

# **Bachelorarbeit**

Jan Swarat

## **Methodische Konstruktion eines Prüfstandes für Hydraulikmuttern**

**Jan Swarat**  
**Methodische Konstruktion eines Prüfstandes  
für Hydraulikmuttern**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

Im Studiengang Maschinenbau/Entwicklung und Konstruktion  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Amandus Kahl GmbH & Co. KG  
Technisches Büro – Konstruktion  
Dieselstraße 5-9  
21465 Reinbek

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Jan Holländer  
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Marc Michaelis

Abgabedatum: 18.09.2013

## **Zusammenfassung**

**Jan Swarat, 1987760**

### **Thema der Bachelorarbeit**

Methodische Konstruktion eines Prüfstandes für Hydraulikmuttern

### **Stichworte**

Hydraulikmutter, Prüfstand

### **Kurzzusammenfassung**

Die nachfolgende Bachelorthesis hat ihren Schwerpunkt in der methodischen Erarbeitung eines Konzeptes für einen Prüfstand, der Hydraulikmuttern auf erhöhte Belastungen testen kann. Zuerst werden die Grundlagen der Hydraulikmutter dargelegt sowie eine Situationsanalyse durchgeführt. Im Anschluss daran werden die Anforderungen an den Prüfstand ermittelt und mit Hilfe eines morphologischen Kastens mehrere Lösungsvarianten erarbeitet. Die bestmögliche Lösungsvariante wird mittels eines Bewertungsverfahrens herausgefunden. Abschließend erfolgt eine Detaillierung des Prüfstand-Konzeptes.

**Jan Swarat, 1987760**

### **Bachelor Thesis title**

Methodological design of a test stand for hydraulic nuts

### **Keywords**

Hydraulic nut, test stand

### **Abstract**

The following bachelor thesis has its focus on the development of a methodological concept for a test stand. This test stand proofs the hydraulic nuts for increased loads. In the first step it will present the basics of the hydraulic nut and in the next step will follow a situation analysis. Afterwards the requirements on the test stand will determine and several solution variants will be identified by a morphological box. The best solution variant will find out on the basis of a valuation technique. In conclusion a detail description of the test stand concept will be shown.

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>IV</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>VI</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>VIII</b>
<b>Abkürzungen .....</b>	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen.....</b>	<b>4</b>
2.1 Hydraulikmutter.....	4
2.1.1 Aufbau und Funktionsweise .....	5
2.1.2 Technische Daten .....	7
2.1.3 Schwachpunkte.....	11
2.2 Vorhandener Prüfstand .....	12
2.2.1 Aufbau .....	12
2.2.2 Funktion.....	13
2.2.3 Stärken und Schwächen .....	14
2.3 Pressmaschinen.....	17
2.3.1 Unterteilung.....	17
2.3.2 Bauformen .....	18
2.3.3 Gestell-Werkstoffe.....	18
2.4 Situationsanalyse Prüfstände.....	19
2.4.1 Marktanalyse.....	19
2.4.2 Anbieteranalyse .....	20
2.4.3 Produktanalyse .....	21
2.5 Fazit Situationsanalyse .....	22
<b>3 Theorie der methodischen Konstruktion.....</b>	<b>24</b>
3.1 Anforderungsliste .....	25
3.2 Funktionsstruktur.....	26
3.3 Morphologischer Kasten.....	27

---

3.4	Nutzwertanalyse.....	28
<b>4</b>	<b>Methodische Erarbeitung eines Konzeptes.....</b>	<b>30</b>
4.1	Anforderungsliste .....	30
4.2	Funktionsstruktur.....	32
4.3	Morphologischer Kasten.....	33
4.4	Lösungsvarianten.....	36
4.4.1	Lösungsvariante 1.....	36
4.4.2	Lösungsvariante 2.....	39
4.4.3	Lösungsvariante 3.....	40
4.4.4	Lösungsvariante 4.....	42
4.4.5	Lösungsvariante 5.....	43
4.5	Bewertung der Lösungsvarianten.....	45
4.5.1	Bewertungskriterien .....	45
4.5.2	Gewichtung.....	46
4.5.3	Durchführung der Bewertung .....	47
<b>5</b>	<b>Ausführen der Lösungsvariante .....</b>	<b>51</b>
5.1	Gestellrahmen.....	51
5.2	Distanzstücke.....	54
5.3	Finite-Elemente-Methode.....	56
5.4	Schutzhaube.....	59
5.5	Fehler-Möglichkeiten und Einfluss-Analyse (FMEA).....	60
5.6	Endergebnis.....	63
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>64</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>67</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>A</b>
	Kugelrollen.....	A
	Hydraulikzylinder .....	C
	Schweißnaht-Berechnung.....	E
	FEM-Berechnungen.....	K

---

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 - Pelletproduktion und Inlandsbedarf in Deutschland [4] .....	1
Abbildung 2 - Pelletvorgang in der Flachmatrizenpresse .....	4
Abbildung 3 - Hydraulikmutter .....	5
Abbildung 4 - Hubraumbegrenzer.....	5
Abbildung 5 - Hydraulikmutter im Einbau mit Kraftfluss .....	6
Abbildung 6 - Hydraulikmutter für 33-390 .....	7
Abbildung 7 - Hydraulikmutter für 60-1500 .....	8
Abbildung 8 - Schadensbild Nutring .....	11
Abbildung 9 - vorhandener Prüfstand .....	12
Abbildung 10 - Prüfaufbau.....	13
Abbildung 11 - Bolzenverbindung.....	15
Abbildung 12 - arbeitgebundene Maschine [10, T55].....	17
Abbildung 13 - kraftgebundene Maschine [10, T55].....	17
Abbildung 14 - weggebundene Maschine [10, T55].....	17
Abbildung 15 - Bauformen von Gestellen [10, T57] .....	18
Abbildung 16 - Werkstattpresse Lux [16].....	20
Abbildung 17 - TOX C-Gestell Presse [19] .....	20
Abbildung 18 - Konstruktionsablauf nach VDI 2221 [23].....	24
Abbildung 19 - Allgemeine Darstellung einer Funktionsstruktur [24, S.45].....	26
Abbildung 20 - Hauptfunktion .....	32
Abbildung 21 - Funktionsstruktur .....	33
Abbildung 22 - Hydraulikmutter mit Druckring.....	36
Abbildung 23 - Lösungsvariante 1 .....	37
Abbildung 24 - Lösungsvariante 2 .....	39
Abbildung 25 - Lösungsvariante 3 .....	40
Abbildung 26 - Lösungsvariante 4 .....	42
Abbildung 27 - Lösungsvariante 5 .....	44
Abbildung 28 - Kraftfluss Prüfstand .....	53
Abbildung 29 – Lasten und Auflager des Prüfstandes .....	56
Abbildung 30 - FEM Berechnung Spannungen.....	57
Abbildung 31 - Höchstwert der Spannung .....	58
Abbildung 32 - Schutzhaube .....	59
Abbildung 33 - Prüfstandskonzept.....	63
Abbildung 34 - Schweißnaht Skizze .....	E
Abbildung 35 – Hohlprofil .....	F

---

Abbildung 36 - Normalspannungen in der Schweißnaht [34] .....	G
Abbildung 37 - Zulässige Spannungen für Schweißverbindungen nach DS 952.....	J
Abbildung 38 - FEM Berechnung 1.....	K
Abbildung 39 - FEM-Berechnung 2 .....	L
Abbildung 40 - FEM-Berechnung 3 .....	M
Abbildung 41 - FEM-Berechnung 4 .....	N
Abbildung 42 - FEM-Berechnung 5 .....	O
Abbildung 43 - FEM-Berechnung 6 .....	P

---

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Hydraulikmutter für Pressen-Typ .....	10
Tabelle 2 - Vergleich von Pressen.....	22
Tabelle 3 - Anforderungen aus der Situationsanalyse .....	23
Tabelle 4 - allgemeine Anforderungsliste.....	25
Tabelle 5 - schematischer Aufbau eines Morphologischen Kastens .....	27
Tabelle 6 - Darstellung einer Nutzwertanalyse .....	28
Tabelle 7 - Wertskala [26].....	29
Tabelle 8 - Anforderungsliste.....	30
Tabelle 9 - Morphologischer Kasten .....	34
Tabelle 10 - Bewertungskriterien mit Gewichtung.....	46
Tabelle 11 - Nutzwertanalyse .....	47
Tabelle 12 - Gestellrahmen Profile .....	51
Tabelle 13 - Distanzstücke – Gruppen.....	54
Tabelle 14 - Flächenpressung Distanzstück für Pressentyp .....	55
Tabelle 15 - Faktoren mit Wertung für FMEA [24] .....	61
Tabelle 16 - Fehler-Möglichkeiten und Einfluss-Analyse .....	62

---

# Abkürzungen

NBR	Nitrile-butadiene-rubber
VDI	Verein deutscher Ingenieure
F	Festanforderung
W1	Wunsch mit geringer Priorität
W2	Wunsch mit mittlerer Priorität
W3	Wunsch mit hoher Priorität
W4	Wunsch mit höchster Priorität
HM	Hydraulikmutter
DIN	deutsches Institut für Normung
EN	Europäische Norm
FEM	Finite-Elemente-Methode
GEH	Gestaltänderungsenergiehypothese (von Mises)
+N	normalgeglüht
+AR	as rolled (Walzzustand)
PC	Polycarbonat
FMEA	Fehler-Möglichkeiten und Einfluss-Analyse
DMS	Dehnungsmessstreifen

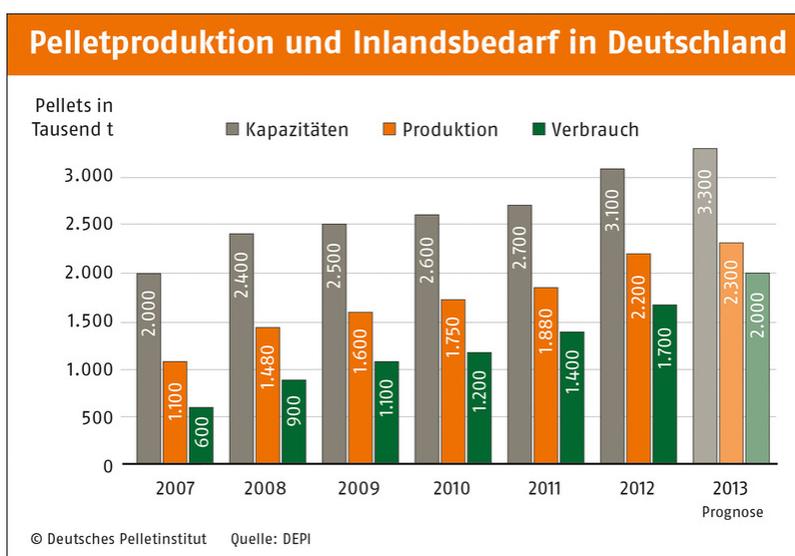
# 1 Einleitung

Das inhabergeführte, mittelständische Familienunternehmen Amandus Kahl GmbH & Co. KG wurde 1876 in Stade gegründet. Der Hauptsitz sowie die zertifizierten Produktionsstätten nach DIN EN ISO 9001 befinden sich seit dem Umzug 1964 in Reinbek bei Hamburg [1]. Der Standort Reinbek umfasst ca. 350 Mitarbeiter. In zahlreichen anderen Ländern besitzt die Firma Zweigstellen, u.a. in Frankreich, USA und Russland.

Seit 1991 gehört das Unternehmen der Kahl Group an und ist das größte Mitglied. Zu der Gruppe gehören außerdem die Unternehmen Neuhaus Neotec GmbH, F.H. Schule Mühlenbau GmbH und Heinen Freezing GmbH & Co. KG. an. Diese vier Unternehmen bieten hochentwickelte Lösungen für die Verfahrenstechnik und zur Maschinenfertigung, für den Anlagenbau und zur Errichtung kompletter Werke für viele Industriezweige.

Amandus Kahl plant, entwickelt, baut und vertreibt Maschinen und Anlagen zur Aufbereitung, Konditionierung und Pelletierung unterschiedlichster Produkte. Das Pelletierverfahren hat sich in verschiedenen Industriezweigen, wie der Lebensmittelindustrie, Tiernahrungsindustrie, chemisch-pharmazeutische Industrie sowie Entsorgung- und Recyclingwirtschaft bewährt [2]. So werden Maschinen zur Pelletierung von Milchpulver, Fisch, Kalk, Aktivkohle, Altreifen und Holz angeboten.

Im Technikum und im Labor werden die unterschiedlichsten Produkte auf ihre Eigenschaften und ihr Pelletierverhalten getestet. Auf diese Weise können die Maschinen im Vorfeld produktspezifisch ausgelegt werden.



**Abbildung 1 - Pelletproduktion und Inlandsbedarf in Deutschland [4]**

Die Bedeutung der Pelletierung von Biomasse nimmt auf Grund der Energiewende pro Jahr stetig zu. So wurden im Jahr 2012 insgesamt 2,2 Millionen Tonnen Holzpellets produziert. Im Vorjahr waren es nur 1,9 Millionen Tonnen (vgl. Abbildung 1). Weltweit werden nur in Nordamerika (USA und Kanada) mehr Pellets hergestellt [3]. Die Holzpel-

lets werden in Deutschland von 60 Pelletproduzenten hergestellt und von über 600 Händler vertrieben [5]. Auf Grund einer erkennbaren stetigen Entwicklung des Marktes ist die Biomasseverarbeitung für Amandus Kahl sehr wichtig geworden. Die Weiterentwicklung der Pelletpresse ist damit von großer Bedeutung.

Ein wesentlicher Bestandteil der Pelletpresse sind Hydraulikmutter. Zur dosierten Erzeugung der Presskräfte werden Hydraulikmutter eingesetzt. Ohne den von der Hydraulikmutter ausgehende Druck auf die Kollerrollen, kann das Produkt nicht durch die Flachmatrize gepresst werden.

Im Produktionsbetrieb werden Drücke von 110 bar bis 200 bar in der Hydraulikmutter erreicht. Währenddessen treten vereinzelt Schäden an den Dichtungen auf und führen zum Ausfall der Hydraulikmutter und damit zum Totalausfall der Pelletpresse. Nach etwa 350 Betriebsstunden löst sich der Dichtungswerkstoff der Nutringe in der Hydraulikmutter ab. Folglich ist die Dichtheit nicht mehr gewährleistet und die Nutringe müssen gewechselt werden (vgl. 2.1.3).

Derzeit werden die Hydraulikmutter nach der Montage auf einem Prüfstand bei einem Druck von 100 bar statisch getestet, um die Druckbeständigkeit zu überprüfen. Eine höhere Belastung kann auf Grund der unzulässigen Verformung des Gestellrahmens nicht erreicht werden. Eine vollständige Druckprüfung unter Betriebsdruck ist somit nicht möglich. Des Weiteren wird die Hydraulikmutter bislang nur statisch beansprucht. Während der Prüfung ist ein dynamisches Verfahren der Hydraulikmutter ist nicht möglich. Somit kann die Dichtigkeit nach mehreren Hüben nicht getestet werden.

Das Ziel der Bachelorthesis ist es deshalb einen neuen Prüfstand zu entwickeln und konstruieren, der erhöhte Belastungen ertragen kann, um die Hydraulikmutter bei ihren Betriebsdrücken testen zu können. Außerdem soll erreicht werden, dass die Hydraulikmutter während des Prüfdurchlaufes mehrere Hübe absolvieren kann.

Hauptsächlich soll damit die Ausfallhäufigkeit der Hydraulikmutter reduziert werden, um eine längere Laufzeit der Pelletpresse zu erzielen.

# Aufgabenstellung

für die Bachelorthesis

von Herrn/Frau **Jan Swarat**

Matrikel-Nummer: 1987760

**Thema: Methodische Konstruktion eines Prüfstandes für Hydraulikmuttern**

**Schwerpunkte:**

Für eine dosierte Erzeugung der Presskräfte in Pelletpressen können unter anderem Hydraulikmuttern eingesetzt werden. Zur Qualitätsprüfung werden derartige Hydraulikmuttern vor deren Auslieferung oft einer Druckprüfung im Prüfstand unterzogen.

Ziel der Thesis ist die methodische Entwicklung eines Prüfstandes für Hydraulikmuttern für erhöhte Belastungen und intergrierter Hubvariation. Nach Möglichkeit sollen auch dynamische Axialkräfte aufgebracht sowie Lagerringe ein- bzw. aufgedrückt werden können.

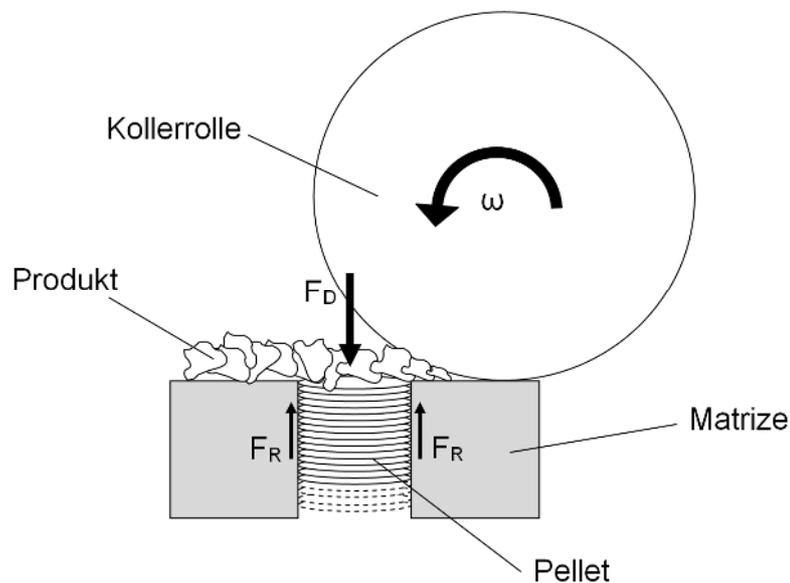
- 1) Situationsanalyse
  - Sammlung theoretischer Grundlagen zum Aufbau, zur Funktion und zum Betrieb von Hydraulikmuttern;
  - Beschreibung von Aufbau und Funktion betreffender Prüfstände;
  - Analyse vorhandener Prüfstände/Pressen bezüglich Struktur, Funktion sowie Stärken und Schwächen;
  - Markt-, Konkurrenz- und Produktanalyse betreffend vergleichbarer Prüfstände/Pressen;
- 2) Spezifizierung der Aufgabenstellung
  - Festlegung von Entwicklungszielen;
  - Erstellung des Lastenheftes/der Anforderungsliste an den zu entwickelnden Prüfstand;
- 3) Methodische Erarbeitung eines Konzeptes für einen geeigneten Prüfstand mit kritischer Bewertung des Entwicklungsergebnisses (gegebenenfalls Produkt-FMEA);
- 4) Methodische Gestaltung des Prüfstandes unter Einhaltung von Gestaltungsregeln und -prinzipien, einschließlich wesentlicher Berechnungen (Rahmen, ...);
- 5) Option: Erstellung von Fertigungsunterlagen;

## 2 Grundlagen

In den nachfolgenden Kapiteln werden Grundlagen zum Aufbau und zur Funktion der Hydraulikmutter und des vorhandenen Prüfstandes erklärt. Eine durchgeführte Situationsanalyse wird in Kapitel 2.2 und 2.4 beschrieben.

### 2.1 Hydraulikmutter

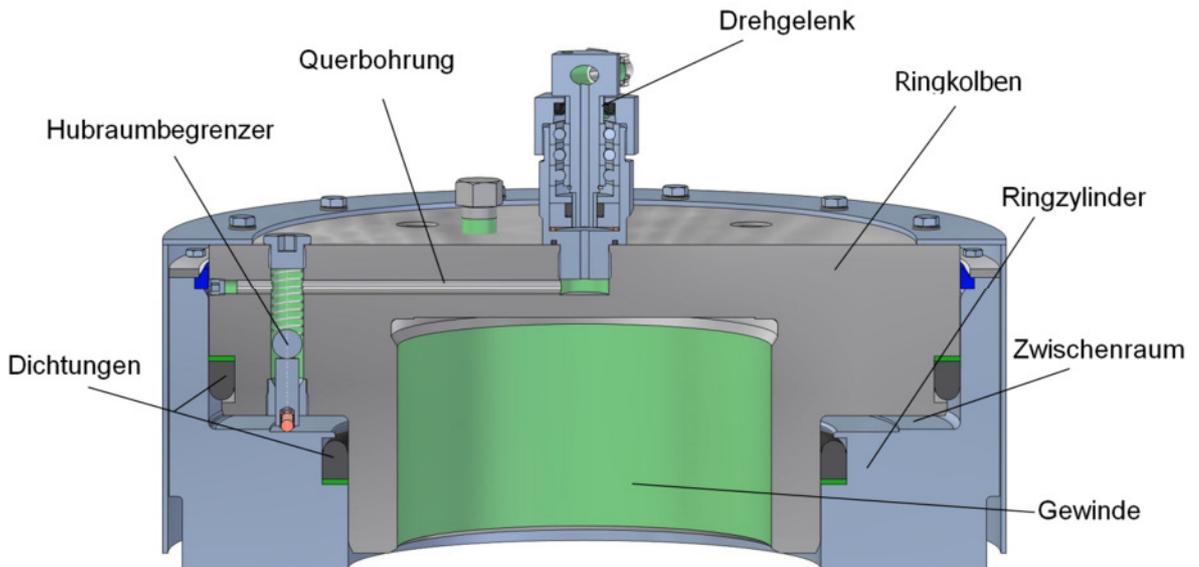
Die Aufgabe der Hydraulikmutter in der Presse besteht in der dosierten Erzeugung der Presskräfte. Dabei wirkt eine von der Hydraulikmutter ausgehende axiale Druckkraft  $F_D$  auf die Kollerrollen, die das Produkt zwischen Kollerrolle und Matrize sowie in der Matrizenbohrung verdichtet (vgl. Abbildung 2). Innerhalb der Matrizenbohrung entsteht eine Reibkraft  $F_R$ , die der Produktbewegung entgegengesetzt ist. Wenn die Druckkraft größer als die Reibkraft ist, schiebt das nachkommende Produkt den Materialzylinder weiter durch die Matrize. In der Matrizenbohrung wird also eine kleine Scheibe eingewalzt und mit dem in der Matrizenbohrung befindlichen Materialzylinder durch Druckwirkung verbunden.



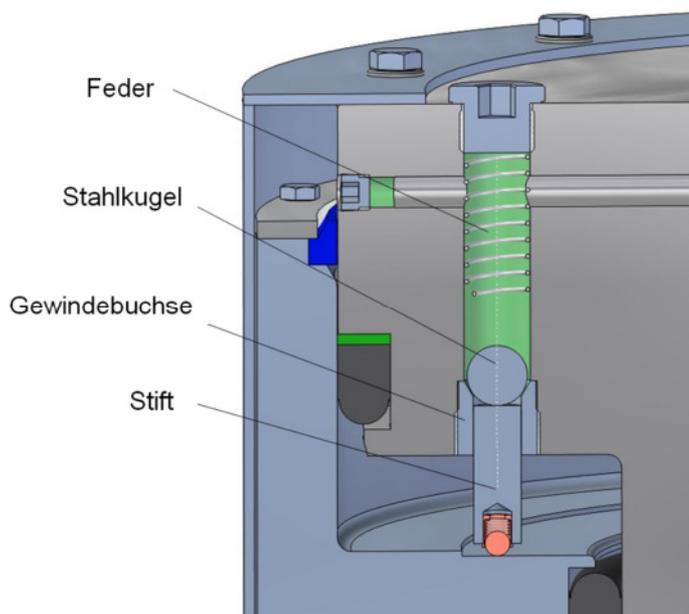
**Abbildung 2 - Pelletiervorgang in der Flachmatrizenpresse  
(Eigene Darstellung)**

### 2.1.1 Aufbau und Funktionsweise

Die Hydraulikmutter besteht aus einem beweglichen Ringzylinder und einem festmontierten Ringkolben (vgl. Abbildung 3). Über ein Drehgelenk wird das Hydrauliköl in die Hydraulikmutter geleitet und gelang über eine Querbohrung in den Raum zwischen Ringkolben und Ringzylinder. Es baut sich dort ein Öldruck auf, der den beweglichen Ringzylinder nach unten drückt.



**Abbildung 3 - Hydraulikmutter (Eigene Darstellung)**



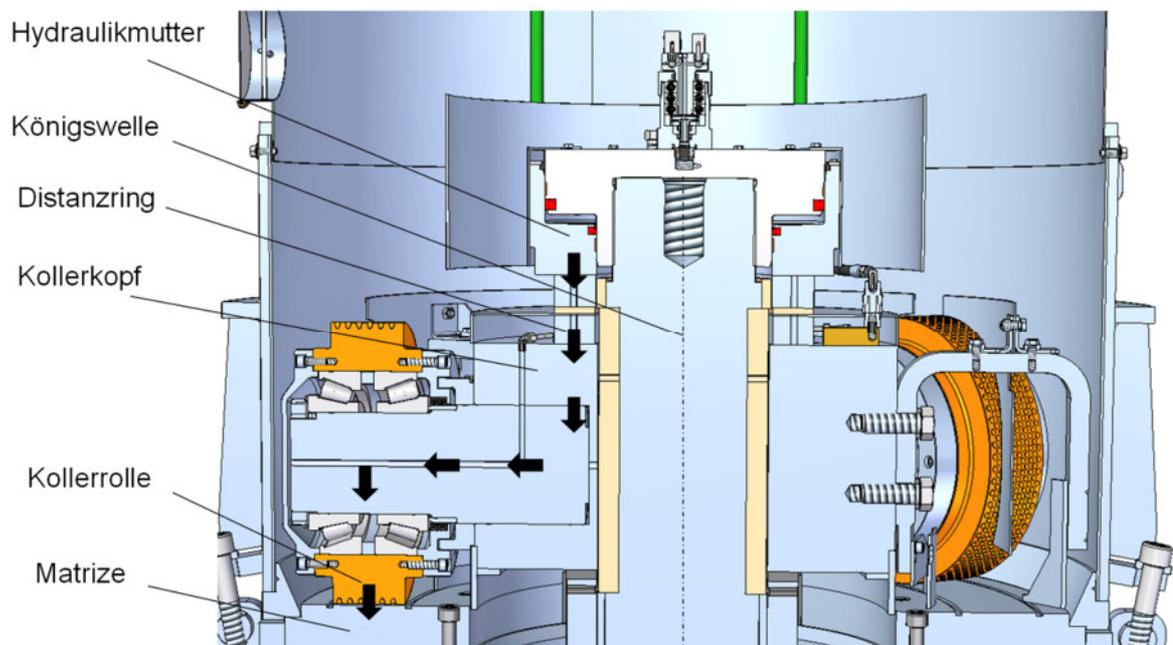
**Abbildung 4 - Hubraumbegrenzer (Eigene Darstellung)**

Im Ringkolben befindet sich der Hubraumbegrenzer, welcher in Abbildung 4 dargestellt ist. In der Bohrung befindet sich eine Feder mit einer Stahlkugel.

Beim maximalen Hub der Hydraulikmutter senkt sich der Stift bis unterhalb der Dichtfläche der Gewindebuchse ab und die Kugel verschließt den Ölkanal zum Zwischenraum (vgl. Abbildung 4). Somit kann kein weiteres Öl in die Hydraulikmutter gelangen. Sobald

der Gegendruck auf den Ringzylinder größer wird als der Druck innerhalb der Hydraulikmutter, drückt der Stift die Kugel wieder gegen die Feder nach oben und das Öl kann abfließen. Die Hydraulikmutter für die kleinen Pressen besitzen keinen Hubraumbegrenzer. Ihr maximaler Hub wird generell auf 5-10 mm beschränkt.

Bei allen Hydraulikmuttern wird der Ringkolben auf das obere Ende der Königswelle mittels eines Gewindes montiert (vgl. Abbildung 5). Das unter Druck stehende Hydrauliköl drückt den Ringzylinder vom Ringkolben ab. Die entstehende Kraft wird über einen Distanzringsatz auf den Kollerkopf und über die darauf montierten Kollerrollen auf das Produkt geleitet.

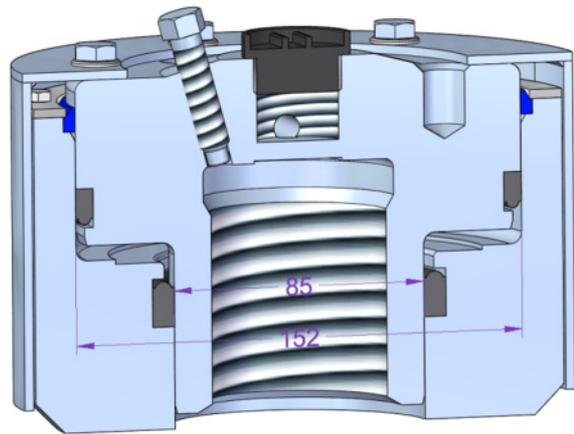


**Abbildung 5 - Hydraulikmutter im Einbau mit Kraftfluss (Eigene Darstellung)**

## 2.1.2 Technische Daten

Je nach Pressentyp werden verschiedene Hydraulikmutter eingesetzt, die sich hinsichtlich Hub, Größe, Kolbenquerschnittsfläche und der daraus maximal resultierenden Presskraft voneinander abgrenzen. Außerdem werden die Hydraulikmutter mit unterschiedlichen Betriebsdrücken eingesetzt.

Die Abbildung 6 zeigt eine Hydraulikmutter, welche für den Pressentyp 33-390<sup>1</sup> eingesetzt wird. Der Außendurchmesser des Ringzylinders beträgt 180 mm.



