



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN

Institut für  
Fertigungstechnik und  
Photonische Technologien



# Diplomarbeit

## Entwicklung eines Spannsystems für dreidimensional geformte Bleche

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Master of Science unter der Leitung von

**Univ.-Prof. Dipl. Ing. Dr. Bleicher**

(Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien)

**Dipl. Ing. Dr. Stefan Gössinger**

(Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Mathias Neumüller**

1426744

Berggasse 30

4150 Rohrbach

Wien, im Juli 2019

---

Mathias, Neumüller

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

## **Diplomarbeit**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

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

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

Wien, im Juli 2019

---

Mathias, Neumüller

## Danksagung

Mein persönlicher Dank gilt Herrn Univ. Prof. Dr. Friedrich Bleicher, der es ermöglicht hat, diese Diplomarbeit am Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien zu verfassen.

Einen besonderen Dank möchte ich auch meinem Projektleiter Herrn Dipl. Ing. Dr. Stefan Gössinger aussprechen. Neben seinen beruflichen Kenntnissen imponiert mir seine Art, wie er mich bei meiner Arbeit begleitet hat und mich immer wieder für dieses Projekt motiviert hat.

Ein großer Dank gilt auch meinen Eltern Gabriele und Martin Neumüller, welche dieses Studium überhaupt möglich gemacht haben und mich in jeder ihnen möglichen Weise unterstützen.

## Kurzfassung

Die Böhler Bleche GmbH & Co KG stellt qualitativ hochwertige Bleche für die Automobil- und Werkzeugindustrie her. Diese Bleche werden dabei in einem Warmwalzprozess verformt. Durch diesen Prozess entstehen an der Oberfläche des Bleches Fehler, die sich auf die Qualität der Endprodukte negativ auswirken. Aus diesem Grund müssen diese Defektstellen nach dem Warmwalzen spanend entfernt werden. In Kooperation mit dem Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien der Technischen Universität Wien soll eine Anlage entwickelt werden, die in der Lage ist, diese Defektstellen mit möglichst hohem Automatisierungsgrad zu entfernen.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Teilbereiches der Wende- und Stapelvorrichtung, welche die Beladung der Anlage übernimmt. Außerdem soll die Aufnahmeeinheit der Stapelvorrichtung auch als Maschinenpalette verwendet werden. Das bedeutet, das Blech wird aufgenommen und samt Haltevorrichtung in die Bearbeitungsmaschine eingelegt. Konkret wird in dieser Arbeit auf die Entwicklung dieser Haltevorrichtung, genannt Halterahmen, eingegangen.

Eine große Herausforderung bei dieser Entwicklung ist die undefinierte Form des Bleches. Durch die Wärmeeinbringung beim Warmwalzen entstehen bei der Abkühlung der Bleche Spannungen im Inneren des Materials. Diese Eigenspannungen führen zu Deformationen des Bleches. Somit besitzt jedes Blech eine individuelle Form. Bei der Entwicklung des Halterahmens muss daher besonderes Augenmerk auf die Möglichkeit zur Anpassung an die individuelle Oberfläche des Bleches gelegt werden.

Da der Halterahmen auch als Maschinenpalette während der Bearbeitung genutzt werden soll, muss die Konstruktion in vertikaler und horizontaler Richtung eine ausreichende Steifigkeit besitzen, um Schwingungen und Vibrationen zu vermeiden.

In dieser Arbeit werden verschiedene Konzepte für die Realisierung des Halterahmens erarbeitet. Auch die Auswahl der technischen Komponenten ist Teil dieser Arbeit. Weiters wird ein Überblick über die am Markt verfügbaren Technologien zur Spannung von großen dünnwandigen Bauteilen, wie sie beispielsweise in der Luftfahrt eingesetzt werden, gegeben.

Die mechanische Konstruktion des Halterahmens wird von einer zeitgleich verfassten Bachelorarbeit bearbeitet.

## Abstract

Böhler Bleche GmbH & Co. KG manufactures high-quality sheets for the automotive and tool industry. In course of the manufacturing, the sheets are deformed in a hot rolling process. This process creates defects on the surface of the sheet that negatively affect the quality of the finished products. For this reason, these defects must be removed by machining after hot rolling.

In cooperation with the Institute for Manufacturing Technology and Photonic Technologies of the Vienna University of Technology, a system is to be developed which is able to remove the defects with the highest possible degree of automation. This work deals with the development of a part of the turning and stacking device, which takes over the loading of the plant. In addition, the receiving unit of the stacking device should also be used as a machine pallet. This means that the sheet is picked up and placed in the processing machine together with the holding device. A major challenge for this development is the undefined shape of the sheet metal. As a result of the heat exposure during hot rolling, tensions develop inside the material, as the sheets cool. These residual stresses lead to deformations of the sheet. Thus, each sheet has an individual shape. Therefore, special attention must be paid to the adaptability of the individual surface of the sheet in the development of the support frame.

Since the support frame is also to be used as a machine pallet during machining, the construction in the vertical and horizontal direction must have sufficient rigidity to avoid vibrations during machining. In this work, various concepts for the realization of the holding frame are developed. The selection of technical components also part of this work.

Furthermore, an overview of the technologies available on the market for the tension of large thin-walled components, such as those used in aviation, is given. The mechanical construction of the support frame is handled by a simultaneous bachelor thesis.

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	8
2	Ziel der Arbeit.....	10
3	Grundlagen und Stand der Technik .....	11
3.1	Positionieren und Bestimmen des Werkstückes .....	11
3.1.1	Allgemeines und Begriffsbestimmung.....	11
3.1.2	Konstruktive Gestaltung von Bestimmelementen .....	11
3.1.3	Stützelemente.....	13
3.2	Werkstückspanntechnik .....	14
3.2.1	Allgemeines .....	14
3.2.2	Einteilung der Spannmittel.....	16
3.2.3	Spannelemente.....	18
3.3	Grundlagen der Hydraulik .....	21
3.3.1	Allgemeines .....	21
3.3.2	Kommunizierende Gefäße.....	22
3.4	Grundlagen der Vakuumtechnik.....	23
3.4.1	Allgemeines .....	23
3.4.2	Vakuumherstellung.....	24
3.4.3	Praktische Auslegungsregeln .....	26
3.5	Universal-holding-fixture Systeme.....	29
3.5.1	Allgemeines .....	29
3.5.2	TORRESTOOL® von MTORRES.....	30
3.5.3	Kostyrka UHF-Element.....	32
3.5.4	Universal holding fixture von ONExia .....	33
3.5.5	3D Freiformflächenspanner von Schmalz.....	33
3.5.6	Anwendungsgebiete von universal-holding-fixture Systemen.....	34
4	Anforderungen und Randbedingungen .....	36
4.1	Anforderungen .....	36
4.2	Randbedingungen.....	38
5	Konzeptfindung Halterahmen.....	39
5.1	Allgemeines.....	39

5.2	Funktionsstruktur.....	40
5.2.1	Gesamtfunktion.....	40
5.2.2	Teilfunktionen .....	40
5.3	Wirkprinzip .....	41
5.3.1	Morphologischer Kasten .....	41
5.3.2	Konzeptbeschreibung.....	43
5.4	Konzeptbewertung .....	46
6	Aufbau und Funktionsweise Halterahmen.....	48
6.1	Konstruktion .....	48
6.1.1	Wendevorrichtung.....	48
6.1.2	Halterahmen .....	49
6.2	Hydrauliksystem.....	53
6.3	Pneumatiksystem .....	57
6.4	Elektrik Halterahmen.....	58
6.5	Funktionsweise .....	59
7	Komponentenauswahl und -auslegung .....	62
7.1	Allgemeines.....	62
7.2	Anordnung der Sauggreifer .....	62
7.2.1	Gerade Anordnung .....	62
7.2.2	Versetzte Anordnung .....	63
7.2.3	Anordnung mit verschiedenen Saugerabständen .....	64
7.2.4	Anordnungsauswahl .....	65
7.3	Auslegung der Sauggreifer.....	66
7.3.1	Allgemeines .....	66
7.3.2	Rechnerische Auslegung.....	66
7.3.3	Saugversuche mit Vakuumsaugteller .....	68
7.4	Zylinderauswahl .....	70
7.4.1	Getestete Zylinder .....	70
7.4.2	Axiale Steifigkeit .....	71
7.4.3	Radiale Steifigkeit.....	73
7.4.4	Einsinken der Kolbenstange bei anhaltender Belastung.....	76
7.4.5	Reibungswiderstand .....	77

---

7.4.6	Gegenüberstellung der verschiedenen Zylinder .....	79
7.5	Auswahl der Vakuumsaugdüsen .....	80
7.6	Auswahl der Ausgleichsgefäße .....	82
8	Steifigkeitsversuche Gesamtaufbau .....	83
8.1	Laterale Steifigkeit.....	83
8.2	Vertikale Steifigkeit.....	84
8.3	Zusammenfassung der Steifigkeitsmessungen .....	86
9	Zusammenfassung und Ausblick .....	87
10	Literaturverzeichnis .....	89
11	Abbildungsverzeichnis.....	91
12	Tabellenverzeichnis .....	94
13	Symbolverzeichnis .....	95
14	Anhang.....	96



# 1 Einleitung

Die Böhler Bleche GmbH & Co KG (Böhler) stellt Bleche und Blechzuschnitte für eine Vielzahl von Anwendungsbereichen her. Diese Anwendungen gehen von Rohmaterial für Kreissägeblätter und Fräser bis hin zu Materialien der Automobilindustrie. Als wesentliche Verfahrensschritte sind das Warmwalzen von angelieferten Gussblöcken und Brammen, eine anschließende Wärmebehandlung und die erforderliche Nachbearbeitung zu nennen. Diese Nachbearbeitung umfasst das Zuschneiden, Abkanten, Stanzen, Schleifen und Polieren [1].

Die Qualitätskontrolle nach dem Warmwalzprozess der Bleche besteht im Wesentlichen aus zwei Schritten. Der erste Schritt beinhaltet die Erkennung der Fehlstellen an den Werkstücken. Solche Fehlstellen können Risse oder andere Unregelmäßigkeiten an der Werkstückoberfläche sein. Im zweiten Qualitätssicherungsschritt müssen die Fehlstellen ausgeschliffen werden. Derzeit erfolgen diese Bearbeitungsschritte rein manuell. Das bedeutet, dass ein erfahrener Werker die Fehlstellen mit dem Auge erkennt und danach manuell mit einem Bandschleifer beseitigt. Diese Bearbeitung sowie auch die Manipulation der Bleche stellt eine erhebliche körperliche Belastung für die Mitarbeiter dar [1].

Durch den rein manuellen Arbeitsablauf ergeben sich Potentiale, die zur Verkürzung der Bearbeitungszeit sowie zur Entlastung der Mitarbeiter führen [1]. Ziel ist es, durch eine Kooperation zwischen der Böhler Bleche GmbH & Co KG und dem Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien, eine Anlage zur automatischen Bearbeitung dieser Bleche zu konstruieren und später zu bauen.

In Abbildung 1 ist ein Schema der geplanten Anlage in einer Kernkonfiguration sowie in einer erweiterten Konfiguration zu sehen. Die in Abbildung 1 gezeigte Anlage besteht aus neun Hauptbaugruppen, wobei in dieser Arbeit vorwiegend die Position 9 behandelt wird. Position 9 ist in Abbildung 1 als Palette bezeichnet und wird in weiterer Folge Halterahmen genannt. Diese beiden Baugruppen dienen als Beladeeinrichtung für die automatisierte Schleifanlage. In einer Vorstudie [1] wurden die Wendevorrichtung und der Halterahmen als Schlüsselkomponenten für die Realisierbarkeit dieser Anlage definiert.

Der Bearbeitungsablauf erfolgt in folgenden Schritten. Das unbearbeitete Blech wird mit einem Halterahmen vom Rohteilstapel entnommen und auf einem zweiten Halterahmen, der auf dem Maschinentisch liegt, abgelegt. Ein geschulter Werker markiert auf diesem Blech die Fehlstellen und der Halterahmen bewegt sich in die Schleifmaschine. Dort werden die angezeichneten Fehlstellen von einem optischen System erkannt und die Maschine bearbeitet gezielt diese Fehler. Sobald die Bearbeitung abgeschlossen ist, wird das Blech samt Halterahmen aus der Maschine gefahren. Die Wendevorrichtung nimmt das Blech zwischen den beiden Halterahmen

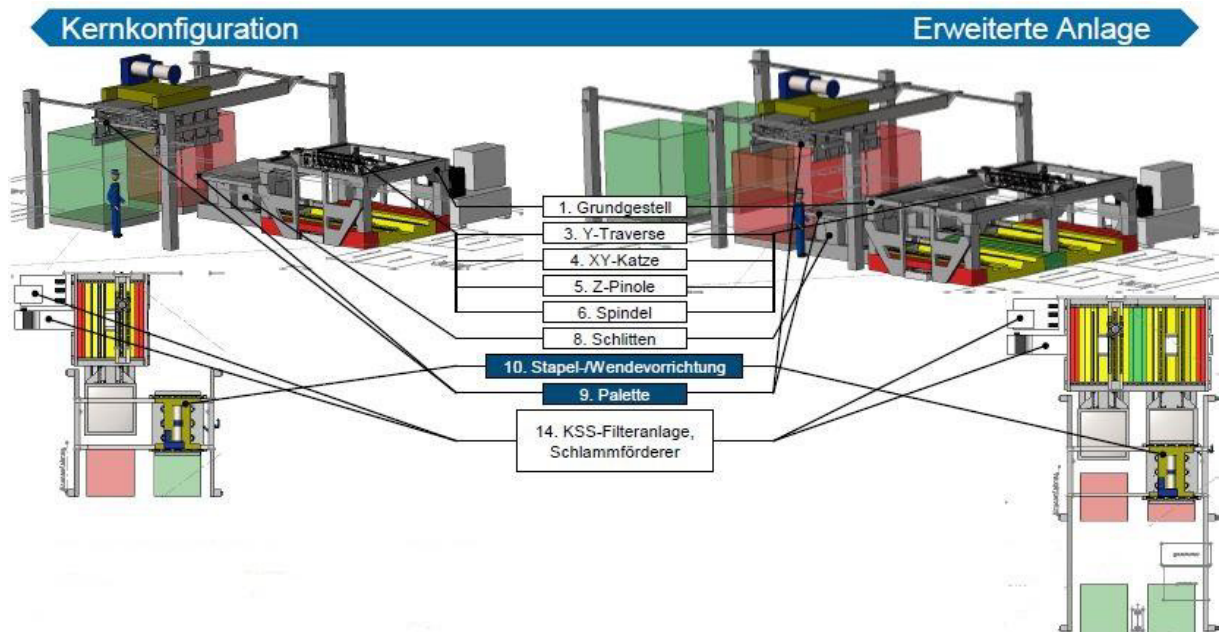


Abbildung 1: Blechschleifanlage in Kernkonfiguration sowie in erweiterter Konfiguration [1]

auf und wendet die Halterahmen und das dazwischenliegende Blech. Danach wird der zweite Halterahmen samt Blech in die Maschine gelegt und der Werker markiert auf der noch unbearbeiteten Seite die Defektstellen. Das Blech wird auf der zweiten Seite bearbeitet und danach von der Wendevorrichtung auf dem Fertigteilstapel abgelegt. Hierbei bleibt ein Halterahmen in der Maschine, da er beim nächsten Bearbeitungsvorgang als Maschinentisch dient.

