterachsen besitzt und von der Zugmaschine gezogen wird. Je nach Beladungszustand (Leerfahrt, teilbeladener Zustand) können bei Vorhandensein einer oder mehrerer Liftachsen diese angehoben werden. Dies verringert neben dem Reifenverschleiß auch den Treibstoffverbrauch. Aufgrund der nicht vorhandenen Vorderachse besitzen sie vorne in der Regel zusätzlich verstellbare Stützen, welche das Auf- und Absatteln ermöglichen. Abbildung 2.3 zeigt die gängigsten Arten von Sattelauflegern.

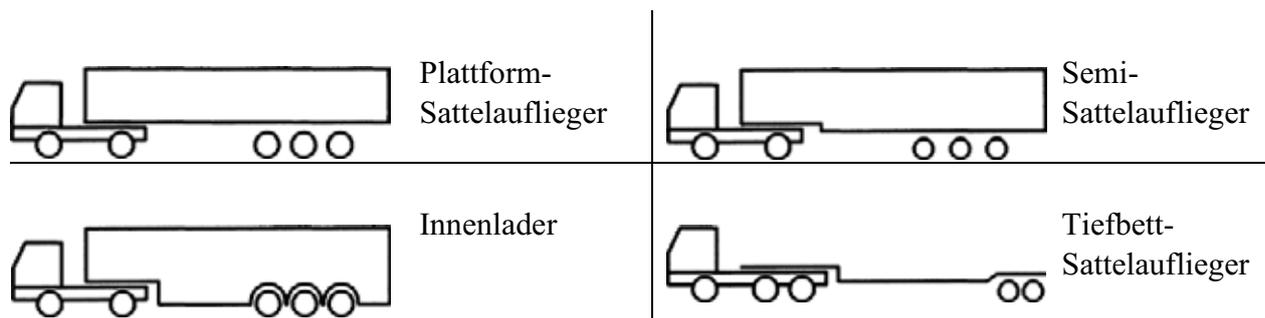


Abbildung 2.3: Arten von Sattelauflegern in Anlehnung an [4]

### 2.1.3 Der Curtainsider-Aufbau

Ein Curtainsider-Aufbau (Tautliner) ist, wie bereits erwähnt, sehr flexibel in der Art der Be- und Endladung. Dies wurde durch den Einsatz von Gardinenplanen an den Seiten, welche über die Länge nach senkrecht wirkende Spanschlösser und an einer oder beiden Enden waagrecht wirkenden Drehwellen zum Spannen der Plane aufweist, anstelle der üblichen Bordwände erreicht. Die Konstruktion ermöglicht ein schnelles und einfaches Auf- und Abplanen für den Fahrer ohne zusätzliche Hilfsmittel, wie beispielsweise Leitern. In den meisten Ausführungsvarianten lässt sich ebenfalls die Verdeckplane öffnen, und somit eine Beladung von oben realisieren (üblich beim Verladen von Coils). Dieser Schiebeplanenaufbau ist seit seiner Einführung die weitest verbreitete Aufbauart im Europäischen Straßengüterverkehr.

In Abbildung 2.4 sind die grundlegenden Komponenten dieses Aufliegertyps dargestellt. Die tragenden Elemente des Aufbaus sind hierbei die vorne befindliche Stirnwand (Pos.1) welche an ihrer Oberseite jeweils über einen Längsholm, oder auch Dachholm und Obergurt (Pos.3) (siehe Abbildung 6.9) genannt, mit dem oberen Ende der Endrungen bzw. Hecksäulen (Pos.2) verbunden ist. Der Längsholm bildet hierbei das Kernelement des Aufbaus. Er verleiht der Konstruktion durch die eingearbeiteten, nach unten und zur Seite offenen, Kammern und Nuten die nötige Flexibilität.

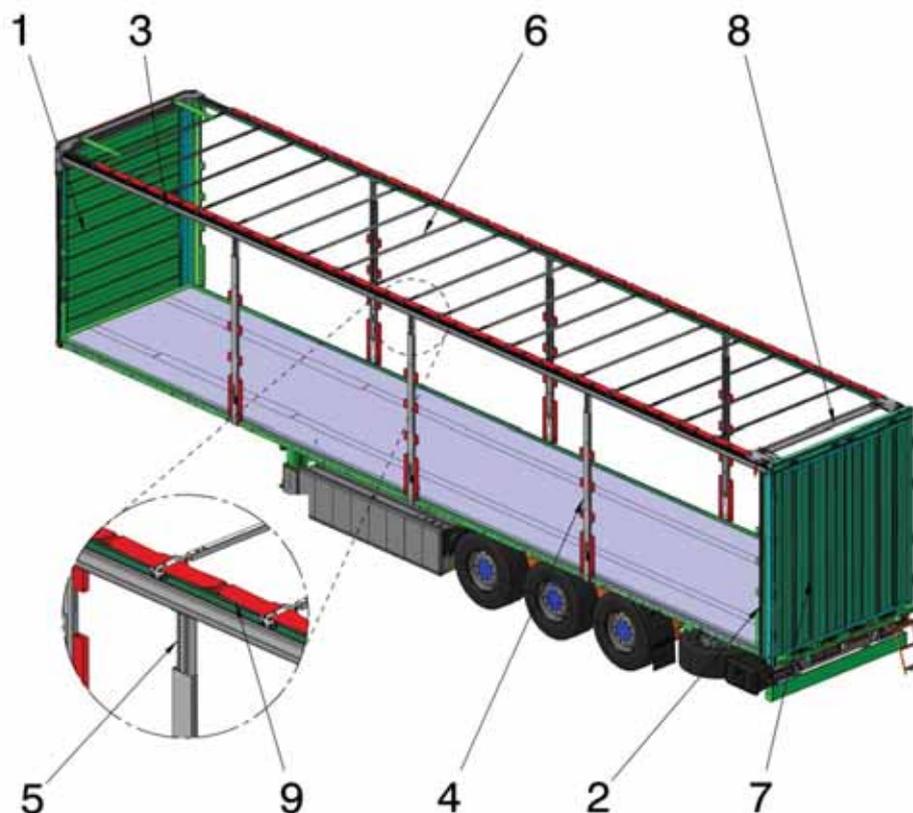


Abbildung 2.4: Aufbau eines Curtainsider

Die Seitenplane ist über Planenroller (siehe Abbildung 2.5a) beweglich mit dem Längsholm verbunden und lässt sich dadurch von Heck in Richtung Front oder umgekehrt verschieben. Die Planenroller sind ihrerseits über Gurte mit der Plane befestigt. Die Gurte werden dabei entweder direkt auf die Plane angeschweißt, angenäht oder über aufgeschweißte Schlaufen miteinander verbunden. Die zuvor erwähnten Spannschlösser (siehe Abbildung 2.5c) fungieren als senkrechte Planenspannungseinrichtung. Diese sind auf das Gurtendstück aufgeschraubte, genietete oder gebolzte Exzenter-Verschlüsse, welche in eine Leiste im Rahmen eingreifen. Als waagrechter Planenspannmechanismus kommt eine geschlitzte Welle (Wickelwelle) in der die Plane eingreift, zum Einsatz. Für die Drehbewegung der Wickelwelle werden entweder Schnecke-Zahnrad-Getriebe mit Selbsthemmung, oder Hebel-Zahnrad-Ratschen mit Sperrklinke verwendet. Aufgrund der geringeren Bautiefe hat sich die letztere Version durchgesetzt.

Da eine Plane alleine nicht zur Sicherung der Ladung ausreicht, werden über die Länge verteilte Rungen (Pos.4) angebracht. Das Standrohr ist dabei mit einem Schnellverschluss über den Rungenfuß am Auflieger befestigt und durch einen Schiebbling (Pos.5) mithilfe eines Rollwagens

beweglich mit der Schiene verbunden. Standrohr und Schiebling bilden zusammen eine verstellbare Runge. Nach dem Öffnen der Plane und Betätigung des Schnellverschlusses können die Rungen vom Rahmen gelöst und wie die Plane verschoben werden, weshalb sie auch als Schieberungen bezeichnet werden. An den Rungen sind auf verschiedenen Höhen Einstecktaschen zum Anbringen von Einstecklatten angebracht. Um gleiche Längen zu erhalten, wird versucht das Öffnungsmaß zwischen den Rungen einheitlich zu gestalten. Die beiden Längsholme sind mit über die gesamte Länge verteilten beweglichen Querspiegeln (Pos.6) verbunden, welche neben der Funktion als Befestigung für die Dachplane auch zur Stabilität der Dachkonstruktion beitragen. Die Querspiegel sind untereinander mit flexiblen Gelenkpaketen (Pos.9) verbunden; diese sind wie die Rungen über Rollwägen im Längsholm geführt. Der letzte Spiegel am Heck des Verdecks wird auch als Endspiegel (8) bezeichnet. Er schließt das Verdeck gegen die Hecktüren (Pos.7) ab. Der Endspiegel besteht hierbei aus zwei Komponenten, die erste Komponente ist vom Aufbau gleich wie ein Querspiegel, der zweite Teil ist drehbar ausgeführt und klappt bei geschlossenem Heck über die Endrunge und fixiert somit das Verdeck. Der klappbare Teil dient den Hecktüren gleichzeitig als Verriegelung, welche meist als außen-, oder innenliegender Drehverschluss ausgeführt ist. Die beiden Hecktüren sind auf den Endrunge drehend über Scharniere gelagert und lassen sich um 270° schwenken. Um ein Beladen mit dem Stapler zu vereinfachen, werden auch mechanische oder hydraulische Hubdachsysteme eingesetzt. Mit ihnen lässt sich das Verdeck einseitig oder beidseitig um bis zu 500mm anheben (siehe Abbildung 2.6). Diese Hubdachsysteme müssen natürlich vor Fahrtantritt wieder auf das ursprüngliche Niveau abgesenkt werden. [15-16]

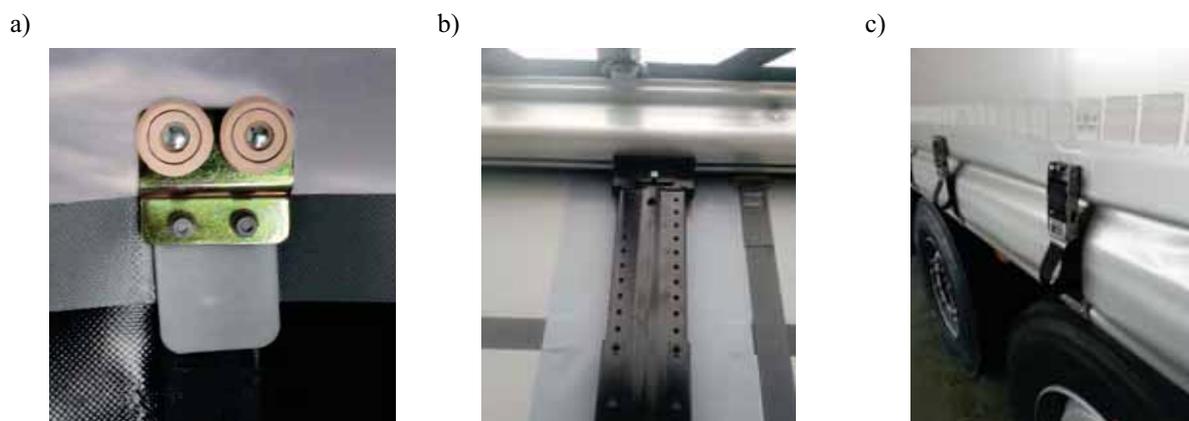


Abbildung 2.5:a) Planenroller [16], b) Schiebling, c) Exzenter Spanner



Abbildung 2.6: Krone Mega Liner Hubdachsystem [17]

## 2.2 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Mit dem Bestreben der EU, einheitliche Richtlinien im EU Raum und somit eine Harmonisierung der unterschiedlichen nationalen Regelungen herzustellen, ist eine in einem Mitgliedsland erteilte Betriebserlaubnis für ein Straßenfahrzeug EU weit gültig. Auch wenn die EU-Richtlinien (EWR-Richtlinien) in einem Mitgliedsland noch nicht umgesetzt sind, können die EU-Richtlinien somit im betreffenden Land angewendet werden. [4] Am 18. Nov. 2014 ist in Österreich die entsprechende EU-Richtlinie Nr. 1230/2012 [18] in Kraft getreten und regelt die Massen und Abmessungen der einzelnen Kraftfahrzeugklassen sowie deren Typengenehmigung. [19] Diese neue Richtlinie lässt gegenüber der Richtlinie 96/53/EG [20] aerodynamische Aufbauten und Einrichtungen am Heck sowie an der Seite des Fahrzeugs zur Verringerung des Luftwiderstands mit gewissen Einschränkungen zu. Der vorliegende Curtainsider kann der Fahrzeugklasse O (Anhänger und Sattelaufleger) zugeordnet werden, welche im Teil D dieser Richtlinie abgehandelt wird.

### 2.2.1 Abmaße

Die maximalen Abmessungen eines Nutzfahrzeugs haben sich gegenüber der EU Richtlinie 96/53/EG nicht geändert. So beträgt die maximal zulässige Höhe 4m und die höchstzulässige Breite 2,55m (siehe Abbildung 2.7). Zu den bereits bestehenden Ausnahmen bei der Ermittlung der maximalen Breite wie, Sichthilfen, Beleuchtungskörper, Heckbeladevorrichtungen, Aufstiegshilfen, Einrichtungen zur Sicherung der Plane, u.s.w., kommt die bereits erwähnte neue Ausnahme hinzu. Diese erlaubt das Anbringen von Einrichtungen zur Reduktion des Luftwiderstands mit einer maximalen Breite von 500mm über die größte Breite des Fahrzeugs. Es darf hierbei aber eine Breite von 2650mm nicht überschritten werden. Bei einem Standard-Aufleger mit einer Breite von 2550mm führt dies zu einer effektiven Verbreiterung um 50mm je Seite. Diese aerodynamischen Aufbauten müssen baulich so ausgeführt sein, dass sie im Stillstand die höchstzulässige Breite nicht überschreiten. Eine weitere Ausnahme bilden Kühlfahrzeuge mit einer maximal zulässigen Breite von 2,6m, hierbei muss aber die Dicke der Isolierwände der Aufbauten mindestens 45mm betragen.

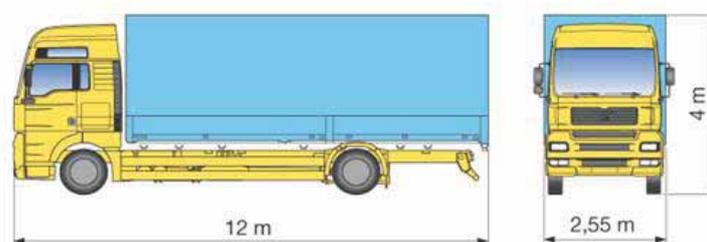


Abbildung 2.7: Zulässige Abmessungen eines Nutzfahrzeugs in Europa [15]

Einzelfahrzeuge wie in Abbildung 2.7 (linkes Bild) dargestellt dürfen eine maximale Länge von 12m nicht überschreiten. Für Gelenkfahrzeuge wie zum Beispiel Gliederzüge oder Sattelzüge muss die maximal zulässige Länge im parallel ausgerichteten Zustand erfolgen, dies entspricht dem Zustand des Fahrzeugs bei der Geradeausfahrt.

Die höchstzulässige Länge eines Sattelzugs beträgt EU weit 16,5m und für Gliederzüge 18,75m. Ausnahmen bilden hier Finnland und Schweden mit 25,25m Länge für Lastzugkombinationen [21]. Die maximale Ladelänge für Sattelzüge ist 13,6m, dieser Wert ergibt sich aus der Länge vom Heck des Aufliegers bis zur Mitte vom Königszapfen zuzüglich den vorderen Überhang. Der Überhang bezeichnet hierbei den Abstand zwischen der vordersten Ebene des Aufliegers bis zur Zapfenachse. Ein weiteres wichtiges Maß ist der vordere Überhangradius, dies ist der waagrechte Abstand von der Zapfenachse zu jedem beliebigen Punkt an der Vorderseite des Sattelauftriegers (siehe Abbildung 2.8). Wie bei der Ermittlung der höchstzulässigen Breite eines Fahrzeugs, gibt es auch bei der Feststellung der Länge Ausnahmen. So zählen ebenfalls Sichthilfen, Beleuchtungskörper, Einrichtungen zu Sicherung der Plane und Heckbeladevorrichtungen hinzu. Weiters sind aerodynamische Anbauten mit einer Länge von insgesamt 750mm über die maximale Fahrzeuglänge zulässig sofern diese klappbar ausgeführt sind und im eingefahrenen Zustand nicht mehr als 50mm über die größte Länge hinausragen.

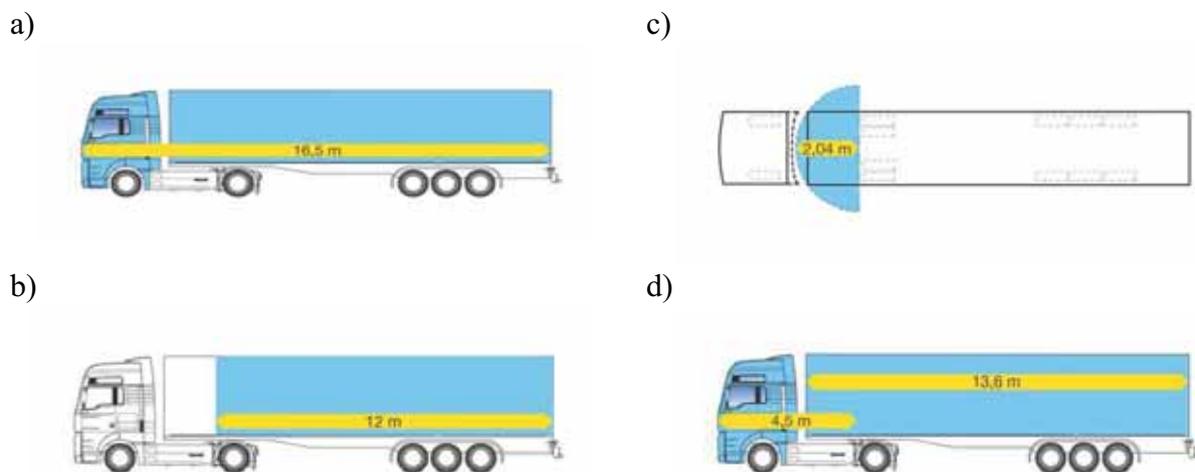


Abbildung 2.8: EU Abmaße für den Sattelzug, a) Gesamtsattelzuglänge, b) Mitte Königszapfen bis Ende Auflieger, c) Vorderer Durchschwenkradius, d) Ableitbare Maße in Anlehnung an [15]

### 2.2.2 Gewicht

Die EU-Richtlinie Nr. 1230/2012 [18] bzw. Nr.60. KDV-Novelle [19] regelt neben den Abmaßen auch das zulässige Gewicht der Nutzfahrzeuge. Hierbei sind das Gesamtgewicht und die Achslast die beiden wichtigsten Gewichte, die ein Nutzfahrzeug charakterisieren. Unter der Achslast wird an dieser Stelle die Gesamtkraft verstanden, welche die Räder einer Achse oder einer Achsgruppe auf den Untergrund übertragen. Hierbei darf die zulässige Achslast (Gesamtlast einer Einzelachse oder Achsgruppe) nicht überschritten werden. Ist der Radabstand zwischen zwei Achsen kleiner als 1,0m, so werden diese als eine einzige Achse betrachtet (Tandemachse), Achsen mit einem Radabstand von über 2,0m als getrennte Einzelachsen.

Das Gesamtgewicht eines Fahrzeugs oder einer Fahrzeugkombination ist die Summe aus dem Leergewicht des Fahrzeugs und der maximalen Zuladung (Nutzlast). Das zulässige Gesamtgewicht (zGG) ist dabei stets kleiner als die Summe der zulässigen Achslast der Einzelachsen und der Achsgruppen. Das höchstzulässige Gesamtgewicht einer Fahrzeugkombination mit mehr als vier Achsen ist auf 40t beschränkt. Ein einfaches Addieren der Gesamtgewichte wäre im Fall eines Sattelzugs falsch, da ein Teil vom Gesamtgewicht des Aufliegers über die Zugmaschine abgeleitet wird. Das zGG einer Lastzugkombination ist somit die Summe aus den zGG abzüglich der statischen Stützlast zwischen Zugmaschine und Anhänger. Bei einem Standard-Sattelzug aus einer zweiachsigen Zugmaschine mit 18t zGG ist ein dreiachsiger Auflieger demzufolge mit 24t zGG limitiert. Eine Ausnahme bilden hier Sattelzüge mit fünf oder sechs Achsen beim Befördern von 40 Zoll ISO Container; hier ist das höchst-zGG mit 44t begrenzt. Abbildung 2.9 zeigt einige Lastzugkombinationen mit dem entsprechenden höchstzulässigen Gesamtgewicht für die Fahrzeugkombination, der Zugmaschine und dem Auflieger.

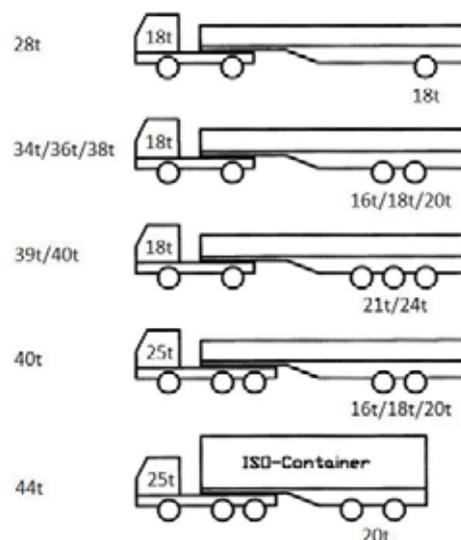


Abbildung 2.9: Höchstzulässige Gesamtgewichte nach EU-Richtlinie Nr. 1230/2012 in Anlehnung an [4]

## 2.3 Ladungssicherung

Der Ladungssicherung kommt im Transportwesen eine große Rolle zu, nicht nur wegen der entstehenden Kosten bei Transportschäden, sondern auch wegen des damit einhergehenden höheren Unfallrisikos durch eine falsche Sicherung der Ladung. Es gibt Untersuchungen wonach in Deutschland in den letzten Jahren jeder fünfte LKW-Unfall durch falsche Ladungssicherung verursacht wurde. [22]

Auf nationaler Ebene gibt es verschiedene Gesetze, welche Regelungen zur Ladungssicherung vorschreiben. So schreibt die Straßenverkehrsordnung (StVO) vor, dass die Ladung am Fahrzeug derart verwahrt werden muss, dass ein sicherer Betrieb nicht beeinträchtigt, niemand gefährdet, behindert oder belästigt wird sowie keine Beschädigung oder Verunreinigung der Straße erfolgen darf. [23]. Im Kraftfahrzeuggesetz (KFG) werden detailliertere Angaben zur Ladungssicherung getroffen. §101 Abs.1 le e KFG schreibt vor, die Ladung oder die Einzelteile durch geeignete

Mittel derart zu sichern, dass sie den auftretenden Kräften im normalen Fahrbetrieb standhalten. Die Position der Ladung darf sich im normalen Fahrbetrieb, also bei Vollbremsung, Vollgas und maximaler Kurvenfahrt nur geringfügig ändern. Für die Ladungssicherung sind der Kraftfahrzeuglenker, der Zulassungsbesitzer und der Verloader verantwortlich.

Die VDI Richtlinie 2700 (Ladungssicherung auf Straßenfahrzeugen) legt die Mindestanforderungen zur Ladungssicherung fest und stimmt im Wesentlichen mit der Norm EN 12195 überein. In der Richtlinie und der Norm werden die Berechnungsmodelle für die zwei unterschiedlichen Ladungssicherungsarten vorgegeben. Die Niederzurrtechniken bedienen sich hierbei der Erhöhung der Reibkraft zwischen Ladegut und Ladefläche über die Spannkraft der Zurrmittel, die Kraftübertragung erfolgt demzufolge „kraftschlüssig“. Die dabei entstehende Reibkraft zwischen Ladegut und Zurrmittel wirkt dabei einem Kippen der Ladung entgegen. Unter Direktsicherung werden alle Methoden verstanden, welche die entstehenden Kräfte der Ladung über eine „formschlüssige“ Kraftübertragung direkt in den Aufbau des Nutzfahrzeugs leiten. In der Norm bzw. Richtlinie wird dabei vom Aufbau lediglich gefordert, dass die Stirnwand, die Bordwände und die Rungen ausreichend dimensioniert sind. Sie geben dabei aber keine Auskunft, welchen konkreten Belastungen diese Bauteile standhalten müssen, verweisen aber in diesem Zusammenhang auf die DIN EN 12642.

## 2.4 Anforderungen an die Aufbauten

Die Mindestanforderungen an den Aufbau eines Nutzfahrzeugs werden von der europäischen Konstruktionsnorm DIN EN 12642 vorgegeben. Das Europäische Komitee für Normung (CEN) hat diese Norm 2006 aufgenommen und sie ist somit in allen CEN-Mitgliedsländern gültig, zu welchen neben den EU-Mitgliedsländern auch die Schweiz und Norwegen gehören. Ihr Anwendungsbereich regelt die Aufbauten von LKW mit einem zGG von über 3.5t. Es wird zwischen einem Standardaufbau Code L und dem verstärkten Aufbau Code XL unterschieden. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht über die statischen Prüfbedingungen von Standardaufbauten und von verstärkten Aufbauten. Der Buchstabe P steht dabei für die zulässige Nutzlast des Fahrzeuges. Bei den angegebenen Werten handelt es sich um Mindestwerte; die Aufbauten dürfen in der Praxis mit höheren Werten geprüft werden. Die in der Norm enthaltenen allgemeinen Anforderungen geben darüber Auskunft, wie ein Konformitätsnachweis erbracht werden kann. Demzufolge kann der Nachweis durch statische Prüfungen, durch dynamische Fahrversuche oder durch Berechnungen erfolgen. [24]

Tabelle 1: Statische Prüfbedingungen für Standardaufbauten und verstärkte Aufbauten [24]

Komponente	Standardaufbau Code L	Verstärkter Aufbau Code XL
Stirnwand	0,4 P und max. Limit	0,5 P ohne max. Limit
Rückwand	0,25 P und max. Limit	0,3 P ohne max. Limit
Seitenwände	bis 0,3 P	0,4 P

### 2.4.1 Standardaufbauten Code L

Der Code L beschreibt hierbei die Mindest-Aufbaufestigkeiten welche für eine formschlüssige Ladungssicherung gegeben sein müssen. Bei Standardaufbauten ist im Regelfall eine zusätzliche Ladungssicherung, um die in der VDI 2700 beschriebenen Kräfte absichern zu können, erforderlich. Diese vorgegebenen Prüfbedingungen müssen alle Aufbauten, welche nach dem Jahr 2007 hergestellt wurden, erfüllen. Ausgenommen sind hier explizit Fahrgestellaufbauten für Wechselbehälter (Wechselbrücke, Container) und Kastenwägen. Für einen Standard-Curtainsider mit Schiebepanenaufbau bedeutet dies, dass eine Ladung nur nach vorne und nach hinten, jedoch nicht oder nur teilweise zur Seite formschlüssig gesichert werden kann. Die Sicherung gegen seitliches Verrutschen muss über zusätzliche Ladungssicherungshilfsmittel erfolgen. Um eine formschlüssige Kraftübertragung in allen Richtungen, und damit eine schnellere Abfertigung beim Umschlagen zu ermöglichen, wurde 2006 der verstärkte Aufbau Code XL in die Norm aufgenommen.

### 2.4.2 Verstärkter Aufbau Code XL

Der verstärkte Aufbau soll sicherstellen, dass bei lückenloser Beladung die erforderlichen Festigkeiten der Aufbauten für eine formschlüssige Ladungssicherung in allen Richtungen gegeben sind. Dies spiegelt sich in den höheren nicht limitierten Werten der statischen Prüfbedingungen in Tabelle 1 wider. Kann eine formschlüssige Beladung nicht erfolgen, so muss diese wie üblich mit den gängigen Ladungssicherungsmitteln gesichert werden. Um den höheren Belastungen sowie den geforderten Prüfkriterien standzuhalten, wurden folgende Änderungen oder Kombinationen davon an den gängigen Aufbauten vorgenommen: (siehe Abbildung 2.10)

- Verstärkte Stirnwand
- Steifere Dachkonstruktion durch
  - Steifere Längsholme
  - Zusätzliche Streben
  - Drahtseile, Gurte
- Stabilere Rungen
- Höhere Anzahl an Rungen je Seite
- Aluminiumeinstecklatten anstelle von Holz
- verstärkte Planen nach DIN EN 12641-2
- Palettenanschlag an den Fahrzeugseiten

Im Gegensatz zu Code L Prüfkriterien ist beim Code XL nach der Prüfung eine bleibende Verformung zulässig, sofern diese kleiner als 20mm ist und eine bestimmungsgemäße Weiterverwendung möglich ist. Während des Prüfvorgangs bei 100% Prüfkraft darf die elastische Verformung einen Grenzwert von 300mm nicht überschreiten. Weiters darf es bei 85% der Prüfkraft zu keiner plastischen Verformung kommen. [22] [25]

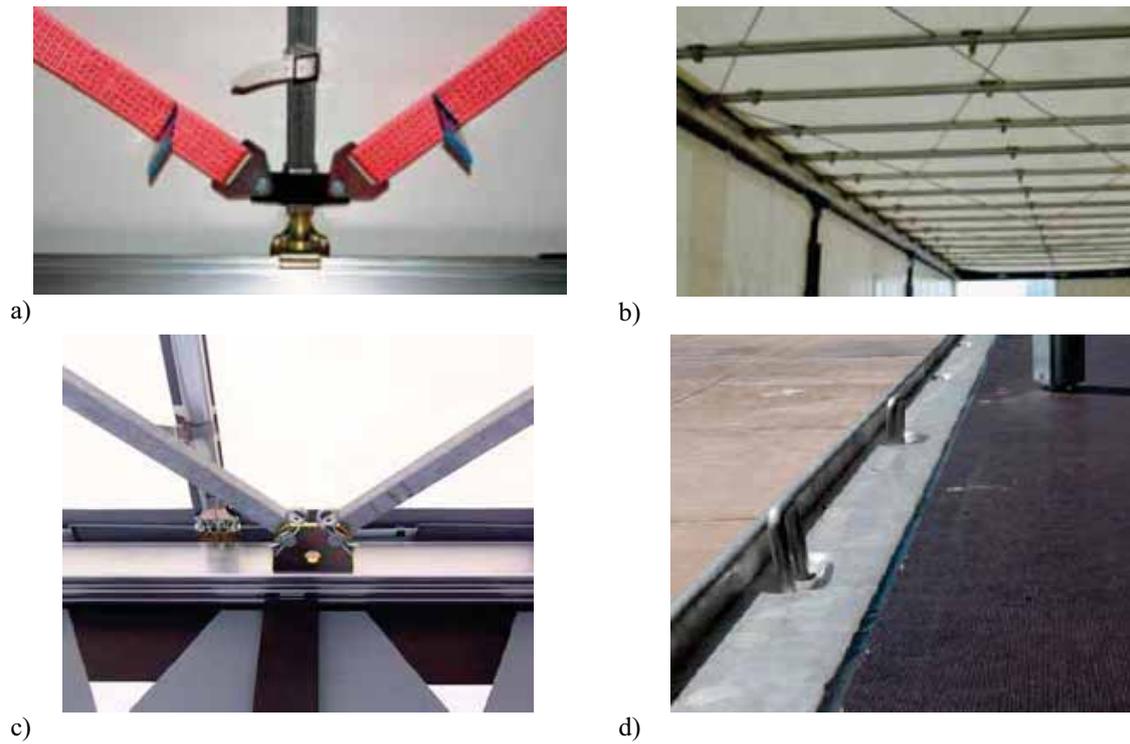


Abbildung 2.10: Mögliche Dachversteifungsmaßnahmen, a) Gurte, b) Seile, c) Streben, d) Palettenanschlag mit Zurrösen zur Reduzierung der in den Aufbau einleiteten Kräfte bei Kurvenfahrt [25] [16]

### 3 Ausgangslage

#### 3.1 Technische Beschreibung vom Curtainsider der Firma Kögel

Wie bereits eingangs erwähnt wird ein Curtainsider Cargo der Firma Kögel GmbH & Co. KG als Basis für die Umbauarbeiten herangezogen. Dieser Dreiachs-Standard-Curtainsider ist nach dem EN 12642-XL Code zertifiziert (siehe Abbildung 3.1). Die Seitenplanen lassen sich bei diesem Modell sowohl von vorne nach hinten als auch umgekehrt öffnen und verschieben. Für das horizontale Spannen der Seitenplane ist eine Wickelwelle in der Aluminium-Endrunga untergebracht. Die verbauten Mittelrungen sind als Schieberungen ausgeführt und lassen sich über einen einfachen Klappmechanismus vom Rahmen trennen und verschieben. Ebenfalls kann nach dem Öffnen der Hecktüren das Verdeck über eine Bedienstange nach vorne verfahren werden. Das Ver- und Entriegeln der Hecktüren erfolgt über innenliegenden Drehverschlüsse. Ebenfalls ist der Auflieger mit einer Hub- und Senkanlage für den Höhenausgleich und einer Druckluftbremsanlage der Marke Wabco ausgestattet. In Abbildung 3.2 sind die Abmaße des Curtainsiders dargestellt.

a)



b)

Geprüfte Aufbaufestigkeit / Confirmed body strength		
Vorderwand / Frontwall	0,5 P	13.500 daN
Seitenwand / Sidewall	0,4 P	10.700 daN
Seitenwand Doppelstock / Sidewall doubledeck	0,5 P	13.500 daN
Rückwand / Rearwall	0,3 P	8.100 daN
P = 27000 Kg Nutzlast / Payload		
Fahrzeug entspricht Vehicle body in compliance with		<b>EN 12642-XL</b> certificate
<b>KÖGEL</b>		

A1-373-1

Abbildung 3.1: a) Curtainsider der Firma Kögel, b) Aufbaufestigkeit [26]

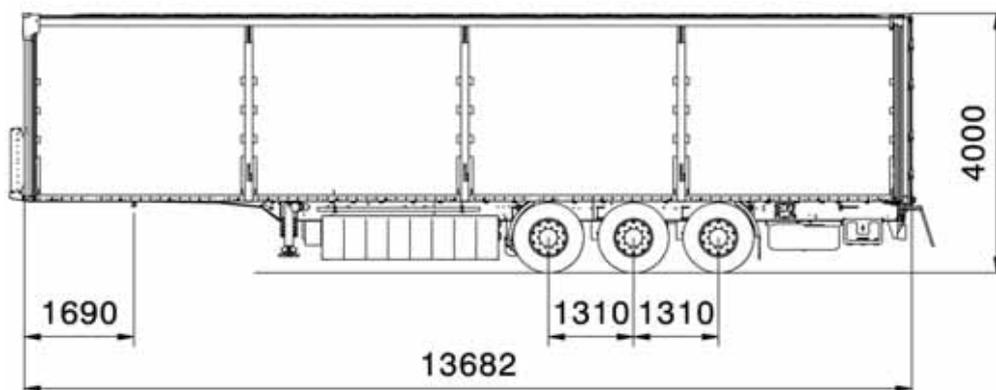


Abbildung 3.2: Curtainsider Cargo Firma Kögel (aus 3D-Modell)

### 3.2 Bestehende Konzepte und Ideen

Aus einer vorangegangenen Projektarbeit, welche sich teilweise bereits mit der vorliegenden Thematik beschäftigte, wurde ein erster Vorentwurf eines solchen variablen Einzugs entworfen. (siehe Abbildung 3.3 und 3.4) Dieser sah vor, die beiden Endrunge sowie die hinteren Mittelrunge über sich ineinander fahrende quadratische Profile, beweglich zu gestalten. Die sich ergebende Längendifferenz im Längsholm wurde ebenfalls über solch in sich gleitende Profile konstruiert. Die Schnittstellen zwischen Längsholm und Runge wurden durch eine Bolzenverbindung hergestellt. Um einen stetigen Übergang der Dachkontur zu ermöglichen und ein eventuelles Ablösen der Strömung zu verhindern, ist an der beweglichen Mittelrunge ein gelenkiger Balken eingefügt worden, welcher für einen sanfteren Übergang der Dachplane sorgen sollte. Für die erforderliche translatorische Bewegung der Runge wurden zwei Antriebskonzepte ausgearbeitet. Das erste Konzept sah für jede Runge einen innenliegenden Spindeltrieb vor, wobei der Antriebsmotor im Tragwerk des Aufliegers untergebracht werden sollte. Im zweiten Konzept wurde der Schiebling durch ein Seil, welches über eine außenliegende Umlenkrolle am oberen Ende des Standrohres umgelenkt und am Schiebling befestigt wurde, bewegt. Unter jeder Runge befand sich eine elektrisch angetriebene Haspel die ebenfalls über das Tragwerk gehalten wurde. Das Einfahren des Dachaufbaus erfolgte in der Seilvariante über das Eigengewicht. [27]



Abbildung 3.3: Vorentwurf eines vertikalen Einzugs, dargestellt im ausgefahrenen Zustand [27]

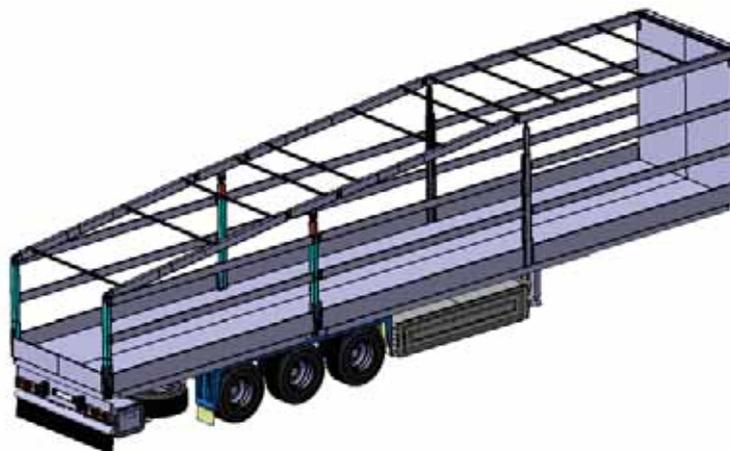


Abbildung 3.4: Vorentwurf eines vertikalen Einzugs, dargestellt im eingefahrenen Zustand [27]

### 3.3 Patent eines variablen Aufbaus

Das im vorigen Unterkapitel vorgestellte Konzept diente als Grundlage für die Patentanmeldung von Seiten der Technischen Universität Graz. Das Patent schließt hierbei alle Typen von Anhängern ein und wird am Beispiel eines Aufliegers dargestellt (siehe Abbildung 3.5). Zusätzlich zur bereits erläuterten paarweisen variablen Verstellung der gegenüberliegend montierten Rungen in horizontaler Richtung beinhaltet das Patent auch eine Verstellung der Rungen (Pos.4, 5) normal zur Fahrtrichtung, um so auch den Verlauf der Seitenwände aerodynamisch günstiger gestalten zu können (siehe Abbildung 3.6). Dies kann durch zusätzliche Führungen (Pos.17) im Rahmen ermöglicht werden. Die Querholme (Pos.10) müssen in diesem Bereich einstellbar ausgeführt werden. Der horizontale Einzug ist hierbei nicht Teil dieser Arbeit.

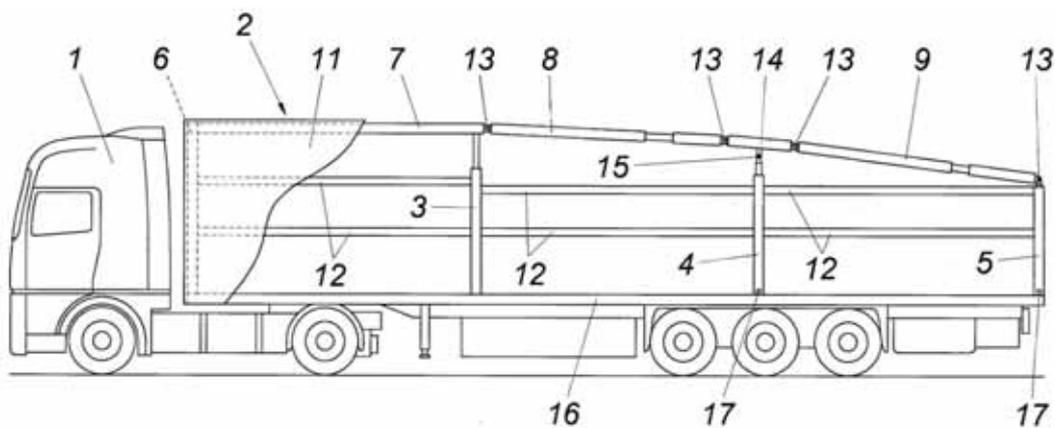


Abbildung 3.5: Abbildung 1 aus Patentschrift [28]

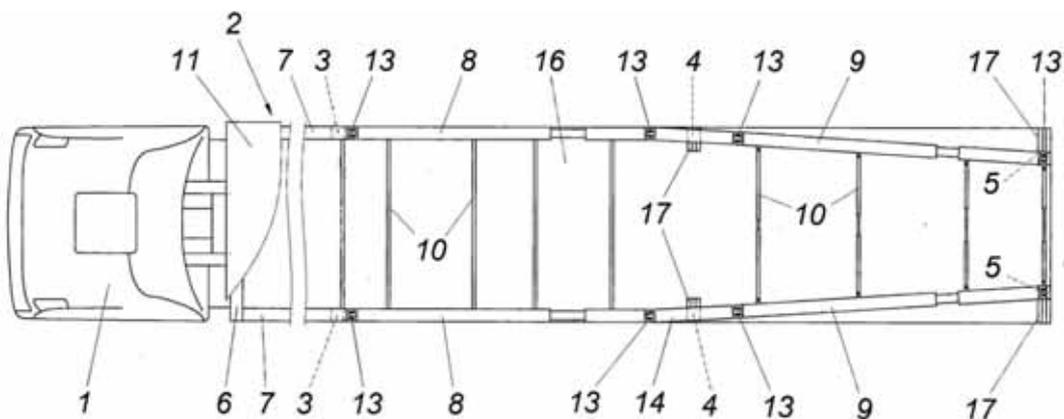


Abbildung 3.6: Abbildung 2 aus Patentschrift [28]

## 4 Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

Dieser Abschnitt der Arbeit hat das Ziel, eine Anforderungsliste für die Lösung der Aufgabe zu erstellen und diese in weiterer Folge zu ergänzen und zu pflegen. Die Anforderungsliste vereint alle Randbedingungen und Restriktionen, die einen Einfluss auf das Projekt haben und stellt ein nützliches Hilfsmittel zur strukturierten Dokumentation von Anforderungen dar. Sie beinhaltet neben den gängigen Projektrestriktionen wie Termine, Budget und Ressourcen auch Gesetze, Normen, Richtlinien und fertigungstechnische Aspekte. Bei diesen Restriktionen muss dabei zwischen Forderungen, welche erfüllt werden müssen, und Wünschen, welche unter dem Aspekt der Wirtschaftlichkeit erreicht werden können, unterschieden werden. Oftmals werden die Wünsche weiters nach ihrer Wichtigkeit unterschieden; im vorliegenden Projekt wird aber auf eine weitere Unterscheidung verzichtet. Neben den Forderungen und Wünschen kann man Anforderungen auch nach ihrer Art der Kommunikation in explizite und implizite Anforderungen unterscheiden. Implizite Forderungen werden vom Kunden als selbstverständlich angenommen und von diesem nicht kommuniziert. Als Beispiel kann hier die Schutzfunktion der Ladung eines Curtainsider gegen äußere Witterungseinflüsse genannt werden.

Die Anforderungsliste stellt die Basis für die durchzuführende Bewertung der verschiedenen Lösungskonzepte dar. Für gewöhnlich leitet sie sich aus dem Lasten- und Pflichtenheft ab. Im Lastenheft fasst der Auftraggeber alle Anforderungen hinsichtlich Liefer- und Leistungsumfang gegenüber eines Auftragnehmers zusammen. Die Anforderungen an das Produkt sind aus der Anwendersicht (Kundensicht) geschrieben. Der Auftragnehmer erstellt daraus das Pflichtenheft welches die Realisierung aller Anforderungen des Lastenhefts darstellt. [10] [29] [30]

Im vorherigen Kapitel wurde bereits eine Recherche über die bestehenden Richtlinien und gesetzlichen Voraussetzungen für eine erfolgreiche Straßenzulassung des Aufliegers durchgeführt. Die daraus gesammelten Informationen können direkt als Forderungen in die Anforderungsliste übernommen werden. Um weitere Anforderungen zu finden und quantifizieren sowie qualifizieren zu können, ist es sinnvoll das Produkt aus der Sicht des Anwenders zu betrachten.

### 4.1 Kundenanforderungen und Wünsche

Der variable Aufbau soll weiterhin so eingesetzt werden können wie ein handelsüblicher Curtainsider. Das Be- und Entladen über das Heckportal an einer Rampe muss weiter möglich sein. Hierzu muss darauf geachtet werden, dass ein Andocken an allen gängigen Ladebrücken für die Heckbeladung möglich ist. Dies erfordert beim Vorhandensein von Hecktüren, für ein einfacheres Reversieren beim Andocken an die Rampe, einen Öffnungswinkel von  $270^\circ$  sowie die Möglichkeit die Türe in der Endposition zu verriegeln. Der Umschlag über das Heck erfolgt im ausgefahrenen Zustand des variablen Aufbaus. Vor bzw. nach dem Be- oder Entladen soll es dem Fahrer durch ein paar Handgriffe ermöglicht werden, den Aufbau weitestgehend vollautomatisch um das geforderte Maß abzusenken oder anzuheben. Wünschenswert wäre hier, dass neben den beiden Endpositionen auch beliebige Zwischenstellungen angefahren werden können und damit auch bei annähernder Vollbeladung eine aerodynamisch günstigere Dachkontur einstellbar ist. Um einen schnellen Umschlag zu ermöglichen, soll die Absenkdauer bzw. Hebedauer nicht länger als eine Minute in Anspruch nehmen. Bei einem Ausfall des Mechanismus soll durch einen Notbetrieb ein manuelles Verstellen möglich sein. Das

Umschlagen über einen Hallenkran sowie die Möglichkeit des seitlichen Beladens des Aufliegers über eine Rampe wäre von Vorteil. Aufwände für etwaiges Straffen der Plane dürfen über das übliche Maß der normalen Ab- und Aufplanen-Tätigkeit eines Kraftfahrers nicht hinausgehen. Der komplette Aufbau soll so einfach wie möglich und robust gestaltet werden, um den alltäglichen Anforderungen eines Transportunternehmens gerecht zu werden.

Dies soll in weiterer Folge das Finden eines Frächters für den Versuchsbetrieb erleichtern, sowie eine mögliche Weiterverwendung über den geplanten Versuchszeitraum hinaus ermöglichen. Der bestehende Aufbau soll weitgehend intakt gelassen werden, um einen eventuellen Rückbau ohne großen Kostenaufwand bewerkstelligen zu können.

### 4.2 Weitere Randbedingungen und Restriktionen

Aus der bereits erwähnten Diplomstudie [6] und von den zuständigen Projektbeauftragten wurden weitere Vorgaben in Bezug auf die optimale Dachform vorgegeben. Eine Forderung war hierbei die Absenkung des Heckaufbaus um mindestens 700mm. Die dabei entstehende Knickung im Längsholm im eingefahrenen Zustand darf dabei einen Wert von 4,5 Grad nicht überschreiten. Der Prototyp muss die vorgeschriebenen Anforderungen an den verstärkten Aufbau (XL Code) weiterhin erfüllen. Die bestehenden Abmessungen der Ladefläche und hier im Speziellen der Abstand zwischen den Mittelrungen darf eine Breite von 2400mm nicht unterschreiten. Dadurch wird eine Beladung mit standardisierten Ladeeinheiten ermöglicht, ohne dass die geänderten Rungen beim Güterumschlag im Weg sind. Diese oben genannte Breite ergibt sich aus der möglichen Anordnung von Standardverladeeinheiten wie zum Beispiel einer Europalette oder einer Standardgitterbox, sowie allen weiteren abgeleiteten Verpackungseinheiten aus dem Flächenmodul 400x600mm. (siehe Abbildung 4.1)

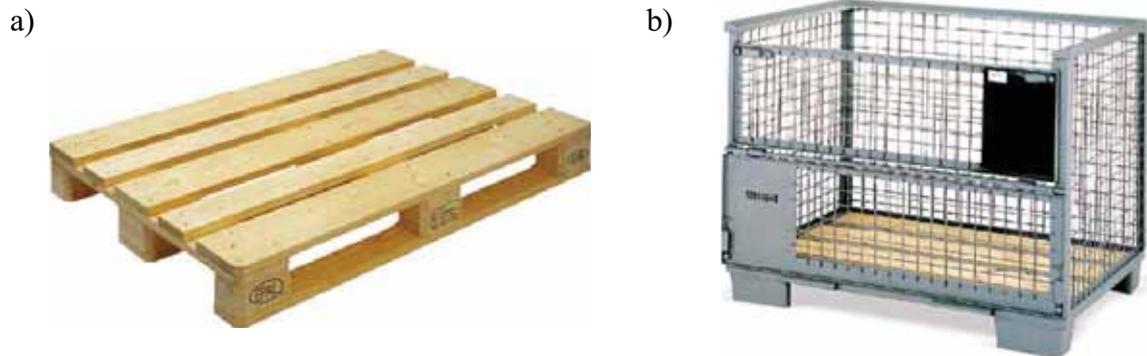


Abbildung 4.1: Standardverladeeinheiten mit den Grundflächenmaßen 800x1200mm, a) Europalette, b) Standardgitterbox [31]

Beim Herstellen des Aufbaus sollen die gängigen Werkstoffe vom Nutzfahrzeugbau eingesetzt werden, um eventuellen Problemen bei der Beschaffung und Verarbeitung vorzubeugen. Tabelle 2 zeigt hier die üblichen eingesetzten Werkstoffe. Der Baustahl S235JRG1 repräsentiert hierbei den am häufigsten verwendeten Werkstoff für Tragwerksteile. [4] Für die Realisierung der Hubbewegung ist eine einheitliche Aktorik vorzusehen. Aus fertigungstechnischer Sicht können alle gängigen spanabhebenden Bearbeitungs- und Blechbearbeitungsverfahren sowie alle gängigen Schweißverfahren eingesetzt werden. Als wichtige Forderungen wurden die Einhaltung

der festgelegten Termine sowie der Obergrenze der angesetzten Kosten für den Prototyp gefordert.

Tabelle 2: Werkstoffe im Nutzfahrzeugbau in Anlehnung an [4]

	S235JR	S355JR	S500MC	AlMgSi0,5
Dichte $\rho$ [kg=dm <sup>3</sup> ]	7,85	7,85	7,85	2,7
Streckgrenze $R_e$ [N/mm <sup>2</sup> ]	235	355	500	160
Elastizitätsmodul E [N/mm <sup>2</sup> ]	210000	210000	210000	70000
Gleitmodul G [N/mm <sup>2</sup> ]	81000	81000	81000	27000
Bruchdehnung $A_5$ [%]	26	22	16	10
Mindestbiegeradius $r_{i,min} / d$	1,4	1,8	2,6	4,5
Schweißbeignung	sehr gut	gut	gut	aufwändig

### 4.3 Anforderungsliste

Mit den bisher gesammelten Informationen kann im nächsten Schritt eine Anforderungsliste erstellt werden. Um in einem nachgelagerten Prozess keine Auffassungsprobleme bei einzelnen Punkten zu bekommen, muss eine Anforderungsliste alle Anforderungen eindeutig benennen und wo immer es möglich ist quantifizieren. Neben den bereits erwähnten Unterscheidungsmerkmalen (Forderung, Wunsch) kann wie in Abbildung 4.2 gezeigt wird, auch nach Art der Anforderung in funktional, eigenschaftlich und lösungsbehaftet differenziert werden. Um nicht die Lösungsvielfalt einzuschränken oder in eine bestimmte Richtung zu lenken, sind wenn möglich funktionale (lösungsneutrale) Anforderungen zu formulieren. Ebenfalls muss auf den ersten Blick ersichtlich sein, ob es sich um eine Forderung oder um einen Wunsch handelt. Um die Anforderungsliste übersichtlich zu gestalten, wird sie in Hauptmerkmale untergliedert. Auf der nachfolgenden Seite ist der Letztstand der Anforderungsliste (Tabelle 3) dargestellt.

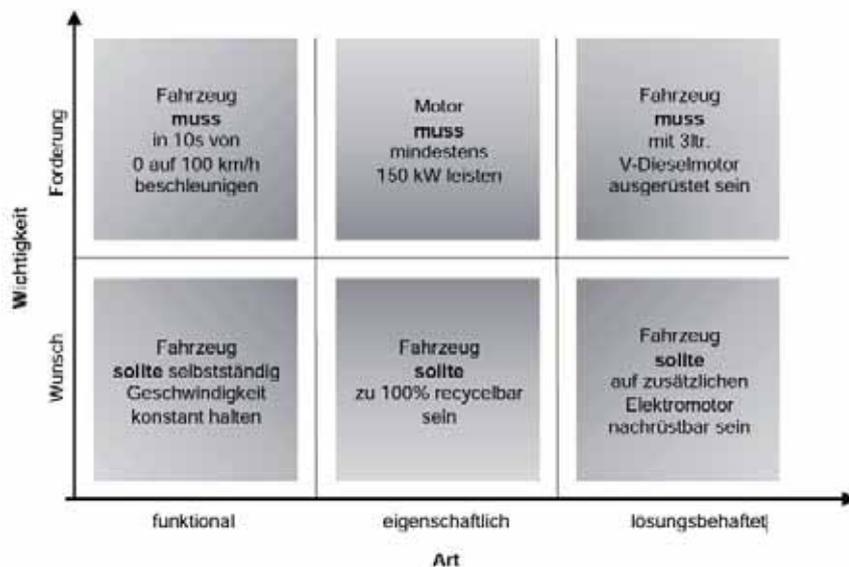


Abbildung 4.2: Allgemeine Beispiele für Anforderungsarten [10]

Tabelle 3: Anforderungsliste

Anforderungsliste Projekt TruckAero							
Zweck,Aufgabe: Variabler Aufbau zur Verringerung des Luftwiderstands				Projektmitarbeiter: Dr.Hirz, Dr.Fabian			
F - Forderungen, W - Wunsch,				DI. Stadler, Walch, Kober			
Gliederung	Anforderung		Anforderungsart	Eingabe-/Änderungsdatum	Verantwortung	Quelle	
	qualitativ	quantitativ					
1. Geometrie	1.1	Abmaße nach EG-Richtlinie 1230/2012		F	19.09.2014	Ko/Wa	EG
	1.2	max. Aufliegerlänge	13,6[m]	F	19.09.2014	Ko/Wa	Nr. 60 KDV
	1.3	max. Aufliegerbreite	2,55[m]	F	19.09.2014	Ko/Wa	Nr. 60 KDV
	1.4	max. Aufliegerhöhe	4[m]	F	19.09.2014	Ko/Wa	Nr. 60 KDV
	1.5	min. Absenkung Endrunge	700 [mm]	F	19.09.2014	Ko	
	1.6	max. Längsholmknickung	4,5 [°]	F	19.09.2014	Ko	CFD-Sim
	1.7	min. Laderaumbreite	2400 [mm]	F	06.10.2014	Ko	
	1.8	keine Falten in der Plane an den Endpositionen		F	19.09.2014	Ko/Wa	
	1.9	Variable Haltepositionen		W	16.09.2014	Ko/Wa	
	1.10	Dichtung					
2. Kinematik	2.1	max. Absenk-, bzw. Hebedauer	60 [s]	F	19.09.2014	Ko/Wa	
	2.2	Spannen der Plane		F	06.10.2014	Ko/Wa	
	2.3	zul. Positionsabweichung Hubvorgang	10[mm]	F	06.10.2014	Ko/Wa	
3. Kräfte	3.1	Ausführung nach DIN EN 12642		F	16.09.2014	Ko/Wa	EG
	3.2	Aufbauten nach Code XL		F	19.09.2014	Ko/Wa	DIN EN 12642
	3.3	min. Belastung Rückwand	81 [kN]	F	01.10.2014	Ko/Wa	
	3.4	min. Belastung Seitenwand	135 [kN]	F	01.10.2014	Ko/Wa	
	3.5	min. Belastung Stirnwand (bestehend)	135 [kN]	F	01.10.2014	Ko/Wa	
	3.6	min. Hubkraft der bewegl. Mittelrunge	1,5 [kN]	F	01.10.2014	Ko/Wa	
	3.7	min. Hubkraft der Endrunge	1,85 [kN]	F	01.10.2014	Ko/Wa	
4. Energie	4.1	LKW Akkumulator	[V]/XXX [A]	F	01.10.2014	Ko/Wa	Kögel
	4.2	Druckluftspeicher	8[bar]	F	01.10.2014	Ko/Wa	Kögel
5. Stoffe	5.1	Korrosionsbeständigkeit		W	19.09.2014	Ko/Wa	
	5.2	S235JR, S355JR, S500MC, AlMgSi0,5		W	20.10.2014	Ko/Wa	ATZ/MTZ-Fachbuch.
6. Sicherheit	6.1	nach DIN EN 12642		F	16.09.2014	Ko/Wa	
	6.2	Ladungssicherung nach VDI 2700		F	20.10.2014	Ko/Wa	
7. Fertigung	7.1	Drehen		W	19.09.2014	Ko/Wa	
	7.2	Fräsen		W	19.09.2014	Ko/Wa	
	7.3	div. Blechbearbeitungsverfahren		W	19.09.2014	Ko/Wa	
	7.4	div. Verbindungstechniken		W	19.09.2014	Ko/Wa	
8. Gebrauch	8.1	Heckbeladung		F	16.09.2014	Ko/Wa	
	8.2	Seitenbeladung		W	16.09.2014	Ko/Wa	
	8.3	Beladung über Schieberverdeck		W	16.09.2014	Ko/Wa	
9. Mensch-Produkt-Beziehung	9.1	Halbautomatischer Betrieb		F	19.09.2014	Ko/Wa	
	9.2	Manueller Betrieb möglich		W	19.09.2014	Ko/Wa	
	9.3	max. Bedienhöhe	1,8[m]	F	20.10.2014	Ko/Wa	
10. Instandhaltung	10.1	Wartungsintervalle	1 [a]	F	16.09.2014	Ko/Wa	
	10.2	Wartungsfreiheit		W	16.09.2014	Ko/Wa	
11. Kosten	11.1	max. Kosten für Zukaufteile	10000 [€]	F	16.09.2014	Ko/Wa	
	11.2	max. Montage-, Fertigungskosten	23000 [€]	F	16.09.2014	Ko/Wa	
12. Termin	12.1	Abgabe Fertigungszeichnungen	Mär.15	F	16.09.2014	Ko/Wa	

## 5 Ermittlung von Funktionen und deren Strukturen

Nach dem eine Anforderungsliste erstellt wurde, werden im nächsten Arbeitsschritt die Gesamtfunktion und deren Teilfunktionen ermittelt. Daraus können durch weitere Abstraktion Funktionsstrukturen mit Hilfe von allgemeinen Funktionen abgeleitet werden. Nicht bei allen Teilfunktionen ist es notwendig oder sinnvoll, eine Funktionsstruktur aufzustellen. Dies trifft im Besonderen auf Funktionen zu, welche über Zukaufprodukte vollständig erfüllt werden.

### 5.1 Gesamtfunktion

Die Gesamtfunktion beschreibt die Hauptaufgabe, welche das Produkt erbringen soll. Die Hauptaufgabe eines Sattelauflegers ist kurz gesagt: „Der ressourcenschonende Transport von Gütern vom Ort A nach B“. Die Herangehensweise über die Gesamtfunktion ist aber für das vorliegende Projekt zu weitgreifend und aus praktischer Sicht nicht sinnvoll, da bereits konkretere Informationen vorliegen. So kann die Hauptaufgabe in der vorliegenden Arbeit definiert werden als:

„Das Konstruieren einer Hebe- und Absenkvorrichtung, welche das Anpassen der Dachkontur zum Zweck einer besseren Aerodynamik ermöglicht“.