**Abbildung 6 - Hydraulikmutter für 33-390  
(Eigene Darstellung)**

Die wirksame Kolbenquerschnittsfläche für diese Hydraulikmutter errechnet sich wie folgt:

$A_{W33-390}$	wirksame Kolbenquerschnittsfläche für 33-390	[mm <sup>2</sup> ]
$d_{ka}$	Außendurchmesser des Ringkolbens	[mm]
$d_{ki}$	Innendurchmesser des Ringkolbens	[mm]

$$A_{W33-390} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{ka}^2 - d_{ki}^2) \quad (1)$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot ((152 \text{ mm})^2 - (85 \text{ mm})^2) \quad (2)$$

$$\underline{\underline{A_{W33-390} = 12471 \text{ mm}^2}} \quad (3)$$

<sup>1</sup> Interne Pressenbezeichnung, Matrizendurchmesser 390 mm

Bei einem Betriebsdruck von  $p_{nenn} = 110 \text{ bar}$  und der oben ausgerechneten wirksamen Kolbenquerschnittsfläche  $A_{W33-390}$  kann diese Hydraulikmutter folgende Presskraft aufbringen:

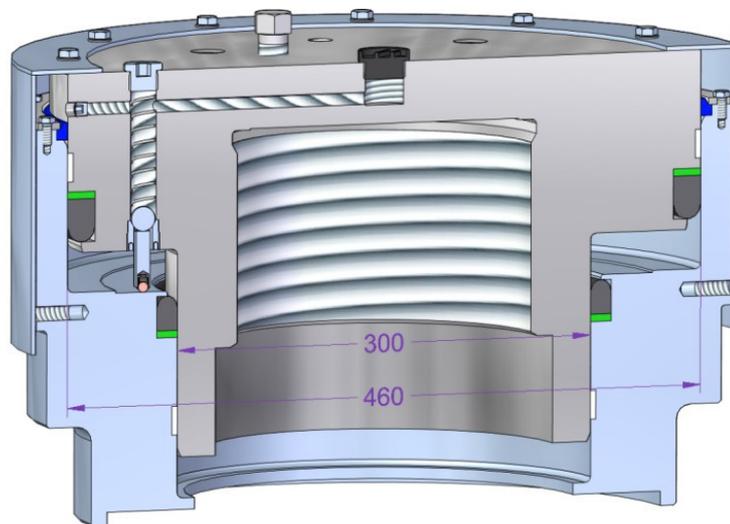
$p_{nenn}$	Betriebsdruck	[bar, MPa]
$F_{nenn}$	Presskraft bei Betriebsdruck	[N bzw. kN]
$A_{W33-390}$	wirksame Kolbenquerschnittsfläche für 33-390	[mm <sup>2</sup> ]

$$p_{nenn} = \frac{F_{nenn}}{A_{W33-390}} \leadsto F_{nenn} = p_{nenn} \cdot A_{W33-390} \quad (4)$$

$$F_{nenn} = 11 \text{ MPa} \cdot 12471 \text{ mm}^2 = 137181 \text{ N} \quad (5)$$

$$\underline{\underline{F_{nenn} \approx 137,2 \text{ kN}}} \quad (6)$$

Im Vergleich dazu ist in Abbildung 7 eine Hydraulikmutter dargestellt, die für den Pressentyp 60-1500<sup>2</sup> verwendet wird.



**Abbildung 7 - Hydraulikmutter für 60-1500  
(Eigene Darstellung)**

<sup>2</sup> Interne Pressenbezeichnung, Matrizendurchmesser 1500 mm

Der Außendurchmesser des Ringzylinders dieser Hydraulikmutter beträgt 513 mm. Die wirksame Kolbenquerschnittsfläche berechnet sich wie folgt:

$A_{W60-1500}$	wirksame Kolbenquerschnittsfläche für 60-1500	[mm <sup>2</sup> ]
$d_{ka}$	Außendurchmesser des Ringkolbens	[mm]
$d_{ki}$	Innendurchmesser des Ringkolbens	[mm]

$$A_{W60-1500} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{ka}^2 - d_{ki}^2) \quad (7)$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot ((460 \text{ mm})^2 - (300 \text{ mm})^2) \quad (8)$$

$$\underline{\underline{A_{W60-1500} = 95504 \text{ mm}^2}} \quad (9)$$

Bei einem Betriebsdruck von  $p_{nenn} = 200$  bar kann diese Hydraulikmutter folgende Presskraft aufbringen:

$p_{nenn}$	Betriebsdruck	[bar, MPa]
$F_{nenn}$	Presskraft bei Betriebsdruck	[N bzw. kN]
$A_{W60-1500}$	wirksame Kolbenquerschnittsfläche für 60-1500	[mm <sup>2</sup> ]

$$p_{nenn} = \frac{F_{nenn}}{A_{W60-1500}} \rightsquigarrow F_{nenn} = p_{nenn} \cdot A_{W60-1500} \quad (10)$$

$$F_{nenn} = 20 \text{ MPa} \cdot 95504 \text{ mm}^2 = 1910080 \text{ N} \quad (11)$$

$$\underline{\underline{F_{nenn} \approx 1910,1 \text{ kN}}} \quad (12)$$

Eine abschließende Tabelle listet die eingesetzten Hydraulikmutter für jeden Pressentyp hinsichtlich ihrer Höhe, Außendurchmesser, maximalen Hub, Kolbenfläche und Presskraft auf. Des Weiteren zeigt eine Spalte die Presskraft bei 50 bar über Betriebsdruck an.

Die Höhe und der Außendurchmesser sind jeweils ohne das Seitenblech angegeben. Außerdem ist die Hydraulikmutter komplett zusammengefahren.

Tabelle 1 - Hydraulikmutter für Pressen-Typ (Eigene Darstellung)

Hydraulikmutter für Pressen-Typ	Höhe*	Außendurchmesser**	Kolbenaußen-durchmesser	Kolbeninnen-durchmesser	wirksame Kolbenfläche	Betriebsdruck	Kraft bei Betriebsdruck	Kraft bei 50 bar ü. Betriebsdruck	max. Hub	Innen-gewinde	Sachnummer
	h mm	da mm	d ka mm	d ki mm	Aw mm <sup>2</sup>	p nenn bar	F nenn kN	F üB kN	hmax mm		
33-390	117	180	152	85	12471,3	110	137,2	199,5	23	M64x4	K3111-5189
33-500	117	180	152	85	12471,3	110	137,2	199,5	23	M64x4	K3111-5189
34-600	120	210	185	100	19026,3	110	209,3	304,4	25	M80x60	K3108-4060
35-780	141	345	315	190	49578,3	110	545,4	793,3	27	M160x6	K3103-5031
37-850	140,5	350	315	190	49578,3	150	743,7	991,6	27	M140x6	K3129-4697
38-780	140,5	295	260	152	34947,1	110	384,4	559,2	27,6	M125x6	K3113-5397
38-600	140,5	295	260	152	34947,1	110	384,4	559,2	27,6	M125x6	K3113-5397
39-1000	171	400	360	220	63774,3	150	956,6	1275,5	27	M170x6	K3120-6659
39-1000	140,5	370	335	200	56725,4	150	850,9	1134,5	27	M170x6	K3120-6044
45-1000	171	400	360	220	63774,3	150	956,6	1275,5	27	M170x6	K3120-6659
45-1000	140,5	370	335	200	56725,4	200	1134,5	1418,1	27	M170x6	K3120-6044
45-1250	171	475	430	270	87964,6	200	1759,3	2199,1	27	M170x6	K3119-5805
60-1250	181	475	430	270	87964,6	200	1759,3	2199,1	29	M220x6	K3116-4979
60-1500	181	475	430	270	87964,6	200	1759,3	2199,1	29	M220x6	K3116-4979
60-1500	216	505	460	300	95504,4	200	1910,1	2387,6	27	M220x6	K3116-6043

\* ohne Seitenblech, Hub = 0 mm

\*\* ohne Seitenblech

### 2.1.3 Schwachpunkte

Die Schwachpunkte der Hydraulikmutter liegen in den verwendeten Dichtungen. Diese bestehen standardmäßig aus NBR<sup>3</sup>. Dieser Dichtungswerkstoff weist gute mechanische Eigenschaften und Beständigkeit gegen Schmieröle und –fette auf [6]. Gegenüber Ölen bietet der Dichtungswerkstoff NBR eine hohe Temperaturbeständigkeit bis zu +100° C [7].

Nach etwa 350 Betriebsstunden müssen die Dichtungen auf Grund von Undichtigkeit gewechselt werden. Die Hydraulikmutter erreicht nicht mehr die gewünschte Presskraft, wodurch die Qualität der Pellets leidet.

Die Schäden äußern sich in einer Ablösung des Dichtungswerkstoffes der Nutringe. Außerdem entstehen umlaufende Riefen, die der Dichtung ebenfalls schaden. Der Grund für die umlaufenden Riefen kann auf eine Verdrehung des Ringkolbens zum Ringzylinder zurückgeführt werden. Des Weiteren treten auch verstärkte axiale Belastungen durch das Verfahren der Hydraulikmutter im Betrieb auf, die den Dichtungswerkstoff ablösen.

Ebenso eine Überhitzung des Hydrauliköls innerhalb der Hydraulikmutter sowie ein Schmierfilmaustritt können zur Ursache der Undichtigkeit führen.

Die nachfolgende Abbildung 8 zeigt das Schadensbild eines Nutringes mit erkennbaren Ablösungen des Dichtungswerkstoffes.



**Abbildung 8 - Schadensbild Nutring (Eigene Darstellung)**

---

<sup>3</sup> Nitrile-butadiene-rubber

## 2.2 Vorhandener Prüfstand

Zur Klärung der IST-Situation wird zunächst der vorhandene Prüfstand hinsichtlich Stärken und Schwächen analysiert. Daraus ergeben sich Anforderungen an das neue Prüfstand-Konzept.

### 2.2.1 Aufbau

Der Prüfstand besteht aus einem großen Grundrahmen, auf dem zwei seitliche Stützen mit Bohrungen aufgeschweißt sind. In der Mitte des Grundrahmens ist eine runde Arbeitsplatte auf höhenverstellbare Säulen montiert. Unter dieser Arbeitsplatte befindet sich ein Hydraulikzylinder, der über ein Hydraulikaggregat angesteuert werden kann. Der Hydraulikzylinder kann durch das Loch in der Mitte der Arbeitsplatte ausfahren.

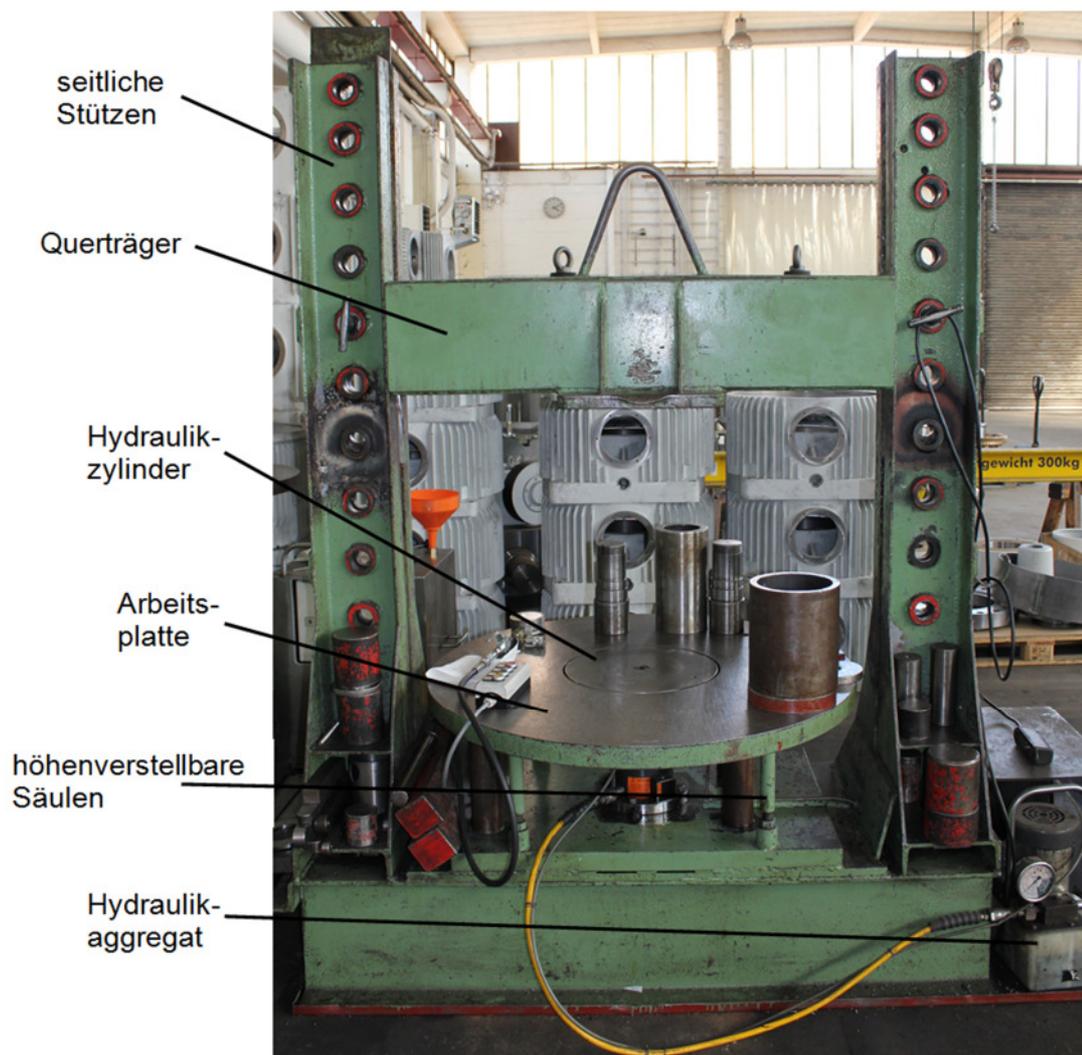


Abbildung 9 - vorhandener Prüfstand (Eigene Darstellung)

Über dem Prüfstand befindet sich ein Querträger, welcher das Gegenlager der Hydraulikmutter beim Prüfen bildet. Mit Hilfe eines Krans lässt sich der Querträger stufenweise in der Höhe verstellen, in dem er entlang der seitlichen Stützen auf- bzw. abgesenkt wird. Durch eine Bolzenverbindung wird die gewünschte Position zwischen Querträger und Stütze gesichert (vgl. Abbildung 9).

Der obere Querträger ist aus mehreren Blechen zu einem Kastenprofil zusammengesweißt. In der Mitte befindet sich eine Platte, die zur Verstärkung des Trägers dient. Die seitlichen Stützen sind aus I-Trägern hergestellt, die in einigen Bereichen durch Verstrebungen versteift wurden und Bohrungen zur Verstellung aufweisen.

### 2.2.2 Funktion

Die zu prüfende Hydraulikmutter wird auf dem Prüfstand mittig positioniert und an das bereitstehende Hydraulikaggregat angeschlossen. Auf die Hydraulikmutter wird eine Buchse mit einer Aussparung für das Drehgelenk gestellt, damit der Druck mittig auf die Hydraulikmutter verteilt wird (vgl. Abbildung 10).

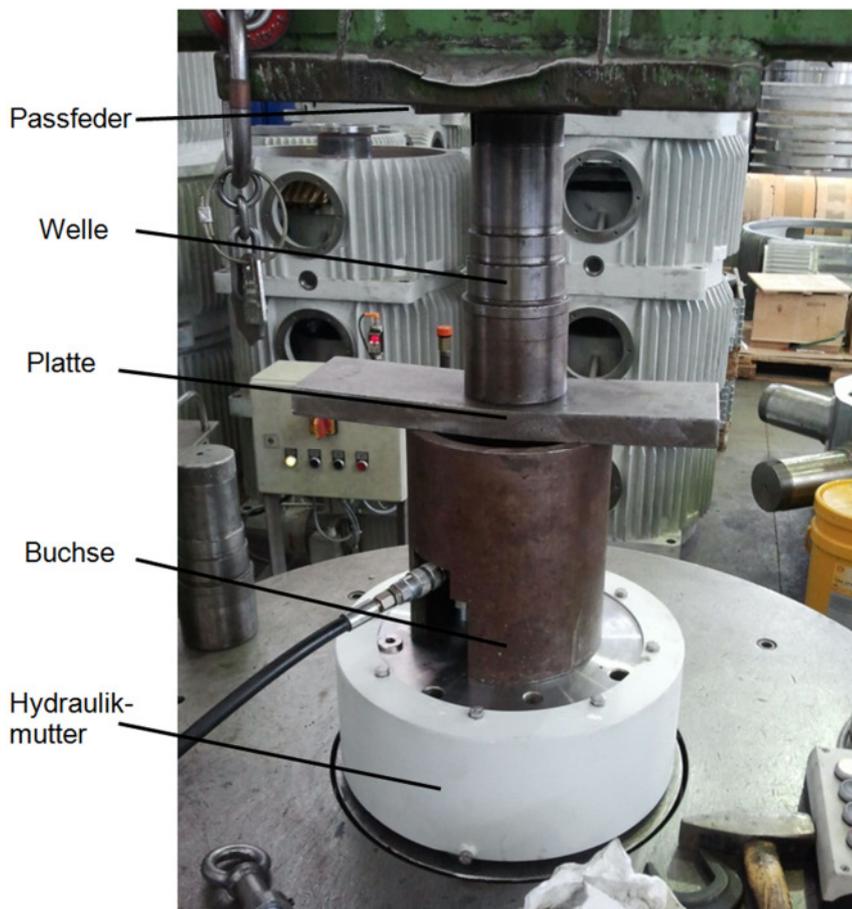


Abbildung 10 - Prüfaufbau (Eigene Darstellung)

Die seitlichen Stützen des Prüfstandes sind bereits so plastisch verformt, dass der Querträger nicht mehr auf- bzw. abgesenkt werden kann. Um den Abstand zwischen Hydraulikmutter und Querträger auszugleichen, muss auf die Buchse ein Aufbau aus einer Platte, einer Welle und einer Passfeder aufgestellt werden. Dieser Aufbau dient dabei lediglich nur zum Höhenausgleich und hat keine weitere Funktion.

An die Hydraulikmutter wird ein Aggregat angeschlossen, welches auf einen Arbeitsdruck von 100 bar eingestellt wird. Dieses pumpt nun das Hydrauliköl in die Hydraulikmutter ein. Ein höherer Druck darf auf Grund der begrenzten Tragfähigkeit des Prüfstandes nicht eingestellt werden. Im Zwischenraum der Hydraulikmutter baut sich nun ein Öldruck auf, der den Ringkolben nach oben drückt. So erfährt die Hydraulikmutter einen Hub von wenigen Millimetern, bis der gesamte Aufbau oben gegen den Querträger angeschlagen ist. Durch den hohen Druck verformen sich das Blech und die Passfeder des aufgebauten Turmes sichtbar (vgl. Abbildung 10).

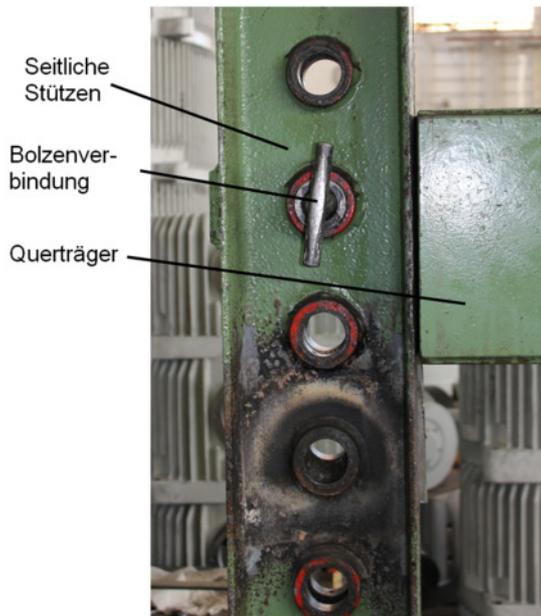
Dieser Zustand des Versuches wird für circa 10 Minuten gehalten, um die Dichtheit der Hydraulikmutter zu überprüfen. Wenn der eingestellte Arbeitsdruck von 100 bar gehalten wird, hat die Hydraulikmutter die Prüfung bestanden. Bei Druckverlust oder bei Ölaustritt aus der Hydraulikmutter ist die Dichtheits-Prüfung nicht bestanden.

Nach dem Versuch wird der Hydraulikzylinder mit geringem Hub unterhalb der Arbeitsplatte ausgefahren und drückt das zurückgebliebene Öl aus der Hydraulikmutter heraus, bis diese komplett zusammengefahren ist.

### 2.2.3 Stärken und Schwächen

Die Höhenverstellung des Querträgers mit den seitlichen Stützen funktioniert nicht mehr. Die Bohrungen in den Stützen sind plastisch verformt. Dadurch lassen sich die Bolzen zur Verstellung nicht mehr aus den Bohrungen entnehmen. Ein genereller Nachteil bei einer Bolzenverbindung ist, dass eine stufenlose Einstellung des Querträgers nicht möglich ist. Die Abbildung 11 zeigt die Bolzenverbindung beim Prüfstand mit der plastischen Verformung.

Bei einem Druck von 100 bar in der Hydraulikmutter ist die zulässige statische Auslastung des Gestells bereits erreicht. Bei einer Hydraulikmutter für den Pressentyp 60-1250 entspricht 100 bar eine Presskraft von 879,6 kN. Normalerweise muss diese Hydraulikmutter aber mit einem Druck von 200 bar getestet werden, um die Dichtungen in der Hydraulikmutter auf die Betriebsdrücke zu belasten.



**Abbildung 11 - Bolzenverbindung  
(Eigene Darstellung)**

Die Arbeitsplatte ist unhandlich und schwer. Dieses erschwert eine ergonomische Positionierung der Hydraulikmutter unterhalb des Querträgers. Derzeit wird die Hydraulikmutter mit einem Kran an den Rand der Arbeitsplatte gestellt. Von dort aus wird die Hydraulikmutter über die Arbeitsplatte bis zur Endposition geschoben. Bei kleineren Hydraulikmutter stellt dieses kein Problem dar. Aber bei größeren Hydraulikmutter, muss mehr Kraft zur Positionierung aufgebracht werden. Eine Hydraulikmutter für den Pressentyp 60-1500 wiegt bereits 278 kg. Daraus ergibt sich mit einem Reibungskoeffizienten von Stahl/Stahl (trocken) von  $\mu = 0,5$  [8, S.60] eine aufzubringende Schubkraft von 136 kg, die überwunden werden muss.

$F_R$	Reibkraft	[N]
$\mu$	Reibungskoeffizient Stahl/Stahl (trocken)	[-]
$F_N$	Normalkraft	[N]

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (13)$$

$$F_R = 0,5 \cdot 2727 \text{ N} \quad (14)$$

$$\underline{\underline{F_R \approx 1363,5 \text{ N} \approx 136 \text{ kg}}} \quad (15)$$

Der vorhandene Prüfstand weist keine Sicherheitstechnik auf. Weder eine Zweihandbedienung noch ein eingehauster Arbeitsraum schützt den Bediener vor Gefahren. Die Prüfung findet ohne Sicherheitstechnik auf der Arbeitsplatte statt. Auch eine Überwachung der Dichtheits-Prüfung durch Sensoren oder Messtechnik ist nicht gegeben. Bei einer auftretenden Gefahr kann daher nicht rechtzeitig gehandelt werden.

Die Druckregelung erfolgt über das Hydraulikaggregat. Dieses ist auf maximal 110 bar durch ein Druck-Begrenzungsventil abgeregelt, so dass ein höherer Druck auf die Hydraulikmutter nicht eingestellt werden kann. Somit kann es derzeit bei der Prüfung nicht zur Überlastung des Gestellrahmens kommen.

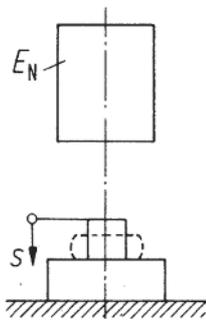
Bei einer Neukonstruktion des Prüfstandes sollte eine einfachere und bedienerfreundlichere Lösung zur anforderungskonformen Positionierung und Fixierung der Hydraulikmutter gefunden werden (vgl. Aufgabenstellung).

## 2.3 Pressmaschinen

In diesem Kapitel werden die verschiedenen Pressmaschinen nach ihren Kenngrößen unterteilt. Außerdem werden die möglichen Bauformen und Werkstoffmöglichkeiten der Pressenkonstruktionen dargestellt.

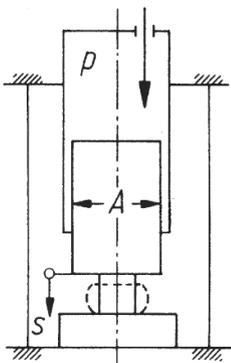
### 2.3.1 Unterteilung

Generell unterscheidet man Pressmaschinen nach ihren charakteristischen Kenngrößen in arbeit-, kraft- oder weggebundene Maschinen [10, T55].



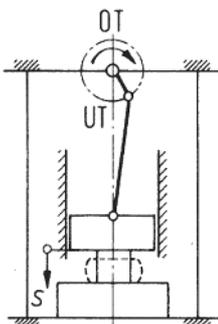
Bei einer arbeitgebundenen Maschine ist das Arbeitsvermögen die charakteristische Größe. Diese hängt dabei von der Masse und der Geschwindigkeit, mit welcher die Masse auf das Werkstück trifft, ab. Eine Spindelpresse und ein Fallhammer entsprechen dem Prinzip der arbeitgebundenen Maschine [9, S. 296].

**Abbildung 12 - arbeitgebundene Maschine [10, T55]**



Eine weitere Art sind die kraftgebundenen Maschinen, die nach dem hydrostatischen Prinzip arbeiten. Dazu zählen hydraulische Pressen, da nur die Kraft über den Arbeitsdruck eingestellt werden kann. [9, S. 297].

**Abbildung 13 - kraftgebundene Maschine [10, T55]**

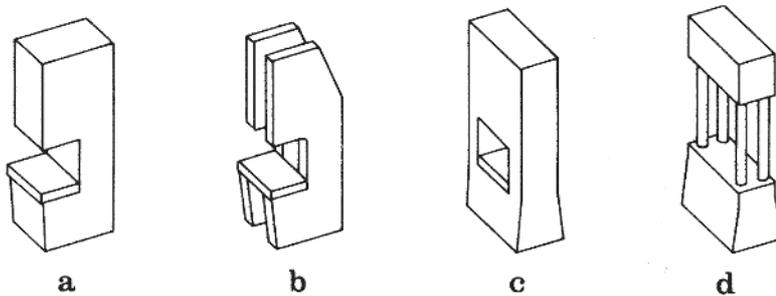


Bei den weggebundenen Maschinen ist die kennzeichnende Größe die Wegbegrenzung. Dabei ist der Weg des Maschinenstößels durch die Kinematik der Maschine festgelegt. Dazu gehören Exzenter-, Kurbel- und Kniehebelpressen [9, S. 296].

**Abbildung 14 - weggebundene Maschine [10, T55]**

### 2.3.2 Bauformen

Die nachfolgende Abbildung 15 zeigt die Bauformen von Gestellen für Pressmaschinen.



**Abbildung 15 - Bauformen von Gestellen [10, T57]**

Die Bauformen *a* und *b* zeigen eine sogenannte C-Gestellform in einer Einständer- und Zweiständer-Ausführung. Letztere bietet eine höhere Steifigkeit. Die Vorteile der Bauform liegen in der guten Zugänglichkeit des Arbeitsraumes und in dem einfachen Aufbau. Außerdem ist dieses die kostengünstigste Bauform [11, S.17].

Ab einer mittleren Baugröße einer Presse wird eine O-Gestellform verwendet. Diese zeigt die Bauform *c*. Eine O-Gestellform in der Säulenbauart ist in *d* dargestellt. Bei der O-Gestellform sind die seitlichen Stützen mit dem Querträger unlösbar (Schweißverbindung) miteinander verbunden. Bei größeren Maschinen werden die Einzelteile durch Zuganker zusammengehalten [9, S.333]. Der Vorteil liegt in der höheren Steifigkeit des Gestells. Allerdings ist der Zugang zum Arbeitsraum eingeschränkter [11, S.17].

### 2.3.3 Gestell-Werkstoffe

Für Pressenkonstruktionen können verschiedene Werkstoffe für die Gestelle verwendet werden. Dabei sind Graugusskonstruktionen sowie verschweißte Stahlkonstruktionen möglich. Der Vorteil von einem Gestell aus Grauguss liegt in der formschönen und beanspruchungsgerechten Gestaltung, sowie der guten Bearbeitbarkeit. Allerdings folgt durch die geringere Festigkeit bei Gussgestellen ein größerer Querschnitt und damit eine größere Masse als bei Stahlgestellen [9, S.334/335].

Bei verschweißten Stahlkonstruktionen erreicht das Gestell eine größere Festigkeit und ein höheres Elastizitätsmodul. Folglich werden kleinere Querschnitte als bei Gussgestellen benötigt, wodurch das Gewicht reduziert wird. Der Nachteil liegt in der aufwendigen Schweißkonstruktion. Außerdem besteht die Gefahr, dass sich das Gestell durch Schweiß-Wärme verziehen kann [9, S.334/335]. Ein nachträgliches Spannungsarmglühen und eine abschließende spanende Bearbeitung sind notwendig.

## 2.4 Situationsanalyse Prüfstände

Die Wettbewerbsanalyse ist eine verbreitete Methode zur Analyse der aktuellen Situation. So werden in der Marktanalyse die allgemeinen Marktbedingungen, in der Anbieteranalyse die potentiellen Konkurrenzen oder Anbieter mit ihren Stärken und Schwächen analysiert. In einer abschließenden Produktanalyse werden alle auf dem Markt befindlichen Produkte bezüglich technischer und wirtschaftlicher Merkmale untersucht [12]. Als Resultat der Situationsanalyse ergeben sich Anforderungen für den neuen Prüfstand.

### 2.4.1 Marktanalyse

Der geplante Prüfstand für Hydraulikmuttern ist eine speziell angefertigte Maschine, die für einen bestimmten Markt bzw. Kunden entwickelt und konstruiert wird. Es handelt sich dabei um einen Nischenmarkt<sup>4</sup>.

Hauptsächlich wird der Prüfstand für interne Zwecke benötigt, um die montierten Hydraulikmuttern zu prüfen. Mit der Technologie der Flachmatrizenpresse besitzt außerdem die Firma Amandus Kahl einen alleinigen Marktanteil. Andere Hersteller von Pelletpressen z.B. die Firma Bühler, setzen auf eine Ringmatrize und haben dementsprechend andere Komponenten zur Presskraftherzeugung, als die bei Amandus Kahl eingesetzten Hydraulikmuttern. Für solche Hersteller ist der Prüfstand also weniger geeignet. Eine Ausweitung des Nischenmarktes und damit eine größere Nachfrage des Prüfstandes ist nicht zu erkennen. Der Grund liegt u.a. auch in der Annahme, dass nur firmenspezifische Komponenten getestet werden sollen.

Des Weiteren soll ein zweites Exemplar des Prüfstandes zu einem Kunden nach Amerika geliefert werden, der vor Ort Dichtungen an der Hydraulikmutter wechselt und die Lager der Kollerrollen einpressen muss. Aufgrund der großen Entfernung ist es wirtschaftlicher, dass der Kunde einen Prüfstand kauft, anstatt dass die Montage der Hydraulikmuttern bzw. Kollerrollen in Deutschland erfolgt. Bei Kunden mit einer geringeren Entfernung rentiert sich die Fertigung eines Prüfstandes nicht.

Deshalb ist eine generelle Aufnahme des Prüfstandes in das Verkaufsprogramm von Amandus Kahl derzeit nicht vorgesehen.

---

<sup>4</sup> In einem Nischenmarkt werden spezialisierte Produkte vertrieben. Es gibt einen geringen Wettbewerb und im Vergleich zum Massenmarkt ist die Nachfrage der Kunden geringer [13].

## 2.4.2 Anbieteranalyse

Einen direkten Mitanbieter eines Hydraulikmutterprüfstandes gibt es auf Grund der Individualität der Maschine nicht. Nach Internet-Recherchen [14] sind einige Unternehmen auf dem Markt vertreten, die auf Kundenwunsch eine spezielle Presse entwickeln und konstruieren.