## 2 Ziel der Arbeit

Eine wesentliche Herausforderung stellt generell die feste Spannung der Bleche, während der Manipulation sowie während des Schleifens, dar. Durch den Warmwalzprozess und dadurch entstehende innere Spannungen kommt es zum Verzug der Bleche beim Abkühlen. Weiters sind die Bleche während des Schleifprozesses nicht besäumt, was bedeutet, dass der Rand der Bleche nicht definiert ist. Von der Böhler Bleche GmbH & Co KG werden auch Bleche hergestellt, die keine ferromagnetischen Eigenschaften besitzen. Diese Erzeugnisse sollen ebenfalls von der automatischen Schleifanlage bearbeitet werden können [1].

Ziel dieses Projektes ist es, in Kooperation mit einer Bachelorarbeit, eine Spann- und Manipulationsvorrichtung, später Halterahmen und Wendevorrichtung genannt, für Bleche zu konzipieren und zu entwickeln. Dieses Spannsystem soll in der Lage sein, verzogene Bleche auf einer Seite aufzunehmen und während der Bearbeitung sicher zu halten. Der Halterahmen soll eine für die Schleifbearbeitung ausreichende Steifigkeit aufweisen.

In Tabelle 1 sind die ausgewählten Abmessungen der Bleche, die von der Böhler Bleche GmbH & Co KG hergestellt werden, aufgelistet.

	Länge in mm	Breite in mm	Dicke in mm	Masse in kg
minimal	780	750	2,5	14
durchschnittlich	1550	1268	14,5	224
maximal	5000	2080	31	1900

*Tabelle 1: Hergestellte Blechdimensionen der Böhler Bleche GmbH & Co KG [1]*

In der Vorstudie wurde festgelegt, dass sich die Konzeption der Anlage auf Bleche mit den maximalen Außenabmessungen von 2 x 2 Meter und einer maximalen Dicke von 31 Millimeter beschränken soll [1].

## 3 Grundlagen und Stand der Technik

### 3.1 Positionieren und Bestimmen des Werkstückes

#### 3.1.1 Allgemeines und Begriffsbestimmung

Zur maschinellen Bearbeitung von Werkstücken müssen diese in eine arbeitsgerechte und definierte Lage zum Werkzeug gebracht werden. Diese Lage ist während der gesamten Bearbeitungszeit sicher zu halten und die nötige Genauigkeit muss erreicht werden. Günstiger Weise kann dieses Ziel durch den Einsatz von Vorrichtungen zum Bestimmen und Festhalten der Werkstücke erreicht werden. Die definierte und reproduzierbare Lagefixierung von Werkstücken in Vorrichtungen wird als Bestimmen bezeichnet. Dabei muss eine erforderliche Genauigkeit erreicht werden. Durch das Bestimmen wird gleichzeitig ein Positioniervorgang zwischen Werkstück und Vorrichtung realisiert [2].

Ein Werkstück hat im Raum sechs Freiheitsgrade. Die Lage eines Werkstückes im Raum ist also dann vollständig bestimmt, wenn alle sechs Freiheitsgrade gesperrt sind [2]. Beim Bestimmen kann zwischen dem Bestimmen von prismatischen Werkstücken und dem Bestimmen von zylindrischen Werkstücken unterschieden werden.

#### 3.1.2 Konstruktive Gestaltung von Bestimmelementen

Grundsätzlich kann zwischen dem Bestimmen von unbearbeiteten und bearbeiteten Werkstücken unterschieden werden. Bei unbearbeiteten Bauteilen sollen die Bestimmflächen möglichst als Punktauflagen ausgeführt werden, sofern die, durch die Spannkkräfte erzeugten, Spanmarken akzeptiert werden können. Durch Punktauflagen können zwar geometrische Anforderungen in idealer Art und Weise erfüllt werden, jedoch kommt es schon bei geringen Bauteilmassen, Spannkkräften und Bearbeitungskräften zu großen Hertz'schen Pressungen zwischen Bauteil und Bestimmelement, die unweigerlich zu Verformungen am Werkstück führen. Diese Abdrücke werden Spanmarken genannt und werden bei Rohteilen, Halbzeugen, Guss- oder Schmiedeteilen oft akzeptiert. Bei bearbeiteten Funktionsflächen sind diese Spanmarken jedoch unbedingt zu vermeiden. Es müssen also Flächenauflagen anstatt von Punktauflagen verwendet werden.

Für bearbeitete Bestimmflächen sind die Auflageflächen so klein wie möglich, aber so groß wie nötig auszubilden. Die Größe der Auflagefläche wird durch die nachfolgenden Formeln berechnet [2]. Die vorhandene Druckspannung

$$\sigma_{Dvorh} = \frac{F_N}{A} \quad (1)$$

ergibt sich durch die wirkende Normalkraft  $F_N$  und die Bestimmfläche  $A$  [2]. Bei kreisförmigen Bestimmflächen ergibt sich der Minstdurchmesser des Bestimmelementes nach

$$d_B = \sqrt{\frac{4 * F_N}{\sigma_{Dzul} * \pi}}, \quad (2)$$

wobei  $\sigma_{Dzul}$  die zulässige Druckfestigkeit des Werkstückwerkstoffes darstellt [2]. Die konstruktive Gestaltung der Bestimmflächen wird durch die Steifigkeit und den Bearbeitungszustand des Werkstückes, sowie durch den Kraftangriffspunkt von Bearbeitungs- und Spannkraften bestimmt. Eine Zusammenstellung der konstruktiven Erfordernisse ist in Abbildung 2 und 3 dargestellt.

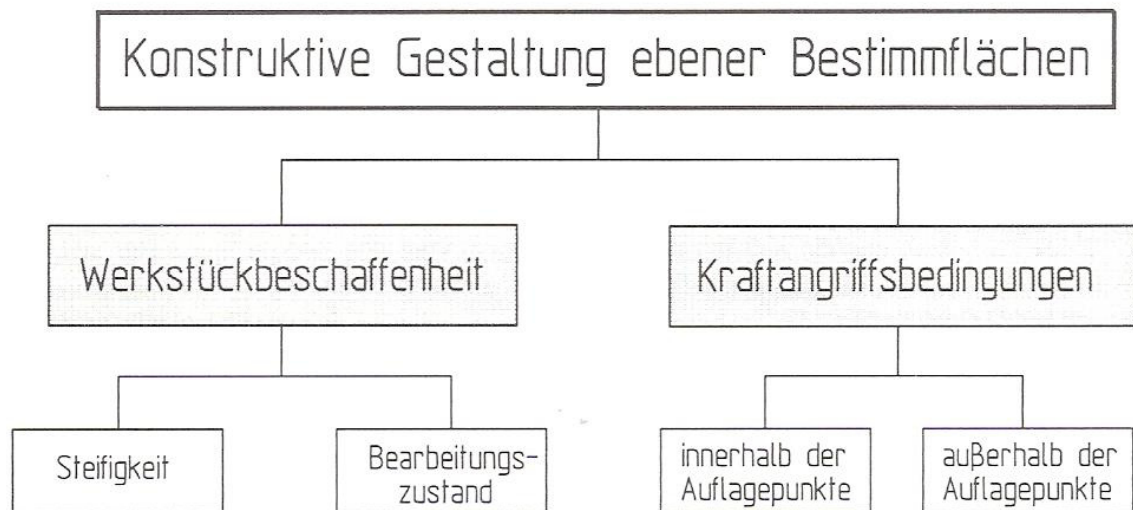


Abbildung 2: Abhängigkeiten bei der konstruktiven Gestaltung von Bestimmflächen [2]

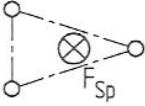
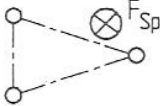
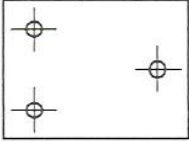
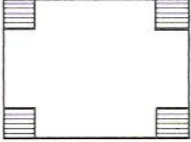
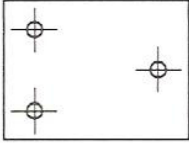
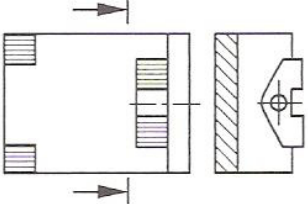
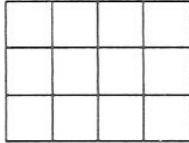
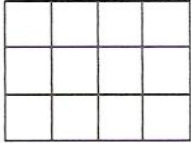
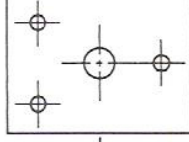
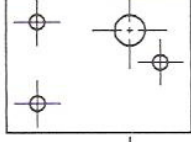
Steifigkeit	Bearbeitungs- zustand		
steif	bearbeitet	 <p>möglichst Drei-Punkt-Auflage</p>	
	nicht bearbeitet	 <p>unbedingt Drei-Punkt-Auflage</p>	
wenig steif	bearbeitet	 <p>volle Auflage</p>	
	nicht bearbeitet	 <p>mit Stützbolzen</p>	

Abbildung 3: Ausführungen von Bestimmflächen [2]

### 3.1.3 Stützelemente

Bei Bauteilen mit geringer Steifigkeit kann es notwendig sein, Stützelemente vorzusehen. Beim Stützen wird dem Werkstück eine zusätzliche Kontaktfläche zugewiesen, durch die das Spannen, Bestimmen oder Bearbeiten erst möglich ist. Stützelemente erhöhen die Steifigkeit des Bauteiles oder ermöglichen eine stabile Gleichgewichtslage des Bauteiles. Stützen können, wie in Abbildung 4 dargestellt, in unterschiedliche Kategorien eingeteilt werden [2].

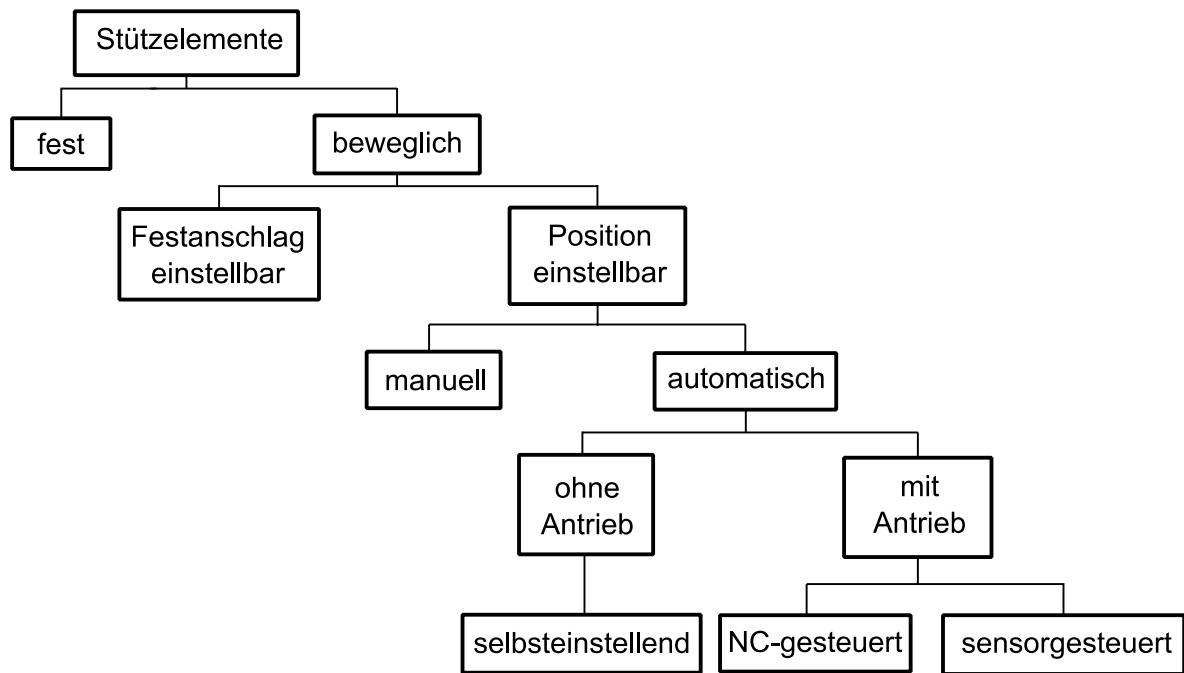


Abbildung 4: Stützelementausführung [2]

## 3.2 Werkstückspanntechnik

### 3.2.1 Allgemeines

Beim Fertigungsprozess treten verschiedenste Belastungen auf. Diese Belastungen können stoßartig, wie zum Beispiel beim Fräsen oder Drehen mit unterbrochenem Schnitt, auftreten. Die angesprochenen Stoßbelastungen sind vorhersehbar. Trotzdem kommt es bei jedem Werkstück zu unterschiedlichen Schnittbedingungen und somit Schnittkräften. Dies ergibt sich aus Chargenabweichungen des Werkstoffes, Verschleiß der Werkzeuge oder aus ungleichmäßigen Aufmaßen, wie sie bei Gieß- oder Schmiedeprodukten auftreten können. Weiters kann es bei einem Werkzeugbruch zu unvorhersehbaren Kräften kommen. Die Aufgabe des Spannens ist es, das Werkstück unter all diesen Umständen sicher festzuhalten [2]. Die für die Werkstückspannung erforderlichen Kräfte werden aus den Bearbeitungskräften, die durch Berechnung oder Messung gewonnen werden, unter Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren ermittelt [3].

Die Genauigkeit der Bearbeitung hängt davon ab, ob das Bauteil wiederholt genau in die Vorrichtung eingelegt werden kann. Des Weiteren dürfen die Wechselwirkungen zwischen Spannkraft, Werkstück und Vorrichtung nicht vernachlässigt werden. Hohe Spannkraften können zu Verformungen des Bauteiles führen, was einer Lageabweichung von der Soll-Lage entspricht. Aus diesen Abweichungen resultieren oft Fertigungsfehler. Ebenso kann es bei hohen Spannkraften und hohen

Werkstücksteifigkeiten zur Verformung der Vorrichtung kommen, was ebenfalls zu einer Lageabweichung und somit zu Fertigungsfehlern führt. In Abbildung 5 werden die Auswirkungen von zu geringer Vorrichtungssteifigkeit sichtbar gemacht [3].