Nach dem Prinzip der Problemzerlegung kann die Gesamtfunktion weiter in Teilfunktionen gegliedert werden, die durch ihr Zusammenwirken zur Erfüllung der Gesamtfunktion beitragen. Teilfunktionen können wiederum nach ihrer Wichtigkeit in Hauptfunktion und Nebenfunktionen unterteilt werden. Hauptfunktionen tragen dabei unmittelbar zur Gesamtfunktion bei. Nebenfunktionen tragen nicht unmittelbar zur Gesamtfunktion bei, sondern haben meist unterstützenden Charakter und sind oftmals von der Art der Lösung für die Hauptfunktion abhängig. Die Unterteilung in Teilfunktionen erleichtert das Fokussieren auf die wesentlichen Systeme und reduziert dadurch die Komplexität. Wie in Abbildung 5.1 zu sehen ist, lässt sich jedes technische Gebilde mit drei Allgemeinen Größen wie Stoff, Energie und Information beschreiben. Die zur Verfügung stehende Eingangsenergie wie beispielsweise, Druckluft oder elektrischer Strom, ist durch die Sattelzugmaschine begrenzt. Das Signal zum Ausführen der Hubbewegung wird durch den Bediener manuell ausgelöst. Der Hauptumsatz ist im Stoff (Material der Dachkonstruktion) zu sehen, hier ist das Heben und Senken des Dachaufbaus gemeint. [32] [9]

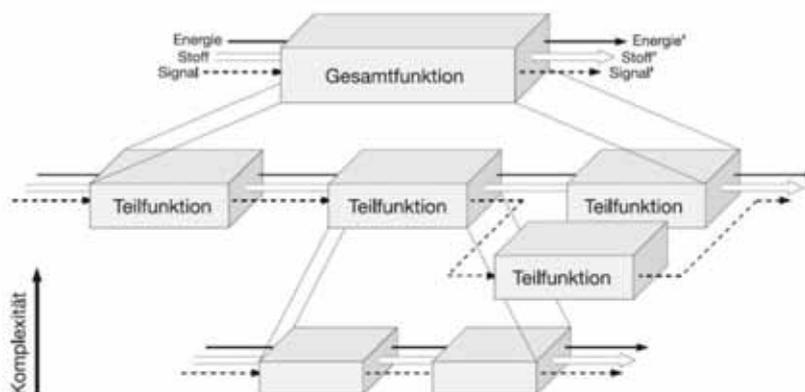


Abbildung 5.1: Zergliederung von Funktionen nach Pahl/Beitz [9] entnommen aus [29]

## 5.2 Teilfunktionen

Die folgende Aufteilung der Gesamtfunktion in Teilfunktionen wird vorwiegend über ihren kinematischen Zusammenhang getroffen. Das Heben und Senken wird, wie bereits beschrieben, über die Rungen umgesetzt und ist zugleich die erste Teilfunktion. Ebenfalls benötigt das Heckportal die gleiche Funktion zum Heben und Senken. Aus der kinematischen Beziehung heraus erfährt der Längsholm folglich eine Drehbewegung und eine Längung. Die Funktionsaufgabe des bestehenden Längsholms ist das Führen der Seitenplane, der Verdeckplane und der beweglichen Rungen. Durch eine mögliche Weiterverwendung des Längsholms in abgeänderter Form werden zum einen Vorteile bei der Lösungsfindung für die ebenfalls erforderlichen Längenausgleiche an der Verdeck- und den Seitenplanen erwartet, und zum anderen verringert es die Herstellungskosten. Aus den oben genannten Gründen wird versucht, den Längsholm weiter zu verwenden. Nachfolgend sind alle gefundenen Teilfunktionen aufgezählt.

- Hauptfunktionen:
- Mittel- und Endrunge heben und senken
  - Portalöffnung heben und senken
  - Längsholm führen
  - Verdeckplane spannen und verstauen
  - Seitenplane spannen und verstauen
- Nebenfunktionen:
- Laderaum abdichten
  - Laderaum verriegeln

Um gleich zu Beginn ein Verkomplizieren des Konzepts zu verhindern, sind die Funktionen Spannen und Verstauen zusammengefasst worden. Ebenfalls können durch den Einsatz des bestehenden Längsholms die Funktionen „Seiten- und Verdeckplane führen“ entfallen. Des Weiteren wird auf ein Verschieben der variablen Mittelrunge von vornherein verzichtet.

Da die Erstellung einer Funktionsstruktur mitunter viel Zeit in Anspruch nimmt bzw. nicht immer sinnvoll ist, wird lediglich für die ersten drei Hauptfunktionen eine Funktionsstruktur aufgestellt. Die letzten beiden Funktionen sind stark vom gewählten Lösungsprinzip des Längenausgleichs abhängig und werden daher erst nachdem Lösungsvarianten der ersten drei Funktionen vorliegen, behandelt. Als Nebenfunktionen wurden „Laderaum abdichten“ sowie „Laderaum verriegeln“ ausgewählt. Beide Funktionen sind speziell im Bereich des Heckportals als wichtig anzusehen.

### 5.3 Ableiten allgemeiner Funktionen

Die zuvor bestimmten Teilfunktionen können in einem weiteren Schritt mit Hilfe von allgemeinen Funktionen (Grundoperatoren, Elementarfunktionen) genauer betrachtet werden. Mit der sich daraus ergebenden Funktionsstruktur und den darin enthaltenen Grundoperatoren können dann in weiterer Folge für jede allgemeine Funktion Teillösungen mit Effekträgern gefunden werden. Das Aufstellen einer Funktionsstruktur erfordert durch den hohen Abstraktionsgrad eine gewisse Übung, ermöglicht aber dadurch eine andere Sichtweise auf das vorliegende Problem. Weiters wird die Bearbeitung durch die Strukturierung weniger komplex und die Teillösungen können separat erarbeitet werden. Durch die Verwendung von allgemeinen Funktionen kann indes bereits auf vorhandenes Wissen in Form von Konstruktionskatalogen zurückgegriffen werden. Als Visualisierungsform für die allgemeinen Funktionen wird in der vorliegenden Arbeit die Darstellungsart nach Roth gewählt (siehe Abbildung 5.2)

Allgemeine Operationen			Darstellung		Erläuterung		
			Nr.	1	2	3	
Übertragen		Speichern	1.1		1.2	Das Symbol steht sowohl für Ein-, Ausspeichern als auch für gespeichert halten, d.h. für eine reversible Mengenänderung (die im Grenzfall auch null sein kann) einer Allgemeinen Größe am gleichen abgegrenzten Ort. Gleichzeitig Symbol für Quelle und Senke.	
			2.1		2.2	Versetzen einer Stoff-, Energie- oder Informationsmenge an einen anderen Ort, ohne daß dabei ein Wandeln, Umformen oder Speichern erfolgt.	
			3.1		3.2	Ändern der Darstellungsform der Allgemeinen Größe, meist verbunden mit einer Ortsänderung.	3.3
Wandeln		Wandeln	4.1		4.2	Ändern der Art der Allgemeinen Größe	
			4.3	Bei Stoff der Werkstoffart, bei Energie der Energieart, bei Information des Codes.			
Verknüpfen	Summativ	Größen	5.1		5.2	Vereinigen von zwei Flüssen zu einem Fluß	
			6.1		6.2	Es werden zwei gleiche der drei Allgemeinen Größen Stoff, Energie bzw. Information vereinigt.	
	Distributiv	Größen	7.1		7.2	Teilen eines Flusses in zwei Flüsse	
			8.1		8.2	Es wird eine der drei Allgemeinen Größen von einem Fluß zu zwei Flüssen aufgespalten.	
			8.3	Es wird von einer der drei Allgemeinen Größen eine zweite abgegriffen.			

Abbildung 5.2: Darstellungsform der allgemeinen Funktionen nach Roth [33]

Um ein nützlich Arbeiten mit solchen Funktionsstrukturen zu ermöglichen sind einige Punkte zu beachten. So sollte die Funktionsstruktur möglichst schlank sein, eine geringe Anzahl an Grundoperatoren aufweisen und das Augenmerk auf den wesentlichen Teilfunktionen liegen. Weiters ist darauf zu achten, dass die Schnittstellenanzahl zu den Nachbarfunktionen gering ausfällt. Beispielsweise durch Ändern der Reihenfolge von Grundoperatoren, Einfügen oder Weglassen von Funktionselementen sowie weiterer Variationsregeln, kann ein großer Pool von unterschiedlichen Funktionsstrukturen entstehen. Um hier den Überblick nicht zu verlieren und den Terminplan einzuhalten, beschränkt sich die Suche auf jene Strukturen, die eine geringe Anzahl an Grundoperatoren aufweisen. [32] [11]

### 5.3.1 Heben und Senken der Mittel- und Endrunge

Um die Dachkonstruktion heben zu können, wird in den Rungen durch die Relativbewegung zwischen dem Standrohr und dem Schiebling die benötigte Hubbewegung aufgebracht. Aus abstrakter Sicht gesehen ist es lediglich das Leiten eines Stoffes, wobei in diesem Fall der Schiebling damit gemeint ist. Die dazu benötigte Energie muss aufgebracht, geleitet und umgeformt werden. Um eine gerichtete Bewegung zu ermöglichen, muss der Stoff in Form einer Führung geleitet werden. Aus diesen Bedingungen heraus ergibt sich die Teilfunktionsstruktur wie in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Funktionsstruktur könnte nun beispielsweise durch Vertauschen der Grundoperatoren, Energie leiten und umformen, variiert werden und so eine neue Struktur erzeugt werden.

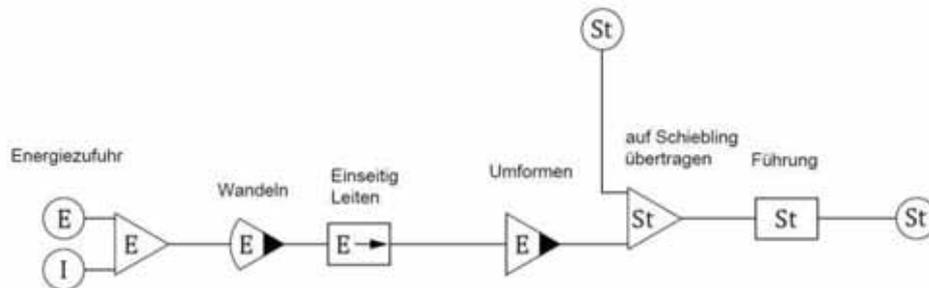


Abbildung 5.3: Teilfunktionsstruktur Heben und Senken der Runge

### 5.3.2 Heben und Senken des Portals

Da sich am Heck des Aufliegers ein Portal befindet, welches sich gleich wie die Endrunge bewegen muss, kann auch die gleiche Funktionsstruktur wie bei der Endrunge gewählt werden (siehe oben). Diese Funktionsstruktur benötigt somit wie die Runge einen eigenen Aktuator. Nimmt man die obige Struktur heran und fügt nach der Übertragung auf den Schiebling eine weitere Stoffsummutation für das Heckportal hinzu, wird das Heckportal über den Schiebling mitbewegt. Für gewöhnlich besteht das Portal aus einer zweiflügeligen Türe, welche direkt mit der Endrunge über Scharniere verbunden ist. Diese Scharniere werden durch den in Abbildung 5.4 gezeigten Operator (rot) repräsentiert. Die so entstehende zusammengeführte Funktionsstruktur ermöglicht die Nutzung eines Antriebs für zwei Funktionen.

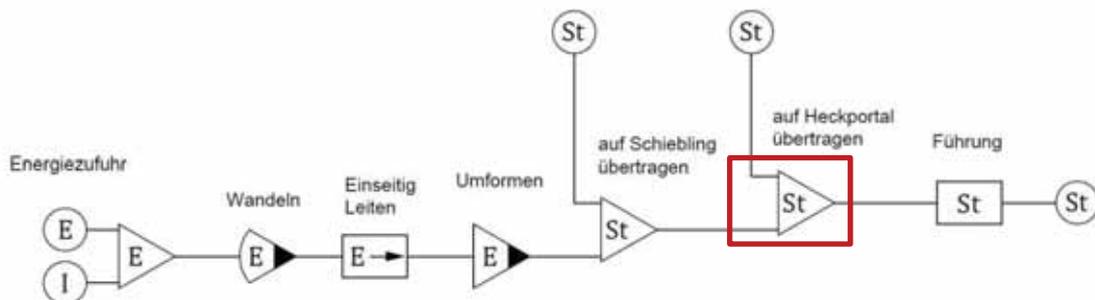


Abbildung 5.4: Zusammengeführte Funktionsstruktur. Runge und Heckportal heben und senken

### 5.3.3 Führen des Längsholms

Abbildung 5.5 zeigt die einfache Teilfunktionsstruktur zum Führen des Längsholms und täuscht eine einfache konstruktive Lösung vor. Im Speziellen stellt hier die Querschnittsform des Längsholms ein Problem für den Längenausgleich dar. Stellt man alle Funktionen des Längsholms auf, würden drei weitere Operatoren für das Führen der Runge, der Seitenplane und der Querspiegel sowie deren Speichersymbole abgebildet sein und sich eine kompliziertere Funktionsstruktur ergeben.

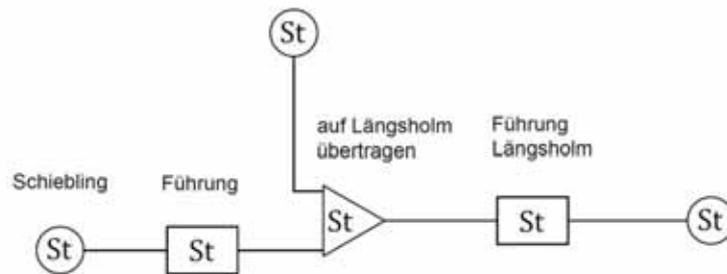


Abbildung 5.5: Teilfunktionsstruktur Längsholm führen

### 5.3.4 Gesamte Funktionsstruktur

Abbildung 5.6 zeigt die zusammengesetzte Funktionsstruktur aller drei Funktionen und die Systemgrenze. Weiters sieht man die Schnittstellen zwischen den einzelnen Funktionen sowie die Ein- und Ausgangsgrößen. Die hinauslaufenden Speichersymbole stellen die potentiellen Energien der Massen dar. Das Erste repräsentiert hierbei den Schiebling und den Längsholm, das Zweite die Hecköffnung.

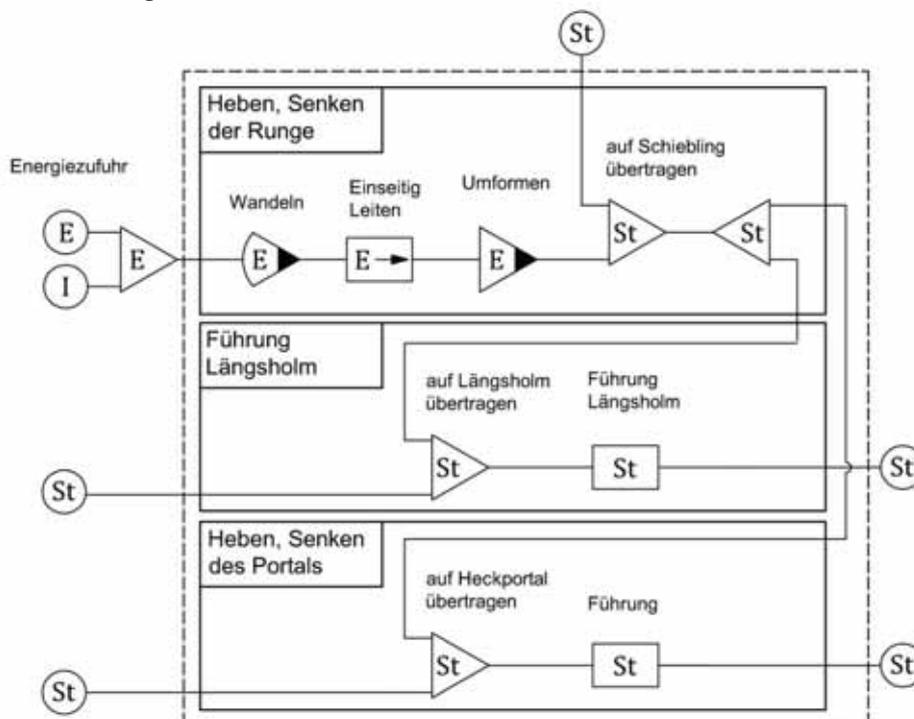


Abbildung 5.6: Funktionsstruktur über alle Funktionen

## **6 Suche nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen**

Im folgenden Kapitel werden Lösungen zur Erfüllung der einzelnen allgemeinen Funktionen gesucht und im Anschluss im Sinne der gefundenen Funktionsstrukturen entsprechend verknüpft. Die so entstehenden Teillösungen, welche auch als Lösungsprinzipien bzw. prinzipielle Lösungen bezeichnet werden, werden übersichtshalber in einen morphologischen Kasten eingetragen. Dieser stellt die Teilfunktionen zeilenweise und die zugehörigen Teillösungen spaltenweise dar. Pahl/Beitz [9] spricht in diesem Zusammenhang auch von Wirkprinzipien zur Erfüllung der Teilfunktion. Aus den gefundenen Lösungsprinzipien der einzelnen Teilfunktionen kann im nächsten Schritt eine Vielzahl an Konzeptvarianten systematisch generiert werden. Die so gefundenen Konzepte werden auch als Wirkstrukturen bezeichnet. Um die damit mögliche Lösungsvielfalt einzuschränken, werden bereits bei den gefundenen Lösungsprinzipien sowie Wirkprinzipien die ungünstigen Lösungen soweit wie möglich eliminiert.

### **6.1 Aufstellen der Wirkprinzipien zur Erfüllung der allgemeinen Funktionen**

Im Gegensatz zu einer Funktion, welche das Produkt lösungsneutral beschreibt, beinhaltet das Wirkprinzip alle relevanten funktionserfüllenden Aspekte und ist somit lösungsspezifisch. Unter Wirkprinzip versteht man die Gemeinsamkeit vom physikalischen Effekt sowie geometrische und stoffliche Merkmale. Ein physikalischer Effekt ist durch physikalische Gesetze beschreibbar. Die Erfüllung einer allgemeinen Funktion kann oftmals durch verschiedene physikalische Effekte erreicht werden. Beispielsweise können zur Erhöhung der Kraft der Hebeleffekt, Keileffekt, der elektromagnetische Effekt oder der hydraulischer Effekt eingesetzt werden. [9]

Die geometrischen Merkmale umfassen jene Geometrien, die bei Anwendung des physikalischen Effekts zum Wirken kommen. Diese Wirkgeometrie beinhaltet neben Wirkflächen, Wirkräumen und Körpern auch die kinematischen Beziehungen untereinander. Als Wirkflächen bezeichnet man hierbei jene Flächen, an der oder über die eine Wirkung erzwungen oder ermöglicht wird. Der Wirkraum ist jenes Volumen, welches durch die Bewegung der Wirkgeometrie eingenommen wird, sozusagen der Arbeitsraum. [29] Um die festgelegte Wirkgeometrie realisieren zu können, muss eine prinzipielle Vorstellung über die Art des Werkstoffes getroffen werden. Diese prinzipiellen Werkstoffeigenschaften beinhalten beispielsweise den Aggregatzustand, die Elastizität, die Festigkeit und die Härte des Werkstoffes. Die geometrischen und stofflichen Merkmale zusammen bilden den Effekträger. [9] [32]

In Tabelle 4 auf der nachfolgenden Seite sind die gefundenen Teillösungen mit Effekträgern in Form eines morphologischen Kastens abgebildet. Viele der darauf abgebildeten Teillösungen gibt es bereits als fertige Lösungen im Handel zu kaufen. Teilweise können bereits jetzt gewisse Teillösungen, welche technisch schwer realisierbar oder von vornherein aus Kostengründen nicht eingesetzt werden können, gestrichen werden. Die nun gebildeten Effekträger für die allgemeinen Funktionen können durch die Funktionsstruktur zu Lösungsprinzipien zusammengeführt werden.

Tabelle 4: Morphologischer Kasten mit den allgemeinen Funktionen und deren geeigneten Teillösungen

		Geeignete Teillösungen mit Effekträgern									
Allgemeine Funktionen Energie 	(1.1) elektrische Energie 	(1.2) Fluidische Energie (pneumatisch-hydraulisch) 	(1.3) mechanische Energie (rotatorisch-translationell) 	(1.4) thermische Energie 	(1.5) chemische Energie 						
Energie wandeln 	(2.1) Elektromotor 	(2.2) Fluidmotor 	(2.3) Hydraulzylinder 	(2.4) Linearmotor 	(2.5) Verbrennungsmotor 						
Energie umformen 	(3.1) Getriebe 	(3.2) Hebel 	(3.3) Zahnrad-Zahnstange 	(3.4) Kettenzeit-Triebsack 	(3.5) Keilentrieb 	(3.6) Kniehebel 	(3.7) Schraubspannung 	(3.8) Seiltrommel 	(3.9) Multiplikator 	(3.10) Flaschenzug 	
Stoff leiten (Führung) 	(4.1) Schraubführung 	(4.2) Schubgelenk 	(4.3) Dreihingelenk 	(4.4) Viergelenk 	(4.5) Rollräder 						
Energie einseitig leiten 	(5.1) Venell 	(5.2) Klinke 	(5.3) Klemmglied 	(5.4) Schraubspannung 	(5.5) Bremse 	(5.6) Schieber 					

## 6.2 Geometrische Zusammenhänge an der variablen Aufbaugeometrie

Um einen ersten Überblick über die Geometrie des variablen Aufbaus zu bekommen, zeigt Abbildung 6.1 die Seitenansicht der letzten beiden Rungenfelder des Auflieger-Aufbaus. In grün dargestellt sieht man die Endrunge und die beiden Mittelrungen. Die Längen  $X_1$  und  $X_2$  stellen die horizontalen Abstände der Rungen als auch die hinteren Teile des Längsholms im ausgefahrenen Zustand dar. An den Mittelrungen muss der bestehende Längsholm getrennt werden um eine Drehbewegung ausführen zu können. Der Absenkwinkel  $\alpha$  (max.  $4,5^\circ$ ) und die Absenkhöhe  $h_2$  (min. 700mm) sind aus der Anforderungsliste heraus limitiert und werden in weiterer Folge für die erste Auslegung der erforderlichen Hublängen benötigt. Die Positionen der bestehenden Rungen werden beibehalten, um die vorhandenen Bohrungen für die Befestigung und die Einstecklatten weiter verwenden zu können. Die Längen  $X_1$  und  $X_2$  können somit direkt vom Auflieger übernommen werden.

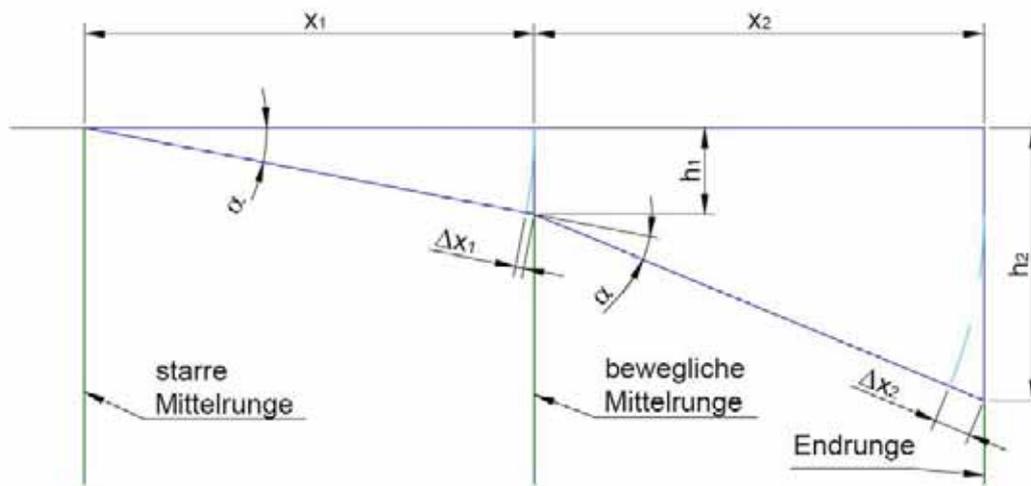


Abbildung 6.1: Kinematischer Zusammenhang des variablen Aufbaus

Der sich daraus ergebende Längenunterschied ( $\Delta X_1$ ,  $\Delta X_2$ ) zwischen den beiden Endpositionen sowie die benötigten Hublängen ( $h_1$ ,  $h_2$ ) lassen sich aus den geometrischen Beziehungen nach den Gl.(6.1) errechnen.

$$\Delta X_1 = X_1 \cdot \left( \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right),$$

$$\Delta X_2 = X_2 \cdot \left( \frac{1}{\cos(2\alpha)} - 1 \right),$$

$$\Delta X = \Delta X_1 + \Delta X_2,$$

$$h_2 = X_2 \cdot \tan(2\alpha) + X_1 \cdot \tan \alpha,$$

$$h_1 = X_1 \cdot \tan \alpha \quad (6.1)$$

Nach Einsetzen der bestehenden Längen  $X_1$ ,  $X_2$  und dem Winkel  $\alpha$  erhält man für:

$$\begin{array}{ll} \Delta X_1 \approx 8 \text{ mm} & X_1 = 3333 \text{ mm} \\ \Delta X_2 \approx 34 \text{ mm} & X_2 = 3456 \text{ mm} \\ h_1 \approx 233 \text{ mm} & \alpha = 4^\circ \\ h_2 \approx 719 \text{ mm.} & \Delta X \approx 42 \text{ mm} \end{array}$$

Um ein rundes Maß für den Hub der Endrunge zu erhalten, wird dieser auf  $h_2=750\text{mm}$  festgelegt. Daraus ergeben sich die unten aufgelisteten neuen Werte.

$$\begin{array}{ll} \Delta X_1 = 8,9 \text{ mm} & X_1 = 3333 \text{ mm} \\ \Delta X_2 = 37 \text{ mm} & X_2 = 3456 \text{ mm} \\ h_1 = 243 \text{ mm} & \alpha = 4,173^\circ \\ h_2 = 750 \text{ mm} & \Delta X = 45,9 \text{ mm} \end{array}$$

### 6.3 Ermittlung der erforderlichen Hubkräfte

Für die Auslegung der Aktuatoren für die Hubbewegung wird neben dem Gewicht der zu hebenden Bauteile eine zusätzliche Schneelast von 10cm mitberücksichtigt. Dies entspricht in etwa einer 10mm Wassersäule. An diesem Punkt sei erwähnt, dass dies nur für die Berechnung angenommen wird. Der Lenker sollte, auch wenn nicht vom Gesetz gefordert, im Sinne der Verkehrssicherheit das Verdeck auf jeden Fall von Schnee und Eis freihalten. Über die Flächen  $A_1$  und  $A_2$  wird die flächenbezogene Gewichtskraft  $q$  von Schnee und Plane mit Querspiegel auf die Rungen aufgerechnet. Die Endrunge hat hierbei noch das zusätzliche Gewicht des Endspiegels, sowie im Falle einer mitbewegten Hecktüre das Gewicht des beweglichen Segments, zu tragen. Die Längsholmabschnitte werden symmetrisch auf die vorne und hinten liegenden Rungen aufgeteilt. Wenn man davon ausgeht, dass die erforderlichen Hubkräfte symmetrisch in die Führungen eingeleitet werden, es keine Vorspannkraft gibt und somit keine Querkräfte auftreten, können die Reibungen (Haftreibung  $\mu_0$ , Gleitreibung  $\mu$ ) unberücksichtigt bleiben. Dies stellt natürlich nur einen Idealfall dar, weshalb nachfolgend auch mit einem Sicherheitsfaktor gerechnet wird. Abbildung 6.2 zeigt den Dachaufbau von oben mit den gegebenen Abmaßen.

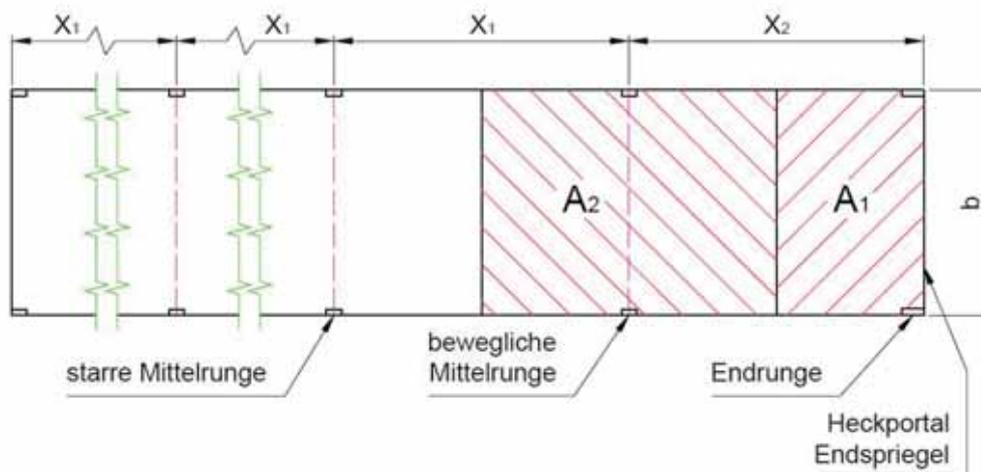


Abbildung 6.2: Flächenverteilung für die Berechnung der Rungenlasten

Mit der Berechnung der Flächengewichtskraft  $q$  nach Gl.(6.2) können die erforderlichen Hubkräfte der Rungen nach Gl. (6.3) und Gl.(6.4) mit den unten angegebenen Werten ermittelt werden. Da nicht alle Einflussgrößen (Werkstoffpaarung, Krafteinleitung, usw.) bekannt sind und ein sicheres Heben gewährleistet werden soll, wird mit einem zusätzlichen Sicherheitsfaktor gerechnet.

$G_{APL} = 1 \text{ kg/m}^2$	Flächenbezogenes Gewicht der Plane
$G_{ASp} = 1 \text{ kg/m}^2$	Flächenbezogenes Gewicht der Querspriegel
$m_{ESp} = 50 \text{ kg}$	Gewicht Endspriegel
$m_{TS} = 50 \text{ kg}$	Gewicht Türsegment
$m_{SchER} = 35 \text{ kg}$	Gewicht Schiebling Endrunge
$m_{SchMR} = 15 \text{ kg}$	Gewicht Schiebling bewegliche Mittelrunge
$G_{LLH} = 6 \text{ kg/m}$	Längenbezogenes Gewicht des Längsholms
$\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$	Spezifische Dichte von Wasser
$h_w = 10 \text{ mm}$	Wassersäule
$S = 1,5$	Sicherheit

$$q_{Fl} = (G_{APL} + G_{ASp} + \rho_w h_w)g \quad (6.2)$$

$$F_{HubER} = \left[ \frac{1}{2} \cdot \left( q_{Fl} \cdot \frac{X_2 \cdot b}{2} + m_{ESp} \cdot g \right) + \left( G_{LLH} \cdot \frac{X_2}{2} + m_{TS} + m_{SchER} \right) \cdot g \right] \cdot S \quad (6.3)$$

$$F_{HubMR} = \left[ q_{Fl} \cdot \frac{X_1 + X_2}{4} \cdot b + \left( G_{LLH} \cdot \frac{X_1 + X_2}{2} + m_{SchMR} \right) \cdot g \right] \cdot S \quad (6.4)$$

$F_{HubMR} \approx 1500 \text{ N}$	Erforderliche Hubkraft der bewegliche Mittelrunge
$F_{HubER} \approx 1850 \text{ N}$	Erforderliche Hubkraft der Endrunge

Die oben ermittelten Werte werden somit als Mindestanforderung in die Anforderungsliste eingetragen. Es gilt nun, geeignete Aktuatoren mit einer möglichst hohen Leistungsdichte zu finden, welche ein Unterbringen in den Rungen ermöglichen. Aus der Anforderungsliste geht bereits hervor, dass das Außenmaß der Rungen einen Wert von 75 mm (dieser Wert ergibt sich aus der halben Differenz von der höchstzulässigen Breite und der Laderaumbreite) nicht überschreiten darf.

Eine für alle Hubvarianten wichtige Anforderung ist neben der Hubkraft auch die Fähigkeit zum Gleichlauf der benötigten Aktoren, da ein Zwangslauf durch eine steife Konstruktion nicht gegeben ist. Um ein Verklemmen der Dachkonstruktion zu verhindern, dürfen die sich parallel gegenüberliegenden Rungen (links und rechts zur Fahrtrichtung) keine große Positionsabweichung während des Hubvorgangs aufweisen.

## 6.4 Suche nach Lösungsprinzipien zur Erfüllung der Teilfunktionen

### 6.4.1 Lösungsprinzipien zur Funktion „Mittel- und Endrunge heben und senken“

Abbildung 6.3 zeigt die ersten zwei der fünf gefundenen Lösungsprinzipien für die Hubfunktion. Diese Prinzipiskizzen stellen die zusammengefassten Lösungsprinzipien, welche durch Kombinieren der allgemeinen Funktionen entstanden sind, dar. Weiter bedeutet dies, dass es für jede Prinzipiskizze natürlich viele dazugehörige Ausführungsvarianten gibt, diese aber aufgrund der Übersichtlichkeit weggelassen werden. Beispielsweise kann der Spindeltrieb in den Schiebling verlegt oder der Spindelmotor sich an einer anderen Position befinden. Allen Skizzen gemein ist, dass der Schiebling direkt über das Standrohr geführt wird, und dass die Aktoren in der Runge untergebracht sind. Wie genau dies erfolgt, wird erst in der Grobauslegung der Module und Komponenten genauer betrachtet und ist auch von den gewählten Lösungsprinzipien der angrenzenden Funktionen abhängig.

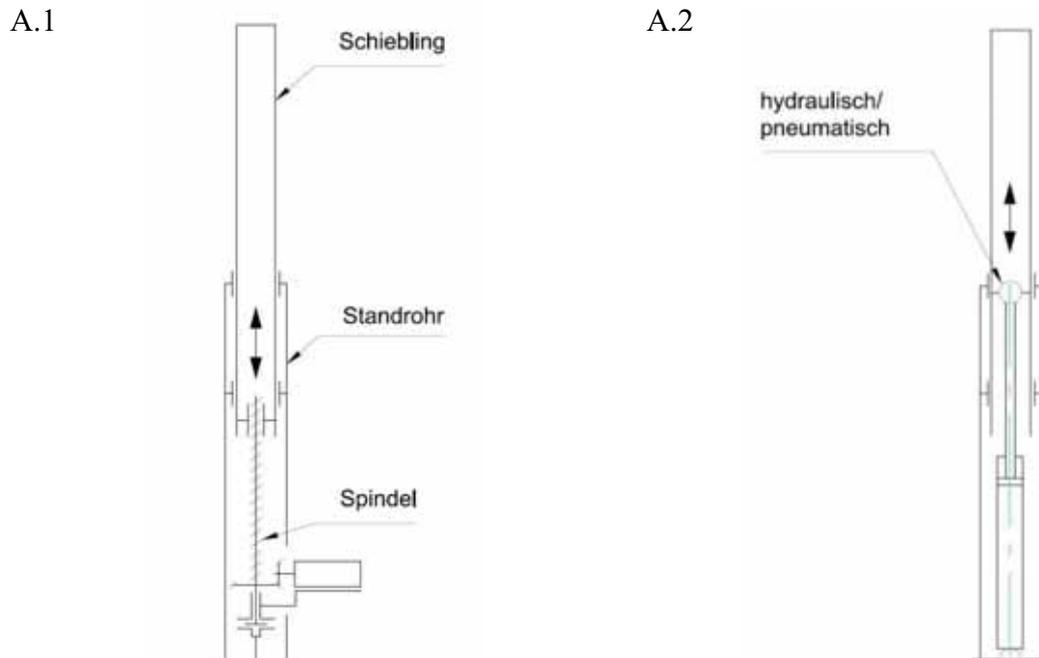


Abbildung 6.3: A.1) Runge mit Spindelhubsystem, A.2) Runge mit hydraulischem Hubantrieb

#### 6.4.1.1 Grundlagen zu Spindeltrieben

Bei Spindeltrieben wird Drehbewegung in Längsbewegung umgewandelt. Die dabei eingesetzten Bewegungsschrauben werden Spindeln genannt. Spindeltriebe sind Standardkomponenten in der Automatisierungstechnik und werden meist als Positioniersysteme, welche aus mehreren Lineareinheiten bestehen, verwendet. Als Lineareinheit bezeichnet man dabei den Antrieb samt Spindel und dazugehöriger Führung. Ebenfalls werden sie vielseitig in der Produktionstechnik eingesetzt. Ihr Einsatzgebiet reicht hier von Pressen und Walzwerken über Hubspindeln bis zu CNC-Werkzeugmaschinen. Trapezgewindespindeln, Kugelumlaufspindeln (Kugelgewindetrieb) und Rollengewindespindeln sind die gängigsten Ausführungsarten bei Spindeltrieben. Herstellerseitig gibt es eine große Anzahl an unterschiedlichen Systemen und Bezeichnungen für elektrisch angetriebene Spindeln. Allen gemein ist, dass sie einen elektrischen Antrieb, eine Spindel, eine Spindelmutter und im Fall

einer Lineareinheit auch die erforderlichen Führungsflächen enthalten. Standardmäßig treibt der Elektromotor direkt oder indirekt über ein Getriebe die Spindel oder die Spindelmutter an und erzeugt dadurch eine lineare Bewegung. Je nach Ausführungsvariante unterscheidet man zwischen stehender oder rotierender Spindel. Für genaue Positioniervorgänge werden meist eingängige Gewinde, für schnelle Vorschübe zwei- oder mehrgängige Gewinde verwendet. [34]

Für den Einsatz im Auflieger kommen Hubsysteme mit Trapezspindeln und Kugelumlaufspindeln in Frage. Ein Vorteil von Trapezspindeln liegt in ihrem günstigen Anschaffungspreis sowie dem positiven Aspekt der Selbsthemmung, obwohl dies allein als Arretierung des Schieblings im Fahrbetrieb wegen etwaiger Vibrationen und Erschütterungen als nicht ausreichend erscheint. Ein Nachteil von Trapezgewinden liegt in ihrem schlechten Wirkungsgrad gegenüber einer Kugelumlaufspindel. Bei den Kugelumlaufspindeln rollen zwischen Gewindespindel und Mutter an der Außen- und der Innengewindebahn Kugeln ab. Dies reduziert gegenüber konventioneller Trapezspindeln das erforderliche Drehmoment um 1/3. Weitere Vorteile liegen im geringem Verschleiß sowie einer hohen Steifigkeit. Ein Nachteil neben den höheren Anschaffungskosten ist das Nichtvorhandensein einer Selbsthemmung. In diesem Fall muss eine Selbsthemmung im Getriebe erfolgen und/oder eine Motorbremse eingesetzt werden. Dieser Punkt muss aber auch beim Einsatz von Trapezspindeln in Betracht gezogen werden. [35] [34]

Um eine erste Abschätzung für den benötigten Spindeldurchmesser sowie für das erforderliche Antriebsmoment zu bekommen, wird eine konventionelle Trapezspindel für die Berechnung herangezogen. Eine Vorauslegung ergab hierbei für:

Gewindenenddurchmesser	$d = 20 \text{ mm}$
Erforderliches Drehmoment	$T = 2,9 \text{ Nm}$
Verfahrweg	$h_1 = 250 \text{ mm} / h_2 = 750 \text{ mm}$
Benötigte Mindestleistung	$P = 9,3 \text{ W}$

Die vollständige Entwurfsberechnung befindet sich im Anhang A1

Wie aus den Zahlen hervorgeht, stellt aus Sicht der Leistungsaufnahme ein Spindelhubsystem kein Problem dar. Bei den Abmaßen der Spindel mit Spindelmutter ist in Bezug auf die Einbaumaße in der Runge auch mit keinen Schwierigkeiten zu rechnen. Um die Energieversorgung einfach zu halten, müssen die Antriebe sowie die benötigte Steuerung mit der Bordnetzspannung betrieben werden können. Es besteht auch die Möglichkeit die gegenüberliegenden oder die seitlichen Spindeln zu koppeln. Aus der Änderungssicht ist hierbei die zweite Kopplungsart zu bevorzugen, da die Koppelwelle nicht durch tragende Bauteile geführt werden muss. Ein manueller Betrieb ist bei Koppelung für den Anwender als angenehmer einzustufen, da er nicht jede Runge einzeln hochkurbeln muss. Hinzu kommt noch, dass es aufgrund der Dachkonstruktion nicht möglich sein wird, jede Runge manuell in einem Zug, sondern nacheinander stufenweise in die gewählte Position zu bringen.

#### 6.4.1.2 Grundlagen zu Hydraulik- und Pneumatiksystemen

Hydraulik und Pneumatik sind ein Teilgebiet der Fluidtechnik. Die Hydraulik bedient sich zur Energieübertragung hierbei einer Flüssigkeit, die Pneumatik verwendet Luft. Der Vorteil beim Einsatz von Hydrauliksystemen liegt in der Erzeugung großer Kräfte bei geringen Abmessungen

und Massen der eingesetzten Bauelemente. Zur Erzeugung der Druckenergie im Förderstrom wird meist eine mechanisch angetriebene Pumpe verwendet. Infolge der Druckverluste in den Leitungen und Bauelementen haben hydraulische Antriebssysteme einen geringen Wirkungsgrad gegenüber mechanischen Antrieben. Das Selbige gilt auch für pneumatische Anlagen, auch wenn hier der Wirkungsgrad wegen der geringeren Viskosität der Luft etwas besser ausfällt. Die benötigte Druckluft einer Pneumatik-Anlage wird in Kompressoren erzeugt, die von Elektro- oder Verbrennungsmotoren angetrieben werden. Die so komprimierte Luft kann einfach in Druckbehältern gespeichert werden. Die erzeugte Fluidenergie wird in beiden Fällen durch Zylinder in translatorische Bewegungsenergie umgewandelt. [36] [37]

Im nächsten Schritt werden die Ergebnisse einer ersten Vorauslegung der Hydraulikzylinder bzw. der Pneumatikzylinder aufgelistet. Bei der Berechnung der Hydraulikkomponenten wurde ein standardmäßiger Betriebsdruck von  $p = 200\text{bar}$  gewählt. Dieser Wert wird für gewöhnlich von allen Aggregaten erreicht. Für pneumatische oder hydraulische Zylinder wird wie für alle langen schlanken Stäbe unter Druckbeanspruchung die Stabilität als Auslegungskriterium herangezogen. Wobei bei Pneumatikzylindern aufgrund des geringen Betriebsdrucks von  $p = 8\text{bar}$  die benötigte Kolbenfläche und damit der Kolbenstangendurchmesser steigt, was wiederum zur Erhöhung der Knickkraft führt und so die Knickung im Gegensatz zum Hydraulikzylinder weniger relevant ist. Für beide Varianten werden zwei Befestigungsalternativen berechnet. (siehe Abbildung 6.4). Tabelle 5 zeigt die Abmessungen der erforderlichen Hydraulikzylinder sowie der Pneumatikzylinder. Betrachtet man die Werte der hydraulischen Aktoren sieht man, dass eine Unterbringung in den Rungen bei beiden Befestigungsvarianten möglich erscheint. Die errechneten Werte für die pneumatischen Zylinder legen nahe, dass eine Unterbringung in der Runge mit den gegebenen Randbedingungen aber nur schwer zu realisieren ist, da bereits ein Kolbendurchmesser von 60mm erforderlich ist um die benötigte Hubkraft zu erzeugen. Durch eine zusätzliche Handpumpe ist ein manueller Betrieb bei beiden Konzepten leicht zu bewerkstelligen. Die vollständige Berechnung zu Tabelle 5 kann im Anhang A2 und Anhang A3 nachgeschlagen werden.

Tabelle 5: Vorauslegungsergebnisse der hydraulischen und pneumatischen Zylinder

	Befestigungsvariante 1 Abbildung 6.4 links		Befestigungsvariante 2 Abbildung 6.4 rechts	
	Zylinder 1	Zylinder 2	Zylinder 1	Zylinder 2
Hub $H$ [mm]	250	750	250	750
<b>Hydraulik</b>				
Kolbendurchmesser $D$ [mm]	9,8	32	9,8	25
Stangendurchmesser $d$ [mm]	12	22	12	18
Betriebsdruck $p$ [bar]	200	200	200	200
<b>Pneumatik</b>				
Kolbendurchmesser $D$ [mm]	50	60	50	60
Stangendurchmesser $d$ [mm]	12	22	12	18
Betriebsdruck $p$ [bar]	8	8	8	8



Die Prinzipskizzen A.4 und A.5 stellen zwei verschiedenen Seilzugvarianten dar. Seile sind ein wesentliches Element von Hebezeugen in der Fördertechnik. Typische Geräte sind zum Beispiel Trommelwinden, Seilzüge, Elektro- und Druckluftzüge. Sie kommen ebenfalls als elektrische oder manuelle Zurrwinden an Sattelaufleger-Aufbauten zur Ladungssicherung zum Einsatz.

Das erstere Konzept mit der außenliegenden Umlenkrolle wurde bereits eingangs erwähnt (Konzept A.4). Um alle Bauteile sicher unterzubringen wird dieses Konzept dahingehend verändert, dass die Umlenkrolle in die Runge hinein verlegt wird (Konzept A.5). Die Seilzugkonzepte können entweder über separat angetriebene Seiltrommeln verfügen oder durch Anpassung der Trommeldurchmesser auf den Hubweg für jede Aufliegerseite eine Seiltrommel mit Elektromotor und Bremse (Elektroseilzug) verwenden. Die Seile können dabei geschützt in einem Rohr oder durch einen Bowdenzug an die Umlenkrolle der beweglichen Mittelrunge geführt werden. Durch den Einsatz einer Verbindungswelle ist es darüber hinaus möglich, die beiden seitlich angebrachten Seiltrommeln mit einer Antriebseinheit zu motorisieren. Hier gilt aber das Gleiche wie bei der Koppelung der Spindelantriebe.

Eine erste Vorauslegung der Seildurchmesser und der Seilrollen erfolgt nach DIN 15020 im Anhang A4. Es wurden auch hier zwei Fälle näher betrachtet. Im ersten Fall wird dabei die Arretierung mittels Seil ermittelt. Hierbei fährt der Schiebling im ausgefahrenen Zustand auf einen Anschlag und wird durch das Seil in dieser Position gehalten. Das Seil ist demnach immer unter Spannung. Eine zusätzliche Kraft, welche dem Schiebling sicher auf Anschlagposition hält, wird in der Vorauslegung nicht berücksichtigt. Im zweiten Fall wird eine Arretierung zur Sicherung der Lage des Schieblings verwendet. Das Seil wird demnach nur zum Heben und Senken verwendet. Tabelle 6 zeigt die Ergebnisse der Vorauslegung mit und ohne Arretierung. Die ermittelten Werte für den Seilrollenmindestdurchmesser lassen erkennen, dass eine Unterbringung in der Runge nur im Falle einer Arretierung einfach möglich ist. Durch den Einsatz einer Handkurbel, welche direkt oder über ein Getriebe mit der Seiltrommel verbunden wird, ist ein manueller Betrieb ebenfalls leicht möglich.

Tabelle 6: Erforderliche Seil- und Rollendurchmesser

	ohne Arretierung	mit Arretierung
erforderlicher Seildurchmesser $d_{min}$ [mm]	6,45	2,9
Seilrollenmindestdurchmesser $D_{min}$ [mm]	180,5	28,9

### 6.4.2 Lösungsprinzipien zur Funktion „Portalöffnung heben und senken“

Abbildung 6.6 links (B.1) zeigt das erste der fünf gefundenen Lösungsprinzipien für das Heckportal in Seiten- und Heckansicht. In grün sind die bestehenden Hecktüren abgebildet. Diese werden um die Hubhöhe gekürzt und über die bestehenden Scharniere mit dem Standrohr verbunden. Die so entstehende offene Fläche wird mit einer Blechtafel oder einem Strangprofil (magentafarben dargestellt) derart abgedeckt, dass ein Hochklappen und damit ein Be- und Entladen ermöglicht wird. Diese Heckklappe wird über Scharniere entweder direkt auf den Endspriegel oder auf den Schiebling gelenkig befestigt. Beim Anbringen der Heckklappe auf den Endspriegel und ausreichender Stärke der vorhandenen Gasdruckfedern im Endspriegel, ist ein Öffnen des Verdecks möglich. Erfolgt die Befestigung am Schiebling, müssen zusätzliche Gasdruckfedern zum Öffnen der Heckklappe angebracht werden. Ein Öffnen des Verdecks ist dann zwar auch möglich, jedoch muss die Ladung über den Aufbau hinausgehoben werden, da sich die Heckklappe nicht mit dem Verdeck mit verschiebt. Zwischen Abdeckung, Schiebling, Endspriegel und Hecktüren müssen Dichtungen derart angebracht werden, dass die Hecktüren die benötigte Dichtungskraft beim Verriegeln erzeugen. Die bestehenden Dichtungen sowie die Verriegelungen der Hecktüren werden im unteren Teil weiterverwendet. Dieses Prinzip ist eine Anlehnung an LKW mit hydraulischer Ladewand.

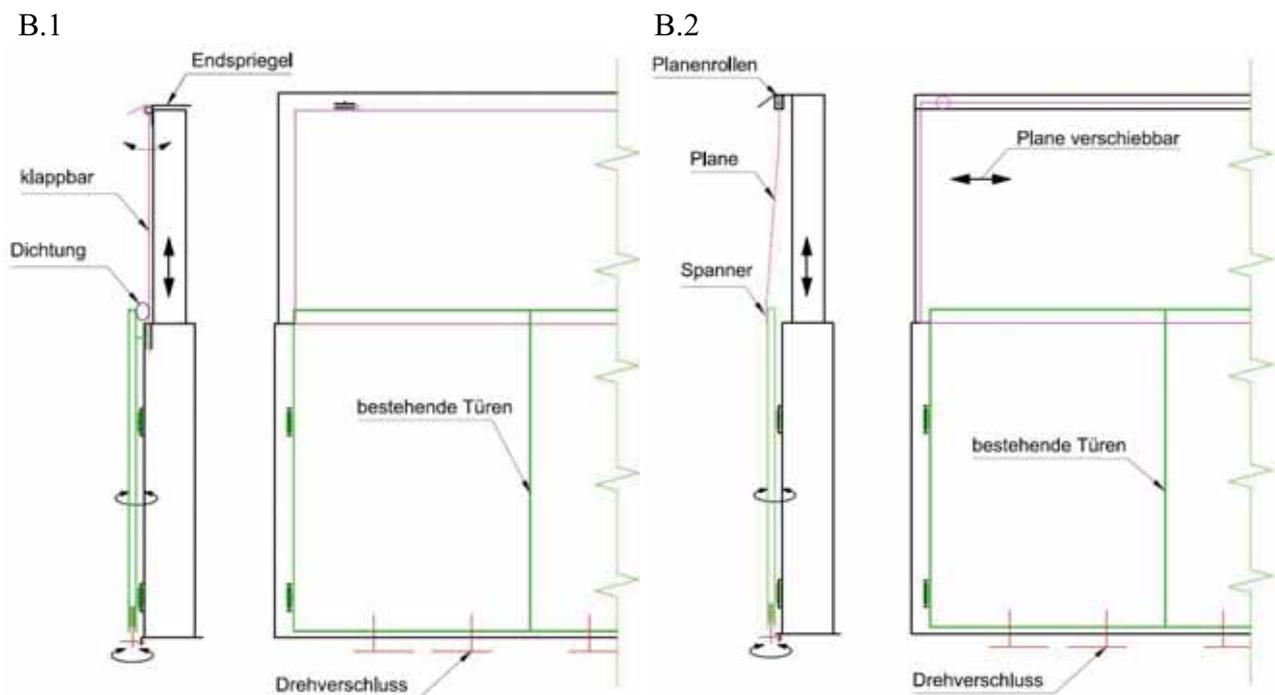
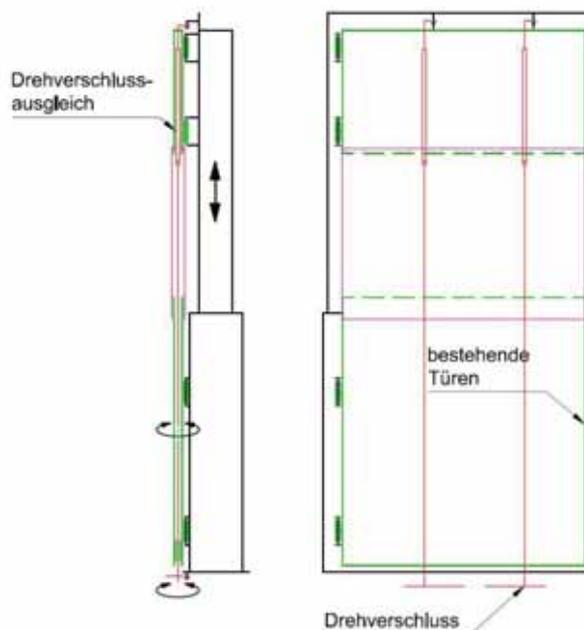


Abbildung 6.6: Lösungsprinzip B.1 mit Abdeckblech und B.2 mit verschiebbarer Plane

Mit dem Ersetzen der Heckklappe durch eine Plane entsteht daraus das zweite Lösungsprinzip B.2 (Abbildung 6.6). Die Plane wird dabei über Planenrollen (Abbildung 2.5) in einer am Endspriegel befestigten Schiene verschiebbar geführt. Zum Spannen der Plane können wie bei der seitlichen Schiebep lane Exzenter-Spanner oder ein Planenseil mit Ösen verwendet werden. Beides ist aufgrund der Höhe von ca. 3m über Grund jedoch nur mit einer Leiter zu erreichen. Um die Anforderungen der verstärkten Aufbauten zu erfüllen, müssen im Bereich der Plane eine oder mehrere Einstecklatten zur Ladungssicherung vorgesehen werden.

Im Lösungsprinzip B.3 (siehe Abbildung 6.7) wird ein Teil der bestehenden Hecktüre zwischen den zwei oben- und untenliegenden Scharnieren entfernt. Das zu entfernende Segment hat hierbei ebenfalls das Ausmaß der erforderlichen Hubhöhe. Die so entstehenden zwei Türsegmente werden über die vorhandenen Doppelgelenkscharniere mit der Endrunga verbunden. Die oberen Scharniere werden am Endrungschiebling, die untenliegenden Scharniere am Standrohr befestigt. Beim Heben wird nun das obere Türsegment durch den Schiebling mitbewegt. Der entstehende Zwischenraum wird durch zwei am oberen Türsegment außen und innen befestigten Abdeckplatten (magentafarben dargestellt) verschlossen. Um ein Verriegeln der Türen im oberen Bereich zu ermöglichen, ist eine Welle-Naben-Verbindung in Form einer Passfeder in den innenliegenden Drehverschlüssen vorgesehen. Da die Nabe mehr Raum einnimmt, muss das Strangprofil am oberen Türsegment an den betreffenden Stellen ausgenommen werden. Der obenliegende Drehverschluss kann somit wie bei allen gängigen Hecktüren von unten über den Drehverschlussarm betätigt werden. Die Hecktüren werden oben gegen den Endspiegel und unten gegen den Rahmen verriegelt und versteifen somit den Heckbereich des Aufbaus. Durch das Verwenden der bestehenden Hecktüren können in diesen Bereichen auch die vorhandenen Dichtungen weiter benutzt werden. Lediglich im Übergangsbereich bestehen mögliche Dichtungsprobleme.

B.3



B.4

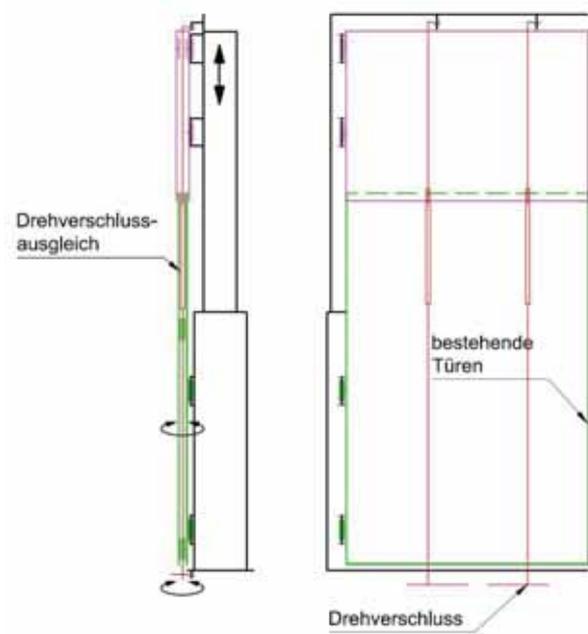


Abbildung 6.7: Lösungsprinzip B.3 und B.4 mit Drehverschlussausgleich

Verschiebt man nun diesen Zwischenraum an den oberen Rand der Hecktür, entsteht daraus das vierte Lösungsprinzip B.4. Damit nun die obenliegende Abdeckung beim Einfahren über die untenliegenden Strangprofile der Hecktür ineinander gleiten, muss diese hohl ausgeführt sein. Des Weiteren müssen an den Seiten der Abdeckung Ausnehmungen für die Aufnahme der Doppelgelenkscharniere angebracht werden, über die der neue Türaufbau gehalten wird. Der Drehverschlussausgleich erfolgt wie im vorigen Lösungsprinzip durch eine Passfederverbindung. Bei allen bis jetzt vorgestellten Varianten (außer bei Variante B.2) ist das Heben und Senken nur bei geöffneten Hecktüren möglich, da sonst die bestehenden Omega-Dichtungen beschädigt

werden könnten. Um ein Verkanten der Hecktürsegmente beim Hub- und Senkvorgang zu verhindern, müssen diese mit ausreichend Spiel zueinander vorgesehen werden.

Als letzte Prinziplösung zeigt Abbildung 6.8 eine Rolltorvariante. Diese Rolltore finden speziell im Verteilerverkehr an Einzelfahrzeugen mit Koffer-, oder Wechselaufbauten Verwendung. Vereinzelt werden sie auch auf Sattelaufleger-Kofferaufbauten eingesetzt, wobei hier nicht die abgebildete aufwickelbare Variante, sondern jene Variante eingesetzt wird, bei der die Aluminium Paneelen über zwei horizontal liegende Schienen in Fahrtrichtung verwahrt werden. Beim Einsatz eines Rolltores wird der Endspriegel durch die Rolltorvorrichtung ersetzt und mit dem Schiebling verbunden. Die seitlichen Führungsschienen müssen an der Innenseite der Endrunga, jeweils am Standrohr und Schiebling, angebracht werden. Durch die Hubbewegung müssen die Führungsschienen ineinander gleiten können. Dadurch muss auch die Endrunga eine Ausnehmung aufweisen, da die am Schiebling befestigte Schiene beim Einfahren sonst mit dem Standrohr, welche den Schiebling führt, kollidiert. Ein Öffnen des Verdeckes lässt sich bei diesem Prinzip konstruktiv nur schwer umsetzen, da die Rolltorvorrichtung auf Höhe der Längsholme liegt und somit eine drehgelenkige Anbindung der Längsholme an die Endrunga erschwert wird.