So bietet das Unternehmen *UTE Maschinen Vertriebs GmbH* die Entwicklung und Fertigung einer Presse an [15]. Hauptsächlich vertreibt das Unternehmen Produkte von STENHØJ HYDRAULIK. Seit 1994 ist *UTE Maschinen Vertriebs GmbH* auf dem Markt vertreten. Das Produktfolio reicht von Produktionspressen, über Werkstattpressen bis hin zu Exzenterpressen für unterschiedliche Anwendungen. Die Einsatzbereiche der Pressen liegen im Tiefziehen, Stanzen, Biegen, Montieren und Einpressen von Bauteilen. Die Abbildung 16 zeigt eine Werkstattpresse der Modellreihe *Lux*. Bei der Presse kann je nach Größe eine Presskraft von 200 bis 500 Tonnen erreicht werden. Diese Werkstattpresse wird für das Einpressen von Bauteilen verwendet.



**Abbildung 16 - Werkstattpresse Lux [16]**

Ein weiteres Unternehmen im Bereich des Pressenbaus ist *TOX Pressotechnik Ltd.* Das Unternehmen wurde 1985 in Chicago gegründet. Im Jahre 1999 wurden die Firmengebäude in Deutschland und den USA erweitert und seit 2000 weist das Unternehmen eine ISO Zertifizierung auf [17]. Das Unternehmen vertreibt drei Bauarten in ihrem Pressenprogramm. Darunter sind C-Gestell-Pressen, Säulenpressen und Tischpressen. Mit der TOX-Kraftpaketpresse schafft das Unternehmen eine pneumo-hydraulische Presse, die im Vergleich zu typischen Hydrauliksystemen eine kompaktere Bauform aufweist [18]. Auch *TOX Pressotechnik* konstruiert und fertigt Pressen nach Kundenwunsch individuell. Die Abbildung 17 zeigt eine TOX C-Gestell Presse der Baureihe PC. Hier liegt der Presskraftbereich bei 8 bis 200 Tonnen. Die Druckregelung erfolgt über ein manuell einstellbares Druckventil mit Manometer. Die schlanke und extrem stabile Bauweise wurde mit einem Designpreis ausgezeichnet.



**Abbildung 17 - TOX C-Gestell Presse [19]**

Generell lassen sich die Pressen nach dem Baukasten-Prinzip

zusammenbauen. So entstehen zahlreiche Möglichkeiten die Presse individuell zusammenzustellen. Die Anwendungsbereiche der Pressen von *TOX Pressotechnik* liegen im Nieten, Pressen, Montieren, Biegen, Richten, Stanzen und Prägen von Bauteilen.

### 2.4.3 Produktanalyse

Nachfolgend werden zwei Produkte der in 2.4.2 vorgestellten Unternehmen exemplarisch untersucht und deren Stärken und Schwächen dargelegt.

Die zwei aufgeführten Pressen unterscheiden sich unter anderem hinsichtlich ihrer Pressenkonstruktion. Die Werkstattpresse Lux des Unternehmens STENHØJ HYDRAULIK hat einen geschlossenen Gestellrahmen, wobei die Arbeitsplatte durch eine Bolzenverbindung in verschiedene diskrete Arbeitshöhen eingestellt werden kann. Diese extrem massive Werkstattpresse setzt zur Druckkraftherzeugung einen doppelwirkenden Hydraulikzylinder ein. Hierbei werden je nach Pressengröße 200 bis 500 Tonnen Presskraft erzeugt. Über ein Druckregelventil kann die Druckkraft stufenlos eingestellt werden. Der Hub des Hydraulikzylinders beträgt in der Standard-Ausführung 400 mm [20]. Die Stärken dieser Presse liegen in der massiven Ausführung des Gestells und der daraus resultierenden hohen Belastbarkeit. Außerdem kann der doppelwirkende Hydraulikzylinder hohe Presskräfte erzeugen. Nachteilig ist die Verstellung der Arbeitsplatte, die nur in Stufen möglich ist.

Die Presse der Firma *TOX Pressotechnik Ltd.* hat einen C-Gestellrahmen. Hier lässt sich die Höhe der Arbeitsplatte nicht verschieben. Folglich ist der Gestellrahmen starr und kann bis auf 200 Tonnen belastet werden. Als Pressdruckerzeuger setzt die Firma das TOX®-Kraftpaket ein. Dieses vereint die Vorteile der Pneumatik und der Hydraulik und arbeitet damit wirtschaftlicher, als herkömmliche Hydraulikzylinder. Dabei werden Gesamthübe von bis zu 400 mm ermöglicht [21]. Der Vorteil dieser Presse liegt in der schmalen kompakten Bauform, die auf bis zu 200 Tonnen Belastbarkeit ausgelegt ist. Außerdem ist der Arbeitsraum durch einen Stahl- oder Alurahmen mit Polycarbonat eingehaust. Die Schwäche dieser Presse liegt in der nicht einstellbaren Höhe der Arbeitsplatte.

Eine abschließende Tabelle 2 vergleicht die Pressentypen hinsichtlich einiger Merkmale.

Tabelle 2 - Vergleich von Pressen (Eigene Darstellung)

Merkmale	Werkstattpresse Lux	TOX C-Gestell Presse
Bauform	O-Gestellform	C-Gestellform
Anwendungsbereich	Einpressen	Einpressen
maximaler Hub [mm]	400	400
Presskraft [Tonnen]	200	200
Tischhöhe [mm]	950	800
Arbeitsraum Höhe [mm]	715	710
Gesamtbreite [mm]	1760	1200
Gesamthöhe [mm]	3090	ca. 3000
Gesamttiefe [mm]	1040	1450
Presskrafterzeuger	doppelwirkender Hydraulikzylinder	pneumo-hydraulischer Antrieb
Arbeitsplatte	höhenverstellbar	keine Verstellung möglich
Schutzhaube	nein	ja

## 2.5 Fazit Situationsanalyse

Aus den Ergebnissen der Analyse des bestehenden Prüfstandes ergibt sich, dass ein neuer Prüfstand für die Qualitätssicherung der Hydraulikmutter unabdingbar ist. Derzeit ist eine Prüfung von 100 bar ohne Hubvariation möglich. Dadurch werden die Hydraulikmutter im Vergleich zu den auftretenden Drücken im Betrieb kaum beansprucht. Nur durch eine Belastung bei Betriebsdruck und einer Hubvariation von einigen Millimetern kann eine Überprüfung der Druckfestigkeit stattfinden. Des Weiteren ist das dynamische Testen der Dichtungen der Hydraulikmutter gegenwärtig nicht ausführbar. Der zu konzipierende Prüfstand sollte also auch die Hydraulikmutter dynamisch verfahren können.

Da es sich bei der Hydraulikmutter um eine bestimmte Komponente der Amandus-Kahl-Pelletpresse handelt, gibt es keinen bestehenden Prüfstand auf den Märkten. Aus den Ergebnissen der Wettbewerbsanalyse lässt sich auf einen Nischenmarkt schließen. Demzufolge ist die Nachfrage nach diesem speziellen Prüfstand kaum bzw. gar nicht vorhanden. Nur wenige Unternehmen konzipieren Prüfstände bzw. Pressen nach eigenen Anforderungen und Wünschen. Auf Grund der hohen Eigenfertigungsdichte bei Amandus Kahl und der geringen Stückzahl soll der Prüfstand hauptsächlich intern gefertigt werden.

Insgesamt werden zwei Prüfstände benötigt. Ein Prüfstand dient für die interne Überprüfung der Druckfestigkeit der Hydraulikmutter nach der Montage. Der zweite Prüfstand

soll für einen Kunden in Amerika hergestellt werden, damit vor Ort die Dichtungen der Hydraulikmutter getestet werden können.

Somit lassen sich aus der Situationsanalyse folgende Anforderungen an den neuen Prüfstand ableiten:

**Tabelle 3 - Anforderungen aus der Situationsanalyse (Eigene Darstellung)**

Lfd.	Anforderungen
<b>1</b>	<b>Funktion</b>
1.1	Prüfdruck bis 250 bar
1.2	dynamische Hubverstellung (15 mm)
<b>2</b>	<b>Geometrie</b>
2.1	Gestellrahmen auf 250 t belastbar
2.2	stabile Bauweise
<b>3</b>	<b>Gebrauch/Ergonomie</b>
3.1	bequeme Bestückung und Entnahme der Hydraulikmutter
3.2	Sicherheitstechnik (Schutzhaube - ohne Steuerung des Antriebes)
3.3	kostengünstige Fertigung

### 3 Theorie der methodischen Konstruktion

Um effizient und zielsicher zu arbeiten und ein technisch-wirtschaftlich optimales Ergebnis zu erreichen, sollte das Entwickeln und Konstruieren methodisch erfolgen [22]. Nachfolgend werden hier angewendete „Werkzeuge“ der Konstruktionsmethodik vorgestellt.

Der allgemeine Konstruktionsablauf nach VDI 2221 gliedert sich in vier Teilphasen (vgl. Abbildung 18).

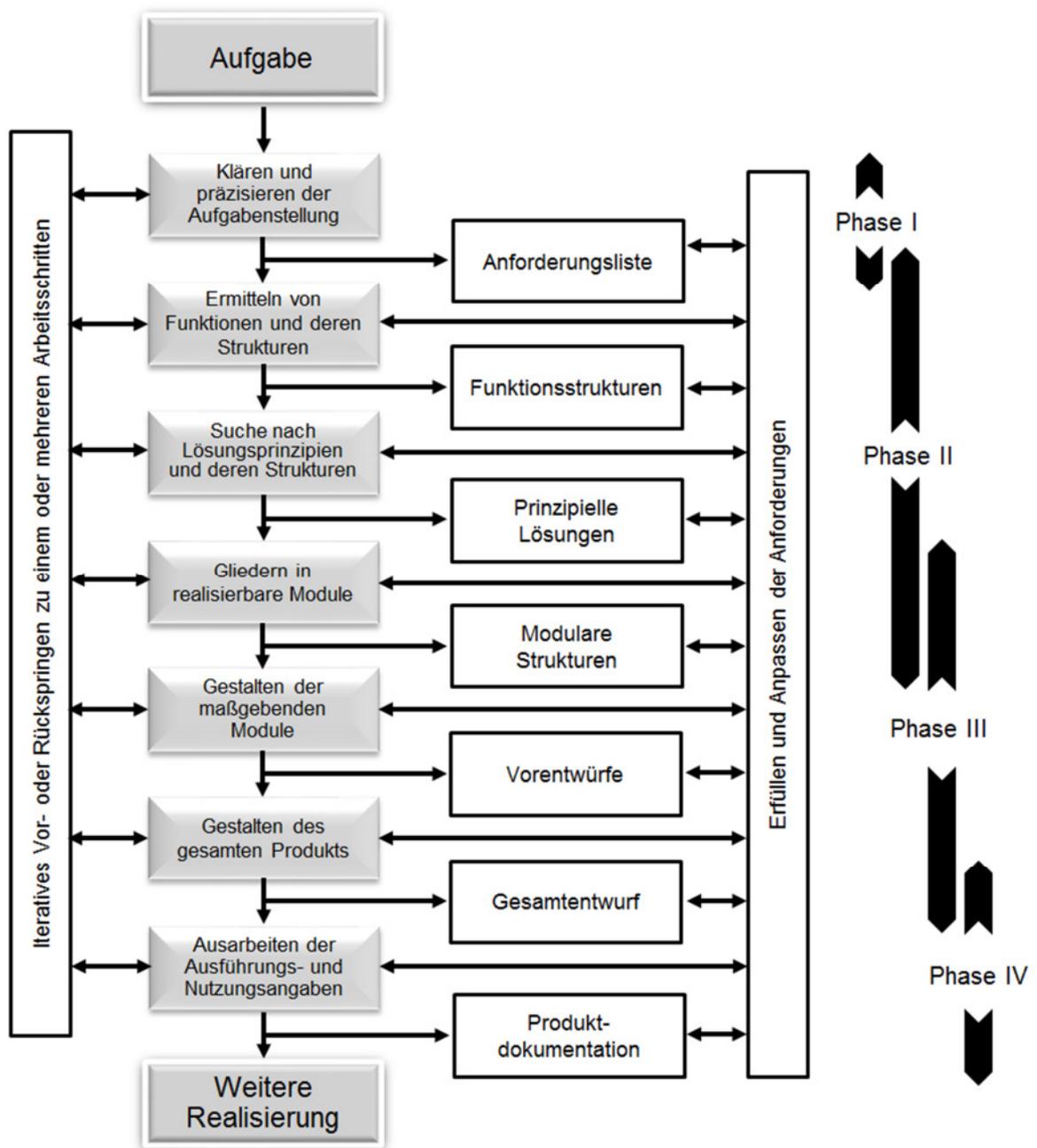


Abbildung 18 - Konstruktionsablauf nach VDI 2221 (Eigene Darstellung in Anlehnung an [23])

### 3.1 Anforderungsliste

Die Anforderungsliste wird basierend auf der Aufgabenstellung entwickelt. Dabei werden die zentralen Aussagen der Aufgabenstellung in Anforderungen umformuliert. Im nächsten Schritt werden die Anforderungen in Wünsche und Forderungen gegliedert.

Die Forderungen müssen unter allen Umständen erfüllt werden, d.h., dass ohne die Erfüllung der Forderungen die vorgesehene Lösung nicht akzeptabel ist. Die Wünsche sollen nach Möglichkeit berücksichtigt werden, auch wenn ggf. ein höherer Aufwand damit verbunden ist. Dabei ist auf die Klassifizierung der Wünsche zu achten. Ein Wunsch „W1“ hat eine geringere Priorität als ein Wunsch, der mit „W4“ gekennzeichnet ist.

Damit stellt die Anforderungsliste die Ausgangsposition und die aktuelle Arbeitsunterlage dar und muss stets auf dem neustem Stand gehalten werden [24, S. 215]. Sie ist ein verbindlicher Leitfaden für die Entwicklung und Konstruktion.

Die Tabelle 4 zeigt den formalen Aufbau einer Anforderungsliste.

**Tabelle 4 - allgemeine Anforderungsliste (Eigene Darstellung)**

			<b>Anforderungsliste</b>	F - Festanforderung; W1 - Geringe Priorität; W2 - Mittlere Priorität; W3 - Hohe Priorität; W4 - Höchste Priorität
			<b>Projekt, Produkt</b>	
			Erstellt am:	
			Erstellt von:	
			Seite: von:	
Lfd.	Änderung / Datum	F / W	Anforderungen	Bemerkungen / Änderungsgrund

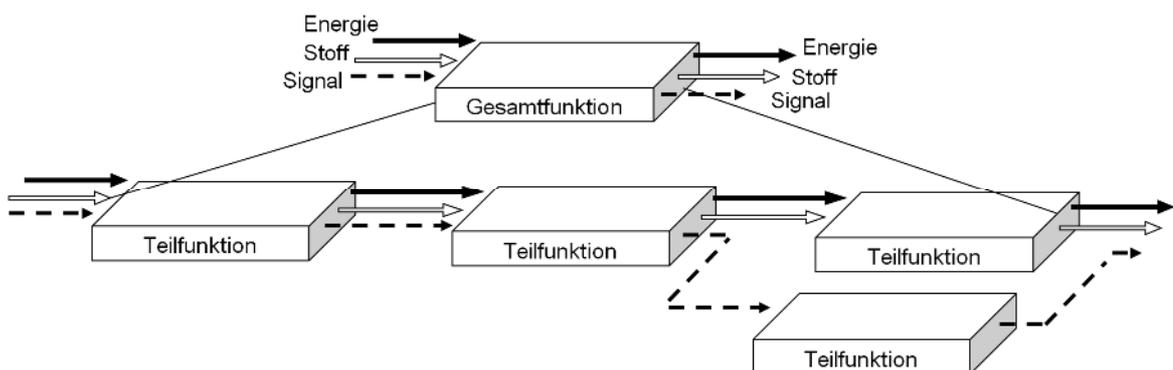
## 3.2 Funktionsstruktur

Nach VDI-Richtlinie 2803 setzt sich die Gesamtfunktion eines Bauteils/Systems aus mehreren Teilfunktionen zusammen. Die Gesamtfunktion muss lösungsneutral mit Hilfe der Umsatzgrößen Energie, Stoff und/oder Signal in einer Blockdarstellung angegeben werden. Als Energie gilt mechanische, thermische, chemische, hydraulische und elektrische Energie. Die Umsatzgröße Stoff bezeichnet feste Körper, Fluide und Endprodukte. Die Signal-Eigenschaften beinhalten Messgrößen, Daten und gespeicherte Informationen. Das Umsetzen und Leiten von Signalen wird stets mittels Energie- und Stoffgrößen verwirklicht [25].

Eine komplexe Gesamtfunktion kann in Teilfunktionen niedrigerer Komplexität aufgegliedert werden. Dabei wird deutlich, welche Teilfunktion zweckmäßig zuerst für die Lösungssuche betrachtet wird [24, S. 244]. Die zeitlich-logische Verknüpfung der Teilfunktionen ergibt die Funktionsstruktur.

Durch das Aufstellen einer Funktionsstruktur wird das Finden von Lösungen erleichtert, da durch die Strukturierung die Bearbeitung weniger komplex wird und die Lösungen für Teilfunktionen zunächst gesondert erarbeitet werden können [24, S. 51].

In der Abbildung 19 ist eine allgemeine Darstellung einer Funktionsstruktur mit der Untergliederung der Gesamtfunktion in Teilfunktionen dargestellt.



**Abbildung 19 - Allgemeine Darstellung einer Funktionsstruktur**  
(Eigene Darstellung in Anlehnung an [24, S. 45])

### 3.3 Morphologischer Kasten

Um eine Gesamtlösung für das Problem zu finden, hat sich die Methode des morphologischen Kastens nach *Zwicky* bewährt. Der morphologische Kasten ist ein Ordnungsschema, in dem notwendige Funktionsträger zu einer Wirkstruktur kombiniert werden.

Für jede Teilfunktion der Funktionsstruktur werden verschiedene Funktionsträger erarbeitet (vgl. Tabelle 5).

Zur Ermittlung einer Gesamtlösung kombiniert man aus jeder Zeile jeweils ein oder mehrere Funktionsträger mit einem Funktionsträger aus der folgenden Zeile. Durch die Kombination verschiedener Funktionsträger miteinander entstehen verschiedene Lösungsvarianten. Die Anzahl der Lösungsvarianten hängt von der Anzahl der Funktionsträger in den Zeilen und von der Verträglichkeit der Elemente miteinander ab [24, S. 160].

Die Tabelle 5 zeigt einen schematischen Aufbau eines morphologischen Kastens.

**Tabelle 5 - schematischer Aufbau eines Morphologischen Kastens (Eigene Darstellung)**

Teilfunktionen	Funktionsträger				
	1	2	3	4	5
1	F11	F12	F13	F14	F15
2	F21	F22	F23	F24	F25
3	F31	F32	F33	F34	F35
4	F41	F42	F43	F44	F45
5	F51	F52	F53	F54	F55
6	F61	F62	F63	F64	F65

●—● Lösungsvariante 1  
●—● Lösungsvariante 2

### 3.4 Nutzwertanalyse

Die aus dem morphologischen Kasten hervorgehenden Lösungsvarianten werden mit Hilfe von Bewertungsverfahren einer Bewertung unterzogen. Die Bewertung dient zum Auffinden der optimalen Lösung des Problems. Als wichtigste Methoden haben sich die technisch-wirtschaftliche Bewertung nach der Richtlinie VDI 2222 und die Nutzwertanalyse der Systemtechnik bewährt [24, S. 166].

Auf Grund der Möglichkeit der unterschiedlichen Gewichtung der Bewertungskriterien wird die Bewertung in dieser Arbeit anhand der Nutzwertanalyse durchgeführt. Die VDI 2222 gewichtet jedes Kriterium primär gleich, so dass annähernd gleich bedeutende Bewertungskriterien aufzustellen sind.

Die Bewertungskriterien in der Nutzwertanalyse sollen auch wirtschaftliche, sicherheitstechnische und umweltbedingte Gesichtspunkte berücksichtigen. Diese werden anschließend gewichtet. Dabei muss die Summe der Gewichtungsfaktoren immer 1,0 (100 %) betragen.

Die Nutzwertanalyse wird in einer tabellarischen Darstellungsweise durchgeführt. Eine solche Darstellungsweise ist in der Tabelle 6 dargestellt.

**Tabelle 6 - Darstellung einer Nutzwertanalyse (Eigene Darstellung)**

Bewertungskriterien		Variante 1			Variante 2		Variante 3	
Nr.	Gew. (G)	Wert (W)	gewichteter Wert (G·W)	Wert (W)	gewichteter Wert (G·W)	Wert (W)	gewichteter Wert (G·W)	
1								
...								
Summe für relativen Vergleich der Varianten untereinander		1,00	0	0	0	0	0	
Gewichtete Wertigkeit = Summe / max. möglicher Punktwert			0	0	0	0	0	

In der Spalte *Bewertungskriterien* werden die Kriterien mit ihrer Gewichtung eingetragen. In den nachfolgenden Spalten werden alle Varianten mit den Werten und dem errechneten gewichteten Werten aufgelistet. Dabei zeigt die Spalte *Wert* die Bewertungspunkte für das jeweilige Bewertungskriterium an. Die Nutzwertanalyse hat ein Punktesystem von 0 bis 10 Punkten. Die Tabelle 7 zeigt die Bedeutung der einzelnen Punkte.

Der *gewichtete Wert* wird durch die Multiplikation von der Gewichtung der Bewertungskriterien ( $G$ ) mit dem Wert der Variante ( $W$ ) errechnet.

Um die Varianten abschließend beurteilen zu können, bestimmt man die Summe zum relativen Vergleich der Varianten untereinander und errechnet die gewichtete Wertigkeit. Die Lösungsvariante mit dem höheren Gesamtwert ist die beste Lösung für die vorliegende Problemstellung und kann weiter entwickelt werden.

Allerdings muss die verwendbare Lösung einen Gesamtwert von mindestens 80 % (0,8) aufweisen. Andernfalls ist die Lösungsvariante zu überarbeiten.

**Tabelle 7 - Wertskala (Eigene Darstellung in Anlehnung an [26])**

Wertskala - Nutzwertanalyse	
Pkt.	Bedeutung
0	absolut unbrauchbare Lösung
1	sehr mangelhafte Lösung
2	schwache Lösung
3	tragbare Lösung
4	ausreichende Lösung
5	befriedigende Lösung
6	gute Lösung mit geringen Mängeln
7	gute Lösung
8	sehr gute Lösung
9	über die Zielvorstellung hinausgehende Lösung
10	Ideallösung

## 4 Methodische Erarbeitung eines Konzeptes

In den nachfolgenden Kapiteln wird basierend auf der in Kapitel 3 behandelten Theorie ein technisch-wirtschaftlich sinnvolles Konzept methodisch erarbeitet und bewertet.

### 4.1 Anforderungsliste

In Tabelle 8 ist die erarbeitete und mit Amandus Kahl abgeglichene Anforderungsliste für den Prüfstand für Hydraulikmuttern aufgeführt.

**Tabelle 8 - Anforderungsliste (Fortsetzung auf nächster Seite; Eigene Darstellung)**

			<b>Anforderungsliste</b>	F - Festanforderung; W1 - Geringe Priorität; W2 - Mittlere Priorität; W3 - Hohe Priorität; W4 - Höchste Priorität
			<b>Hydraulikmutterprüfstand</b>	Erstellt am: 21.06.2013
				Erstellt von: Jan Swarat
				Seite: 1 von: 1
<b>Lfd.</b>	<b>Änderung / Datum</b>	<b>F / W</b>	<b>Anforderungen</b>	<b>Bemerkungen / Änderungsgrund</b>
<b>1</b>			<b>Funktion</b>	
1.1		F	Prüfdruck bis 250 bar	
1.2		F	Drucktest der HM bei festgelegtem Hub 15 mm	HM = Hydraulikmutter
1.3		F	Hubverstellung im Bereich von 15 mm	
1.4		F	Test der HM erfolgt mit gleichem Medium wie im Betrieb	
1.5	24.06.2013	W4	Aus- und Einpressen von Lagern für Kollerrolle (verschiedene Durchmesser, 40 t Presskraft, Hub mind. 100 mm)	von Montage gewünscht
1.6	25.06.2013	F	Funktionsweise mit Hydraulik	
<b>2</b>			<b>Geometrie</b>	
2.1		W1	stabile Bauweise	
2.2		W1	kleiner als alter Prüfstand (max. Abmessungen 2 m x 2 m x 3 m)	
2.3		F	Gestellrahmen auf 250 t belastbar	
2.4		W3	Modulbauweise, wenn Gewicht > 4 Tonnen	
2.5		F	Abmessungen der Grundfläche max. 4 m <sup>2</sup>	
<b>3</b>			<b>Messtechnik / Messen</b>	
3.1		W3	Druckanzeige	
3.2		W1	Hubanzeige	
3.3	25.06.2013	F	Gesamt-Prüfdauer max. 90 min bestehend aus 2x statischer Dauertest (15 min) dynamisches Verfahren (60 min)	
3.4	25.06.2013	F	Hubfrequenz mind. 50 Doppelhübe/h	

<b>4</b>			<b>Werkstoffe</b>	
4.1		W1	Werkstoffe noch nicht festgelegt	
4.2		F	kostengünstige Werkstoffe	
4.3		W1	korrosionsbeständig	
<b>5</b>			<b>Gebrauch / Ergonomie / Arbeitsmittel</b>	
5.1		W3	Anzahl der Bediener (1)	
5.2		W2	unkomplizierte Bedienbarkeit des Prüfstandes	
5.3		W4	bequeme Bestückung und Entnahme der Hydraulikmutter	
5.4		W1	leichte Reinigung	
5.5		W3	Zweihandbedienung	
5.6	24.06.2013	F	Schutzhaube	von Montage gefordert
5.7		W1	elektronische Steuereinheit	
<b>6</b>			<b>Fertigung / Montage / Fundament / Transport</b>	
6.1		W3	Verwendung von Normteilen	
6.2		W1	kostengünstige Zukaufteile	
6.3		W3	Eigenfertigung	
6.4		W2	kostengünstige Fertigung	
6.5		W3	Aufstellung in Maschinenhalle mit Betonboden	
6.6		W3	Transport mit Deckenkran (Transporteinrichtungen an Bauteilen)	
<b>7</b>			<b>Umgebung</b>	
7.1		F	Raumtemperatur	
7.2		F	staubfreie Atmosphäre	
7.3		F	trockener, überdachter Raum	
<b>8</b>			<b>Kosten / Termine</b>	
8.1		W3	Fertigungsunterlagen bis 18.09.2013	
8.2		W1	Gesamtbudget: keine Festlegung	
<b>9</b>			<b>Normen und Vorschriften</b>	
9.1		F	Maschinenrichtlinie 2006/42/EG	
9.2		F	DIN EN 692/693 - Mechanische Pressen - Sicherheit	

Die wichtigsten Anforderungen an den Prüfstand sind durch ein *F* (Festanforderung) gekennzeichnet. Dazu zählt, dass der Prüfdruck bis zu 250 bar betragen soll, um eine komplette Betriebssimulation zu ermöglichen. Folglich muss der Gestellrahmen auf 250 Tonnen ausgelegt sein. Bei einem festgelegtem Hub der Hydraulikmutter von 15 mm findet der Drucktest statt. Anschließend soll die Hydraulikmutter durch eine Hubverstellung dynamisch beansprucht werden.

Eine allgemeingültige Festanforderung des Prüfstandes ist, dass alle verbauten Komponenten mit Hydraulik arbeiten sollen. Da die Hydraulikmutter an einem Hydraulikaggregat angeschlossen wird, sollen die möglichen restlichen Komponenten ebenfalls über dieses Aggregat laufen. Dadurch werden in der weiteren Bearbeitung der Aufgabe u.a. pneumatische Lösungen ignoriert.

Um die Fertigungskosten so gering wie möglich zu halten, dürfen nur kostengünstige Werkstoffe verwendet werden, die aber den Bedingungen in einer Maschinenhalle standhalten.

Nach Möglichkeit ist eine unkomplizierte Bedienbarkeit des Prüfstandes zu erreichen, sowie eine bequeme Bestückung und Entnahme der Hydraulikmutter aus dem Prüfstand.

Innerhalb einer Gesamtprüfdauer von maximal 90 Minuten sollen zwei statische Dauertests stattfinden. Diese dauern jeweils 15 Minuten an. Des Weiteren soll die Hydraulikmutter dynamisch mit mind. 50 Doppelhuben pro Stunde verfahren werden. Dabei sollen vor allem die Dichtungsbänder innerhalb der Hydraulikmutter getestet werden.

Das Aus- und Einpressen von Lagern für die Kollerrollen ist mit einem Wunsch höchster Priorität gekennzeichnet und sollte in der Konzeptphase des Prüfstandes nach Möglichkeit berücksichtigt werden.

Diese Anforderungsliste dient als Leitfaden für die nachfolgenden Arbeitsschritte.

## 4.2 Funktionsstruktur

Zur Sicherung eines Maximums an technischen sinnvollen Lösungskonzepten wird die Aufgabenstellung zunächst auf das wesentliche Problem abstrahiert. Die Hauptfunktion des Prüfstandes liegt in der Druckprüfung der Hydraulikmutter. Dazu muss die Hydraulikmutter einer bestimmten Druck-Belastung ausgesetzt sein. Die Abbildung 20 zeigt die Hauptfunktion des Prüfstandes mit den Ein- und Ausgangsgrößen.

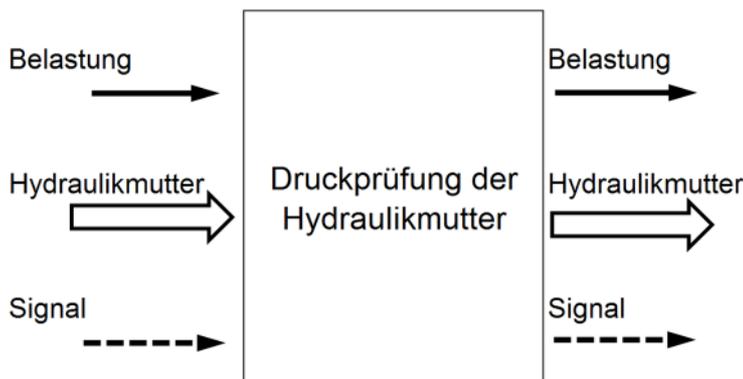


Abbildung 20 - Hauptfunktion (Eigene Darstellung)

Ein Prüfkörper – in diesem Fall die Hydraulikmutter – wird im Prüfstand positioniert und belastet. Währenddessen wird die Hydraulikmutter einer Druckfestigkeitsprüfung unterzogen. Dazu wird mittels hydraulischer Energie ein Druck in der Hydraulikmutter erzeugt. Folglich erfahren Ringzylinder und Ringkolben eine Relativbewegung zueinander. Die entstandene Druckkraft der Hydraulikmutter muss nun von der Prüfstandstruktur aufgenommen werden, um einen Gegendruck aufzubauen.

Nach dieser statischen Druckprüfung erfolgt eine zeitlich veränderliche Hubverstellung, um die Hydraulikmutter dynamisch zu testen. Nach der erfolgreichen Prüfung wird die Hydraulikmutter abschließend aus dem System *Prüfstand* entnommen (vgl. Abbildung 21).