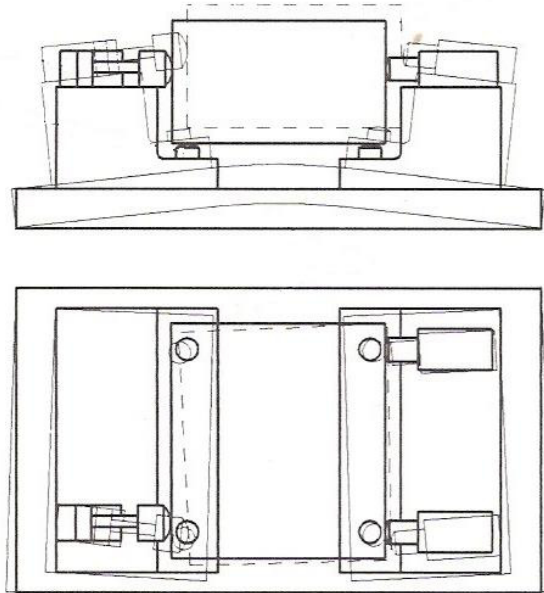


Abbildung 5: Werkstückverlagerung durch Spannkraft [3]

Die wesentlichen Aufgaben und Forderungen an Werkstückspannsysteme können wie folgt zusammengefasst werden [3], [4], [2]:

- genaue Bestimmung der Werkstücklage in der Vorrichtung
- Übertragung von Bearbeitungskräften und Massenkräften
- möglichst schneller Werkstückwechsel
- universelle Anwendbarkeit
- möglichst automatischer Spannvorgang
- Gewährleistung von hoher Spannsicherheit
- möglichst guter Abfluss von Kühlschmierstoff und Spänen
- Versorgungsleitungen sollen geschützt und verdeckt geführt sein
- mehrere Werkstückseiten sollen zur Bearbeitung zugänglich sein (Komplettbearbeitung)
- Werkstückverspannungen sollen vermieden werden
- durch den Einsatz von Stützen kann die statische Steifigkeit erhöht werden
- Spanmarken sind zu vermeiden



### 3.2.2 Einteilung der Spannmittel

Grundsätzlich gibt es zwei Spannprinzipien. Entweder die Spannkraft wird durch Normalkraft oder durch Reibkraft erzeugt. Bei Spannkrafterzeugung mit Normalkraft wirkt diese normal auf die Werkstückoberfläche. Bei der Spannung mit Normalkraft handelt es sich um ein formschlüssiges Spannprinzip. Beim Spannen mit Reibkraft wirkt die Kraft normal auf die Spannkraft und der möglichen Bewegungsrichtung entgegen. Hierbei handelt es sich um ein kraftschlüssiges Spannprinzip. Bei der Reibkraftspannung ist zusätzlich der Reibwert zwischen Spannmittel und Werkstück entscheidend. Um die gleichen Spannkräfte wie beim Spannen mit Normalkraft zu erreichen, müssen wesentlich höhere Normalkräfte auf das Werkstück ausgeübt werden. Dies ist vor allem bei hohlwandigen Bauteilen oder Werkstücken mit geringer statischer Steifigkeit problematisch [2]. Zur Verdeutlichung der unterschiedlichen Spannprinzipien sind in Abbildung 6 verschiedenen Situationen für Spannen mit Normalkraft und Spannen mit Reibkraft am Beispiel der mechanischen Spannmittel dargestellt.

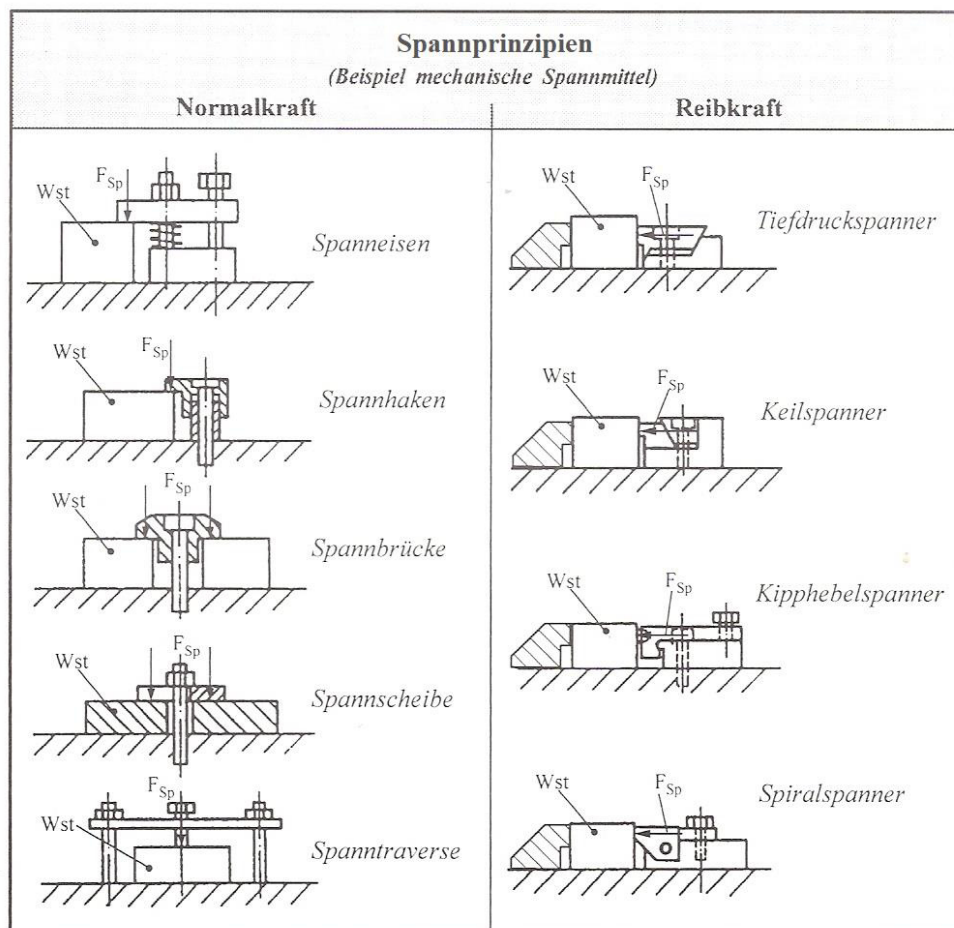


Abbildung 6: Verschiedene Spannprinzipien [2]

Weiters können Spannmittel in starre und elastische Spannmittel unterschieden werden. Der wesentliche Unterschied zwischen starren und elastischen Spannmitteln besteht darin, dass elastische Spannmittel spannwegenabhängig sind. Das bedeutet,



Bei elastischen Spannmitteln erfolgt im Allgemeinen die Kraftübertragung über Druckübertragungsmedien, elektrischen Strom oder Federn. In Abbildung 8 ist eine Gliederung der elastischen Spanneinrichtungen zu sehen. Zu ihnen zählen Spanner mit plastischen Medien, hydraulische Spanner, pneumatische Spanneinrichtungen, Elektrospanner und Magnetspannplatten [5]. Als größter Vorteil dieser Technik ist die Unempfindlichkeit gegenüber Abweichungen des Spannmaßes zu nennen. Das bedeutet, dass sich die Spannkraft auch bei Änderungen des Spannmaßes, wie sie oft bei Guss- und Schmiedestücken vorkommt, nicht ändert und konstant bleibt. Weiters ist es relativ einfach möglich, die Spannkraft einzustellen beziehungsweise zu begrenzen, um eventuell auftretende Spannmarken zu vermeiden. Durch die Verwendung von Druckübertragungsmedien ist es einfach möglich große Kräfte aufzubringen. Dem gegenüber steht ein erheblicher Mehraufwand und somit sind höhere Kosten ein Nachteil dieser Technik.

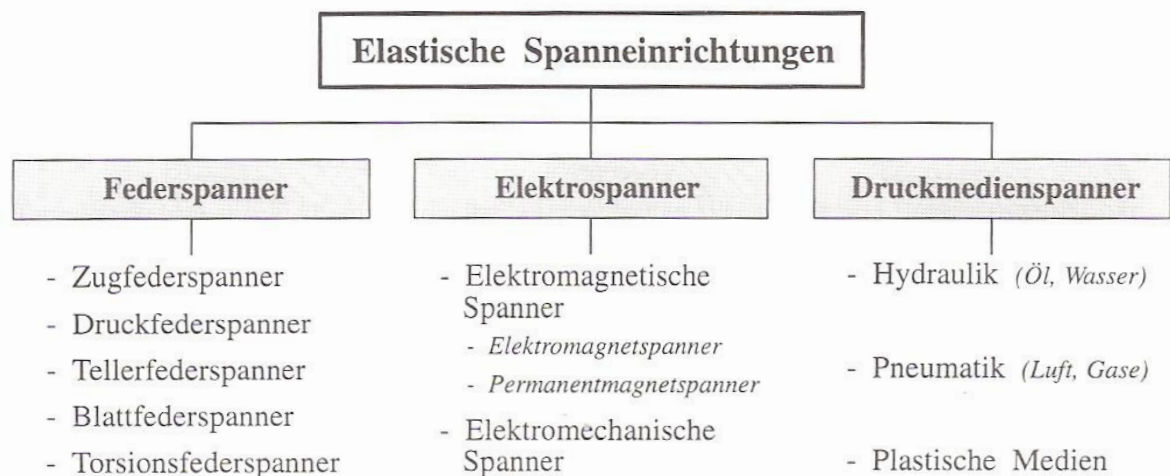


Abbildung 8: Einteilung der elastischen Spannmittel [2]

### 3.2.3 Spannelemente

Im folgenden Kapitel werden einzelne Ausführungsbeispiele von Spannelementen zur Spannung von plattenförmigen Werkstücken gezeigt.

#### 3.2.3.1 Magnetspanntechnik

Durch Magnetspannplatten können magnetische Werkstoffe aufgespannt werden. Diese Aufspanntechnik ermöglicht die 5-Seitenbearbeitung, da keine störenden Spannvorrichtungen benötigt werden. Spannen mittels Magneten erfolgt häufig in der Schleifbearbeitung. Prinzipiell ist bei der Magnetspanntechnik zwischen der Spannung mit Elektromagneten oder Permanentmagneten zu unterscheiden [4].

Spannplatten mit Permanentspanntechnik verfügen über mechanisch verschieb- oder drehbare Dauermagnete. Diese können in eine Stellung gebracht werden, dass die

Magnetlinien aus der Spannplatte austreten und somit das Werkstücks spannen. In einer anderen Position der Magnetschieber schließen sich die Feldlinien magnetisch kurz. Die Feldlinien treten nicht aus der Spannplatte heraus und das Werkstück wird losgelassen. Um diesen Effekt zu erreichen, ist es notwendig, die Spannplatte in Sandwichbauweise mit Stahl- und Messinglamellen zu bauen [4]. Abbildung 9 zeigt eine Vorrichtung zur Spannung von Rohren mit Dauermagnettechnik.

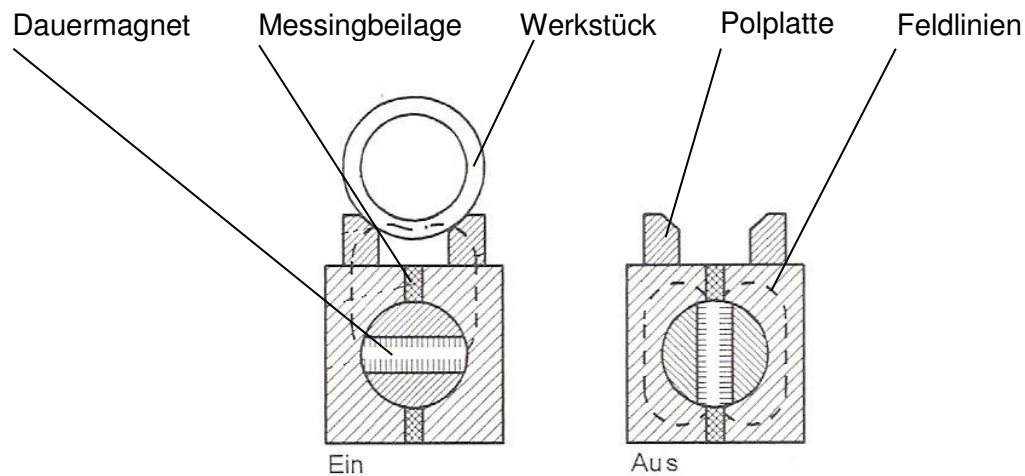


Abbildung 9: Permanentmagnetspannsystem [3]

In Elektromagnetspannplatten entsteht nur ein Magnetfeld, wenn durch die Spulen Gleich- oder Wechselstrom fließt [4]. Diese Spannplatten besitzen auch einen speziellen Schalter, der die Stromrichtung kurz vor dem Abschalten umkehrt, um das Abheben der Werkstücke zu erleichtern und die Haftung der Späne auf dem Werkstück sowie auf der Vorrichtung zu verringern [2].

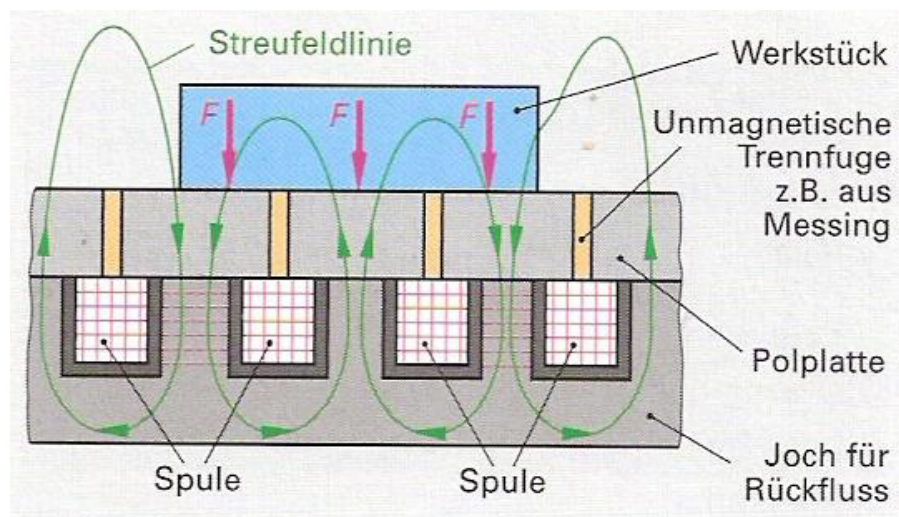


Abbildung 10: Elektromagnetspanner [4]

### 3.2.3.2 Gefrierspanntechnik

Mit der Gefrierspanntechnik können verschiedenste Werkstoffe wie Glas, Kunststoff oder Gummi auch mit unebenen Oberflächen gespannt werden. Zwischen Spannplatte und Bauteil wird ein kapillarer Wasserfilm erzeugt und gefroren. Dieser gefrorene Wasserfilm spannt das Bauteil auf die Spannplatte. Die Erzeugung der Kälte erfolgt elektrisch über Peltierelemente, strömungstechnisch durch Druckluft oder mittels einem Kompressorkälteaggregat. In Abbildung 11 wird die Fräsbearbeitung eines Kunststoffteiles gezeigt, welches mittels Gefrierspanntechnik aufgespannt wurde [4].