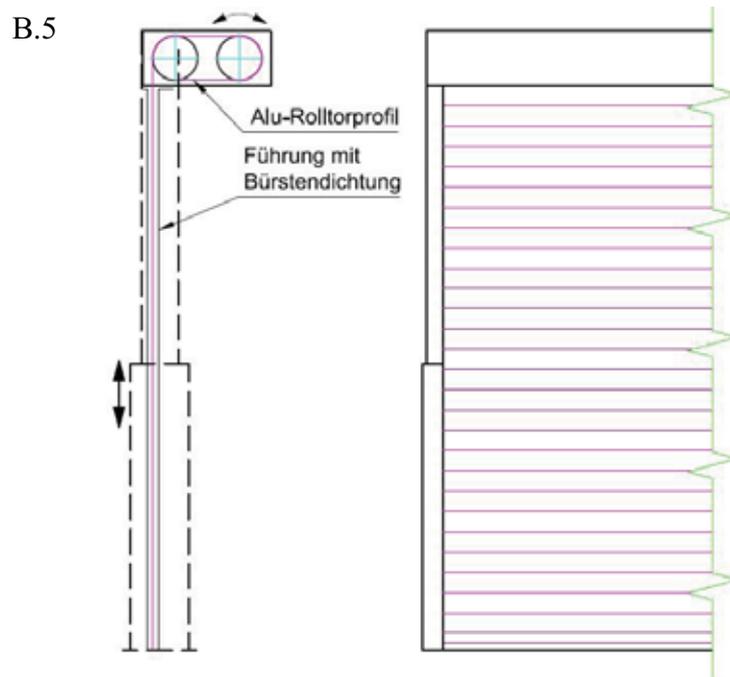


Abbildung 6.8: Lösungsprinzip B.5

### 6.4.3 Lösungsprinzipien zur Funktion „Längsholm führen“

Wie in Kapitel 6.2 bereits vorgerechnet, unterliegt der Dachholm beim Absenken einer Längenänderung, welche durch geeignete Führungen ausgeglichen werden muss. Durch die vorgegebene Dachkontur muss der Dachholm des Weiteren an den letzten Mittel- und Endrungen drehend gelagert werden. Dazu wird der Längsholm über die gesamte Länge des Aufliegers in drei Segmente geteilt, was zu einer strukturellen Schwächung des Aufbaus führt. Diese Schwäche muss durch steifere Endrungen, Mittelrungen und eventuell weiteren Verstrebungen kompensiert werden. Im Anhang A5 wird näher auf die geänderte Kraftsituation des variablen Aufbaus eingegangen.

Abbildung 6.9 zeigt den Querschnitt des Strangprofils mit allen angrenzenden Baugruppen. Man erkennt darauf die einzelnen offenen Kammern für den Rungenlaufwagen, den Planen-Rollwagen sowie die beiden Nuten für den Rollwagen des Querspiegels. Das seitliche PVC-Dichtprofil wird durch eine kreisförmige Ausnehmung über der Planen-Kammer befestigt und deckt den Übergangsbereich zwischen dem Strangprofil und der Plane ab. Nicht abgebildet ist die Dachplane, welche über den Querspiegel bis zum PVC-Dichtprofil reicht. Aus der Schnittansicht geht hervor, dass sich ein Längenausgleich nur in der mittleren großen Kammer, an der Innenseite und an der Unterseite des Dachholms anbringen lässt, ohne die bestehenden Funktionen zu behindern.

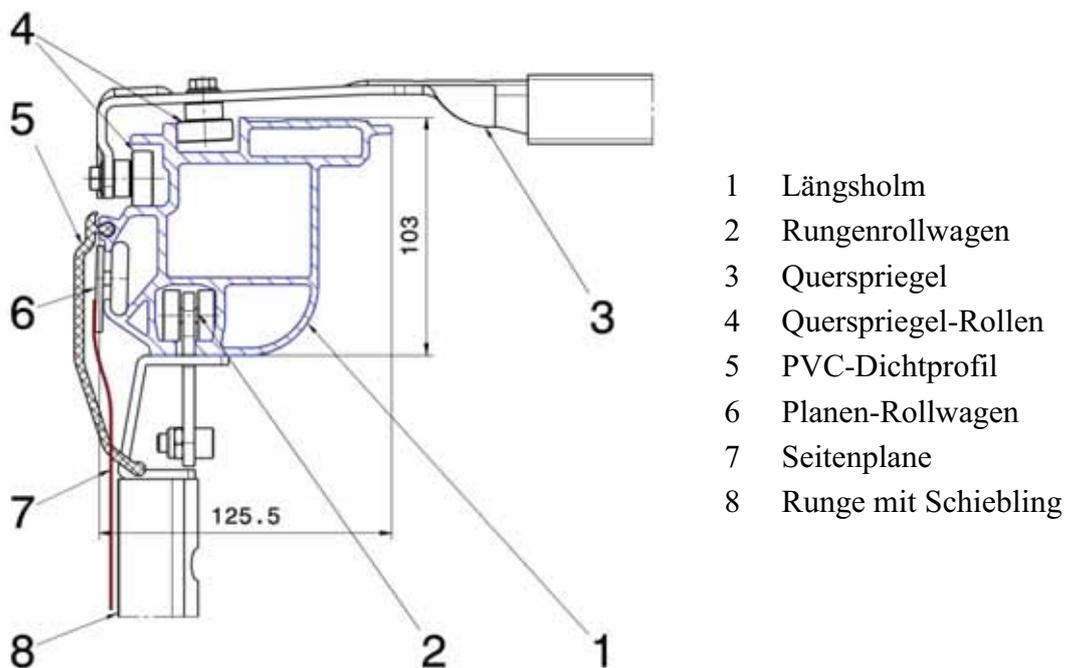


Abbildung 6.9: Querschnitt des bestehenden Längsholms

In Abbildung 6.10 ist das Lösungsprinzip C.1, welches in etwas abgeänderter Form von dem in Kapitel 3.2 beschriebenen Konzept abgeleitet wurde, dargestellt. Es wird dabei aber auf den zusätzlichen Pendelstab über der Mittelrunge verzichtet (siehe Abbildung 3.3 und 3.4). Diese prinzipielle Lösung erfordert eine zusätzliche Teilung der Längsholme in der Mitte, was zu einer weiteren Schwächung der Dachstruktur führt. Für den Längenausgleich könnten Gleitführungen und Wälzführungen in prismatischer oder zylindrischer Bauform, wie sie im Werkzeugmaschinenbau Verwendung finden, eingesetzt werden. Das Aluminiumprofil muss in diesem Fall an den Übergängen zur Führung verstärkt werden, um die auftretenden Biegemomente, Querkräfte und das Torsionsmoment, welches durch Spannen der Seitenplane sowie im Ladungssicherungsfall in den Dachholm eingeleitet wird, aufnehmen zu können.

Das Lösungsprinzip C.2 wird dahingehend abgeändert, dass sich nun alle Führungen für den Längenausgleich an der beweglichen Mittelrunge befinden. Eine zusätzliche Teilung kann durch diese Maßnahme entfallen. Abbildung 6.11 zeigt eine erste detaillierte Skizze zum beschriebenen Lösungsprinzip. Die Führungen werden hierbei an der Innen- und der Unterseite durch das Strangprofil am Verstärkungsblech angeschraubt. Es können dabei alle gängigen Bauformen von

Führungen benutzt werden. Durch die Anordnung der zwei Führungen reicht aber bereits eine Bauform, welche einen translatorischen und einen rotatorischen Freiheitsgrad einschränkt, z.B. eine offene Flachführung. Ein Bolzen stellt dabei die Verbindung zwischen der Führungsplatte mit dem Schiebling der Mittelrunge her und sorgt so für den benötigten Winkelausgleich. Wenn eine beliebige Reihenfolge beim Absenken ermöglicht werden soll, wird die erforderliche Spaltbreite zwischen den Längsholmen durch die Position der Drehgelenkte an den benachbarten Rungen (Endrunge, vordere Mittelrunge) gegeben. Wird auf eine beliebige Reihenfolge verzichtet, kann der erforderliche Spalt im ausgefahrenen Zustand gegen Null gehen. Aufgrund des möglichen kleinen Spaltes zwischen den Dachholmen, ist ein Öffnen des Schiebeverdecks im ausgefahrenen Zustand der Rungen ohne weiteres möglich.

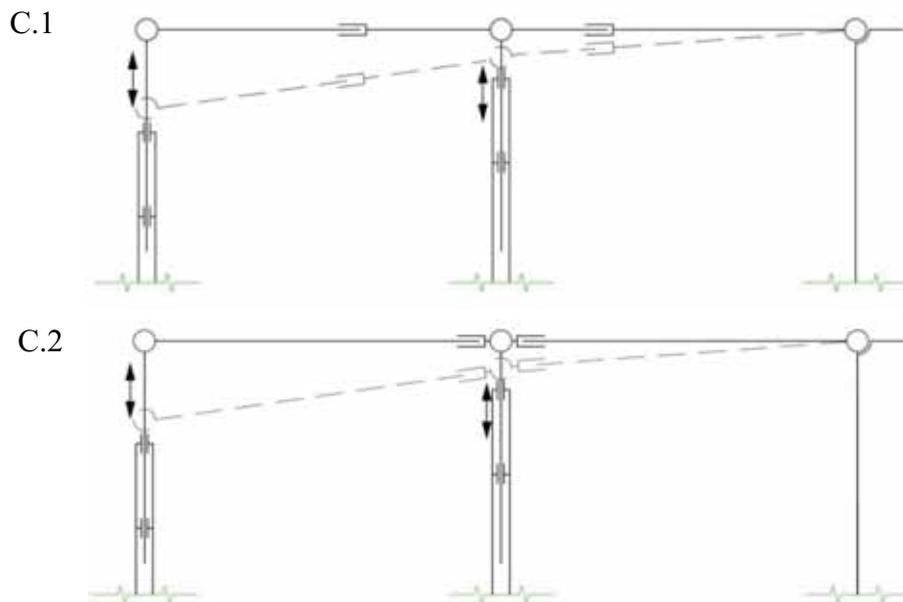


Abbildung 6.10: Lösungsprinzip C.1 mit mittigen und C.2 mit zusammengefassten Längenausgleich

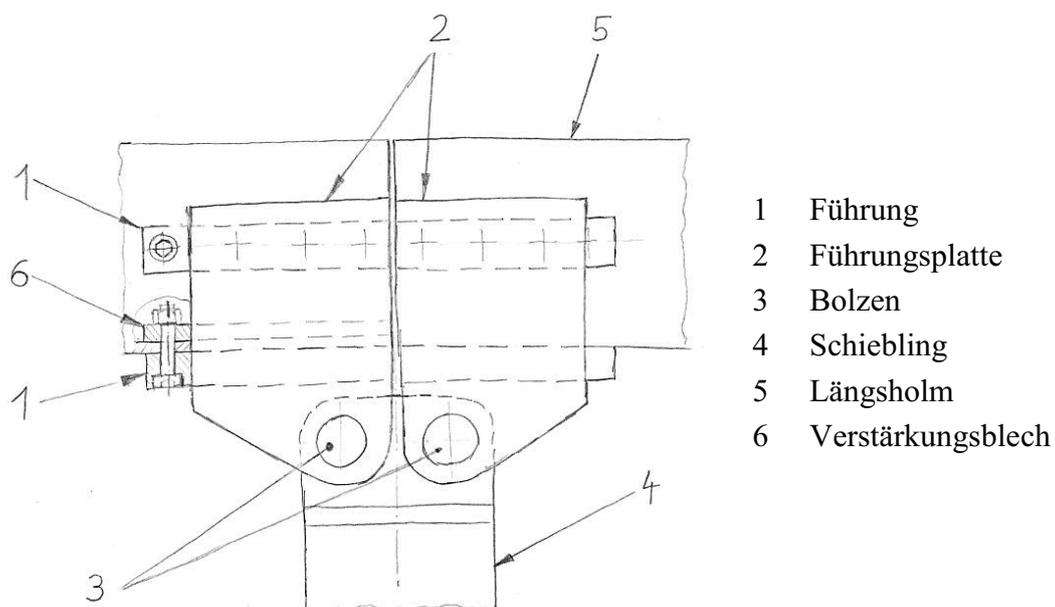


Abbildung 6.11: Detailskizze der Prinziplösung C.2

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, das Schub- und das Drehgelenk zu kombinieren. Dies lässt sich durch einen Bolzen mit Kopf, welcher drehungsfrei über eine Nut geführt wird, realisieren. Abbildung 6.12 zeigt eine solche prinzipielle Lösung. Auch hier wird der Ausgleich der beiden Dachholme am Schiebling der beweglichen Mittelrunge zusammengefasst. In Abbildung 6.13 ist das Lösungsprinzip bereits detaillierter skizziert. Hierbei wird der Bolzen quer zur Zugrichtung im Strangprofil durch eine Spannmutter befestigt. Durch das zu erwartende Biegemoment im Ladungssicherungsfall wird der Bolzen durch das komplette Strangprofil bis zum nächsten Steg verlängert. Durch die zweiseitige Lagerung kann einer Überbelastung des Aluminiumprofils an der Innenseite entgegengewirkt werden. Um keine zusätzliche Biegung durch vertikale Kräfte (Planenspannkraft, Schneelast) über den Bolzen in den Schiebling ableiten zu müssen, wird eine Auflage am Längsholm bzw. eine Auflageplatte am Schiebling angebracht, welche diese Kräfte direkt in die Runge leiten und so den Bolzen entlastet. Die Kunststoffauflage hat dabei die Querschnittsform eines Kreisabschnittes mit der Bolzenachse als Kreiszentrum. Die Mittellinie der Nut ist dabei parallel zur Außenkontur der Auflageplatte angeordnet, dadurch wird ein ständiger Kontakt zwischen Auflage und Auflageplatte in allen Positionen sichergestellt. Auch bei diesem Lösungsprinzip kann ein sehr kleiner Spalt zwischen den Längsholmen realisiert werden, was wie bereits erwähnt ein Öffnen der Verdeckplane ermöglicht.

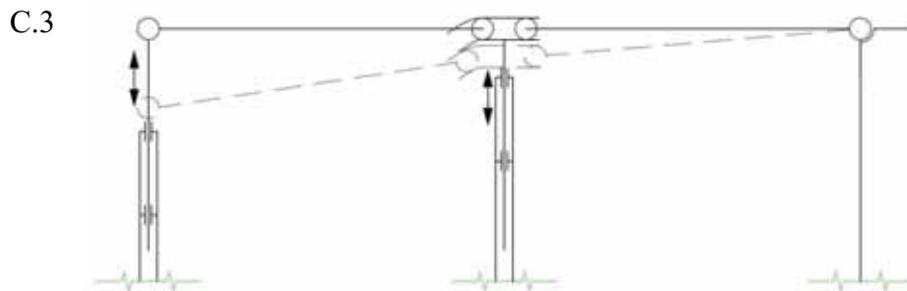


Abbildung 6.12: Lösungsprinzip C.3

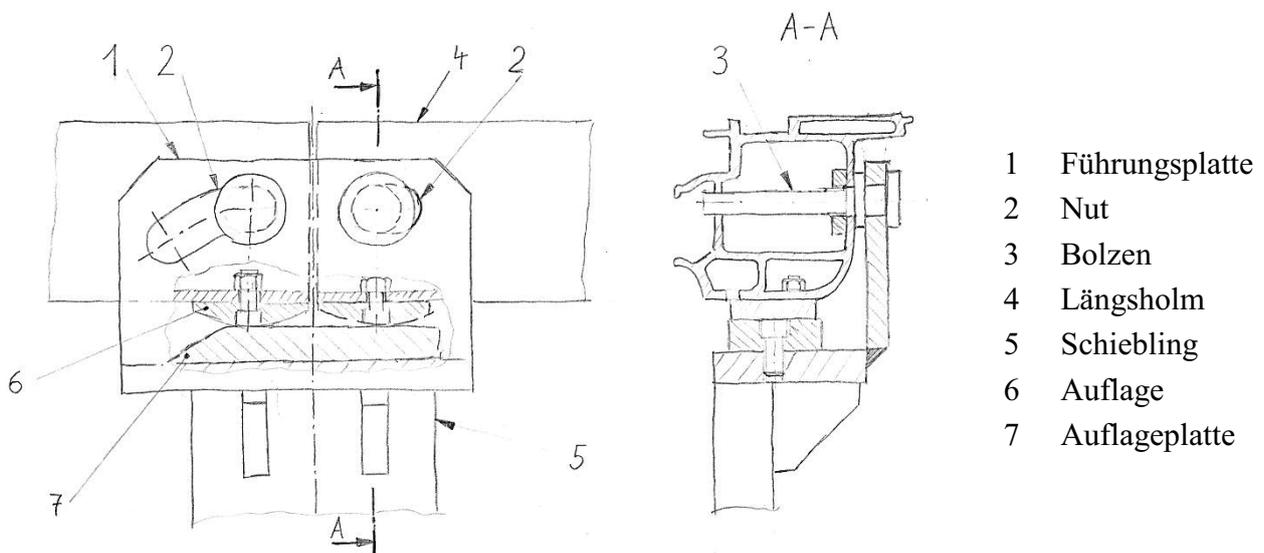


Abbildung 6.13: Detailskizze der Prinziplösung C.3

Die in Abbildung 6.14 aufgezeichneten prinzipiellen Lösungen sind aus der vorherigen Lösung durch Variation der Anordnung des Ausgleichs entstanden. Alle dargelegten Lösungen verwenden den bestehenden Längsholm und ermöglichen das Weiterverwenden aller Schiebeverdeckelemente. Bei allen vorgestellten Lösungen wäre theoretisch ein Öffnen der Seitenplane im hochgefahrenen Zustand möglich, da sämtliche benötigten Komponenten für den Längenausgleich so angeordnet sind, dass sie die Rollwagenkammer nicht blockieren.

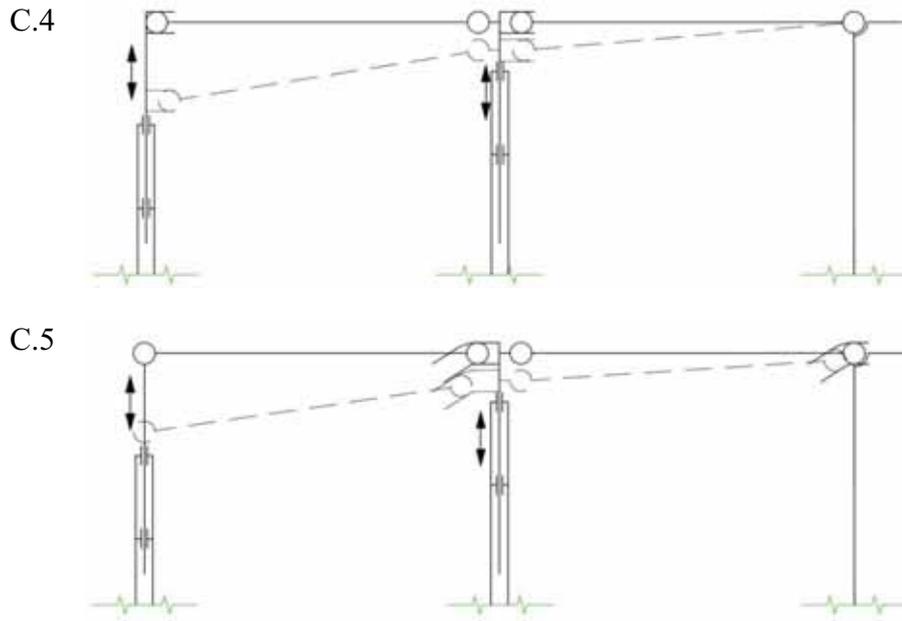


Abbildung 6.14: Abgeleitete prinzipielle Lösungen aus C.3

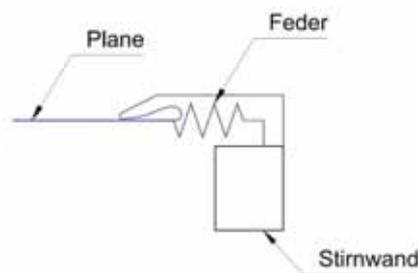
#### 6.4.4 Lösungsprinzipien zur Funktion „Verdeckplane spannen und verstauen“

Das Spannen und Verstauen der Planen ist eine wesentliche Funktion am variablen Aufliegeraufbau. Neben dem Schutz der Ladegüter haben die Planen auch einen starken Einfluss auf die Aerodynamik der Aufbauten. Eine zu schwach gespannte Plane kann durch die aerodynamischen Kräfte, die im Fahrbetrieb auftreten, zum Schwingen angeregt werden.

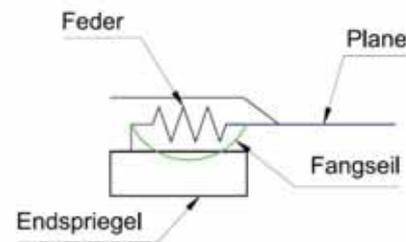
Der Einsatz der vorhandenen Querspiegel führt in der vorliegenden Funktion zu einer erheblichen Vereinfachung des Problems, da die Position des Längenausgleichs des Schiebeverdecks durch die Rollen nun unabhängig davon ist, wo diese Längenänderungen im Dachholm ausgeglichen werden. Bei einer fix befestigten Verdeckplane wie sie beispielsweise bei Hamburger Verdecken zum Einsatz kommt, müssten die Längenausgleiche an den genau gleichen Stellen vorgesehen werden, an der sich die Längsholm-Längenausgleiche befinden. Im vorliegenden Fall wird dadurch eine durchgehende Verdeckplane von der Stirnwand bis zum Endspiegel ermöglicht. Der benötigte Längenausgleich der Verdeckplane liegt im Bereich der bereits errechneten Werte. Der genaue Wert ergibt sich erst aus der schlussendlich gewählten Lösung für den Längenausgleich im Dachholm. Ein Spannen des Schiebeverdecks, wie beispielsweise an der Seitenplane durch Wickelwellen, ist nur durch hohen konstruktiven Aufwand möglich, weshalb die nachfolgend dargestellten Lösungen in Abbildung 6.15 alle über Federelemente realisiert werden.

Das Lösungsprinzip D.1 spannt die Verdeckplane über eine zylindrische Zugfeder, welche an der Stirnwand und an der Plane befestigt wird. Planenseitig kann eine Gurtschlaufe oder Lasche angeschweißt, angenietet, angenäht oder aufgeklebt werden, in welche die Öse eingehängt werden kann. Fährt das Verdeck mit geschlossenem Endspriegel nach unten, wird die Feder durch die Plane gespannt, bis diese straff ist. Beim Absenkvorgang müssen nun alle Rollen der Querspiegel, also vom Endspriegel bis zur Stirnwand bewegt werden, da die Längenänderung in den letzten beiden Rungefeldern entsteht. Verlegt man dieses Prinzip an den Endspriegel, entsteht das Lösungsprinzip D.2. Hierbei bewegen sich nun nur die Querspiegel der letzten beiden Rungefelder. Da es bei einer fixen Verbindung der Plane mit dem Endspriegel durch die sich bildende Schlaufe im Fahrtbetrieb eventuell zu einem Aufblasen dieser kommt, wird stattdessen eine Abdeckung an der Plane angebracht welche den letzten Bereich des Aufbaus abdeckt. Die Lösungsprinzipien D.3 und D.4 sind lediglich eine Abänderung der beiden vorherigen Ansätze und verwenden statt einer zylindrischen Metallfeder ein Gummielement als Federeinheit. Eine etwas pragmatischere Lösung stellt D.5 dar. Hier werden zwischen zwei Querspiegeln Federn befestigt über die die Verdeckplane im ausgefahrenen Zustand gespannt wird. Aufgrund des Längenüberschusses hängt die Plane zwischen den Spriegeln durch, was im Fahrtbetrieb zum Flattern der Plane führen kann. Ein Vorteil dieses Prinzips liegt aber in der Einfachheit. Da genug Spriegel zur Verfügung stehen, kann man die Anzahl und Position dieses Lösungsprinzips frei wählen.

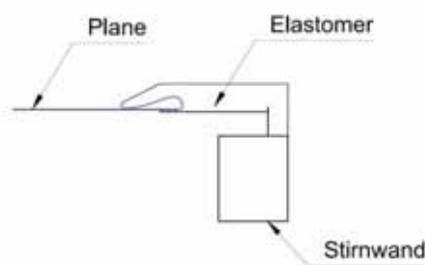
D.1



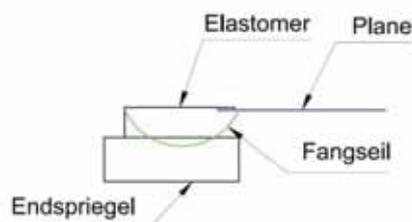
D.2



D.3



D.4



D.5

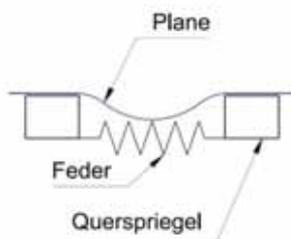


Abbildung 6.15: Lösungsprinzipien zur Funktion „Verdeckplane spannen und verstauen“

### 6.4.5 Lösungsprinzipien zur Funktion „Seitenplane spannen und verstauen“

Aus der vorgegebenen Geometrie des Aufbaus kann man zwei unterschiedliche Befestigungsmöglichkeiten für die Plane vorsehen. Abbildung 6.16 a) zeigt die Seitenplane, wenn diese oben am Dachholm durch die Planenroller gehalten wird. In der eingefahrenen Position wird die Plane gedreht und gelängt. Die eingefärbten Flächen sollen dies veranschaulichen. Geht man davon aus, dass die Plane nur eine geringe Elastizität aufweist und durch die Rollen eine Relativbewegung zum Dachholm ermöglicht wird, so entsteht beim Absenken eine Fehlfläche (rot), welche zum einen durch den Längenunterschied und zum anderen durch den Winkelunterschied hervorgerufen wird. Weiters verursacht der Winkelunterschied zusätzliche Überlappungsflächen (grün) an den Knickpunkten. Im unteren Teil entsteht eine überschüssige Fläche (blau), welche durch geeignete Maßnahmen verstaut werden muss. Sieht man von der Fehlfläche und der Überlappung ab, wäre ein vertikales Spannen der überschüssigen Plane und Verstauen durch die bereits vorhandenen Spannbügel im unteren Bereich möglich. Ein Unterbringen der Fehlfläche im ausgefahrenen Zustand sowie die entstehende Überlappung so zu gestalten, dass es zu keinen negativen Einfluss auf die Aerodynamik kommt, wird aber als zu aufwendig angesehen. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Plane unten zu fixieren und am Dachholm umzulenken (siehe Abbildung 6.16 b) und die so entstehende überschüssige Fläche im Laderaum zu verstauen. Die grüne Linie zeigt die überschüssige Fläche um den Dachholm nach innen geklappt. Ein Vorteil hierbei ist, dass es zu keiner Fehlfläche oder zu großen Überlappungen kommt. Lediglich im Bereich der beweglichen Mittelrunge kommt es geometrisch bedingt zu einer Faltenbildung. Da dieser Ansatz vorteilhafter erscheint, werden nachfolgend nur Lösungsansätze für diesen Fall vorgestellt.

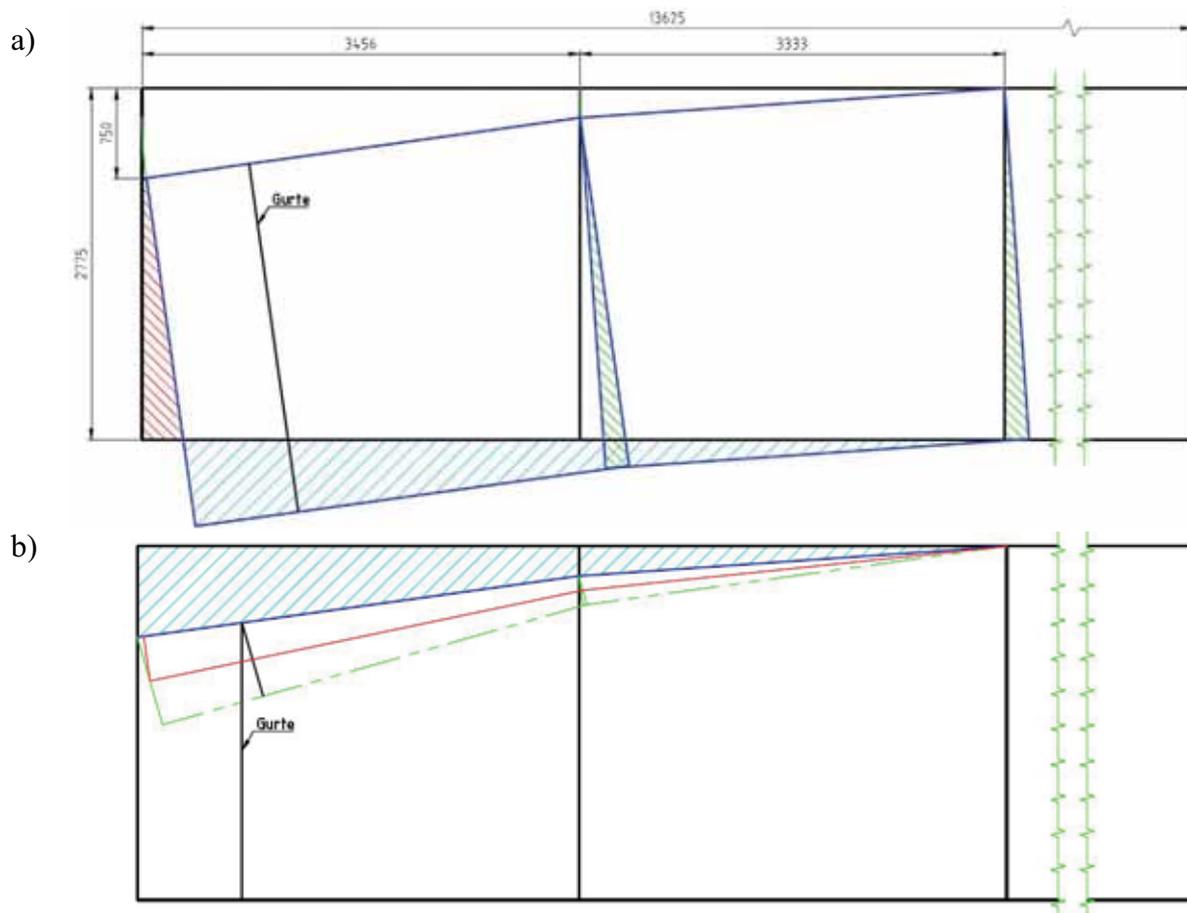


Abbildung 6.16: Befestigungsarten der Seitenplane, a) unten fix, Ausgleich oben, b) oben fix, Ausgleich unten

Die erste und zugleich einfachste Lösung sieht vor, zwischen den Rungen schräg nach unten laufenden Aluminiumlatten, ähnlich der Einstecklatten, anzubringen (siehe Abbildung 6.17). Die Seitenplane ist hierbei über die Planenroller beweglich im Dachholm gelagert und reicht bis zu den Spannelementen am Rahmen. Die angebrachte Latte wird nun dazu benötigt, die Plane daran zu befestigen. Beim Absenken steht die untenliegende Zone somit weiter unter Spannung. Ein Öffnen der letzten beiden Rungenfelder ist nur dann weiter möglich, wenn die Plane über Ösen und Planenschnüre verzurrt wird. Beim Absenken muss ebenfalls sichergestellt werden, dass die Plane, wie im Schnitt A-A zu sehen ist, nach innen fällt. Dies kann beispielsweise durch Anbringen von Zugfedern oder Expander auf der Innenseite der Plane bewerkstelligt werden. Das PVC-Dichtprofil muss sich dabei über die angebrachten Latten legen, um den Übergang zwischen Dachholm und Latte abzudecken. Die benötigte Spannkraft zum Straffen der oberliegenden Zone, muss von den Aktoren aufgebracht und über die Dachholme eingeleitet werden. Die eingefaltete Plane reicht nicht wie in Abbildung 6.16 b) dargestellt bis zur grün strichlierten Linie, sondern nur bis zur roten Linie. Die sich ergebende Längendifferenz zwischen den beiden Endpositionen wird durch die Planenroller ausgeglichen.

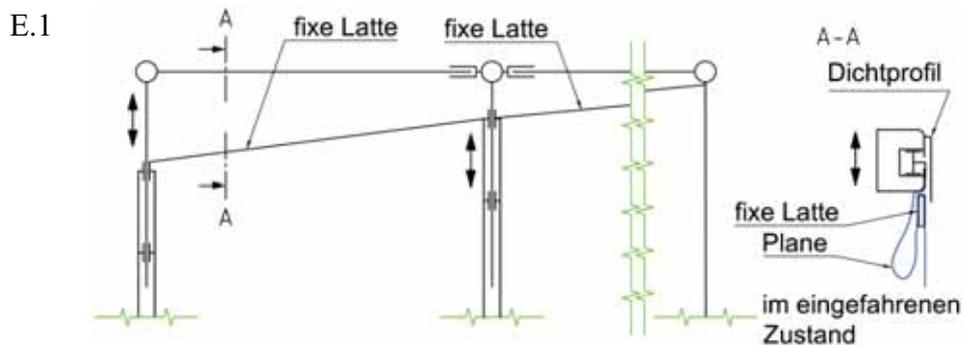


Abbildung 6.17: Lösungsprinzip mit fixer Latte

Wird anstelle der Plane zwischen Dachholm und Latte eine Blechplatte eingesetzt, erhält man eine weitere prinzipielle Lösung. Durch die Befestigung der Blechplatte mit dem Längsholm liegt diese im geschlossenen Zustand an der Außenseite der Plane an (siehe Abbildung 6.18). Im Übergangsbereich an der beweglichen Mittelrunge, muss die in Fahrtrichtung liegende Blechplatte derart geändert werden, dass es beim Senkvorgang zu keiner Kollision mit der angrenzenden Blechplatte kommt. Der zusätzlich entstehende Spalt durch die Längenänderung an der Endrunge muss durch ein Dichtprofil abgedeckt werden.

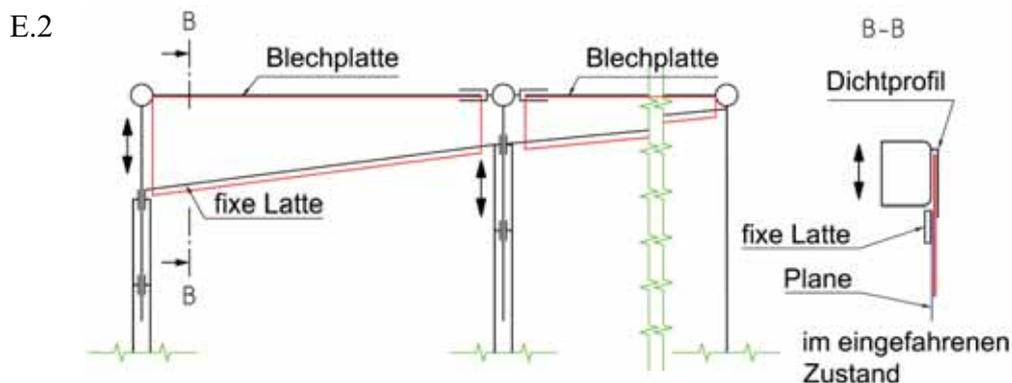


Abbildung 6.18: Lösungsprinzip mit fixer Latte und Blechplatte

Im ersten Lösungsprinzip E.1 können nur die Endpositionen des Aufbaus angefahren werden, da der Längsholm als Spannmeechanismus der Plane dient. Auch beim zweiten Lösungsprinzip E.2 ist eine variable Halteposition aufgrund der Fehlfläche, die beim Senkvorgang zwischen Blechplatte und Endrung entsteht, schwer umzusetzen. (siehe Abbildung 6.16)

Die nächsten Lösungsprinzipien stellen den Versuch dar, den Wunsch einer beliebigen Halteposition am variablen Aufbau zu ermöglichen. Abbildung 6.19 zeigt eine erste Prinzipskizze in welcher mit Hilfe einer Welle die Plane um  $180^\circ$  umgelenkt wird. Hierbei wird wie im Schnitt C-C zu sehen ist, die freiliegende zylindrische Umlenkrolle von der Plane von außen nach innen umschlungen. Die Umlenkrolle wird dabei durch zwei weitere Zylinderrollen, welche in einer nach oben offenen Gleitschale liegen, gestützt. Die Vorrichtung wird dabei von unten auf den Längsholm montiert. Durch die unterschiedlichen Hubwege kommt es entlang der Umlenkrolle nur an einem Punkt zum Abrollen, an allen Übrigen entsteht eine Relativbewegung zwischen Welle und Plane. Eine optimale Lösung wäre der Einsatz einer konischen Rolle (Kegelrolle). Dies führt jedoch mit den vorgegebenen Werten für  $\alpha$  und  $X_i$  zu einem zu großen Durchmesser der Kegelrolle am Heck. Dies ist auch ein Grund dafür, wieso es keine weiterführenden Überlegungen in Richtung einer Planenaufwicklung gibt. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Rolle mehrmals zu teilen und so die Relativbewegung klein zu halten. In diesem Fall müssen auch die Lagerwellen an den betreffenden Stellen geteilt werden. Das Spannen der Plane erfolgt über eine Spannlatte an deren Enden Seile befestigt sind, die über eine Handseilwinde betätigt werden. Damit beim Absenkvorgang die Plane auch um die Welle rollt und nicht Stück für Stück abgesenkt werden muss, wird eine Zugfeder im Seil vorgesehen, die eine permanente Zugkraft auf die Plane ausübt. Wie man aus der Skizze erkennen kann, ist ein Öffnen der Seitenplane mit diesem Lösungsansatz nicht zu realisieren.

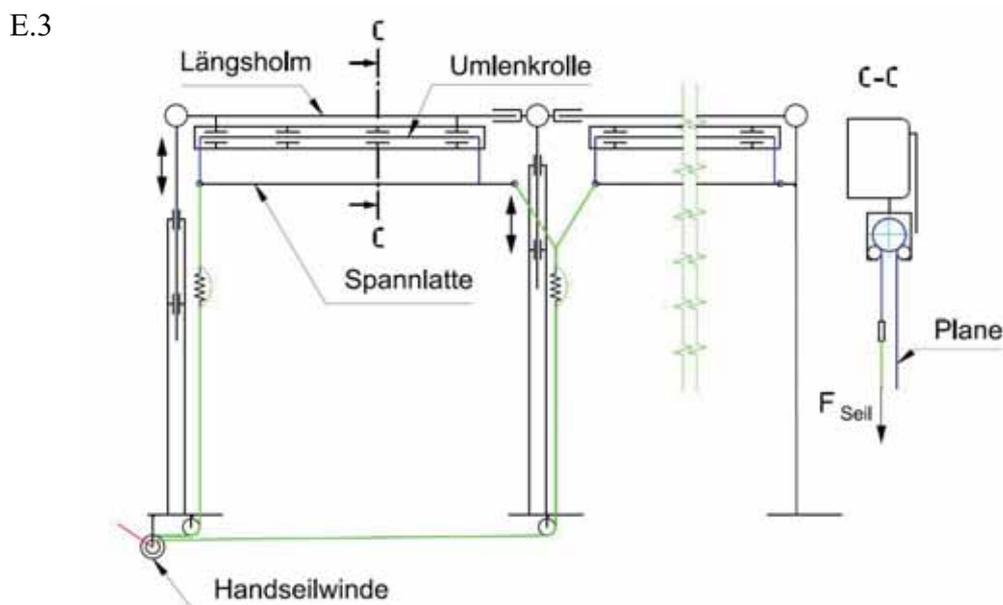


Abbildung 6.19: Lösungsprinzip mit variabler Halteposition

Abbildung 6.20 zeigt eine erste Grobgestaltung des Lösungsprinzips E.3. Als Halterung wird ein einfaches C-Blechprofil (1) verwendet, auf dessen Innenseite die Umlenkrollen (3) freiliegend über die Lagerrollen (4) und Lagerschalen (2) angebracht werden. Die Spannkraft über den Spannplatten (5) sorgt für einen ständigen Kontakt zwischen der Plane, den Umlenkrollen und der Lagerung. Die bestehende Schieberungenkammer (6) am Längsholm kann in diesem Fall zum Befestigen der Umlenkvorrichtung herangezogen werden. Nicht dargestellt sind das PVC-Dichtprofil sowie eine Abschlusskappe, die ein Herausfallen der Umlenkrollen verhindert. Die Mittelrungen müssen des Weiteren oben eine Ausnehmung aufweisen, um einen Raum zu schaffen, in dem die Plane ungehindert nach innen falten kann.

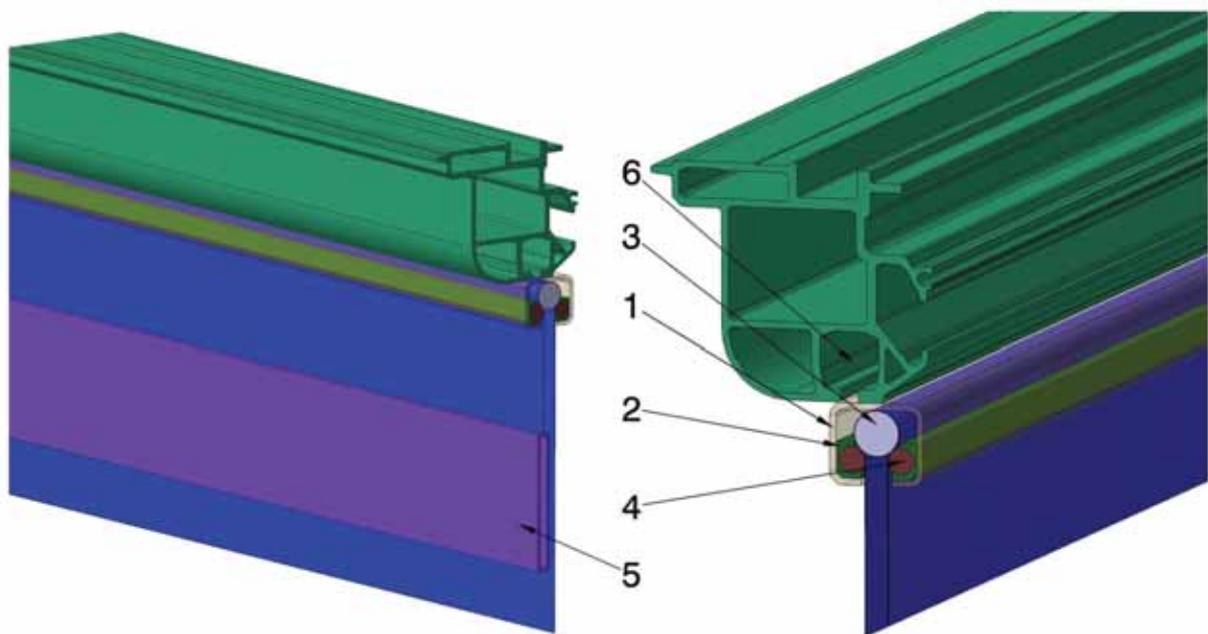


Abbildung 6.20: Detaillösung mit freiliegenden Umlenkrollen

Die letzte Lösung entstand aus dem Versuch, eine variable Halteposition bei gleichzeitig vollem Funktionsumfang eines Standard-Curtainsiders zu erreichen. Ein Öffnen der Seitenplane ist im Lösungsprinzip E.3 nicht möglich, da eine durchgehende Umlenkvorrichtung sowie Spannplatten auf der innenliegenden Seite verwendet werden. Es gilt also, diese beiden Komponenten dahingehend abzuändern oder zu ersetzen, dass ein Öffnen ermöglicht wird. Die Abbildung 6.21 zeigt ein Lösungskonzept, das das gleiche Prinzip nutzt, aber durch den Einsatz vieler Umlenkvorrichtungen ein Öffnen ermöglichen soll. Jede einzelne Vorrichtung wird über einen bestehenden Planenroller beweglich im Längsholm gelagert (siehe Schnitt D-D). Die Vorrichtungen werden hierbei an den Stellen an der Plane positioniert, an denen auch die Gurte eingearbeitet sind. Da keine Abdeckung verwendet werden kann um das Herausfallen der Zylinderrolle zu verhindern, muss diese eine nach außen hin bombierte Oberfläche (Tonnenrollen) aufweisen (siehe Schnitt E-E). Die Lagerung muss im Gegenzug eine konkave Oberfläche besitzen und gesichert werden. Diese Abänderung verhindert zwar das Herausrutschen der Tonnenrolle, garantiert aber noch nicht die Beibehaltung der Position auf dem Gurt beim Anhebe- und Absenkvorgang. Hierzu muss in die Tonnenrolle eine Ausnehmung vorgesehen werden, in welche eine am Gurt angeschweißte oder angeklebte Leitschnur eingreift.



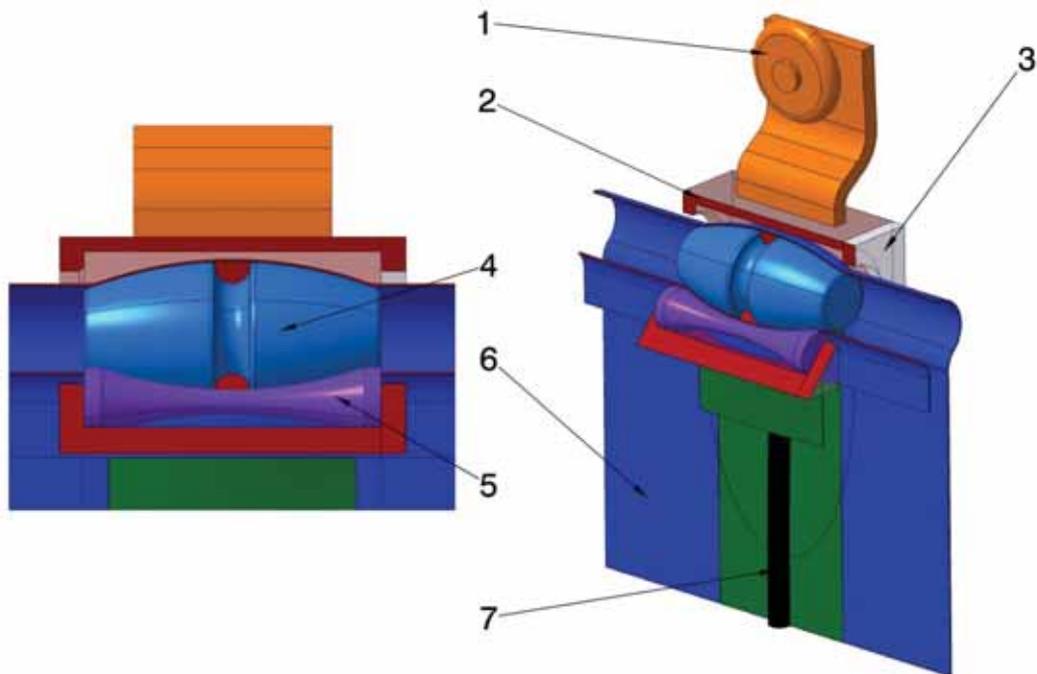


Abbildung 6.22: Detaillösung mit Tonnenrollen und Befestigungsvorrichtung

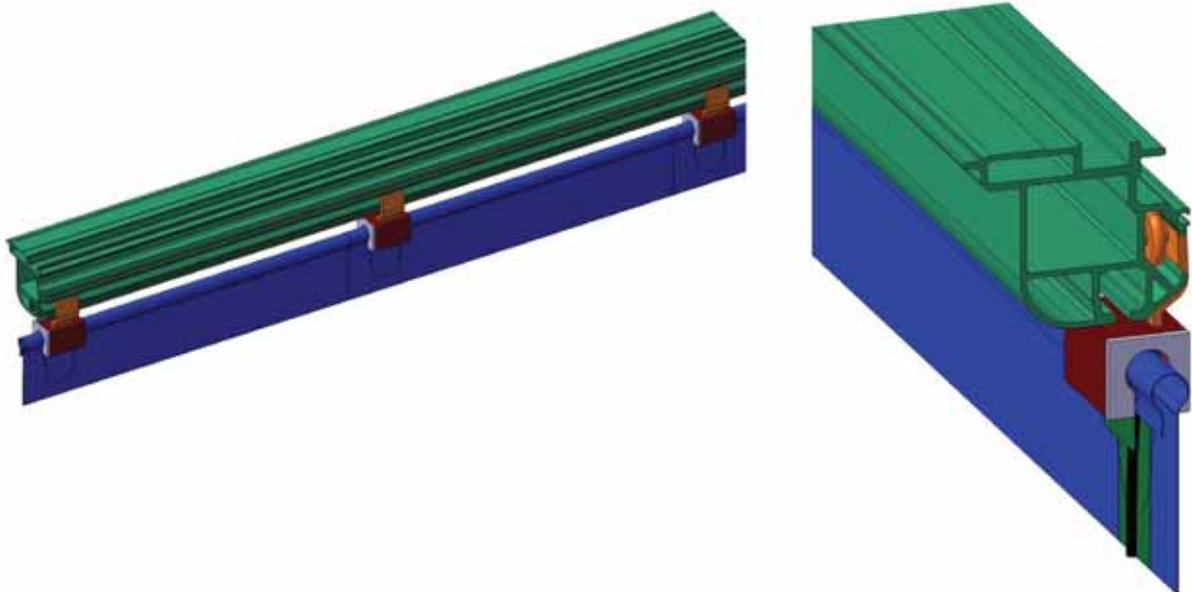
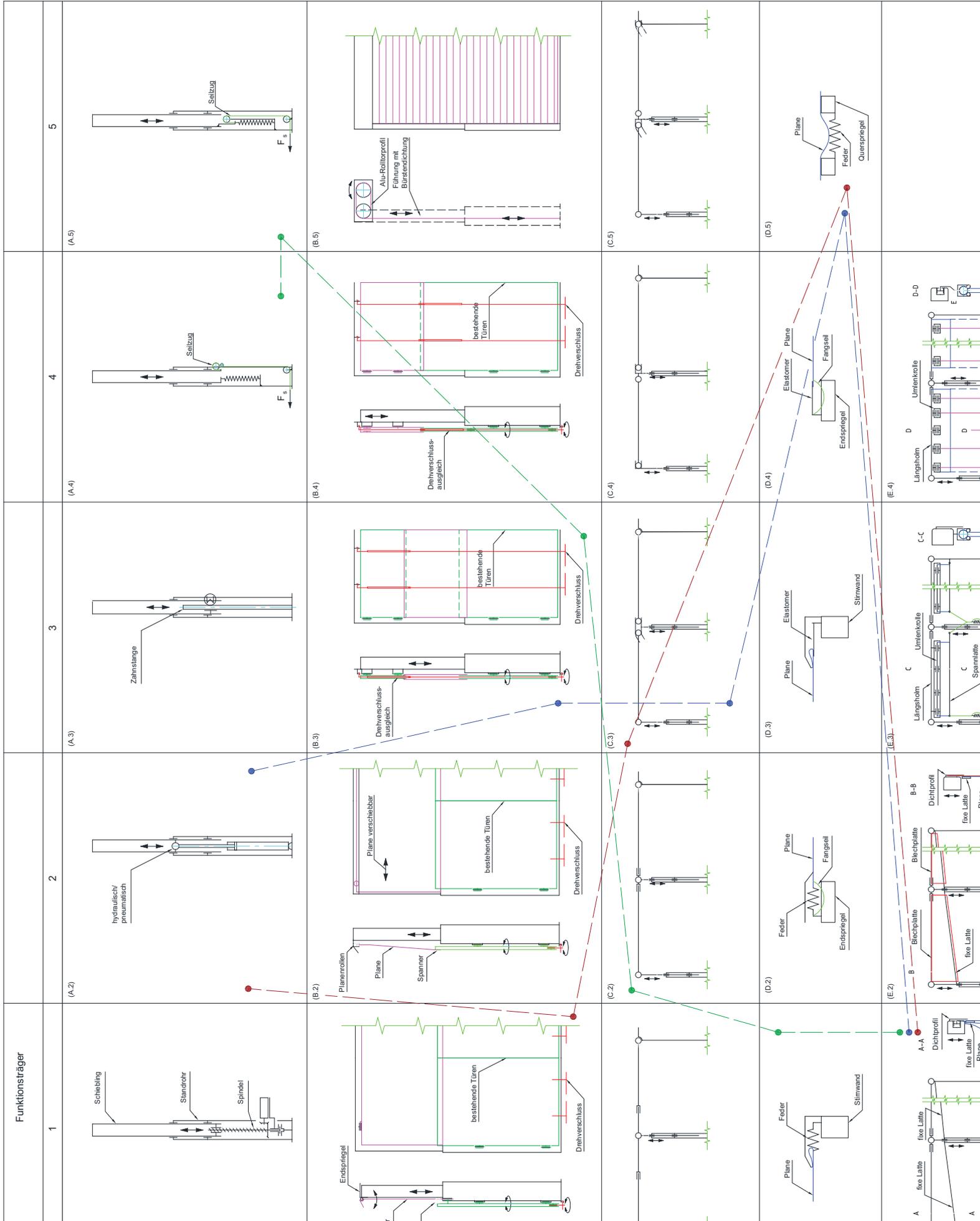


Abbildung 6.23: Detaillösung mit freiliegender Umlenkrolle



## 6.5 Bewertung der Teillösungen

Nachdem nun für alle Teilfunktionen geeignete Teillösungen mit Effekträgern gefunden wurden, gilt es nun diese wie bereits am Kapitelanfang erwähnt, einer ersten Bewertung zu unterziehen. Damit soll einerseits sichergestellt werden, dass nur mit Lösungsprinzipien weiter gearbeitet wird, welche alle Kriterien erfüllen sowie technisch sinnvoll erscheinen, und andererseits eine frühe Reduzierung der möglichen Gesamtlösungsalternativen erreicht werden kann. Eine Bewertung ist hierbei ein Vergleich der Eigenschaften einer Lösungsidee mit einer zuvor festgelegten Zielvorstellung. Um ein rasches Voranschreiten zu sichern, muss die gewählte Bewertungsmethode dem Erkenntnisstand der Lösungsprinzipien entsprechen und ebenfalls sollte der Aufwand für die Bewertung in diesem Stadium gering ausfallen. Als Reduktionsstrategie wird eine Kombination aus einer einfachen Auflistung aller bereits bekannten Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien sowie eine Auswahlliste gewählt. Die Vor- und Nachteile werden hierbei in Relation zu einer gedachten Ideallösung bzw. zu einer gefundenen Lösung gesetzt. Mit den so aufgestellten und tabellierten Informationen wird die Auswahlliste ausgefüllt. Die Lösungsprinzipien werden in dieser Auswahlliste nach bestimmten Ausschlusskriterien geprüft und wenn nötig ausgeschieden. Die verwendeten Kriterien sind hierbei aus der Anforderungsliste abgeleitet und sind in Tabelle 8 angeführt. [9] [39]

Tabelle 8: Bewertungskriterien der Auswahlliste

<b>Kriterium</b>	<b>Beschreibung</b>
<b>A</b>	Ist die Verträglichkeit gegeben
<b>B</b>	Sind die Forderungen der Anforderungsliste erfüllt
<b>C</b>	Ist es grundsätzlich realisierbar
<b>D</b>	Ist der Aufwand zulässig
<b>E</b>	Sind die Kosten zulässig
<b>F</b>	Ist der Fertigungstermin gegeben
<b>G</b>	Wird es im eigenen Bereich bevorzugt

Mit Kriterium A beginnend erfolgt die Bewertung der einzelnen Teillösungen soweit wie möglich der Reihe nach. Die ersten drei aufgelisteten Kriterien sind hierbei nach ihrer Wichtigkeit gereiht. Die Kriterien D bis G können als nahezu gleichwertig angesehen werden. Die ersten drei Kriterien eignen sich vor allem zu einer Ja-Nein-Entscheidung. Das Kriterium A bezieht sich hierbei auf die Verträglichkeit der Teillösung mit den angrenzenden Teillösungen (Funktionen), so kann eine für sich betrachtet gute Lösung unbrauchbar sein, wenn sie sich nicht in ein Gesamtkonzept einfügen lässt. Ein Nichterfüllen einer Forderung in der Anforderungsliste führt ebenfalls zum Ausscheiden der Lösung. Erst wenn die Kriterien A, B und C erfüllt sind, wird mit nachfolgenden Kriterien fortgefahren. Die Kriterien D und E beziehen sich auf den Konstruktionsaufwand bzw. die entstehenden Kosten durch die Fertigung. Ein weiterer wichtiger Punkt ist die termingerechte Fertigstellung des Prototyps.

### 6.5.1 Vor- und Nachteile der Teillösungen

Bei der Aufzählung der Vor- und Nachteile werden nur die wesentlichen Eigenschaften der Teillösungen notiert und zeitgleich zur Bewertung in der Auswahlliste herangezogen. Die nachfolgenden Seiten sollen einen kurzen Überblick über die gefundenen Lösungsprinzipien und deren Eigenschaften geben.

**Aufzählungspunkte für die Funktion „Mittel-, und Endrunge heben und senken“**

Tabelle 9: Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion "Mittel-, und Endrunge heben und senken"

Betrachtetes Lösungsprinzip	Vorteile	Nachteile
<b>A1.1:</b> Spindelhubsystem im Eigenbau	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Platzsparend, da Führung über Runge (s. Anhang A1)</li> <li>• Einfache Arretierung über Motorbremse oder Getriebe</li> <li>• Handbetrieb möglich</li> <li>• Einfache Hubbegrenzung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hoher zeitlicher Aufwand für die Auslegung und Konstruktion</li> <li>• Steuerung nicht vorhanden</li> <li>• Hohe Bauteilanzahl</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Fertiglösung ist aus Zeitmangel zu bevorzugen	
<b>A1.2:</b> Spindelhubsystem als Fertiglösung [38]	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Arretierung über Motorbremse oder Getriebe</li> <li>• Einfache Hubbegrenzung</li> <li>• Steuerung als Fertiglösung inbegriffen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hoher Platzbedarf, da in geforderter Größe nur als Lineareinheit erhältlich</li> <li>• Handbetrieb nur durch zusätzlichen Konstruktionsaufwand möglich</li> <li>• Koppelung aufwendig bzw. schwer umsetzbar (siehe Bemerkung)</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Bei der Verwendung von vier unabhängigen Lineareinheiten muss eine 220V Steuerung laut Hersteller verwendet werden.	
<b>A2.1:</b> Pneumatik	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nutzt vorhandene Druckluft</li> <li>• Kostengünstig</li> <li>• Einfach</li> <li>• Handbetrieb durch Einsatz einer Handpumpe möglich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hoher Platzbedarf – keine Unterbringung in der Runge möglich (s. Anhang A3)</li> <li>• Arretierung erforderlich</li> <li>• Gleichlaufschaltung erforderlich</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Forderung der Laderaumbreite wird nicht erfüllt	
<b>A2.2:</b> Hydraulik	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Platzsparende Unterbringung in den Rungen (s. Anhang A2)</li> <li>• Kostengünstig</li> <li>• Einfach</li> <li>• Handbetrieb durch Einsatz einer Handpumpe möglich</li> <li>• Wird bereits als Hubsystem in Aufliegern eingesetzt</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Arretierung über Steuerventil</li> <li>• Gleichlaufschaltung erforderlich (einfacher als bei der Pneumatik)</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Es gibt hier zwei Alternativen für die Energiebereitstellung (24V Hydraulikaggregat, hydropneumatisches System mit Notbetrieb)	

<b>A3:</b> Zahnstange als Fertiglösung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Arretierung über Motorbremse oder Getriebe</li> <li>• Einfache Hubbegrenzung</li> <li>• Steuerung als Fertiglösung inbegriffen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hoher Platzbedarf durch ungünstige Motoranordnung</li> <li>• Handbetrieb nur durch zusätzlichen Konstruktionsaufwand möglich</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Forderung der Laderaumbreite wird nicht erfüllt	
<b>A4, A5:</b> Seilzugvorrichtung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfach</li> <li>• Einfach koppelbar</li> <li>• Kostengünstig</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hohe Bauteilanzahl</li> <li>• Automatische oder manuelle Arretierung erforderlich</li> <li>• Höherer konstruktiver Aufwand</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Forderung der Laderaumbreite wird nicht erfüllt	

Eine genaue Auswertung der bestehenden Lösungen für das Heben und Senken der Rungen wurde in einer parallel laufenden Bachelorarbeit [40] vorgenommen. Dabei wurden aus dem Anforderungskatalog die entsprechenden Bewertungskriterien für den Antrieb abgeleitet und über einen paarweisen Vergleich gewichtet. Im Anschluss erfolgte die Bewertung mit Hilfe einer Nutzwertanalyse. Da zu diesem Zeitpunkt bereits Angebote vorlagen, konnte der Kostenfaktor ebenfalls in die Bewertung mit einfließen. Abbildung 6.24 zeigt die Ergebnisse dieser Arbeit. Darin ist zu erkennen, dass die ersten drei Antriebskonzepte keine allzu großen Unterschiede aufweisen, lediglich das Hydrauliksystem mit hydropneumatischer Pumpe und der Zahnstangenantrieb fallen positiv bzw. negativ auf.