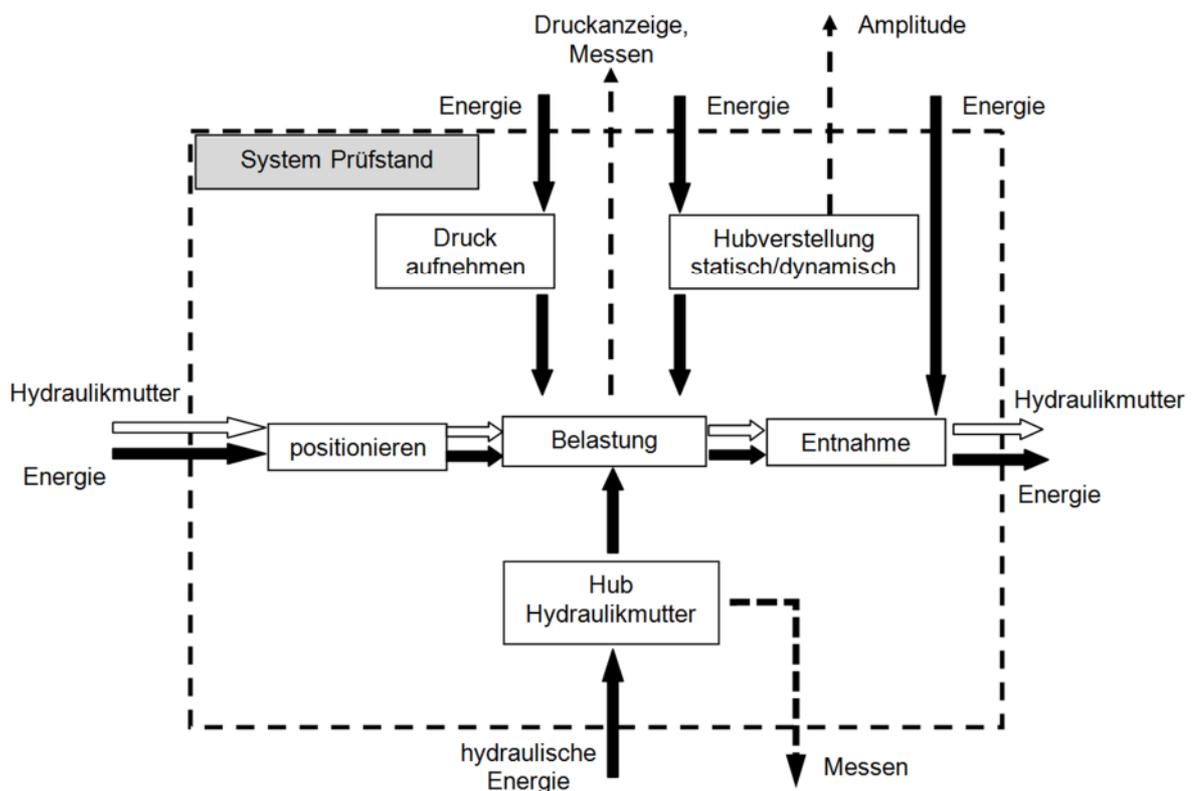
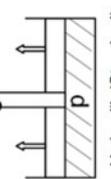


Abbildung 21 - Funktionsstruktur (Eigene Darstellung)

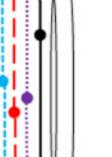
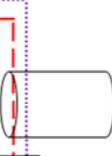
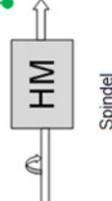
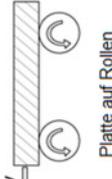
### 4.3 Morphologischer Kasten

In der Tabelle 9 werden mögliche Funktionsträger als Lösung der Teilfunktionen dargestellt. Durch die Kombination von verschiedenen Funktionsträgern ergeben sich hierin unterschiedliche Lösungsvarianten.

Tabelle 9 - Morphologischer Kasten (Fortsetzung auf nächster Seite; Eigene Darstellung)

Funktion		Funktionsträger					
		1	2	3	4	5	6
positionieren	verschieben	 Spindel	 Platte auf Kugeln	 Gleiten			
	zentrieren	 Gewinde	 Klemmung	 Zentrierung	 Markierung		
Hubverstellung statisch/dynamisch	höheniveau	 Querträger einstellbar (Bolzenverbindung)	 Querträger einstellbar (Gewindespindel)	 Querträger einstellbar (Hydraulikzylinder)	 Querträger starr (Distanzstücke)	 Stempel (oben)	 Distanzstück
		 Querträger einstellbar (Bolzenverbindung)	 Querträger einstellbar (Gewindespindel)	 Querträger einstellbar (Hydraulikzylinder)	 Stempel (oben)	 Hydraulikstempel (unten)	
Hub Hydraulikmutter		 Hydraulik (Standard)					

Morphologischer Kasten (Fortsetzung; Eigene Darstellung)

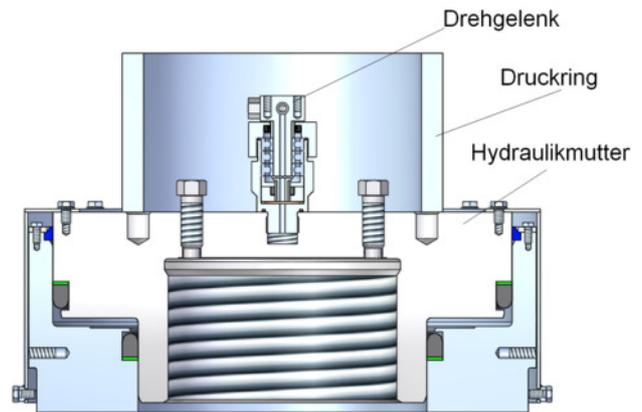
Funktion		1	2	3	4	5	6
Druck aufnehmen		 C-Gestell (Einstand) [10, T57]	 C-Gestell (Doppelstand) [10, T57]	 O-Gestell (Zweiständer) [10, T57]	 O-Gestell (Säulen) [10, T57]		
Belastung		 Druckring	 Druckplatte	 Rundstahl			
Druckmessung		 Manometer 200 bar	$p = \frac{F}{A}$ Kraft messen (Druckmessensor)	 Messzelle piezokeramische Druckmesszelle			
Entnahme		 Spindel HM	 Platte auf Rollen v	 HM F Gleiten			



## 4.4 Lösungsvarianten

Nachfolgend werden die einzelnen Lösungsvarianten aus dem morphologischen Kasten des Prüfstandes erläutert, die sich aus der Kombination verträglicher Funktionsträger gebildet haben.

Die Funktion *Belastung* in der Funktionsstruktur und im morphologischen Kasten wird in jeder Lösungsvariante identisch verwirklicht. Dabei wird ein Druckring auf die Hydraulikmutter gestellt, der eine konzentrische Krafteinleitung und -aufbringung auf die Prüfstandstruktur ermöglicht. Eine Lösung ohne den Druckring ist nicht möglich, da das in die Hydraulikmutter eingeschraubte Drehgelenk keine Kräfte aufnehmen darf. Die nebenstehende Abbildung 22 zeigt die Hydraulikmutter mit Drehgelenk und dem aufgesetzten Druckring.



**Abbildung 22 - Hydraulikmutter mit Druckring  
(Eigene Darstellung)**

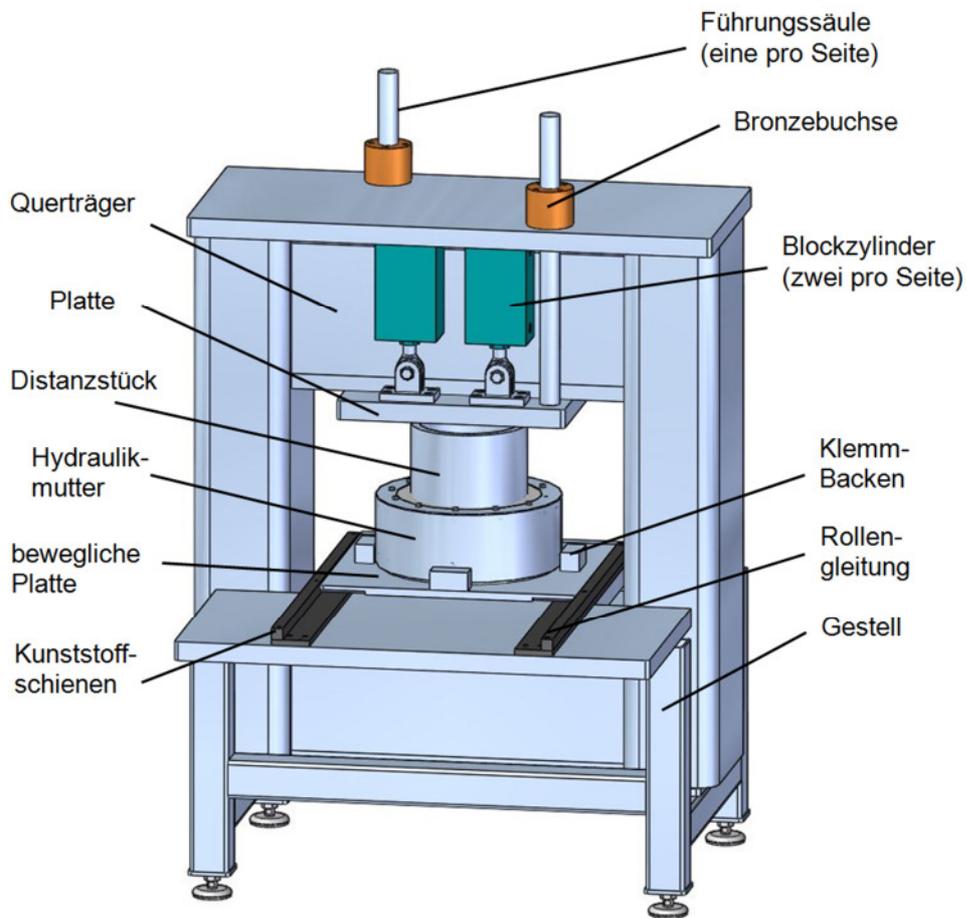
Bei jeder Lösungsvariante wird außerdem der Druck über ein O-Gestell als Zweistöcker-Variante aufgenommen. Auf Grund der hohen Belastungen eignet sich dieser Gestellrahmen besonders für den Prüfstand. Des Weiteren soll laut Anforderungsliste eine einfache Schweißkonstruktion den Gestellrahmen bilden, was bei der O-Gestell-Variante möglich ist. Graugussgestelle werden bei der Konstruktion nicht in Erwägung gezogen, da diese nur bei der Serienherstellung kleinerer Maschinen verwendet werden.

Der Ausgleich der verschiedenen Bauhöhen der Hydraulikmutter wird bei den Lösungsvarianten durch einen beweglichen Querträger oder durch Distanzstücke realisiert. Die Arbeitsplatte, auf der die Hydraulikmutter platziert und positioniert wird, behält dabei immer das gleiche Höhenniveau.

### 4.4.1 Lösungsvariante 1

In dieser Lösungsvariante (vgl. Abbildung 23) wird die Hydraulikmutter über Rollgleitung auf dem Prüfstand verschoben. Dabei werden sogenannte *Kugelrollen mit Federelementen*

ten eingesetzt (vgl. Anhang *Kugelrollen*). Diese sind jeweils am Rand des Tisches in einer Kunststoffschiene eingelassen. Dadurch werden die Freiheitsgrade der beweglichen Platte auf den Kugelrollen einschränkt. Die Platte mit der Hydraulikmutter lässt sich vor- und zurückbewegen und erlaubt so eine bedienerfreundliche Positionierung der Hydraulikmutter. Bei einer großen auftretenden Druckkraft auf die Kugelrollen tauchen diese auf Grund der Federelemente ein und die Platte liegt nur noch auf den Kunststoffschienen auf. Hierbei ist zu beachten, dass das Eigengewicht der Hydraulikmutter von den Federelementen getragen werden muss. Zur Zentrierung der Hydraulikmutter auf dem Blech dient eine Klemmung mit drei beweglichen Backen.



**Abbildung 23 - Lösungsvariante 1 (Eigene Darstellung)**

Auf der Hydraulikmutter wird vor der Prüfung ein Distanzstück positioniert. Dieses hat für jeden Hydraulikmutter-Typ eine bestimmte Höhe, wodurch ein Spalt von 15 mm zwischen Distanzstück und Querträger verbleibt. Dadurch ist ein Hub des Ringkolbens der Hydraulikmutter von 15 mm möglich. Das Distanzstück dient ebenfalls als Druckstück, welches die Kraft der Hydraulikmutter in den Gestellrahmen leitet. Die Aufnahme des entstandenen Druckes der ausgefahrenen Hydraulikmutter wird in dieser Lösungsvariante von einem starren Querträger übernommen. Dieser muss für 2500 kN Druckbelastung

ausgelegt werden. Über ein Manometer kann der Druck innerhalb der Hydraulikmutter abgelesen und beobachtet werden.

Um die Hubverstellung der Hydraulikmutter zu ermöglichen sind an der Platte auf dem Querträger vier Blockzylinder montiert, die nicht den Druck der Hydraulikmutter bei der statischen Prüfung aufnehmen müssen, da die Prüfung auf Block stattfindet. Die Führung der Druckplatte erfolgt durch zwei Säulen. Dadurch soll die Platte beim Auf- und Abfahren nicht verkanten. Als Gleitmittel der Führungssäulen ist jeweils eine Bronz Buchse vorgesehen.

Grundsätzlich unterscheidet sich diese Lösungsvariante im Bereich der Positionierung und der Hubverstellung von der bisher verwendeten Lösung. Die einfache und benutzerfreundliche Positionierung der Hydraulikmutter durch Kugelrollen mit Federelementen erfordert eine geringe Kraftaufbringung. Da die Blockzylinder seitlich am Querträger angebracht sind, erreicht diese Lösungsvariante auch eine geringere Bauhöhe als der bisherige Prüfstand.

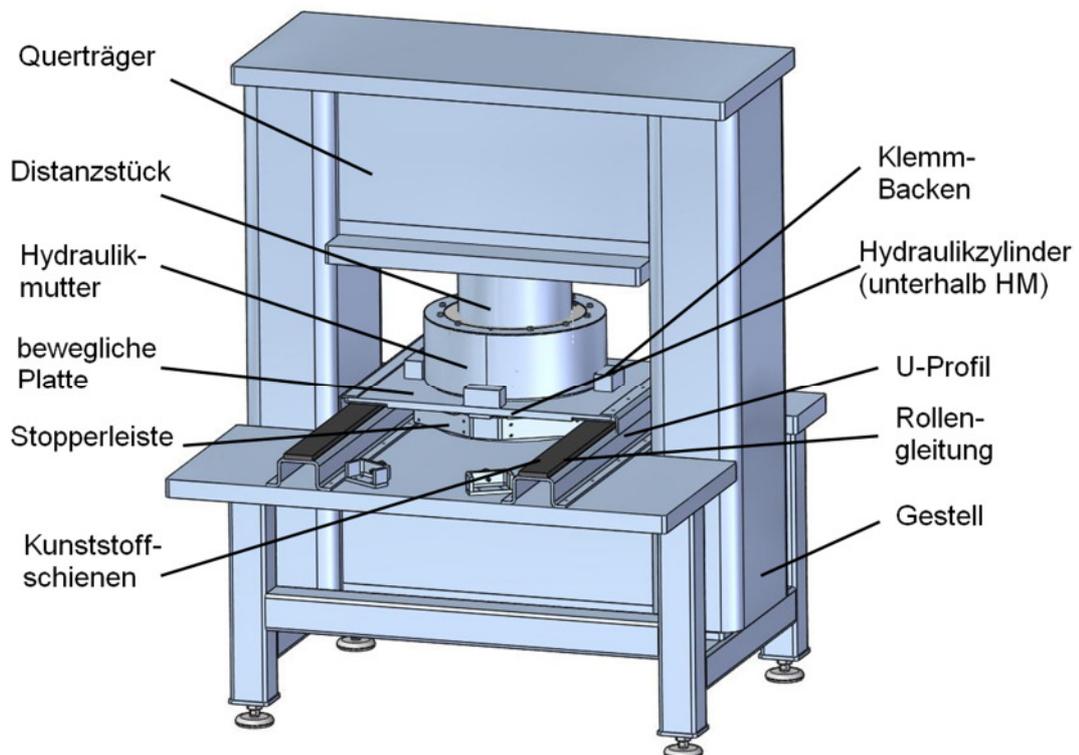
Der Wunsch nach einer Ein- und Auspressung von Lagern für die Kollerrolle kann in dieser Lösungsvariante ebenfalls berücksichtigt werden. Dazu müssen die Blockzylinder jeweils mit einer Druckkraft von 10 Tonnen ausgelegt werden. Nach Absprache mit der Fertigung muss eine Druckkraft von insgesamt 40 Tonnen für die Montage der Kollerrollen aufgebracht werden. Das Ein- bzw. Auspressen der Lager erfolgt ähnlich wie bei der Hubverstellung für die Hydraulikmutter. Die Platte senkt sich durch die Blockzylinder ab und presst das Lager mit 40 Tonnen Druckkraft in die Kollerrolle.

Die Defizite dieser Lösungsvariante sind, dass die Steuerung der Hydraulik aufwendig und kostenintensiv ist. Alle vier Blockzylinder müssen gleichzeitig angesteuert und synchronisiert werden, um ein Verkanten der Platte beim Absenken zu vermeiden und damit ein fehlerfreies Einpressen von Lagern zu ermöglichen. Außerdem ist die Höhe des Arbeitsraumes nicht veränderlich und lässt sich nicht auf die jeweilige Bauhöhe der Hydraulikmutter bzw. Kollerrolle anpassen. Um die verschiedenen Hydraulikmutter-Typen testen zu können, sind Distanzstücke mit unterschiedlichen Höhen notwendig. Auch die Klemmung durch die beweglichen Backen ist schwierig, da die Hydraulikmutter und die Kollerrollen verschiedene Durchmesser haben. Ein großer Wirkbereich der Backen ist daher erforderlich.

### 4.4.2 Lösungsvariante 2

Die zweite Lösungsvariante (vgl. Abbildung 24) verwendet ebenfalls Distanzstücke zum Ausgleich verschieden großer Hydraulikmutter. Im Vergleich zu der ersten Lösungsvariante unterscheidet sie sich nur durch die Möglichkeit der Hubverstellung der Hydraulikmutter. Hier drückt ein Hydraulikzylinder, der direkt unterhalb der beweglichen Platte sitzt, den Ringkolben und Ringzylinder wieder zusammen.

Die Positionierung der Hydraulikmutter wird durch einen Rolltisch gelöst. Dabei befinden sich die Kugelrollen mit Federelementen in einem auf dem Tisch aufgebrachten U-Profil. Eine Stopperleiste unterhalb der beweglichen Platte stellt sicher, dass die Platte nur einen bestimmten Weg verfahren kann. Auch die Zentrierung der Hydraulikmutter erfolgt wieder über eine Klemmung durch bewegliche Backen.



**Abbildung 24 - Lösungsvariante 2 (Eigene Darstellung)**

Der Vorteil dieser Lösungsvariante liegt in der kompakten Bauform des Prüfstandes. Im Vergleich zur vorhergehenden Lösungsvariante ist hier nur ein Hydraulikzylinder eingesetzt. Dadurch werden die Steuerung erleichtert und die Kosten für Kaufteile gesenkt.

Nachteilig ist es, dass die Höhe des Arbeitsraumes, in dem die Hydraulikmuttern positioniert werden, unveränderlich ist. Dadurch müssen für den Ausgleich der verschieden gro-

ßen Hydraulikmuttern unterschiedliche Distanzstücke verwendet werden. Außerdem kann unterhalb der beweglichen Platte nur ein Flachzylinder mit geringer Bauhöhe eingesetzt werden, da sonst eine Erhöhung der U-Profile erforderlich ist. Allerdings wird für die Kollerrollen-Montage ein Hub von 100 mm benötigt. Ein Flachzylinder ist nur für kurze Hübe ausgelegt. Alternativ kann ein Hydraulikzylinder mit ausreichend Hub in den unteren Querträger eingelassen werden. Dazu muss der Querträger eine mittig platzierte Aussparung/Bohrung erhalten, was sich negativ auf die auftretenden Spannungen bzw. die Durchbiegung auswirken könnte. Eine Bearbeitung des Querträgers ist allerdings von Amandus Kahl nicht erwünscht. Somit ist bei dieser Lösungsvariante die Montage der Kollerrollen auf Grund des zu geringen Hubes des Hydraulikzylinders nicht möglich.

### 4.4.3 Lösungsvariante 3

In der dritten Lösungsvariante (vgl. Abbildung 25) wird die Hydraulikmutter mit Hilfe einer Spindel auf dem Prüfstand verschoben und mit Hilfe von Markierungen auf der Arbeitsplatte zentriert. Ein Führungsblech, welches an der Spindel befestigt ist, unterstützt die Positionierung der Hydraulikmutter auf der Arbeitsplatte.

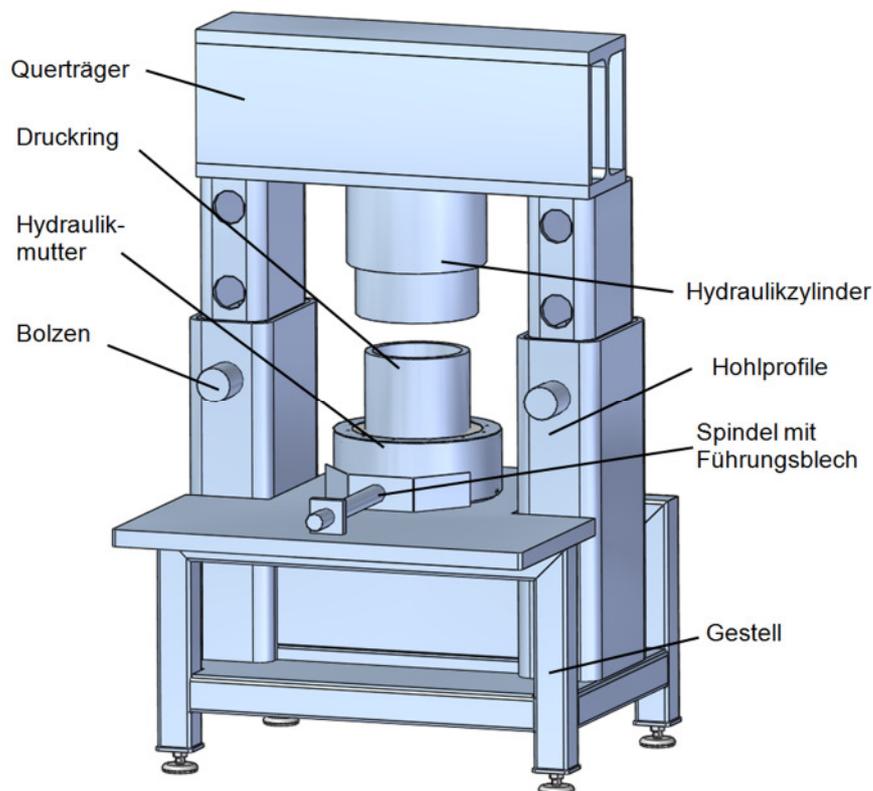


Abbildung 25 - Lösungsvariante 3 (Eigene Darstellung)

Der Ausgleich der verschieden großen Hydraulikmutter wird über einen beweglichen Querträger ermöglicht. Dieser lässt sich über je zwei ineinandersteckende Hohlprofile mit Hilfe einer Bolzenverbindung stufenweise auf die jeweilige Hydraulikmutter-Größe einstellen. Folglich werden in dieser Lösungsvariante keine Distanzstücke benötigt. Jedoch ist weiterhin ein Druckring notwendig, der die Kraft der Hydraulikmutter auf die Prüfstandstruktur einleitet. Das Zusammenfahren der Hydraulikmutter bzw. die Hubverstellung erfolgt durch einen Hydraulikzylinder, der unter dem oberen Querträger befestigt ist. Da die komplette Kraft der Hydraulikmutter über den Hydraulikzylinder in das Gestell geleitet wird, muss die Kolbenstange des Hydraulikzylinders auf 2500 kN Druckbelastung ausgelegt sein.

Diese Lösungsvariante gleicht sich mit dem vorhandenen Prüfstand wegen des beweglichen Querträgers, welcher durch eine Bolzenverbindung in der gewünschten Höhe gehalten wird.

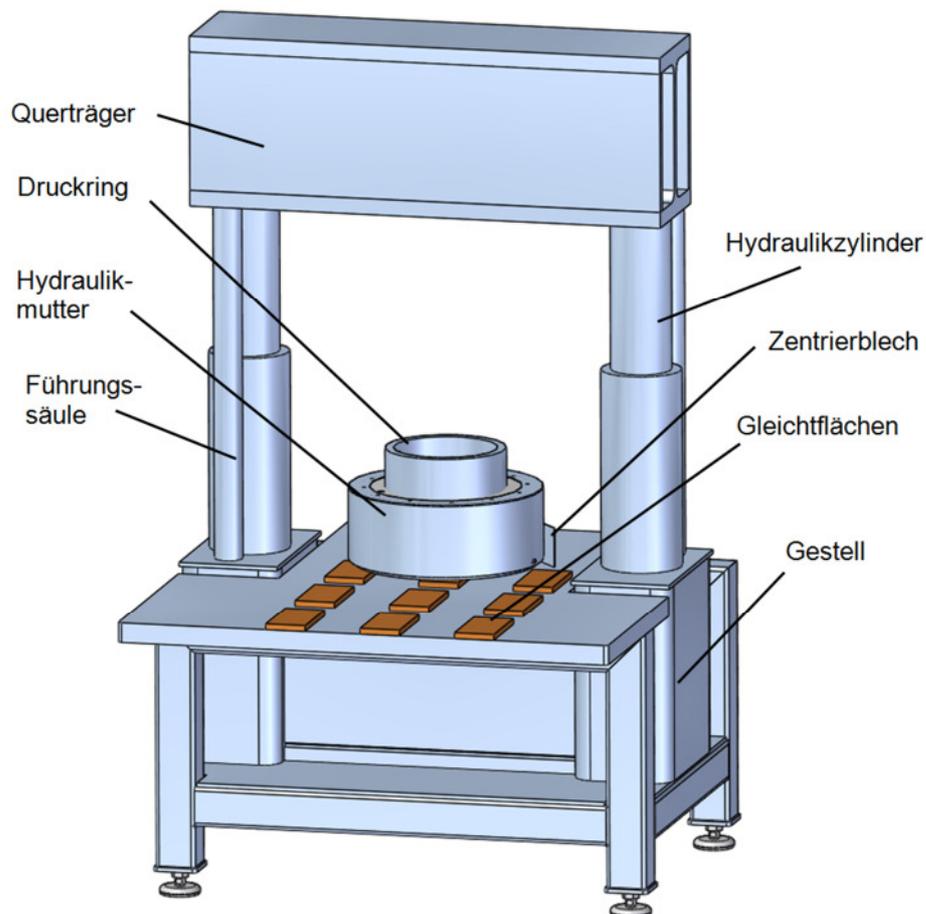
Der Vorteil dieser Lösungsvariante liegt in dem beweglichen Querträger, wodurch die Höhe des Arbeitsraumes variabel gehalten wird. Damit können verschiedene Hydraulikmutter und Kollerrollen mit unterschiedlichen Größen in der Prüfstandstruktur positioniert werden. Mehrere Distanzstücke mit unterschiedlichen Höhen werden nicht mehr benötigt.

Allerdings gibt es in dieser Lösungsvariante auch Nachteile. Die Positionierung der Hydraulikmutter hat sich im Vergleich zum aktuellen Prüfstand nicht verbessert. Die Spindel mit dem Führungsblech erleichtert zwar Bestückung des Prüfstandes, allerdings muss zur Entnahme der Hydraulikmutter eine zweite Spindel auf der gegenüberliegenden Seite des Prüfstandes montiert werden. Außerdem muss vor jeder Prüfung die richtige Höhe des Querträgers manuell vorgenommen werden.

Aus der Erfahrung mit dem aktuellen Prüfstandes zeigt sich, dass die Bohrungen für die Bolzen erheblich belastet werden. Dadurch kommt es zur ungewollten Aufweitung der Bohrungen durch Überschreiten der Streckgrenze des Rahmenmaterials. In der Lösungsvariante 3 muss demnach auf die Spannungshöhe und -verteilung in den Bohrungen für die Bolzen geachtet werden.

#### 4.4.4 Lösungsvariante 4

In der vierten Lösungsvariante (vgl. Abbildung 26) dienen Gleitflächen auf dem Prüftisch für die horizontale Positionierung der Hydraulikmutter. Die Gleitflächen bestehen aus Bronze mit Festschmierstoff, die in rechteckigen Platten über dem Prüftisch verteilt sind. Dadurch verringert sich die Reibung zwischen Hydraulikmutter und Oberfläche des Prüfstandes und eine leichtere Positionierung ist möglich. Ein Zentrierblech unterstützt die korrekte Positionierung der Hydraulikmutter auf der Arbeitsplatte.



**Abbildung 26 - Lösungsvariante 4 (Eigene Darstellung)**

Die Druckkraft der Hydraulikmutter wird über einen vertikal einstellbaren Querträger aufgenommen, der an beiden Enden auf Hydraulikzylindern gelegt ist. Demnach müssen die Hydraulikzylinder auf eine Kraft von 250 Tonnen ausgelegt sein. Die Führung des Querträgers erfolgt durch zwei Säulen. Diese verhindern, dass der Querträger beim Auf- und Absenken nicht verkantet. Außerdem müssen die Hydraulikzylinder synchronisiert werden, damit ein gleichzeitiges Verfahren möglich ist. Dadurch wird die Steuerung der Hydraulikzylinder aufwendiger. Das Zusammenfahren der Hydraulikmutter sowie das Einpressen von Kollerlagern in die Kollerrollen erfolgen durch die Hydraulikzylinder.

In dieser Lösungsvariante sind wie in Lösungsvariante 3 keine Distanzstücke notwendig, da der Ausgleich verschieden großer Hydraulikmutter durch den einstellbaren Querträger vorgenommen wird. Lediglich ein Druckring, der die Kraft der Hydraulikmutter in das Gestell leitet, ist erforderlich.

Der Vorteil der Lösungsvariante 4 liegt in der Verwendung von Gleitplatten, die auf dem Tisch montiert werden. Folglich wird keine Konstruktion für die Kugelrollen mit Federelementen benötigt. Ein einfaches und schnelles Auswechseln der Gleitplatten ist damit möglich. Ein weiterer Vorteil liegt wie in der Lösungsvariante 3 in der variablen Arbeitsraumhöhe, wodurch alle gängigen Hydraulikmutter und Kollerrollen ohne zusätzliche Distanzstücke getestet werden können.