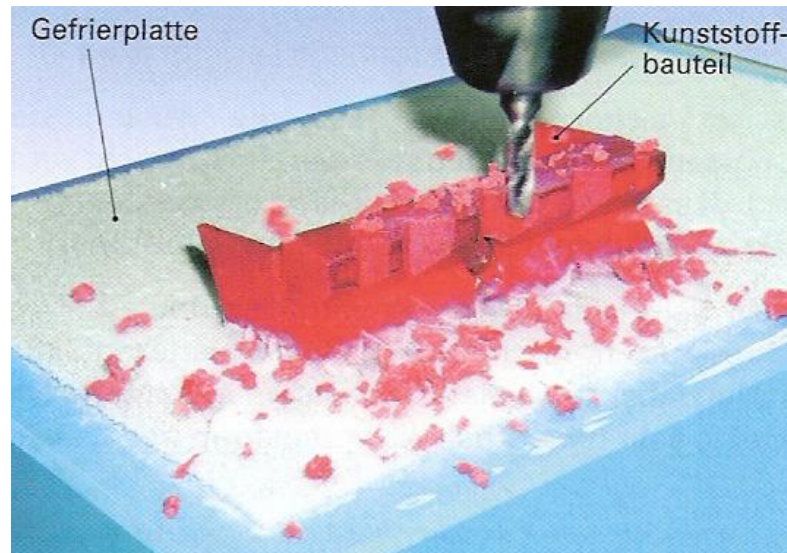


Abbildung 11: Werkstückspannung mittels Gefrierspanntechnik [4]

### 3.2.3.3 Vakuumspanntechnik

Ebenso wie bei der Magnet- und Gefrierspanntechnik ist beim Spannen mit Vakuum eine 5-Seitenbearbeitung möglich, da keine Bauteile des Spannsystems in den Kollisionsraum der Bearbeitung ragen. Vakuumspanner ermöglichen das Spannen von kleinen, großen, festen und flexiblen Werkstücken. Einer der größten Vorteile dieser Technik ist jedoch, dass Werkstücke gespannt werden können, die nicht magnetisch sind. In der Industrie wird dieses Verfahren für viele verschiedenen Bearbeitungsformen wie Fräsen, Bohren, Drehen und Schleifen eingesetzt. In der Praxis kommt es oft vor, dass das Werkstück kleinere Abmessungen hat als die Spannfläche. Späne und Flüssigkeiten des Bearbeitungsprozesses können in das Vakuumsystem gelangen. Aus diesem Grund muss die Größe der Saugfläche oder die Anzahl der Sauger, entsprechend der Werkstückgröße, angepasst werden. Alternativ können die angesaugten Flüssigkeiten und Späne in Flüssigkeits- und Feststoffabscheidern abgetrennt werden [4]. Als Komponenten von Vakuumspanneinrichtungen kommen Vakuumerzeuger, Spannvorrichtung, Dichtelemente, falls es sich um Rasterspannplatten handelt, und Bedienungselemente zum Einsatz [2]. Übliche Arten von Spannplatten sind Schlitzvakuumplatten, Rasterspannplatten, Lochvakuumplatten, Lochvakuumplatten mit poröser Zwischenplatte aus Keramik und Spannplatten mit Saugnäpfen. In Abbildung 12 und

13 sind diese Arten anschaulich gezeigt. Bei Schlitzvakuumpplatten wird die nicht belegte Spannfläche durch eine zugeschnittene Gummiplatte abgedeckt. Bei Rasterspannplatten erfolgt die Abgrenzung der Saugfläche durch runde Schnüre aus Gummi, die in die Nuten eingelegt werden. Nicht belegte Saugnäpfe werden durch Ventile abgeschaltet.

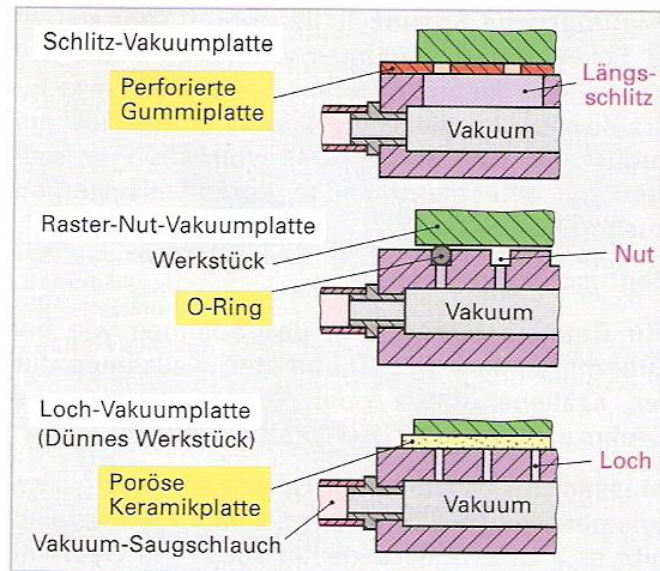


Abbildung 13: Verschiedene Ausführungen von Vakuumpannplatten [4]

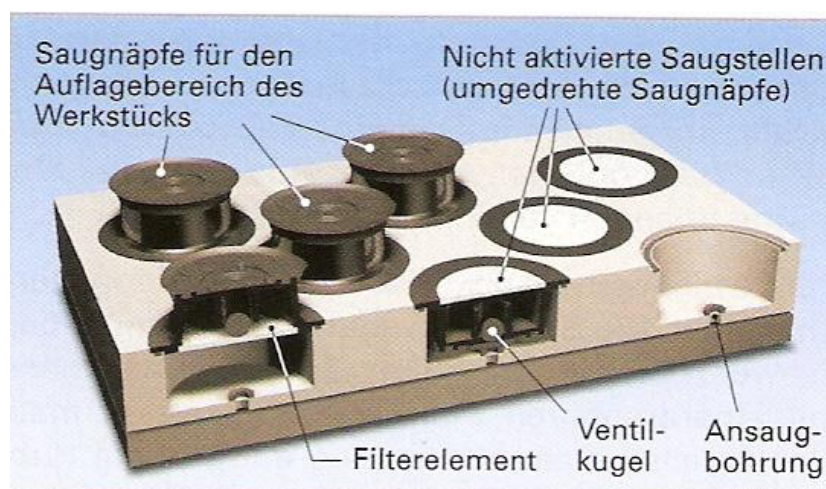


Abbildung 12: Vakuumpannplatte mit Saugnapfen [4]

### 3.3 Grundlagen der Hydraulik

#### 3.3.1 Allgemeines

Bei hydrostatischen Problemstellungen sind ruhende Fluide Voraussetzung. Schon bei der kleinsten Krafteinwirkung verformt sich das Fluid. Aus diesem Grund müssen in der Hydrostatik an jedem Punkt des Raumes die Kräfte exakt im Gleichgewicht sein. Außerdem können von einem ruhenden Fluid keine Schubspannungen aufgenommen

werden, da in Newtonschen Fluiden die Schubspannungen proportional den Geschwindigkeitsgradienten sind. Kräfte können somit nur durch Normalspannungen, dem Druck, erzeugt werden [6].

Können in einem Fluid die Gewichtskräfte vernachlässigt werden, so setzt sich der Druck nach allen Seiten gleichmäßig fort [6]. Allgemein können die Gewichtskräfte jedoch nicht vernachlässigt werden und die Gleichgewichtsbedingung ergibt sich zu

$$\nabla p + \rho g \mathbf{e}_z = 0. \quad (3)$$

Der Nabla-Operator  $\nabla$  kann durch

$$\nabla = \begin{pmatrix} \partial/\partial x \\ \partial/\partial y \\ \partial/\partial z \end{pmatrix} \quad (4)$$

beschrieben werden [6].

### 3.3.2 Kommunizierende Gefäße

Als kommunizierende Gefäße verstehen sich zwei miteinander verbundene vertikale Röhren, die mit der gleichen Flüssigkeit gefüllt sind. In der linken Röhre soll der Flüssigkeitsstand  $z_2$  und in der rechten Röhre  $z_1$  betragen. Der Druck in der Röhre hängt nur von der Höhe ab und berechnet sich durch

$$p = p_0 - \rho g(z_2 - z_1). \quad (5)$$

$p_0$  stellt den Umgebungsdruck dar. Sind beide Röhren offen und der Druck an beiden Grenzflächen ist gleich, so stellen sich die Flüssigkeitsstände auf das gleiche Niveau ein [6].

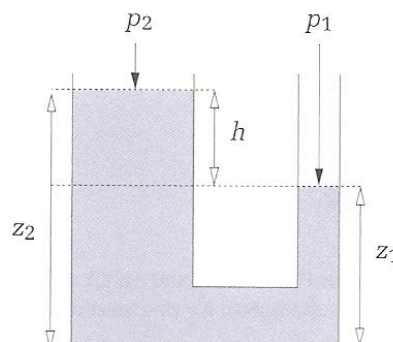


Abbildung 14: Kommunizierende Gefäße [6]

Eine hydraulische Presse funktioniert nach einem ähnlichen Prinzip. Sie besteht grundsätzlich aus zwei Zylindern mit verschiedenem Durchmesser, welche mit einem Kolben verschlossen sind. Diese Zylinder sind miteinander verbunden und bilden somit

ein System aus kommunizierenden Gefäßen. Die beiden Drücke  $p_1$  und  $p_2$ , die direkt unter den Kolben herrschen, hängen über

$$p_1 = p_2 + \rho gh \quad (6)$$

zusammen. Die Größe  $h$  stellt dabei die Höhendifferenz der beiden Flüssigkeitsstände laut Abbildung 15 dar.

Nach der Substitution der Drücke durch die Kräfte  $F_1$  und  $F_2$  folgt der Zusammenhang.

$$F_1 = \frac{A_1}{A_2} F_2 + \rho gh A_1. \quad (7)$$

Meist ist jedoch der Ausdruck  $\rho gh A_1 \ll F_1$  und somit vernachlässigbar. Aus diesem Zusammenhang wird klar, dass eine hydraulische Presse die Erzeugung einer großen Kraft  $F_1$  mit relativ geringer Kraft  $F_2$  ermöglicht. Voraussetzung dafür ist jedoch eine ausreichende Differenz der beiden Flächen  $A_1$  und  $A_2$ . In Abbildung 15 wird ein Schema einer hydraulischen Presse gezeigt [6].

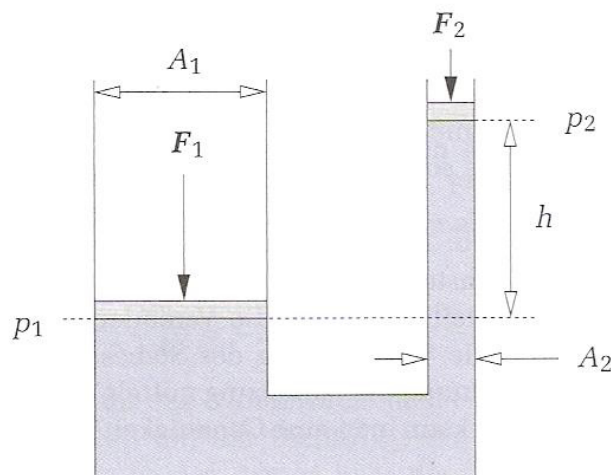


Abbildung 15: Hydraulische Presse [6]

## 3.4 Grundlagen der Vakuumtechnik

### 3.4.1 Allgemeines

Als Druck wird in der Vakuumtechnik im Normalfall der absolute Druck verstanden. Der absolute Druck bezieht sich auf ideales Vakuum. Üblicherweise wird als Vakuum ein verdünntes Gas verstanden, dessen Druck unter dem Druck der umgebenden Atmosphäre liegt [7].

Bei Vakuumanwendungen, bei denen die Differenz zwischen Unterdruck und Atmosphärendruck ausschlaggebend ist, wird oft die Größe relatives Vakuum angegeben. Diese Größe kommt zum Beispiel bei Vakuumhebevorrichtungen häufig



zur Verwendung. Ist der Druck in der Vakuumkammer gleich dem Atmosphärendruck, so hat man null Prozent relatives Vakuum. Bei idealem Vakuum in der Vakuumkammer spricht man von 100 Prozent relativem Vakuum [7]. Die Umrechnung zwischen absolutem Vakuum  $p$  und relativen Vakuum erfolgt nach

$$\text{relatives Vakuum} = \frac{p_n - p}{p_n} * 100\% . \quad (8)$$

Der in ISO 3529/1 definierte Normdruck wird mit

$$p_n = 101.325 Pa \quad (9)$$

bezeichnet [7].

## 3.4.2 Vakuumherstellung

### 3.4.2.1 Vakuumejektoren

Vakuumejektoren sind relativ einfach aufgebaut und arbeiten nach dem Prinzip des Venturi-Rohrs [8]. Ein Venturi-Rohr ist ein Rohr mit einer Verengung laut Abbildung 16. Bei inkompressiblen Medien gilt, dass der Volumenstrom an der verengten Stelle gleich dem Volumenstrom an einer nicht verengten Stelle sein muss. Durch die Bernoulli'sche Beziehung

$$\frac{u_0^2}{2} + \frac{p_0}{\rho} = \frac{u_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} \quad (10)$$

kann der Druck des Fluids in der Verengung berechnet werden.  $u_0$  und  $u_1$  stellen dabei die Strömungsgeschwindigkeiten an der jeweiligen Stelle dar. Bei einer adiabaten Strömung eines kompressiblen Mediums ergibt sich die Bernoulli'sche Beziehung nach [9] zu

$$\left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \frac{p_0}{\rho_0} + \frac{v_0^2}{2} \quad (11)$$

mit der Kontinuitätsgleichung

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_0 v_0 A_0 \quad (12)$$

und

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} . \quad (13)$$

Ein Schema eines Venturi-Rohrs mit einer zentralen Stromlinie ist in Abbildung 16 zu sehen.