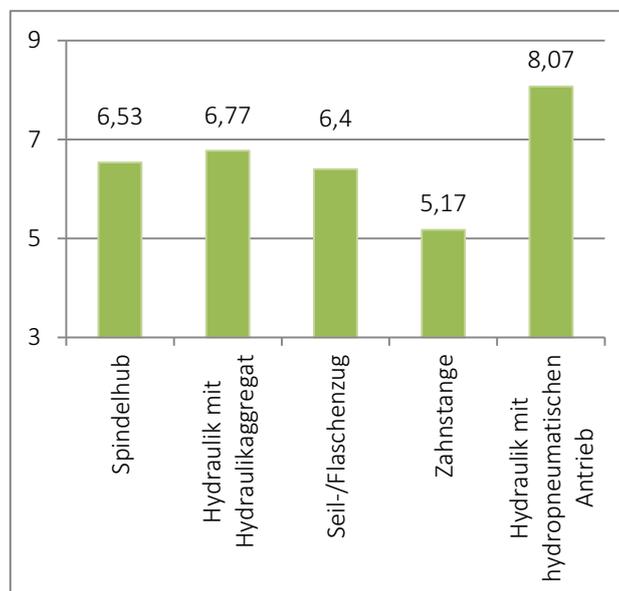


Abbildung 6.24: Ergebnisse aus der Nutzwertanalyse für die Hubantriebssysteme, in Anlehnung an [39]

**Aufzählungspunkte für die Funktion „Portalöffnung heben und senken“**

Tabelle 10: Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion „Portalöffnung heben und senken“

Betrachtetes Lösungsprinzip	Vorteile	Nachteile
<b>B1:</b> klappbare Heckklappe	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> <li>• Verdeck lässt sich öffnen</li> <li>• Nutzt bestehendes Dichtungssystem</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Schließmechanismus nur unten (ev. Einstecklatten zur Ladungssicherung erforderlich)</li> <li>• Ev. Dichtungsprobleme im Übergang von Klappe zu den Hecktüren</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Zwei Varianten: 1x Befestigung am Endspriegel, 1x Befestigung über einen zusätzlichen Querbalken	
<b>B2:</b> Heckplane	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> <li>• Geringer Konstruktionsaufwand</li> <li>• Kostengünstig</li> <li>• Verdeck lässt sich öffnen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manuelles Spannen mittels einer Leiter</li> <li>• Seitliche Befestigung und Dichtung der Plane noch offen</li> <li>• Einstecklatten zur Ladungssicherung erforderlich</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Manuelles Spannen der Plane nur unter Zuhilfenahme einer Aufstiegshilfe möglich → Verletzung einer Anforderung (9.3)	
<b>B3:</b> Hecktüre mit mittig liegendem Längenausgleich	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kostengünstig</li> <li>• Verriegelung oben und unten</li> <li>• Verdeck lässt sich öffnen</li> <li>• Einfache Konstruktion</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dichtungslösung im Übergangsbereich zwischen Endrungen und Abdeckblech noch offen</li> <li>• Drehverschlussausgleich erforderlich</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>		
<b>B4:</b> Hecktüre mit oben liegendem Längenausgleich	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verriegelung oben und unten</li> <li>• Verdeck lässt sich öffnen</li> <li>• Kostengünstig</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dichtungslösung im Übergangsbereich zwischen Endrungen und Abdeckblech noch offen</li> <li>• Drehverschlussausgleich erforderlich</li> <li>• Hoher Fertigungsaufwand (neues Oberteil)</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>		
<b>B5:</b> Rolltor	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> <li>• Fertiglösung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kein Lieferant</li> <li>• Verdeck lässt sich nicht öffnen</li> <li>• Führungsprinzip der Paneelen noch offen</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	In der vorgegebenen Zeit wurde kein entsprechender Lieferant gefunden	

**Aufzählungspunkte für die Funktion „Längsholm führen“**

Tabelle 11: Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion „Längsholm führen“

Betrachtetes Lösungsprinzip	Vorteile	Nachteile
<b>C1:</b> Mittig ausgebrachter Längenausgleich	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung *</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zusätzliche Schwächung des Längsholms</li> <li>• Hoher Fertigungsaufwand</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* Jedoch aufwändiger als C2 und C3	
<b>C2:</b> Zusammengeführter Längenausgleich	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dreh-, und Längenausgleich an gleicher Stelle</li> <li>• Geringer Konstruktionsaufwand</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Höhere Kosten (da mehr Bauteile *)</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* im Vergleich zu C3	
<b>C3:</b> Kombinierter Dreh- und Längsausgleich	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> <li>• Geringer Platzbedarf</li> <li>• Geringer Konstruktionsaufwand</li> <li>• Kostengünstig</li> <li>• Dreh-, und Längenausgleich kombiniert</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringere Steifigkeit*</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* im Vergleich zu C2	
<b>C4:</b> Variante 1 von C3	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Fertigung da gerade Nuten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufwendigere Lösung*</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* im Vergleich zu C3	
<b>C5:</b> Variante 2 von C3	<ul style="list-style-type: none"> <li>•</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufwendigere Lösung*</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* im Vergleich zu C3	

**Aufzählungspunkte für die Funktion „Längsholm führen“**

Tabelle 12: Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion „Verdeckplane spannen und Verstauen“

Betrachtetes Lösungsprinzip	Vorteile	Nachteile
<b>D1:</b> Feder an der Stirnwand	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> <li>• Strömungstechnisch günstig</li> <li>• Durchgehende Plane</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ausgleich über alle Querspiegel*</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* dadurch höherer Rollwiderstand → höhere Federkraft → ev. Probleme beim Absenken	
<b>D2:</b> Feder am Endspiegel	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ausgleich erfolgt in der Nähe der Längenänderung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufwändige Lösung</li> <li>• Dichtung zum Endspiegel noch offen</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>		
<b>D3:</b> Elastomerfeder an der Stirnwand	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Strömungstechnisch günstig</li> <li>• Durchgehende Plane</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ausgleich über alle Querspiegel (siehe D1)</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Keine passende Elastomerfeder gefunden	
<b>D4:</b> Elastomerfeder am Endspiegel	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ausgleich erfolgt in der Nähe der Längenänderung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufwändige Lösung</li> <li>• Dichtung zum Endspiegel noch offen</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Keine passende Elastomerfeder gefunden	
<b>D5:</b> Ausgleich zwischen Querspiegeln	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> <li>• Über die Länge mehrfach einsetzbar</li> <li>• Kostengünstig</li> <li>• Kein Konstruktionsaufwand</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aerodynamisch ungünstig im ausgefahrenem Zustand *</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* Kann durch verwenden mehrerer Ausgleiche verringert werden	

**Aufzählungspunkte für die Funktion „Seitenplane spannen und verstauen“**

Tabelle 13: Vor- und Nachteile der Funktion „Seitenplane spannen und verstauen“

Betrachtetes Lösungsprinzip	Vorteile	Nachteile
<b>E1:</b> Fixe Latte	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> <li>• Geringer Konstruktionsaufwand</li> <li>• Geringe Bauteilanzahl</li> <li>• Kostengünstig</li> <li>• Vertikale Planenspannung über die Aktorik</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kein Öffnen der Seitenplane möglich</li> <li>• Nur Endpositionen anfahrbar</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Horizontale Planenspannung im Heckbereich noch offen	
<b>E2:</b> Blechplattenlösung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Lösung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Optisch unschön</li> <li>• Schwer</li> <li>• Ev. Schwingen des Bleches*</li> <li>• Kein Öffnen der Seitenplane möglich</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	* Aussteifungen um ein eventuelles Schwingen entgegenzuwirken nur durch Verringerung der Laderaumbreite möglich	
<b>E3:</b> Umlenkrollen mit Spannlaten	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Variable Halteposition möglich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufwändige Lösung</li> <li>• Funktionsmuster erforderlich</li> <li>• Erhöhte Planenabnutzung</li> <li>• Kein Öffnen der Seitenplane möglich</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Ohne Überprüfung der Funktionalität nicht ratsam	
<b>E4:</b> Umlenkrollenmodule mit Gurtspanner	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Variable Halteposition möglich</li> <li>• Öffnen der Seitenplane möglich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufwändige Lösung</li> <li>• Funktionsmuster erforderlich</li> <li>• Erhöhter Planenverschleiß</li> <li>• Manuelle vertikale Planenspannung</li> </ul>
<b>Bemerkung:</b>	Ohne Überprüfung der Funktionalität nicht ratsam	

## 6.5.2 Auswahlliste

Tabelle 14: Auswahlliste in Anlehnung an [9]

		Auswahlliste für TruckAero							Blatt: 1/1 Seite: 1 Datum: 13.11.2014	
Lösungsvariante (LV) nach AUSWAHLKRITERIEN beurteilen:		ENTSCHEIDEN								
		Verträglichkeit gegeben							Lösungsvariante (LV) kennzeichnen	
		Forderungen der Anforderungsliste erfüllt							(+ ) Lösung weiter verfolgen	
		Grundsätzlich realisierbar							(- ) Lösung scheidet aus	
		Aufwand zulässig							( ? ) Information beschaffen (Lösung erneut bewerten)	
		Kosten zulässig							(! ) Anforderungsliste auf Änderung prüfen	
		Fertigstellungstermin gegeben								
		Im eigenen Bereich bevorzugt								
LV		A	B	C	D	E	F	G	Bemerkungen (Hinweise, Begründungen)	
A 1.1	1	+	+	+	-				hoher konstruktiver Aufwand	-
A 1.2	2	+	+	+	+	+	-		höherer Platzbedarf, hoher konstruktiver Aufwand	-
A 2.1	3	+	-						zu hoher Platzbedarf	-
A 2.2	4	+	+	+	+	+	+		einfache Lösung	+
A 3	5	+	+	+	-				aufwendiger als A.1 und A.2	-
A 4	6	+	+	+	-				aufwendiger als A.5	-
A 5	7	+	+	+	+	+	+		Arretierung erforderlich	+
B 1	8	+	+	+	+	+	+		Einfaches Dichtungskonzept, keine Verriegelung (oben)	+
B 2	9	+	+	+	-			-	keine Verriegelung (oben), Dichtung schwer realisierbar	-
B 3	10	+	+	+	+	+			Beidseitige Verriegelung (oben und unten)	+
B 4	11	+	+	+	-				aufwendiger als B.3	-
B 5	12	+	+	+	+	+	-		keinen Lieferanten	-
C 1	13	+	+	+	-				aufwendiger als C.3 und C.2	-
C 2	14	+	+	+	+	+			höhere Kosten als C.3	+
C 3	15	+	+	+	+				einfache Lösung	+
C 4	16	+	+	+	-				aufwendiger als C.3	-
C 5	17	+	+	+	-				aufwendiger als C.3	-
D 1	18	+	+	+	+				einfache Lösung	+
D 2	19	+	+	+	-				komplizierter als D.1	-
D 3	20	+	+	+	+	+	-	-	keine Standardfeder verwendbar	-
D 4	21	+	+	+	+	+	-	-	keine Standardfeder verwendbar	-
D 5	22	+	+	+	+				einfaches Lösung	+
E 1	23	+	+	+	+	+			einfaches Lösung	+
E 2	24	+	+	+	+	+	-		Ästhetik nicht zufriedenstellend	-
E 3	25	+	+	?					Funktionsmuster erforderlich	-
E 4	26	+	+	?					Funktionsmuster erforderlich	-

## 6.6 Kombination der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur

Da jetzt alle Teilfunktionen durch Teillösungen (Wirkprinzipien) abgedeckt sind, werden nun unter Berücksichtigung der Auswahlliste aus den noch übrig gebliebenen Teillösungen Konzepte bzw. Gesamtlösungen (Wirkstrukturen) erarbeitet. Durch die bereits stark reduzierte Kombinationsmöglichkeit aus dem vorangegangenen Reduzierungsprozess, kann für alle noch möglichen Lösungsvarianten ein Entscheidungsbaum erstellt werden. Der Übersichtlichkeit halber wird die Teilfunktion E an oberster Stelle des Entscheidungsbaums gesetzt, da hier nur mehr ein Lösungsprinzip vorhanden ist. Aus den nun noch 16 möglichen Varianten werden drei Konzepte genauer betrachtet und im nächsten Kapitel einer ausführlichen Bewertung unterzogen. Die Abbildung 6.25 zeigt die drei als günstig erscheinenden Konzepte (Variante 4, 8, 13).

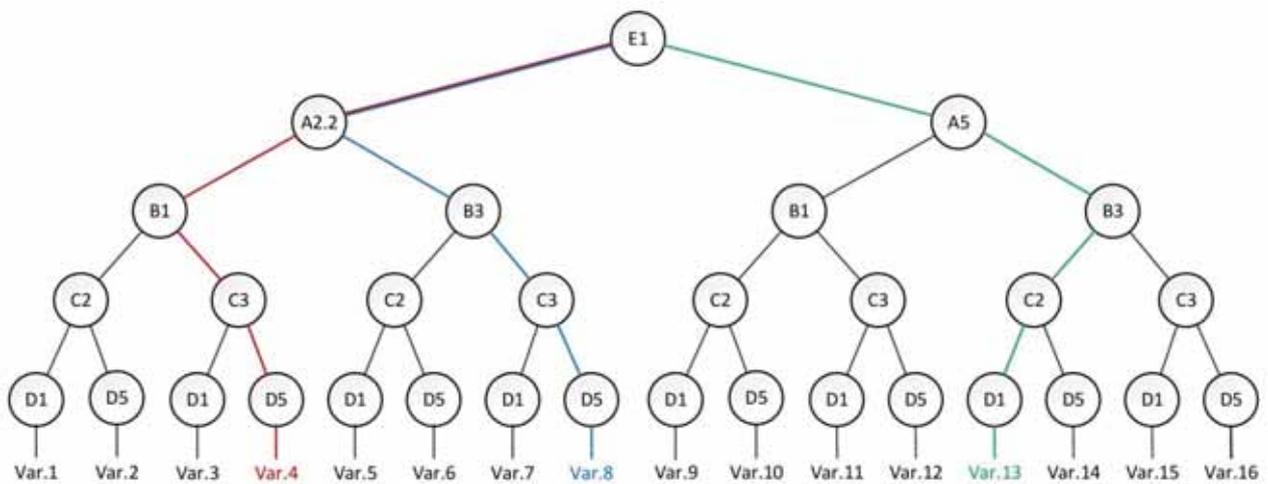


Abbildung 6.25: Entscheidungsbaum mit den gewählten Gesamtvarianten

Die ersten beiden Konzeptvarianten V4 und V8 verwenden als Antriebseinheit eine hydropneumatische Pumpe. Diese ist in der Lage pneumatische Energie in hydraulische Energie umzuwandeln. Das Hubsystem kann somit direkt ans vorhandene Bordnetz des Nutzfahrzeugs angeschlossen werden. Weiters sind alle erforderlichen Steuereinrichtungen zum Betätigen der Hubzylinder bereits integriert. Die erhältlichen Längen der Hubzylinder reichen jedoch für den erforderlichen Hub am Heck des Aufliegers nicht aus, weshalb für die Endringe ein doppeltwirkender Standardzylinder zum Einsatz kommt. Da das System nur für einfachwirkende Hydraulikzylinder ausgelegt ist, muss das Absenken über die Gewichtskraft erfolgen. Dies erfordert leichtgängige Führungen in den Rungen und den Hecktüren. Bei beiden Konzeptvarianten werden bis auf die Hecköffnung alle Funktionen durch die gleichen Teillösungen erfüllt. Obwohl im ersten Blick kein wesentlicher Unterschied festzustellen ist, muss jedoch für die Endringe der Schiebling und das Standrohr anders geführt werden. (siehe Abbildung 6.26 und 6.27)

Die Konzeptvariante V13 sieht einen Seilzugmechanismus mit einer 24V Seilwinde als Antrieb vor. Obwohl aus der Nutzwertanalyse der Hubantriebssysteme (Abbildung 6.24) die Seilzugvariante nicht hervorsteht, wird aufgrund der Einfachheit des Prinzips ein Konzept erarbeitet. (siehe Abbildung 6.28)

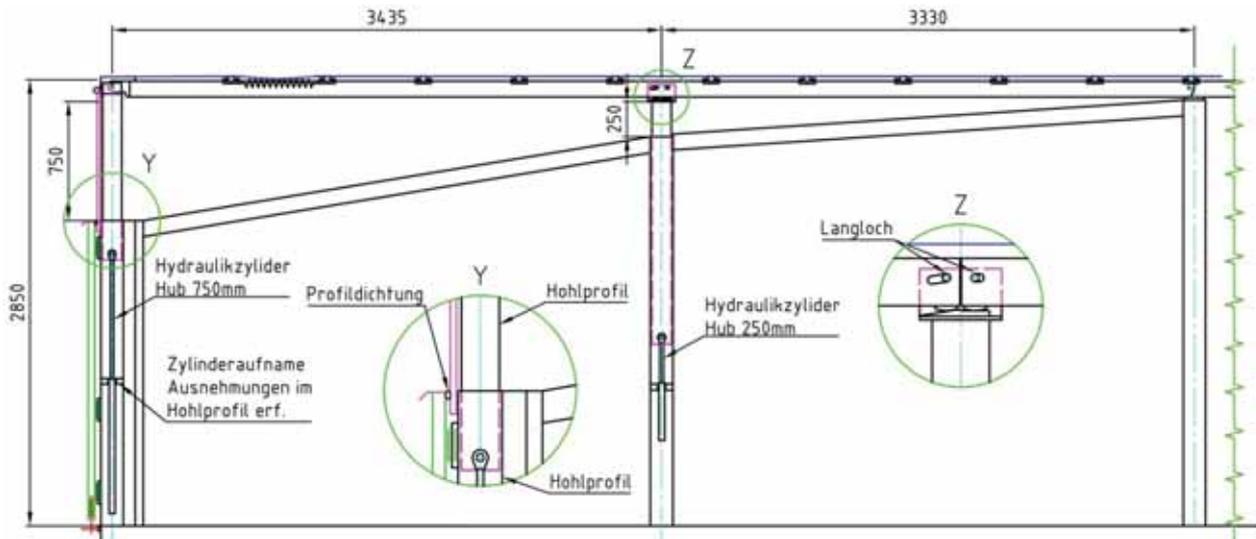


Abbildung 6.26: Konzeptvariante V4 (A2.2, B1, C3, E1)

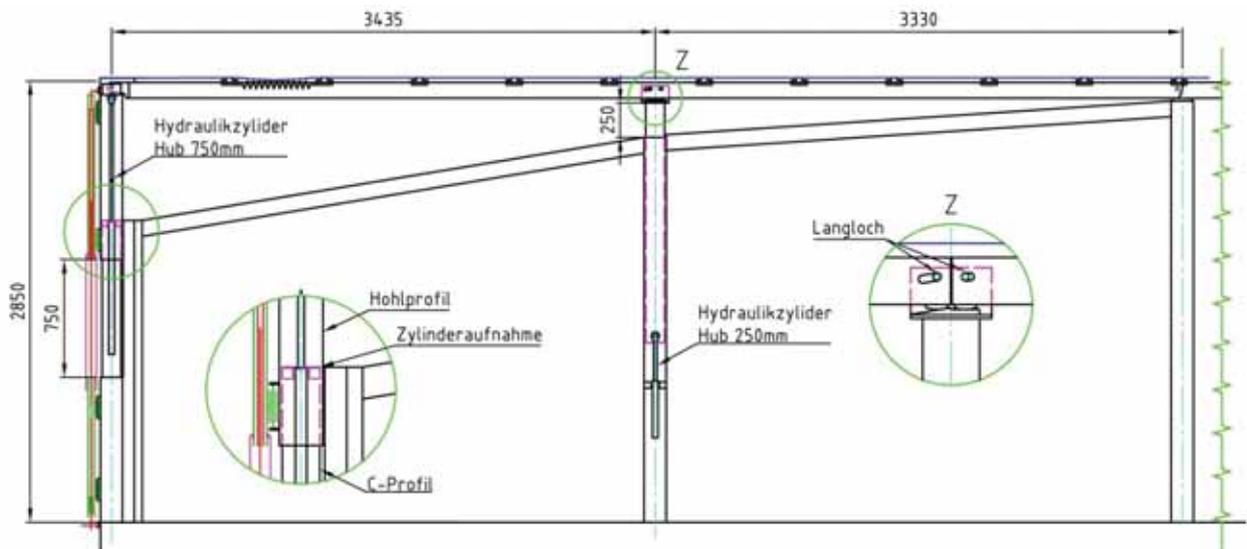


Abbildung 6.27: Konzeptvariante V8 (A2.2, B3, C3, D5, E1)

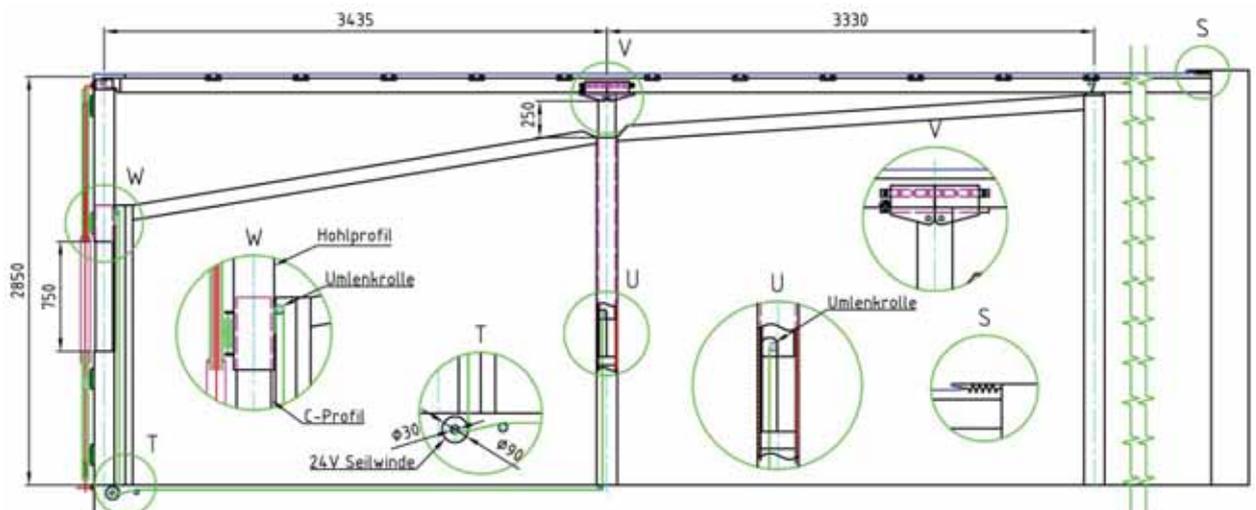


Abbildung 6.28: Konzeptvariante V13 (A5, B3, C2, D1, E1)

## 7 Bewertung der Konzeptvarianten

### 7.1 Festlegung der Bewertungskriterien

Um eine Bewertung durchführen zu können, müssen die Bewertungskriterien aus den Zielvorstellungen abgeleitet werden. Hierbei werden alle entscheidungsrelevanten Anforderungen sowie die zu erreichenden Ziele als Grundlage für das Festlegen der Bewertungskriterien herangezogen. Wie auch die Anforderungen sollen die Bewertungskriterien soweit als möglich vollständig, weitestgehend unabhängig voneinander, sowie deren Eigenschaften konkret erfassbar sein. Weiters sind die Kriterien wegen der späteren Bewertung durch ein gewichtetes Punkteverfahren positiv zu formulieren, bzw. sollen diese eine einheitliche Bewertungsrichtung aufweisen. [9]

Die nachstehend angeführten Kriterien werden für die Bewertung ausgewählt:

- Geringe Baugruppenanzahl
- Geringe Bauteilanzahl
- Geringes Gewicht der neuen Komponenten
- Hohe Zuverlässigkeit
- Leichte Bedienbarkeit
- Noch offene Probleme
- Wiederverwendbarkeit
- Geringe Herstellungskosten
- Geringer Konstruktionsaufwand
- Termingerechte Fertigung

Durch einen strikt vorgegebenen Fertigungstermin sowie bereits definierte Zielkosten für die Herstellung des Prototyps, wurden neben rein technischen auch wirtschaftliche Zielvorstellungen in die Bewertungskriterien mit aufgenommen. Nicht alle oben angeführten Kriterien sind voneinander unabhängig, beispielsweise spielt der erforderliche Konstruktionsaufwand eine wichtige Rolle im Projektplan und hat direkten Einfluss auf die Fertigstellung des Produktes. Ebenfalls hat die Anzahl der Bauelemente einen Einfluss auf andere bauteilabhängige Bewertungskriterien wie Herstellkosten und Zuverlässigkeit. Bei geringem Normteil-Charakter der Bauteile erhöht sich auch der Konstruktionsaufwand. Dies stellt aus Sicht der Bewertung jedoch kein allzu großes Problem dar. Ein weiteres Kriterium greift die noch offenen Probleme der jeweiligen Konzeptvariante auf (siehe Tabelle 9-13). Gewisse Bewertungskriterien können, mit den in dieser Phase zur Verfügung stehenden Informationen, nur grob in der anschließenden Bewertung abgeschätzt werden.

### 7.2 Gewichten der Bewertungskriterien

Um die gewählten Bewertungskriterien zu gewichten, eignet sich ein paarweiser Vergleich. Dieser gibt die relative Wichtigkeit der Zielvorstellungen wieder. Dabei werden die Bewertungskriterien in einer Matrix spalten- und zeilenweise derart angeordnet, dass die jeweils gleichen Bewertungskriterien auf der Diagonale aufeinander treffen. Die Felder auf der Diagonale bleiben dementsprechend frei. Die Bewertung zueinander erfolgt durch einfache Gewichtungswerte, hierfür werden als gängige Werte: „2 = ist wichtiger“, „1 = ist gleich wichtig“, „0 = ist weniger wichtig“ verwendet. In der vorliegenden Matrix werden die in der Zeile stehenden Bewertungskriterien mit den jeweiligen Spaltenanforderungen verglichen. Im Anschluss wird der Gewichtungsfaktor und die Rangfolge ermittelt (siehe Tabelle 15). [39]

Tabelle 15: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien

Bewertung: 2 .. ist wichtiger 1 .. gleich wichtig 0 .. weniger wichtig	geringe Baugruppenanzahl	geringe Bauteilanzahl	geringer Platzbedarf (hohe Laderaumbreite)	geringes Gewicht	hohe Zuverlässigkeit	leichte Bedienbarkeit	noch offene Probleme (Dichtheit, Arretierung etc.)	Wiederverwendbarkeit	geringe Herstellungskosten	geringer Konstruktionsaufwand	termingerechte Fertigung	Σ Summe	Rangfolge	Gewichtungsfaktor
	geringe Baugruppenanzahl	geringe Bauteilanzahl	geringer Platzbedarf (hohe Laderaumbreite)	geringes Gewicht	hohe Zuverlässigkeit	leichte Bedienbarkeit	noch offene Probleme (Dichtheit, Arretierung etc.)	Wiederverwendbarkeit	geringe Herstellungskosten	geringer Konstruktionsaufwand	termingerechte Fertigung	Σ Summe	Rangfolge	Gewichtungsfaktor
		1	0	1	0	0	0	1	1	0	0	4	8	0,038
	1		1	1	0	0	0	1	1	1	0	6	7	0,057
	2	1		1	1	1	0	2	1	1	0	10	5	0,094
	1	1	1		1	1	0	2	0	0	0	7	6	0,066
	2	2	1	1		1	1	2	1	1	1	13	2	0,123
	2	2	1	1	1		1	2	1	0	1	12	3	0,113
	2	2	2	2	1	1		2	1	0	1	14	1	0,132
	1	1	0	0	0	0	0		0	0	0	2	9	0,019
	1	1	1	2	1	1	1	2		1	0	11	4	0,104
	0	1	1	2	1	2	2	2	1		1	13	2	0,123
	0	2	2	2	1	1	1	2	2	1		14	1	0,132
Prüfsumme														1,000

### 7.3 Bewertung der Prinziplösungen über eine Punktebewertung

Um nun eine soweit möglich objektive Auswahl zu treffen, wird als Entscheidungshilfe eine gewichtete Punktebewertung durchgeführt. Als Punkteskala wird ein Wert zwischen 0 (unbefriedigend) und 4 (sehr gut) festgelegt. Um ein nachvollziehbares Ergebnis zu bekommen, ist es ratsam eine Werteskala für die Bewertungskriterien zu entwerfen (siehe Tabelle 16). Diese quantifiziert bzw. beschreibt verbal die jeweiligen Eigenschaftsgrößen der Kriterien. Die Kriterien „hohe Zuverlässigkeit“ und „geringer Platzbedarf“ sind darin nicht enthalten, da diese die gleich verbale Unterteilung aufweisen wie die Punkteskala der Punktebewertung. Tabelle 17 zeigt als Ergebnisse der durchgeführten Punktebewertung die errechneten Wertigkeiten. Die normierte Wertigkeit spiegelt hierbei das Verhältnis der Alternativlösungen zur besten Lösung wider. Weiters kann der Zielerreichungsgrad der Konzeptvarianten zu einer Ideallösung ermittelt werden. Aus der Punktebewertung ergibt sich die Rangfolge der Konzeptvarianten, nach der nun die Variante 8 für die Entwurfsphase freigegeben werden kann.

Tabelle 16: Werteskalen in Bezug zu den Eigenschaftsgrößen

Wert- skala	Eigenschaftsgröße								
	geringe Baugruppen- anzahl	geringe Bauteil- anzahl	geringes Gewicht	leichte Bedienbar- keit	noch offenen Probleme	Wiederver- wendbar- keit	geringe Herstellungs- kosten	geringer Konstruk- tions- aufwand	termin- gerechte Fertigung
Pkt.	[Stück]	[Stück]	[kg]				[T€]	[h]	[Monat]
0	>40	>140	>90	sehr kompliziert	>4	nichts	>37	>1000	3
1	30-40	110-140	70-90	kompliziert	3-4		33-37	900	2
2	20-30	80-110	50-70	mittel	2-3	wenig	29-33	800	1
3	10-20	50-80	30-50	einfach	1-2		25-29	700	0
4	<10	<50	<30	sehr einfach	<1	viel	<25	<600	-1

Tabelle 17: Gewichtete Punktebewertung der Konzeptvarianten

Bewertungskriterien  Wertungszahl 0-4 0 .. unbefriedigend 1 .. gerade noch tragbar 2 .. ausreichend 3 .. gut 4 .. sehr gut (ideal)	Gewichtungsfaktor	Alternativen					
		KV 4		KV 8		KV13	
		A2.2, B1, C3, D5, E1		A2.2, B3, C3, D5, E1		A5, B3, C2, D1, D1, E1	
		Maßzahl	Wertungszahl	Maßzahl	Wertungszahl	Maßzahl	Wertungszahl
geringe Baugruppenanzahl	0,038	3	0,11	3	0,11	2	0,08
geringe Bauteilanzahl	0,057	3	0,17	3	0,17	2	0,11
geringer Platzbedarf (hohe Laderaumbreite)	0,094	4	0,38	4	0,38	4	0,38
geringes Gewicht (hohe Nutzlast)	0,066	4	0,26	3	0,20	4	0,26
hohe Zuverlässigkeit	0,123	3	0,37	3	0,37	3	0,37
leichte Bedienbarkeit	0,113	4	0,45	4	0,45	4	0,45
noch offene Probleme (Dichtheit, Arretierung etc.)	0,132	3	0,40	4	0,53	2	0,26
Wiederverwendbarkeit	0,019	2	0,04	2	0,04	2	0,04
geringe Herstellungskosten	0,104	3	0,31	4	0,42	4	0,42
geringer Konstruktionsaufwand	0,123	2	0,25	3	0,37	2	0,25
termingerechte Fertigung	0,132	4	0,53	4	0,53	2	0,26
Wertigkeit			3,26		3,56		2,88
Normierte Wertigkeit			0,92		1,00		0,81
Wertigkeit zu Ideallösung			0,65		0,71		0,58
Rangfolge			2		1		3

## 8 Gliedern, Strukturieren und Gestalten der Module

Mit dem Festlegen einer geeigneten Gesamtlösung ist die Konzeptphase abgeschlossen und der Produktentstehungsprozess kann in die Entwurfsphase übergehen. In dieser Phase entsteht aus der prinzipiellen Wirkstruktur durch gestalterische Tätigkeiten ein technisches Gebilde der Lösung. Es werden hierbei die geometrischen und werkstofflichen Eigenschaften der Komponenten festgelegt, konkretisiert und weiter detailliert. Zuvor erfolgt jedoch das Erstellen einer Produktstruktur bestehend aus Subsystemen, Baugruppen und Bauteilen. Nach dieser Strukturierung werden als erstes die gestaltungsbestimmenden Module ausgewählt und in einem ersten Arbeitsschritt grob gestaltet.

### 8.1 Gliedern der Funktionen in realisierbare Module

Nachdem nun das Gesamtkonzept für den variablen Sattelaufleger-Aufbau vorliegt, werden im nächsten Schritt die Funktionen in entsprechende Baugruppen bzw. Module gegliedert. Dadurch, dass die festgelegten Funktionen schon in gewisser Weise baugruppenspezifisch vorliegen, gestaltet sich dieser Schritt sehr einfach. Lediglich im Längsholm erfolgt eine Aufteilung der Funktion „Längsholm führen“ auf zwei getrennte Module. Die Benennung der Baugruppen und Komponenten erfolgt nach den in Kapitel 2 verwendeten Bezeichnungen. Tabelle 18 und Abbildung 8.1 zeigen die Aufteilung der Funktionen in die entsprechenden Baugruppen.

Tabelle 18: Gliederung der Funktionen in Baugruppen

Pos.	Benennung	Pos.	Benennung
1	Endrune	4.1	Längsholm
1.1	Standrohr	4.2	Endstück
1.2	Schiebling	5	Längsholm Mittelstück
1.3	Hydraulikzylinder	6	Mittlrune beweglich
2	Linke und rechte Hecktürseite	6.1	Standrohr
2.1	Unterteil	6.2	Schiebling mit Längenausgleich
2.2	Oberteil mit Drehverschlussausgleich	6.3	Hydraulikzylinder
3	Endspiegel	7	Mittlrune mit Drehgelenk
4	Längsholm Endstück	8	Verdeckplanenspanner

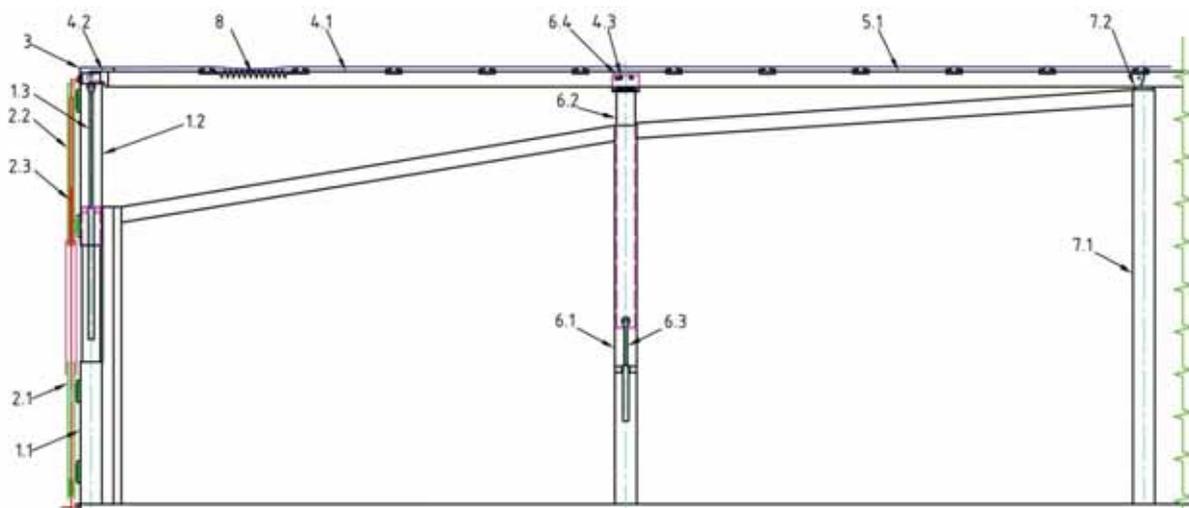


Abbildung 8.1: Gliederung der Funktionen in Baugruppen und Unterbaugruppen

## 8.2 Produktaufbau in CATIA V5 ®

Für das nachfolgende Gestalten aller Baugruppen und Komponenten wird das 3D System CATIA V5® verwendet. CATIA steht hierbei für **C**omputer **A**ided **T**hree dimensional **I**nteractive **A**pplication und ist ein integriertes Programmsystem aus CAD -, CAE- (Computer Aided Engineering) und CAM- (Computer Aided Manufacturing) Anwendungen. Das CAD-Modul von CATIA V5® verwendet hierbei parametrisch-assoziative Techniken. Dadurch werden geometrische Objekte, geometrische Beschränkungen und Parameter miteinander verbunden. Dies ermöglicht ein einfaches Ändern der Bauteilgeometrie und eine schnelle Variantenkonstruktion.

Nach dem Einarbeiten in dieses CAD-System wurde ein erster Produktaufbau in CATIA V5 ® erstellt. In Abbildung 8.2 ist der vorläufige Produktaufbau des variablen Aufbaus zu sehen. Die erste Baugruppe „Rahmen“ beinhaltet hierbei die zur Verfügung gestellten 3D-Daten im STEP-Format (Standard for the Exchange of Product model data) der Firma Kögel. Um eine termingerechte Fertigstellung sicherzustellen, erfolgte aufbauend auf die Produktgliederung eine Aufteilung der zu entwerfenden Komponenten auf einen weiteren konstruktiv tätigen Projektmitarbeiter. Diese Aufteilung führte anfänglich aus CAD-Anwendersicht zu etwaigen Herausforderungen in Bezug auf den Datenaustausch sowie der Datenkonsistenz und benötigte eine gut funktionierende Kommunikation.

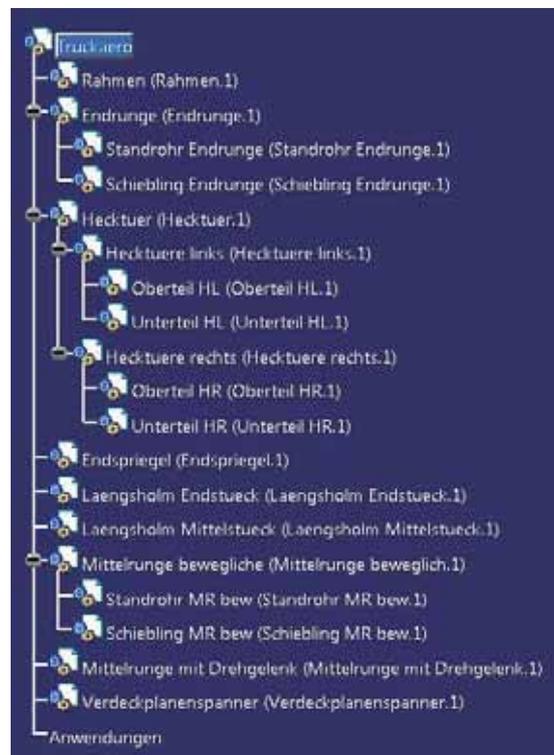


Abbildung 8.2: CAD-Strukturbaum in CATIA V5®

Um die in CATIA V5® integrierte Stücklistenfunktion nutzen zu können, werden ein einheitliches Nummernsystem sowie durchgehend konforme Produkt- und Teileigenschaften (Stammdaten) festgelegt. Das verwendete Nummernsystem soll dabei die zwei Aufgaben, „Identifizieren und Klassifizieren“ auf einfache Weise erfüllen. Aufgrund der geringen Baugruppenanzahl bzw. Bauteilanzahl wird für dieses Projekt die nachstehende fünfstellige Verbundnummer verwendet:

**X X Y Y - Z**

X ... Funktionsbaugruppe

Y ... Teilezuordnung zu Funktionsbaugruppen bzw. Schweißbaugruppen

Z ... Revisionsstand bzw. Versionsstand

Die erste Zahl X stellt hierbei eine Klassifizierungsziffer dar. Diese Nummern werden von 0-99 vergeben. Nummern die mit Null beginnen sind Einzelteile welche direkt im Hauptprodukt oder in mehrere Baugruppen Verwendung finden. Hierzu zählen unter anderem auch zugekaufte Normteile.

0001-0 bis 0999-0

Nummern von 1000-9900 in 100er Schritten werden für Funktionsbaugruppen vergeben. Handelt es sich hierbei um eine Schweißbaugruppe wird ein sz nach der Revisionsnummer hinzugefügt.

z.B. 1300-0 sz Schiebling Endrungen

Reicht diese Unterteilung nicht aus, kann die Teilezuordnungsnummer 50 für eine weitere Unterteilung eingesetzt werden. Dies kann beispielsweise durch eine Schweißunterbaugruppe in einer Schweißbaugruppe vonnöten sein.

z.B. 1350-0 sz Aufnahme Schiebling

Einzelteile werden in einer Funktionsbaugruppe durch die Teilezuordnungsnummer (Y) von 0-99 (ohne 50) identifiziert.

z.B. 1302-0 Zylinderbuchse

Die Revisionsnummer bzw. Versionsnummer wird mit einer fortlaufenden Nummer belegt.

Die Teilenummern werden in weiterer Folge zur Zeichnungsbenummerung eingesetzt. Kommt es fertigungsbedingt bei Schweißbaugruppen zu einer nachträglichen spanabhebenden Bearbeitung, müssen die zuvor gefertigten Bauteile ein Aufmaß an diesen Stellen aufweisen. Dies wird durch ein doppeltes Anlegen der Teilnummer (neues Bauteil) mit einer zusätzlichen Endung bewerkstelligt, in der dann die zu fertigende Geometrie mit Bearbeitungszugabe hinterlegt ist.

z.B. 1302-0 FB Zylinderbuchse Drehteil mit Fertigbearbeitung

### 8.3 Gestalten der maßgebenden Module

Die nachfolgenden maßgebenden Baugruppen werden der Übersichtlichkeit halber nacheinander und anhand verschiedener Ansichtsperspektiven erklärt. Sämtliche Baugruppentwürfe sind hierbei aber im Kontext des Gesamtproduktes entstanden, welches im nächsten Kapitel dargestellt wird. Auch werden nur die Entwürfe gezeigt, die sich letztendlich durchgesetzt haben.

#### 8.3.1 Endrunge

Als erste Baugruppe wird die Endrunge vorausgelegt. Aufgrund der Funktionsüberschneidungen an der Endrunge wird als erstes eine kurze Auflistung aller gestaltrelevanten Anforderungen vorgenommen:

- Führen des Schieblings
- Längsholm mit Drehgelenk aufnehmen
- Endspiegel arretieren
- Aufnehmen der fixen Latte
- Ausnehmung für die Plane im eingefahrenem Zustand vorsehen (keine Behinderung der Plane beim Hineinfallen in den Laderaum während des Absenkvorgangs)
- Aufnehmen der Kräfte im Ladungssicherungsfall
- Zylinder zugänglich im Inneren anordnen
- Dichtflächen für Hecktüren vorsehen
- Scharniermitnahme für die Hecktüren vorsehen

##### 8.3.1.1 Vorauslegung der Endrunge

Um der DIN EN 12642 gerecht zu werden, wird eine erste Vorauslegung der Endrunge mit den vorgeschriebenen Kräften vorgenommen. Diese schreibt wie eingangs erwähnt vor, dass 30% der zulässigen Nutzlast durch die Rückwand aufgenommen werden muss. Die Gewichtskraft darf dabei gleichmäßig auf die Fläche aufgebracht werden, wobei jedoch eine Mindesthöhe von 1,6m bzw.  $\frac{3}{4}$  der Aufbauhöhe vorgegeben ist. (siehe Kapitel 2.4) Abbildung 8.3 zeigt die ausschlaggebende Belastungssituation für die Endrunge.

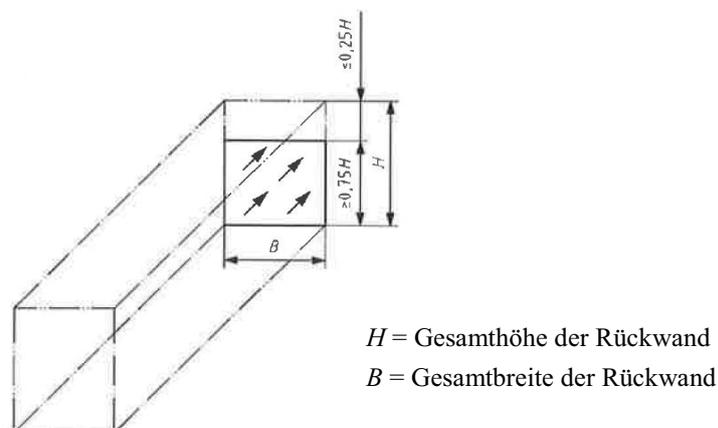


Abbildung 8.3: Prüfung der Rückwand [24]

$$F = \frac{0,3 \cdot P}{\geq 0,75 \cdot H \cdot B} \quad (8.1)$$

Aus der Betriebsanleitung des Aufliegers geht hervor, dass dieser mit einer Prüfkraft von  $F = 81 \text{ kN}$  zertifiziert ist (siehe Abbildung 3.1).

Bei einem Standard-Curtainsider-Aufbau wird ein Teil der Gewichtskraft über die untenliegenden Drehverschlüsse direkt in den Rahmen geleitet. Die obenliegenden Drehverschlüsse greifen dabei in den Endspriegel ein; dieser ist wiederum über einen Bolzen mit dem Dachholm verbunden, welcher die Kraft auf die Stirnwand überträgt. Die Endrunge ist somit unten durch den Rahmen und oben durch den Längsholm zweiseitig gelagert. Dadurch ist der sehr schlanke Aufbau der bestehenden Endrunge möglich. Da der Längsholm durch den Längenausgleich nun nicht mehr in der Lage ist, die auftretenden Kräfte bis zu Stirnwand zu leiten, müssen diese vollständig durch die Endrunge in den Rahmen geführt werden. Problematisch ist dies vor allem im ausgefahrenen Zustand. Für die Dimensionierung der Endrunge werden die nachfolgenden Vereinfachungen getroffen.

- Die Drehverschlüsse leiten keine Kraft in den Rahmen bzw. in den Endspriegel.
- Die Gewichtskraft wird gleichmäßig auf die acht Scharniere der Endrungen aufgeteilt.
- Das Tordieren der Runge durch nicht am Schubmittelpunkt angreifende Kräfte wird vernachlässigt.

Nachdem eine überschlägige Berechnung einer einfach auskragenden Endrunge zu einem zu großen erforderlichen Widerstandsmoment geführt hat, wurden zwei weitere Befestigungsvarianten der Endrunge untersucht (siehe Abbildung 8.4). Da es sich um eine erste Abschätzung handelt, werden die Varianten der Einfachheit halber als statisch bestimmte Systeme angenommen. Weiters wird so gerechnet, als wäre die Endrunge ein durchgehender Träger ohne Führung zwischen Schiebling und Standrohr (Erstarrungsprinzip). In rot dargestellt ist der quantitative Schnittverlauf des Biegemoments.

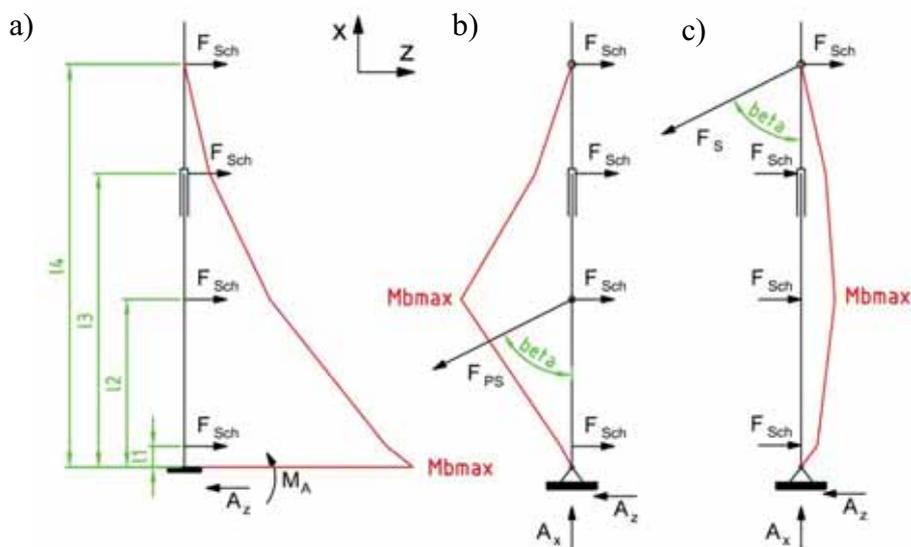


Abbildung 8.4: Befestigungsvarianten der Endrunge mit, a) fester Einspannung, b) Pendelstütze, c) Seilabspannung

Tabelle 19: Berechnungsergebnisse der Vorauslegung der Endrung

Befestigungsvariante	$M_{bmax}$ [kNm]	$W_{verf}$ (S235/S355) [cm <sup>3</sup> ]	$A_x$ [kN]	$A_z$ [kN]
a)	56,07	358/237	0	40,5
b)	-29,52	189/125	42,66	-29,1
c)	8,93	57/38	21,9	18,6

Die Tabelle 19 listet das maximale Biegemoment sowie das an dieser Stelle erforderliche Widerstandsmoment für eine erste Abschätzung der benötigten Profile der Endrung auf. In dieser Berechnung wird mit einem Sicherheitsfaktor von  $S=1,5$  gerechnet. Um den Fertigungsaufwand so gering wie möglich zu halten, sollte ein einfaches Hohlprofil bzw. eine Kombination aus mehreren verbundenen Hohlprofilen in der Lage sein, das erforderliche Widerstandsmoment aufzubringen. Dies ist im Falle der Variante a) durch das hohe Biegemoment raumtechnisch aber schwer zu realisieren. Die Variante b) weist konstruktionsbedingt in der Nähe des Übergangs vom Standrohrprofil zum Führungsprofil (Länge  $l_2$ ) im Bereich der Schweißnaht das größte Biegemoment auf. Das geringste Biegemoment liefert die Variante c), in der der Schiebling über ein Seil am Rahmen abgespannt ist. Die daraus entstehende Seilkraftkomponente in vertikaler Richtung belastet aber zusätzlich den Hydraulikzylinder im Ladungssicherungsfall. Dies macht entweder eine Arretierung des Schieblings im ausgefahrenen Zustand erforderlich oder eine stärkere Dimensionierung des Hydraulikzylinders nötig. Für den weiteren Entwurf wird wegen des geringeren Biegemoments und des damit möglichen schlankeren Entwurfs die Variante c) ausgewählt.

### 8.3.1.2 Aufbau der Endrung im CAD-Programm

Für die Erstellung des CAD-Modells wird eine Masterskizze (Skelett-Methode), welche im vorliegenden Fall die maßgebenden Konturen enthält, verwendet (siehe Abbildung 8.5). Dies erleichtert ein späteres Anpassen und Abändern der konstruierten Komponenten. Die Masterskizze wird hierbei als ein eigenständiges Bauteil in die Baugruppe eingefügt. Als Koordinatenursprung werden die maximal zulässige Breite (yz-Ebene) des Aufliegers sowie das Rahmenende (xz-Ebene) festgelegt. Um ein einfaches Importieren der jeweiligen Profilkonturen in die entsprechenden Komponenten aus einer Skizze in CATIA V5® zu ermöglichen, werden die Profile über die Skizzenfunktion „Profilkomponente erstellen“ als Ausgabelemente generiert. Diese werden dann durch die „Einfügen Spezial“ Funktion mit einem Bauteil verknüpft (rot). Erkennbar ist dies im verlinkten Bauteil durch das automatische Anlegen eines geometrischen Sets, in welchem alle externen Verweise abgelegt werden, sowie am veränderten Symbol (grünes Quadrat). Diese Verknüpfungen sind nicht nur auf geometrische Elemente begrenzt. So können beispielsweise in der Masterskizze definierte Parameter ebenfalls an das Bauteil weiter gegeben werden (grün). CATIA V5® stellt hierbei eine Reihe von unterschiedlichen Links zur Verfügung, wie beispielsweise *Assembly Design Links* (*Context Links*) im Baugruppenkontext oder *Referenz-Links* (*CCP-Links*, *Cut-Copy-Paste-Links*). Der wesentliche Unterschied zwischen beiden ist, dass die Lage (im 3D Raum) eines Körpers der über einen Link innerhalb einer Baugruppe erstellt wurde durch das Ursprungsobjekt definiert wird, hingegen lässt sich ein Körper der mittels CCP-Link erstellt wurde in der Baugruppe neu positionieren. *CCP-Links* gelten somit bauteilübergreifend und im Gegensatz zu *Context Links* auch außerhalb der Baugruppe. Dieser Umstand macht es möglich bei Verwendung von CCP-Links alle Profilkonturen in einer Skizzenebene zu zeichnen, da diese dann in der

übergeordneten Baugruppe neu positioniert werden können, bzw. neu positioniert werden müssen. [41] Die Abbildung zeigt hier die Verknüpfung zwischen der Masterskizze und dem Standrohr und steht hier beispielhaft für alle weiteren Bauteilkomponenten der Endrung.

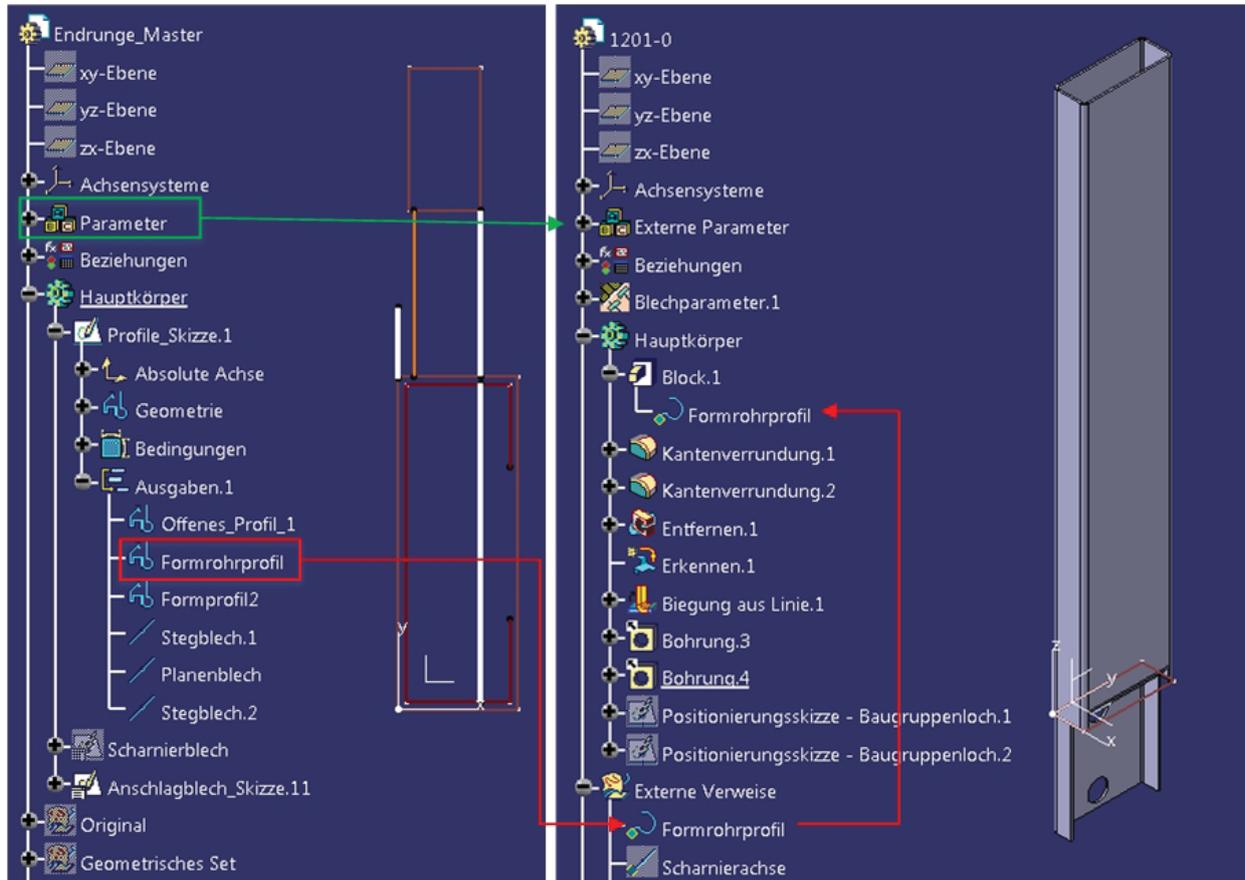


Abbildung 8.5: Konzept der Masterskizze anhand der Endrung

Damit eine Stückliste automatisch in der Zeichnungsableitung von CATIA V5® mit allen entsprechenden Informationen erstellt werden kann, werden die in Abbildung 8.6 dargestellten Eigenschaftsfelder jedes Bauteils einheitlich ausgefüllt. Da auch das Material auf der Stückliste vorhanden sein soll, wird diese Produkteigenschaft nach der Auswahl eines Werkstoffes durch ein Makro hinzugefügt.

Produkt	
Teilenummer	1203-0
Überarbeitung	
Definition	
Nomenklatur	
Quelle	Unbekannt
Beschreibung	FR 60x30x3-2018
Produkt: Hinzugefügte Eigenschaften	
MATERIAL	S355J2G3
Andere Eigenschaften definieren...	

Abbildung 8.6: Produkteigenschaften

Abbildung 8.7 zeigt den ersten Entwurf der Endrunga mit Standrohr, Hydraulikzylinder (Pos.6) und Schiebling (Pos.4) samt Aufnahme (Pos.5) für den Längsholm im eingefahrenen und ausgefahrenen Zustand. Der Standrohrkörper (Pos.1) und der Schiebling sind hierbei aus dem gleichen Standard Hohlprofil erstellt. Im Schnitt ist ein als Innenführung verwendetes gekantetes C-Profil zu erkennen. Herstellungsbedingt unterliegen Hohlprofile gewissen Toleranzen, weshalb das C-Profil zum Istmaß des Schieblings angefertigt werden muss. Da der variable Aufbau durch Eigengewicht in die untere Lage gebracht werden soll, ist auf eine leichtgängige Führung zu achten. Im ausgefahrenen Zustand entsteht aber durch die hecktörseitig beschränkten Positionen für die Mitnehmer-Laschen (Pos.7) nur eine geringe Führungslänge, was bei zu großem Spiel zum Verkanten des Schieblings führen könnte.