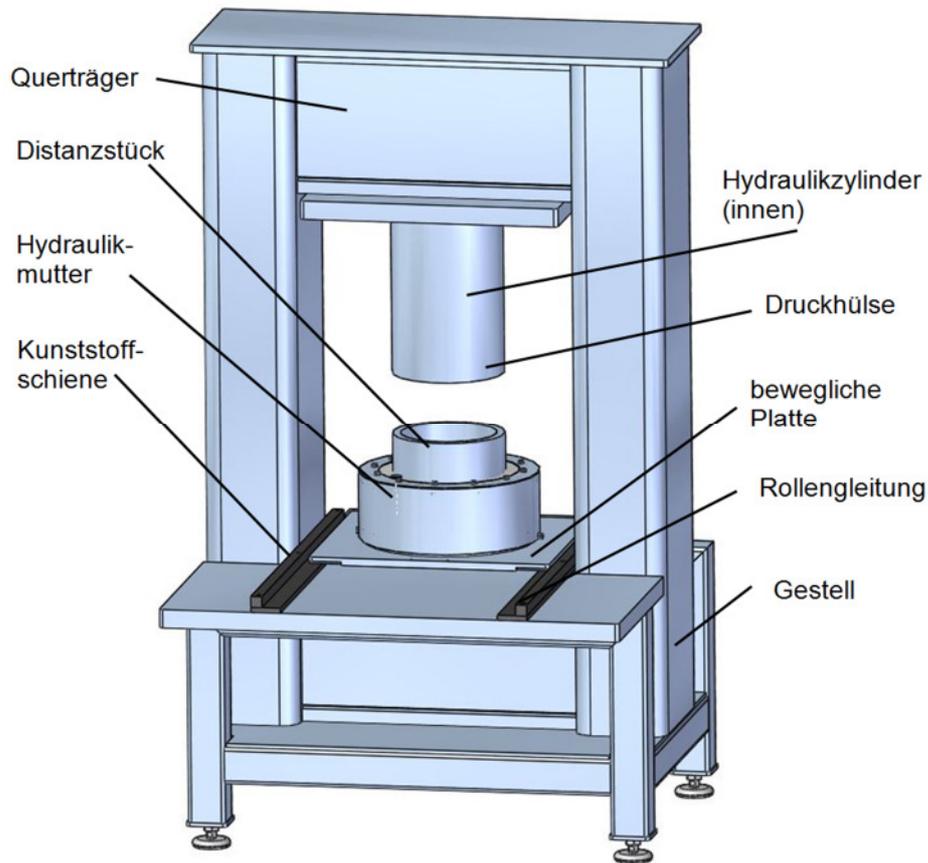
Der Nachteil liegt in dem Einsatz von den Hydraulikzylindern. Diese müssen für eine Belastung von 250 Tonnen ausgelegt sein, was einen enormen Durchmesser der Kolbenstangen zur Folge hat. Außerdem müssen die Hydraulikzylinder vor Querkräften geschützt werden, da Querkräfte zu Dichtungsproblemen führen können. Des Weiteren muss die Synchronisation der beiden Hydraulikzylinder gewährleistet sein, wodurch die Steuerung der Hydraulik kostenintensiv wird. Bei der Verwendung von Gleitplatten muss eine größere Kraft zur horizontalen Positionierung der Hydraulikmutter aufgebracht werden, als bei der Konzept-Lösung mit Kugelrollen.

#### 4.4.5 Lösungsvariante 5

In der Lösungsvariante 5 (vgl. Abbildung 27) werden wie in Lösungsvariante 1 und 2 die Kugelrollen mit Federelementen eingesetzt. Die Druckaufnahme erfolgt über einen starren Querträger. Somit ist die Höhe des Arbeitsraumes unveränderlich. Dadurch ergibt sich der Vorteil, dass die Rahmenkonstruktion einfach gehalten wird. Der Ausgleich von verschieden großen Hydraulikmutter wird mittels Distanzstücken ermöglicht. Die Druckkraft der Hydraulikmutter wird über die Distanzstücke in den Querträger geleitet. Im Vorwege muss die Höhe des Querträgers an die größten Hydraulikmutter und ggf. größten Kollerrollen angepasst werden.

Die Hubverstellung kann über einen Hydraulikzylinder ermöglicht werden, der unterhalb des starren oberen Querträgers angebracht ist. Um auch die Lager von Kollerrollen einpressen zu können, muss der Hydraulikzylinder eine Druckkraft von 40 Tonnen aufbringen (vgl. Anhang *Hydraulikzylinder*). Allerdings darf die Hydraulikmutter ihre aufgebrauchte Kraft bei Prüfdruck nicht über den Hydraulikzylinder in das Gestell leiten. Sonst müsste

eine Auslegung der Belastbarkeit des Hydraulikzylinders auf 250 Tonnen erfolgen. Um diesem entgegenzuwirken befindet sich der Hydraulikzylinder in einer Druckhülse, der die Belastungen aufnehmen kann und den Zylinder nicht belastet.



**Abbildung 27 - Lösungsvariante 5 (Eigene Darstellung)**

Der Vorteil dieser Lösungsvariante liegt in der einfachen Positionierung der Hydraulikmutter mittels Kugelementen. Außerdem ist durch den starren Querträger und der starren Seitenstützen ein stabileres Gestell gegeben, welches auf eine Belastung von 250 Tonnen ausgelegt werden kann.

Nachteilig ist es, dass durch die unveränderliche Höhe des Querträgers gegebenenfalls mehrere Distanzstücke benötigt werden. Schließlich erhält jede Hydraulikmutter und Kollerrolle ein passendes Distanzstück, so dass ein Zylinderhub von 15 mm gemäß Anforderungsliste eingehalten wird. Ein weiterer Nachteil ist, dass der Prüfstand auf Grund des starren Gestells eine große Gesamthöhe erreicht. Ein Einlassen des Hydraulikzylinders in den Querträger wäre eine Möglichkeit die Höhe des Gestells zu minimieren. Allerdings ist eine Bearbeitung des Querträgers und damit eine Bohrung für den Hydraulikzylinder nicht erwünscht.

## 4.5 Bewertung der Lösungsvarianten

Zur Bewertung der Lösungsvarianten werden basierend auf der Anforderungsliste sowie Unternehmenszielen Bewertungskriterien ausgewählt und gewichtet. Auf Grund der Möglichkeit der unterschiedlich starken Gewichtung von Bewertungskriterien und der 10er Bewertungsskala, welche die Prozentvorstellung erleichtert, erfolgt die Auswahl der technisch optimalen Lösung unter Anwendung der Nutzwertanalyse.

### 4.5.1 Bewertungskriterien

Bei der Auswahl der Kriterien aus der Anforderungsliste sind nur die gewichteten Wünsche entscheidend, da die Festanforderungen in jeder Lösungsvariante bereits erfüllt sein müssen. Ohne die Erfüllung der Festanforderungen kann keine technisch akzeptable Lösungsvariante erreicht werden.

Aus den Wünschen folgt, dass der Prüfstand für Hydraulikmuttern auch für die Lagermontage der Kollerrollen verwendet werden kann. Dafür muss eine Presskraft von 40 Tonnen aufgebracht und ein Hydraulik-Hub von minimal 100 mm erreicht werden. Des Weiteren sollte eine möglichst stabile kompakte Bauweise erreicht werden. Eine einfache Bedienbarkeit und bequeme Bestückung und Entnahme der Hydraulikmutter ist wünschenswert. Ebenfalls aus den Wünschen folgt, dass die gesuchte Lösung kostengünstig intern gefertigt und montiert werden kann.

Aus der *Leitlinie mit Hauptmerkmalen zum Bewerten in der Konzeptphase* nach Pahl/Beitz [24, S. 220] lassen sich gegebenenfalls noch weitere Bewertungskriterien ermitteln. Eine Einhaltung der verlangten Sicherheitstechnik für den Prüfstand und eine akzeptable Transportmöglichkeit sollte gegeben sein. Außerdem soll der Prüfstand eine hohe Zuverlässigkeit, d.h. eine geringe Ausfallwahrscheinlichkeit besitzen und wartungsarm sein.

### 4.5.2 Gewichtung

Die vorher aufgestellten Bewertungskriterien werden nun gewichtet. Dabei ist darauf zu achten, dass die Gesamtsumme der Gewichtungsfaktoren 1,0 bzw. 100 Prozent nicht überschreitet.

Innerhalb einer Arbeitsgruppe bestehend aus Konstrukteuren wurden die Bewertungskriterien gewichtet, so dass eine optimale Gewichtung für jedes Kriterium entstanden ist. Dabei wurde auf die Priorität der Wünsche aus der Anforderungsliste geachtet. Höher klassifizierte Wünsche bzw. Bewertungskriterien gehen stärker in die Gewichtung ein als Wünsche mit einer geringen Priorität.

In der nachfolgenden Tabelle 10 wird für jedes Bewertungskriterium die festgelegte Gewichtung dargestellt.

**Tabelle 10 - Bewertungskriterien mit Gewichtung  
(Eigene Darstellung)**

Nr.	Bewertungskriterium	Gew. (G)
1	Kollerrollen Montage	0,2
2	stabile und kompakte Bauweise	0,1
3	Bedienbarkeit Prüfstand	0,15
4	Positionierung Hydraulikmutter	0,2
5	Kosten der Fertigung/Herstellung	0,1
6	Eigenfertigung	0,02
7	Sicherheit	0,15
8	Transportmöglichkeit	0,03
9	Zuverlässigkeit und Wartung	0,05
Summe für relativen Vergleich der Varianten untereinander		1,00

## 4.5.3 Durchführung der Bewertung

Die Tabelle 11 zeigt die Bewertung jedes Kriteriums bei den unterschiedlichen Lösungsvarianten.

Tabelle 11 - Nutzwertanalyse (Eigene Darstellung)

Nr.	Bewertungskriterien	Gew. (G)	Variante 1		Variante 2		Variante 3		Variante 4		Variante 5	
			Wert (W)	gewichteter Wert (G·W)								
1	Kollerollen Montage	0,2	8	1,6	4	0,8	4	0,8	6	1,2	9	1,8
2	stabile und kompakte Bauweise	0,1	8	0,8	7	0,7	6	0,6	6	0,6	8	0,8
3	Bedienbarkeit Prüfstand	0,15	6	0,9	8	1,2	4	0,6	4	0,6	8	1,2
4	Positionierung Hydraulikmutter	0,2	9	1,8	8	1,6	5	1,0	6	1,2	9	1,8
5	Kosten der Fertigung/Herstellung	0,1	5	0,5	7	0,7	6	0,6	5	0,5	8	0,8
6	Eigenfertigung	0,02	7	0,14	6	0,12	7	0,14	7	0,14	7	0,14
7	Sicherheit	0,15	7	1,05	7	1,05	5	0,75	5	0,75	8	1,2
8	Transportmöglichkeit	0,03	6	0,18	6	0,18	7	0,21	6	0,18	6	0,18
9	Zuverlässigkeit und Wartung	0,05	5	0,25	7	0,35	7	0,35	5	0,25	8	0,4
Summe für relativen Vergleich der Varianten untereinander		1,00	61	7,22	60	6,7	51	5,05	50	5,42	71	8,32
Gewichtete Wertigkeit = Summe / max. möglicher Punktwert				0,722		0,67		0,505		0,542		0,832

Nachfolgend werden die einzelnen Lösungsvarianten untereinander in jedem Bewertungskriterium verglichen.

Das Kriterium für die Montage der Lager für die Kollerrollen erhält eine hohe Gewichtung in der Nutzwertanalyse. Die Lösungsvariante 1 mit den vier Blockzylindern und die Lösungsvariante 5 mit einem zentralen Hydraulikzylinder sind daher am geeignetsten für diese Aufgabe. Bei diesen Lösungen erfolgt die Pressung der Lager von oben mit einem bzw. vier Hydraulikzylindern. Dabei ist die Lösungsvariante 5 ähnlich wie eine kraftgebundene Pressmaschine aufgebaut. Die anderen Varianten schneiden auf Grund der vertikalen Beweglichkeit des Querträgers schlechter ab.

Im Kriterium der *stabilen und kompakten Bauweise* Prüfstandes schneidet die Lösungsvariante 5 als *sehr gut* ab. Durch die Position des Hydraulikzylinders direkt unterhalb des Querträgers erreicht der Prüfstand zwar eine große Gesamthöhe, ist aber durch die starre Rahmenkonstruktion sehr stabil. Hingegen sind die Varianten 3 und 4 schlechter zu bewerten, da der Querträger beweglich ist und damit eine stabile Bauweise nicht erreicht werden kann. Jedoch können diese Lösungsvarianten die Höhe des Arbeitsraumes verändern, so dass eine Verwendung von wenigen Distanzstücken für die Druckübertragung der Hydraulikmutter möglich ist.

Eine gute *Bedienbarkeit des Prüfstandes* lässt sich nur in den Varianten 2 und 5 feststellen. Dort wird jeweils nur ein Hydraulikzylinder verwendet, wodurch die Steuerung der Hydraulik vereinfacht wird. Keine aufwendige Verstellung des Querträgers oder komplizierte Steuerung durch mehrere Hydraulikzylinder ist notwendig. Bei der Lösung mit der Bolzenverbindung muss bei jeder Prüfung die richtige Höhe des Querträgers eingestellt werden. Das erhöht die Umrüstzeit und erfordert einen Deckenkran in der Nähe des Prüfstandes, damit der Querträger langsam auf- bzw. ab-bewegt werden kann. Dementsprechend kann die Lösungsvariante 3 auch nur als *ausreichend* bewertet werden.

Bei dem Bewertungskriterium der *Positionierung der Hydraulikmutter* auf dem Prüfstand schneiden die Varianten 1, 2 und 5 mit den Kugelementen am besten ab. Dadurch verringert sich der Kraftaufwand beim horizontalen Positionieren der Hydraulikmutter. Die Variante 4 mit Gleitplatten ist im Vergleich teurer und erfordert eine ausreichende Anzahl der Gleitplatten im richtigen Abstand, so dass genügend Gleitfläche der Hydraulikmutter zur Verfügung steht. Auch die Umsetzung mit einer Spindel mit Führungsblech wie in Variante 3 ist zur Positionierung ungeeignet, da eine zweite Spindel auf der gegenüberliegenden Seite des Prüfstandes benötigt wird, um die Hydraulikmutter wieder dem Prüfstand zu entnehmen.

Bei der Bewertung der *Kosten für die Fertigung* eines Prüfstandes ist die Variante 1 mit den vier Blockzylindern und der daraus folgenden komplexen Steuerung verhältnismäßig teuer. Auch die Lösung 4 mit den Gleitplatten zur horizontalen Positionierung ist wegen der Verwendung von Bronze kostenintensiv. Die am besten bewertete Lösungsvariante ist Variante 2 und 5, da diese nur aus lieferbaren Hohlprofilen und einem Hydraulikzylinder bestehen.

Bei der Bewertung nach der *Eigenfertigung* wird jede Lösungsvariante dahingehend bewertet, ob die verwendeten Bauteile für die interne Fertigung und Montage geeignet sind. Dieses impliziert auch die Fertigungszeit. Da alle Varianten gleich aufgebaut sind und der Gestellrahmen aus einer Schweißkonstruktion besteht, werden alle Lösungsvarianten mit *gut* bewertet. Die zweite Variante erfordert verhältnismäßig mehr Bearbeitungszeit als die übrigen Varianten, da die montierten U-Profile intern gekantet werden sollen.

Bei der Bewertung nach der *Sicherheit des Prüfstandes* bzw. nach den Risikofaktoren sind die Varianten 1, 2 und 5 mit *gut* bzw. *sehr gut* zu bewerten, da der Gestellrahmen mit den Querträgern unbeweglich ist. Die Variante 3 und Variante 4 schneiden dagegen weniger gut ab. Der Grund dafür liegt in der Beweglichkeit des Querträgers. Bei unzureichender Sicherung kann der Querträger in der Variante 3 unkontrolliert herabfallen. Hier muss durch einen Deckenkran der Querträger abgefangen werden. In der vierten Variante muss sichergestellt werden, dass die Hydraulikzylinder bei Gefahr stoppen und den Querträger nicht weiter verfahren können. Sonst kann es zur Gefährdung des Bedieners durch den herabfahrenden Querträger kommen. Bei einem starren Querträger wie in Variante 1, 2 und 5 sind diese Gefahren ausgeschlossen. Jede Lösungsvariante erhält außerdem laut Anforderungsliste eine Schutzhaube um das Gestell herum, so dass der Bediener vor möglichen Gefahren beim Arbeiten mit dem Prüfstand - beispielsweise abplatzende Hydraulikverbindungen oder warmes Hydrauliköl – geschützt ist. Außerdem verhindert die Schutzhaube ein Reingreifen in den Arbeitsraum während der Prüfung.

Die *Transportmöglichkeit* wird bei allen Varianten mit *gut* bewertet. Auf Grund des zu erwarteten Gewichtes des Prüfstandes ist ein Stapler bzw. Deckenkran zum Transport nötig. Nach der endgültigen Montage des Prüfstandes lässt sich dieser nicht mehr in Einzelteilen bewegen, da der Gestellrahmen in allen Varianten verschweißt wird. Eine bessere Transportmöglichkeit bietet der Prüfstand nach der Lösungsvariante 3. Hier besteht die Möglichkeit, dass der obere Querträger samt seitlichen Stützen aus dem Grundrahmen entnommen werden kann, da diese nur über eine Bolzenverbindung miteinander verbunden sind.

Das letzte Bewertungskriterium nach der *Zuverlässigkeit* und der *Wartung* untersucht den Prüfstand auf die Ausfallwahrscheinlichkeit und die Wartungsintensität. Eine häufigere Wartung und eine höhere Ausfallwahrscheinlichkeit sind bei den Lösungsvarianten mit mehr als einem Hydraulikzylinder zu erwarten. Folglich wird die Variante 1 nur mit *ausreichend* bewertet. Sobald ein Blockzylinder Leckverluste aufweist, ist eine korrekte Montage der Kollerrollen bzw. Hubvariation der Hydraulikmutter nicht mehr sichergestellt. Sollte allerdings bei den Varianten 2, 3, 4 und 5 der bzw. die Hydraulikzylinder ausfallen, ist der Prüfstand im Hinblick auf die Hubverstellung der Hydraulikmutter ebenfalls nicht funktionsfähig. Außerdem sind die Kugelrollen bei den Varianten 1, 2 und 5 wartungsanfällig. Dort können sich Schmutz und Späne ablagern und folglich die Kugel blockieren. Die beste Zuverlässigkeit ist bei den Varianten 2, 3 und 5 zu erwarten. Dort befindet sich jeweils nur ein Hydraulikzylinder, welcher sich ohne größere Probleme austauschen lässt. Die statische Prüfung der Hydraulikmutter kann beim Ausfall eines Hydraulikzylinders in allen Varianten bis auf Variante 4 getestet werden.

Die obige Tabelle 11 zeigt die Bewertung jedes Kriteriums bei den unterschiedlichen Lösungsvarianten. Daraus ergibt sich, dass die Lösungsvariante 5 mit einem Wert von 0,832 bzw. 83,5 % die geeignetste Lösungsvariante für die Problemstellung ist.

## 5 Ausführen der Lösungsvariante

Bevor die ausgewählte Lösungsvariante Nr. 5 (vgl. Kapitel 4.4.5) konstruktiv umgesetzt werden kann, muss das Konzept konkretisiert werden. Dazu wird der Gestellrahmen mit dem starren Querträger auf die Belastung laut Anforderungsliste ausgelegt und mit einem Finite-Elemente-Programm (*Solid Edge Simulation*) auf die Dauerfestigkeit überprüft. Die elastischen Verformungen des Prüfstandes sind nicht funktionsbeeinträchtigend und werden daher nicht untersucht. Zuvor ist eine Auswahl der zu verwendenden Profile und Werkstoffe nötig. Auch die Lösung mit den Distanzstücken wird kritisch in Bezug auf Gewichtsoptimierung bewertet.

### 5.1 Gestellrahmen

Der Gestellrahmen nimmt die Prüfkraft auf, welche bei der Prüfung der Hydraulikmutter entstehen. Um die Spannungen im Gestellrahmen zu minimieren, sind die Wahl der einzusetzenden Profile, der Werkstoffe sowie die Position des Querträgers entscheidend.

Um einen geringen Aufwand bei der Fertigung des Gestellrahmens zu verwirklichen, werden möglichst nur Normteile verwendet. Dazu zählen quadratische und rechteckige Hohlprofile nach DIN EN 10210-2 und I-Träger nach DIN 1025 aus dem Werkstoff S355.

In der nachfolgenden Tabelle 12 werden verschiedene konstruktive Varianten des Querträgers und der seitlichen Stützen dargestellt.

**Tabelle 12 - Gestellrahmen Profile (Eigene Darstellung)**

		Varianten				
		1	2	3	4	
Gestellrahmen	Querträger	Profil	 quadratisches Hohlprofil	 rechteckiges Hohlprofil	 I-Träger	 I-Träger verstärkt
		Position	 oben	 seitlich		
		Verbindung	 verschraubt [27]	 geschweißt		
	seitliche Stützen	Profil	 quadratisches Hohlprofil	 rechteckiges Hohlprofil	 I-Träger	 I-Träger verstärkt

Beim Prüfen der Hydraulikmutter entstehen Druckkräfte, die den Querträger auf Biegung beanspruchen (vgl. Abbildung 28). Deshalb sind Profile mit einem hohen Widerstandsmoment um die Biegeachse zu bevorzugen. So weisen erfahrungsgemäß I-Träger ein höheres Widerstandsmoment auf, als Hohlprofile mit einem rechteckigen bzw. quadratischen Profil (vgl. [8, S. 20/21]).

Durch eine Iterationsrechnung mit Hilfe eines FEM<sup>5</sup>-Programms wird die bestmögliche Kombination im Hinblick auf die maximale Vergleichsspannung<sup>6</sup> und Durchbiegung der Profile gefunden und die jeweiligen Abmessungen ausgewählt. Eine exemplarische FEM-Berechnung wird im Kapitel 5.3 ausgeführt.

Aus den Berechnungen folgt, dass der obere und untere Querträger des Gestellrahmens aus einem verstärkten I-Träger bestehen müssen. Durch die zusätzliche Verstärkung an den Gurten des I-Trägers wird das Widerstandsmoment erhöht und die auftretenden Vergleichsspannungen innerhalb des Stahlprofils verringern sich. Die seitlichen Stützen des Prüfstandes bestehen aus rechteckigen Hohlprofilen, welche den Gestellrahmen komplementieren. Die FEM-Berechnungen zeigen, dass an diesen seitlichen Profilen nur geringe Spannungen auftreten. Vielmehr wirken die seitlichen Hohlprofile wie Stützen, die eine axiale Kraft aufnehmen müssen. Auf Biegung und Torsion werden die Profile bei verdrehfreier Belastung nicht beansprucht. Die Belastung auf den Gestellrahmen darf also nur zentrisch eingeleitet werden.

Weiterhin muss ermittelt werden, wie die Verbindung zwischen Querträger und seitlichen Stützen auszuführen ist. Durch das Auflegen des Querträgers auf die Enden der Stützen werden Montage und Fertigung des Gestellrahmens im Vergleich zum Einpassen des Querträgers zwischen den Stützen erleichtert (vgl. Tabelle 12). Wenn der I-Träger zwischen den beiden Hohlprofilen montiert ist, treten in der Verbindungsebene Zug- und Schubspannungen auf. Diese müssen von der Verbindungsart aufgenommen werden. Bei einer Positionierung des Querträgers auf den seitlichen Stützen wird die Verbindung hauptsächlich nur auf Zug beansprucht. Deshalb wird der Querträger in der Lösungsvariante Nr. 5 auf den seitlichen Stützen platziert.

Auf Grund der hohen Belastungen und Kräfte, die auf den Gestellrahmen wirken, sollen die Profile unlösbar miteinander verbunden werden. Eine Schraubenverbindung ist damit keine konstruktive Lösung. Die Profile werden durch Schweißen miteinander unlösbar verbunden. Eine Berechnung der Schweißnaht ist erforderlich, damit der Gestellrahmen

---

<sup>5</sup> Finite-Elemente-Methode

<sup>6</sup> Die Vergleichsspannungen werden nach der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) berechnet.

sicher ausgelegt ist. Aus den Berechnungen ergibt sich, dass die Schweißnaht ein  $a$ -Maß von 11 mm aufweisen muss. Daraus folgen eine statische Sicherheit der Schweißnaht von 2,1 und eine Sicherheit gegen Dauerbruch von 1,5.

Die vollständige Berechnung der Schweißnaht befindet sich im Anhang *Schweißnaht-Berechnung*.

In der nachfolgenden Abbildung 28 ist der Kraftfluss des konzipierten Prüfstandes schematisch dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Querträger auf Druck, die seitlichen Stützen auf Zug belastet werden. Ausgangspunkt der Belastung ist die Hydraulikmutter, die im Prüfraumen positioniert ist.

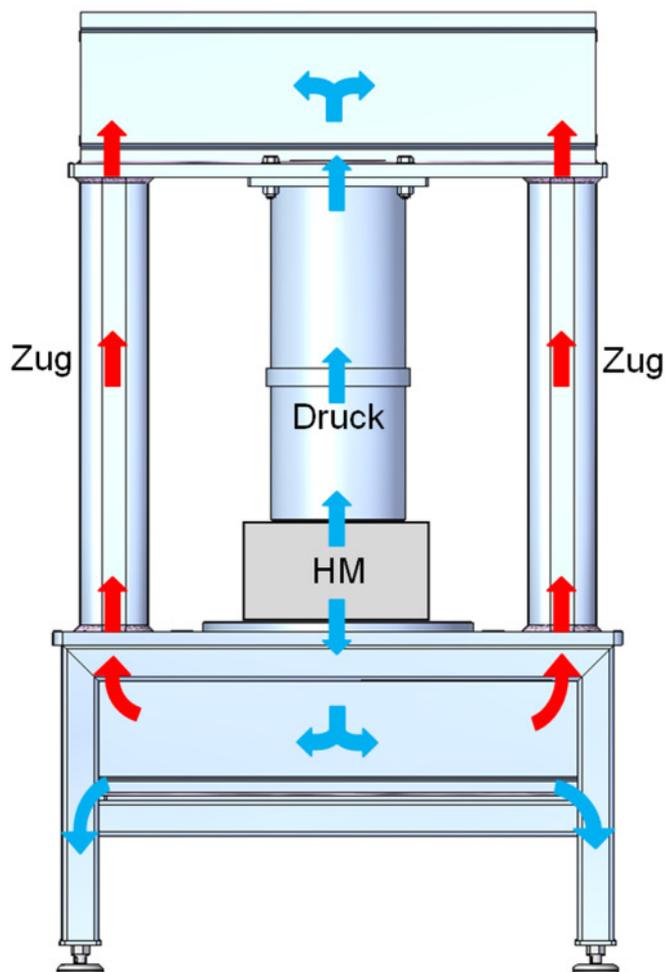


Abbildung 28 - Kraftfluss Prüfstand (Eigene Darstellung)

## 5.2 Distanzstücke

Zum Ausgleich der unterschiedlichen Höhen der Hydraulikmutter werden in der Lösungsvariante Nr. 5 Distanzstücke verwendet. Diese werden auf der Hydraulikmutter platziert und erlauben somit jeweils einen Hub von 15 mm. Anhand der Tabelle 1 (vgl. S. 10) werden Gruppen für verschiedene Distanzstücke erstellt. Dabei ist die Höhe der Hydraulikmutter das entscheidende Kriterium. Somit ergeben sich sechs Gruppen mit Distanzstücken, die sich in ihrer Höhe und den Durchmessern unterscheiden. In der nachfolgenden Tabelle 13 sind die einzelnen Distanzstücke aufgelistet.

**Tabelle 13 - Distanzstücke – Gruppen (Eigene Darstellung)**

für Pressen-Typ	Außendurchmesser Da [mm]	Innendurchmesser Di [mm]	Stärke t [mm]	Höhe h [mm]	Gewicht g [kg]
33-390, 33-500, 34-600	139,7	107,7	16	355	17
35-780, 37-850, 39-1000, 45-1000	298,5	258,5	20	334	45
38-780, 38-600	264,5	224,5	20	334	40
39-1000, 45-1000	298,5	258,5	20	304	41
45-1250, 60-1250, 60-1500	298,5	258,5	20	294	40
60-1500	298,5	238,5	30	259	50

Aus den Außendurchmessern der Hydraulikmutter ergeben sich die Außendurchmesser der Distanzstücke. Durch eine Iterationsrechnung mit Hilfe des FEM-Programms wurde die Wandstärke der Distanzstücke ermittelt, welche aus der auftretenden Vergleichsspannung innerhalb der Distanzstücke resultiert. Um einen geringen Fertigungsaufwand zu erreichen, werden die Distanzstücke - in diesem Fall Rohre - in den entsprechenden Abmessungen eingekauft. In [28] sind die Abmessungen der verfügbaren Stahlbauhohlprofile nach Euronorm aufgelistet. Aus diesen Tabellen werden die nötigen Rohre aus dem Werkstoff S355 ausgewählt. Allerdings sind die Distanzstücke aus Stahl durch die Höhe und den großen Wandstärken verhältnismäßig schwer.

Um das Gewicht der Distanzstücke zu minimieren und somit die Bedienerfreundlichkeit zu erhöhen, könnte auch alternativ statt Stahl ein Kunststoff- oder ein Aluminiumrohr verwendet werden. Die Verwendung von einem Kunststoffrohr schließt sich allerdings durch die zu geringe Druckfestigkeit bzw. zulässige Flächenpressung aus. Die vorhandene Flächenpressung an den Distanzstück für die Presse 60-1500 liegt bei 98,8 MPa (vgl. folgende Rechnung)

$p$	Flächenpressung	[MPa]
$F_{\text{vorh}}$	vorhandene Kraft	[N]
$A_{\text{Distanz}}$	Flächeninhalt des Distanzstückes	[mm <sup>2</sup> ]

$d_a$	Außendurchmesser des Ringkolbens	[mm]
$d_i$	Innendurchmesser des Ringkolbens	[mm]

$$p = \frac{F_{vorh}}{A_{Distanz}} = \frac{F_{vorh}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_i^2)} \quad (16)$$

$$= \frac{2500000 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot ((298,5 \text{ mm})^2 - (238,5 \text{ mm})^2)} \quad (17)$$

$$\underline{\underline{p \approx 98,8 \text{ MPa}}} \quad (18)$$

Die nachfolgende Tabelle 14 listet für alle Pressentypen die auftretende Flächenpressung an den Distanzstücken auf.

**Tabelle 14 - Flächenpressung Distanzstück für Pressentyp (Eigene Darstellung)**

für Pressen-Typ	vorhandene Kraft $F_{vorh}$ [kN]	Flächeninhalt Distanzstück $A_{Distanz}$ [mm <sup>2</sup> ]	Flächenpressung $p$ [MPa]
33-390, 33-500, 34-600	350	6217,8	56,3
35-780, 37-850, 39-1000, 45-1000	600	17498,7	34,3
38-780, 38-600	1300	15362,4	84,6
39-1000, 45-1000	1500	17498,7	85,7
45-1250, 60-1250, 60-1500	2200	17498,7	125,7
60-1500	2500	25305,5	98,8

Kostengünstige Kunststoffe weisen eine zu geringe Druckfestigkeit für die auftretenden Flächenpressungen auf. Beispielsweise hat ein Polyamid-Kunststoff PA6 eine Druckfestigkeit von 21 MPa und liegt damit unter der vorhandenen maximalen Flächenpressung von 125,7 MPa [29].