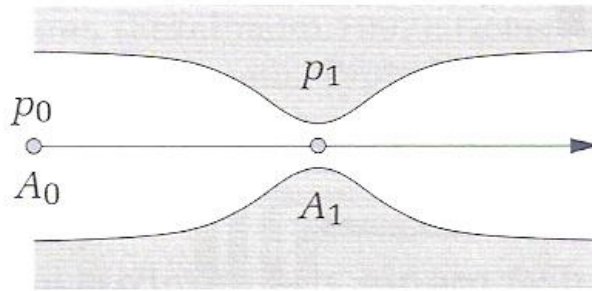


Abbildung 16: Venturi-Rohr mit zentraler Stromlinie [6]

### 3.4.2.2 Vakuumpumpen

Grundsätzlich können Vakuumpumpen in gasfördernde und gasbindende Vakuumpumpen unterteilt werden. Die gasfördernden Pumpen gliedern sich nochmals in Verdrängerpumpen und in kinetische Pumpen. Die Verdrängerpumpen stellen die häufigste Pumpenart in der Vakuumtechnik dar. Sie schließen das Volumen ein und es wird unter Druckerhöhung und Volumenreduktion wieder ausgestoßen. Kinetische Pumpen geben dem Gas zusätzlich zur Druckerhöhung auch noch eine Geschwindigkeitskomponente in Förderrichtung. Dies wird durch mechanisch angetriebene Laufräder erreicht. Die gasbindenden Vakuumpumpen werden nach dem Gasbindungsmechanismus eingeteilt. Man unterscheidet in Adsorptionspumpen, Kryopumpen und Getterpumpen [7]. In Abbildung 17 sieht man eine Übersicht über die verschiedenen Vakuumpumpen.

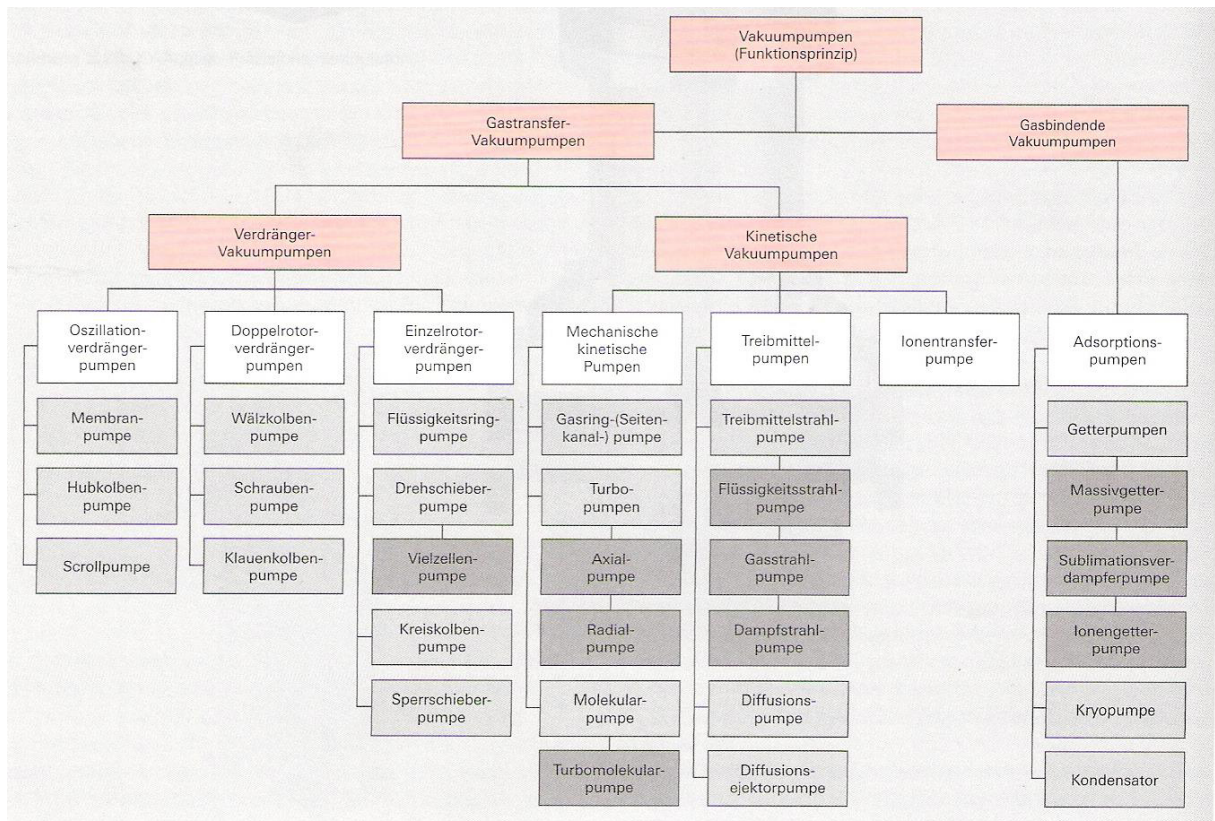


Abbildung 17: Einteilung der Vakuumpumpen [24]

### 3.4.3 Praktische Auslegungsregeln

In diesem Kapitel wird der Vorgang bei der Auslegung von Vakuumhebegeräten beschrieben. Insbesondere wird auf die Auslegung der Saugteller und der Vakuumerzeuger eingegangen. Diese Auslegungsregeln sind Herstellerkatalogen entnommen [10].

#### 3.4.3.1 Saugtellerauslegung

Bei der Auswahl der Saugteller wird aus dem Bauteilgewicht eine theoretische Haltekraft berechnet. Diese theoretische Haltekraft wird mit der erreichbaren Haltekraft verglichen. In diese Berechnung gehen weiters Sicherheitswerte, Reibwert zwischen Bauteil und Saugteller und die Beschleunigungen, die beim Verfahren der Maschine auftreten, ein.

Der Sicherheitsbeiwert  $S$  muss bei glatten, dichten Bauteilen mindestens 1,5 betragen. Sollen mit dem Vakuumhebegerät auch Schwenkbewegungen oder Bauteile mit rauer oder poröser Oberfläche manipuliert werden, so ist der Sicherheitsbeiwert mit mindestens 2,0 anzunehmen [10].

Der Reibwert  $\mu$  zwischen dem Bauteil und dem Saugteller ist abhängig vom Werkstoff des Saugtellers und vom Werkstoff und der Oberfläche des Bauteiles. Die Hersteller geben nur Richtwerte an. Durch Saugversuche erfolgt die Ermittlung von Reibwerte für konkrete Aufgabenstellungen. In Tabelle 2 werden Richtwerte zu verschiedenen Oberflächenverhältnissen angegeben.

Oberfläche, Materialien	Reibwerte
Nasse Oberflächen	0,2 - 0,3
Holz, Glas, Stein, Metall	0,5
Raue Oberflächen	0,6

*Tabelle 2: Reibwerte für verschiedene Materialien und Oberflächen [10]*

Für die Berechnung der theoretischen Haltekraft muss in 3 typische Lastfälle unterschieden werden. In den folgenden Formeln werden die Masse  $m$ , die Gravitationsbeschleunigung  $g$  und die Beschleunigung  $a$  verwendet.

### 1. Lastfall - horizontaler Sauggreifer und vertikale Krafrichtung

$$F_{th} = m * (g + a) * S \quad (14)$$

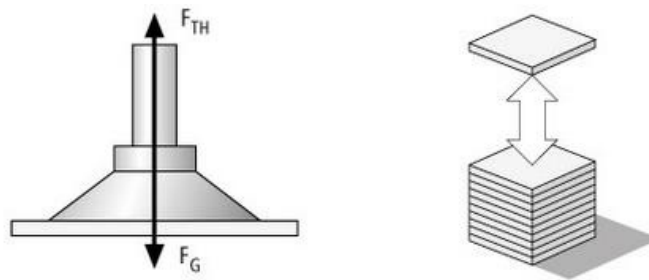


Abbildung 18: Lastfall 1: horizontaler Sauggreifer, vertikale Krafrichtung [10]

### 2. Lastfall - horizontaler Sauggreifer und horizontale Krafrichtung

$$F_{th} = m * \left( g + \frac{a}{\mu} \right) * S \quad (15)$$

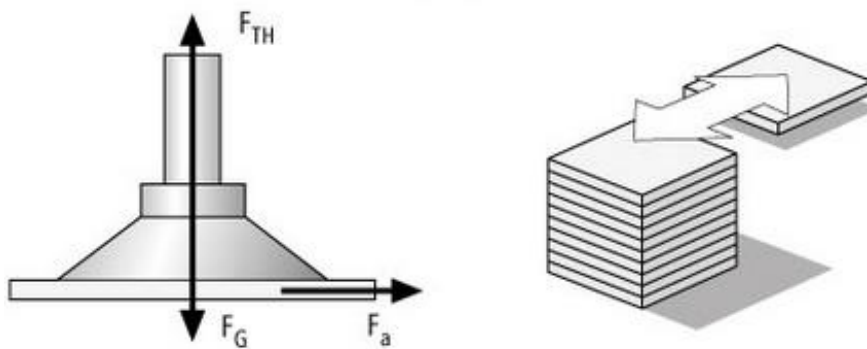


Abbildung 19: Lastfall 2: horizontaler Sauggreifer, horizontale Krafrichtung [10]

### 3. Lastfall - vertikaler Sauggreifer und vertikale Krafrichtung

$$F_{th} = \left(\frac{m}{\mu}\right) * (g + a) * S \quad (16)$$

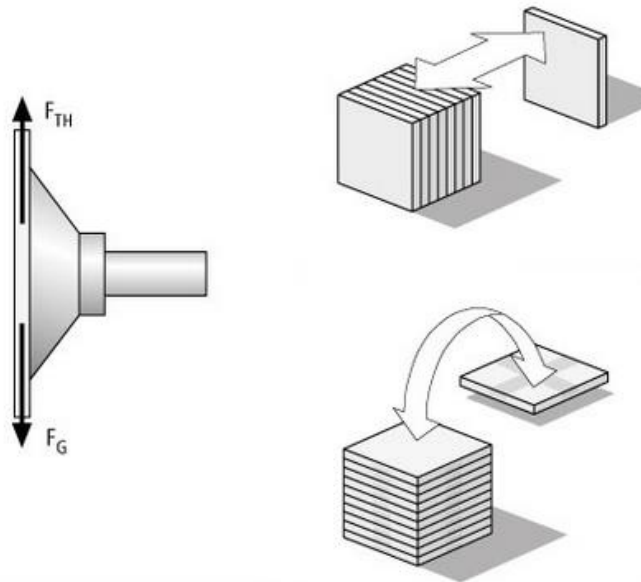


Abbildung 20: Lastfall 3: vertikaler Sauggreifer, vertikale Krafrichtung [10]

#### 3.4.3.2 Auslegung von Vakuumerzeugern

Die Auswahl, ob das Vakuum durch einen Vakuumejektor oder eine Vakuumpumpe erzeugt wird, erfolgt nach den folgenden Gesichtspunkten:

- Gewicht und Bauvolumen des Vakuumerzeugers
- Einhaltung von Zykluszeiten
- Werkstückbeschaffenheit
- Energieversorgung
- Kosten

Wichtige Größen zur Auslegung von Vakuumerzeugern sind die Evakuierungszeit und das Nenn-Saugvermögen. Das Saugvermögen ist jener Volumenstrom, der vom Vakuumerzeuger aus der Umgebung bei freiem Ansaugen abgesaugt werden kann [10]. Mit zunehmendem Vakuum nimmt der Saugvolumenstrom jedoch progressiv ab. Aus diesem Grund resultiert aus einem hohen Saugvolumenstrom nicht unbedingt eine kurze Evakuierungszeit. Als Evakuierungszeit wird jene Zeit angegeben, in der das gewünschte Vakuum erreicht wird [8]. In Tabelle 3 sind von J. Schmalz GmbH empfohlene Mindestsaugvolumenströme in Abhängigkeit von der Saugtellergröße aufgelistet [10].

Saugertellerdurchmesser	Saugvolumenstrom
bis 60 mm	8,3 l/min
bis 120 mm	16,6 l/min
bis 215 mm	33,3 l/min
bis 450 mm	66,6 l/min

*Tabelle 3: Mindestsaugvolumenstrom in Abhängigkeit vom Saugertellerdurchmesser*  
[10]

## 3.5 Universal-holding-fixture Systeme

### 3.5.1 Allgemeines

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die am Markt verfügbaren universal-holding-fixture Systeme (UHF – Systeme) gegeben. Hersteller von verschiedensten Produkten fordern flexible Spannsysteme, welche für verschiedene Werkstücke, mit unterschiedlicher Größe, Form und Herstellungsprozessen, einsetzbar sind. Leider ist es nahezu unmöglich ein Spannsystem zu entwickeln, das alle Arten von Bauteilen aufnehmen kann. Aus diesem Grund muss man sich meist auf Bauteilfamilien beschränken. Als solche Familien kann man beispielsweise große dünnwandige Werkstücke, wie sie häufig in der Luftfahrtindustrie zum Einsatz kommen, nennen [11].

In Abbildung 21 ist ein Schema eines universal-holding-fixture System zu sehen. Im Teil a) des Bildes sind die rasterförmig angeordneten flexiblen Spannelemente angeordnet. In der rechten Bildhälfte b) ist ein Spannelement detaillierter herausgezeichnet. Diese Elemente bestehen aus einer Zustell-, Klemm- und Spanneinheit. Die Zustellung erfolgt über einen Kugelgewindetrieb, der von einem Servomotor angetrieben ist. Ist die Kolbenstange weit genug ausgefahren, kann sie durch eine Klemmvorrichtung geklemmt werden. Das Werkstück wird über Spannelemente, meist Vakuumsaugteller, sicher gehalten. Über ein Kugelgelenk passt sich die Spanneinheit an die Schrägstellung des Werkstückes an [11].