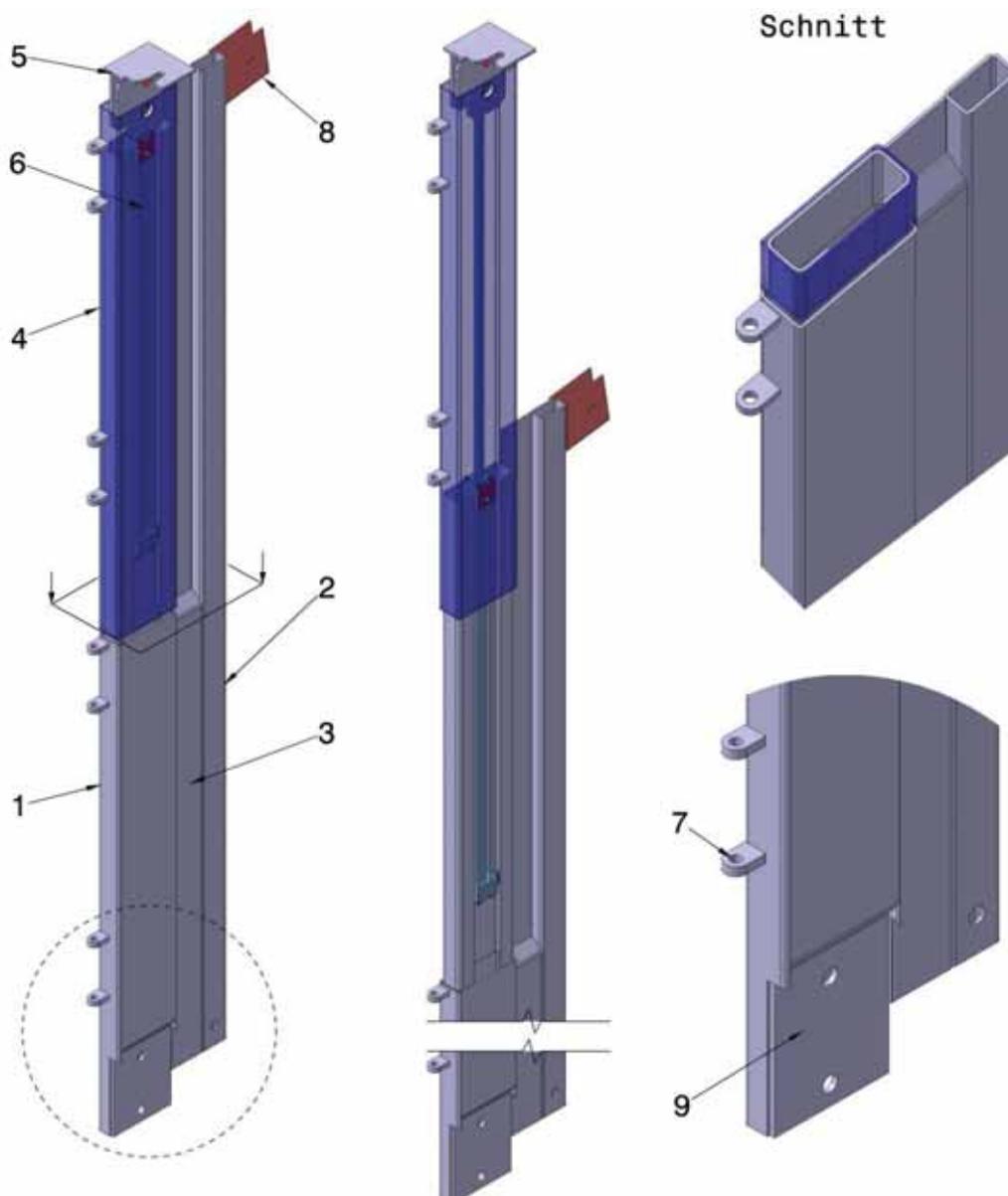


Abbildung 8.7: Erster Grobentwurf der Endrunga

Da fertigungsbedingt keine genauen Passungen zwischen Schiebling und Standrohr möglich sind, müssen anpassbare Führungen in Form von Gleit-, und/oder Rollführungen vorgesehen werden. Zur Fixierung der schräg laufenden Latte wird eine Lattenhalterung (Pos.8), welche an ein Formrohr (Pos.2) angeschweißt ist, verwendet. Über ein Blech (Pos.3) ist das Formrohr mit dem Standrohrkörper verbunden und bildet mit diesem ein zusammengesetztes Profil. Da das verwendete Hohlprofil die maximal zulässige Breite überschreiten würde, ist es an der unteren Innenseite ausgenommen. Um einen besseren Kraftfluss zwischen dem Hochprofil und dem Flachstahl (Pos.9) zu ermöglichen, wird das Hohlprofil an dieser Stelle eingeschnitten, in Richtung Flachstahl gekantet und mit diesem verschweißt. Hohlprofil, Flachstahl und Formrohr fluchten an dieser Stelle und können so einfach durch die bereits bestehenden Gewindebohrungen am Auflieger montiert werden. Da das Standrohr in Höhe der fixen Latte endet, kann die Plane ungehindert in den Laderaum fallen. Federelemente oder Gummizüge, welche innenseitig an der Plane angebracht sind, unterstützen das Fallen nach innen.

Wie in Abbildung 8.8 zu sehen ist, werden am oberen Ende des C-Profils Rollführungen angebracht. Hierbei werden die Rollen (Pos.1) über Passstifte im Zentralstück (Pos.2) gelagert. Der Hydraulikzylinder wird ebenfalls über einen Lagerbock (Pos.3) mit dem Zentralstück verschraubt und ist durch die Anordnung der Lagerböcke leicht montierbar. Da eine einstellbare Vorrichtung zur Spieleinstellung für den Schiebling technisch aufwendig ist, wird das erforderliche Spiel über die Durchmesser der Rollen angepasst. Durch die Verwendung eines Standard-Hydraulikzylinders muss eine Nachbearbeitung vom Hydrauliklagerbock (rote Fläche) erfolgen, damit dieser nicht am Schiebling ansteht. Auf Seiten des Schieblings lässt sich eine Rollenführung durch die zu großen Abmaße nicht realisieren, weshalb eine einfache Gleitführung zum Einsatz kommt. Die allseitige Lagerung erfolgt hierbei über sechs Gleitbacken (Pos.4), welche am C-Profil des Schieblings gleiten. Das Hohlprofil des Schieblings muss dazu an den betreffenden Stellen ausgenommen sein. Die Gleitbacken werden über außen am Schiebling angeschweißte Bleche (Pos.5) verschraubt. Das Einstellen des Spiels kann durch Einlegeplatten, welche zwischen Gleitbacke und Blech eingelegt werden, eingestellt werden. Weiters ist ein zusätzliches Versteifungsblech (Pos.6) zu sehen, welches den Querschnittsprung beim Übergang vom C-Profil zum Hohlprofil am Standrohr verringert und damit einen besseren Kraftfluss ermöglichen soll.

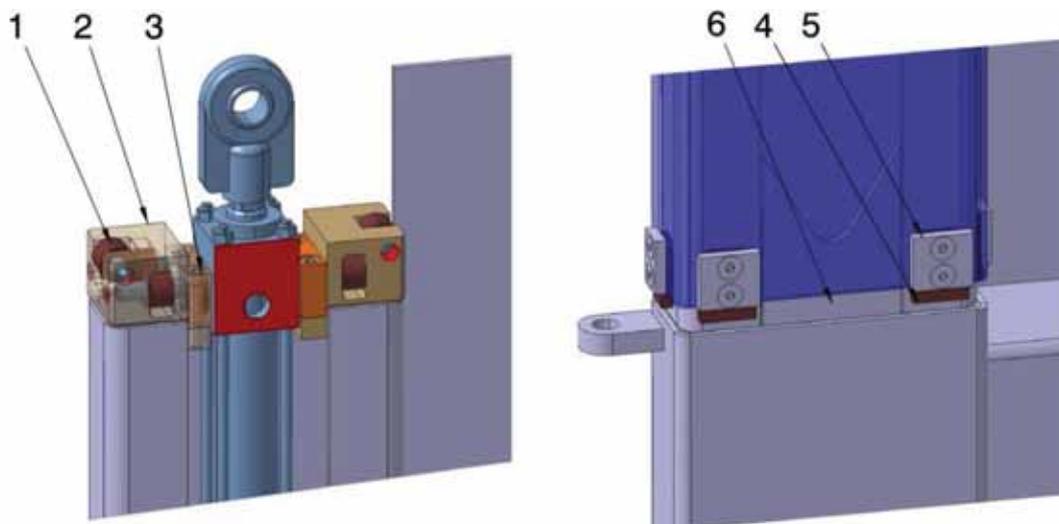


Abbildung 8.8: Rollführungen und Gleitführungen an der Endrunga

Wie bei jeder Entwurfstätigkeit wird parallel eine Festigkeitsberechnung mit den gewählten Profilen und den tatsächlichen Abmaßen durchgeführt. Für die Berechnung der Endrunge ergibt sich aufgrund der starren Schraubverbindung ein unbestimmtes System. Alle gefährdeten Querschnitte werden in einer Festigkeitsrechnung überprüft. (siehe Anhang A5) Da laut DIN EN 12642 eine plastische Verformung von 20mm bei 100% Prüfkraft, sofern die Funktion dadurch nicht beeinträchtigt wird und keine plastische Verformung bei 85% Prüfkraft erlaubt ist, wird als Auslegungskriterium die statische Bauteilfestigkeit (statischer Festigkeitsnachweis) für den Ladungssicherungsfall herangezogen. Die Auslegung erfolgt hierbei auf die reduzierte Prüfkraft von 85%. Dabei geht aus der Berechnung hervor, dass durch die Seilkraftkomponente in vertikaler Richtung eine zusätzliche Arretierung vorgesehen werden muss. Die vertikale Kraftkomponente hat sich gegenüber der statischen Rechnung zwar verringert (siehe Abbildung 8.4 c) ist aber zu groß, als dass sie vollends durch den Hydraulikzylinder aufgenommen werden kann.

### 8.3.2 Hecktüren

Parallel mit der Gestaltung der Endrunge werden die Hecktürsegmente entworfen. Hierbei sind vor allem die Schnittstelle zur Endrunge, der Drehverschlussausgleich und die Dichtungsanordnung ein entscheidendes Konstruktionskriterium. Da die zur Verfügung gestellten Daten der Firma Kögel eine andere Hecktürvariante als beim umzubauenden Auflieger aufwiesen, wurden die Abmaße der Hecktüren von Hand abgemessen und ins CAD Programm übertragen. Die verbauten Hecktüren (siehe Abbildung 8.9) sind hierbei aus mehreren Profilen (Pos.1), welche durch Klappverschlüsse zueinander befestigt sind, aufgebaut. Die Strangprofile sind jeweils oben und unten mit Abdeckprofilen vernietet und sorgen so für zusätzliche Stabilität. Neben den am Umfang liegenden Omega-Dichtungen nehmen diese Profile pro Türseite auch zwei innenliegende Drehverschlüsse (Pos.3, 4, 5) sowie vier Doppelgelenkscharniere (Pos.6) auf.

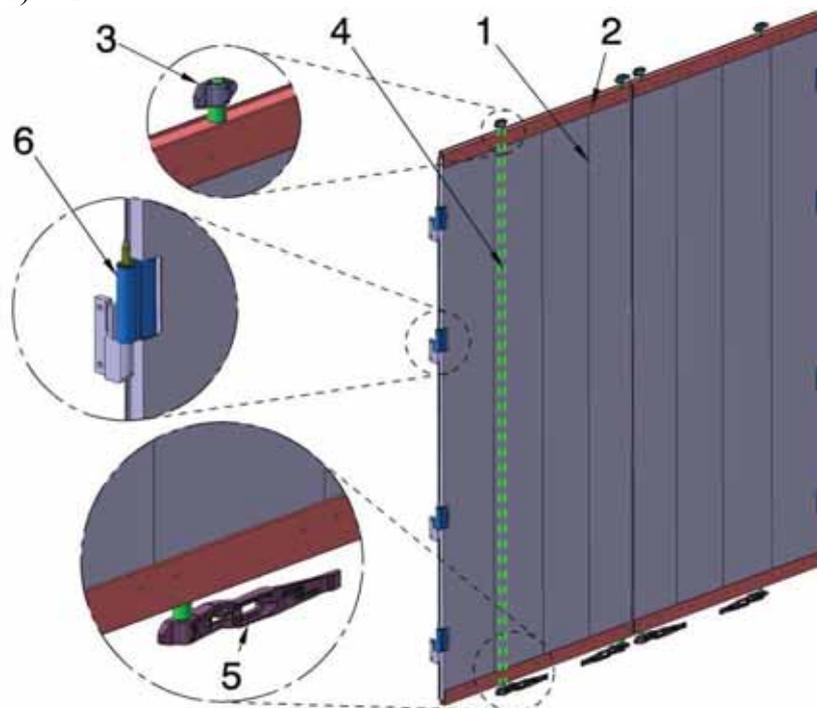


Abbildung 8.9: Bestehende Hecktüren

Um den Längenausgleich zu ermöglichen, werden die Strangprofile in der Mitte je über dem zweiten und vor dem dritten Scharnier getrennt (siehe Abbildung 8.10). Am oberen Türsegment (Pos.1) wird auf der Außen-, und Innenseite ein Abdeckblech (Pos.2) angenietet, welches im ausgefahrenen Zustand die Lücke zwischen dem oberen und unteren Türsegment (Pos.4) schließt und sich im geschlossenen Zustand relativ zum untenliegenden Türsegment verschiebt. Damit im Fahrbetrieb keine Vibrationen am äußeren Abdeckblech entstehen, werden zusätzlich Führungen aus gekanteten Alublechen angenietet. Der sich trotz Abkantung des Abdeckblechs seitlich ergebende Spalt (Pos.6) wird durch eine Bürstendichtung abgedeckt. Ein vollkommenes Abdichten (eine durchgängige Dichtlinie entlang der Hecktüren) des Laderaumes ist durch diese Lösungsvariante nicht möglich. Da es zwischen dem bestehenden Scharnier und dem abgekanteten Abdeckblech beim Einfahren zu einer Kollision kommen würde, wird ein neues Doppelgelenkscharnier (Pos.5) mit einer Ausnehmung angefertigt.

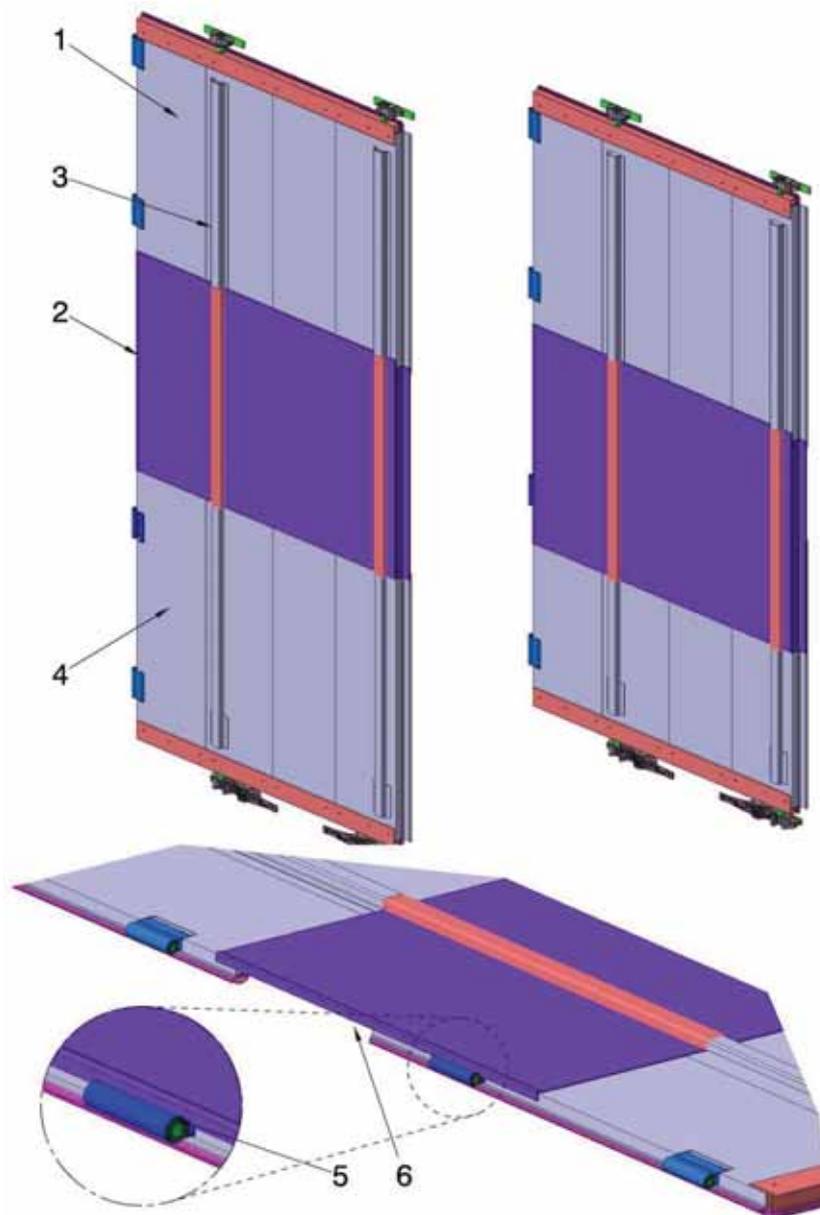


Abbildung 8.10: Linke Hecktür ausgefahren (links) und eingefahren (rechts)

Die außen angebrachten Führungen werden über dem Drehverschlussausgleich angebracht und decken ebenfalls die benötigten Ausnehmungen im oberen Türsegment ab. Damit es zu keinem Verklemmen der Türsegmente kommt, müssen die Abkantprofile genügend Spiel zueinander aufweisen. Durch die türseitig angebrachten Omega-Dichtungen kann eine Heben und Senken des Aufbaus nur mit geöffneten Hecktüren vonstattengehen. Des Weiteren lassen sich die Hecktüren im gesenkten Zustand nur 180° öffnen, da das Abdeckblech sich über das zweite Scharnier von unten legt und somit ein Ausklappen des Scharniers blockiert wird.

Die Abbildung 8.11 zeigt einen Schnitt durch den Drehverschlussausgleich und den außenliegenden Führungen der linken Tür. Die vorhandene Drehwelle (Pos.1, 2) wird für den erforderlichen Drehverschlussausgleich geteilt. Die untere Drehwelle (Pos.2) ist hierbei in der vorgesehenen Strangprofilkammer gelagert, in axialer Richtung durch einen Spannstift gesichert und mit einer Passfeder (Pos.5) zur Drehmomentübertragung am oberen Ende versehen.

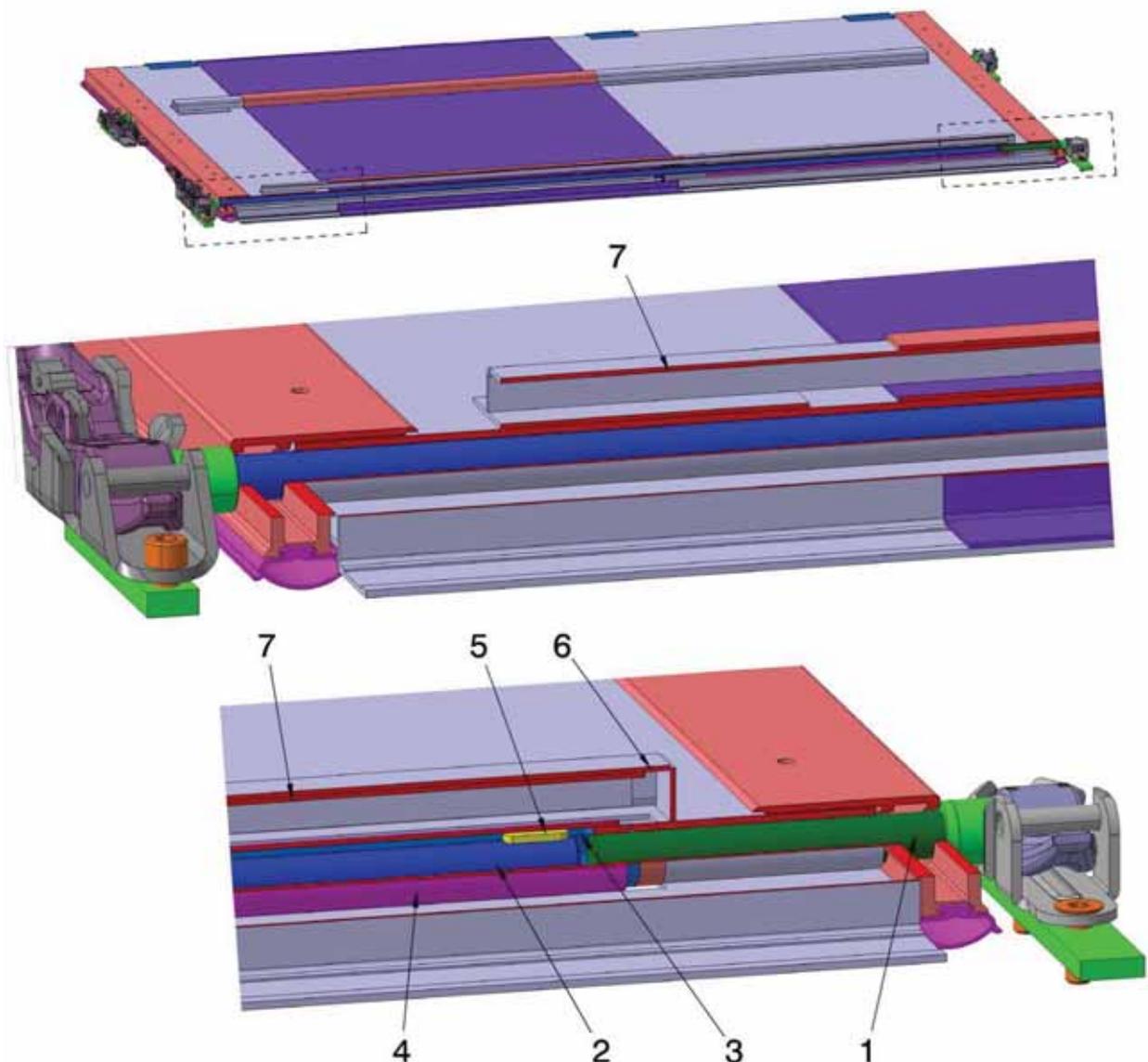


Abbildung 8.11: Drehverschlussausgleich und Führungen der Hecktür

Diese greift in eine in einem Rohr (Pos.3) ausgefräste Nabe ein, welche wiederum in einem Rohr (Pos.4) liegt und mit diesem verschweißt ist. Auch in diesem Fall muss die Welle-Nabe-Verbindung als leichtgängige Spielpassung ausgeführt sein. Die benötigte Ausnehmung im oberen Strangprofil wird durch ein Führungsblech abgedeckt. Am unteren Ende des Türsegments ist das innenliegende Führungsblech (Pos.7) angenietet und greift in das, mit dem Abdeckblech verschweißte und am Strangprofil angenietete, außenliegende Führungsblech (Pos.6) ein.

### 8.3.3 Längsholm mit Endstück

Das Endstück hat die Aufgabe den Längsholm mit dem Endrungschiebling drehbar zu verbinden. Da ein Abändern des bestehenden Endstücks nicht wirtschaftlich erscheint, wird das bestehende Endstück als Basis für die Abänderungskonstruktion herangezogen. Abbildung 8.12 (links) zeigt die starre Befestigung des bestehenden Auflieger-Aufbaus. Das starre Verbindungsstück dient hierbei auch als Anschlag für den Endspriegel (Pos.1, 2). Da am Endspriegel die Drehverschlüsse der Hecktüren eingreifen, muss dieser mit dem Endrungschiebling in vertikaler Richtung fluchten. Daher wird die Geometrie auf den Schiebling verlegt (Pos.3, 4). Durch einen Bolzen (Pos.5), welcher über die Aufnahmebleche des Schieblings geführt wird, wird das Endstück drehend gelagert. Die angeschweißte Buchse (Pos.6) dient zusätzlich als Fixierung in axialer Richtung.

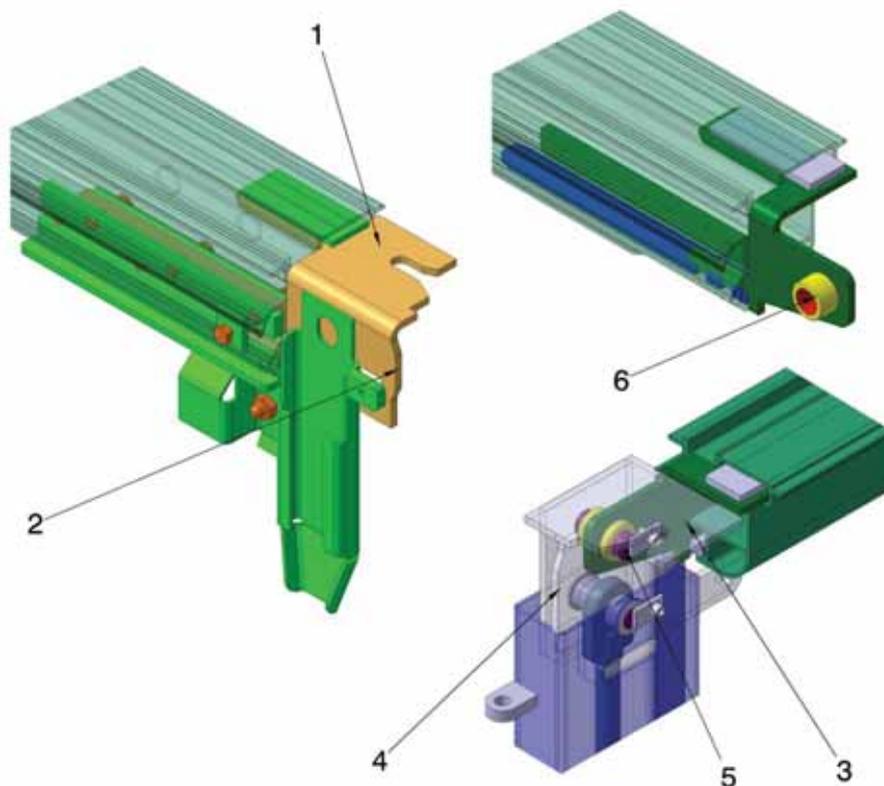


Abbildung 8.12: Bestehendes Längsholm-Endstück und modifiziertes Längsholm-Endstück

### 8.3.4 Bewegliche Mittelrunge mit Längsholm

Nach ersten Versuchen die bestehende Endrunge für den Prototyp abzuändern und weiter zu verwenden, wurde jedoch aus Gründen der Festigkeit eine komplett neue Mittelrunge entworfen (siehe Anhang A7). Durch das Wegfallen des Längsholms als zusätzliches Auflager für die Mittelrunge, entfallen nun die gesamten auftretenden Seitenkräfte bei Kurvenfahrt auf die nun nur mehr einseitig am Rahmen befestigten Mittelrunge. Zu diesem Zweck wird anstelle eines einfachen Hohlprofils wie anfänglich vorgesehen, ein massiver Rungenschuh (Pos.1) wie in Abbildung 8.13 ersichtlich, eingesetzt. Als Standrohr kommt ein geschlitztes Hohlprofil (Pos.2) mit zusätzlich angebrachten Verstärkungswinkeln zum Einsatz. Das so verstärkte Hohlprofil ist mit dem Rungenschuh durchgehend verschweißt.

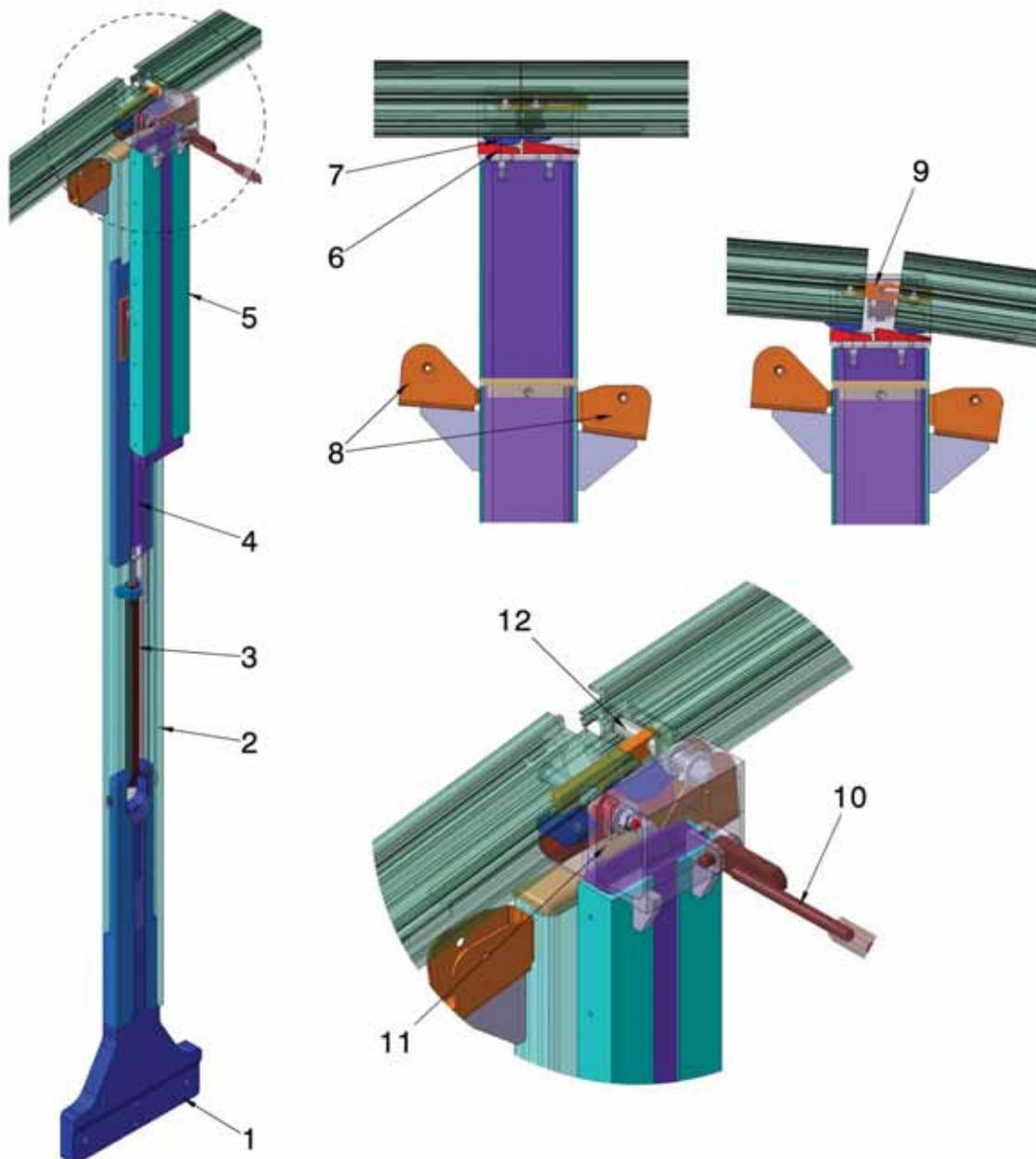


Abbildung 8.13: Detailentwurf der beweglichen Mittelrunge

Durch die Verwendung eines einfachwirkenden Hydraulikzylinders (Pos.3) ist ein Unterbringen im Hohlprofil der Runge möglich. Herstellerseitig ist der Hydraulikzylinder nicht in der benötigten Länge lieferbar, weshalb eine einfache Hubbegrenzung durch Anbringen eines Rohres, welches zwischen Zylinderrohr und angeschraubten Kolbenstangekopf liegt, realisiert wird. Durch dieses Rohr kann der Zylinder nicht mehr in Endlage einfahren, der Hub ist so auch über die Rohrlänge genau einstellbar. Der Zylinder ist direkt am Rungenschuh angeschraubt und zusätzlich am oberen Ende über eine Lasche am Standrohr gesichert.

Da es im Bereich der beweglichen Mittelrunge an der Seitenplane geometrisch bedingt zu einem Zusammenfallen beim Einfahren kommt, muss genügend Raum für die Plane geschaffen werden. Damit dies erreicht wird, ist der Schiebling versetzt ausgeführt. Die erste Komponente (Pos.4) führt hierbei den Schiebling im Standrohr und ist über Formrohre mit dem seitlich versetzten zweiten Bauteil (Pos.5) verbunden. Mehrere Zugfedern sollen dafür sorgen, dass die Plane in den vorgesehenen Zwischenraum gleitet. Konstruktionsbedingt wird in diesem Bereich die vorgegebene Mindest-Laderaumbreite aus der Anforderungsliste unterschritten. Aufgrund der Position führt dies jedoch nur bei hohen und gleichzeitig breiten Gütern oder beim Übereinanderstapeln von Waren zu Problemen und ist aus diesem Grund vertretbar. Weiters erkennt man die Gleitführungen am Schiebling (Pos.6) und am Längsholm (Pos.7). Die in Abbildung 8.13 in der Mitte befindlichen Darstellung zeigt die Mittelrunge im ausgefahrenem und rechts davon im eingefahrenem Zustand. Das Sicherungsstück (Pos.9) dient als formschlüssige Verbindung der beiden Längsholme, wenn sich der variable Aufbau im abgesenkten Zustand befindet. Als Befestigung für die fixen Latten sind am oberen Ende des Standrohrs beidseitig Lattenhalterungen (Pos.8) angeschweißt. Die benötigten Langlöcher für den Längenausgleich, in welche der Bolzen (Pos.12) eingreift und den Längsholm führt, sind in einem mit dem Schiebling verbundenen und durch ein U-Profil verstärkten Winkel (Pos.11) eingearbeitet. Der Bolzen geht hierbei über die gesamte Breite des Längsholmquerschnitts und verhindert so eine Überbelastung an der Innenseite des Strangprofils. Um die Steifigkeit der Dachkonstruktion zu erhöhen, verbindet eine Zugstrebe (Pos.10) die beiden gegenüberliegenden Mittelrungen.

### 8.3.5 Starre Mittelrunge mit Längsholm

Die starre Mittelrunge stellt die letzte maßgebende Baugruppe dar, und ist in Abbildung 8.14 in mehreren Ansichten dargestellt. Gleich wie die bewegliche Mittelrunge ist auch hier ein stabiler Rungenschuh (Pos.1) vonnöten. Auch das Standrohr (Pos.2), die Verstrebung (Pos.4) sowie die Lagerung (Pos.5) des beweglichen Längsholms (Pos.7) sind gleich ausgeführt. Der fixe Längsholm (Pos.6) verbindet hierbei die Mittelrunge mit der Stirnplatte. Da an dieser Stelle die Seitenplane in ein fix befestigtes und verschiebbares Segment geteilt wird, muss zu diesem Zweck die verwendete Wickelwelle (Pos.3) samt Hebel-Zahnrad-Ratsche mit Sperrklinke und Halterungen an die starre Mittelrunge versetzt werden. Der vordere Teil der Seitenplane lässt sich dadurch wie bei einem Standard-Curtainsider öffnen.

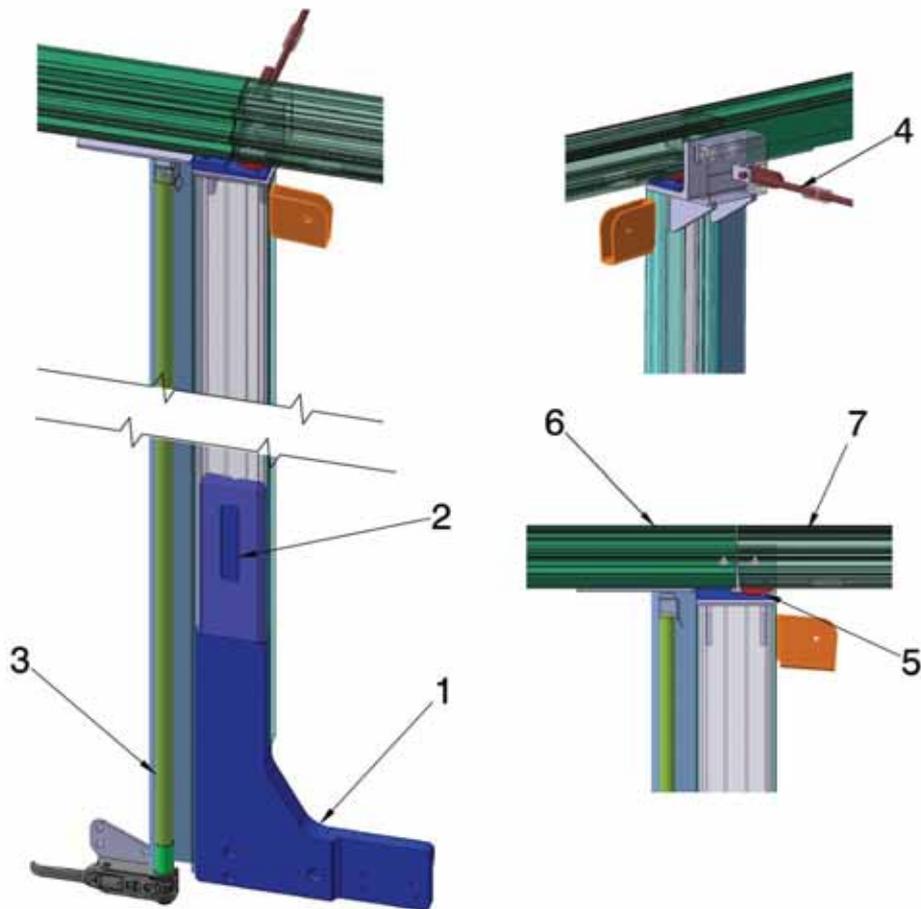


Abbildung 8.14: Detailentwurf der starren Mittelrunge

## 9 Gestalten des gesamten Produkts

Nachdem nun alle gestaltrelevanten Baugruppen vorliegen, werden die noch zu gestalteten Bauteile und Baugruppen entworfen und die bereits bestehenden Entwürfe detailliert. Da die gesamte Fertigungs- sowie die Montagearbeiten an zwei Lohnfertigungsunternehmen abgegeben werden, sind parallel zu diesem Arbeitsschritt bereits erste 2D Zeichnungsableitungen von Komponenten sowie eine Einzelteilstückliste zum Zwecke der Angebotslegung erstellt worden. Hierbei machte sich die Verwendung des Stücklisten Tools in CATIA V5® durch die durchgängige Strukturierung im CAD-System bereits bezahlt, da dadurch nur mehr geringe Änderungen erforderlich waren.

### 9.1 Aufbau des Gesamtprodukts im CAD-System

Der Aufbau und die Strukturierung des 3D-Modells haben in CATIA V5® einen wesentlichen Einfluss auf die spätere Erstellung der Fertigungszeichnungen und den sich darauf befindlichen Stücklisten. Der zuvor erstellte Produktaufbau (siehe Abbildung 8.2) wurde dahingehend abgeändert, dass ein einfacheres Erstellen der Fertigungs- und Montagezeichnungen sowie der Stücklisten möglich ist. Da CATIA V5® ein Zusammenfassen von Bauteilen zur besseren Übersichtlichkeit im Strukturbaum durch das Einfügen einer sogenannten „Komponente“ zwar ermöglicht, diese dann aber wie eine Baugruppe in der Stücklistenfunktion behandelt, konnten solche Struktureinheiten nicht eingesetzt werden, was schließlich zu großen Strukturbäumen in den einzelnen Baugruppen führte. Dieser Nachteil wurde aufgrund der damit verbundenen Zeitersparnis, durch eine fertigungsgerechte Struktur in der Zeichnungs- und Stücklistenenerstellung in Kauf genommen.

Zur Steuerung der Hubposition des variablen Aufbaus in CATIA V5® wird ein in der Gesamtbaugruppe definierter Parameter eingesetzt. Dieser steuert über Beziehungen Parameter in den verschiedenen Unterbaugruppen, welche wiederum Positionsbedingungen steuern. Die Positionsbedingungen wie beispielsweise Offsetbedingung, Kongruenzbedingung oder Winkelbedingung definieren hierbei, wie die Bauteile oder Baugruppen zueinander räumlich angeordnet sind. Im Falle einer rein translatorischen Bewegung reicht im Allgemeinen eine gesteuerte Offsetbedingung zum Bewegen einer Baugruppe aus. Damit dieser Ansatz funktioniert ist es wichtig, dass alle Komponenten die in einer beweglichen Baugruppe eingebaut sind, an keiner Stelle im Strukturbaum fixiert werden dürfen, da der Zusammenbau dadurch überbestimmt ist und eine Aktualisierung damit fehlschlägt.

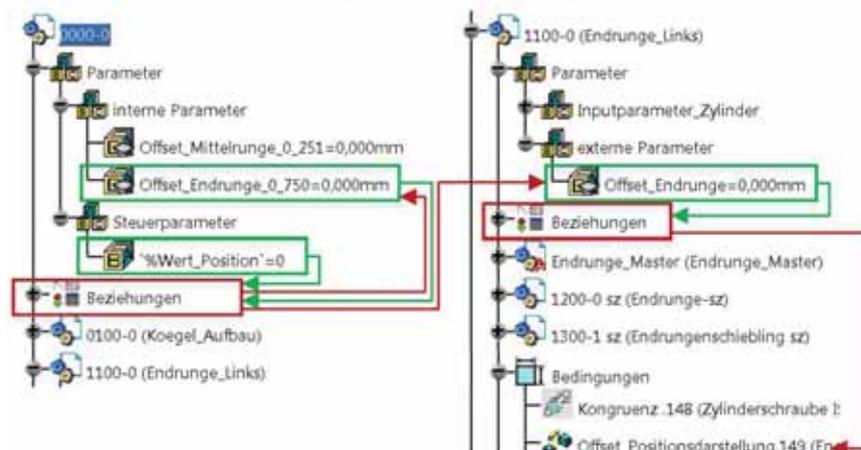


Abbildung 9.1: Parametrische Steuerung der Hubposition

Des Weiteren muss in den CATIA V5®-Optionen im Assembly-Design die Aktualisierung über alle Stufen hinweg aktiviert sein, da sonst nur die aktuell geöffnete Datei von der Aktualisierung betroffen ist. Abbildung 9.1 zeigt die Steuerung der Hubposition in einer untergeordneten Baugruppe durch einen Parameter anhand des Strukturbaums. CATIA V5® verändert das Symbol eines durch eine Beziehung gesteuerten Parameters (Hut).

Die Abbildung 9.2 und 9.3 zeigen den Gesamtentwurf mit den fixen Latten, der Seilrückspannung für die Endrungen, sowie alle Lattenhalterungen für die Einstecklatten im ein- und ausgefahrenen Zustand. Nicht abgebildet sind hierbei die Querspiegel, die Einstecklatten sowie die Verdeck- und Seitenplanen. Sämtliche spiegelbildlichen Baugruppen wie Rungen, Längsholmabschnitte und Latten wurden über die Funktion „Symmetrie“ im *Assembly-Design* auf die gegenüberliegende Seite gespiegelt.



Abbildung 9.2: Darstellung des Gesamtentwurfs mit ausgefahrenem Aufbau

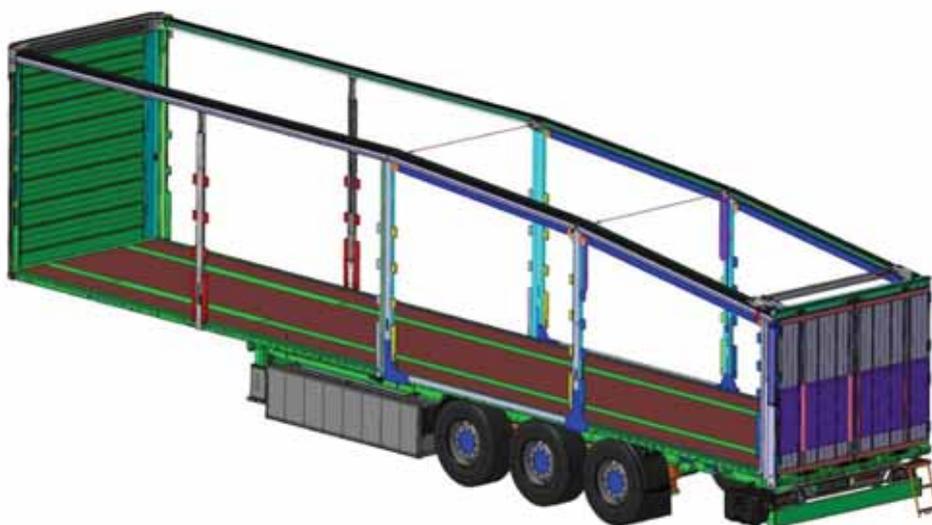


Abbildung 9.3: Darstellung des Gesamtentwurfs mit eingefahrenem Aufbau

## 9.2 Endspiegel

Abbildung 9.4 zeigt den Endspiegel (Pos.1) mit allen angrenzenden Bauteilen. Dadurch, dass der Endspiegel als Verriegelung (Pos.4) für die Hecktüren dient, muss das Abschlussblech (Pos.3) um den Winkel  $2\alpha$  gegenüber dem Längsholm drehbar gelagert sein. Eine einfache Lösung bestand darin, das Verbindungsblech (Pos.2) mit einem zusätzlichen Drehgelenk zu versehen (siehe Abbildung 9.5b, Pos.2.1, und 2.2). Wie bereits beschrieben, besteht der Endspiegel aus zwei Komponenten, welche drehend miteinander verbunden sind, damit das Abschlussblech zum Öffnen des Verdeckes unterstützt durch eine Gasdruckfeder nach oben hochgeklappt werden kann. Um ein undefiniertes Drehen durch das zusätzliche Gelenk zu verhindern, wird der Drehwinkel mechanisch begrenzt.

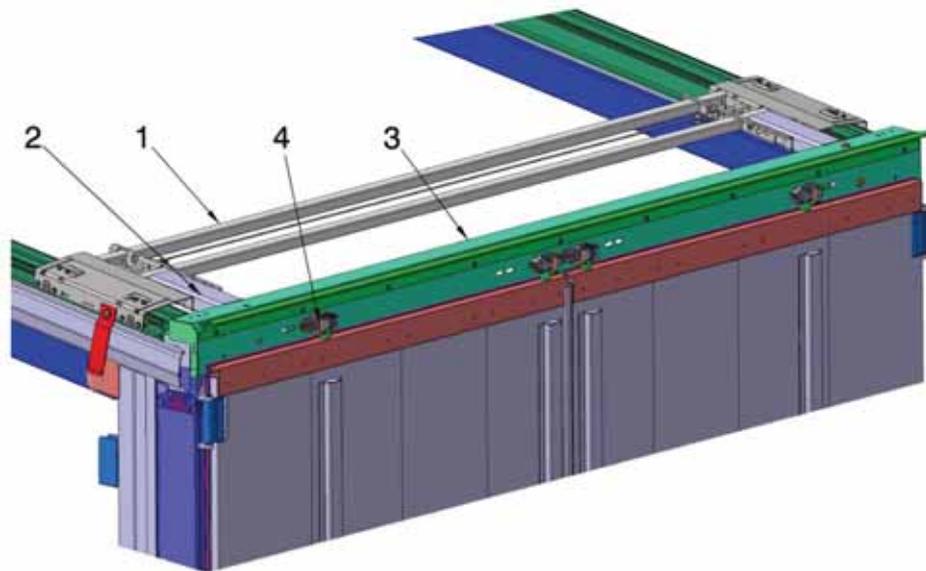


Abbildung 9.4: Darstellung des Endspiegels im eingefahrenem Zustand

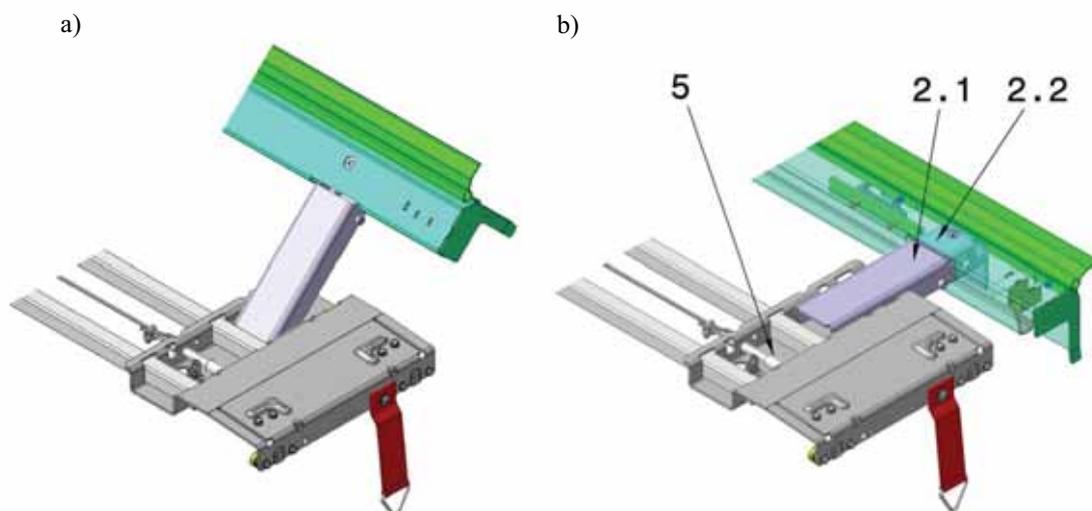


Abbildung 9.5: a) Endspiegel hochgeklappt b) mit zusätzlichem Drehausgleich

### 9.3 Dichtung

Als Nebenfunktion wurde das Abdichten des Laderaums gegenüber äußeren Witterungseinflüssen aufgeführt. Vor allem in den Übergangsbereichen der Mittelrungen und im Heckbereich mussten erwartungsgemäß Kompromisse eingegangen werden.

#### 9.3.1 Mittelrunge

Im Bereich der beweglichen Mittelrunge gilt dies vor allem im gesenkten Zustand des Aufbaus. Hier ergibt sich durch den Längenausgleich ein Bereich (siehe Abbildung 9.6 in rot), welcher entweder durch Aufkleben eines dünnen dehnbaren Gummis oder durch Überlappen des PVC-Dichtprofils (Pos.2) abgedeckt werden muss. Die fixierten Latten (Pos.1) sind so angeordnet, dass die PVC-Dichtungen sich von außen an die Latten legen und den Laderaum abdichten. Im vorderen Bereich an der fixen Mittelrunge liegt die PVC-Dichtung immer an der Außenseite der Latte an. Dadurch entsteht beim Absenkvorgang eine Scherenbewegung, die es der Dichtung ermöglichen soll, an der Außenseite entlangzuleiten. Dasselbige ergibt sich für den hinteren Bereich, sofern die Mittelrunge vor der Endrunge oder die Endrunge vor der Mittelrunge auf Endposition gebracht wird. Inwieweit sich die Dichtung in der Realität so verhält, wie angenommen, kann nur durch Versuche am Prototyp selbst geklärt werden.

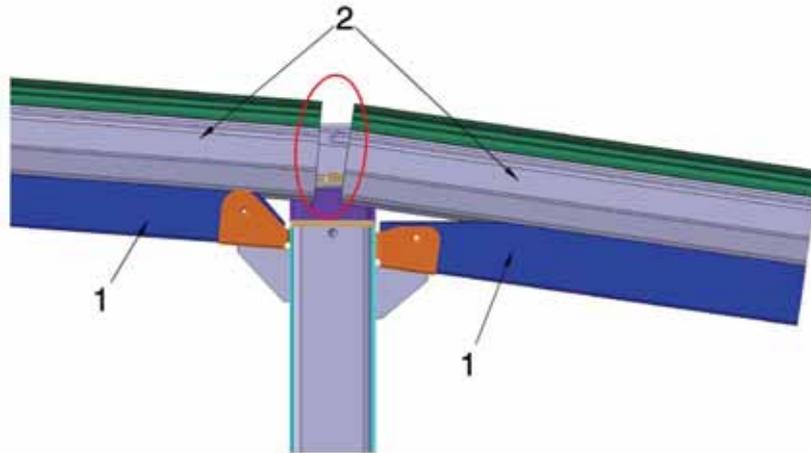


Abbildung 9.6: Seitenansicht der beweglichen Mittelrunge im eingefahrenen Zustand

### 9.3.2 Hecktüren

Durch das gewählte Lösungskonzept entsteht bei hochgefahrenem Aufbau am Übergang zwischen Abdeckblech der Hecktür und Endrunge, bedingt durch die Scharniere, ein 25mm großer Spalt (siehe Abbildung 9.5a), welcher wie erwähnt durch eine Bürstendichtung abgedichtet wird. Am Umfang der verwendeten Türsegmente sorgen die bestehenden Omega-Dichtungen (Pos.1, 2) für die nötige Abdichtung. Im eingefahrenen Zustand liegen die Türdichtungen über den vollen Umfang an.

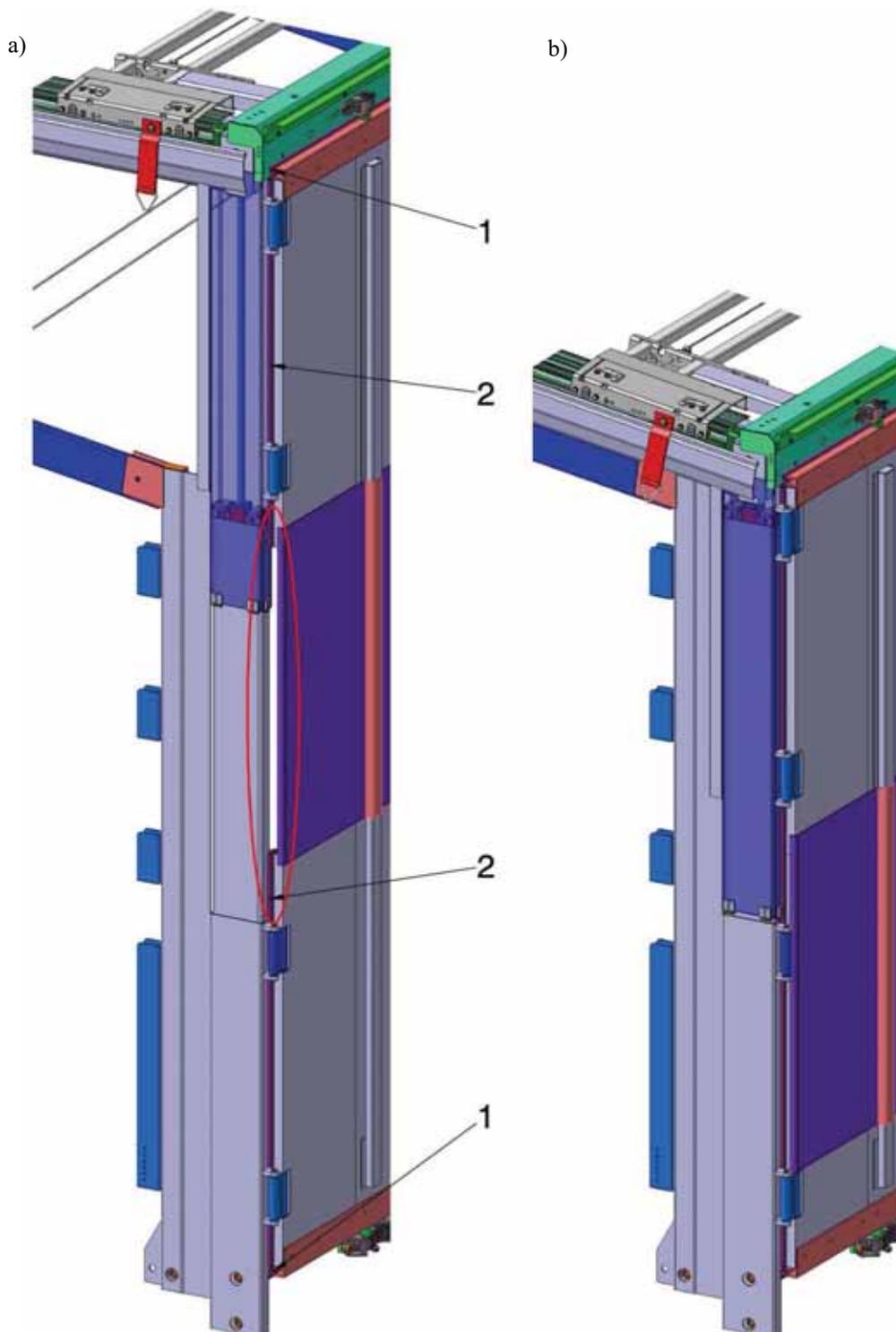


Abbildung 9.7: Hecktür mit Endrunge a) eingefahren, b) ausgefahren

### 9.3.3 Planenspanner an der Endrunga

Ein noch offener Punkt ist das Spannen und Abdichten der Seitenplane im ausgefahrenen Zustand gegenüber dem Endrungschiebling. Da am Schiebling keine großen hinderlichen Spannsysteme, welche ein reibungsloses Hineinfallen der Seitenplane in den Laderaum behindern würden, zum Spannen und Abdichten eingesetzt werden können, wird anstelle dieser ein platzsparender Drehmechanismus verwendet. Die Abbildung 9.8 zeigt den Planenspannmechanismus in offener und gespannter Endposition. Das Abdichten der Seitenplane erfolgt gegen das am Schiebling befestigte Anschlagblech (Pos.2). Durch die Drehbewegung um die Drehachse werden die an der Plane angebrachten Planenhaken (Pos.4) über das vertikal verlaufende Spannblech (Pos.1) gespannt und gegen das Anschlagblech gepresst. Die gelenkige Lagerung des Spannblechs erfolgt hierbei wie bei einem Scharnier.

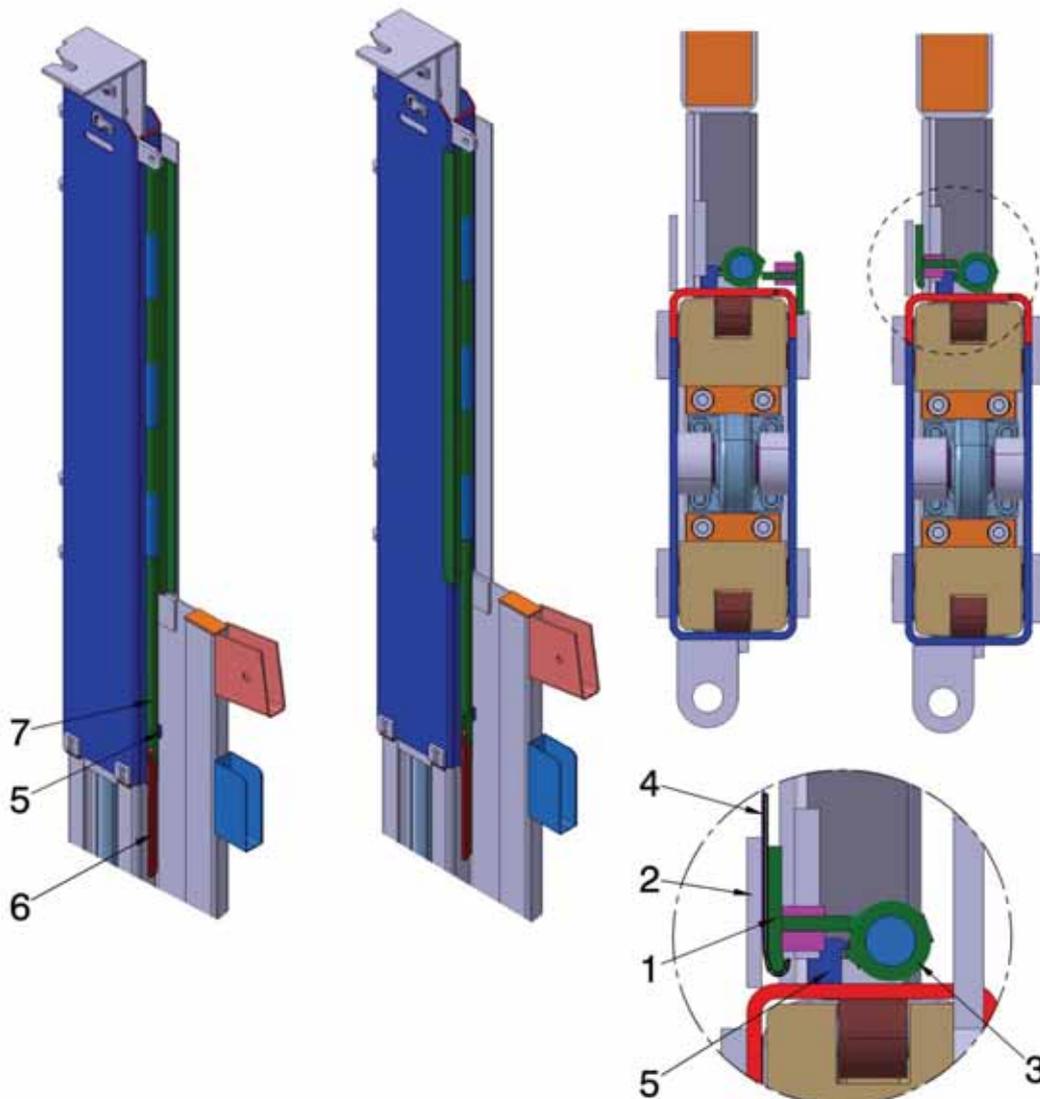


Abbildung 9.8: Planenspanner an der Endrunga

Ein Schnappmechanismus (Pos.3, 5) sorgt für die Aufrechterhaltung der Spannkraft. Zum Öffnen muss das Torsionsrohr (Pos.7) mit Hilfe des Drehhebels (Pos.6) entriegelt werden. Durch die Lage des Spannhebels (1,7m über der Ladefläche), sollte das manuelle Ver- und Entriegeln kein Problem darstellen. Der Spannmechanismus dient gleichzeitig als Arretierung für den Schiebling im ausgefahrenen Zustand des variablen Aufbaus. In entriegelter Position legt sich das Spannblech an die Innenseite des Schieblings an und stört somit nicht beim Be- und Entladevorgang.