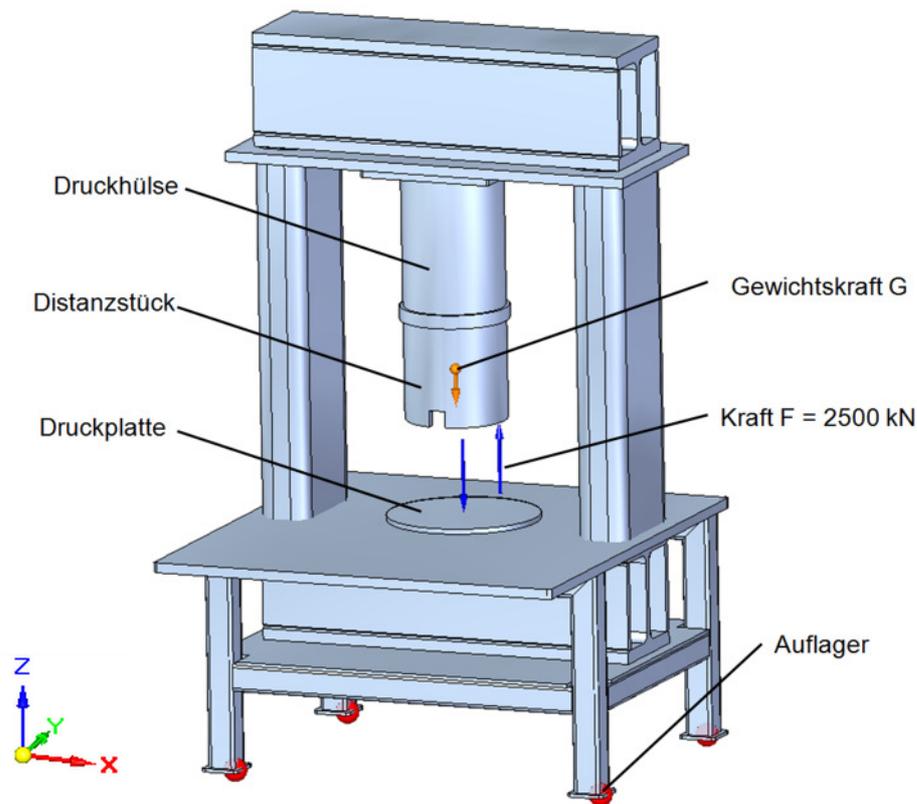
Ein Rohr aus Aluminium ist im Vergleich zum Stahl um ca. ein Drittel leichter, allerdings auch teurer. So wiegt das größte Distanzstück für die Hydraulikmutter der Presse 60-1500 in der Stahlausführung 50 kg. Die Aluminium Ausführung des Distanzstückes ist 17,5 kg schwer<sup>7</sup>. Trotz dieser Gewichtsersparnis ist ein Aufsetzen des Distanzstückes auf die Hydraulikmutter weiterhin nicht ohne Kraftaufwand des Bedieners möglich. Ein Lasthebemittel sollte demnach auch in der Aluminium-Ausführung zur Verfügung stehen. Auf Grund der höheren Materialkosten vom Aluminium, der geringeren Festigkeit des Aluminiums und der benötigten Lasthebemittel werden die Distanzstücke deshalb aus Stahl gefertigt. Zur besseren und leichteren Platzierung werden Augenschrauben in die Distanzstücke eingeschraubt und mit Hilfe eines Krans auf die Hydraulikmutter platziert.

<sup>7</sup> Die Ermittlung des Gewichtes erfolgte mit den Werkstoffkennwerten aus Solid Edge.

### 5.3 Finite-Elemente-Methode

In diesem Kapitel wird der Gestellrahmen mit den Distanzstücken mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode berechnet und die auftretenden Vergleichsspannungen angezeigt. Die Ergebnisse der Verschiebungen in x, y und z-Richtung sind zur Beurteilung der Stabilität des Gestellrahmens sekundär. Beim Konzept des Prüfstandes ist es wichtig, dass der gewählte Werkstoff mit seiner Streckgrenze unterhalb der vorhandenen Vergleichsspannung liegt, so dass keine plastischen Verformungen stattfinden können.

Vor der Berechnung des Rahmens sind die Randbedingungen zu bestimmen.

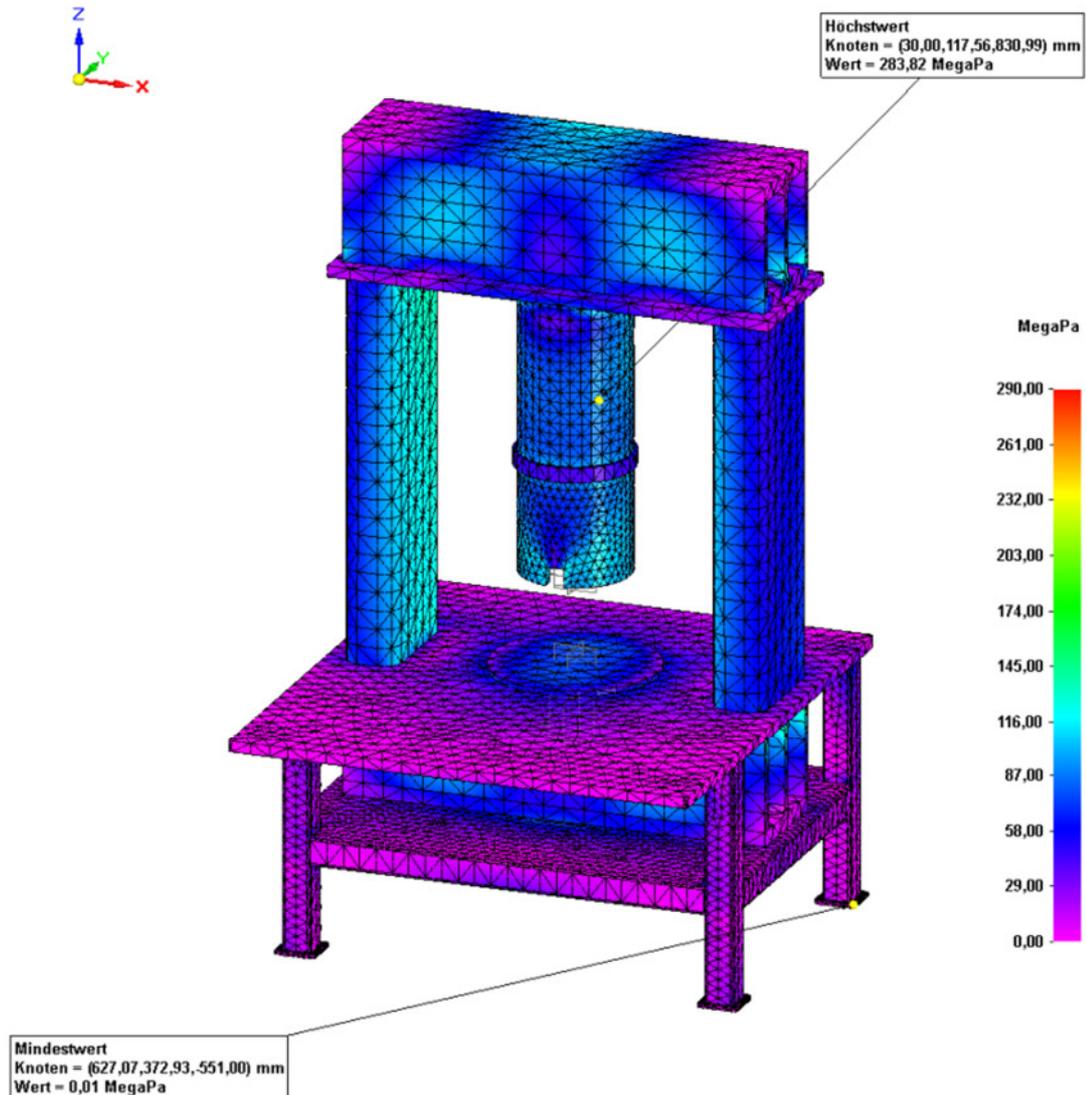


**Abbildung 29 – Lasten und Auflager des Prüfstandes (Eigene Darstellung)**

Die Maschinenfüße des Prüfstandes stehen ortsfest auf dem Boden und erlauben somit keine Translation des Prüfstandes. Die Kraftaufbringung auf das Gestell erfolgt an zwei Stellen gleichzeitig. Da die Hydraulikmutter im Prüfstand-Rahmen positioniert wird und der Druck innerhalb der Hydraulikmutter überall gleich groß ist, muss der obere sowie der untere Querträger auf 2500 kN belastet werden (vgl. Abbildung 29). Die Belastung des Rahmens erfolgt statisch und zentrisch, damit eine verdrehfreie Belastung entsteht. Dabei ist zu beachten, dass das Distanzstück mittig auf der Hydraulikmutter aufliegt.

Beim oberen Querträger wird die Kraft über das Distanzstück eingeleitet. Der untere Querträger erfährt über eine auf der Arbeitsplatte befindliche Druckplatte die Krafteinleitung. Diese dient während des Betriebes zur Kraftaufnahme der Hydraulikmutter, sobald die Kugelrollen mit Federelementen in die Kunststoffschienen abgetaucht sind.

Die Abbildung 30 zeigt das Ergebnis einer FEM-Berechnung mit dem Distanzstück für die größte Hydraulikmutter. Dargestellt sind die örtlichen Vergleichsspannungen nach der GEH in MPa bzw. N/mm<sup>2</sup>.



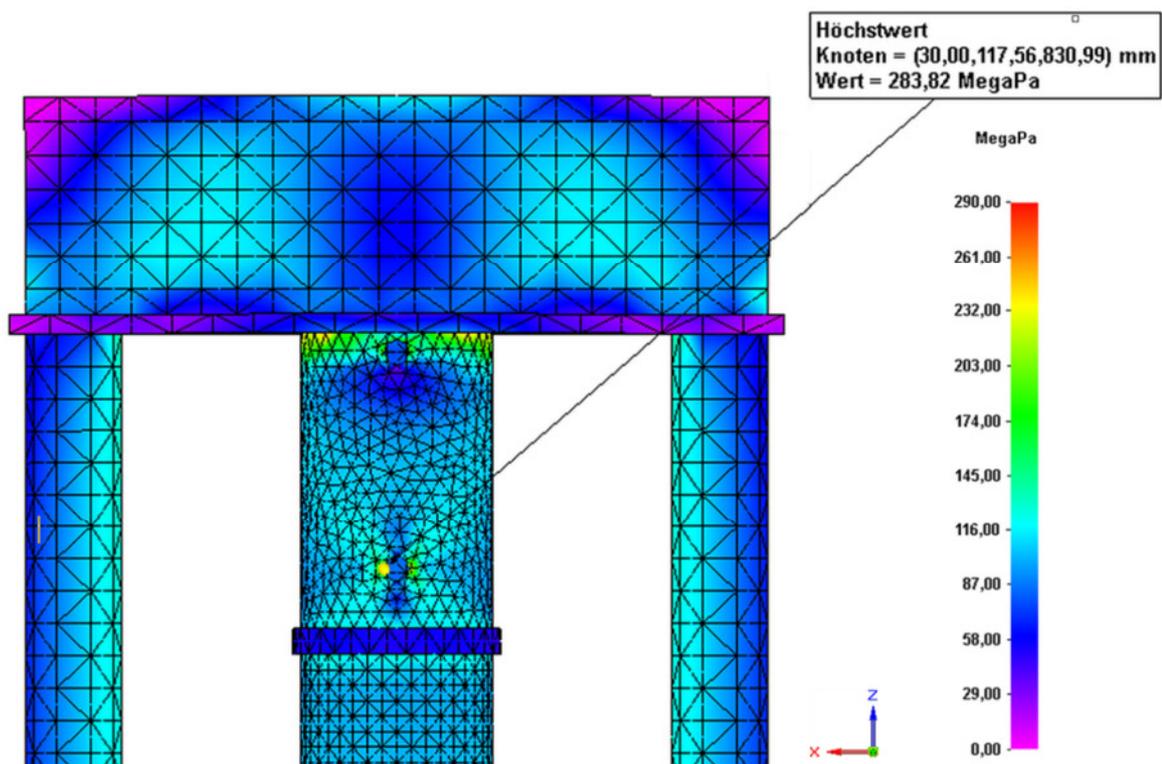
**Abbildung 30 - FEM Berechnung Spannungen (Eigene Darstellung)**

Anhand dieser FEM-Berechnung ist zu erkennen, dass der dimensionierte Prüfstand den Belastungen von 2500 kN standhält. Ein kostengünstiger unlegierter Baustahl S355 wurde als Werkstoff für den Prüfstand ausgewählt. Laut den Festigkeitskennwerten nach DIN EN 10025-2 erreicht dieser Werkstoff eine Streckgrenze von 355 MPa<sup>8</sup> [8, S. 1]. Der Wert der

<sup>8</sup> Festigkeitskennwert für die Normabmessung  $d_N = 16$  mm; Lieferzustand: +N (normalgeglüht) oder +AR (as rolled, Walzzustand)

vorhandenen Vergleichsspannung des Prüfstandes liegt unterhalb der zulässigen Streckgrenzen-Spannung des Werkstoffes. Dabei wird der Prüftisch kaum belastet. Er dient lediglich zur Stabilisierung des Gestellrahmens, in dem die Prüfung stattfindet.

Der Höchstwert der Vergleichsspannung von 283,82 MPa wird in der Bohrung der oberen Druckhülse erreicht. Diese Bohrung schwächt dort das Bauteil. Allerdings ist die Bohrung zum Anschluss des Hydraulikzylinders innerhalb der Druckhülse notwendig (vgl. Abbildung 30). Auf Grund des ausgewählten Werkstoffes S355 liegt der Höchstwert der Vergleichsspannung unterhalb der zulässigen Streckgrenzen-Spannung von 355 MPa. Allerdings kann der Spannungswert durch die verwendete Dichte der Vernetzung des Modells oder durch eventuell auftretende Singularitäten inkorrekt sein. Eine Steigerung der Genauigkeit ist durch eine feinere Vernetzung möglich. Der Höchstwert der Vergleichsspannung ist deshalb kritisch zu betrachten.



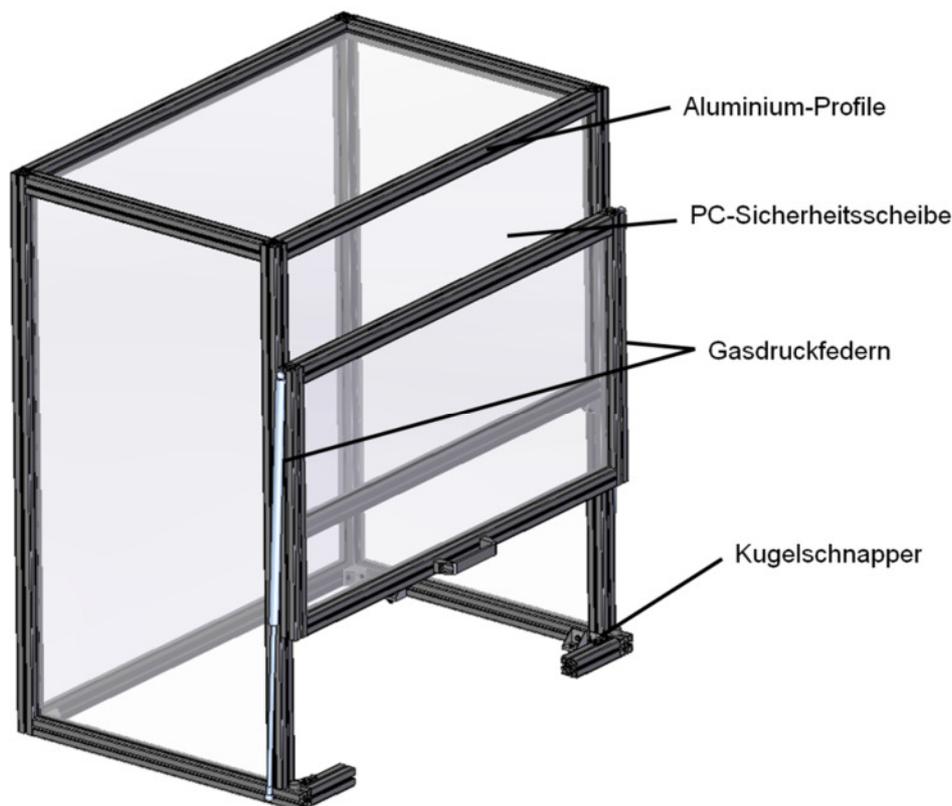
**Abbildung 31 - Höchstwert der Spannung (Eigene Darstellung)**

Im weiteren Vorgehen ist eine Validierung der FEM-Ergebnisse zwingend durchzuführen. Dabei werden mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen (DMS) an dem Prototypen des Prüfstandes die wahren Spannungen gemessen. Durch eine analytische Berechnung des Querträgers kann das Ergebnis der FEM-Berechnung zusätzlich bestätigt werden. Erst dadurch wird der Nachweis erbracht, dass das verwendete FEM-Modell die Realität ausreichend genau wiedergibt.

Die Ergebnisse der FEM-Berechnungen mit den anderen Distanzstücken befinden sich im Anhang *FEM-Berechnungen*.

## 5.4 Schutzhaube

Mögliche Gefahren beim Arbeiten mit dem Prüfstand sind beispielsweise sich lösende Hydraulikverbindungen oder warmes Hydrauliköl, welches aus der Hydraulikmutter austreten kann. Zum sicheren und gefahrlosen Arbeiten an dem Prüfstand und zur Einhaltung der Maschinenrichtlinie, muss der Prüfstand demnach durch eine Schutzhaube eingehaust werden [30].



**Abbildung 32 - Schutzhaube (Eigene Darstellung)**

Mit vorgefertigten Aluminiumprofilen, die eine leichte Montage ermöglichen und ein geringes Gewicht aufweisen, wird ein Grundrahmen aufgebaut. Dazu werden die fertigen Profile mit Hilfe von Verbindungselementen verbunden und der entstandene Schutzrahmen durch Polycarbonat-Sicherheits-scheiben komplementiert.<sup>9</sup>

<sup>9</sup> Polycarbonate sind amorphe Kunststoffe, die sich durch hohe Festigkeit und Schlagzähigkeit auszeichnen und für Sicherheits-scheiben verwendet werden [31]. Die Scheiben werden nach EN 12415 Beschussklassen A1 bis C3 auf ihr Rückhaltevermögen ausgewählt.

Um weiterhin Zugang zum Arbeitsraum zu erhalten, befindet sich eine Schiebetür in der Schutzhaube. Mit Hilfe von Gasdruckfedern und Führungen bewegt sich die Tür gleitend an den Aluminiumprofilen nach oben/unten. Durch Kugelschnapper wird die Tür im geschlossenen Zustand gehalten und schließt den Arbeitsraum komplett ab.

Eine Verknüpfung mit der Steuerung des Antriebes ist derzeit nicht vorgesehen, so dass auch bei einer offenen Schiebetür die Prüfung weiterhin durchgeführt werden kann. Allerdings lässt sich diese Verknüpfung bei Bedarf nachrüsten. Die Abbildung 32 zeigt die Schutzhaube für den Prüfstand.

## 5.5 Fehler-Möglichkeiten und Einfluss-Analyse (FMEA)

Zur systematischen Erfassung möglicher Fehler und zur Abschätzung der damit verbundenen Risiken bzw. Auswirkungen wird am Ende der Konstruktionsphase eine FMEA erstellt. Das Hauptziel einer FMEA ist die Risikoverminderung bzw. Risikovermeidung [24, S. 702].

Dazu werden für den derzeitigen Zustand einzelne Bauteile/Komponenten auf mögliche Fehler in Bezug auf Auftreten, Bedeutung und Entdeckung analysiert und bewertet. Durch die Multiplikation der drei Faktoren ergibt sich eine Risiko-Prioritätszahl. Je höher der Wert, desto höher das auftretende Risiko des Fehlers. Durch geeignete Maßnahmen kann das Risiko des Fehlers im verbesserten Zustand minimiert werden. Ab einer Risiko-Prioritätszahl von 125 ist der Zustand mit kritisch zu bewerten [24, S. 703]

Die Bewertungsskala der einzelnen Faktoren ist in Tabelle 15 aufgeführt.

Tabelle 15 - Faktoren mit Wertung für FMEA (Eigene Darstellung in Anlehnung an [24])

<p><b>A: Auftreten</b></p> <p><b>Wahrscheinlichkeit des Auftretens</b> (Fehler kann vorkommen)</p> <table> <tr><td>unwahrscheinlich</td><td>1</td></tr> <tr><td>sehr gering</td><td>2-3</td></tr> <tr><td>gering</td><td>4-6</td></tr> <tr><td>mäßig</td><td>7-8</td></tr> <tr><td>hoch</td><td>9-10</td></tr> </table>	unwahrscheinlich	1	sehr gering	2-3	gering	4-6	mäßig	7-8	hoch	9-10	<p><b>B: Bedeutung</b></p> <p><b>Auswirkungen auf den Kunden</b></p> <table> <tr><td>kaum wahrnehmbare Auswirkungen</td><td>1</td></tr> <tr><td>unbedeutender Fehler</td><td>2-3</td></tr> <tr><td>mäßig schwerer Fehler</td><td>4-6</td></tr> <tr><td>schwerer Fehler</td><td>7-8</td></tr> <tr><td>äußerst schwerwiegender Fehler</td><td>9-10</td></tr> </table>	kaum wahrnehmbare Auswirkungen	1	unbedeutender Fehler	2-3	mäßig schwerer Fehler	4-6	schwerer Fehler	7-8	äußerst schwerwiegender Fehler	9-10
unwahrscheinlich	1																				
sehr gering	2-3																				
gering	4-6																				
mäßig	7-8																				
hoch	9-10																				
kaum wahrnehmbare Auswirkungen	1																				
unbedeutender Fehler	2-3																				
mäßig schwerer Fehler	4-6																				
schwerer Fehler	7-8																				
äußerst schwerwiegender Fehler	9-10																				
<p><b>E: Entdeckung</b></p> <p><b>Wahrscheinlichkeit der Entdeckung</b> (vor Auslieferung an Kunden)</p> <table> <tr><td>hoch</td><td>1</td></tr> <tr><td>mäßig</td><td>2-3</td></tr> <tr><td>gering</td><td>4-6</td></tr> <tr><td>sehr gering</td><td>7-8</td></tr> <tr><td>unwahrscheinlich</td><td>9-10</td></tr> </table>	hoch	1	mäßig	2-3	gering	4-6	sehr gering	7-8	unwahrscheinlich	9-10	<p><b>RPZ: Risiko-Prioritätszahl</b></p> <table> <tr><td>hoch</td><td>1000</td></tr> <tr><td>mittel</td><td>125</td></tr> <tr><td>keine</td><td>1</td></tr> </table> <p>kritische Prioritätszahl &gt; 125</p>	hoch	1000	mittel	125	keine	1				
hoch	1																				
mäßig	2-3																				
gering	4-6																				
sehr gering	7-8																				
unwahrscheinlich	9-10																				
hoch	1000																				
mittel	125																				
keine	1																				

In der nachfolgenden Tabelle 16 ist die FMEA für den Hydraulikmutterprüfstand durchgeführt. Die Bewertung der einzelnen Fehler-Merkmale erfolgte in einer Gruppe aus Konstrukteuren.

Tabelle 16 - Fehler-Möglichkeiten und Einfluss-Analyse (Eigene Darstellung)

Fehler-Ort/merkmale	Fehler-Möglichkeiten und Einfluss-Analyse																	
	Teil-Benennung Hydraulikmutter - Prüfstand Erstellt durch Jan Swarat																	
	Fehler-Art	Fehler-Auswirkung	Fehler-Ursache	Derzeitiger Zustand			Verbesserter Zustand			Empfohlene Maßnahmen								
			Kontroll-Maßnahmen	A	B	E	RPZ	A	B	E	RPZ	Getroffene Maßnahmen	A	B	E	RPZ		
Hydraulikzylinder	Ölverlust	keine Kollerrollen-Montage	fehlerhafte Dichtungen		4	7	10	280					-	4	7	10	280	
	Bruch der Kolbenstange	keine Kollerrollen-Montage	zu hohe Belastungen im Betrieb		3	7	10	210					Schutz vor Überbelastung	keine Belastung durch HM	1	7	10	70
Gestellrahmen	Verformung/ Bruch	Totalausfall	zu hohe Belastungen im Betrieb		4	10	10	400					Auftretende Belastung durch geeigneten Berechnungsansatz erfassen	FEM-Berechnung	1	10	10	100
	Verformung/ Bruch	Totalausfall	exzentrische Belastung		4	10	10	400					verdrehte Belastungen durch Zentrieren der HMDistanzstücke	Zentrierung	2	10	5	100
Schweißnaht	Bruch	Totalausfall	Auslegungsfehler		3	10	10	300					Auslegung der Schweißnaht auf Belastung	Schweißnahtauslegung	1	10	10	100
Kugellrollen	Blockiert	keine Platzierung der HM	Schmutz	Funktionstest	7	4	10	280					regelmäßige Reinigung		7	4	10	280
	tauchen ohne Belastung ein	keine Platzierung der HM	Gewicht zu hoch		4	6	7	168					Auslegung der Kugellrollen mit höchster Belastung	Berechnung	1	6	7	42
bewegliche Platte	Verkeilt	schwerere Platzierung	ungenauere Fertigung/ Montage	Funktionstest	4	3	1	12					Fertigungsmaße überprüfen		2	3	1	6
Schiebetür	Klemmt	Schiebetür lässt sich nicht bewegen	Schmutz		5	7	10	350					regelmäßige Reinigung		5	7	10	350
Sicherheitsscheibe	wird matt	keine Sichtkontrolle	Schmutz, Öl		1	3	10	30					regelmäßige Reinigung		1	3	10	30
Gasdruckfeder	Druckverlust	Schiebetür gleitet nicht nach oben	fehlerhafte Dichtungen	Funktionstest	3	7	10	210					-		3	7	10	210

## 5.6 Endergebnis

Die nachfolgende Abbildung 33 zeigt das methodisch erarbeitete Konzept des Prüfstandes für Hydraulikmuttern.

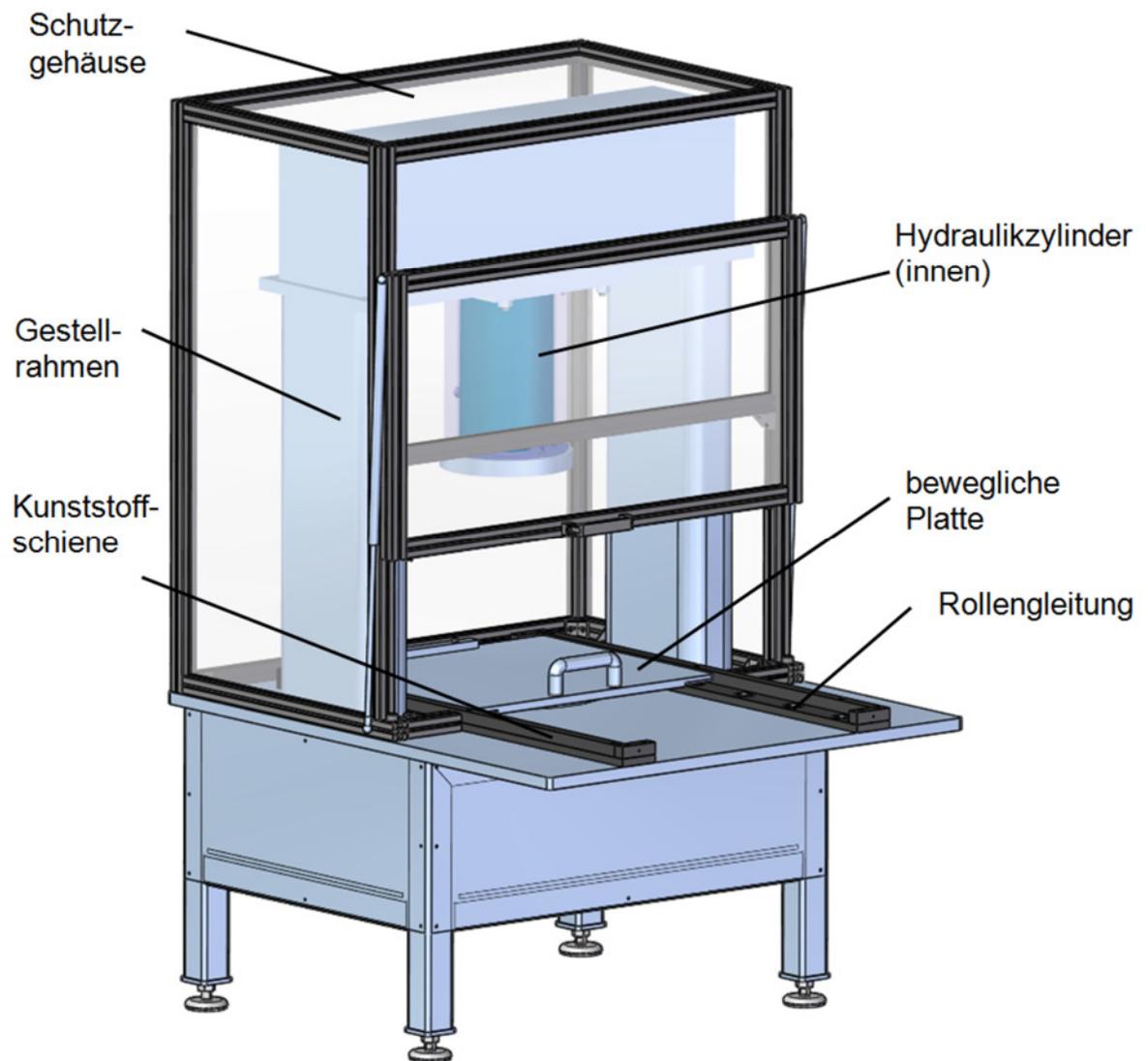


Abbildung 33 - Prüfstandskonzept (Eigene Darstellung)

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Konzept eines Prüfstandes für Hydraulikmuttern erarbeitet, welche die Hydraulikmuttern der Firma Amandus Kahl auf erhöhte Belastungen testen kann.

Um einen Überblick über die vorhandene Situation zu erlangen, wurde der vorhandene Prüfstand untersucht und eine Situationsanalyse auf Grundlage anderer Prüfstände durchgeführt. In einem anschließenden Fazit ergab sich, dass ein neuer Prüfstand für die Qualitätssicherung der Hydraulikmuttern unabdingbar ist. Außerdem entstanden Anforderungen an das neue Konzept des Prüfstandes für Hydraulikmuttern.

In dem nachfolgenden Kapitel 3 wurde die Theorie der methodischen Konstruktion ausgeführt, nach der die Lösungsfindung der Arbeit aufgebaut ist.

Die methodische Erarbeitung eines Konzeptes erfolgte im Kapitel 4. Zuerst wurde auf der Situationsanalyse bzw. der Untersuchung des vorhandenen Prüfstandes eine Anforderungsliste mit Festanforderungen und nach Priorität gewichteten Wünschen erstellt. Diese diente im Laufe der Arbeit als Leitfaden. Eine anschließend erstellte Funktionsstruktur, unterstützte bei der Findung von technisch sinnvollen Lösungskonzepten. Anhand dieser Funktionsstruktur und deren Teilfunktionen wurde ein morphologischer Kasten mit verschiedenen Funktionsträgern erstellt. Durch die Kombination verschiedener Funktionsträger entstanden fünf mögliche Lösungsvarianten. Die Bewertung der Lösungsvarianten fand wegen der Möglichkeit der unterschiedlichen Gewichtung der Bewertungskriterien mit Hilfe der Nutzwertanalyse statt. Die am besten bewertete Lösungsvariante diente in der nachfolgenden Ausführung als Grundlage.