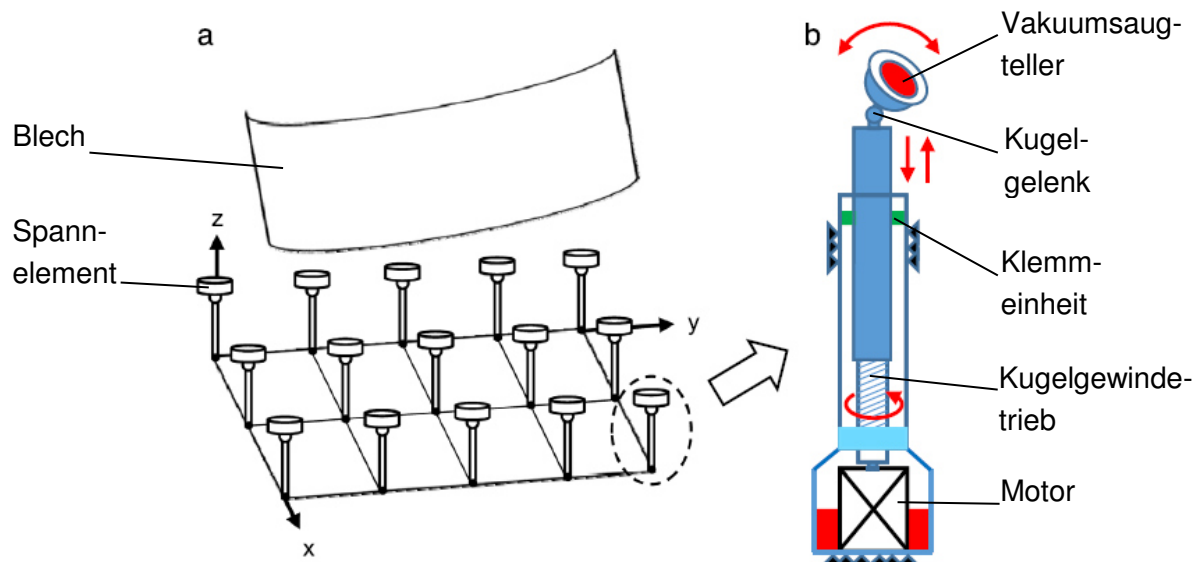


Abbildung 21: Schema eines universal-holding-fixture Systems a) Anordnung der Spannelemente b) Spannelement im Detail [11]

### 3.5.2 TORRESTOOL® von MTORRES

Die Firma MTORRES bietet komplette universal-holding-fixture Systeme namens TORRESTOOL® an. Als besonderes Anwendungsgebiet für diese Werkstückspannvorrichtung nennt MTORRES die Luftfahrzeugindustrie. Bei MTORRES wird zwischen einem Einachsensystem und einem Dreiachsensystem unterschieden. Das TORRESTOOL® mit einer beweglichen Achse besitzt fest angeordnete UHF-Elemente, die sich über den Kolbenhub an die Werkstückkontur anpassen. Bei der Vorrichtung mit drei beweglichen Achsen ist auch die x- und y-Position der UHF-Elemente variabel [12].

Die einzelnen universal-holding-fixture Elemente bestehen wie bei anderen Herstellern auch aus einer Kolbenstange, welche sich über einen Kugelgewindetrieb und einen Servomotor bewegt. Eine elektronische Bremse und eine pneumatische Bremse sichern die Kolbenstange in der Spannstellung gegen axiale Verschiebung. Die Steuerung der Kolbenstellungen erfolgt über einen System-PC, der auf das Modell des zu spannenden Bauteiles zugreift. Über ein CAN-Bussystem wird jedem UHF-Element die richtige Position zur Spannung des Bauteiles mitgeteilt. Ein Drehgeber sendet die aktuelle Kolbenposition an den Systemcomputer zurück [12].

Die Ermittlung der axialen Steifigkeit von TORRESTOOL® passiert wie folgt: Das System wird auf eine bestimmte Position ausgefahren. Der Kolben wird mit Gewichten belastet und eine Messuhr erfasst die entsprechende Positionsabweichung. Das System wird in axialer Richtung verfahren und bei Erreichen der gewünschten Position wird die Abweichung der IST-Position von der SOLL-Position ermittelt. Die

Durchführung des Versuchs erfolgt mit verschiedenen Gewichtsbelastungen [12]. In Tabelle 4 sind die von MTORRES ermittelten Werte aufgelistet.

Gewicht in kg	Test 1 – Up in mm	Test 1 – Down in mm	Test 2 – Up in mm	Test 2 – Down in mm
4	0	0,055	0	0,055
50	0,01	0,08	0,03	0,08
102	0,02	0,09	0,04	0,09
148	0,05	0,1	0,055	0,1
206	0,08	0,11	0,1	0,11
226	0,1	0,11	0,11	0,11
252	0,11	0,11	0,12	0,12
272	0,12	0,13	0,13	0,14
292	0,13	0,13	0,14	0,14

*Tabelle 4: Steifigkeitswerte TORRESTOOL® [12]*

In Abbildung 22 und 23 ist der Versuchsaufbau zur Messung der Steifigkeit von TORRESTOOL® gezeigt.



*Abbildung 23: Steifigkeitsmessung TORRESTOOL Gesamtaufbau [12]*



*Abbildung 22: Ermittlung von Positionsabweichungen mit Messuhr TORRESTOOL [12]*



### 3.5.3 Kostyrka UHF-Element

Das Kernstück der Kostyrka UHF-Elemente bildet die Kostyrka® Klemmhülse, welche für die Klemmung der Kolbenstange verantwortlich ist. Diese Klemmhülsen bestehen aus einem Metall-Kunststoffverbund und können durch Druckbeaufschlagung ihren Durchmesser ändern. Durch diese Eigenschaft sind die Hülsen in der Lage, die Kolbenstange festzuhalten. Nach dem Druckabbau können die Hülsen in ihre Ausgangsposition zurückfedern und die Kolbenstange ist wieder freigängig. Auf die Klemmhülsen können Drücke bis zu 600 bar aufgebracht werden [13]. In Abbildung 24 ist eine Kostyrka® Klemmhülse im Schnitt zu sehen. In der Mitte befindet sich die Kolbenstange, die abhängig vom anliegenden Druck festgehalten oder freigegeben wird.

Die universal-holding-fixture Elemente sind mit zwei verschiedenen Zustellvarianten verfügbar. Die Zustellung der Kolbenstange erfolgt entweder über eine Antriebsspindel, welche über einen Motor angetrieben wird, oder über eine Feder. Alternativ dazu ist es auch möglich, keine Zustelleinheit vorzusehen und die Zustellung durch aktives Herausziehen der Kolben durch einen Industrieroboter zu realisieren. In Abbildungen 25 sind die universal-holding-fixture Elemente mit Spindel- und Federzustellung zu sehen.

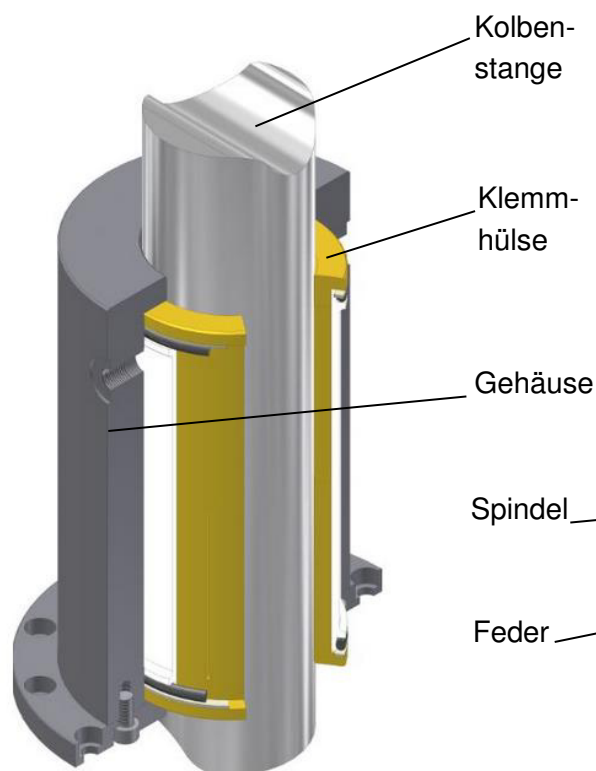


Abbildung 24: Kostyrka Klemmhülse [13]

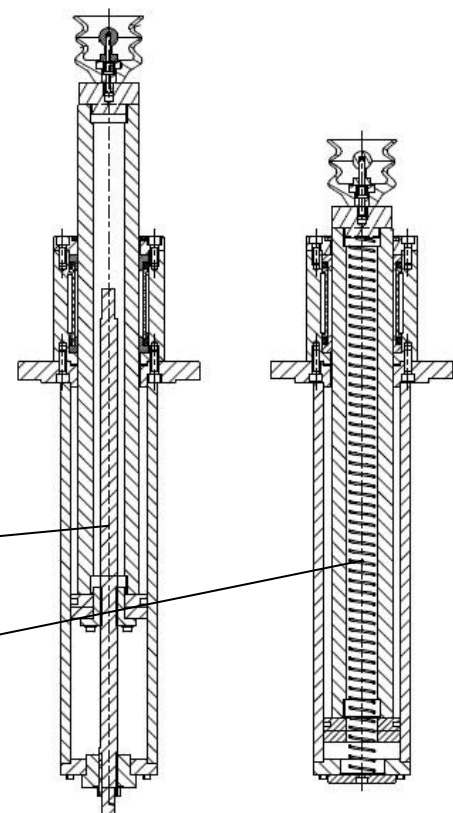


Abbildung 25: UHF- Element mit Spindel- und Federzustellung [13]

Als Vorteile der separaten Klemmung der Kolbenstange gibt die Firma Kostyrka die hohe axiale Tragkraft, kleine Antriebseinheiten und die zusätzliche Funktion der Klemmhülse als Gleitlager für die Kolbenstange an [13].

### 3.5.4 Universal holding fixture von ONExia

Auch das UHF-System von ONExia besteht aus einer Vielzahl von einzelnen UHF-Elementen. Bei ONExia sind diese Elemente an einer fixen Position in einen Tisch eingebaut. Diese Tische können flexibel miteinander kombiniert werden und somit an die Größe der zu bearbeitenden Bauteile angepasst werden. Es ist auch möglich nachträglich UHF-Elemente an kritischen Stellen des Bauteiles aus den Aufnahmetischen hinzuzufügen oder zu entfernen. Alternativ zu den Tischen mit festen Positionen sind auch Lösungen mit verschiebbaren Positionen der UHF-Elemente verfügbar. In Abbildung 26 sind diese beiden Varianten zu sehen [14].

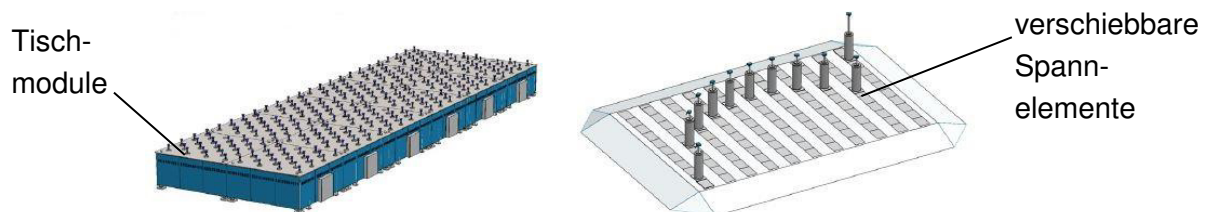


Abbildung 26: Verschiedene Positionierarten für UHF-Elemente [14]

Ein UHF-Element besteht aus einem Vakuumsauger, der für die sichere Spannung des Werkstückes verantwortlich ist. Der Hub der Kolbenstange wird durch eine Kugelumlaufspindel realisiert. Diese Antriebsspindel wird durch einen integrierten Servomotor angetrieben [14].

### 3.5.5 3D Freiformflächenspanner von Schmalz

Zur Spannung und Unterstützung von 3D Freiformflächen bietet Schmalz ein Vakuumspannsystem mit Unterstützungsstiften an. Durch den flexiblen



Abbildung 28: Freiformflächenspanner [22]



Abbildung 27: Spannung einer 3D Freiformfläche [22]

Vakuumsauger wird das Werkstück mit komplexer Oberfläche gegen die Unterstütsstifte gezogen. Diese Stifte passen sich an die Werkstückkontur an und unterstützen damit das Werkstück. Sie werden durch Beaufschlagung mit Druckluft freigegeben und können sich anpassen. Nach dem Druckabbau sperren sich die Stifte und das Werkstück kann unterstützt werden. In Abbildung 27 und 28 ist der Freiformflächenspanner von Schmalz und eine beispielhafte Anwendung zu sehen.

### 3.5.6 Anwendungsgebiete von universal-holding-fixture Systemen

UHF-Systeme finden in der Regel Verwendung zum Spannen von Bauteilen mit dreidimensionalen Freiformoberflächen. In Abbildung 29 wird ein UHF- Spannsystem der Firma Kostyrka zur Bearbeitung von Flügelementen des Luftfahrzeugherstellers BOEING dargestellt. Es ist möglich Teile mit einer Länge von 60 Metern aufzuspannen. Der maximale Hub der UHF-Elemente beträgt 800 Millimeter [13].

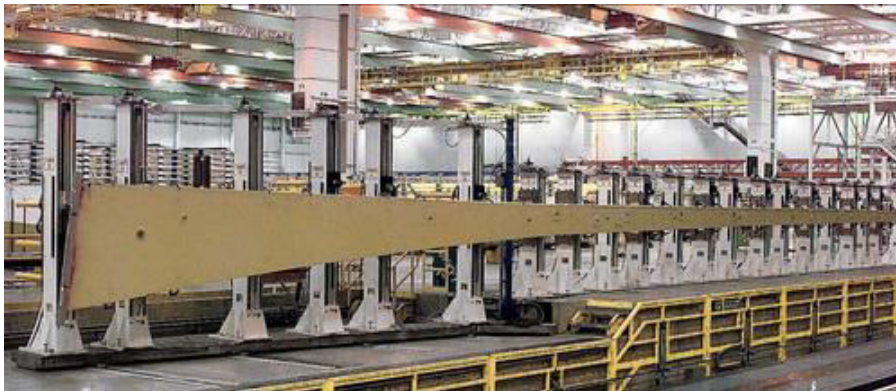


Abbildung 29: UHF-System für Flügelemente [13]

Um große labile Blechbauteile sicher bearbeiten zu können, werden UHF-Systeme zur Spannung eingesetzt. In Abbildung 30 ist eine solche Situation an einem Bearbeitungszentrum der Firma F. Zimmermann GmbH zu sehen. Das UHF- System dieses Bearbeitungszentrums stammt wiederum von Kostyrka [13].



Abbildung 30: Spannung von labilen Blechbauteilen mittels UHF-System [13]

Die Abbildung 31 zeigt die Bearbeitung eines Bauteiles aus Carbonfaser verstärktem Kunststoff für ein Flugzeug des Herstellers AIRBUS. Das Bearbeitungszentrum TORRESMILL® ist eine Fräsmaschine in Gantry-Portalbauweise mit dem Spannsystem TORRESTOOL® der Firma MTORRES. Es ist zu erkennen, dass die einzelnen UHF-Elemente flexibel in zwei Achsen verfahrbar sind. Dadurch reduziert sich die Anzahl der erforderlichen UHF- Elemente [15].