#### 9.4 Hydropneumatisches System

Das hydropneumatische System (Pos.1, Abbildung 9.9) wird auf der Fahrerseite hinter der letzten Aufliegerachse über eine einfache Halterung am Rahmen montiert. Diese Position ermöglicht kurze Leitungswege zu den einzelnen Hydraulikzylindern sowie einen einfachen Anschluss ans Druckluftbordnetz. Die Anbindung erfolgt hierbei über die direkt angrenzende Steuereinheit für die Hebe- und Senkanlage des Aufliegers (siehe Anhang A9)

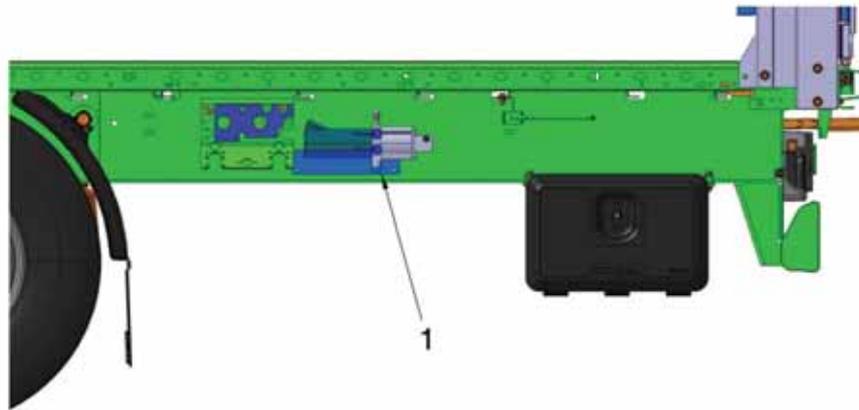


Abbildung 9.9: Heckbereich mit hydropneumatischem Hydraulikaggregat in der Seitenansicht

#### 9.5 Seil-Rückspannsystem für die Endrunge

Als Seil wird ein handelsübliches verzinktes Stahlseil eingesetzt. Der erforderliche Durchmesser von 8mm ergibt sich aus der im Anhang A5 ermittelten Seilkraft mit einer gewählten Sicherheit von  $S=2$  für die Mindestbruchkraft. Die Befestigung am Schiebling erfolgt über eine Aluminium Pressverbindung, wobei die Kausche mit Seil direkt durch die dafür vorgesehene Bohrung geführt wird. Um ein Einstellen der Seillänge auf die Hubhöhe zu ermöglichen, wird ein geschmiedetes Seilspannschloss verwendet. Zur Befestigung des Seils am Rungenschuh der beweglichen Runge, wird eine Öse des Spannschlusses direkt über eine Ausgleichshülse am Rungenschuh angeschraubt.

## 9.6 Gesamtprodukt

Die Abbildung 9.10 und 9.11 zeigen eine Gesamtansicht des Sattelauflegers mit den Seitenplanen und der Verdeckplane. Die Seitenplane ist wie bereits erläutert an der starren Mittelrunge geteilt, an der sich auch der Planenspanner befindet. Der vorne liegende Planenabschnitt (Pos.1) kann wie üblich geöffnet werden. Der Planenabschnitt (Pos.2) in den letzten beiden Rungenfeldern wird am Rahmen, den Mittelrungen, der Endrunge und den schräg verlaufenden Latten befestigt. Die Abbildung zeigt ebenfalls den nach innen fallenden Planenabschnitt (Pos.3).

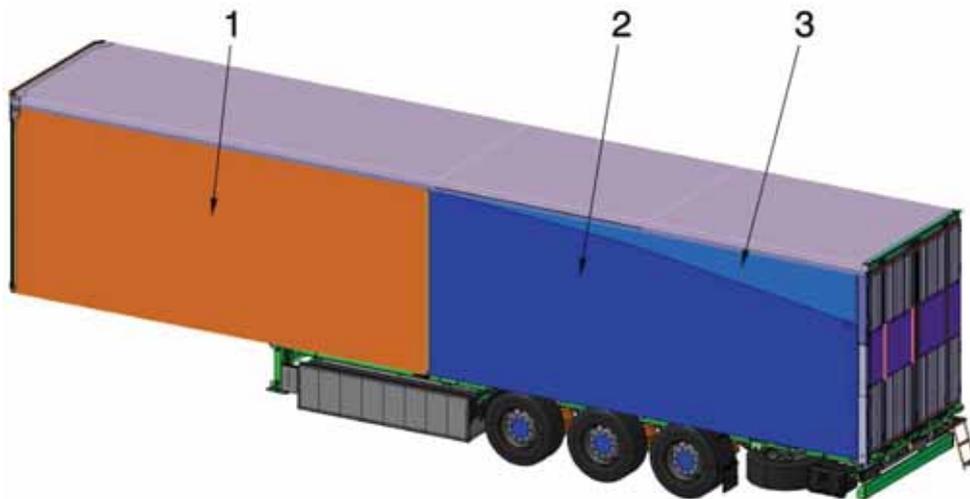


Abbildung 9.10: Gesamtansicht ausgefahren

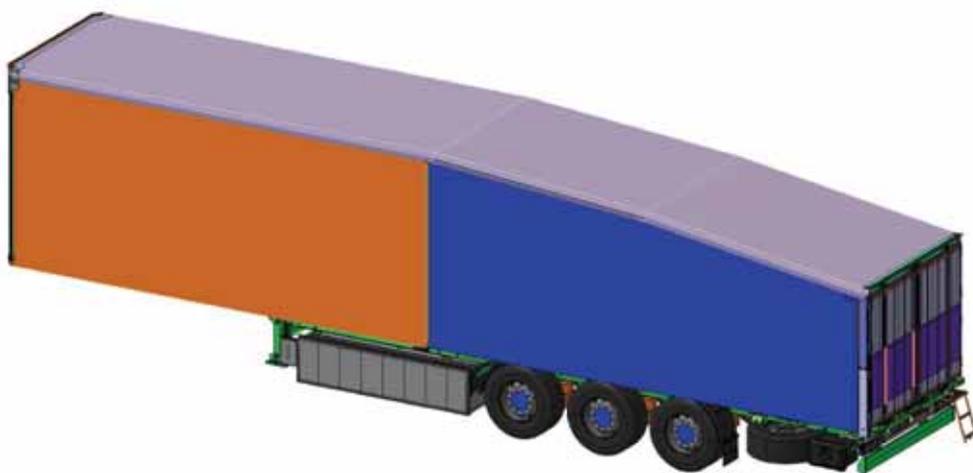


Abbildung 9.11: Gesamtansicht eingefahren

## 10 Produktdokumentation

Das Ausarbeiten stellt die vierte und letzte Phase der Produktentstehung dar, und bestimmt maßgeblich die technische Funktion, den Fertigungsablauf, die Fertigungskosten und die Qualität des Produktes. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf der Erarbeitung der Fertigungsunterlagen, allen voran sind das Einzelteil- oder Werkstattzeichnungen und Stücklisten, sowie soweit erforderlich Gruppen-Zeichnungen und Gesamt-Zeichnungen. Neben den Unterlagen zur Fertigung gehören je nach Produktart und Fertigungsart (Einzel-, Kleinserien, oder Großserienfertigung) auch Montage- und Transportvorschriften, Prüfvorschriften zur Qualitätssicherung, Betriebs-, Wartungs- und Instandhaltungsanleitungen. [9]

Die vorliegende Arbeit beschränkt sich hierbei auf die Erstellung aller notwendigen Produktdokumente für die Fertigung und Montage der Einzelteile und Baugruppen. Als Erzeugnisgliederung wurde wie bereits erwähnt eine fertigungs-, und montageorientierte Struktur gewählt und im CAD-System soweit abgeändert.

### 10.1 Erstellen der Fertigungsunterlagen

Das Erstellen von normgerechten Fertigungsunterlagen nimmt mitunter einen großen Anteil der Projektarbeitszeit ein. Mit modernen CAD-Systemen wie CATIA V5® können Fertigungszeichnungen direkt aus der 3D-Geometrie abgeleitet werden. Die so erstellten Zeichnungen sind assoziativ zum 3D-Modell. Das heißt, eine Änderung der 3D-Geometrie wird von der abgeleiteten 2D-Zeichnung übernommen. Dadurch ist es möglich, bereits während der 3D-Detaillierung des Entwurfs, mit der Erstellung von terminbestimmenden Fertigungsunterlagen zu beginnen bevor der endgültige Entwurf abgeschlossen ist. Dabei sollte aber darauf geachtet werden, dass nur solche Bauteile oder Baugruppen abgeleitet werden, bei denen mit keinen großen Änderungen mehr zu rechnen ist, da sonst zusätzlicher Zeit für das Aktualisieren und Wiederaufbereiten der Fertigungszeichnungen aufgewendet werden muss.

### 10.2 Vorgehensweise im CAD-System

Für eine normgerechte Zeichnungserstellung wurden die CATIA V5®-Standards für die Bemaßungen angepasst und Zeichnungsvorlagen erstellt. Zur automatischen Befüllung des Schriftkopfes, mit den in der 3D-Datei hinterlegten bauteilspezifischen Informationen, wurde das frei erhältliche „Title Block Editor“ Tool von CATIA V5® verwendet. Vor allem Gruppen-Zeichnungen mit den entsprechenden Endpositionen darzustellen erfordert im gewählten CAD-System eine spezielle Herangehensweise. Da in der *Drafting-Design* Umgebung für das Erstellen von Positionsdarstellungen kein spezielles Tool zur Verfügung gestellt wird, gibt es, um dennoch eine normgerechte Positionsdarstellung zu erstellen, mehrere Wege. Eine Variante wäre es, sämtliche abzubildenden Bauteile und Baugruppen in den darzustellenden Positionen erneut einzubauen und dementsprechend ein- und auszublenden. Diese Variante wird vor allem in der Automobilbranche angewendet, da sie vollkommen assoziativ ist. Das heißt, Positionsänderungen werden automatisch in der Zeichnungsableitung und den entsprechenden Ansichten übernommen. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die erforderlichen Komponenten direkt im *Drafting-Design* zu kopieren und in der Ansicht an einer anderen Position wieder einzufügen und zu bemaßen. Hierbei geht jedoch der Bezug der kopierten Elemente zum 3D-Modell verloren. Bei einer Änderung muss dieser Vorgang wiederholt werden.

Eine weitere Variante besteht darin, im 3D-Modell Szenen mit den verschiedenen Positionen zu erstellen und diese dann im *Drafting-Design* zu überlagern (zwei Ansichten übereinandergelegt). Hierbei verliert die 2D-Ansicht zwar nicht den Bezug zum 3D-Element, jedoch können keine Bemaßungen zwischen den überlagerten Ansichten erstellt werden. Für die Baugruppenzeichnungen wurde, aufgrund der einfachen Anwendung und Erstellung von Szenen die letzte Alternative verwendet. Grundsätzlich empfiehlt es sich, beim Ableiten von Baugruppen in CATIA V5® auf Szenen zurückzugreifen, da hier das Einstellen von Grafikeigenschaften und das Ein- und Ausblenden von Komponenten einfacher möglich ist als direkt über die Eigenschaften im *Drafting-Design* Modus.

Abbildung 10.2 auf der nächsten Seite zeigt die Zusammenstellungszeichnung der Endrunge mit Stückliste. Aus Platzgründen wird auf die Darstellung aller technischen Zeichnungen verzichtet. Diese sind in der beiliegenden CD ROM enthalten. Neben der Stückliste auf den einzelnen Gruppen-Zeichnungen werden eine Gesamtstückliste sowie eine Zeichnungsliste erstellt. In Abbildung 10.1 ist ein Auszug aus der Zeichnungsliste abgebildet. Die vollständige Zeichnungsliste befindet sich im Anhang A8.

**Zeichnungs-, Stückliste TruckAero**

Teile.Nr.:	Zeichng.Nr.:	Benennung	Material	Menge	Bemerkung	Blattgr.:
<b>Endrunge</b>						
1100-0	1100-0	Endrunge_A2		2	1x wie gez, 1x gesp.	
1101-0	1101-0	Zylinderlagerbock	S355J2G4	4		A4
1102-0	1102-0	Gleitlagerring 1	CuZn37 F37	4		A4
1103-0	1103-0	Gleitlagerring 2	CuZn37 F37	8		A4
1104-0	1104-0	Fuehrung schmal	POM	4	Führung anpassen	A4
1105-0	1105-0	Fuehrung breit	POM	8	Führung anpassen	A4
1200-0 sz	1200-0 sz	Endrunge		2		A1
1201-0	1201-0	FR 140x50x3-1515,5	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1202-0	1202-0	Rungenfuehrung	S355J2G3	2		A3
1203-0	1203-0	FR 50x30x3-2018	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A4
1204-0	1204-0	FL 80x3-2012	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A4
1207-0	1207-0	BL 1207	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A4
1208-0	1200-0	FL 125x3-27	S235J2G3	2		
1209-0	1209-0	Arretierblech	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1210-0	1210-0	Lattenhalter	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1211-0	1211-0	Lattenhalter 2	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1212-0	1212-0	Zentralstueck	S355J2G3	4		A3
1213-0	1200-0	Versteifungsblech	S355J2G3	2		
1300-1 sz	1300-1 sz	Endrungenschiebling				A2
1301-0	1301-0	Schieblingfuehrung	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1302-0	1302-0	Zylinderbuchse 1	S355J2G3	2		A4
1303-0	1303-0	Zylinderbuchse 2	S355J2G3	2		A4
1305-0	1305-0	BL 1305	S235J2G3	8		A4
1306-0	1306-0	BL 1306	S235J2G3	4		A4
1307-0		FL 30x3-770	S355J2G3	2		
1350-1 sz	1350-1 sz	Schieblingaufnahme				A3
1351-0	1351-0	BL 1351	S235J2G3	2		A4
1352-0	1352-1	BL 1352	S235J2G3	2		A4
1353-0	1353-0	BL 1353	S235J2G3	2		A4
CD25_18 G 750 S	CD25_18 G 750 S	Hydraulikzylinder CD25/18 G 750 S				

Abbildung 10.1: Auszug aus der Zeichnungsliste



## 11 Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war es, im Rahmen des Forschungsprojekts „TruckAero“, einen variablen Aufbau für einen Standard-Sattelaufliieger zu entwickeln, sowie sämtliche Unterlagen für den nachfolgenden Prototypenbau auszuarbeiten. Der Prototyp soll dabei in späteren durchgeführten Fahrversuchen Aufschluss über die Einsparpotentiale in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch geben und auch die Praxistauglichkeit dieses Konzepts nachweisen. Als Plattform für den variablen Aufbau und den nachfolgenden Prototypenentwicklung diente ein Curtainsider-Aufliieger der Firma Kögel GmbH & Co. KG.

Als Herangehensweise für die Entwicklung und Konstruktion wurde das methodische Vorgehen nach VDI 2221 gewählt. In Zusammenarbeit mit den Projektbeauftragten wurde als erstes eine Anforderungsliste erstellt, welche als Basis für alle nachfolgenden Entscheidungen diente. In der anschließenden Konzeptphase wurden die benötigten Funktionen beschrieben und speziell auf die gefundenen Teillösungskonzepte zur Realisierung der Funktionen eingegangen und diese ausführlich beschrieben. Abschließend wurden alle gefundenen Lösungen übersichtlich in einem morphologischen Kasten eingetragen. Auf Basis dieser detaillierten Ausarbeitung erfolgte eine erste Bewertung und Selektion aller gefundenen Teillösungen. Ausgehend von den vielversprechendsten Lösungen wurden drei Konzepte vorgestellt und im Anschluss einer genaueren Bewertung unterzogen. In der darauf folgenden Entwurfsphase wurde das präferierte Konzept ausgelegt und konstruiert, sowie die einzelnen Baugruppen anhand von Abbildungen näher erläutert und das Vorgehen im gewählten CAD-System vorgestellt. In der gesamten Konstruktion wurde neben den Einhaltung aller Anforderungen im Speziellen auf eine einfache, robuste, leicht bedienbare und fertigungsgerechte Konstruktion Wert gelegt. Durch eine frühe Einbindung der beiden Fertigungsunternehmen in den Konstruktionsprozess konnte zusätzliches Fertigungswissen in die Konstruktion mit einfließen. Nach dem Modellieren des gesamten Produkts wurden im letzten Schritt alle für die Fertigung relevanten Unterlagen erstellt und beispielhaft vorgestellt.

## Literaturverzeichnis

- [1] Eurostat 2013, Verfügbar unter: <http://ec.europa.eu/eurostat/web/transport/data/database>, [Datum des Zugriffs: 19.2.2015].
- [2] BMVI, Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, Verfügbar unter: <http://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Artikel/UI/amtliche-gueterkraftverkehrsstatistik.html>, [Datum des Zugriffs: 20.2.2015].
- [3] Verkehr, *Aerodynamischer Lkw*, Verfügbar unter: <http://www.verkehr.co.at/epaper/2015/verkehr-2015-08/>, [Datum des Zugriffs: 15.4.2015].
- [4] E. Hoepke und S. Breuer, *Nutzfahrzeugtechnik*, 7. Auflage, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2013, 978-3-8348-1795-2.
- [5] DON-BUR, Verfügbar unter: <http://www.donbur.co.uk/index.php>, [Datum des Zugriffs: 15.4.2015].
- [6] S. Stadler, *Aerodynamische Optimierung von Fernverkehr-Sattelzügen*, Institut für Fahrzeugtechnik TU-Graz, 2010.
- [7] VDI 2221, *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, Düsseldorf: Beuth-Verlag, 1993.
- [8] Dassault System CATIA V5®, <http://www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/>.
- [9] G. Pahl, W. Beitz und et.al, *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*, 7.Auflage, Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 2007, ISBN-10 3-540-34060-2.
- [10] F. Rieg und R. Steinhilper, *Handbuch Konstruktion*, München Wien: Carl Hanser Verlag, 2012, ISBN 978-3-446-43000-6.
- [11] B. Gartlacher, *Möglichkeiten zur Unterstützung des Methodischen Konstruierens bei der Entwicklung technischer Produkte*, Technische Universität Graz, 2014.
- [12] MAN Truck & Bus AG, Verfügbar unter: <http://www.truck.man.eu/de/de/fernverkehr/tgx-d38/uebersicht/TGX-D38.html>, [Datum des Zugriffs: 04.04.2015].
- [13] Jost, Verfügbar unter: <http://catalogues.jost-world.com/de/jost-truck-trailer/sattelkupplungen-und-montageplatten/allgemeine-hinweise/produktuebersicht.html>, [Datum des Zugriffs: 04.04.2015].
- [14] Kögel GmbH & Co.KG, Verfügbar unter: <http://www.koegel.com/de/mediathek>, [Datum des Zugriffs: 16.4.2015].
- [15] MAN Nutzfahrzeuge AG, *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik: Basiswissen LKW und Bus*, Bonn: Kirschbaum Verlag, 2008, ISBN: 3-528-03959-0.
- [16] Schmitz Cargobull, *Die Planenfahrzeuge, Das Produktprogramm*, Verfügbar unter: [www.cargobull.com](http://www.cargobull.com), [Datum des Zugriffs: 16.3.2015].
- [17] Bernard Krone Holding GmbH, Verfügbar unter: <http://www.krone-trailer.com/english/download/bilder/mega-liner-variofloor>, [Datum des Zugriffs: 20.03.2014].
- [18] Amtsblatt der Europäischen Union, *Verordnung (EU) Nr. 1230/2012*, Verfügbar unter: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:353:0031:0079:DE:PDF>, 2012.

- [19] Nr.60. KDV-Novelle, 290/2014, BGBl. II, Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Verfügbar unter: [https://www.ris.bka.gv.at/Dokumente/BgblAuth/BGBLA\\_2014\\_II\\_290/BGBLA\\_2014\\_II\\_290.pdf](https://www.ris.bka.gv.at/Dokumente/BgblAuth/BGBLA_2014_II_290/BGBLA_2014_II_290.pdf).
- [20] Richtlinie 96/53/EG, Verfügbar unter: <http://eur.lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2002:067:0047:0049:DE:PDF>, [Datum des Zurgriffs: 5.3.2015].
- [21] Flaemig, *Lastzugkombinationen in Skandinavien*, Verfügbar unter: <http://www.forschungsinformationssystem.de/servlet/is/255098/>, [Datum des Zugriffs: 2.3.2015], 2014.
- [22] N. f. L. lasiportal, Verfügbar unter: <http://www.lasiportal.de/service/verkehrssicherheit/mangelnde-ladungssicherung-ist-grob-fahrlaessig-4110.php>, [Datum des Zugriffs: 21.3.2015].
- [23] Straßenverkehrsordnung §61 Abs.1 StVO 1960, Verfügbar unter: <https://www.ris.bka.gv.at/GeltendeFassung.wxe?Abfrage=Bundesnormen&Gesetzesnummer=10011336>, [Datum des Zugriffs: 27.2.2015].
- [24] DIN EN 12642, *Ladungssicherung auf Straßenfahrzeugen, Aufbauten an Nutzfahrzeugen, Mindestanforderungen*, Deutsche Fassung, CEN, 2006.
- [25] Berufskraftfahrer-Zeitung 09/05, *Der Aufbau als Element der Ladungssicherung*, Verfügbar unter: [http://www.ladungssicherung.de/content/download/BKF\\_2005/08-10\\_LaSi.pdf](http://www.ladungssicherung.de/content/download/BKF_2005/08-10_LaSi.pdf), [Datum des Zugriffs: 23.2.2015].
- [26] Kögel GmbH & Co. KG, *Betriebsanleitung Pritschenfahrzeuge, Cargo Light, Mega Sattel, Euro Trailer*.
- [27] J. Riegler, Projektarbeit: *Konstruktive Umsetzung von aerodynamischen Modifikationen an schweren Nutzfahrzeugen*, Institut für Fahrzeugtechnik TU-Graz, 2011.
- [28] Europäisches Patent EP 2570283 B1, Utility vehicle, Anmeldedatum: 14.09.2011, Veröffentlichung: 23.04.2014, Hirz Mario, Severin Stadler.
- [29] J. Ponn und U. Lindemann, *Konzeptentwicklung und Gestaltung technischer Produkte*, 2.Auflage, Heidelberg Dordrecht London New York: Springer Verlag ISBN:978-3-642-20579-8, 2011.
- [30] VDI/VDE 3694, *Lastenheft/Pflichtenheft für den Einsatz von Automatisierungssystemen*, Beuth-Verlag.
- [31] U. Clausen und G. Christiane, *Verkehrs- und Transportlogistik*, 2.Auflage, Berlin: Springer Verlag, 2013, ISBN 9783540342984.
- [32] VDI 2222 Blatt 1, *Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien*, Düsseldorf: Beuth-Verlag, 1997.
- [33] K. Roth, *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen Band 1*, Bd. 1, 3.Auflage, Berlin: Springer Verlag, 2000, ISBN: 3540671420.
- [34] W. Bahmann, *Werkzeugmaschinen kompakt: Baugruppe, Einsatz und Trends*. 21.Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg 2013, 2013, ISBN: 978-3-658-03747-5.
- [35] Hochleitner, *Werkzeugmaschinen*, Vorlesungsskriptum, Institut für Fertigungstechnik, Technische Universität Graz, 2012.

- [36] H. Grollius, *Grundlagen der Hydraulik*, 6. Auflage, München: Carl Hander Verlag, 2012, ISBN 978-3-446-43081-5.
- [37] Watter H., *Hydraulik und Pneumatik: Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation*, 2. Auflage, Wiesbaden: Vieweg Teubner Verlag, 2008, ISBN: 987-3-8348-0539-3.
- [38] Bosch Rexroth Hydraulikzylinder, Verfügbar unter:[http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r\\_17017/rd17017\\_2008-08.pdf](http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_17017/rd17017_2008-08.pdf), [Datum des Zugriffs: 19.13.2015].
- [39] K. Conrad, *Grundlagen der Konstruktionslehre: Methoden und Beispiele für den Maschinenbau und die Gerontik*, 6. Auflage, München: Hanser Verlag, 2013, ISBN 978-3-446-43533-9.
- [40] M. Knoll, Bachelorarbeit, *Analyse von Ausführungsvarianten unterschiedlicher Hubantriebssysteme für Nutzfahrzeuge*, Institut für Fahrzeugtechnik, TU-Graz, 2014.
- [41] Frauenrath, Link-Management in Catia V5, Verfügbar unter: <http://news.cad.de/pdf/TTCATIA0910.pdf>, [Datum des Zugriffs: 9.4.2015].
- [42] Aros Hydraulik GmbH, *Ermittlung der zulässigen Knicklast*, Verfügbar unter: <http://www.aros-hydraulik.de/download.html>, [Datum des Zugriffs: 5.11.2014].
- [43] WABCO AG, *TEBS E Systembeschreibung*, Verfügbar unter: [inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/93/8150200933.pdf](http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/93/8150200933.pdf), [Datum des Zugriffs: 15.1.2015].
- [44] Kuratorium für Verkehrssicherheit, „Rollendes Risiko“, 2009. Verfügbar unter: <http://www.kfv.at/kfv/presse/presseaussendungen/archiv-details/artikel/641/>. [Zugriff am 2015].
- [45] Trailer Journal, *Der europäische Einkaufsführer*, <http://ebook.stuenings-medien.de/flipbook/trailerjournal/files/assets/common/downloads/publication.pdf>: Stünings Medien, 2014/2015.
- [46] DIN 15020 Blatt1, Hebezeuge: *Grundsätze für Seiltriebe, Berechnung und Ausführung*, Beuth-Verlag, 1974.
- [47] Kraftfahrgesetz §101 Abs.1 lit.e KFG 1967, Verfügbar unter: <https://www.ris.bka.gv.at/Dokument.wxe?Abfrage=Bundesnormen&Dokumentnummer=NOR40109533>, [Datum des Zugriffs: 26.2.2015].
- [48] Forum catia.cad.de, Verfügbar unter: <http://catia.cad.de/index.php/downloads/scripts/248-catia-v5-title-block-editor>, [Datum des Zugriffs: 5.1.2015].
- [49] K. Ehrenspiel, A. Kiewert und U. Lindemann, *Kostengünstiges Entwickeln und Konstruieren*, Bd. 6, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [50] D. Muhs, H. Wittel und et.al, *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*, 17. Auflage, Wiesbaden: Vieweg 2005, 2005, ISBN 3-528-17028-X.
- [51] PTC® MathCad 15 Konstruktionsberechnungs-Software, Verfügbar unter: <http://de.ptc.com/product/mathcad>.

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Aerodynamisch günstiger Auflieger [5].....	1
Abbildung 1.2: Projektplan der Prototypentwicklung.....	2
Abbildung 1.3: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren [7] .....	4
Abbildung 2.1: Bild a) zeigt eine Sattelzugmaschine [12], b) Sattelkupplung [13], c) Standard-Sattelauflieger [14].....	5
Abbildung 2.2: Motoranordnungen von Sattelzugmaschinen, a) Frontlenker, b) Hauber, c) Frontlenker mit Unterflurmotor, in Anlehnung an [15] .....	6
Abbildung 2.3: Arten von Sattelaufliegern in Anlehnung an [4] .....	6
Abbildung 2.4: Aufbau eines Curtainsider .....	7
Abbildung 2.5:a) Planenroller [16], b) Schiebling, c) Exzenter Spanner.....	8
Abbildung 2.6: Krone Mega Liner Hubdachsystem [17] .....	8
Abbildung 2.7: Zulässige Abmessungen eines Nutzfahrzeugs in Europa [15] .....	9
Abbildung 2.8: EU Abmaße für den Sattelzug, a) Gesamtsattelzuglänge, b) Mitte Königszapfen bis Ende Auflieger, c) Vorderer Durchschwenkradius, d) Ableitbare Maße in Anlehnung an [15] .....	10
Abbildung 2.9: Höchstzulässige Gesamtgewichte nach EU-Richtlinie Nr. 1230/2012 in Anlehnung an [4].....	11
Abbildung 2.10: Mögliche Dachversteifungsmaßnahmen, a) Gurte, b) Seile, c) Streben, d) Palettenanschlag mit Zurrösen zur Reduzierung der in den Aufbau einleiteten Kräfte bei Kurvenfahrt [25] [16].....	14
Abbildung 3.1: a) Curtainsider der Firma Kögel, b) Aufbaufestigkeit [26].....	15
Abbildung 3.2: Curtainsider Cargo Firma Kögel (aus 3D-Modell) .....	15
Abbildung 3.3: Vorentwurf eines vertikalen Einzugs, dargestellt im ausgefahrenen Zustand [27] .....	16
Abbildung 3.4: Vorentwurf eines vertikalen Einzugs, dargestellt im eingefahrenen Zustand [27].....	16
Abbildung 3.5: Abbildung 1 aus Patentschrift [28].....	17
Abbildung 3.6: Abbildung 2 aus Patentschrift [28].....	17
Abbildung 4.1: Standardverladeeinheiten mit den Grundflächenmaßen 800x1200mm, a) Europalette, b) Standardgitterbox .....	19
Abbildung 4.2: Allgemeine Beispiele für Anforderungsarten [10] .....	20
Abbildung 5.1: Zergliederung von Funktionen nach Pahl/Beitz [9] entnommen aus [29] .....	22
Abbildung 5.2: Darstellungsform der allgemeinen Funktionen nach Roth [32] .....	24
Abbildung 5.3: Teilfunktionsstruktur Heben und Senken der Rungen .....	25
Abbildung 5.4: Zusammengeführte Funktionsstruktur. Runge und Heckportal heben und senken.....	25
Abbildung 5.5: Teilfunktionsstruktur Längsholm führen.....	26

Abbildung 5.6: Funktionsstruktur über alle Funktionen.....	26
Abbildung 6.1: Kinematischer Zusammenhang des variabler Aufbaus .....	29
Abbildung 6.2: Flächenverteilung für die Berechnung der Rungenlasten .....	30
Abbildung 6.3: A.1) Runge mit Spindelhubsystem, A.2) Runge mit hydraulischem Hubantrieb	32
Abbildung 6.4: „Euler Lastfall“ 2 für die Vorauslegung der Hydraulik- und Pneumatikzylinder .....	35
Abbildung 6.5: Lösungsprinzip A.3 zeigt eine Runge mit Zahnstange, A.4, A.5 zeigen je eine Runge mit Seilzug .....	35
Abbildung 6.6: Lösungsprinzip B.1 mit Abdeckblech und B.2 mit verschiebbarer Plane.....	37
Abbildung 6.7: Lösungsprinzip B.3 und B.4 mit Drehverschlussausgleich.....	38
Abbildung 6.8: Lösungsprinzip B.5 .....	39
Abbildung 6.9: Querschnitt des bestehenden Längsholms.....	40
Abbildung 6.10: Lösungsprinzip C.1 mit mittigen und C.2 mit zusammengefassten Längenausgleich.....	41
Abbildung 6.11: Detailskizze der Prinziplösung C.2 .....	41
Abbildung 6.12: Lösungsprinzip C.3 .....	42
Abbildung 6.13: Detailskizze der Prinziplösung C.3 .....	42
Abbildung 6.14: Abgeleitete prinzipielle Lösungen aus C.3.....	43
Abbildung 6.15: Lösungsprinzipien zur Funktion „Verdeckplane spannen und verstauen“ .....	44
Abbildung 6.16: Befestigungsarten der Seitenplane, a) unten fix, Ausgleich oben, b) oben fix, Ausgleich unten.....	45
Abbildung 6.17: Lösungsprinzip mit fixer Latte .....	46
Abbildung 6.18: Lösungsprinzip mit fixer Latte und Blechplatte.....	46
Abbildung 6.19: Lösungsprinzip mit variabler Halteposition .....	47
Abbildung 6.20: Detaillösung mit freiliegenden Umlenkrollen.....	48
Abbildung 6.21: Lösungsprinzip mit variabler Halteposition .....	49
Abbildung 6.22: Detaillösung mit Tonnenrollen und Befestigungsvorrichtung .....	50
Abbildung 6.23: Detaillösung mit freiliegender Umlenkwellen .....	50
Abbildung 6.24: Ergebnisse aus der Nutzwertanalyse für die Hubantriebssysteme, in Anlehnung an [38].....	54
Abbildung 6.25: Entscheidungsbaum mit den gewählten Gesamtvarianten .....	60
Abbildung 6.26: Konzeptvariante V4 (A2.2, B1, C3, E1) .....	61
Abbildung 6.27: Konzeptvariante V8 (A2.2, B3, C3, D5, E1).....	61
Abbildung 6.28: Konzeptvariante V13 (A5, B3, C2, D1, E1).....	61
Abbildung 8.1: Gliederung der Funktionen in Baugruppen und Unterbaugruppen .....	65
Abbildung 8.2: CAD-Strukturbaum in CATIA V5® .....	66
Abbildung 8.3: Prüfung der Rückwand [24] .....	68

Abbildung 8.4: Befestigungsvarianten der Endrunge mit, a) fester Einspannung, b) Pendelstütze, c) Seilabspannung.....	69
Abbildung 8.5: Konzept der Masterskizze anhand der Endrunge .....	71
Abbildung 8.6: Produkteigenschaften .....	71
Abbildung 8.7: Erster Grobentwurf der Endrunge .....	72
Abbildung 8.8: Rollführungen und Gleitführungen an der Endrunge.....	73
Abbildung 8.9: Bestehende Hecktüren .....	74
Abbildung 8.10: Linke Hecktür ausgefahren (links) und eingefahren (rechts).....	75
Abbildung 8.11: Drehverschlussausgleich und Führungen der Hecktür .....	76
Abbildung 8.12: Bestehendes Längsholm-Endstück und modifiziertes Längsholm-Endstück....	77
Abbildung 8.13: Detailentwurf der beweglichen Mittelrunge.....	78
Abbildung 8.14: Detailentwurf der starren Mittelrunge .....	80
Abbildung 9.1: Parametrische Steuerung der Hubposition .....	81
Abbildung 9.2: Darstellung des Gesamtentwurfs mit ausgefahrenem Aufbau .....	82
Abbildung 9.3: Darstellung des Gesamtentwurfs mit eingefahrenem Aufbau.....	82
Abbildung 9.4: Darstellung des Endspriegels im eingefahrenem Zustand.....	83
Abbildung 9.5: a) Endspriegel hochgeklappt b) mit zusätzlichem Drehausgleich.....	83
Abbildung 9.6: Seitenansicht der beweglichen Mittelrunge im eingefahrenen Zustand.....	84
Abbildung 9.7: Hecktür mit Endrunge a) eingefahren, b) ausgefahren.....	85
Abbildung 9.8: Planenspanner an der Endrunge .....	86
Abbildung 9.9: Heckbereich mit hydropneumatischem Hydraulikaggregat in der Seitenansicht	87
Abbildung 9.10: Gesamtansicht ausgefahren .....	88
Abbildung 9.11: Gesamtansicht eingefahren.....	88
Abbildung 10.1: Auszug aus der Zeichnungsliste .....	90
Abbildung 10.2: Zusammenstellungszeichnung.....	91
Abbildung A.1: Ermittlung der zulässigen Knicklasten von Hydraulikzylinder [40] .....	103
Abbildung A2: Isometrische Konstruktionsansicht mit eingezeichneten Prüfkräften .....	107
Abbildung A3: Prüfung der Seitenwand [24].....	137
Abbildung A4: Auflieger-Aufbau in der Seitenansicht.....	137
Abbildung A5: Mittelrunge als Statisch bestimmtes System und eingezeichnetem Momentenverlauf .....	138

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Statische Prüfbedingungen für Standardaufbauten und verstärkte Aufbauten [24] ....	12
Tabelle 2: Werkstoffe im Nutzfahrzeugbau in Anlehnung an [4] .....	20
Tabelle 3: Anforderungsliste .....	21
Tabelle 4: Morphologischer Kasten mit den allgemeinen Funktionen und deren geeigneten Teillösungen.....	28
Tabelle 5: Vorauslegungsergebnisse der hydraulischen und pneumatischen Zylinder .....	34
Tabelle 6: Erforderliche Seil- und Rollendurchmesser .....	36
Tabelle 7: Morphologischer Kasten mit den gefundenen Lösungsprinzipien .....	51
Tabelle 8: Bewertungskriterien der Auswahlliste.....	52
Tabelle 9: Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion "Mittel-, und Endrunge heben und senken" .....	53
Tabelle 10: Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion „Portalöffnung heben und senken“ .....	55
Tabelle 11: Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion „Längsholm führen“ .....	56
Tabelle 12: Vor-, und Nachteile der Lösungsprinzipien zur Funktion „Verdeckplane spannen und Verstauen“ .....	57
Tabelle 13: Vor- und Nachteile der Funktion „Seitenplane spannen und verstauen“ .....	58
Tabelle 14: Auswahlliste in Anlehnung an [8] .....	59
Tabelle 15: Paarweiser Vergleich der Bewertungskriterien .....	63
Tabelle 16: Werteskalen in Bezug zu den Eigenschaftsgrößen.....	64
Tabelle 17: Gewichtete Punktebewertung der Konzeptvarianten .....	64
Tabelle 18: Gliederung der Funktionen in Baugruppen .....	65
Tabelle 19: Berechnungsergebnisse der Vorauslegung der Endrunge .....	70
Tabelle 20: Hauptabmessungen ISO-Trapezgewindes.....	101
Tabelle 21: Triebwerkgruppen nach Laufzeitklassen und Lastkollektiven nach DIN 15020 ....	106
Tabelle 22: Beiwerte $c$ mm/N in nach DIN 15020, Nennfestigkeit der Einzeldrähte in N/mm <sup>2</sup> .....	106
Tabelle 23: Beiwert $h_1$ nach DIN 15020.....	106

# Anhang

A1.	Vorauslegung Spindeltrieb.....	101
A2.	Vorauslegung Hydraulikzylinder .....	102
A3.	Vorauslegung Pneumatikzylinder .....	104
A4.	Vorauslegung Seildurchmesser und Seilrolle .....	105
A5.	Belastungs- und Kräftesituation des geänderten Aufbaus.....	107
A6.	Berechnung zur Endrunge nach EN 12642.....	109
A6.1	Endrunge ausgefahren bei Heckbelastung .....	109
A6.2	Endrunge eingefahren .....	122
A6.3	Bolzenverbindung: Schiebling-Längsholm .....	135
A7.	Berechnung zur Mittelrunge nach EN 12642 .....	137
A7.1	Vorauslegung der Mittelrunge .....	137
A7.2	Berechnung zur Mittelrunge mit Zugstrebe .....	139
A8.	Zeichnungs-, Stückliste .....	146
A9.	Wabco Bremssystem.....	152

## A1. Vorauslegung Spindelantrieb

Für die Berechnung wird die längere Spindel in der Endrunge herangezogen. Das Auslegungskriterium ist hierbei die Knickung. Der erforderliche Kerndurchmesser des Gewindes  $d_3$  errechnet sich nach Gl.(A1.1) Roloff/Matek

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot S \cdot l_k^2}{\pi^3 \cdot E}} \quad (\text{A1.1})$$

$$F = 1850 \text{ N}$$

Druckkraft für die Spindel

$$S = 6$$

Sicherheit gegen knicken

$$l_k = 0,7 \cdot 750 \text{ mm}$$

rechnerische Knicklänge nach „Euler-Knickfall“ 3

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

Elastizitätsmodul für Stahl

Daraus ergibt sich für:

$$d_3 = 12,7 \text{ mm.}$$

Nach Tabelle TB 8-3 Roloff/Matek Anhang wird ein Gewindenenddurchmesser von  $d = 20 \text{ mm}$  gewählt. Daraus lässt sich im nächsten Schritt das erforderliche Drehmoment  $T$  über den Steigungswinkel des Gewindes berechnen.

Tabelle 20: Hauptabmessungen ISO-Trapezgewindes

$d_3 = 15,5 \text{ mm}$	Kerndurchmesser
$d_2 = 18 \text{ mm}$	Flankendurchmesser
$P = 4 \text{ mm}$	Steigung
$d = 20 \text{ mm}$	Gewindenenddurchmesser

$$\tan \varphi = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} \quad (\text{A1.2})$$

$$T = F \cdot d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi + \rho') \quad (\text{A1.3})$$

Daraus ergibt sich nach Einsetzen der Tabellenwerte mit den Gewinde-Gleitreibungswinkel  $\rho' = 6^\circ$  (geschmiert) für:

$$\varphi = 4,046^\circ$$

Steigungswinkel des Gewindes

$$T = 2,9 \text{ Nm}$$

Erforderliches Drehmoment

Die benötigte Mindestleistung um die Hubstrecke  $P = 750 \text{ mm}$  in der vorgegebenen Zeit  $t = 60 \text{ s}$  zu bewerkstelligen, lässt sich nach Gl.(A1.4) errechnen.

$$P_L = T \cdot \frac{h_2}{P \cdot t} \quad (\text{A1.4})$$

$$P = 9,3 \text{ W}$$

Mindestleistung

## A2. Vorauslegung Hydraulikzylinder

Bei längeren Zylindern ist das maßgebende Auslegungskriterium die Knickung. Viele Anbieter von Hydraulikzylindern stellen deshalb Netztafeln zur Ermittlung der Zulässigen Knicklast zu Verfügung. (siehe Abbildung A.1) Im vorliegenden Fall werden zwei Befestigungsvarianten mit dem „Euler Lastfall“ 2 ( $l_k = h$ ) berechnet.

### Berechnungen Hydraulikzylinder der Endrunga

$F = 1850 \text{ N}$	Druckkraft für den Zylinder
$S = 4$	Sicherheit gegen knicken lt. Netztafel
$h_2 = 750 \text{ mm}$	Hublänge

Befestigungsvariante 1: Gelenkauge am Zylinderboden und Schwenkauge an der Kolbenstange. Es ergibt sich dadurch eine Knicklänge von  $l_k \approx 1550 \text{ mm}$  (50 mm für Befestigung angenommen). In Abbildung A.1 ist dieser Fall in blau eingezeichnet. Es ergeben sich daraus bei einem Normzylinder (ISO 6020/2) die nachstehenden Werte.

$d = 22 \text{ mm}$	Kolbenstangendurchmesser
$D = 32 \text{ mm}/40 \text{ mm}/50 \text{ mm}$	Kolbendurchmesser

Befestigungsvariante 2: Schwenkzapfen an der vordersten Zylinderposition mit Schwenkauge an der Kolbenstange. Die sich ergebende Knicklänge beträgt  $l_k \approx 800 \text{ mm}$ . In Abbildung A.1 ist dieser Fall in rot dargestellt.

$d = 18 \text{ mm}$	Kolbenstangendurchmesser
$D = 25 \text{ mm}/32 \text{ mm}/40 \text{ mm}$	Kolbendurchmesser

### Berechnungen Hydraulikzylinder der beweglichen Mittelrunga

$F = 1500 \text{ N}$	Druckkraft für den Zylinder
$S = 4$	Sicherheit gegen knicken lt. Netztafel
$h_1 \approx 250 \text{ mm}$	Hublänge

Durch die geringe Hublänge kann der kleinste Kolbenstangendurchmesser  $d = 12 \text{ mm}$  gewählt werden. In dieser Größe gibt es keine Normzylinder mit einen kleineren Kolbendurchmesser als  $D = 25 \text{ mm}$ .

Der erforderliche Kolbendurchmesser errechnet sich aus Gl (A2.5).

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{p \cdot \pi}} \quad (\text{A2.5})$$

Mit  $p = 200 \text{ bar}$  Betriebsdruck erhält man für den Kolbendurchmesser

$$D_{erf} = 9,8 \text{ mm}$$

**Ermittlung der zulässigen Knickbelastung  $F_{K\text{zul}}$**

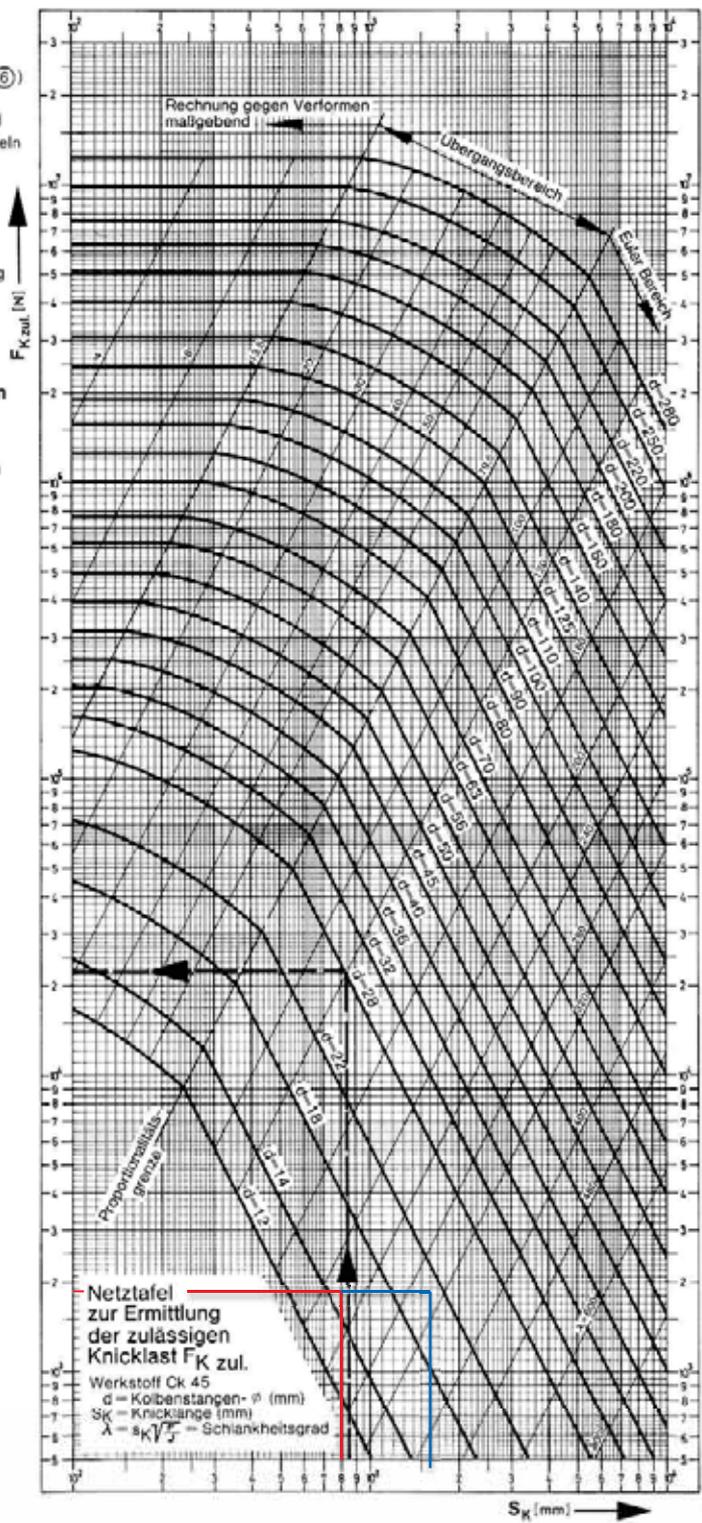
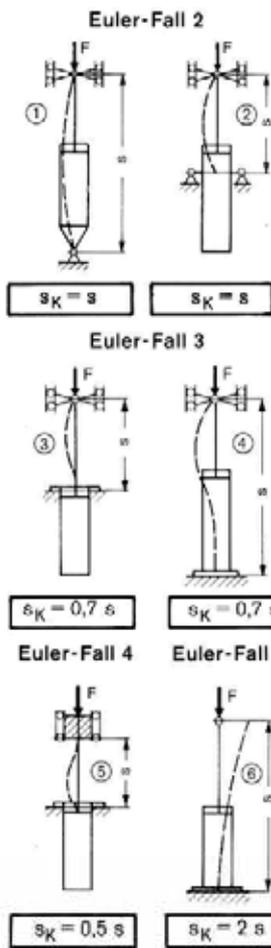
1. Knicklänge  $s_K$  aus Einspanntyp (1) ... (6) und Einspannlänge  $s$  bestimmen.
2. Mit Hilfe von  $s_K$ , Stangendurchmesser  $d$  und Netztafel die zulässige Knickbelastung ermitteln (Sicherheitsfaktor im elastischen Bereich beträgt  $s = 4$ ).

**Beispiel (siehe Netztafel)**

Einspanntyp (3)  
 $d = 28 \text{ mm}$      $s = 1200 \text{ mm}$  (aus Maßzeichnung des Zylinders entnommen)  
 $s_K = 0,7 s$  (siehe Einspanntyp (3))  
 = 840 mm  
 Aus Netztafel ergibt sich  $F_{K\text{zul}} = 22000 \text{ N}$

**Ermittlung der Knicklänge  $s_K$  bei den verschiedenen Einspanntypen.**

Erläuterung: Die Knicklänge  $s_K$  ist die Länge jenes gedachten, beiderseits gelenkig gelagerten Stabes, der bei gleichen Querschnittsabmessungen die gleiche ideale Knicklast wie der untersuchte Stab hat.



**AROS HYDRAULIK GMBH MEMMINGEN**  
 Föhrenweg 3 - 11 · 87700 Memmingen · Tel. 08331/8209-0 · Fax 08331/8209-45

Abbildung A.1: Ermittlung der zulässigen Knicklasten von Hydraulikzylinder [40]

### **A3. Vorauslegung Pneumatikzylinder**

Die Vorauslegung eines pneumatischen Zylinders ist gleich wie die eines Hydraulikzylinders. Eine Auslegung nach der Knickbelastung kann entfallen, da die hydraulischen Werte genommen werden können. Der pneumatische Druck ist im Allgemeinen auf  $p = 8\text{bar}$  begrenzt, dadurch ergeben sich größere erforderliche Kolbendurchmesser.

#### **Berechnungen Pneumatikzylinder der Endrunge**

$F = 1850\text{ N}$	Druckkraft für den Zylinder
$S = 4$	Sicherheit gegen knicken lt. Netztafel
$h_2 = 750\text{mm}$	Hublänge

Nach Gl. (A2.5) ergibt sich für den Kolbendurchmesser

$$D_{erf} = 54,3\text{ mm.}$$

Aufgerundet auf den nächst möglichen Durchmesser

$$D = 60\text{mm.}$$

#### **Berechnungen Pneumatikzylinder der beweglichen Mittelrunge**

$F = 1500\text{ N}$	Druckkraft für den Zylinder
$S = 4$	Sicherheit gegen knicken lt. Netztafel
$h_2 \approx 250\text{mm}$	Hublänge

Nach Gl. (A2.5) ergibt sich für den Kolbendurchmesser

$$D_{erf} = 48,9\text{ mm.}$$

Aufgerundet auf den nächstmöglichen Durchmesser

$$D = 50\text{mm.}$$

## A4. Vorauslegung Seildurchmesser und Seilrolle

Die Auslegung des Seildurchmessers erfolgt nach DIN 15020 Blatt 1 (Grundsätze für Seiltriebe, Berechnung und Ausführung). Der kleinste erforderliche Seildurchmesser kann nach Gl.(A4.6) und der erforderliche Seilrollenmindestdurchmesser aus Gl. (A4.7) ermittelt werden.

$$d_{min} = c \cdot \sqrt{S} \quad (A4.6)$$

$$D_{min} = h_1 \cdot h_2 \cdot d_{min} \quad (A4.7)$$

Die Betriebsfestigkeit  $c$  setzt sich dabei aus der Laufzeitklasse, den Lastkollektiven und der Nennfestigkeit der Seile zusammen. Für eine erste Berechnung werden die Werte für die Laufzeitklasse und dem Lastzeitkollektiv so gewählt, dass eine Arretierung entfallen kann. (Tabelle 21) Für die zweite Berechnung wird das Seil rein auf die Hubbewegung vorausgelegt. Dies macht eine Arretierung im ausgefahrenen Zustand nötig.

$S = 1850 \text{ N}$	Größte aufzutretende Seilzugkraft
V5	Lastzeitkollektiv
3 schwer	Lastkollektiv
5m	Triebwerksgruppe
$c = 0,15 \text{ mm}/\sqrt{N}$	Betriebsfestigkeitswert

Eingesetzt in Gl.(A4.6) ergibt

$$d_{min_2} = 6,45 \text{ mm} \quad \text{kleinster erforderlicher Seildurchmesser}$$

Daraus kann nun der Seilrollenmindestdurchmesser aus Gl.(A4.7) und Tabelle 23 ermittelt werden. Der Wert  $h_2$  berücksichtigt die Anzahl der Einfach- und Gegenbiegewechsel und wird mit  $h_2 = 1$  angenommen.

$$D_{min_1} = 180,5 \text{ mm} \quad \text{Seilrollenmindestdurchmesser}$$

Zweite Vorauslegung mit Arretierung ergibt die nachfolgenden Werte.

$V_{006}$	Lastzeitkollektiv
1 leicht	Lastkollektiv
1E <sub>m</sub>	Triebwerksgruppe
$c = 0,067 \text{ mm}/\sqrt{N}$	Betriebsfestigkeitswert

$$d_{min_2} = 2,9 \text{ mm} \quad \text{kleinster erforderlicher Seildurchmesser}$$

$$D_{min_2} = 28,9 \text{ mm} \quad \text{Seilrollenmindestdurchmesser}$$

Tabelle 21: Triebwerkgruppen nach Laufzeitklassen und Lastkollektiven nach DIN 15020

Laufzeitklasse	Kurzzeichen		V <sub>006</sub>	V <sub>012</sub>	V <sub>025</sub>	V <sub>05</sub>	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>	V <sub>3</sub>	V <sub>4</sub>	V <sub>5</sub>	
	mittlere Laufzeit je Tag in h, bezogen auf 1 Jahr		bis 0,125	über 0,125 bis 0,25	über 0,25 bis 0,5	über 0,5 bis 1	über 1 bis 2	über 2 bis 4	über 4 bis 8	über 8 bis 16	über 16	
Lastkollektiv	Nr	Benennung	Triebwerkgruppe									
	1	leicht	geringe Häufigkeit der größten Last	1E <sub>m</sub>	1E <sub>m</sub>	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>
	2	mittel	etwa gleiche Häufigkeit von kleinen, mittleren und größten Lasten	1E <sub>m</sub>	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
3	schwer	nahezu ständig größte Lasten	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>	

Tabelle 22: Beiwerte  $c$  mm/ $\sqrt{N}$  in nach DIN 15020, Nennfestigkeit der Einzeldrähte in N/mm<sup>2</sup>

Triebwerkgruppe	c in mm/ $\sqrt{N}$ für														
	übliche Transporte und nicht drehungsfreie Drahtseile					drehungsfreie bzw. drehungsarme Drahtseile <sup>3)</sup>			gefährliche Transporte <sup>4)</sup> und nicht drehungsfreie bzw. drehungsarme Drahtseile <sup>3)</sup>						
	Nennfestigkeit der Einzeldrähte in N/mm <sup>2</sup>														
	1570	1770	1960	2160 <sup>5)</sup>	2450 <sup>5)</sup>	1570	1770	1960	1570	1770	1960	1570	1770	1960	
1E <sub>m</sub>	—	0,0670	0,0630	0,0600	0,0560	—	0,0710	0,0670	—	—	—	—	—	—	
1D <sub>m</sub>	—	0,0710	0,0670	0,0630	0,0600	—	0,0750	0,0710	—	—	—	—	—	—	
1C <sub>m</sub>	—	0,0750	0,0710	0,0670		—	0,0800	0,0750	—	—	—	—	—	—	
1B <sub>m</sub>	0,0850	0,0800	0,0750	—	—	0,0900	0,0850	0,0800	—	—	—	—	—	—	
1A <sub>m</sub>	0,0900	0,0850		—	—	0,0950		0,0900	0,0950		0,106				
2 <sub>m</sub>	0,0950			—	—	0,106			0,106		0,118				
3 <sub>m</sub>	0,106			—	—	0,118			0,118		—				
4 <sub>m</sub>	0,118			—	—	0,132			0,132		—				
5 <sub>m</sub>	0,132			—	—	0,150			0,150		—				

Tabelle 23: Beiwert  $h_1$  nach DIN 15020

Triebwerkgruppe	$h_1$ für					
	Seiltrommel und nicht drehungsfreie Drahtseile		Seilrolle und nicht drehungsfreie Drahtseile		Ausgleichrolle und nicht drehungsfreie Drahtseile	
	nicht drehungsfreie Drahtseile	drehungsfreie bzw. drehungsarme <sup>6)</sup> Drahtseile	nicht drehungsfreie Drahtseile	drehungsfreie bzw. drehungsarme <sup>6)</sup> Drahtseile	nicht drehungsfreie Drahtseile	drehungsfreie bzw. drehungsarme <sup>6)</sup> Drahtseile
1E <sub>m</sub>	10	11,2	11,2	12,5	10	12,5
1D <sub>m</sub>	11,2	12,5	12,5	14	10	12,5
1C <sub>m</sub>	12,5	14	14	16	12,5	14
1B <sub>m</sub>	14	16	16	18	12,5	14
1A <sub>m</sub>	16	18	18	20	14	16
2 <sub>m</sub>	18	20	20	22,4	14	16
3 <sub>m</sub>	20	22,4	22,4	25	16	18
4 <sub>m</sub>	22,4	25	25	28	16	18
5 <sub>m</sub>	25	28	28	31,5	18	20

## A5. Belastungs- und Kräftesituation des geänderten Aufbaus

Die zweifache Teilung des Längsholms je Seite stellt, aus Stabilitäts- und Festigkeitssicht, einen starken Eingriff in den bestehenden Aufbau dar (siehe Abbildung A2). Durch den zu realisierenden Längenausgleich verändert sich die Kräftesituation vor allem in den Endrungen und den Mittelrungen. Nach DIN EN 12642 müssen die Stirn-, Seiten- und Rückwand, bei „formschlüssiger“ Beladung, vorgegebenen Prüfkräften standhalten, um eine Zertifizierung zu erhalten. Durch den variablen Aufbau ergeben sich vor allem im hinteren Bereich starke Änderungen, weshalb die Seiten- und Heckbelastungen primär von Interesse sind.

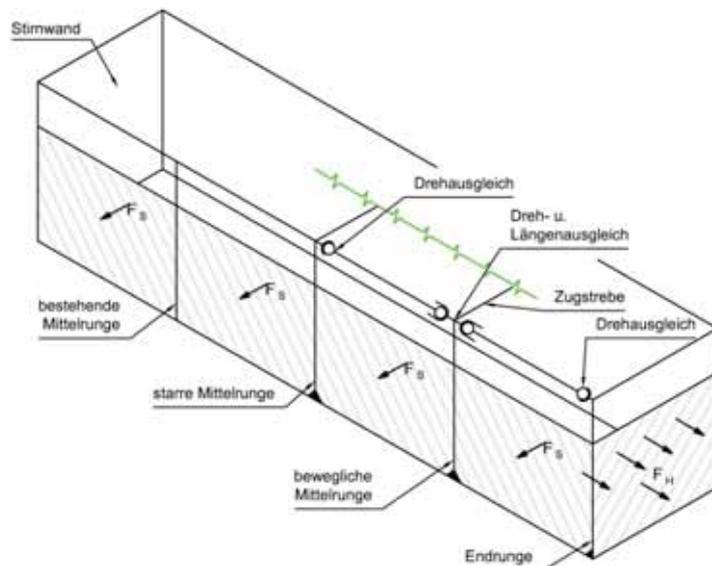


Abbildung A2: Isometrische Konstruktionsansicht mit eingezeichneten Prüfkräften

Geht man davon aus, dass konstruktionsbedingt die erforderlichen Ausgleichsstellen über den Mittelrungen nur geringe Momente normal zur Drehachse übertragen können (biegeweich sind), so müssen die einzelnen Längsholmsegmente über die Rungen getragen werden. Der Längsholm kann folglich nur begrenzt Kräfte von den Mittelrungen in die stabile Stirnwand und die Endrunge leiten. Bei einer Seitenbelastung hat dies zur Folge, dass nicht wie bisher die Rungen beidseitig gelagert sind und die Kräfte auf den Längsholm und den Rahmen aufteilen, sondern ein Großteil der auftretenden Kräfte nun über die Rungen in den Unterbau eingeleitet werden müssen. Vernachlässigt man die Querspiegel (nicht dargestellt) und die Zugstreben, stellt jede Mittelrunge für sich gesehen einen auskragenden Träger dar, welcher die geforderten Belastungsanteile bei einer Kurvenfahrt aufzunehmen hat (siehe Anhang A7). Die Endrungen müssen durch die Teilung des Längsholms, gegenüber einem Standard-Curtainsider-Aufbau, in der Kurvenfahrt eine viel geringere Belastung aufnehmen. Selbiges gilt natürlich auch für die Stirnwand.