In dem Kapitel *Ausführung der Lösungsvariante* wurde das vorher ausgewählte Konzept detailliert. Dafür wurden die Profile und Werkstoffe der Träger des Gestellrahmens ausgewählt und für die verschiedenen Hydraulikmuttern Distanzstücke konzipiert. Eine anschließende Finite-Elemente-Methode-Berechnung überprüfte die Festigkeit des Gestellrahmens auf die gegebene Belastung von 2500 kN. Es zeigte sich, dass der Gestellrahmen für die Belastung ausreichend dimensioniert ist.

In einer abschließenden Fehler-Möglichkeiten- und Einfluss-Analyse wurde der Prüfstand für Hydraulikmuttern auf mögliche Fehler und Risiken im derzeitigen Zustand analysiert. Nach einer Verbesserung wurde eine erneute Begutachtung durchgeführt. Dadurch wurden mögliche Fehler, die während des Betriebes auftreten können, durch getroffene Maßnahmen ausgeschlossen.

Als Ergebnis der Arbeit entstand ein Konzept eines Prüfstandes für Hydraulikmutter, welches den Anforderungen aus der Anforderungsliste genügt. Außerdem wurden einige Wünsche berücksichtigt, u.a. die bequeme und einfache Bestückung/Entnahme der Hydraulikmutter aus dem Prüfstand und die Möglichkeit der Kollerrollen-Montage.

Die Stärke des Prüfstandes liegt in der hohen Belastbarkeit des Gestellrahmens von 250 Tonnen, der leichten Bestückung/Entnahme der Hydraulikmutter und der zusätzlichen Kollerrollen-Montage. Durch die Auslegung des Rahmens auf diese Belastung können alle Hydraulikmutter einer Druckfestigkeitsprüfung unterzogen werden. Außerdem lassen sich durch den großen Arbeitsraum auch die Lager der gängigsten Kollerrollen montieren. So kann der Prüfstand auch als Montagehilfe bzw. Presse mit einer Druckkraft von 40 Tonnen genutzt werden.

Die Schwächen des Prüfstandes offenbaren sich in der Nutzung durch die Distanzstücke. Durch den nicht beweglichen Querträger sind diese in der Lösungsvariante notwendig. Jede Hydraulikmutter-Größe benötigt für die Prüfung ein spezielles Distanzstück, welches immer einen Spalt von 15 mm zum Querträger erlaubt. Die Distanzstücke unterscheiden sich in der Höhe und den Durchmessern. Dadurch entsteht eine große Vielfalt an Distanzstücken, was die schnelle unkomplizierte Prüfung erschweren könnte. Ein weiteres Problem entsteht durch das hohe Gewicht der Distanzstücke. Nur durch einen Kran können diese angehoben und platziert werden.

Bei der Fertigung des Prüfstandes ist auf Grund des hohen Anteils von Schweiß-Arbeiten mit Verzug der Bauteile zu rechnen. Ein nachträgliches Spannungsglühen und eine spanende Nachbearbeitung sind notwendig. Durch die Schweißkonstruktion wird die Fertigung daher auch zeit- und kostenintensiv. Eine Fremdfertigung des Gestellrahmens ist deshalb nicht ausgeschlossen.

Für den weiteren Verlauf muss ein Hydraulikaggregat mit den Hydraulikanschlüssen ausgelegt werden. Dazu wird eine Firma beauftragt, die im Bereich der Hydraulik spezialisiert ist. Ebenso die Steuerung des Hydraulikzylinders muss noch realisiert werden, damit der vorgeschriebene Prüfzyklus umgesetzt werden kann.

Bei der Detaillierung des Konzeptes ist zu untersuchen, wie eine Zentrierung der Druckhülse auf der Hydraulikmutter realisiert werden kann, um eine zentrische Belastung auf den Gestellrahmen aufzubringen. Eine verdrehfreie, zentrische Belastung des Gestellrahmens ist auf Grund der auftretenden Spannungen bedingungslos einzuhalten.

Ein möglicher Einsatz einer Zweihandbedienung muss ebenfalls überprüft werden. Dabei ist zu beachten, dass durch Abschirmungen der Bedienelemente eine unsachgemä-

ße Betätigung (z.B. durch Hand und Ellenbogen) ausgeschlossen ist. Allerdings ist der Einsatz von einer Zweihandbedienung mit Vorsicht zu betrachten, da ein Restrisiko nicht ausgeschlossen werden kann. Die Zweihandbedienung schützt ausschließlich den Bediener, jedoch nicht die umstehenden Personen [33].

Im weiteren Vorgehen müssen die FEM-Berechnungen validiert werden. Dazu werden mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen die wahren Spannungen am Prototyp gemessen. Dadurch wird der Nachweis erbracht, dass das verwendete FEM-Modell die Realität ausreichend genau wiedergibt.

Das Konzept des Prüfstandes wird von Amandus Kahl umgesetzt. Bevor der Prüfstand jedoch gefertigt werden kann, müssen noch weitere betriebliche Schritte eingeleitet werden. Dazu zählt die Aufbereitung der Arbeitsvorbereitung, des Finanz- und Rechnungswesens sowie des Einkaufs, der die benötigten Kaufteile beschafft und eine mögliche Fremdfertigung des Gestellrahmens überprüft.

## Literaturverzeichnis

- [1] AMANDUS KAHL: „Über uns“, [www.akahl.de/akahl/de/ueber\\_uns](http://www.akahl.de/akahl/de/ueber_uns), 26.06.2013
- [2] AMANDUS KAHL: „Die Unternehmen der Kahl Gruppe“, [www.amandus-kahl-group.de/kahl\\_gruppe/de/unternehmen/](http://www.amandus-kahl-group.de/kahl_gruppe/de/unternehmen/), 26.06.2013
- [3] DEUTSCHER ENERGIEHOLZ- UND PELLET-VERBAND E.V., „Deutschland bei Pelletproduktion weiterhin international führend“, [www.depv.de/nc/startseite/startmeldungen/article/deutschland-bei-pelletproduktion-weiterhin-international-fuehrend/](http://www.depv.de/nc/startseite/startmeldungen/article/deutschland-bei-pelletproduktion-weiterhin-international-fuehrend/) , 26.06.2013
- [4] DEUTSCHER ENERGIEHOLZ- UND PELLET-VERBAND E.V., „Entwicklung Pelletproduktion in Deutschland“, <http://www.depv.de/startseite/marktdaten/entwicklung-pelletproduktion/>, 09.07.2013
- [5] BUNDESVERBAND BIOENERGIE E.V., „Der Bioenergiemarkt in Zahlen 2012“, [www.bioenergie.de/index.php?option=com\\_content&view=article&id=290&Itemid=6](http://www.bioenergie.de/index.php?option=com_content&view=article&id=290&Itemid=6)), 26.06.2013
- [6] DICHTOMATIK, „Werkstoffeigenschaften NBR“ <http://de.dichtomatik.com/de/werkstoffe/werkstoffe/nbr/>, 13.08.2013
- [7] FREUDENBERG, „Werkstoffe NBR“ <http://www.freudenberg-process-seals.de/produkte/werkstoffe/elastomere-werkstoffe/nbr/>, 13.08.2013
- [8] ROLOFF/MATEK: „Maschinenelemente Tabellenbuch“, Vieweg+Teubner, 19. Auflage
- [9] TSCHÄTSCH, DIETRICH: „Praxis der Umformtechnik“, Vieweg+Teubner, 10. Auflage, 2010
- [10] DUBBEL: „Taschenbuch für den Maschinenbau“, Springer, 23. Auflage, 2011
- [11] PROF. DR.-ING ECKART UHLMANN: „Das Maschinengestell“, TU Berlin, WS08/09
- [12] PROF. DR.-ING HOLLÄNDER, JAN: Vorlesungsskript „Methodisches Konstruieren Teil 2“, WS 2010/2011, Seite 9
- [13] SHOP KATAPULT - ECOMMERCE PERFORMANCE CONSULTING: „Nischenmarkt“ <http://www.shop-katapult.de/marktluecken-lexikon/nischenmarkt.html>, 30.06.2013

- [14] GOOGLE-SUCHMASCHINE: „Pressenbau, Presse, Werkstattpresse“  
<http://www.google.de> 30.06.2013
- [15] UTE MASCHINEN VERTRIEBS GMBH: „Unternehmen“,  
<http://www.ute-maschinen.de/unternehmen.htm>, 09.07.2013
- [16] UTE MASCHINEN VERTRIEBS GMBH: „Unternehmen“,  
<http://www.ute-maschinen.de/werkstattpresse.htm>, 09.07.2013
- [17] TOX PRESSOTECHNIK LTD: „Unternehmen“,  
<http://www.tox-de.com/de/unternehmen.html>, 10.07.2013
- [18] TOX PRESSOTECHNIK LTD: „Pressen“,  
<http://www.tox-de.com/de/produkte/pressen/pressenuuebersicht.html>, 10.07.2013
- [19] TOX PRESSOTECHNIK LTD: „C-Gestell-Pressen“,  
<http://www.tox-de.com/de/produkte/pressen/c-gestell-pressen.html>, 10.07.2013
- [20] STENHØJ HYDRAULIK: „Werkstattpressen-Prospekt“, 10.07.2013
- [21] TOX Pressotechnik Ltd: „TOX®-Pressen - Prospekt“, 10.07.2013
- [22] PROF. DR.-ING HOLLÄNDER, JAN: Vorlesungsskript „Methodisches Konstruieren Teil 1“, WS 2010/2011, Seite 18
- [23] VDI RICHTLINIE 2222: „Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien“, Juni 1997, Seite 3
- [24] PAHL/BEITZ: „Konstruktionslehre“, Springer, 7. Auflage, 2007
- [25] PROF. DR.-ING HOLLÄNDER, JAN: Vorlesungsskript „Methodisches Konstruieren Teil 3“, WS 2010/2011, Seite 43-46
- [26] NAEFE, PAUL: „Einführung in das Methodische Konstruieren“, Springer, 2012, S. 93
- [27] <http://www.wkofoto.at/bilddb/data/media/96/Schraube.jpg>, 17.07.2013
- [28] KLÖCKNER STAHL UND METALLHANDEL: „Klöckner Konstruktionshandbuch – Rohre und Hohlprofile“, Klöckner & Co, S. 202-211
- [29] KUNDERT: „Kunststoff-Datenbank“, <http://www.kundert.ch/kunststoffdb1sel.aspx>, 01.08.2013

- [30] MASCHINENRICHTLINIE 2006/42/EG: „Anhang I - Grundlegende Sicherheits- und Gesundheitsschutzanforderungen für Konstruktion und Bau von Maschinen“
- [31] ROOS, MAILE: „Werkstoffkunde für Ingenieure“, Springer, 3. Auflage, S.292
- [32] ROLOFF/MATEK: „Maschinenelemente Formelsammlung“, Vieweg+Teubner, 9. Auflage, 2008
- [33] ROCKWELL AUTOMATION: „Safebook 4 – Sicherheitsbezogene Steuerungssysteme für Maschinen“, S. 43/44
- [34] GESELLSCHAFT FÜR SCHWEIßTECHNIK INTERNATIONAL MBH: „SFI-Aktuell 2009“, DVS Verlag, 2009, Seite SFI/3.04-1, Seite 1
- [35] ROLOFF/MATEK: „Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung“, Vieweg+Teubner, 19. Auflage, 2009

# Anhang

## Kugelrollen

**K0762**

### Kugelrollen mit Federelementen



#### Artikelbeschreibung/Produktabbildungen



#### Beschreibung

##### Werkstoff, Ausführung:

Stahl verzinkt.

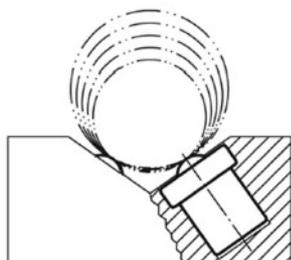
##### Hinweis:

Kugelrollen mit Federelementen ermöglichen eine gleichmäßige Lastverteilung beim Transport von Gütern mit unebener Lauffläche.

Beim Einsatz in Maschinen, wie Schneidpressen, Abkantpressen usw., federt das Element nach Beendigung des Bearbeitungsvorganges wieder hervor und das Werkstück kann abgerollt werden.

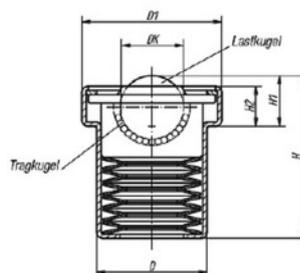
Bei der Endkraft (N) taucht die Kugelrolle voll ein.

Einbaumöglichkeit:



#### Zeichnungen

Ausführung B: Deckel und Gehäuse verzinkt,  
Kugeln aus Stahl  
Ausführung C: Deckel und Gehäuse verzinkt,  
Kugeln aus Edelstahl



#### Artikelübersicht

Bestellnummer	Ausführung	DK	D	D1	H	H1	H2	Vorspannkraft (N)	Endkraft (N)	Toleranz für Vorspann- und Endkraft (%)	Gewicht ca. kg
K0762.122	B	22	39	50 ±0,100	51	18,5	13,6	730	860	+25 / -7,5	0,300
K0762.130	B	30	48,2	62 ±0,125	70	24,4	17,7	1350	1600	+15 / -7,5	0,600
K0762.145	B	45	66,5	85 ±0,150	100,5	36	24,2	2280	2770	+15 / -7,5	1,600
K0762.222	C	22	39	50 ±0,100	51	18,5	13,6	730	860	+25 / -7,5	0,300
K0762.230	C	30	48,2	62 ±0,125	70	24,4	17,7	1350	1600	+15 / -7,5	0,600

**K0762****Kugelrollen mit Federelementen****Artikelübersicht**

Bestellnummer	Ausführung	DK	D	D1	H	H1	H2	Vorspannkraft (N)	Endkraft (N)	Toleranz für Vorspann- und Endkraft (%)	Gewicht ca. kg
<b>K0762.245</b>	C	45	66,5	85 ±0,150	100,5	36	24,2	2280	2770	+15 / -7,5	1,600

# Hydraulikzylinder



## **Doppeltwirkende Leichtmetallzylinder 15 t - 140 t**

## **Double-acting light-alloy cylinders 15 t up to 140 t**



**LUKAS HLOD, HLMD, HLZD Zylinder**, bestehen aus hochfestem Leichtmetall, sind sehr leicht und daher einfach zu transportieren. Sie eignen sich besonders gut für den Einsatz auf Baustellen und für Reparaturarbeiten in Betrieben und Werkstätten. Typische Anwendungsfälle sind Heben, Pressen, Verschieben, Verformen, Ziehen usw.

Die HL.D Zylinderreihe zeichnet sich durch flexible Gestaltung der Ausstattungsvarianten aus. Daraus ergibt sich höhere Flexibilität beim Einbau in Maschinen und Anlagen. Die Zylinder können ohne Außengewinde, mit metrischen oder Zoll Gewindeabmessungen geliefert werden. Als Anschlussgewinde sind M 18 x 1,5 und 3/8-18 NPTF lieferbar. Weitere Optionen sind Befestigungsbohrungen im Zylinderboden und in der Kolbenstange

### **Vorteile in der Praxis**

- ▲ Spezielle Leichtmetall Legierung für geringes Gewicht und maximale Korrosionsbeständigkeit
- ▲ Hohe Seitenlastverträglichkeit durch breite Führungsringe
- ▲ Abstreifring gegen Verschmutzung und Verschleiß des Zylinders
- ▲ Voll belastbare Hubbegrenzung
- ▲ Hydraulisches Einfahren auch für Zugarbeiten nutzbar
- ▲ Flexibilität bei Außengewinde und Anschlussbohrung
- ▲ Serienmäßige Ausstattung mit international üblichen Schraubkupplungen.

**LUKAS HLOD, HLMD, HLZD cylinders** are made of high strength light alloy and are easy to transport due to their low weight. They are mainly used on construction sites and for repair work in factories and workshops.

The HL.D cylinder series is distinguished by flexible design of the differently equipped versions. This means greater flexibility when installing in machines and plants. The cylinders can be supplied without a collar thread, with metric or inch thread dimensions. M 18 x 1.5 and 3/8-18 NPTF are available as connection threads. Further options are fixing bores in the bottom of the cylinder and the piston rod.

### **Highlights:**

- ▲ Special light metal alloy for minimum weight and maximum corrosion protection
- ▲ Resistant against lateral load
- ▲ Scraper rings against pollution and wear
- ▲ Fully loadable stroke limitation
- ▲ Hydraulic spring return can also be used for pulling operations even
- ▲ Flexibility for collar thread and pressure port thread
- ▲ Equipped with internationally used screw couplers
- ▲ On request: fixing bores in the cylinder base and internal threads in the piston rod

**700 bar**

**700 bar**



### Gemeinsame Daten aller Varianten

Technical specifications of all versions

Typen types	Hubkraft lifting ca. kN	Zugkraft pulling cap. kN	Hub stroke mm	Kolbenfläche (drücken) effective area (pushing) cm <sup>2</sup>	Kolbenfl. (ziehen) effective area (pulling) cm <sup>2</sup>	Ölbedarf eff. required oil cap. l	Masse weight kg
HLOD/HLMO/HLZD 15-6/200 M/Z	137	66	200	19,6	9,5	0,20	9
HLOD/HLMO/HLZD 35-15/200 M/Z	352	179	200	50,3	25,6	0,49	14
HLOD/HLMO/HLZD 55-25/100 M/Z	550	280	100	78,5	40,1	0,38	15
HLOD/HLMO/HLZD 55-25/150 M/Z	550	280	150	78,5	40,1	0,58	17
HLOD/HLMO/HLZD 55-25/200 M/Z	550	280	200	78,5	40,1	0,77	19
HLOD/HLMO/HLZD 85-40/100 M/Z	859	414	100	122,7	59,1	0,64	22
HLOD/HLMO/HLZD 85-40/150 M/Z	859	414	150	122,7	59,1	0,95	24
HLOD/HLMO/HLZD 85-40/200 M/Z	859	414	200	122,7	59,1	1,27	27
HLOD/HLMO/HLZD 140-60/150 M/Z	1407	616	150	201,1	88,0	1,70	40
HLOD/HLMO/HLZD 140-60/200 M/Z	1407	616	200	201,1	88,0	2,26	45

### HLOD ohne Außengewinde mit Kupplungsanschluss M 18 x 1,5

HLOD without collar thread and pressure port M 18 x 1,5

Typ	Bestell-Nr. order no.	A mm	B Ø mm	C Ø mm	D	E mm	F = B Ø mm	G	H mm	J mm	L mm	O mm
HLOD 15-6/200 M	83148/2314	330	100	36	M 20x1,5	25,5	100	---	48	5	10	54,4
HLOD 35-15/200M	83148/3114	370	130	56	M 33x1,5	27	130	---	48	5	10	70
HLOD 55-25/100M	83148/3511	280	150	70	M 36x1,5	27	150	---	53	5	15	74,5
HLOD 55-25/150M	83148/3513	330	150	70	M 36x1,5	27	150	---	53	5	15	74,5
HLOD 55-25/200M	83148/3514	380	150	70	M 36x1,5	27	150	---	53	5	15	74,5
HLOD 85-40/100M	83148/3911	295	175	90	M 50x1,5	30	175	---	59	5	15	83,5
HLOD 85-40/150M	83148/3913	345	175	90	M 50x1,5	30	175	---	59	5	15	83,5
HLOD 85-40/200M	83148/3914	395	175	90	M 50x1,5	30	175	---	59	5	15	83,5
HLOD140-60/150M	83148/4313	360	225	120	M 80x2	30	225	---	68	5	15	92
<b>HLOD140-60/200M</b>	<b>83148/4314</b>	<b>410</b>	<b>225</b>	<b>120</b>	<b>M 80x2</b>	<b>30</b>	<b>225</b>	<b>---</b>	<b>68</b>	<b>5</b>	<b>15</b>	<b>92</b>

### HLMD mit metrischem Außengewinde und Kupplungsanschluss M 18 x 1,5

HLMD with metric collar thread and pressure port M 18 x 1,5

Typ	Bestell-Nr. order no.	A mm	B Ø mm	C Ø mm	D	E mm	F	G mm	H mm	J mm	L mm	O mm
HLMD 15-6/200 M	83149/2314	330	100	36	M 20x1,5	25,5	M 100x2	35,1	48	5	10	54,4
HLMD 35-15/200M	83149/3114	370	130	56	M 33x1,5	27	M 130x2	49,5	48	5	10	70
HLMD 55-25/100M	83149/3511	280	150	70	M 36x1,5	27	M 150x3	52,6	53	5	15	74,5
HLMD 55-25/150M	83149/3513	330	150	70	M 36x1,5	27	M 150x3	52,6	53	5	15	74,5
HLMD 55-25/200M	83149/3514	380	150	70	M 36x1,5	27	M 150x3	52,6	53	5	15	74,5
HLMD 85-40/100M	83149/3911	295	175	90	M 50x1,5	30	M 175x3	61,6	59	5	15	83,5
HLMD 85-40/150M	83149/3913	345	175	90	M 50x1,5	30	M 175x3	61,6	59	5	15	83,5
HLMD 85-40/200M	83149/3914	395	175	90	M 50x1,5	30	M 175x3	61,6	59	5	15	83,5
HLMD140-60/150M	83149/4313	360	225	120	M 80x2	30	M 220x4	70,9	68	5	15	92
HLMD140-60/200M	83149/4314	410	225	120	M 80x2	30	M 220x4	70,9	68	5	15	92

### HLZD mit inch(Zoll) Außengewinde und Kupplungsanschluss M 18 x 1,5

HLZD with inch size collar thread and pressure port M 18 x 1,5

Typ	Bestell-Nr. order no.	A mm	B Ø mm	C Ø mm	D	E mm	F	G mm	H mm	J mm	L mm	O mm
HLZD 15-6/200 M	83138/2314	330	100	36	M 20x1,5	25,5	3/8"-12 UN	35,1	48	5	10	54,4
HLZD 35-15/200M	83138/3114	370	130	56	M 33x1,5	27	5/16"-12 UN	49,5	48	5	10	70
HLZD 55-25/100M	83138/3511	280	150	70	M 36x1,5	27	5/8"-12 UN	52,6	53	5	15	74,5
HLZD 55-25/150M	83138/3513	330	150	70	M 36x1,5	27	5/8"-12 UN	52,6	53	5	15	74,5
HLZD 55-25/200M	83138/3514	380	150	70	M 36x1,5	27	5/8"-12 UN	52,6	53	5	15	74,5
HLZD 85-40/100M	83138/3911	295	175	90	M 50x1,5	30	6/16"-12 UN	61,6	59	5	15	83,5
HLZD 85-40/150M	83138/3913	345	175	90	M 50x1,5	30	6/16"-12 UN	61,6	59	5	15	83,5
HLZD 85-40/200M	83138/3914	395	175	90	M 50x1,5	30	6/16"-12 UN	61,6	59	5	15	83,5
HLZD140-60/150M	83138/4313	360	225	120	M 80x2	30	8/12"-12 UN	70,9	68	5	15	92
HLZD140-60/200M	83138/4314	410	225	120	M 80x2	30	8/12"-12 UN	70,9	68	5	15	92

## Schweißnaht-Berechnung

In diesem Abschnitt wird die Schweißnaht vom Übergang Hohlprofil zum Querträger berechnet. Die Berechnungen erfolgen nach dem Roloff/Matek [32, Kapitel 6].

Generell gilt: Für die Festigkeit einer Schweißnaht ist der Nachweis zu bringen, dass der Vergleichswert der vorhandenen Spannungen  $\sigma_{wv}$  die zulässige Schweißnahtspannung  $\sigma_{w\text{ zul}}$  nicht überschreitet.

Beide Bauteile werden wie in Abbildung 34 gezeigt mit einer umlaufenden Kehlnaht verschweißt. Eine weitere Randbedingung ist, dass die Gesamtkraft  $F$  mit 2500 kN sich gleichmäßig auf beide Hohlprofile verteilt, so dass an jedem Hohlprofil eine Zugkraft von 1250 kN wirkt. Die Belastung wird zunächst statisch angenommen.

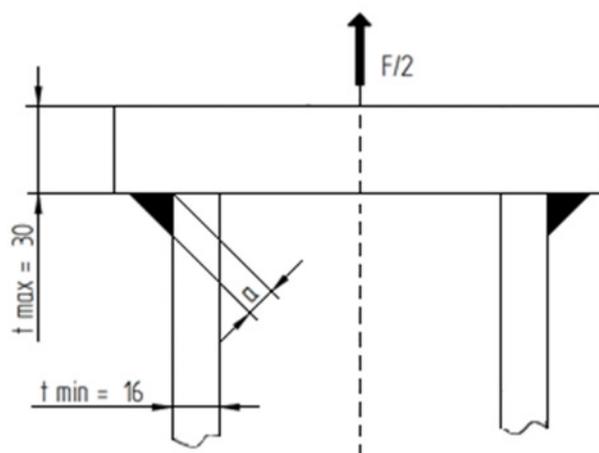


Abbildung 34 - Schweißnaht Skizze (Eigene Darstellung)

Der Grenzwert für die Kehlnahtdicke  $a$  berechnet sich anhand der folgenden Formeln:

$a_{\min}$  rechnerische minimale-Nahtdicke [mm]

$a_{\max}$  rechnerische maximale-Nahtdicke [mm]

$t_{\max}$  größere Dicke der Bauteile [mm]

$t_{\min}$  kleiner Dicke der Bauteile [mm]

$$a_{\min} \geq \sqrt{t_{\max}} - 0,5 \text{ mm} \quad (19)$$

$$a_{\min} = \sqrt{30 \text{ mm}} - 0,5 \text{ mm} \approx \underline{\underline{5,0 \text{ mm}}} \quad (20)$$

$$a_{max} \leq 0,7 \cdot t_{min} \quad (21)$$

$$a_{max} \leq 0,7 \cdot 16 \text{ mm} = \underline{\underline{11,2 \text{ mm}}} \quad (22)$$

Die Kehlnahtdicke  $a$  muss also zwischen  $a_{min} = 5,0 \text{ mm}$  und  $a_{max} = 11,2 \text{ mm}$  liegen. Für die Konstruktion wird  $a = 11 \text{ mm}$  gewählt, da die Schweißnaht hohe Belastungen ertragen muss.

Um nun den Vergleichswert  $\sigma_{wV}$  für die Kehlnaht auszurechnen, wird die die Normal- und Schubspannungen in der Schweißnaht benötigt.

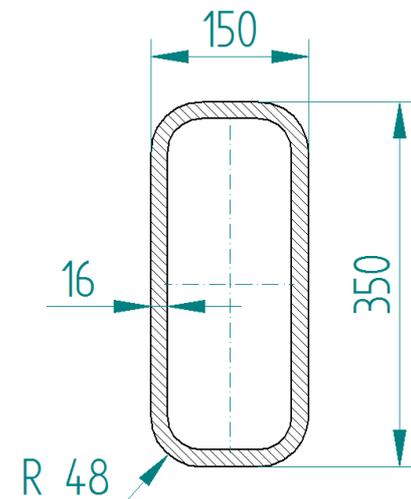
Die Schweißnaht-Normalspannung quer zur Nahtichtung ergibt sich aus der folgenden Formel:

$\sigma_{\perp}$	Schweißnaht-Normalspannung quer zur Nahtichtung	[MPa]
$F_Z$	Zugkraft für die Naht	[N]
$a$	Nahtdicke	[mm]
$l$	Nahtlänge	[mm]

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_Z}{\sum(a \cdot l)} \quad (23)$$

Dabei errechnet sich die Nahtlänge aus dem Umfang des Hohlprofils, da die Kehlnaht umlaufend geschweißt wird.

Das Hohlprofil hat einen rechteckigen Querschnitt mit 350 mm Breite, 150 mm Höhe und 16 mm Wanddicke [28, S. 13]. Der Außenradius von  $R=48 \text{ mm}$  ergibt sich aus  $R \leq 3s$  [8, TB 1-13].



**Abbildung 35 – Hohlprofil  
(Eigene Darstellung)**

l	Nahtlänge	[mm]
b	Breite des Hohlprofils	[mm]
R	Außenradius Hohlprofil	[mm]
h	Höhe des Hohlprofils	[mm]

Aus diesen Daten errechnet sich eine Nahtlänge l:

$$l = 2 \cdot (b - 2 \cdot R) + 2 \cdot (h - 2 \cdot R) + 2 \cdot \pi \cdot R \quad (24)$$

$$l = 2 \cdot (350 - 2 \cdot 48) + 2 \cdot (150 - 2 \cdot 48) + 2 \cdot \pi \cdot 48 \approx \underline{\underline{918 \text{ mm}}} \quad (25)$$

In die obige Formel (23) eingesetzt:

$\sigma_{\perp}$                       Schweißnaht-Normalspannung quer zur Nahtichtung                      [MPa]

$$\sigma_{\perp} = \frac{1250000 \text{ N}}{11 \text{ mm} \cdot 918 \text{ mm}} \approx \underline{\underline{123,8 \text{ MPa}}} \quad (26)$$

In der Schweiß-Konstruktion tritt wie in der Abbildung 36 gezeigt bei T-Stößen mit Normalspannungen nur die Schweißnahtspannung  $\sigma_{\perp}$  auf. Damit entfallen in der Vergleichsformel für Kehlnähte die Schubspannungs-Komponenten.

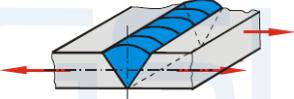
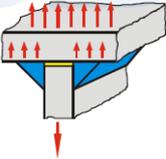
Normalspannungen senkrecht zur Schweißnahtlängsachse		
$\sigma_{\perp}$		Die Schweißnahtspannung $\sigma_{\perp}$ tritt in Stumpfstößen bei Beanspruchungen senkrecht zur Richtung der Schweißnaht auf und muss normalerweise rechnerisch nachgewiesen werden.
		Die Schweißnahtspannung $\sigma_{\perp}$ tritt in T-Stößen bei Beanspruchungen senkrecht zur Richtung der Schweißnaht auf und muss rechnerisch nachgewiesen werden.