Abbildung 31: Bearbeitungszentrum TORRESMILL® mit Spannsystem TORRESTOOL® [15]

Weiters können UHF-Systeme für die Laserbearbeitung eingesetzt werden. Ein Beispiel hierfür ist das Fünfachlaserzentrum TORRESLASER®. Auch in dieser Maschine kommt das UHF-Spannsystem von MTORRES zum Einsatz. Abbildung 32 zeigt die Laserbearbeitung eines Bauteiles, wie sie beispielsweise bei den bekannten Flugzeugen Airbus A380 und Boeing 747 zum Einsatz kommen [15].



Abbildung 32: TORRESLASER bei der Bearbeitung eines Flugzeugbauteiles [15]

## 4 Anforderungen und Randbedingungen

### 4.1 Anforderungen

In diesem Kapitel werden die Anforderungen, die an den Halterahmen gestellt werden, ermittelt. Die bereits behandelten theoretischen Grundlagen werden dabei beim Aufstellen der Anforderungen berücksichtigt. Um die Anforderungen an den Halterahmen möglichst systematisch und vollständig zu erfassen, wird nach der Leitlinie der Hauptmerkmallisten laut Tabelle 5 vorgegangen. In der Hauptmerkmalliste sind konkrete Punkte angegeben, die mit dem vorliegenden Problem gedanklich in Verbindung gebracht werden. Aus diesen Überlegungen ergeben sich neue Anforderungen für die gestellte Aufgabe [16].

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

Tabelle 5: Hauptmerkmalliste [16]

Für den Halterahmen ergibt sich die in Tabelle 6 angegebene Anforderungsliste. Die Anforderungen an den Halterahmen sind in Wünsche (W) und Forderungen (F) unterteilt. Diese Unterscheidung wird durch die linke Spalte gekennzeichnet.

<b>Anforderungsliste für den Halterahmen</b>	
	<b>Anforderungen</b>
	<b>Geometrie Blech:</b>
F	Länge = 780 - 2000 mm
F	Breite = 750 - 2000 mm
F	Dicke = 2,5 - 31 mm
	<b>Geometrie Halterahmen:</b>
W	Die Höhe des Halterahmens muss so gering wie möglich gehalten werden, um beim Wenden geringe Portalhöhen der Wendevorrichtung zu erreichen.
	<b>Kräfte:</b>
F	Die Masse der maximalen Blechdimension muss mit ausreichender Sicherheit in jeder Lage getragen werden können. Außerdem müssen die Bearbeitungskräfte ( $F_N=150$ N, $F_T=266$ N), bei der Verwendung als Maschinenpalette, vom Halterahmen aufgenommen werden können.
	<b>Masse:</b>
W	Die Masse des Halterahmens soll so gering wie möglich gehalten werden, um kleine Antriebs- und Bremskräfte zu erhalten.
	<b>Universalität:</b>
F	Der Halterahmen soll alle Bleche im definierten Bereich aufnehmen können.
	<b>Anpassbarkeit:</b>
F	Die aufzunehmenden Bleche sind im Allgemeinen nicht eben. Aus diesem Grund muss sich der Halterahmen an die Unebenheiten des Bleches anpassen können.
	<b>Robustheit:</b>
F	Durch den Einsatz im Hüttenwesen soll auf die Robustheit der Bauteile besonderes Augenmerk gelegt werden.
	<b>Verwendbarkeit als Maschinenpalette:</b>
F	Der Halterahmen soll in eine Bearbeitungsanlage einlegbar sein, um dort als Spann- und Positioniervorrichtung zu dienen. Für die Verwendung als Maschinenpalette ist eine ausreichende Steifigkeit zu gewährleisten.
	<b>Verschmutzung:</b>
F	Die Funktion des Halterahmens darf durch äußere Einwirkungen wie Staub, Kühlschmierstoffe und Späne nicht beeinträchtigt werden.
	<b>Wartung:</b>
W	Aufgrund der rauen Umgebung soll auf die Verwendung von Standardbauteilen, welche einfach zu wechseln sind, zurückgegriffen werden.

Tabelle 6: Anforderungsliste Halterahmen

## 4.2 Randbedingungen

In diesem Kapitel werden Randbedingungen erklärt, die vereinbart wurden, um die Kräfte und Beschleunigungen auf den Halterahmen gering zu halten. Um die Kräfte beim Wenden möglichst klein zu halten, wird festgelegt, dass die Bleche vom Halterahmen immer mittig und rechtwinklig zum Halterahmen aufgenommen werden. Es ist davon auszugehen, dass die Bleche bereits ausgerichtet auf einer Palette angeliefert werden. Der Halterahmen senkt sich immer in der gleichen Position auf die Palette und eine weitere Ausrichtung des Halterahmens auf jedes Blech ist nicht mehr vorgesehen. Als weitere Randbedingung wurde definiert, dass die Wendevorrichtung während der Wendeoperation keine Verfahrbewegung ausführt. Dies bedeutet, dass während dem Wenden der Kran, auf dem die Wendevorrichtung aufgehängt ist, stillsteht.

## 5 Konzeptfindung Halterahmen

### 5.1 Allgemeines

Die Erstellung von Konzepten ist ein Teil des Konstruierens. Bevor damit begonnen werden kann, Lösungskonzepte für ein Problem zu erarbeiten, muss zuerst die Aufgabe genau abgesteckt werden. Durch Abstrahieren sollen die Anforderungen möglichst vollständig erkannt werden. Die Anforderungsliste wurde bereits im vorigen Kapitel erstellt. Danach gilt es, die Gesamtfunktion des Bauteils in Teilfunktionen aufzuteilen, und Wirkprinzipien, welche die Teilfunktionen erfüllen, zu ermitteln. Durch die Kombination unterschiedlicher Wirkprinzipien entstehen mehrere Konzepte. Die Bewertung der gefundenen Lösungsvorschläge nach wirtschaftlichen und technischen Gesichtspunkten liefert dann jenes Konzept, welches die gestellten Anforderungen am besten erfüllt [16]. Im nachfolgenden Flusschaubild sind die einzelnen Schritte nochmals gezeigt, nach denen in der vorliegenden Arbeit vorgegangen wurde.

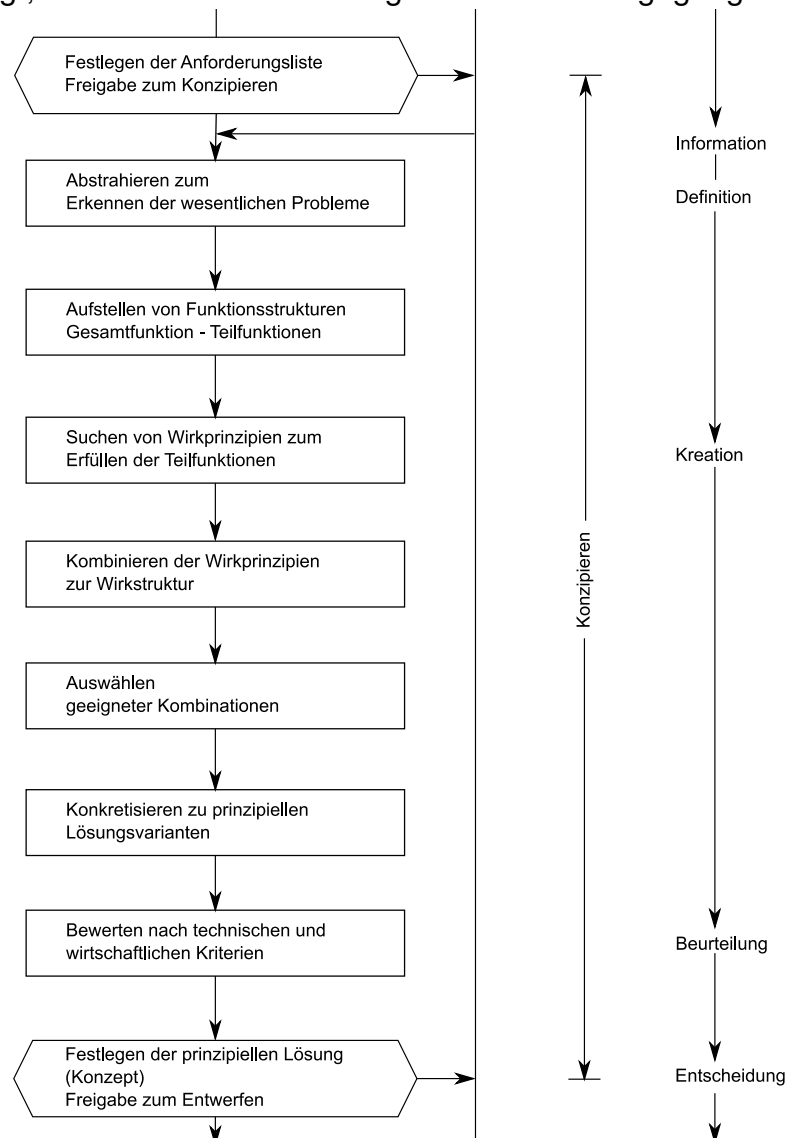


Abbildung 33: Arbeitsschritte beim Konzeptfindungsprozess [16]



## 5.2 Funktionsstruktur

### 5.2.1 Gesamtfunktion

Die definierten Anforderungen bestimmen im Wesentlichen den gewollten Zusammenhang zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen [16]. Für den Halterahmen ergibt sich die in Abbildung 34 gezeigte Gesamtfunktion.



Abbildung 34: Gesamtfunktion des Halterahmens

### 5.2.2 Teilfunktionen

Die Gesamtfunktion nach Abbildung 35 kann in Teilfunktionen aufgeteilt werden. Diese Teilfunktionen weisen eine geringere Komplexität als die Gesamtfunktion auf. Durch das Zusammensetzen der Teilfunktionen zur Gesamtfunktion entsteht die Funktionsstruktur nach Abbildung 35.

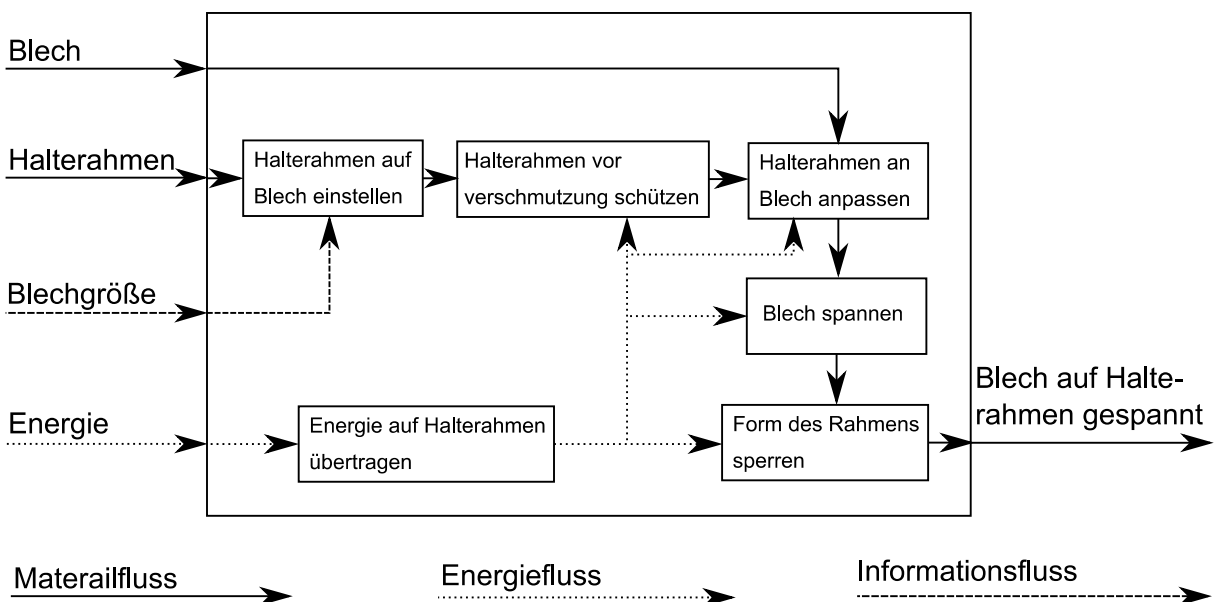


Abbildung 35: Teilfunktionen des Halterahmens

### 5.3 Wirkprinzipie

Zur Lösung der einzelnen Teilfunktionen müssen nun Wirkprinzipie gefunden werden. Diese Wirkprinzipie kombiniert man dann später zu einer Wirkstruktur, die nach weiterer Konkretisierung in der Lage ist, die Gesamtfunktion zu erfüllen. Das Wirkprinzip besteht aus dem physikalischen Effekt und kann zusätzlich noch stoffliche und geometrische Merkmale enthalten [16].

#### 5.3.1 Morphologischer Kasten

Als morphologischer Kasten wird ein tabellarisches Ordnungsschema der Wirkprinzipie verstanden und ist in Tabelle 7 für den Halterahmen dargestellt.