Die im Heckbelastungsfall auftretenden Kräfte können folglich durch den Längenausgleich nur über die Endrungen aufgenommen und in den Rahmen geleitet werden. Dieser Lastfall ist aufgrund der deutlich größeren Belastungen gegenüber dem Ladungssicherungsfall bei Kurvenfahrt der ausschlaggebende und wird in weiterer Folge für die Auslegung der Endrunge betrachtet (siehe Anhang A6 und Kap. 8.3.1.1).

Gegenüber dem ursprünglichen Aufbau ist der Längsholm auch nicht in der Lage die vertikalen wirkenden Kräfte, wie beispielsweise die Schneelast und die ständig wirkenden Planenspannkräfte vollständig in die Stirnwand oder den Endrungen zu leiten. Die vertikal wirkenden Kräfte müssen in diesem Fall ebenfalls über die Rungen aufgenommen werden. Im Verhältnis zu den auftretenden Biegemomenten bei einer Kurvenfahrt sind diese Druckkräfte, infolge der vertikalen Belastungen und die damit einhergehende Knickgefährdung der Rungen, als vernachlässigbar klein.

Sämtliche nachfolgenden Berechnungen wurden mit MathCad 15 von PTC® durchgeführt.

## A6. Berechnung zur Endrunge nach EN 12642

### A6.1 Endrunge ausgefahren bei Heckbelastung

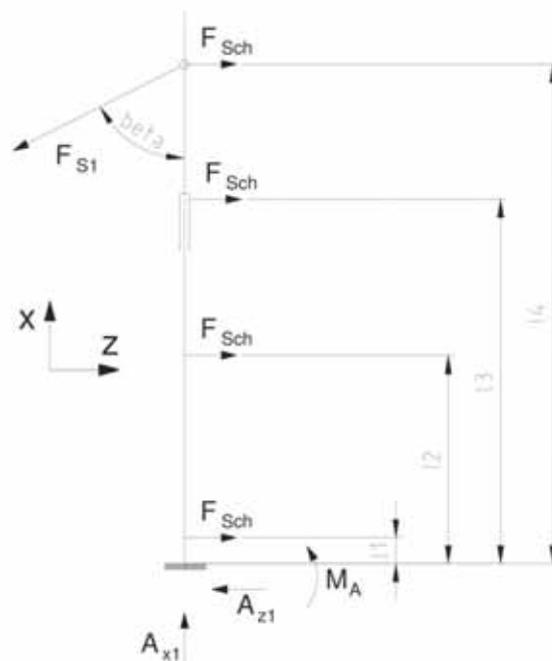
Der Längsholm kann im vorliegenden Fall keine Kräfte über die Stirnwand ableiten, da er für den erforderlichen Längenausgleich geteilt werden muss. Im Normalfall leiten die unten liegenden Drehverschlüsse die angreifenden Kräfte direkt in den Aufliegerrahmen. Bei den oben liegenden Drehverschlüssen werden die Kräfte vom Endspriegel über den Längsholm auf die Endrunge übertragen. Zur einfacheren Berechnung der Endrunge werden die Türseitig angebrachten Drehverschlüsse nicht berücksichtigt. Die Prüfkraft (85%) wird auf allen acht Scharnieren gleichmäßig aufgeteilt. Ein Tordieren der Profile wurde nicht berücksichtigt. Die Endrunge wird nicht auf Knickung berechnet, da die gefährdete Knickrichtung durch die Verbindung mit der Hecktür versteift wird und so ein Ausknicken nicht möglich ist. Die Endrunge wird des Weiteren zur Vereinfachung aus drei verschiedenen Profilquerschnitten aufgebaut:

Abschnitt 1: von 0 bis 12

Abschnitt 2: 12 bis 13

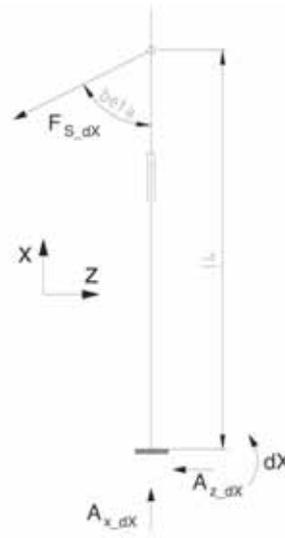
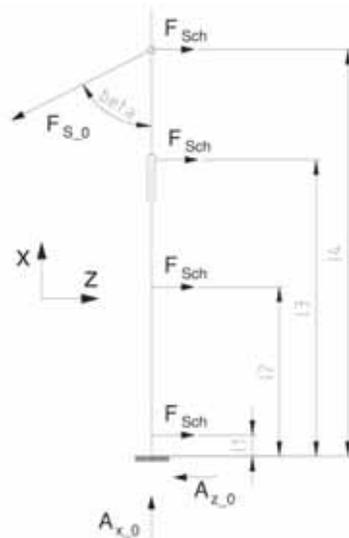
Abschnitt 3: 13 bis 14

Vorangegangene Berechnungen haben ein zu großes Biegemoment im Auflager A hervorgebracht, weshalb eine Seilbefestigung am Schiebling angebracht wurde. Die Berechnung der Auflagerkräfte erfolgt nach dem Kraftgrößenverfahren.



$$F_{PH} := 81 \text{ kN}$$

Hecktürprüfkraft lt. DIN EN 12642



Ermittlung der Auflagerkräfte im statisch bestimmten Hauptsystem

Given

Gleichungen definieren

$$0 = 4 F_{Sch} - F_{S_0} \cdot \sin(\beta) - A_{z_0}$$

Summe in Z-Richtung

$$0 = A_{x_0} - F_{S_0} \cdot \cos(\beta)$$

Summe in X-Richtung

$$0 = -F_{Sch} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_{S_0} \cdot \sin(\beta) \cdot l_4$$

Moment um A

$$\text{Find}(F_{S_0}, A_{x_0}, A_{z_0}) \text{ simplify} \rightarrow \begin{bmatrix} \frac{F_{Sch} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_4 \cdot \sin(\beta)} \\ \frac{F_{Sch} \cdot \cot(\beta) \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_4} \\ \frac{F_{Sch} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 - 3 \cdot l_4)}{l_4} \end{bmatrix}$$

$$\beta := 50.3^\circ$$

Seilwinkel aus CAD-Datei

$$F_{Sch} := \frac{F_{PH}}{8} \cdot 0.85$$

$$F_{Sch} = 8.61 \cdot \text{kN}$$

85% Scharnierkraft

$$l_1 := 205.5 \text{ mm}$$

$$l_3 := 1963.5 \text{ mm}$$

Längen aus der CAD-Datei

$$l_2 := 805.5 \text{ mm}$$

$$l_4 := 2563.5 \text{ mm}$$

$$F_{S_0} := \frac{F_{Sch} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_4 \cdot \sin(\beta)}$$

$$F_{S_0} = 24.16 \cdot \text{kN}$$

$$A_{x_0} := \frac{F_{Sch} \cdot \cot(\beta) \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_4}$$

$$A_{x_0} = 15.44 \cdot \text{kN}$$

$$A_{z_0} := \frac{F_{Sch} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 - 3 \cdot l_4)}{l_4}$$

$$A_{z_0} = 15.83 \cdot \text{kN}$$

## Ermittlung der Auflagerkräfte zufolge dX

$$F_{S,dX} = \frac{-X}{\sin(\beta) \cdot l_4}$$

$$A_{z,dX} = \frac{X}{l_4}$$

$$A_{x,dX} = -X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_4}$$

### Schnittkräfte im statisch bestimmten Hauptsystem

Feld I  $0 \leq x \leq l_1$

$$N_1(x) := -A_{x,0}$$

$$Q_1(x) := A_{z,0}$$

$$M_1(x) := A_{z,0} \cdot x$$

Feld II  $l_1 \leq x \leq l_2$

$$N_2(x) := -A_{x,0}$$

$$Q_2(x) := A_{z,0} - F_{Sch}$$

$$M_2(x) := A_{z,0} \cdot x - F_{Sch} \cdot (x - l_1)$$

Feld III  $l_2 \leq x \leq l_3$

$$N_3(x) := -A_{x,0}$$

$$Q_3(x) := A_{z,0} - 2 \cdot F_{Sch}$$

$$M_3(x) := A_{z,0} \cdot x - F_{Sch} \cdot (2x - l_1 - l_2)$$

Feld IV  $l_3 \leq x \leq l_4$

$$N_4(x) := -A_{x,0}$$

$$Q_4(x) := A_{z,0} - 3 \cdot F_{Sch}$$

$$M_4(x) := A_{z,0} \cdot x - F_{Sch} \cdot (3x - l_1 - l_2 - l_3)$$

### Schnittkräfte zufolge dX

Feld I

$$\delta N_1(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_4}$$

$$\delta Q_1(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_4}$$

$$\delta M_1(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_4} - 1 \right)$$

Feld II

$$\delta N_2(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_4}$$

$$\delta Q_2(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_4}$$

$$\delta M_2(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_4} - 1 \right)$$

Feld III

$$\delta N_3(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_4}$$

$$\delta Q_3(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_4}$$

$$\delta M_3(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_4} - 1 \right)$$

Feld IV

$$\delta N_4(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_4}$$

$$\delta Q_4(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_4}$$

$$\delta M_4(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_4} - 1 \right)$$

## Werkstoffkennwerte

$$E := 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu := 0.3$$

$$G := \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

Elastizitätsmodul Stahl

Querkontraktionszahl

Schubmodul

### Profil 1:

$$I_{yy1} := 13.475 \cdot 10^6 \cdot \text{mm}^4$$

$$A_1 := 1991 \cdot \text{mm}^2$$

$$e_{z11} := 136.1 \text{mm}$$

$$e_{z12} := -133.9 \text{mm}$$

$$W_{y1} := \frac{I_{yy1}}{e_{z11}}$$

$$W_{y1} = 99008.08 \cdot \text{mm}^3$$

Daten der Profile aus Catia Daten bzw. Tabellenbuch

Zusammengesetztes Profil (Schnitt2 aus CATIA)

max. Randfaserabstand

max. Randfaserabstand

Widerstandsmoment

### Profil 2:

$$I_{yy2} := 2.014 \cdot 10^6 \cdot \text{mm}^4$$

$$A_2 := 817 \text{mm}^2$$

$$e_{z2} := 67 \text{mm}$$

$$W_{y2} := \frac{I_{yy2}}{e_{z2}}$$

$$W_{y2} = 30059.7 \cdot \text{mm}^3$$

C-Profil (Endrunga\_Blech2)

max. Randfaserabstand

Widerstandsmoment

### Profil 3:

$$I_{yy3} := 2.5 \cdot 10^6 \cdot \text{mm}^4$$

$$A_3 := 1081 \cdot \text{mm}^2$$

$$e_{z3} := 70 \text{mm}$$

$$W_{y3} := \frac{I_{yy3}}{e_{z3}}$$

$$W_{y3} = 35714.29 \cdot \text{mm}^3$$

Formrohr 100x50x3 lt. Tabellenbuch

max. Randfaserabstand

Widerstandsmoment

## Zusammenfassung der Schnittkraftverläufe

$$N_{14}(x) := -A_{z_0}$$

$$\delta N_{14}(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_4}$$

$$Q_{14}(x) := \begin{cases} A_{z_0} & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ A_{z_0} - F_{\text{Sch}} & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ A_{z_0} - 2 \cdot F_{\text{Sch}} & \text{if } l_2 \leq x \leq l_3 \\ A_{z_0} - 3 \cdot F_{\text{Sch}} & \text{if } l_3 \leq x \leq l_4 \end{cases}$$

$$\delta Q_{14}(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_4}$$

$$M_{14}(x) := \begin{cases} A_{z_0} \cdot x & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ A_{z_0} \cdot x - F_{\text{Sch}} \cdot (x - l_1) & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ A_{z_0} \cdot x - F_{\text{Sch}} \cdot (2x - l_1 - l_2) & \text{if } l_2 \leq x \leq l_3 \\ A_{z_0} \cdot x - F_{\text{Sch}} \cdot (3x - l_1 - l_2 - l_3) & \text{if } l_3 \leq x \leq l_4 \end{cases}$$

$$\delta M_{14}(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_4} - 1 \right)$$

Allgemein gilt für die Überlagerung der Lastfälle  $k$  mit  $X_{jk}^{(n)}$  für die Weggrößen

$$g_{i,k}^{(n)} = g_{i,k}^{(0)} + \sum_{j=1}^n g_{ij, X_{jk}^{(n)}=1}^{(0)} \cdot X_{jk}^{(n)}$$

Verdrehung an der Lagerstelle A

$$g_1^{(1)} = g_{1_0, F}^{(0)} + g_{1, X_1}^{(1)}$$

Da keine Verschiebung in Punkt 1 zufolge  $X$  oder  $F$  erlaubt ist muss  $g_1^{(1)} = 0$  sein.

Prinzip der virtuellen inneren Ergänzungsarbeit für Stäbe (ohne Temperaturterme)

$$\delta X \cdot g_{ik} = \int_0^l \delta N(x, \delta X) \cdot \frac{N(x)}{E \cdot A_1} dx + \int_0^l \delta Q(x, \delta X) \cdot \frac{Q(x)}{G \cdot A_Q} dx + \int_0^l \delta M(x, \delta X) \cdot \frac{M(x)}{E \cdot I} dx$$

Mit Dehnsteifigkeit  $EA$ , Schubsteifigkeit  $G \cdot A_Q$ , Torsionssteifigkeit  $GI_T$  gegen unendlich folgt für die Weggröße im statisch bestimmten System zufolge  $F$

$$g_{1_0, F}(\delta X) := \frac{1}{\delta X} \left( \int_0^{l_2} \delta M_{14}(x, \delta X) \cdot \frac{M_{14}(x)}{E \cdot I_{yy1}} dx + \int_{l_2}^{l_3} \delta M_{14}(x, \delta X) \cdot \frac{M_{14}(x)}{E \cdot I_{yy2}} dx + \int_{l_3}^{l_4} \delta M_{14}(x, \delta X) \cdot \frac{M_{14}(x)}{E \cdot I_{yy3}} dx \right)$$

$$g_{1_0, F}(1 \cdot N \cdot m) = -0.01027$$

Für die statische Einheitsverschiebung zufolge  $X^{(1)} = 1$  folgt

$$g_{1\_X\_1}(\delta X) := \frac{1}{\delta X} \left[ \int_0^{l_2} \delta M_{14}(x, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, 1)}{E \cdot I_{yy1}} dx + \int_{l_2}^{l_3} \delta M_{14}(x, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, 1)}{E \cdot I_{yy2}} dx \dots \right]$$

$$+ \left( \int_{l_3}^{l_4} \delta M_{14}(x, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, 1)}{E \cdot I_{yy3}} dx \right)$$

$$g_{1\_X\_1}(1 \cdot \text{N} \cdot \text{m}) = 851.16 \times 10^{-9} \cdot \frac{1}{\text{N} \cdot \text{m}}$$

$$X := \frac{-g_{1\_0\_F}(1 \cdot \text{N} \cdot \text{m})}{g_{1\_X\_1}(1 \cdot \text{N} \cdot \text{m})}$$

$$X = 12061.7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Die Auflagerkräfte im unbestimmten System ist die Summe aus statisch bestimmten und virtuellen System

$$F_{S1} := F_{S\_0} + F_{S\_dX}$$

$$F_{S1} = 18049 \text{ N}$$

$$F_{S1x} := F_{S1} \cdot \cos(\beta)$$

$$F_{S1x} = 11529 \text{ N}$$

$$A_{z1} := A_{z\_0} + A_{z\_dX}$$

$$A_{z1} = 20538 \text{ N}$$

$$A_{x1} := A_{x\_0} + A_{x\_dX}$$

$$A_{x1} = 11529 \text{ N}$$

## Schnittkräfte des unbestimmten Systems

$$Q_{10}(x) := Q_{14}(x) + \delta Q_{14}(x, X)$$

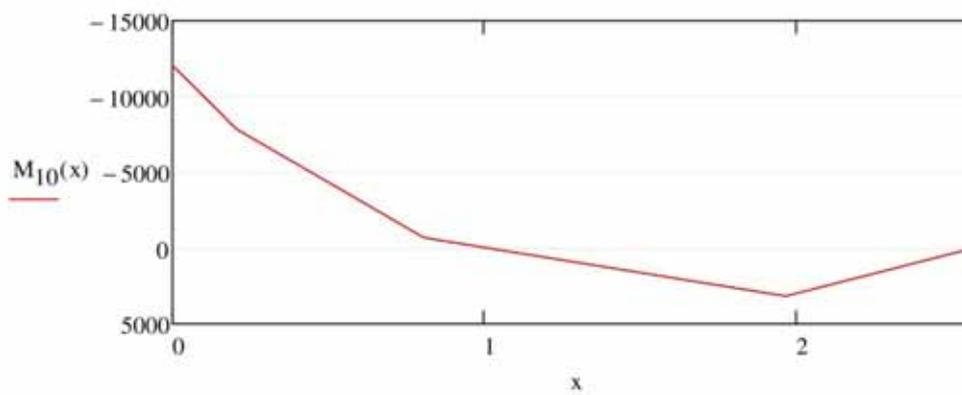
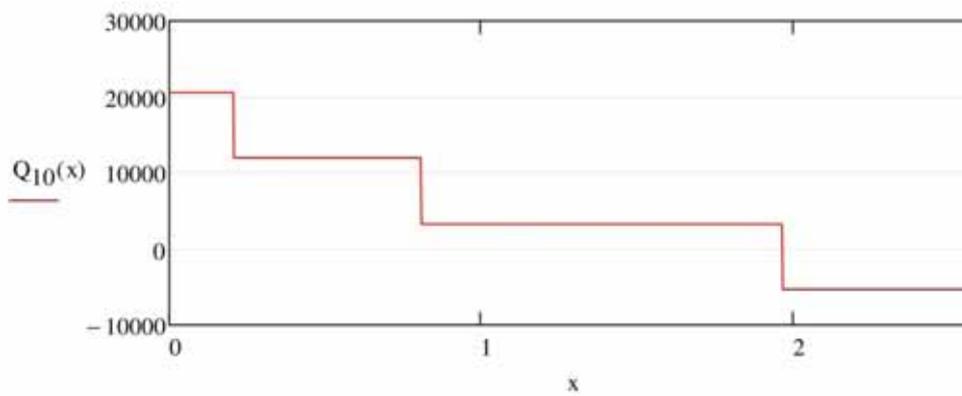
$$M_{10}(x) := M_{14}(x) + \delta M_{14}(x, X)$$

$$M_{10}(0.0\text{mm}) = -12061.7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{10}(l_1) = -7841.1 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

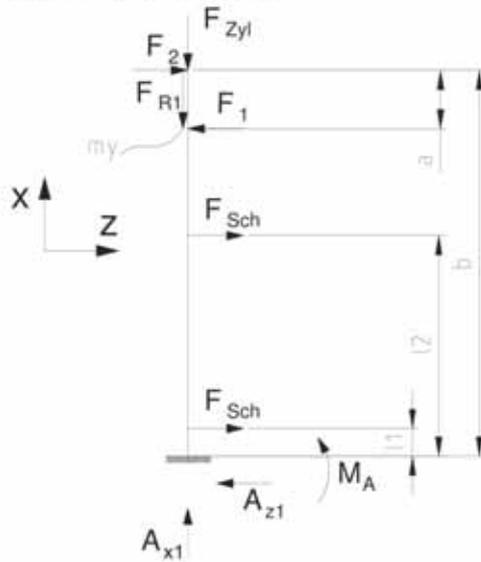
$$M_{10}(l_2) = -682.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{10}(l_3) = 3168.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



## Überprüfung der Querschnitte an den gefährdeten Stellen

### Standrohr Endringe



Hier besteht der Steher aus zwei verschiedenen Profilquerschnitten.  
Abschnitt 1: 0 bis l2  
Abschnitt 2: l2 bis b

Berechnen der unbekanntten Kräfte  $F_1$  und  $F_2$

Given

$$0 = -A_{z1} + 2 \cdot F_{Sch} - F_1 + F_2$$

$$0 = M_A - F_{Sch} \cdot (l_1 + l_2) + F_1 \cdot (b - a) - F_2 \cdot b$$

$$\text{Find}(F_1, F_2) \begin{cases} \text{simplify} \\ \text{factor} \end{cases} \rightarrow \left( \begin{array}{c} \frac{M_A - A_{z1} \cdot b + 2 \cdot F_{Sch} \cdot b - F_{Sch} \cdot l_1 - F_{Sch} \cdot l_2}{a} \\ \frac{M_A + A_{z1} \cdot a - A_{z1} \cdot b - 2 \cdot F_{Sch} \cdot a + 2 \cdot F_{Sch} \cdot b - F_{Sch} \cdot l_1 - F_{Sch} \cdot l_2}{a} \end{array} \right)$$

$$b := 1875.5 \text{ mm}$$

$$M_A := X$$

$$A_{z1} = 20.54 \text{ kN}$$

$$a := 235 \text{ mm}$$

$$M_A = 12061.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$A_{x1} = 11.53 \text{ kN}$$

$$\mu_0 := 0.25$$

Haftreibungszahl POM-Stahl Trocken

$$F_1 := \frac{M_A - A_{z1} \cdot b + 2 \cdot F_{Sch} \cdot b - F_{Sch} \cdot l_1 - F_{Sch} \cdot l_2}{a}$$

$$F_2 := \frac{M_A + A_{z1} \cdot a - A_{z1} \cdot b - 2 \cdot F_{Sch} \cdot a + 2 \cdot F_{Sch} \cdot b - F_{Sch} \cdot l_1 - F_{Sch} \cdot l_2}{a}$$

$$F_{R1} := \mu_0 \cdot |F_1|$$

$$F_{Zyl} := A_{x1} - F_{R1}$$

$$F_1 = -12.24 \text{ kN}$$

$$F_2 = -8.91 \text{ kN}$$

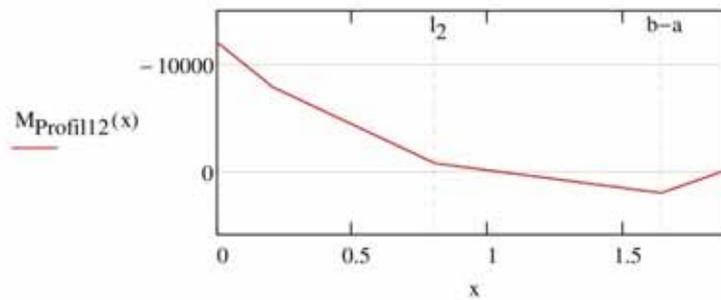
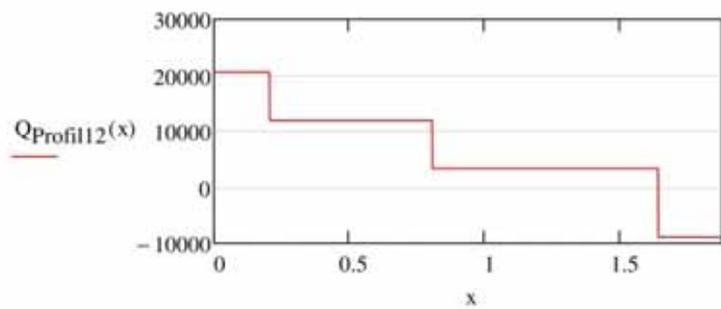
$$F_{Zyl} = 8.47 \text{ kN}$$

## Schnittverlauf Standrohr Endrunge

$$N_{\text{Profil12}}(x) := \begin{cases} -A_{x1} & \text{if } 0 \leq x \leq b-a \\ -A_{x1} + F_{R1} & \text{if } b-a \leq x \leq b \end{cases}$$

$$Q_{\text{Profil12}}(x) := \begin{cases} A_{z1} & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ (A_{z1} - F_{\text{Sch}}) & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ (A_{z1} - 2F_{\text{Sch}}) & \text{if } l_2 \leq x \leq b-a \\ (A_{z1} - 2F_{\text{Sch}}) + F_1 & \text{if } b-a \leq x \leq b \end{cases}$$

$$M_{\text{Profil12}}(x) := \begin{cases} A_{z1} \cdot x - M_A & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ A_{z1} \cdot x - M_A - F_{\text{Sch}} \cdot (x - l_1) & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ A_{z1} \cdot x - M_A - F_{\text{Sch}} \cdot (2x - l_1 - l_2) & \text{if } l_2 \leq x \leq b-a \\ -M_A + A_{z1} \cdot x - F_{\text{Sch}} \cdot (2 \cdot x - l_1 - l_2) + F_1 \cdot [x - (b-a)] & \text{if } b-a \leq x \leq b \end{cases}$$



### **Ermittlung der statischen Bauteilfestigkeit (statischer Festigkeitsnachweis) des Standrohres**

Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle 0 (Einspannstelle)

$$S := 1.5$$

statische Sicherheit

$$R_{p02} := 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Werkstoff S355J2G3

$$\sigma_{zul} := \frac{R_{p02}}{S}$$

$$\sigma_{zul} = 236.67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x11} := \frac{M_{\text{Profil12}}^{(0)}}{I_{yy1}} \cdot e_{z11} + \frac{N_{\text{Profil12}}^{(0)}}{A_1} = -127.62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x12} := \frac{M_{\text{Profil12}}^{(0)}}{I_{yy1}} \cdot e_{z12} + \frac{N_{\text{Profil12}}^{(0)}}{A_1} = 114.07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{x1m} := \frac{Q_{\text{Profil12}}^{(0)}}{A_1} = 10.32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Hier wird mit  $T_{\text{mittel}}$  gerechnet, da die maximale Druckspannung an der äusseren Randfase liegt und dort  $T_{\text{ist}} < T_{\text{mittel}}$  ist

Gestaltänderungshypothese

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{v12} := \sqrt{\sigma_{x11}^2 + 3 \cdot \tau_{x1m}^2} = 128.86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Nachweis erfüllt!

### Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle 2 (I2)

$$\sigma_{x21} := \frac{M_{\text{Profil12}}(l_2)}{I_{yy2}} \cdot e_{z2} + \frac{N_{\text{Profil12}}(l_2)}{A_2} = -36.81 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x22} := \frac{M_{\text{Profil12}}(l_2)}{I_{yy2}} \cdot (-e_{z2}) + \frac{N_{\text{Profil12}}(l_2)}{A_2} = 8.58 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{x2m} := \frac{Q_{\text{Profil12}}(0)}{A_1} = 10.32 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{v21} := \sqrt{\sigma_{x21}^2 + 3 \cdot \tau_{x2m}^2} = 40.91 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Nachweis erfüllt!

### Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle 3 (b-a)

In diesem Bereich wird das C-Profil durch ein Blech an der offenen Seite geschlossen, es entsteht somit ein geschlossenes Hohlprofil.

$$B_2 := 44\text{mm}$$

$$H_2 := 134\text{mm}$$

$$t_2 := 3\text{mm}$$

$$A_{2\_1} := B_2 \cdot H_2 - (B_2 - 2 \cdot t_2) \cdot (H_2 - 2t_2)$$

$$I_{yy2\_1} := \frac{B_2 \cdot H_2^3 - (B_2 - 2t_2) \cdot (H_2 - 2t_2)^3}{12} = 2181400 \cdot \text{mm}^4$$

$$\sigma_{x31} := \frac{M_{\text{Profil12}}(b-a)}{I_{yy2\_1}} \cdot e_{z2} + \frac{N_{\text{Profil12}}(b-a)}{A_{2\_1}} = 56.12 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x32} := \frac{M_{\text{Profil12}}(b-a)}{I_{yy2\_1}} \cdot (-e_{z2}) + \frac{N_{\text{Profil12}}(b-a)}{A_{2\_1}} = -72.54 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

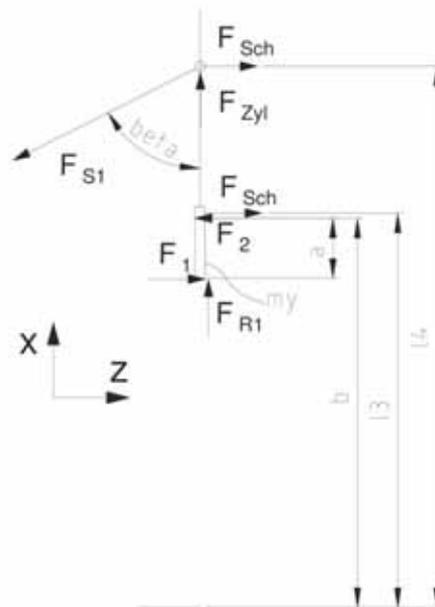
$$\tau_{x3m} := \frac{Q_{\text{Profil12}}(b-a)}{A_{2\_1}} = -8.64 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{v31} := \sqrt{\sigma_{x32}^2 + 3 \cdot \tau_{x3m}^2} = 74.06 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Nachweis erfüllt!

## Überprüfung des Endrungschieblings

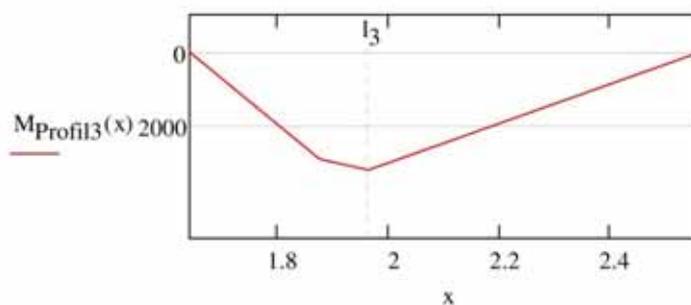
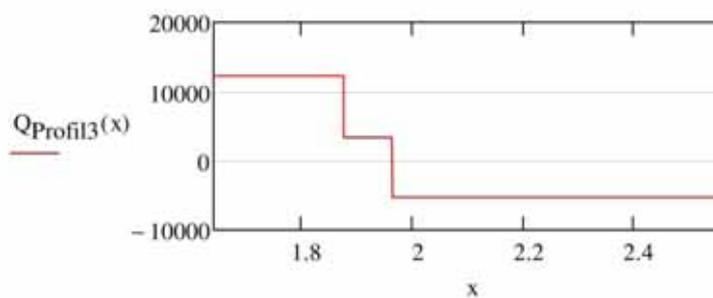


Schnittverlauf Endrungschiebling (für das Profil 3)

$$N_{\text{Profil3}(x)} := -F_{R1}$$

$$Q_{\text{Profil3}(x)} := \begin{cases} -F_1 & \text{if } b-a \leq x \leq b \\ -F_1 + F_2 & \text{if } b \leq x \leq l_3 \\ -F_1 + F_2 - F_{\text{Sch}} & \text{if } l_3 \leq x \leq l_4 \end{cases}$$

$$M_{\text{Profil3}(x)} := \begin{cases} -F_1 \cdot [x - (b-a)] & \text{if } b-a \leq x \leq b \\ -F_1 \cdot [x - (b-a)] + F_2 \cdot (x-b) & \text{if } b \leq x \leq l_3 \\ -F_1 \cdot [x - (b-a)] + F_2 \cdot (x-b) - F_{\text{Sch}} \cdot (x-l_3) & \text{if } l_3 \leq x \leq l_4 \end{cases}$$



**Ermittlung der statischen Bauteilfestigkeit (statischer Festigkeitsnachweis)  
des Endrungenschieblings**

Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle I3

Werkstoff: S355J2G3      Daten siehe oben

$$\sigma_{x41} := \frac{M_{\text{Profil3}}(I_3)}{I_{yy3}} \cdot e_{z3} + \frac{N_{\text{Profil3}}(I_3)}{A_3} = 85.89 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x42} := \frac{M_{\text{Profil3}}(I_3)}{I_{yy3}} \cdot (-e_{z3}) + \frac{N_{\text{Profil3}}(I_3)}{A_3} = -91.55 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{x4m} := \frac{Q_{\text{Profil3}}(I_3)}{A_3} = -4.89 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{v41} := \sqrt{\sigma_{x42}^2 + 3 \cdot \tau_{x4m}^2} = 91.94 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Nachweis erfüllt!

## A6.2 Endrunge eingefahren

Im eingefahrenen Zustand können die Längsholmsegmente durch das Anbringen einer zusätzlichen Halterung Zugkräfte auf die Stirnwand übertragen, ohne dass dabei die Bolzen für das Führen auf Scherung belastet werden. Dadurch ergibt sich für die Endrunge wieder eine zweiseitige Auflage.

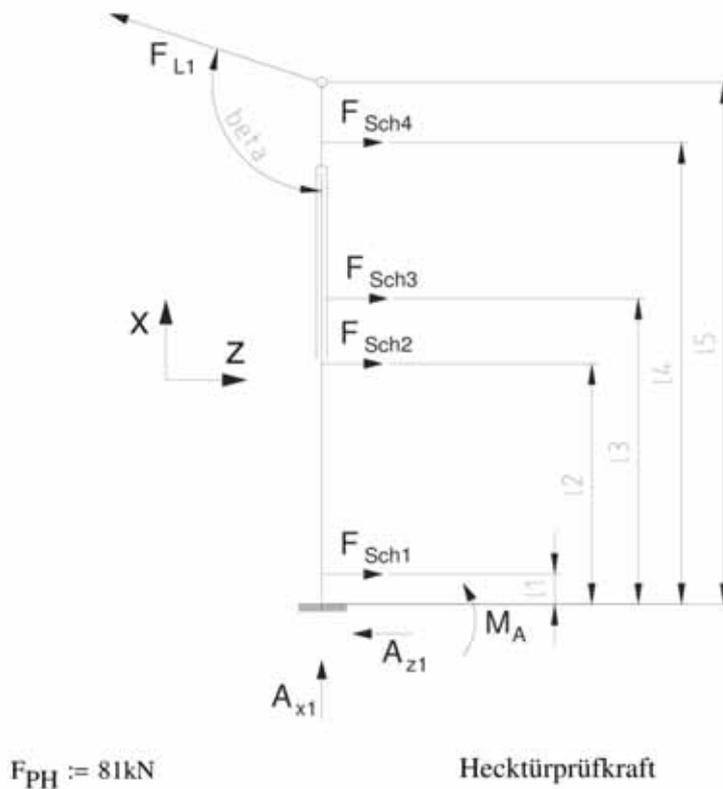
Die Endrunge wird zur Vereinfachung aus drei verschiedenen Profilquerschnitten aufgebaut:

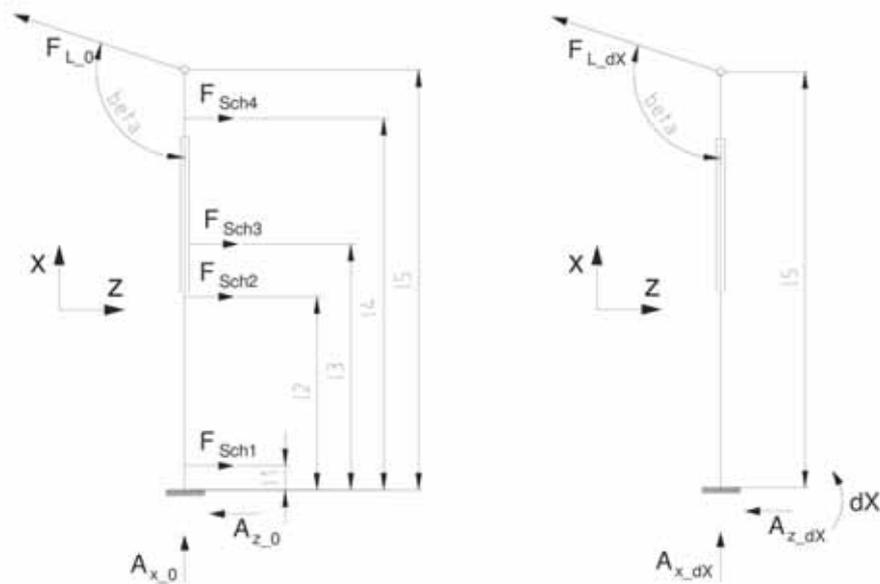
Abschnitt 1: von 0 bis 12

Abschnitt 2: 12 bis 14

Abschnitt 3: 14 bis 15

Der Abschnitt 2 setzt sich hierbei aus dem C-Profil und dem Hohlprofil zusammen.





### Ermittlung der Auflagerkräfte im statisch bestimmten System

Given

$$0 = F_{Sch1} + F_{Sch2} + F_{Sch3} + F_{Sch4} - F_L \cdot \sin(\beta) - A_{z_0} \quad \text{Z-Richtung}$$

$$0 = A_{x_0} - F_{L_0} \cdot \cos(\beta) \quad \text{X-Richtung}$$

$$0 = -(F_{Sch1} \cdot l_1 + F_{Sch2} \cdot l_2 + F_{Sch3} \cdot l_3 + F_{Sch4} \cdot l_4) + F_{L_0} \cdot \sin(\beta) \cdot l_5 \quad \text{Moment um A}$$

$$\text{Find}(F_{L_0}, A_{x_0}, A_{z_0}) \text{ simplify} \rightarrow \begin{bmatrix} \frac{F_{Sch1} \cdot l_1 + F_{Sch2} \cdot l_2 + F_{Sch3} \cdot l_3 + F_{Sch4} \cdot l_4}{l_5 \cdot \sin(\beta)} \\ \frac{\cot(\beta) \cdot (F_{Sch1} \cdot l_1 + F_{Sch2} \cdot l_2 + F_{Sch3} \cdot l_3 + F_{Sch4} \cdot l_4)}{l_5} \\ F_{Sch1} + F_{Sch2} + F_{Sch3} + F_{Sch4} - F_L \cdot \sin(\beta) \end{bmatrix}$$

$$\beta := 98^\circ$$

Längsholmwinkel aus der CAD-Datei

$$l_1 := 205.5 \text{ mm}$$

Längen aus der CAD-Datei

$$l_2 := 805.5 \text{ mm}$$

$$l_3 := 1213.5 \text{ mm}$$

$$l_4 := 1813.5 \text{ mm}$$

$$l_5 := 1977 \text{ mm}$$

### Aufteilung der Prüfkraft auf die Scharniere (Prüfkraft 85%)

$$F_{\text{Sch1}} := \frac{F_{\text{PH}}}{2l_5} \left[ l_1 + \frac{(l_2 - l_1)}{2} \right] \cdot 0.85 \quad F_{\text{Sch1}} = 8.802 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{Sch2}} := \frac{F_{\text{PH}}}{2l_5} \left[ \frac{(l_2 - l_1)}{2} + \frac{(l_3 - l_2)}{2} \right] \cdot 0.85 \quad F_{\text{Sch2}} = 8.776 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{Sch3}} := \frac{F_{\text{PH}}}{2l_5} \left[ \frac{(l_3 - l_2)}{2} + \frac{(l_4 - l_3)}{2} \right] \cdot 0.85 \quad F_{\text{Sch3}} = 8.776 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{Sch4}} := \frac{F_{\text{PH}}}{2l_5} \left[ (l_5 - l_4) + \frac{(l_4 - l_3)}{2} \right] \cdot 0.85 \quad F_{\text{Sch4}} = 8.07 \cdot \text{kN}$$

### Auflagerkräfte im statisch bestimmten System

$$F_{L_0} := \frac{F_{\text{Sch1}} \cdot l_1 + F_{\text{Sch2}} \cdot l_2 + F_{\text{Sch3}} \cdot l_3 + F_{\text{Sch4}} \cdot l_4}{l_5 \cdot \sin(\beta)}$$

$$A_{x_0} := \frac{\cot(\beta) \cdot (F_{\text{Sch1}} \cdot l_1 + F_{\text{Sch2}} \cdot l_2 + F_{\text{Sch3}} \cdot l_3 + F_{\text{Sch4}} \cdot l_4)}{l_5}$$

$$A_{z_0} := F_{\text{Sch1}} + F_{\text{Sch2}} + F_{\text{Sch3}} + F_{\text{Sch4}} - \frac{F_{\text{Sch1}} \cdot l_1 + F_{\text{Sch2}} \cdot l_2 + F_{\text{Sch3}} \cdot l_3 + F_{\text{Sch4}} \cdot l_4}{l_5}$$

$$F_{L_0} = 17.45 \cdot \text{kN}$$

$$A_{x_0} = -2.43 \cdot \text{kN}$$

$$A_{z_0} = 17.14 \cdot \text{kN}$$

### Ermittlung der Auflagerkräfte im statisch unbestimmten System

#### Auflagerkräfte zufolge X

$$F_{L_dX} = \frac{-X}{\sin(\beta) \cdot l_5} \quad A_{z_dX} = \frac{X}{l_5} \quad A_{x_dX} = -X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_5}$$

Werkstoffkennwerte und Pofildaten siehe A5.1

Schnittkräfte im statisch bestimmten System

Feld I

$$N_1(x) := -A_{x_0}$$

$$Q_1(x) := A_{z_0}$$

$$M_1(x) := A_{z_0} \cdot x$$

Feld II

$$N_2(x) := -A_{x_0}$$

$$Q_2(x) := A_{z_0} - F_{Sch1}$$

$$M_2(x) := A_{z_0} \cdot x - F_{Sch1} \cdot (x - l_1)$$

Feld III

$$N_3(x) := -A_{x_0}$$

$$Q_3(x) := A_{z_0} - F_{Sch1} - F_{Sch2}$$

$$M_3(x) := A_{z_0} \cdot x - F_{Sch1} \cdot (x - l_1) - F_{Sch2} \cdot (x - l_2)$$

Feld IV

$$N_4(x) := -A_{x_0}$$

$$Q_4(x) := A_{z_0} - F_{Sch1} - F_{Sch2} - F_{Sch3}$$

$$M_4(x) := A_{z_0} \cdot x - F_{Sch1} \cdot (x - l_1) - F_{Sch2} \cdot (x - l_2) \dots \\ + F_{Sch3} \cdot (x - l_3)$$

Feld V

$$N_5(x) := -A_{x_0}$$

$$Q_5(x) := A_{z_0} - F_{Sch1} - F_{Sch2} - F_{Sch3} - F_{Sch4}$$

$$M_5(x) := A_{z_0} \cdot x - F_{Sch1} \cdot (x - l_1) - F_{Sch2} \cdot (x - l_2) \dots \\ + F_{Sch3} \cdot (x - l_3) - F_{Sch4} \cdot (x - l_4)$$

Schnittkräfte zufolge  $\delta X$

Feld I

$$\delta N_1(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_5}$$

$$\delta Q_1(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_5}$$

$$\delta M_1(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_5} - 1 \right)$$

Feld II

$$\delta N_2(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_5}$$

$$\delta Q_2(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_5}$$

$$\delta M_2(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_5} - 1 \right)$$

Feld III

$$\delta N_3(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_5}$$

$$\delta Q_3(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_5}$$

$$\delta M_3(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_5} - 1 \right)$$

Feld IV

$$\delta N_4(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_5}$$

$$\delta Q_4(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_5}$$

$$\delta M_4(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_5} - 1 \right)$$

Feld V

$$\delta N_5(x, \delta X) := -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_5}$$

$$\delta Q_5(x, \delta X) := \frac{\delta X}{l_5}$$

$$\delta M_5(x, \delta X) := \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_5} - 1 \right)$$

### Zusammenfassung Schnittkraftverläufe

$$\begin{aligned}
 N_{14}(x) &:= -A_{x_0} & \delta N_{14}(x, \delta X) &:= -\delta X \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(\beta) \cdot l_5} \\
 Q_{14}(x) &:= \begin{cases} A_{z_0} & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ A_{z_0} - F_{\text{Sch1}} & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ A_{z_0} - F_{\text{Sch1}} - F_{\text{Sch2}} & \text{if } l_2 \leq x \leq l_3 \\ A_{z_0} - F_{\text{Sch1}} - F_{\text{Sch2}} - F_{\text{Sch3}} & \text{if } l_3 \leq x \leq l_4 \\ A_{z_0} - F_{\text{Sch1}} - F_{\text{Sch2}} - F_{\text{Sch3}} - F_{\text{Sch4}} & \text{if } l_4 \leq x \leq l_5 \end{cases} & \delta Q_{14}(x, \delta X) &:= \frac{\delta X}{l_5} \\
 M_{14}(x) &:= \begin{cases} A_{z_0} \cdot x & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ A_{z_0} \cdot x - F_{\text{Sch1}} \cdot (x - l_1) & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ A_{z_0} \cdot x - F_{\text{Sch1}} \cdot (x - l_1) - F_{\text{Sch2}} \cdot (x - l_2) & \text{if } l_2 \leq x \leq l_3 \\ A_{z_0} \cdot x - F_{\text{Sch1}} \cdot (x - l_1) - F_{\text{Sch2}} \cdot (x - l_2) \dots & \text{if } l_3 \leq x \leq l_4 \\ + F_{\text{Sch3}} \cdot (x - l_3) \\ A_{z_0} \cdot x - F_{\text{Sch1}} \cdot (x - l_1) - F_{\text{Sch2}} \cdot (x - l_2) \dots & \text{if } l_4 \leq x \leq l_5 \\ + F_{\text{Sch3}} \cdot (x - l_3) - F_{\text{Sch4}} \cdot (x - l_4) \end{cases} & \delta M_{14}(x, \delta X) &:= \delta X \cdot \left( \frac{x}{l_5} - 1 \right)
 \end{aligned}$$

Allgemein gilt für die Überlagerung der Lastfälle  $k$  mit  $X_{jk}^{(n)}$  für die Weggrößen

$$g_{i,k}^{(n)} = g_{i,k}^{(0)} + \sum_{j=1}^n g_{ij, X_{jk}^{(n)}=1}^{(0)} \cdot X_{jk}^{(n)}$$

Verdrehung an der Lagerstelle A

$$g_1^{(1)} = g_{1_0, F}^{(0)} + g_{1_0, X_1} \cdot X^{(1)}$$

Da keine Verschiebung in Punkt 1 zufolge  $X$  oder  $F$  erlaubt ist muss  $g_1^{(1)} = 0$  sein.

Prinzip der virtuellen inneren Ergänzungsarbeit für Stäbe (ohne Temperaturterme)

$$\delta X \cdot g_{ik} = \int_0^l \delta N(x, \delta X) \cdot \frac{N(x)}{E \cdot A_1} dx + \int_0^l \delta Q(x, \delta X) \cdot \frac{Q(x)}{G \cdot A_Q} dx + \int_0^l \delta M(x, \delta X) \cdot \frac{M(x)}{E \cdot I} dx$$

Mit Dehnsteifigkeit EA, Schubsteifigkeit  $G \cdot A_Q$ , Torsionssteifigkeit  $GI_T$  gegen unendlich folgt für die Weggröße im statisch bestimmten System zufolge  $F_{Sch}$

$$g_{1\_0\_F}(\delta X) := \frac{1}{\delta X} \left[ \int_0^{l_2} M_{14}(x) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, \delta X)}{E \cdot I_{yy1}} dx + \int_{l_2}^{l_3} M_{14}(x) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, \delta X)}{E \cdot (I_{yy2} + I_{yy3})} dx \dots \right. \\ \left. + \int_{l_3}^{l_5} M_{14}(x) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, \delta X)}{E \cdot I_{yy3}} dx \right]$$

$$g_{1\_0\_F}(1 \cdot N \cdot m) = -0.004604$$

Für die statische Einheitsverschiebung zufolge  $X^{(1)} = 1$  folgt

$$g_{1\_X\_1}(\delta X) := \frac{1}{\delta X} \left[ \int_0^{l_2} \delta M_{14}(x, 1) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, \delta X)}{E \cdot I_{yy1}} dx + \int_{l_2}^{l_3} \delta M_{14}(x, 1) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, \delta X)}{E \cdot (I_{yy2} + I_{yy3})} dx \dots \right. \\ \left. + \int_{l_3}^{l_5} \delta M_{14}(x, 1) \cdot \frac{\delta M_{14}(x, \delta X)}{E \cdot I_{yy1}} dx \right]$$

$$g_{1\_X\_1}(1 \cdot N \cdot m) = 321.6992 \times 10^{-9} \frac{1}{N \cdot m}$$

$$X := \frac{-g_{1\_0\_F}(1 \cdot N \cdot m)}{g_{1\_X\_1}(1 \cdot N \cdot m)} \quad X = 14312.742 \cdot N \cdot m$$

Auflagerkräfte im unbestimmten System ist die Summe aus statisch bestimmten und virtuellen System.

$F_{L1} := F_{L\_0} + F_{L\_dX}$	$F_{L1} = 10139.804 N$	Diese Kraft bestimmt die Bolzenauslegung
$F_{L1x} := F_{L1} \cdot \cos(\beta)$	$F_{L1x} = -1411.19 N$	
$A_{z1} := A_{z\_0} + A_{z\_dX}$	$A_{z1} = 24383.876 N$	
$A_{x1} := A_{x\_0} + A_{x\_dX}$	$A_{x1} = -1411.188 N$	

## Schnittkräfte des unbestimmten Systems

$$Q_{10}(x) := Q_{14}(x) + \delta Q_{14}(x, X)$$

$$M_{10}(x) := M_{14}(x) + \delta M_{14}(x, X)$$

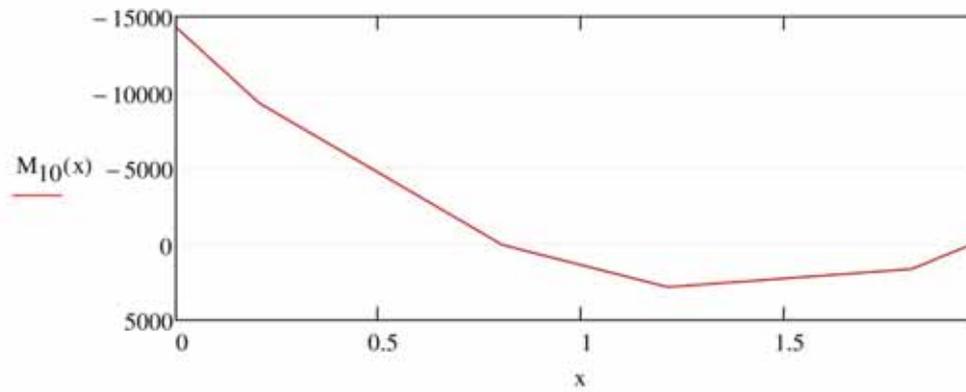
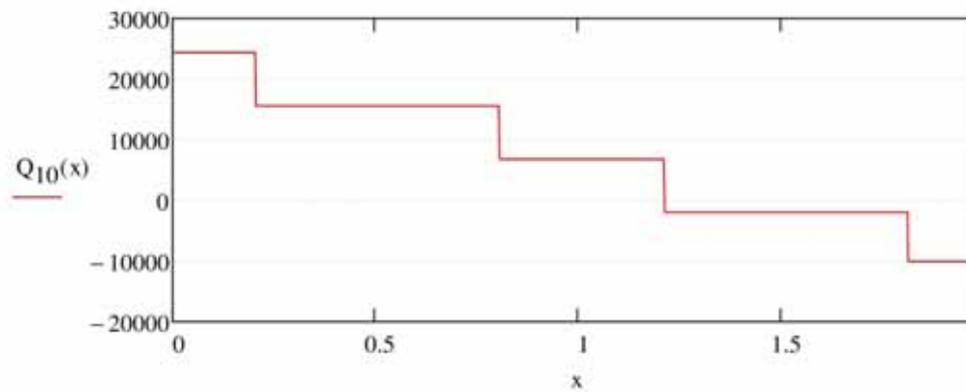
$$M_{10}(0) = -14312.742 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{10}(l_1) = -9301.856 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{10}(l_2) = 47.184 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

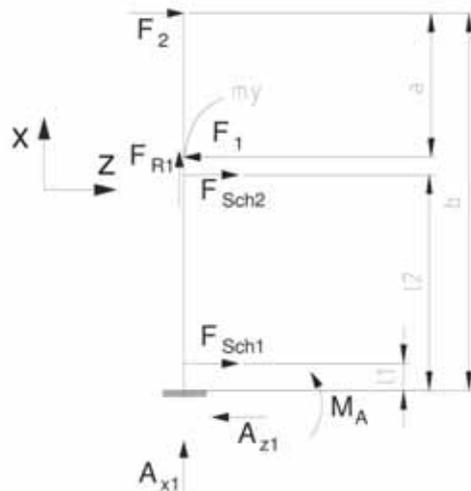
$$M_{10}(l_3) = 2823.913 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{10}(l_4) = 1641.724 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



## Überprüfung der Querschnitte an den gefährdeten Stellen

### Standrohr Endrunge



Hier besteht der Steher aus zwei verschiedenen Profilquerschnitten.  
Abschnitt 1: 0 bis 12  
Abschnitt 2: 12 bis b

Reibung ist nur bei  $F_1$  zu berücksichtigen, die Rollreibung durch die eingebaute Rolle wird vernachlässigt

Berechnen der unbekannt Kräfte  $F_1$  und  $F_2$

Given

$$0 = -A_{z1} + F_{Sch1} + F_{Sch2} - F_1 + F_2$$

$$0 = M_A - F_{Sch1} \cdot l_1 - F_{Sch2} \cdot l_2 + F_1 \cdot (b - a) - F_2 \cdot b$$

$$\text{Find}(F_1, F_2) \text{ simplify} \rightarrow \left( \begin{array}{l} \frac{M_A - A_{z1} \cdot b + F_{Sch1} \cdot b + F_{Sch2} \cdot b - F_{Sch1} \cdot l_1 - F_{Sch2} \cdot l_2}{a} \\ A_{z1} - F_{Sch1} - F_{Sch2} + \frac{M_A - A_{z1} \cdot b + F_{Sch1} \cdot b + F_{Sch2} \cdot b - F_{Sch1} \cdot l_1 - F_{Sch2} \cdot l_2}{a} \end{array} \right)$$

$$\mu_0 := 0.25$$

Haftreibungszahl POM-Stahl Trocken

$$b := 1875.5 \text{ mm}$$

$$M_A := X$$

$$A_{z1} = 24.38 \text{ kN}$$

$$a := 943 \text{ mm}$$

$$M_A = 14312.74 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$A_{x1} = -1.41 \text{ kN}$$

$$F_1 := \frac{M_A - A_{z1} \cdot b + F_{Sch1} \cdot b + F_{Sch2} \cdot b - F_{Sch1} \cdot l_1 - F_{Sch2} \cdot l_2}{a}$$

$$F_2 := A_{z1} - F_{Sch1} - F_{Sch2} + \frac{M_A - A_{z1} \cdot b + F_{Sch1} \cdot b + F_{Sch2} \cdot b - F_{Sch1} \cdot l_1 - F_{Sch2} \cdot l_2}{a}$$

$$F_1 = -7.77 \text{ kN}$$

$$F_2 = -0.97 \text{ kN}$$

$$F_{R1} := |F_1| \cdot \mu_0$$

$$F_{R1} = 1943.08 \text{ N}$$

$$|F_{R1}| \geq |F_{x1}|$$

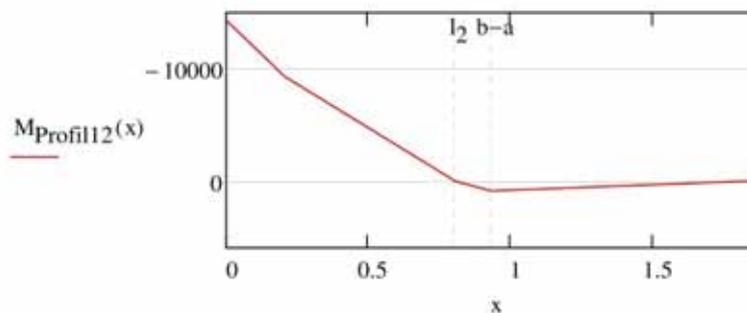
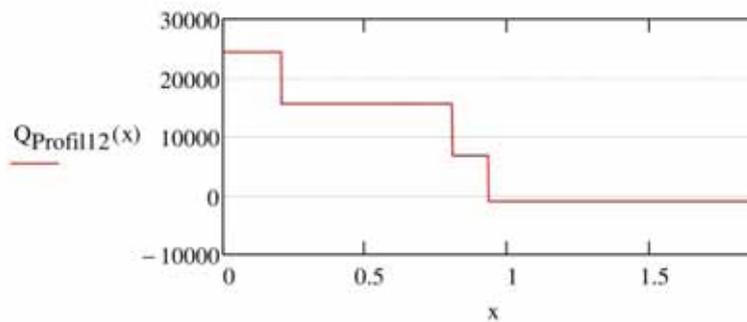
Keine zusätzliche Arretierung erforderlich

### Schnittverlauf Standrohr Endrungen

$$N_{\text{Profil}12}(x) := \begin{cases} -A_{x1} & \text{if } 0 \leq x \leq b-a \\ -A_{x1} - F_{R1} & \text{if } b-a \leq x \leq b \end{cases}$$

$$Q_{\text{Profil}12}(x) := \begin{cases} A_{z1} & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ A_{z1} - F_{\text{Sch}1} & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ A_{z1} - F_{\text{Sch}1} - F_{\text{Sch}2} & \text{if } l_2 \leq x \leq b-a \\ A_{z1} - F_{\text{Sch}1} - F_{\text{Sch}2} + F_1 & \text{if } b-a \leq x \leq b \end{cases}$$

$$M_{\text{Profil}12}(x) := \begin{cases} A_{z1} \cdot x - M_A & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ A_{z1} \cdot x - M_A - F_{\text{Sch}1} \cdot (x - l_1) & \text{if } l_1 \leq x \leq l_2 \\ A_{z1} \cdot x - M_A - F_{\text{Sch}1} \cdot (x - l_1) - F_{\text{Sch}2} \cdot (x - l_2) & \text{if } l_2 \leq x \leq b-a \\ A_{z1} \cdot x - M_A - F_{\text{Sch}1} \cdot (x - l_1) - F_{\text{Sch}2} \cdot (x - l_2) + F_1 \cdot [x - (b-a)] & \text{if } b-a \leq x \leq b \end{cases}$$



### **Ermittlung der statischen Bauteilfestigkeit (statischer Festigkeitsnachweis) des Standrohres**

Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle 0 (Einspannstelle)

$$S := 1.5$$

statische Sicherheit

$$R_{p02} := 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Werkstoff S355J2G3

$$\sigma_{zul} := \frac{R_{p02}}{S}$$

$$\sigma_{zul} = 236.67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x11} := \frac{M_{\text{Profil12}}^{(0)}}{I_{yy1}} \cdot e_{z11} + \frac{N_{\text{Profil12}}^{(0)}}{A_1} = -155.14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x12} := \frac{M_{\text{Profil12}}^{(0)}}{I_{yy1}} \cdot e_{z12} + \frac{N_{\text{Profil12}}^{(0)}}{A_1} = 147.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{x1m} := \frac{Q_{\text{Profil12}}^{(0)}}{A_1} = 14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Hier wird mit  $T_{\text{mittel}}$  gerechnet, da die maximale Druckspannung an der äusseren Randfaser liegt und dort  $T_{\text{ist}} < T_{\text{mittel}}$  ist

Gestaltänderungshypothese

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{v12} := \sqrt{\sigma_{x11}^2 + 3 \cdot \tau_{x1m}^2} = 157.02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Nachweis erfüllt!

Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle 2 (I2)

$$\sigma_{x21} := \frac{M_{\text{Profil12}}(l_2)}{I_{yy2}} \cdot e_{z2} + \frac{N_{\text{Profil12}}(l_2)}{A_2} = 3.3 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x22} := \frac{M_{\text{Profil12}}(l_2)}{I_{yy2}} \cdot (-e_{z2}) + \frac{N_{\text{Profil12}}(l_2)}{A_2} = 0.16 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{x2m} := \frac{Q_{\text{Profil12}}(0)}{A_1} = 14 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{v21} := \sqrt{\sigma_{x21}^2 + 3 \cdot \tau_{x2m}^2} = 24.47 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Nachweis erfüllt!

Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle 3 (b-a)

In diesem Bereich wird das C-Profil durch ein Blech an der offenen Seite geschlossen, es entsteht somit ein geschlossenes Hohlprofil.

$$B_2 := 44\text{mm}$$

$$H_2 := 134\text{mm}$$

$$t_2 := 3\text{mm}$$

$$A_{2\_1} := B_2 \cdot H_2 - (B_2 - 2 \cdot t_2) \cdot (H_2 - 2t_2)$$

$$I_{yy2\_1} := \frac{B_2 \cdot H_2^3 - (B_2 - 2t_2) \cdot (H_2 - 2t_2)^3}{12} = 2181400 \cdot \text{mm}^4$$

$$\sigma_{x31} := \frac{M_{\text{Profil12}}(b-a)}{I_{yy2\_1}} \cdot e_{z2} + \frac{N_{\text{Profil12}}(b-a)}{A_{2\_1}} = 27.48 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x32} := \frac{M_{\text{Profil12}}(b-a)}{I_{yy2\_1}} \cdot (-e_{z2}) + \frac{N_{\text{Profil12}}(b-a)}{A_{2\_1}} = -28.51 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

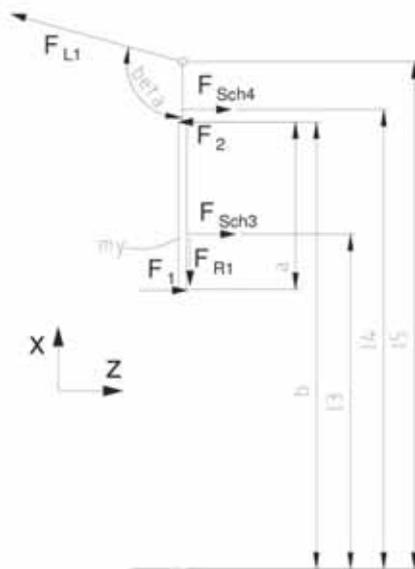
$$\tau_{x3m} := \frac{Q_{\text{Profil12}}(b-a)}{A_{2\_1}} = -0.94 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{v32} := \sqrt{\sigma_{x32}^2 + 3 \cdot \tau_{x3m}^2} = 28.56 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

Nachweis erfüllt!

## Überprüfung des Endrungschieblings

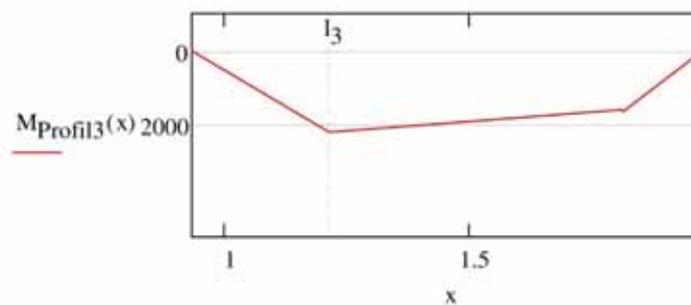
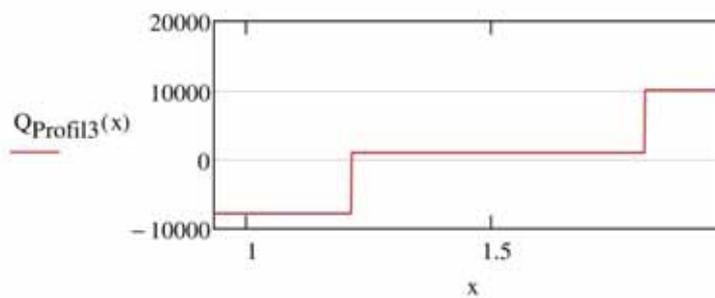


### Schnittverlauf Endrungschiebling (für das Profil 3)

$$N_{\text{Profil3}}(x) := F_{R1}$$

$$Q_{\text{Profil3}}(x) := \begin{cases} F_1 & \text{if } b-a \leq x \leq l_3 \\ F_1 + F_{\text{Sch3}} & \text{if } l_3 \leq x \leq b \\ F_1 + F_{\text{Sch3}} - F_2 & \text{if } b \leq x \leq l_4 \\ F_1 + F_{\text{Sch3}} - F_2 + F_{\text{Sch4}} & \text{if } l_4 \leq x \leq l_5 \end{cases}$$

$$M_{\text{Profil3}}(x) := \begin{cases} -F_1 \cdot [x - (b-a)] & \text{if } b-a \leq x \leq l_3 \\ -F_1 \cdot [x - (b-a)] - F_{\text{Sch3}} \cdot (x - l_3) & \text{if } l_3 \leq x \leq b \\ -F_1 \cdot [x - (b-a)] - F_{\text{Sch3}} \cdot (x - l_3) + F_2 \cdot (x - b) & \text{if } b \leq x \leq l_4 \\ -F_1 \cdot [x - (b-a)] - F_{\text{Sch3}} \cdot (x - l_3) + F_2 \cdot (x - b) - F_{\text{Sch4}} \cdot (x - l_4) & \text{if } l_4 \leq x \leq l_5 \end{cases}$$



### **Ermittlung der statischen Bauteilfestigkeit (statischer Festigkeitsnachweis) des Endrungschieblings**

Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle I3

Werkstoff: S355J2G3      Daten siehe oben

$$\sigma_{x41} := \frac{M_{\text{Profil3}}(I_3)}{I_{yy3}} \cdot e_{z3} + \frac{N_{\text{Profil3}}(I_3)}{A_3} = 62.95 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x42} := \frac{M_{\text{Profil3}}(I_3)}{I_{yy3}} \cdot (-e_{z3}) + \frac{N_{\text{Profil3}}(I_3)}{A_3} = -59.36 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{x4m} := \frac{Q_{\text{Profil3}}(I_3)}{A_3} = 0.93 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{v41} := \sqrt{\sigma_{x41}^2 + 3 \cdot \tau_{x4m}^2} = 62.97 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

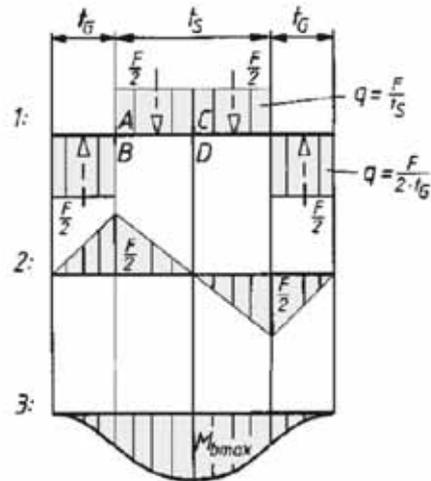
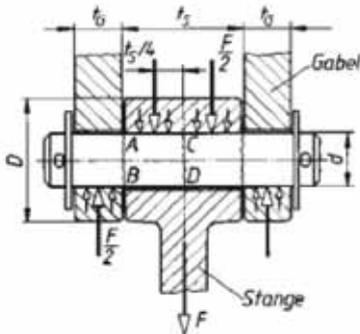
$$\sigma_{voh} \leq \sigma_{zul}$$

Nachweis erfüllt!

## A6.3 Bolzenverbindung: Schiebling-Längsholm

### Bolzenauslegung

nach Roloff/Matek Bolzen-, Stiftverbindungen im Maschinenbau



Einbaufall 1:

Der Bolzen sitzt in der Gabel und in der Stange mit einer Spielpassung.

1: Bolzen als frei aufliegender Träger

2: Querkraftfläche

3: Momentenfläche

Größtes Biegemoment im Bolzenquerschnitt:

Werkstoff Bolzen: C45 1.1191

$$R_{mN} := 650 \text{ MPa}$$

$$F_{\text{nenn}} := 10.2 \text{ kN}$$

$$k := 1.6$$

$$K_A := 1.25$$

$$K_t = 1 - 0.26 \cdot \ln\left(\frac{d}{32\text{mm}}\right)$$

$$K_t := 1$$

$$R_m := K_t \cdot R_{mN}$$

$$\sigma_{\text{bzul}} := 0.2 \cdot R_m = 130 \text{ MPa}$$

$$d_{\text{erf}} := k \cdot \sqrt{K_A \cdot \frac{F_{\text{nenn}}}{\sigma_{\text{bzul}}}} \quad d_{\text{erf}} = 15.8 \text{ mm}$$

$$d_{\text{gew}} := 20 \text{ mm}$$

$$t_G := 6 \text{ mm}$$

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

Aus A5.2

Einspannfaktor für Einbaufall 1

Anwendungsfaktor

Technologischer Größeneinflussfaktor (Formel für Vergütungsstähle)

bei schwellender Belastung

Einbaufall 1:

$$M_{b\_max1} := F_{nenn} \cdot \frac{(t_S + 2 \cdot t_G)}{8}$$

$$M_{b\_max1} = 56.1 \cdot N \cdot m$$

Biegespannung (Vollbolzen)

$$W_b := \frac{d_{gew}^3 \cdot \pi}{32}$$

$$W_b = 785.4 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_b := \frac{K_A \cdot M_{b\_max1}}{W_b}$$

$$\sigma_b = 89.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b \leq \sigma_{bzul}$$

Überprüfung der Flächenpressung an den Aussenlaschen

Werkstoff Lasche: S235J2G3

$$p_{Gzul} := 490 \text{ MPa}$$

Grenzflächenpressung S235 nach VDI 2230

$$A_{proj} := 2 \cdot t_G \cdot d_{gew}$$

$$A_{proj} = 240 \text{ mm}^2$$

$$p := \frac{K_A \cdot F_{nenn}}{A_{proj}}$$

$$p = 53.1 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_{Gzul}$$

## A7. Berechnung zur Mittelrungen nach EN 12642

### A7.1 Vorauslegung der Mittelrungen

Für die Berechnungen werden die aufzunehmenden Kräfte über die Seitenflächenanteile auf die einzelnen Rungen aufgeteilt (siehe Abbildung A3 und A4). Die auftretenden Kräfte im Ladungssicherungsfall werden so von den Aluminium-Einsteckklatten über die Rungen in den Rahmen geleitet. Über Gl.(A7.8) wird der Prüfdruck ermittelt ( $P=107\text{kN}$  lt. Hersteller).

$$F = \frac{0,4 \cdot P}{\geq 0,75 \cdot H \cdot L} \quad (\text{A7.8})$$

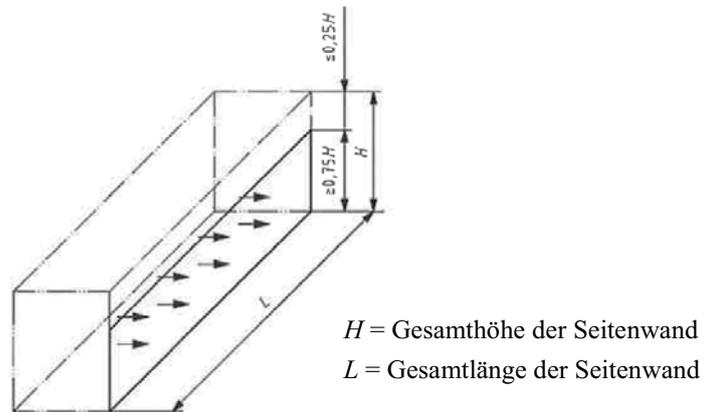


Abbildung A3: Prüfung der Seitenwand [24]

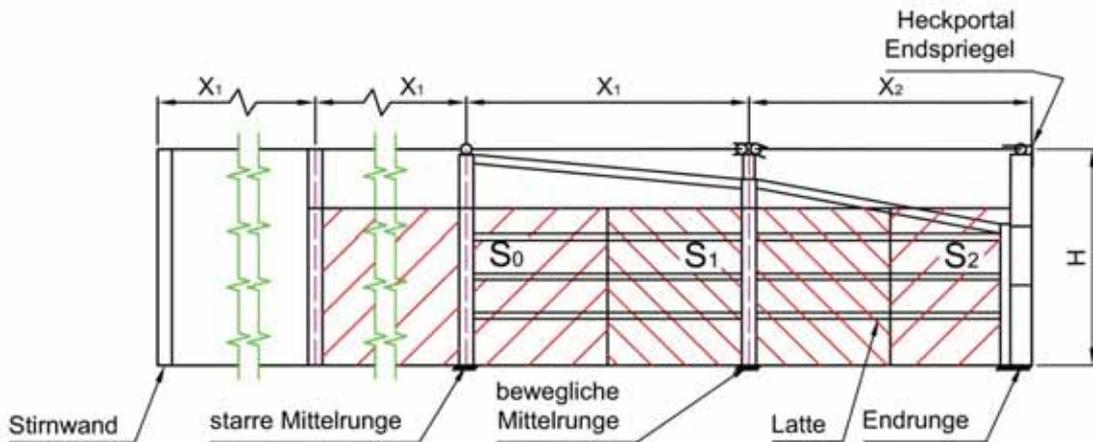
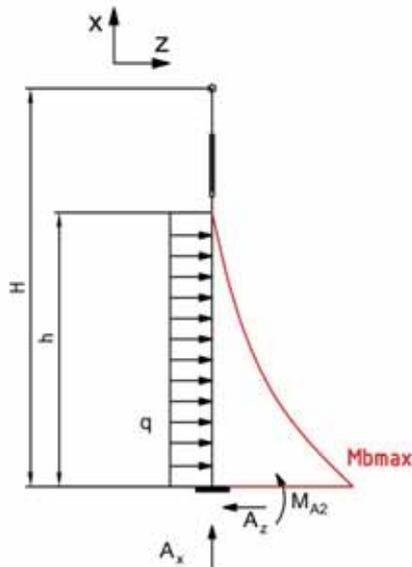


Abbildung A4: Auflieger-Aufbau in der Seitenansicht

Für die erste Vorauslegung wird die Mittelrunge im ausgefahrenen Zustand, als einfacher auskragender Träger mit einer Streckenlast  $q = F/h$  betrachtet, wobei  $h = 0,75 \cdot H$  entspricht. Abbildung A5 zeigt das betrachtete statisch bestimmte System und die Ergebnisse der ersten Vorauslegung.



$$M_{bmax} = 23,6 \text{ kN}$$

$$A_x = 0 \text{ kN}$$

$$A_z = 22,45 \text{ kN}$$

Abbildung A5: Mittelrunge als Statisch bestimmtes System und eingezeichnetem Momentenverlauf

## A7.2 Berechnung zur Mittelrunge mit Zugstrebe

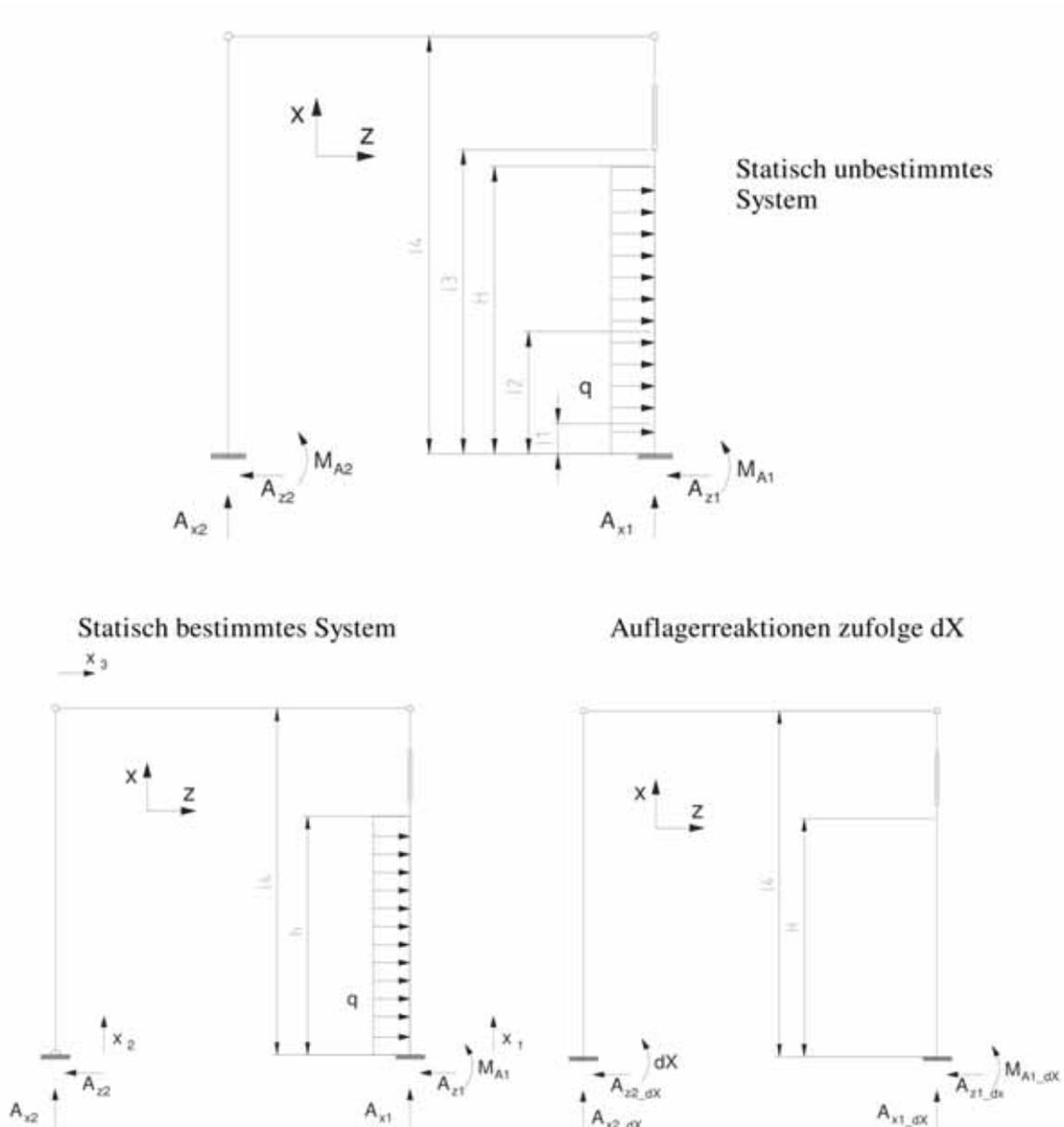
Um das Moment im Auflager der Rungen zu reduzieren, werden zwischen den sich gegenüberliegenden Rungen Zugstreben angebracht und in der nachfolgenden Auslegung mit berücksichtigt. Die Mittelrunge wird vereinfacht aus drei verschiedenen Profilquerschnitten aufgebaut:

Abschnitt 1: von 0 bis 12

Abschnitt 2: 12 bis 13

Abschnitt 3: 13 bis 14

Die seitlich am Ladeboden befindlichen Palettenanschlüge, welche in jedem Fall einen gewissen Anteil der Kraft direkt aufnehmen, werden nachfolgend nicht berücksichtigt. Weiters kann davon ausgegangen werden, dass ab einer gewissen elastischen Verformung der Rungen und der Längsholmsegmente die Querspiegel ebenfalls Kräfte auf die gegenüberliegende unbelastete Seite leiten. Zum Lösen des unbestimmten Systems wird wie bei der Endrunge das Kraftgrößenverfahren angewendet.



## Ermittlung der Auflagerkräfte im statisch bestimmten Hauptsystem

Given

Gleichungen definieren

$$0 = \int_0^h q \, dx - A_{z1\_0}$$

Summe in Z-Richtung

$$0 = A_{x1\_0}$$

Summe in X-Richtung

$$0 = -\int_0^h q \cdot x \, dx + M_{A1}$$

Moment um A1

$$\text{Find}(A_{x1\_0}, A_{z1\_0}, M_{A1}) \text{ simplify} \rightarrow \begin{pmatrix} 0 \\ h \cdot q \\ \frac{h^2 \cdot q}{2} \end{pmatrix}$$

## Ermittlung einwirkenden Streckenlast

$$H := 2800\text{mm}$$

$$P := 107\text{kN}$$

Längen aus der CAD-Datei

$$L := 13500\text{mm}$$

$$X_1 := 3333\text{mm}$$

$$X_2 := 3456\text{mm}$$

$$h := 0.75H$$

$$l_1 := 150\text{mm}$$

$$l_2 := 790\text{mm}$$

$$l_3 := 1570\text{mm}$$

$$l_4 := 2750\text{mm}$$

$$q := \frac{P \cdot 85}{0.75HL} \cdot \frac{X_1 + X_2}{2}$$

$$q = 10.89 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Streckenlast bei 85% Prüfkraft

## Auflagerkräfte im bestimmten System

$$A_{x1\_0} := 0$$

$$A_{x1\_0} = 0 \cdot \text{kN}$$

$$A_{z1\_0} := h \cdot q$$

$$A_{z1\_0} = 22.87 \cdot \text{kN}$$

$$M_{A1\_0} := \frac{h^2 \cdot q}{2}$$

$$M_{A1\_0} = 24.01 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$A_{x2\_0} := 0$$

$$A_{z2\_0} := 0$$

$$M_{A2\_0} := 0$$

## Ermittlung der Auflagerkräfte zufolge dX

$$A_{z2\_dX} = \frac{X}{l_4}$$

$$A_{z1\_dX} = \frac{-X}{l_4}$$

$$A_{x1\_dX} = 0$$

$$A_{x2\_dX} = 0$$

$$M_{A1\_dX} = -X$$

## Werkstoffkennwerte

$$E := 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu := 0.3$$

$$G := \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

Elastizitätsmodul Stahl

Querkontraktionszahl

Schubmodul

Daten der Profile aus Catia Daten bzw. Tabellenbuch

### Profil 1:

$$b(x) := \begin{cases} -\cos(30^\circ)(x - l_1) + 120\text{mm} & \text{if } 0 \leq x \leq l_1 \\ 120\text{mm} & \text{if } x \geq l_1 \end{cases}$$

$$I_{yy1}(x) := \frac{(40\text{-mm})^3 \cdot b(x)}{12}$$

$$A_1(x) := 120\text{mm} \cdot b(x)$$

$$e_{z1} := 20\text{mm}$$

Standfuß - Verjüngender Vollquerschnitt

max. Randfaserabstand

### Profil 2:

$$I_{yy2} := 545886 \cdot \text{mm}^4$$

$$A_2 := 2063 \text{mm}^2$$

$$e_{z21} := 20.9\text{mm}$$

$$e_{z2} := -24.1\text{mm}$$

geschlitztes Formrohr 120x40x5 mit angeschweißten Winkelprofilen

max. Randfaserabstand

max. Randfaserabstand

### Profil 3:

$$I_{yy3} := 710000 \cdot \text{mm}^4$$

$$A_3 := 2800 \cdot \text{mm}^2$$

$$e_{z31} := 20.9\text{mm}$$

$$e_{z32} := -24.1\text{mm}$$

geschlitztes Formrohr 120x40x5 mit angeschweißten Winkelprofilen und innen laufendes Formrohr 100x30x5

max. Randfaserabstand

max. Randfaserabstand

### Profil 4-Stange

$$A_4 := \frac{(16\text{-mm})^2 \cdot \pi}{4}$$

### Schnittkräfte im statisch bestimmten System

$$N_{12\_1}(x_1) := -A_{x1\_0}$$

$$Q_{12\_1}(x_1) := \begin{cases} q \cdot x_1 - A_{z1\_0} & \text{if } 0 \leq x_1 \leq h \\ q \cdot h - A_{z1\_0} & \text{if } h \leq x_1 \leq l_4 \end{cases}$$

$$M_{12\_1}(x_1) := \begin{cases} A_{z1\_0} \cdot x_1 - M_{A1\_0} - q \cdot \frac{x_1^2}{2} & \text{if } 0 \leq x_1 \leq h \\ A_{z1\_0} \cdot x_1 - M_{A1\_0} - q \cdot h \cdot \left(x_1 - \frac{h}{2}\right) & \text{if } h \leq x_1 \leq l_4 \end{cases}$$

$$N_{1\_2}(x_2) := 0$$

$$Q_{1\_2}(x_2) := 0$$

$$M_{1\_2}(x_2) := 0$$

$$N_{1\_3}(x_3) := 0$$

### Schnittkräfte zufolge dX

$$\delta N_{12\_1}(x_1, \delta X) := 0$$

$$\delta Q_{12\_1}(x_1, \delta X) := \frac{-\delta X}{l_4}$$

$$\delta M_{12\_1}(x_1, \delta X) := -\delta X \cdot \left(\frac{x_1}{l_4} - 1\right)$$

$$\delta N_{1\_2}(x_2, \delta X) := 0$$

$$\delta Q_{1\_2}(x_2, \delta X) := \frac{\delta X}{l_4}$$

$$\delta M_{1\_2}(x_2, \delta X) := \delta X \cdot \left(\frac{x_2}{l_4} - 1\right)$$

$$\delta N_{1\_3}(x_3, \delta X) := \frac{\delta X}{l_4}$$

Allgemein gilt für die Überlagerung der Lastfälle k mit  $X_{jk}^{(n)}$  für die Weggrößen

$$g_{i,k}^{(n)} = g_{i,k}^{(0)} + \sum_{j=1}^n g_{ij, X_{jk}^{(n)}=1}^{(0)} \cdot X_{jk}^{(n)}$$

Verdrehung an der Lagerstelle A2

$$g_1^{(1)} = g_{1\_0\_F}^{(0)} + g_{1\_X\_1} \cdot X^{(1)}$$

Da keine Verschiebung in Punkt 1 zufolge X oder F erlaubt ist muss  $g_1^{(1)} = 0$  sein.

Prinzip der virtuellen inneren Ergänzungsarbeit für Stäbe (ohne Temperaturterme)

$$\delta X \cdot g_{ik} = \int_0^l \delta N(x, \delta X) \cdot \frac{N(x)}{E \cdot A_1} dx + \int_0^l \delta Q(x, \delta X) \cdot \frac{Q(x)}{G \cdot A_Q} dx + \int_0^l \delta M(x, \delta X) \cdot \frac{M(x)}{E \cdot I} dx$$

Mit Dehnsteifigkeit EA, Schubsteifigkeit  $G \cdot A_Q$ , Torsionssteifigkeit  $GI_T$  gegen unendlich folgt für die Weggröße im statisch bestimmten System zufolge F

$$g_{1\_0\_F}(\delta X) := \frac{1}{\delta X} \left( \int_0^{l_2} \delta M_{12\_1}(x_1, \delta X) \cdot \frac{M_{12\_1}(x_1)}{E \cdot I_{yy1}(x_1)} dx_1 + \int_{l_2}^{l_3} \delta M_{12\_1}(x_1, \delta X) \cdot \frac{M_{12\_1}(x_1)}{E \cdot I_{yy2}} dx_1 \dots \right. \\ \left. + \int_{l_3}^{l_4} \delta M_{12\_1}(x_1, \delta X) \cdot \frac{M_{12\_1}(x_1)}{E \cdot I_{yy3}} dx_1 \right)$$

$$g_{1\_0\_F}(1 \cdot N \cdot m) = -0.09606$$

Für die statische Einheitsverschiebung zufolge  $X^{(1)} = 1$  folgt

$$g_{1\_X\_1}(\delta X) := \frac{1}{\delta X} \left( \int_0^{l_2} \delta M_{12\_1}(x_1, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{12\_1}(x_1, 1)}{E \cdot I_{yy1}(x_1)} dx_1 + \int_{l_2}^{l_3} \delta M_{12\_1}(x_1, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{12\_1}(x_1, 1)}{E \cdot I_{yy2}} dx_1 \dots \right.$$

$$+ \int_{l_3}^{l_4} \delta M_{12\_1}(x_1, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{12\_1}(x_1, 1)}{E \cdot I_{yy3}} dx_1 \dots$$

$$+ \int_0^{l_2} \delta M_{1\_2}(x_2, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{1\_2}(x_2, 1)}{E \cdot I_{yy1}(x_2)} dx_2 + \int_{l_2}^{l_3} \delta M_{1\_2}(x_2, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{1\_2}(x_2, 1)}{E \cdot I_{yy2}} dx_2 \dots$$

$$\left. + \int_{l_3}^{l_4} \delta M_{1\_2}(x_2, \delta X) \cdot \frac{\delta M_{1\_2}(x_2, 1)}{E \cdot I_{yy3}} dx_2 + \int_{l_2}^{l_3} \delta N_{1\_3}(x_3, \delta X) \cdot \frac{\delta N_{1\_3}(x_3, 1)}{E \cdot A_4} dx_3 \right)$$

$$g_{1\_X\_1}(1 \cdot \text{N} \cdot \text{m}) = 13.51 \times 10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{N} \cdot \text{m}}$$

$$X := \frac{-g_{1\_0\_F}(1 \cdot \text{N} \cdot \text{m})}{g_{1\_X\_1}(1 \cdot \text{N} \cdot \text{m})}$$

$$X = 7110.9 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Die Auflagerkräfte im unbestimmten System ist die Summe aus statisch bestimmten und virtuellen System

$$M_{A1} := M_{A1\_0} + M_{A1\_dX}$$

$$M_{A1} = 16.9 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$A_{z1} := A_{z1\_0} + A_{z1\_dX}$$

$$A_{z1} = 20283 \text{ N}$$

$$A_{x1} := A_{x1\_0} + A_{x1\_dX}$$

$$A_{x1} = 0$$

$$M_{A2} := M_{A2\_0} + X$$

$$M_{A2} = 7.11 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$A_{z2} := A_{z2\_0} + A_{z2\_dX}$$

$$A_{z2} = 2586 \text{ N}$$

$$A_{x2} := A_{x2\_0} + A_{x2\_dX}$$

$$A_{x2} = 0$$

$$F_{\text{Stab}} := A_{z2}$$

$$F_{\text{Stab}} = 2586 \text{ N}$$

## Schnittkräfte des unbestimmten Systems

$$Q_1(x_1) := Q_{12\_1}(x_1) + \delta Q_{12\_1}(x_1, X)$$

$$M_1(x_1) := M_{12\_1}(x_1) + \delta M_{12\_1}(x_1, X)$$

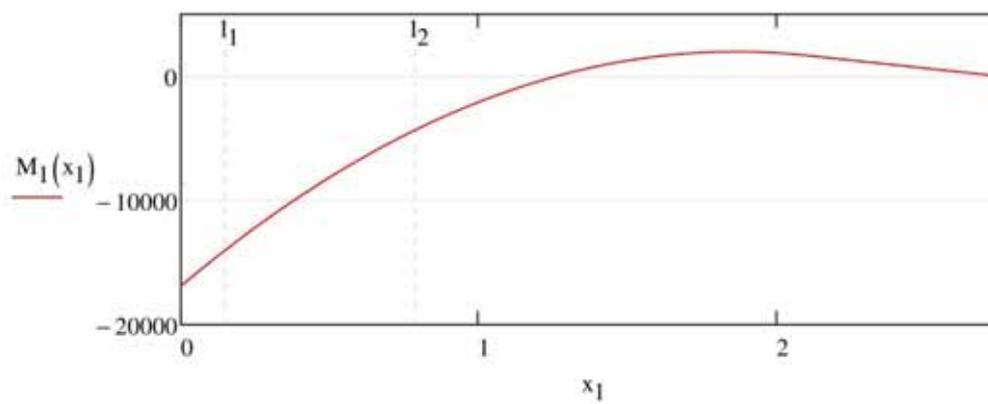
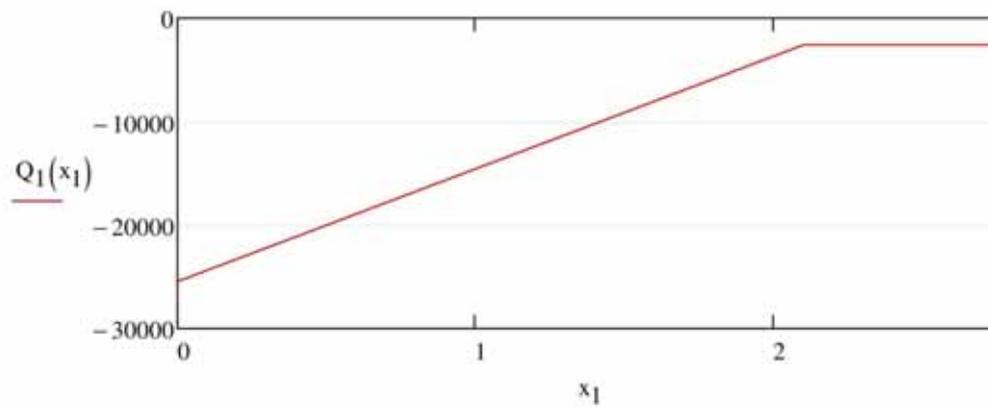
$$N_1(x_1) := 0$$

$$M_1(0.0\text{mm}) = -16901.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_1(l_1) = -13981.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_1(l_2) = -4276 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_1(l_3) = 1521.7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



### Ermittlung der statischen Bauteilfestigkeit (statischer Festigkeitsnachweis)

Überprüfung des gewählten Profilquerschnitts an der Stelle 0 (Einspannstelle)

Da nur im Bereich der Einspannstelle ein sehr hohes Biegemoment auftritt und eine Aufteilung zwischen Standrohr und Schiebling keine bzw. nur geringe Abweichungen im Biegemomentenverlauf in diesem Bereich hervorruft, wird darauf verzichtet.

$$S := 1.5$$

statische Sicherheit

$$R_{p02} := 1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Werkstoff Hardox 400

$$\sigma_{zul} := \frac{R_{p02}}{S}$$

$$\sigma_{zul} = 666.67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{x11}(x) := \frac{M_1(x)}{I_{yy1}(x)} \cdot c_{z1} + \frac{N_1(x)}{A_1(x)}$$

$$\sigma_{x11}(l_1) = 436.92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{x1m}(x) := \frac{Q_1(x)}{A_1(x)}$$

Hier wird mit  $T_{\text{mittel}}$  gerechnet da die maximale Druckspannung an der äusseren Randfase liegt und dort  $T_{\text{ist}} < T_{\text{mittel}}$  ist

$$\tau_{x1m}(l_1) = -1.65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

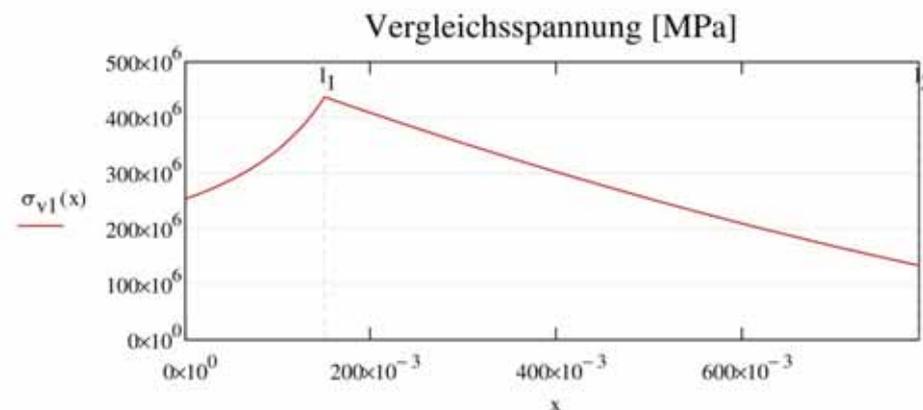
Gestaltänderungshypothese

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

$$\sigma_{v1}(x) := \sqrt{\sigma_{x11}(x)^2 + 3 \cdot \tau_{x1m}(x)^2}$$

$$\sigma_{\text{voh}} \leq \sigma_{zul}$$

Nachweis erfüllt



## A8. Zeichnungs-, Stückliste

### Zeichnungs-, Stückliste TruckAero

Blatt 1 von 6

Teile.Nr.:	Zeichng.Nr.:	Benennung	Material	Menge	Bemerkung	Blattgr.:
0000-0	0000-0	Zusammenbau		1	Scharnierabstand vermessen	A1
0001-0	0001-0	Scharnierblech	S355J2G3	16		A4
0002-0	1400/1500	Sicherungsblech	S235J2G3	2		
0005-0	0005	Latte fix - 4,4 Grad	(ENAW-6060 T66)	2	1x wie gez, 1x gesp., Halbzeug: Alu-FR 100x25x2 Lenhardt Mossier	A3
0006-0	0006-0	Scharnierstift	C45+C	8		
0007-0	0007	Latte fix - 8,3 Grad	(ENAW-6060 T66)	2	1x wie gez, 1x gesp., Halbzeug: Alu-FR 100x25x2 Lenhardt Mossier	A3
<b>Endrunge</b>						
1100-0	1100-0	Endrunge_A2		2	1x wie gez, 1x gesp.	
1101-0	1101-0	Zylinderlagerbock	S355J2G4	4		A4
1102-0	1102-0	Gleitlagerring 1	CuZn37 F37	4		A4
1103-0	1103-0	Gleitlagerring 2	CuZn37 F37	8		A4
1104-0	1104-0	Fuehrung schmal	POM	4	Führung anpassen	A4
1105-0	1105-0	Fuehrung breit	POM	8	Führung anpassen	A4
1200-0 sz	1200-0 sz	Endrunge		2		A1
1201-0	1201-0	FR 140x50x3-1515,5	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1202-0	1202-0	Rungenfuehrung	S355J2G3	2		A3
1203-0	1203-0	FR 50x30x3-2018	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A4
1204-0	1204-0	FL 80x3-2012	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A4
1207-0	1207-0	BL 1207	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A4
1208-0	1200-0	FL 125x3-27	S235J2G3	2		
1209-0	1209-0	Arretierblech	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1210-0	1210-0	Lattenhalter	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1211-0	1211-0	Lattenhalter 2	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1212-0	1212-0	Zentralstueck	S355J2G3	4		A3
1213-0	1200-0	Versteifungsblech	S355J2G3	2		
1300-1 sz	1300-1 sz	Endrungenschiebling				A2
1301-0	1301-0	Schieblingfuehrung	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
1302-0	1302-0	Zylinderbuchse 1	S355J2G3	2		A4
1303-0	1303-0	Zylinderbuchse 2	S355J2G3	2		A4
1305-0	1305-0	BL 1305	S235J2G3	8		A4
1306-0	1306-0	BL 1306	S235J2G3	4		A4
1307-0		FL 30x3-770	S355J2G3	2		
1350-1 sz	1350-1 sz	Schieblingaufnahme				A3
1351-0	1351-0	BL 1351	S235J2G3	2		A4
1352-0	1352-1	BL 1352	S235J2G3	2		A4
1353-0	1353-0	BL 1353	S235J2G3	2		A4
CD25_18 G 750 S	CD25_18 G 750 S	Hydraulikzylinder CD25/18 G 750 S				
1400-0	1400-0	Längsholmbolzen		2		A4
1401-0	1400-0	Bolzen f. Laengsholm	C45+C	2		
1500-0	1500-0	Zylinderbolzen		2		A4
1501-0	1500-0	Bolzen f. Zylinder	C45+C	2		
1600-0	1600-0	Planenspanner		2	1x wie gez, 1x gesp.	
<b>Hecktüren</b>						
2000-0 L	2000-0 L	Hecktuere links		1		A0
2000-0 R	2000-0 R	Hecktuere rechts		1		A0
2001-0	2001-0	Fuehrungsprofil unten	ENAW-6060	4		A3
2002-0	2000-0 L/R	BL 120x80x2	ENAW-6060	4		

## Zeichnungs-, Stückliste TruckAero

Blatt 2 von 6

Teile.Nr.:	Zeichng.Nr.:	Benennung	Material	Menge	Bemerkung	Blattgr.:
2003-0	2003-0	Fuehrungsprofil oben	ENAW-6060	4		A3
2004-0	2004-0	Fuehrungsprofil oben 2	ENAW-6060	4		A3
2005-0		Drehstangenhebel		4	bestehend, keine Zeichnung	
2006-0		Scharnierbolzen	S235JRG2+C	2	bestehend, keine Zeichnung	
2007-0		Scharnierbolzen 2	S235JRG2+C	2	bestehend, keine Zeichnung	
2008-0	2008-0	RR Ø24x3-10	E235	4		A4
2009-0	2009-0	Drehverschlussstange	S235JRG2	4	abzuändern	A3
2010		Drehverschlussarm		4	bestehend, keine Zeichnung	
2010-0	2200-0/2700-0	RD 32x2-100	AlMgSi05	4		
2011-0	2011-0	RR Ø24x3-18	S235JRG2	4		A4
2012-0		Distanzbuchse		4	bestehend, keine Zeichnung	
2013-0		Distanzbuchse 2		4	bestehend, keine Zeichnung	
2014-0		Distanzring		4	bestehend, keine Zeichnung	
2015-0	2000-0 L/R	BL 42x21x2	AlMgSi05	4		
2016-0		Omega Dichtung 1	EPDM	2	bestehend, keine Zeichnung	
2017-0		Omega Dichtung 2	EPDM	4	bestehend, keine Zeichnung	
2018-0		Omega Dichtung 3	EPDM	2	bestehend, keine Zeichnung	
2019-0		Buerstendichtung links		2	je 1m, Form noch offen	
2020-0		Omega Dichtung 3	EPDM	1	bestehend, keine Zeichnung	
2021-0		Omega Dichtung 4	EPDM	1	bestehend, keine Zeichnung	
2100-0	2100-0	Hecktüre links Unterteil		1		A2
2101-0	2100-0	Strangprofil links	ENAW-5083	1	abzuändern	
2102-0		Abdeckprofil unten	ENAW-5083	1	bestehend, keine Zeichnung	
2200-0	2200-0	Hecktüre links Oberteil		1		A1
2201-0	2100-0	Strangprofil links oben	ENAW-5083	1	abzuändern	
2202-0		Abdeckprofil oben		1	bestehend, keine Zeichnung	
2205-0	2205-0	BL 2205	ENAW-6060	1		A4
2206-0	2206-0	Abdeckblech aussen	ENAW-6060	1	Freistellung durch Kanten	2xA3
2207-0	2207-0	Schutzblech links	ENAW-6060	1		A3
2250-0	2250-0	Doppelgelenkscharnier neu		2		A4
2251-0	2251-0	Scharnierkoerper	S355J2G3	2		A4
2252-0		Scharnierbundbuchse lang		8	bestehend, keine Zeichnung	
2253-0		Scharnierbundbuchse kurz		8	bestehend, keine Zeichnung	
2400-0	2400-0 sz	Derhverschlusausgleich		4		A3
2401-0	2400-0 sz	Torsionswelle 1	S235JRG2	4	abzuändern	
2600-0	2600-0	Hecktüre rechts unten		1		A2
2601-0	2600-0	Strangprofil rechts	ENAW-5083	1	abzuändern	
2602-0		Abdeckprofil unten rechts				
2700-0	2700-0	Hecktüre rechts oben		1		A1
2701-0	2600-0	Strangprofil rechts	ENAW-5083	1	abzuändern	
2702-0	2702-0	Abdeckblech aussen	ENAW-6060	1		2xA3
2703		Abdeckprofil oben rechts			bestehend, keine Zeichnung	
2704-0	2704-0	Schutzblech rechts	ENAW-6060			A3

## Zeichnungs-, Stückliste TruckAero

Blatt 3 von 6

Teile.Nr.:	Zeichng.Nr.:	Benennung	Material	Menge	Bemerkung	Blattgr.:
<b>Endspriegel</b>						
3000-0	3000-0	Endspriegel		1		A2
3100-0	3100-0	Endspriegel Gelenk	S235J2G3			A3
3101-0	3100-0	BL 3101	S235J2G3	2		
3102-0	3100-0	BL 3102	S235J2G3	2		
3200-0	3200-0	Endspriegel Gelenk 2		1		A3
3200-0 m	3200-0	Endspriegel Gelenk 2 m		1	in die andere Richtung biegen	
3201-0	3200-0	BL 3201	S235J2G3	2		
3202-0	3200-0	BL 3202	S235J2G3	2		
<b>Hydraulikkomponenten</b>						
5000-0		Hydraulikkomponenten			keine Fertigung nötig	
5001-0		Hydraulikpumpe			bestehend, keine Zeichnung	
5002-0	5002	Hydraulik-Halterung	S235J2G3	1	alle Teile / Maße in Schweißbaugruppen-Zeichnung	A3
<b>Längsführung</b>						
6000-0	6000	Führung		8	an vorletzter Runge mit Distanzstücken u. Rückhalter	A4
6001	6001	Laufrolle	42CrMo4 +QT	8	bereits mit den Angebotsdaten gefertigt! --> ev. falsche Maße	A4
6002	6002	Unterlage_Laufrolle	S355J2G4	8	bereits mit den Angebotsdaten gefertigt! --> ev. falsche Maße	A4
6003	6003	Distanzstk	S355J2G4	4	bereits mit den Angebotsdaten gefertigt! --> ev. falsche Maße	A4
6004	6004	Sicherung_Rückhalter	S235J2G3	2		A4
<b>Längsholm Endstück</b>						
6100	6100	Längsholm - Endstück			Baugruppe 1x wie gez, 1x gesp.	A3
6101	6101	Gleitschuh	PA6 - Polyamid	2	bereits mit den Angebotsdaten gefertigt! -->Umänderung	A4
6102	6102	Seitendichtung_3	PVC	2	bestehend, keine Zeichnung; nur Zuschnitt	
6103		Längsholm_ Heckabschnitt		2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
6150-0	6150-0	Längsholm Aufnahme		2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
6151-0	6151-0	Aufnahmeblech 1	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp.	
6152-0		FL 35x6-100	S235J2G3	2	siehe ZNr.:6150-0	
6153-0	6153-0	Aufnahmeblech 3	S235J2G3	2		A3
6154-0	6154-0	Aufnahmebuchse Zylinder	S355J2G4	2		A4
<b>Mittelrunge beweglich</b>						
6200	6200	Vorletzte Runge		2	Baugruppe 1x wie gez, 1x gesp.	A3
6201	6201	Gegenplatte_vorletzte Runge	S235J2G3	4		A3
6298	6298	Ölleitung		2	seitens TU, keine Zeichnung, Hydraulik-Verrohrung abstimmen	
6299	6299	Hydraulikzylinder Hub 400 mm		2	keine Zeichnung; nur Einbau; wird seitens TU gestellt	

## Zeichnungs-, Stückliste TruckAero

Blatt 4 von 6

Teile.Nr.:	Zeichng.Nr.:	Benennung	Material	Menge	Bemerkung	Blattgr.:
6250	6250	Vorletzte Runge - Schiebling komplett		2	Baugruppe 1x wie gez, 1x gesp.	A3
6253	6253	Dreieck Befestigung Innenseite	S235J2G3	4		A3
6254	6254	Dreieck Befestigung Außenseite	S235J2G3	4		A3
6260	6260-1	Holmbefestigung an vorletzter Runge		2	Baugruppe 1x wie gez, 1x gesp. (Änderung: Langloch länger)	A3
6261	6261	Befestigungswinkel	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp., Halbzeug: Winkelstahl 100x100x10 EN10056 (Großschädl) (Änderung: Langloch)	A3
6262	6262	Gleitschiene 1	PA6 - Polyamid	2	1x wie gez, 1x gesp.; bereits mit den Angebotsdaten gefertigt! --> Umänderung	A3
6263	6263	Gleitschiene 2	PA6 - Polyamid	2	1x wie gez, 1x gesp.; bereits mit den Angebotsdaten gefertigt! --> Umänderung	A3
6264	6264	U-Stahl vorletzte Runge	S235J2G3	2	Halbzeug: U-Profil DIN 1026- S235-U-100, L=115mm	A3
6265	6265	Beilagplatte Langlöcher	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp. (Änderung: Langloch länger)	A3
6553	6553	Anschweißgabel	S235J2G3	4	2 Stk. von Baugruppe 6500 sind bereits eingerechnet	A3
6290	6290	Schiebling Gleitbaugruppe		2	Schweiß-Baugruppe	
6291	6291-1	C-Profil	S235J2G3	4	Änderung auf 4 Abkantteile +Schweißen (wegen schwieriger Kantbarkeit)	A3
6292	6292	FR_Schiebling_Innenseite	S235J2G3	2	Nach dem Schweißen durch Winkel und FR bohren; Halbzeug: FR 120x40x5 (Großschädl)	A3
6293	6293	FR_Verbindungsstück	S235J2G3	4	Halbzeug: FR 60x30x3	A3
6294	6294	Blech zu C-Profil	S235J2G3	2		A3
6295	6295	Winkelstahl Schiebling	S355J2G3	4	2x wie gez, 2x gesp.; Halbzeug: z.B. Stahlwinkel 50x50x5 (Großschädl), Nach dem Schweißen durch Winkelstahl und Formrohr bohren	A3
6270		Vorletzte Runge - fixe Baugruppe		2	Baugruppe 1x wie gez, 1x gesp.	A3
6271	6271	FR_Mittelrunge_verstellbar	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp. (Langloch); Halbzeug: FR 120x40x5 (Großschädl)	A3
6272	6272	Lattenhalterset_Heckabschnitt		4	keine Zeichnung, Beistellung von orig. Ersatz.; nur ablängen	
6273	6273	Lattenhalterset_Mittelabschnitt		4	keine Zeichnung, Beistellung von orig. Ersatz.; nur ablängen	
6274	6274	Lattentasche_8_3_u	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp. (Senkung)	A3
6275	6275	Stützdreieck_zu_Lattentasche_8_3_u	S235J2G3	2		A3
6276	6276	Lattentasche_4_4_o	S235J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp. (Senkung)	A3
6277	6277	Stützdreieck_zu_Lattentasche_4_4_o	S235J2G3	2		A3

## Zeichnungs-, Stückliste TruckAero

Blatt 5 von 6

Teile.Nr.:	Zeichng.Nr.:	Benennung	Material	Menge	Bemerkung	Blattgr.:
6278	6278-1	Anschraubplatte	Hardox 400	2	Großschädl Brennschneiden; 1x wie gez, 1x gesp. (Langloch,	A3
6279	6279	Zylinderführung	S235J2G3	2		A3
6281	6281	Winkelstahl_Mittelrunge	S355J2G3	4	1x wie gez., 1x wie gez. ohne Langloch, 1x gesp., 1 x gesp. ohne Langloch;	A3
6282	6282	FR_Stopfen	PA6 - Polyamid	2		A3
6284	6284	Winkel_Anschlag	S355J2G3	4	Halbzeug: z.B. Stahlwinkel 50x50x5 (Großschädl)	A3
6285	6285	Anschlagbolzen	C45 + C	2		
6286	6286	Sicherungsbolzen	C45 + C	2	Kettenglied o.ä. als Griff anschweißen	A3
6287	6287	Verstaerkung_vorne	S355J2G3	2		A3
6288	6288	Verstaerkung_hinten	S355J2G3	2		A3
<b>Längsholm Mittelstück</b>						
6300	6300	Längsholm Mittelstück		2	1x wie gez, 1x gesp.	A3
6301	6301	Längsholm Mittelabschnitt		2	1x wie gez, 1x gesp., Fertigung aus bestehendem Längsholm	A3
6302	6302	Seitendichtung_2	EPDM	2	bestehend, keine Zeichnung; nur Zuschnitt	
6351	6351	Gleitschiene_Mittelrunge	PA6 - Polyamid	4	2x wie gez, 2x gesp.	A4
6352	6352	Nutenstein	S235J2G3	4		A4
<b>Längsholm Frontstück</b>						
6400	6400	Längsholm - starr		2	1 wie gez., 1x ges	
6401	6401	Längsholm Frontabschnitt		2	1x wie gez, 1x gesp.; (Bearbeitung des bestehendem Längsholms);	A3
6402	6402	Seitendichtung_1	EPDM	2	bestehend, keine Zeichnung; nur Zuschnitt	
<b>Mittelrunge fix</b>						
6500	6500	Feste_Runge		2	Baugruppe 1 x wie gez., 1x gesp.	A2
6501	6501	Runge_Fest	S235J2G3	2	Halbzeug: FR 120x40x5 (Großschädl)	A3
6502	6502	Anschraubplatte	Hardox 400	2	1 x wie gez., 1x gesp.	A2
6503	6503	Gegenplatte	S235	2		A4
6504	6504	Führungsleiste Spannrohr	S235	2		A4
6505	6505	Ratschenhalteblech	S235	2	1 x wie gez., 1x gesp.	A3
6506	6506	Platte_oben	S235	2		A4
6507	6507	Nutenstein	S235	2		A4
6508	6508	Dreieck	S235	4		A4
6510	6510	Winkelstahl_vorne	S355	2	1 x wie gez., 1x gesp.; Halbzeug: z.B. Stahlwinkel 50x50x5 (Großschädl)	A4
6511	6511	Winkelstahl_hinten	S355	2	1 x wie gez., 1x gesp.; Halbzeug: z.B. Stahlwinkel 50x50x5 (Großschädl)	A4
6550	6550	Befestigung_feste_Runge		2	Baugruppe 1 x wie gez., 1x gesp.	A3
6551	6551	Befestigung_Links_Fest	S355J2G3	2	1x wie gez, 1x gesp. Halbzeug: Stahlwinkel 100x100x10	A3
6552	6552	Polyamid Unterlage	PA6 - Polyamid	2	bereits mit den Angebotsdaten gefertigt! --> Umänderung	A4

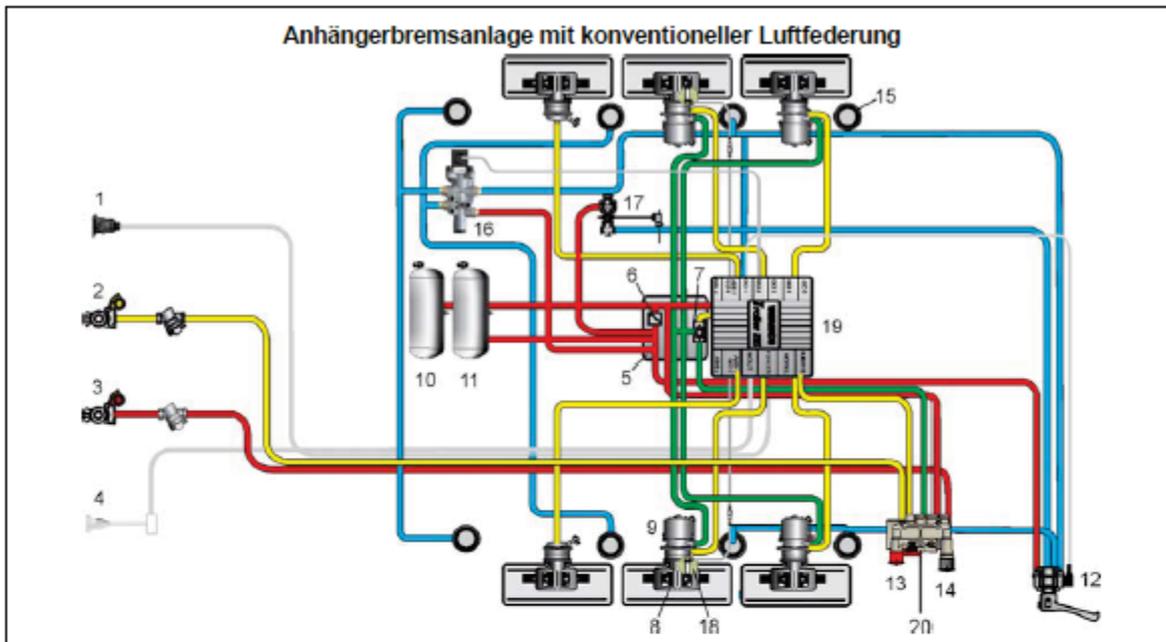
## Zeichnungs-, Stückliste TruckAero

Blatt 6 von 6

Teile.Nr.:	Zeichng.Nr.:	Benennung	Material	Menge	Bemerkung	Blattgr.:
6553	6553	Anschweiszgabel			2 Stk. bereits bei Baugruppe 6260 eingerechnet	
6554	6554	U-Stahl	S235J2G3	2	Halbzeug: U-Profil DIN 1026-S235-U-100, nur Abschnitt L=130mm	A3
6555	6555	Beilagplatte	S235J2G3	2	1 x wie gez., 1x gesp.	A4
<b>Zugstrebe</b>						
6600	6600	Zugstrebe		2		A3
6601	6601	Bolzen zu Zugstrebe	S235J2G3	4		A4
6602	6602	Zuglasche	S235J2G3	4		A4
6603	6603	Zugstrebe kurz Linksgewinde	S235J2G3	2		A4
6604	6604	Zugstrebe lang Rechtsgewinde	S235J2G3	2		A4
DIN1479		Spannschlossmutter M12		2	Zukaufteil oder fertigen	A4
<b>Seil-Rückspannsystem für Endrung</b>						
6700	0000-0	Seil-Rückspannsystem				
6701		Buchse 16 x 12 H11 - L=12	C45 + C	2		
6702		Karoseriescheibe DM 12mm		2		
<b>Normteile</b>						
DIN 6885		Passfeder - A6x6x25		4		
DIN 7349		Scheibe 5,3		4		
EN 10305-1		RR Ø24x3-805	E235	4	siehe ZNr.2400-0	
EN 10305-1		RR Ø28x2-795	E235	4	siehe ZNr.2400-0	
GFM_121418_10_1		Bundlager		4	Igus	
ISO 10642		Senkschraube M5x12		2		
ISO 10642		Senkschraube M5x16		8		
ISO 10642		Senkschraube M5x20		6		
ISO 10642		Senkschraube M5x25		2		
ISO 10642		Senkschraube M8x12		4		
ISO 10642		Senkschraube M5x10		24		
ISO 10642		Senkschraube M12x35		2		
ISO 13337		Spannstift 5 x 24		8		
ISO 4762		Inbusschraube M5x30	8.8	8		
ISO 4762		Inbusschraube M6x12	8.8	4		
ISO 4762		Inbusschraube M8x50	8.8	2	Endspriegel	
ISO 4762		Inbusschraube M10x100	8.8	2	Endspriegel	
ISO 4762		Inbusschraube M16x30	8.8	6	bestehend	
ISO 7040		Sechskantmutter - M8		2	Endspriegel	
ISO 7040		Sechskantmutter - M10		2	Endspriegel	
ISO 7040		Sechskantmutter - M12		4		
ISO 7040		Sechskantmutter - M10		4		
ISO 8735		Zylinderstift ISO 8735-8x30-A-C1	rostfreier Stahl	6		
ISO 8752		Spannstift Ø5x30		16		
ISO 8752		Spannstift 5 x 22		8		
DIN 1480		Seilspannschloss M16		2		
DIN 11024		Federstecker, D3,2		4	Zugstrebe	

## A9. Wabco Bremssystem

Der Anschluss des hydropneumatischen Systems erfolgt nach dem Überstromventil (Pos.6) der Vorratsleitung (rot) aus dem Vorratsbehälter (Pos.11) der Luftfederung. Hierzu kann direkt die Druckluftleitung am Eingang zum Heben-/Senkventil (Pos.12) angezapft werden.



### Legende

1 Spannungsversorgung über ISO 7638	2 Bremsleitung	3 Vorratsleitung
4 Stopfpflichtversorgung 24N über ISO 1185 (optional)	5 Pneumatic Extension Modul (PEM)	6 Überstromventil (im PEM integriert)
7 Überlastschutzventil (im PEM integriert)	8 Betriebsbremsteil der Tristop Zylinder	9 Tristop Zylinder
10 Vorratsbehälter der Betriebsbremsanlage	11 Vorratsbehälter für die Luftfederung	12 Heben-/Senkenventil (z. B. TASC)
13 Roter Knopf zur Betätigung der Parkbremsanlage (am PREV)	14 Schwarzer Knopf zum Lösen der automatischen Bremse (am PREV)	15 Tragbalg
16 Liftachsventil	17 Luftfederverventil	18 ABS-Drehzahlsensor
19 TEBS E Modulator	20 Park-Löse-Sicherheitsventil (PREV)	

Die Linien stellen die Verkabelung und Verrohrung der Komponenten dar.

Abbildung A7.1: Bremssystem mit konventioneller Luftfederung der Firma WABCO [41]