Abbildung 36 - Normalspannungen in der Schweißnaht [34]

Für den Vergleichswert  $\sigma_{wV}$  ergibt sich damit folgendes:

$\sigma_{wV}$	Vergleichswert für Kehlnähte	[MPa]
$\sigma_{\perp}$	Normalspannung quer zur Nahtichtung	[MPa]
$\tau_{\perp}$	Schubspannung quer zur Nahtichtung	[MPa]
$\tau_{\parallel}$	Schubspannung senkrecht zur Nahtichtung	[MPa]

$$\sigma_{wV} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2} \quad (27)$$

$$\sigma_{wV} = \sqrt{(123,8 \text{ MPa})^2 + (0 \text{ MPa})^2 + (0 \text{ MPa})^2} \approx \underline{\underline{123,8 \text{ MPa}}} \quad (28)$$

In der Tabelle 6-6 aus dem Roloff/Matek [8] ist die zulässige Spannung für Schweißnähte nach DIN 18800-1 unter statischer Belastung aufgelistet. Für alle Nahtarten und Nahtgü-ten unter Zug-Beanspruchung ergibt sich für die Stahlsorte S355 folgender Wert:

$\sigma_{w \text{ zul}}$	zulässige Schweißnahtspannung	[MPa]
--------------------------	-------------------------------	-------

$$\sigma_{w \text{ zul}} = \underline{\underline{262 \text{ MPa}}} \quad (29)$$

Die Sicherheit  $S_{\text{vorh}}$  der Kehlnaht berechnet sich aus der vorhandenen und der zulässigen Spannung:

$S_{\text{vorh}}$	vorhandene Sicherheit	[-]
$\sigma_{w \text{ zul}}$	zulässige Schweißnahtspannung	[MPa]
$\sigma_{wV}$	Vergleichswert für Kehlnähte	[MPa]

$$S_{\text{vorh}} = \frac{\sigma_{w \text{ zul}}}{\sigma_{wV}} \quad (30)$$

$$S_{\text{vorh}} = \frac{262 \text{ MPa}}{123,8 \text{ MPa}} \approx \underline{\underline{2,1}} > 1,5 \quad (31)$$

Die berechnete Schweißnaht weist eine Sicherheit bei statischer Belastung von 2,1 auf und ist damit ausreichend ausgelegt.

Bedingt durch den vorgeschriebenen Prüfzyklus (vgl. Anforderungsliste) der Hydraulikmutter mit 50 Doppelhüben pro Stunde, in der die Hydraulikmutter mit 2500 kN schwellend gegen den Querträger drückt, muss die Schweißnaht auch auf dynamische Belastung überprüft werden.

Da es für dynamisch beanspruchte Schweißteile im Maschinenbau keine Berechnungsvorschrift gibt, müssen die zulässigen Spannungen nach DS 952<sup>10</sup> bestimmt werden [35, S.170].

In der Tabelle 6-13 aus dem Roloff/Matek [8] sind die zulässigen Spannungen mit einer 1,5fachen Sicherheit für Schweißverbindungen nach DS 952 grafisch dargestellt. Dazu wird das Grenzspannungsverhältnis  $\kappa$  benötigt, welches sich aus der maximalen und minimalen Normalspannung ergibt.

Da der Querträger durch die Hydraulikmutter be- und entlastet wird, nimmt die minimale Normalspannung den Wert Null an. Dadurch wird das Grenzspannungsverhältnis zu null.

$\kappa$	Grenzspannungsverhältnis	[-]
$\sigma_{\min}$	minimale Normalspannung	[MPa]
$\sigma_{\max}$	maximale Normalspannung	[MPa]

$$\kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \underline{\underline{0}} \quad (32)$$

Für die Bestimmung der zulässigen Spannung der Schweißnaht muss eine Ausführung der Schweißverbindung mit den zugehörigen Spannungslinien nach Tabelle 6-12 [8] bestimmt werden. Für den betrachteten Fall (siehe. S. E) kann die Verbindung E1-7 „durch Kreuzstoß mittels K-Nähten verbundene Bauteile – Schweißnähte bearbeitet“ ausgewählt werden [8, TB 6-12]. Dieses impliziert, dass die Schweißnähte nach dem Schweißen bearbeitet werden, so dass die Kerbwirkung vermindert wird.

Somit ergibt sich aus der Abbildung 37 folgende zulässige Normalspannung  $\sigma_{wzul}$ .

$$\sigma_{wzul} = \underline{\underline{125 MPa}} \quad (33)$$

<sup>10</sup> „Schweißen metallischer Werkstoffe an Schienenfahrzeugen und maschinentechnischen Anlagen“ der Deutschen Bahn AG

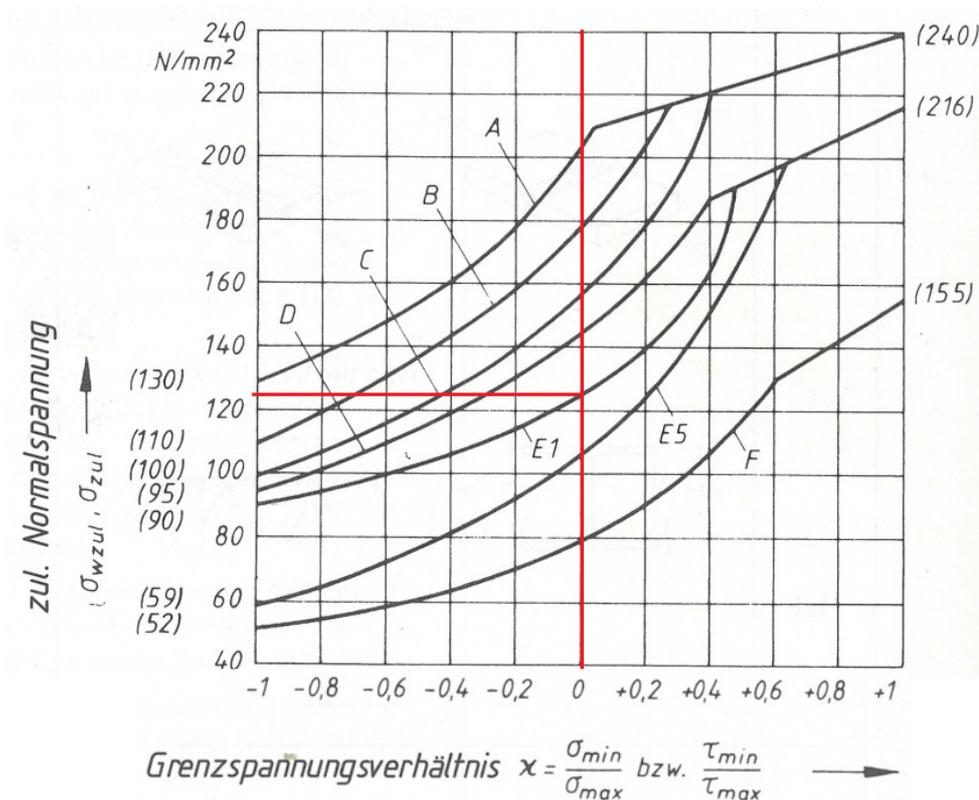


Abbildung 37 - Zulässige Spannungen für Schweißverbindungen nach DS 952 [8, TB 6-13b]

Die Sicherheit  $S_{vorh,dyn}$  der Kehlnaht berechnet sich aus der vorhandenen und der zulässigen Spannung:

$S_{vorh,dyn}$	vorhandene Sicherheit gegen dynamisch Belastung	[-]
$\sigma_{Wzul,dyn}$	zulässige Schweißnahtspannung	[MPa]
$\sigma_{wv}$	Vergleichswert für Kehlnähte	[MPa]

$$S_{vorh,dyn} = \frac{\sigma_{Wzul,dyn}}{\sigma_{wv}} \quad (34)$$

$$S_{vorh,dyn} = \frac{125 \text{ MPa}}{123,8 \text{ MPa}} \approx \underline{\underline{1,0}} \quad (35)$$

Da der Wert für  $\sigma_{Wzul}$  bereits eine Sicherheit gegen Dauerbruch von 1,5 beinhaltet, ist die berechnete Schweißnaht bei einer schwelenden Belastung ausreichend ausgelegt.

## FEM-Berechnungen

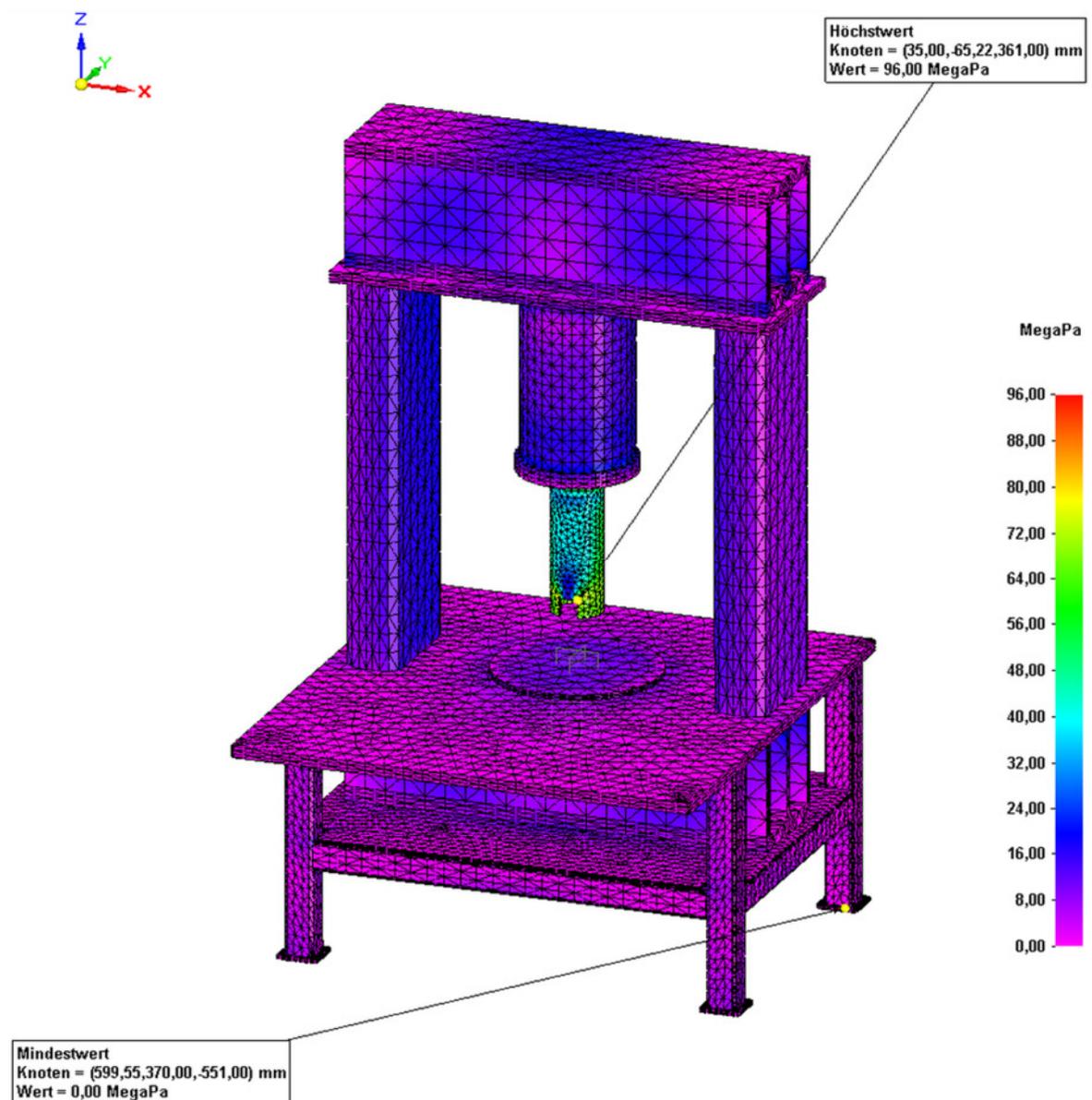


Abbildung 38 - FEM Berechnung 1 (Eigene Darstellung)

Distanzstücke für Pressen-Typ	Belastung [kN]
33-390, 33-500, 34-600	350

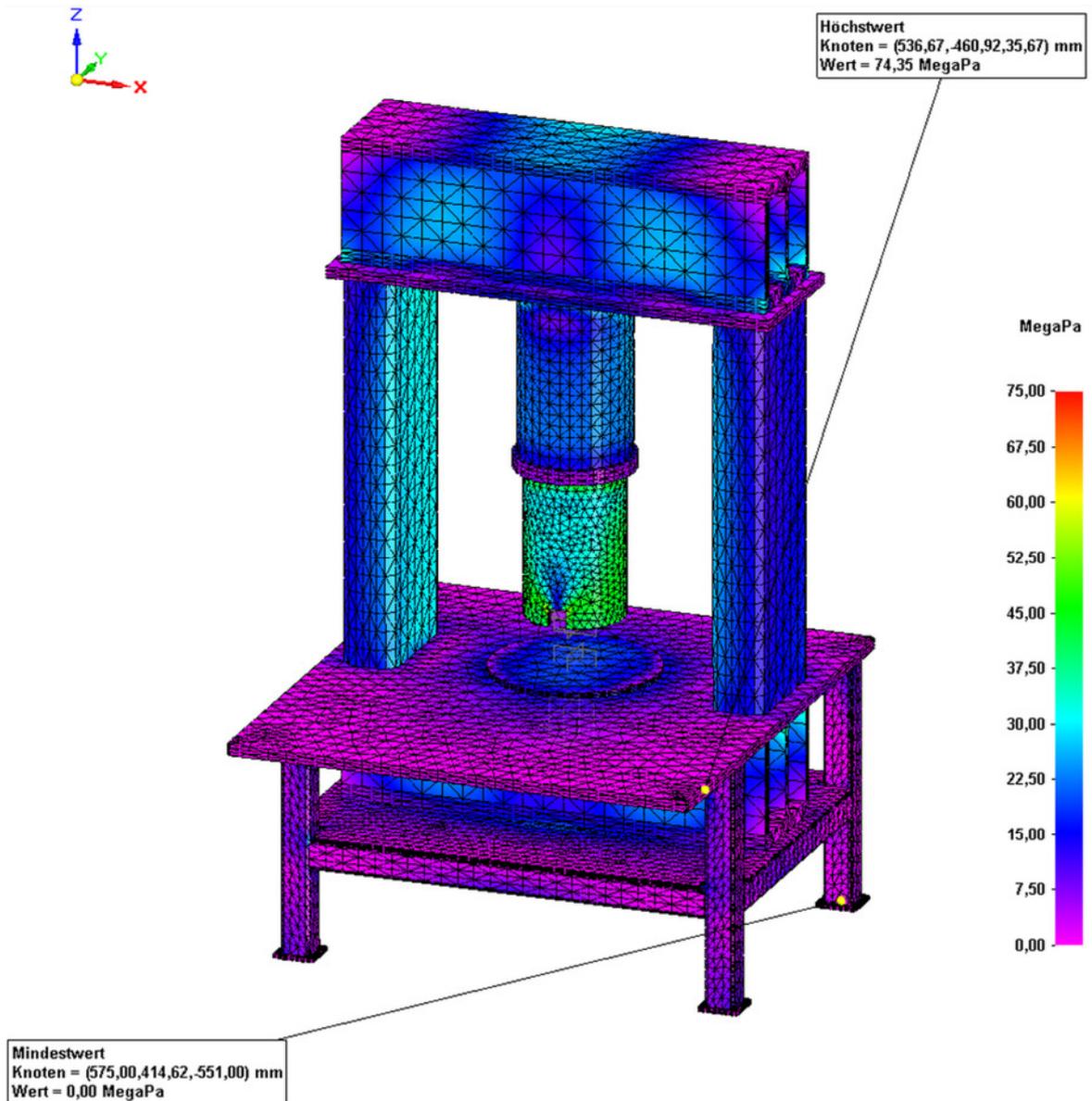


Abbildung 39 - FEM-Berechnung 2 (Eigene Darstellung)

Distanzstücke für Pressen-Typ	Belastung [kN]
35-780, 37-850, 39-1000, 45-1000	600

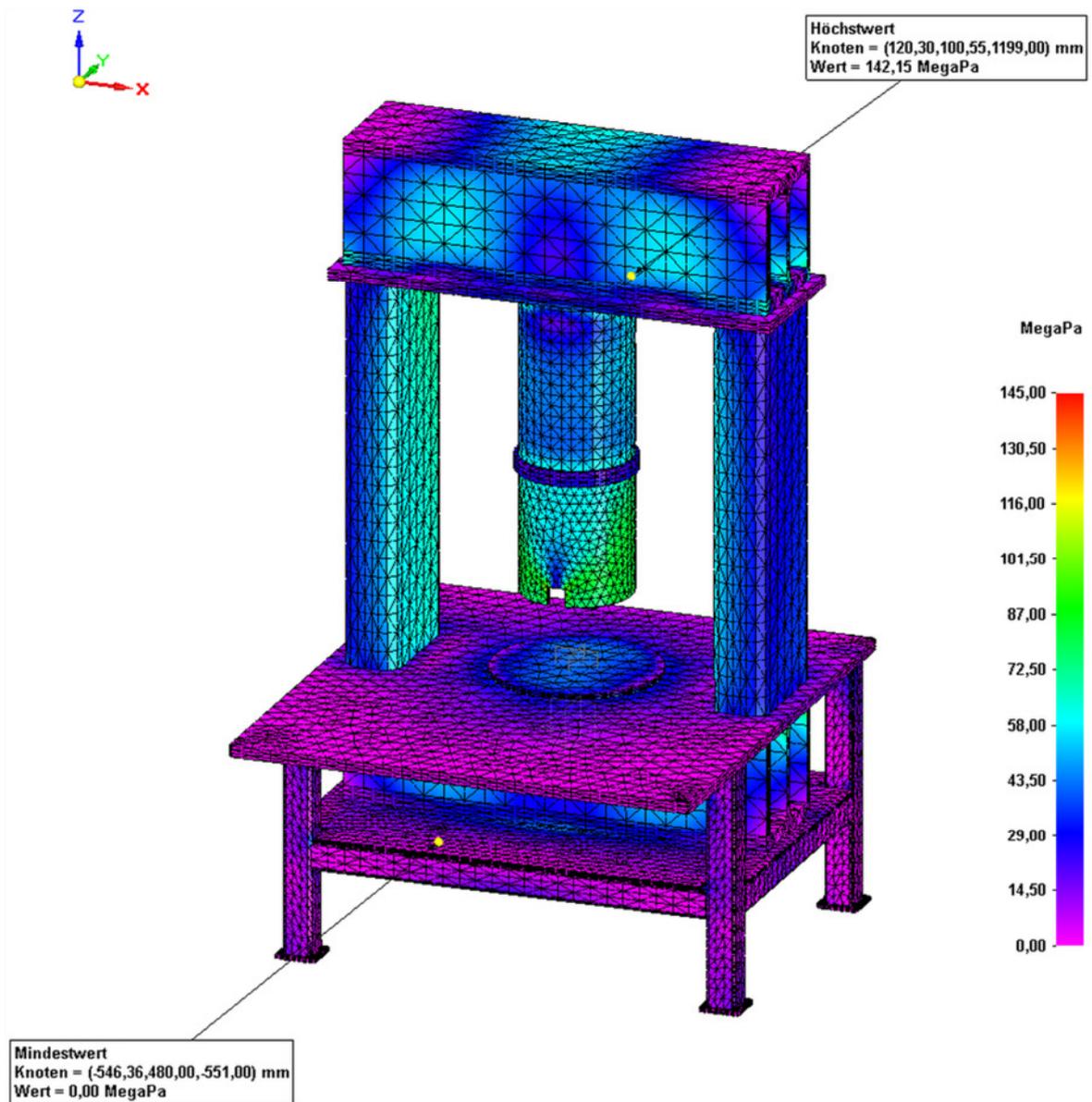


Abbildung 40 - FEM-Berechnung 3 (Eigene Darstellung)

Distanzstücke für Pressen-Typ	Belastung [kN]
38-780, 38-600	1300

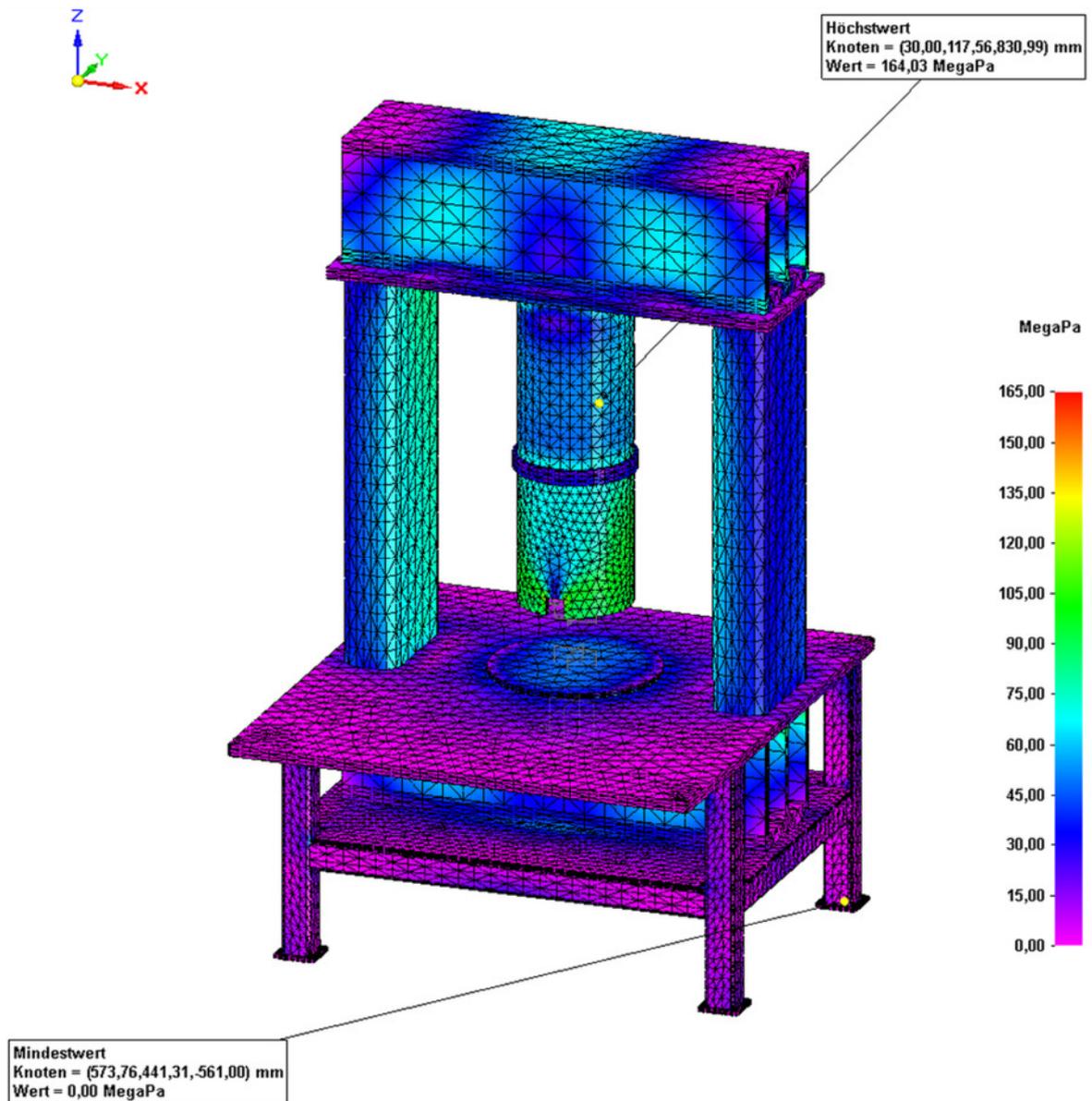


Abbildung 41 - FEM-Berechnung 4 (Eigene Darstellung)

Distanzstücke für Pressen-Typ	Belastung [kN]
39-1000, 45-1000	1500

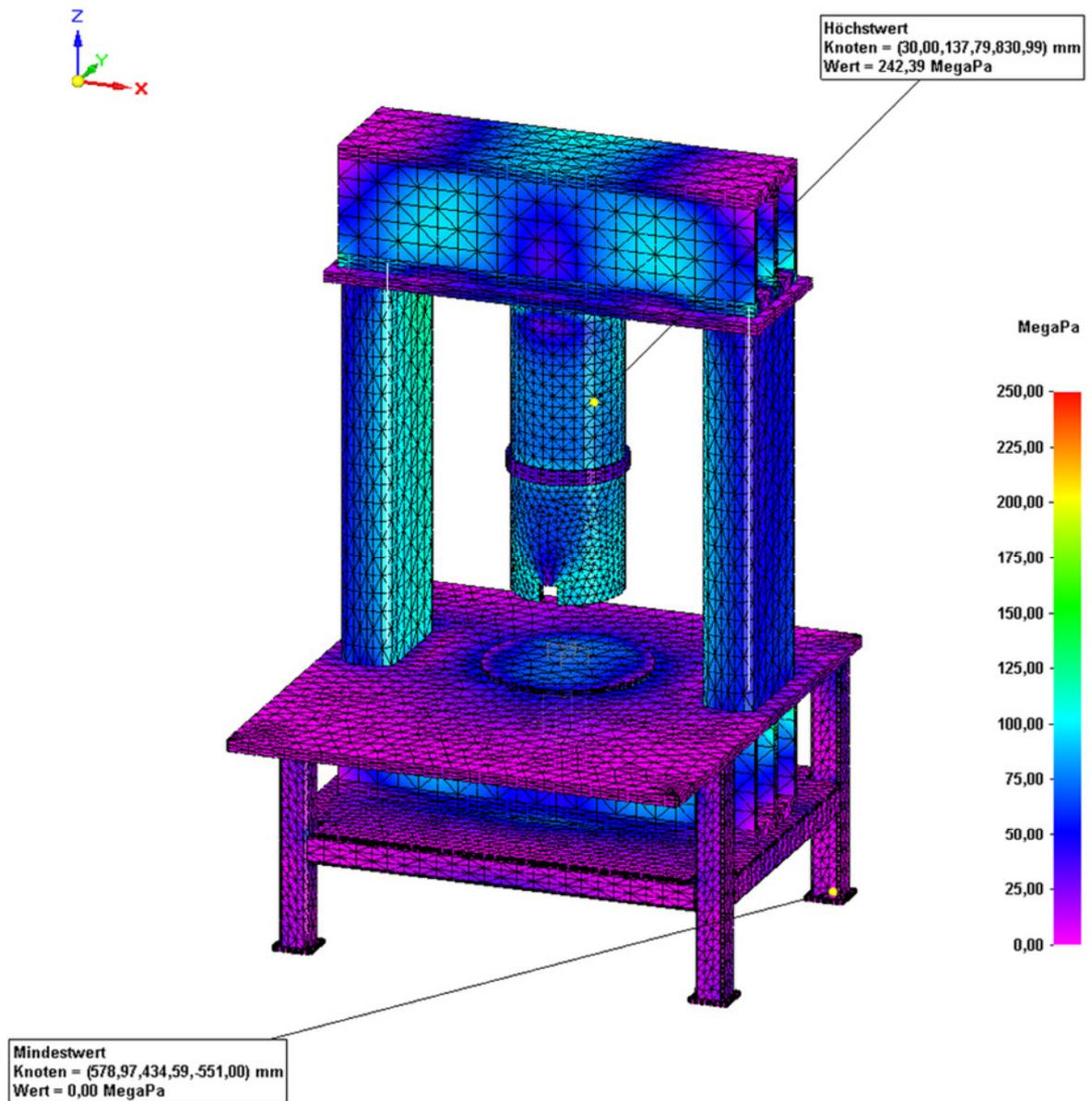


Abbildung 42 - FEM-Berechnung 5 (Eigene Darstellung)

Distanzstücke für Pressen-Typ	Belastung [kN]
45-1250, 60-1250, 60-1500	2200

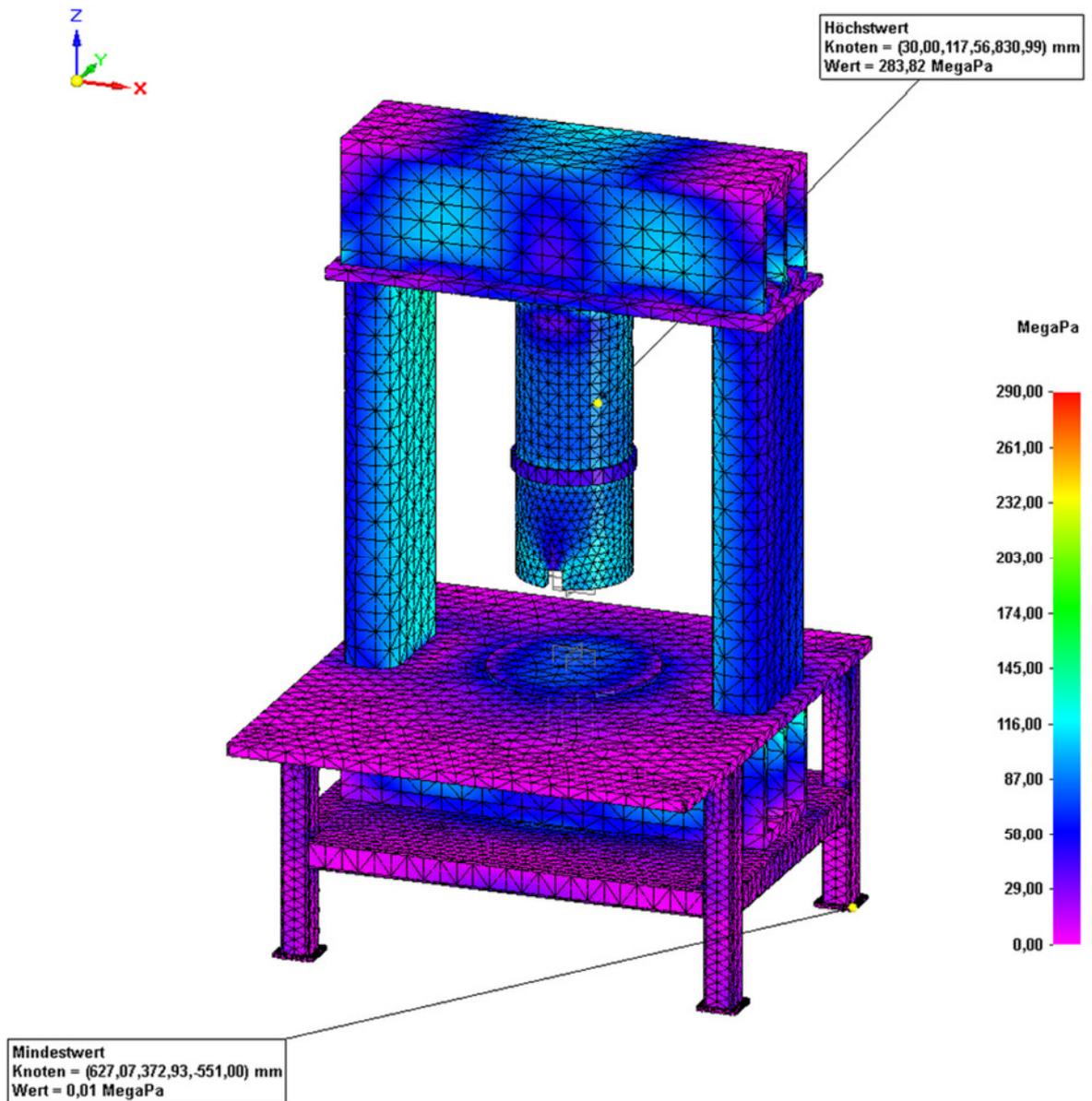


Abbildung 43 - FEM-Berechnung 6 (Eigene Darstellung)

Distanzstücke für Pressen-Typ	Belastung [kN]
60-1500	2500