Lösung		Teilauflage					
		1	2	3	4	5	6
Gesamt- Aufgabe	A) Halterahmen auf Blech einstellen	Keine Einstellung nötig	Verschieben der Spannbauteile 	aktives Einziehen der Spannbauteile	Einfahren der Spannbauteile durch Rahmenablenkung		
	B) Halterahmen vor Verschmutzung schützen	Kein Schutz nötig	Schutz durch Abdeckplatten 	Schutz durch Garagenposition	Reinigung und Trocknung durch Waschstraße	Schmutzabscheider	
	C) Energie auf Halterahmen übertragen	Manuelles Kuppeln	Automatisches Kuppeln	Akku auf Halterahmen (manuell geladen)			
	D) Halterahmen an Blech anpassen	Federbelastete Stößel 	kommunizierende Geräte (Zylinder) 	Vakuummatratze	Stößel mit Ausgleichsbalken 	Gewindespindel	
	E) Blech spannen	Vakuumsauger	Federspannen	Spannen durch Kleben	Magnetspanntechnik	Spannen durch Eingießen	
	F) Form des Rahmens sperren	hydraulische Klemmbüchse 	abgeschlossene Zylinderräume 	Stößel in Zahnstange 	Keilübersetzung 	Hebelübersetzung 	Gewindespindel

Tabelle 7: Morphologischer Kasten für den Halterahmen

Durch dieses Ordnungsschema können die Wirkprinzipie übersichtlich zu Wirkstrukturen kombiniert werden. Aus diesen Wirkstrukturen können Konzepte zur Realisierung des Halterahmens abgeleitet werden. In der ersten Spalte von Tabelle 7 sind die einzelnen Teilfunktionen laut Abbildung 35, die zur Erfüllung der Gesamtfunktion notwendig sind, eingetragen. In den Lösungspalten sieht man die Wirkprinzipie zu den einzelnen Teilfunktionen. Zur Erstellung einer Wirkstruktur wird zeilenweise vorgegangen. Für jede Teilfunktion wählt man aus der jeweiligen Zeile einen Lösungsvorschlag aus. Durch dieses zeilenweise Auswählen ergeben sich mehrere Pfade durch den morphologischen Kasten, die nach weiterer Konkretisierung verschiedene Konzepte zur Lösung des Gesamtproblems darstellen. Zum Ausschluss

Lösungs- vorschlag	Auswahlkriterien: (+) - ja (-) - nein (?) - Informationsmangel					Entscheidung
	Verträglichkeit gegeben					
	Forderung der Anforderungsliste erfüllt					
	Grundsätzlich realisierbar					
	Aufwand zulässig					
Bemerkung; Hinweis; Begründung						
A	1	+	+	+	+	+
A	2	+	-	+	-	Verschiebung mit hohem Aufwand verbunden; Robustheit?
A	3	+	+	+	-	zusätzliche Energie zum einziehen nötig
A	4	+	+	+	+	
B	1	+	-	-	+	keine Markierung der Bleche möglich
B	2	+	+	+	+	
B	3	+	+	+	-	hoher mechanischer Aufwand; schwierige Abdichtung
B	4	+	+	+	+	
B	5	+	+	+	+	teure Komponenten
C	1	+	+	+	+	
C	2	+	+	+	+	
C	3	+	+	+	+	
D	1	+	-	+	+	Anpassungsdruck bei verschiedenen Blechdicken immer gleich
D	2	+	+	+	+	
D	3	-	-	-	-	Robustheit unklar; völlige Neuentwicklung
D	4	+	-	+	-	hoher mechanischer Aufwand; Steifigkeit ausreichend?
D	5	+	+	+	-	Antrieb der Spindel nötig
E	1	+	+	+	+	Bewährte Spannlösung im bestehenden Betrieb
E	2	+	+	+	-	Zusätzliche Wasseraufbringung und Energiezufuhr
E	3	+	+	+	-	Ablösen des Klebstoffes?
E	4	+	-	+	+	Nicht ferromagnetische Werkstoffe können nicht gegriffen werden
E	5	-	-	-	-	hoher Aufwand; lösen des Bleches?
F	1	+	+	+	+	
F	2	+	+	+	+	Standardbauteile verwendbar
F	3	+	+	+	+	Formschlüssige Sperrung des Rahmens; Neuentwicklung
F	4	+	+	+	+	
F	5	+	+	+	+	
F	6	+	+	+	+	

Tabelle 8: Auswahlliste der Wirkprinzipie für den Halterahmen

nicht geeigneter Wirkprinzipe bedient man sich einer schematischen Auswahlliste wie in Tabelle 8 gezeigt. In dieser Auswahlliste sind alle Wirkprinzipe aus Tabelle 7 angeführt. Diese Wirkprinzipe werden durch verschiedene Kriterien bewertet und nicht geeignete Prinzipe können ausgeschlossen werden.

## 5.3.2 Konzeptbeschreibung

### 5.3.2.1 Konzept 1

Die Unterstützung des Bleches erfolgt in diesem Fall durch eine Vielzahl angeordneter Gewindespindeltriebe. Jeder dieser Gewindetriebe wird durch einen eigenen Motor angetrieben, um ein Maximum an Flexibilität zu erreichen. Die Anpassung des Rahmens an die Plattenkontur erfolgt durch das Ausfahren der Spindeln, bis erhöhter Widerstand erkannt wird. Diese Widerstandserhöhung wird durch Strommessung am Motor detektiert. Die Blechplatten werden durch Vakuumsaugteller, welche an den Spindeln montiert sind, gespannt. Für die Bearbeitung von Blechen, die nicht die maximale Ausdehnung haben, fahren nicht gebrauchte Spindeln ein, und sind in einem automatisch schließenden Rohr vor Schmutz, der bei der Bearbeitung entsteht, geschützt. Die Energieübertragung auf den Rahmen soll über eine automatische Kuppeleinrichtung, welche, bei Einhängen des Rahmens, die Energieversorgung sicherstellt. Durch die Verwendung von selbsthemmenden Gewinden ist eine zusätzliche Klemmung der Spindel nicht notwendig. In Abbildung 36 ist schematisch der Aufbau dieses Konzeptes visualisiert.

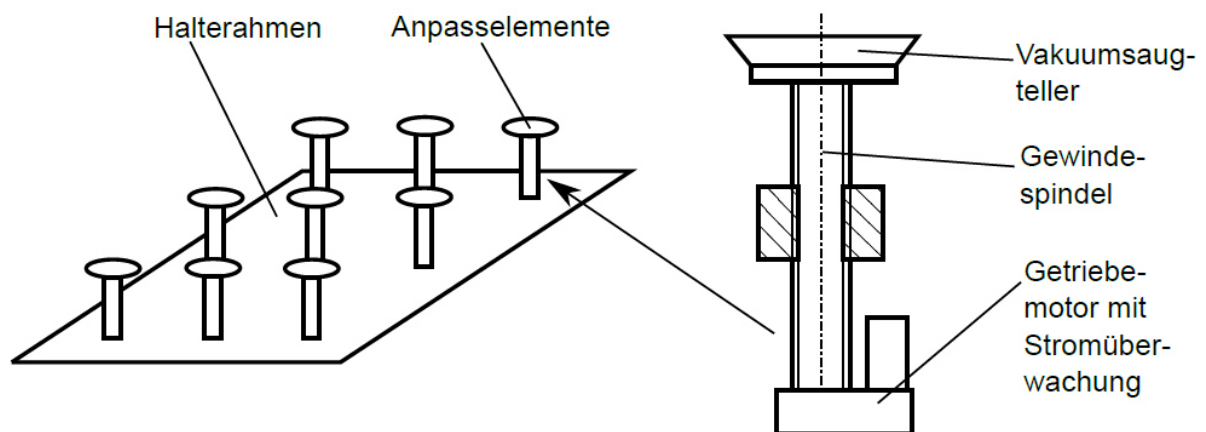


Abbildung 36: Skizze Konzept 1

### 5.3.2.2 Konzept 2

Die Anpassung an die Oberfläche passiert in diesem Fall durch federbelastete Stößel, die beim Absenken des Halterahmens auf die Blechoberfläche gepresst werden, und sich so der Kontur anformen. In dieser Konfiguration gibt es keine getrennte Einstellung der Zylinder. Die Stößelstangen werden alle gleichzeitig geklemmt. Das Blech wird einzeln in einem System mit Schubladen aufbewahrt. Eine Schublade fährt heraus und der Halterahmen senkt sich auf das Blech ab. Alle Spannelemente, die bei

der aktuellen Blechdimension nicht in Gebrauch sind, werden durch die Grundplatte der Schublade am weiteren Ausfahren gehindert und werden in einer Ebene mit der Blechoberfläche geklemmt. Die Spannung des Bleches soll mittels speziellen Klebstoffes realisiert werden. Auf nicht belegte Stößelstangen wird zum Schutz der Klebefläche eine Abdeckplatte aufgeklebt. Die Klemmung der Stößel erfolgt über ein Keilklemmsystem. Die Energie zur Steuerung des Halterahmens wird in einem Akkumulator gespeichert, der manuell gewechselt und geladen wird. In Abbildung 37 wird der Aufbau schematisch gezeigt.

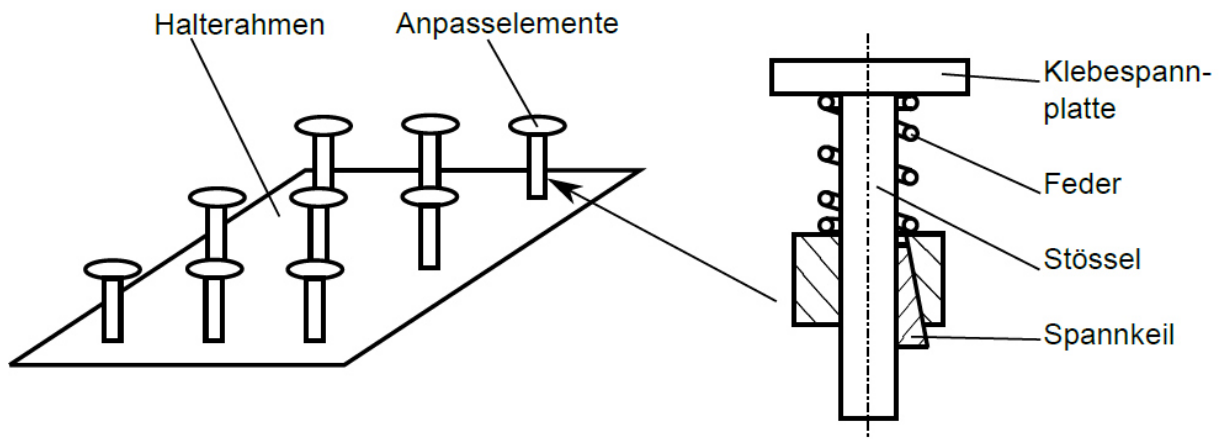


Abbildung 37: Skizze Konzept 2

### 5.3.2.3 Konzept 3

In diesem Konzept passen sich eine gewisse Anzahl von Kolbenstangen von Hydraulikzylindern an. Die Anpassung erfolgt nach dem Prinzip der kommunizierenden

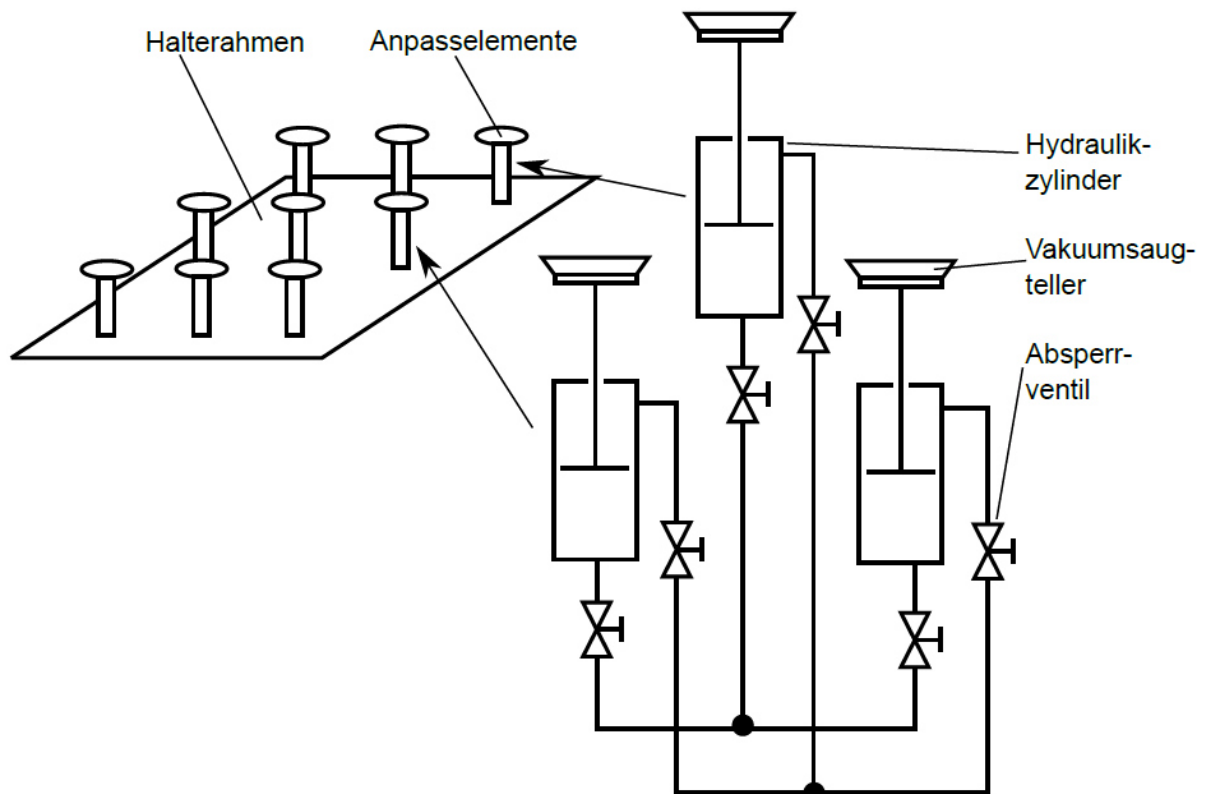


Abbildung 38: Skizze Konzept 3

Gefäße. Das bedeutet, dass alle oberen als auch die unteren Zylinderkammern miteinander verbunden sind. Zwischen den oberen und unteren Kammern gibt es hingegen keine Verbindung. Wird nun der Halterahmen auf das verzogene Blech abgesenkt, so berührt eine Kolbenstange als Erste das Blech. In der unteren Zylinderkammer entsteht ein Überdruck und in der oberen Zylinderkammer bildet sich Unterdruck. Durch diese Druckverhältnisse fährt der Zylinder ein und alle anderen Zylinder fahren ein Stück aus. Dieser Vorgang wiederholt sich nun solange, bis alle Kolbenstangen die Blechkontur berühren und die Kräfteverhältnisse in den Zylindern ausgeglichen sind. Auf jeder Kolbenstange sollen Vakuumsaugteller montiert werden, welche die Spannung des Bleches übernehmen. Die Sperrung der angepassten Lage geschieht über Ventile, die bei jedem Zylinder die obere und untere Kammer absperren. Zum Schutz vor Verschmutzung werden nicht belegte Vakuumsaugteller mit Abdeckplatten belegt. In Abbildung 38 wird das Konzept der kommunizierenden Gefäße gezeigt.

#### 5.3.2.4 Konzept 4

Die Stößelstangen haben in diesem Fall die Form einer Zahnstange und drücken durch eine Feder beim Absenken des Halterahmens gegen die Oberfläche des Bleches. Die Sperrung der Form erfolgt durch zwei quaderförmige Bauteile, welche in die Verzahnung der Zahnstange gepresst werden. Durch geeignete Abmessungen von Zahnstange und der Sperrquader ist die Stößelbewegung in jeder Stellung absperrrbar. Dieses Sperrsystem ist in Abbildung 39 zu sehen. Die Spannung des Bleches erfolgt durch Gefrierspanneinheiten, die an den Stößeln montiert sind. Der Auftrag des Wasserfilm und die Reinigung des Halterahmens wird durch eine Waschanlage gewährleistet. Zur Anpassung an verschiedene Blechdimensionen wird der Halterahmen auf eine Referenzfläche abgesenkt und die nicht benötigten Stößel werden festgehalten und bleiben so bei der Aufnahme der Bleche zurückgezogen.

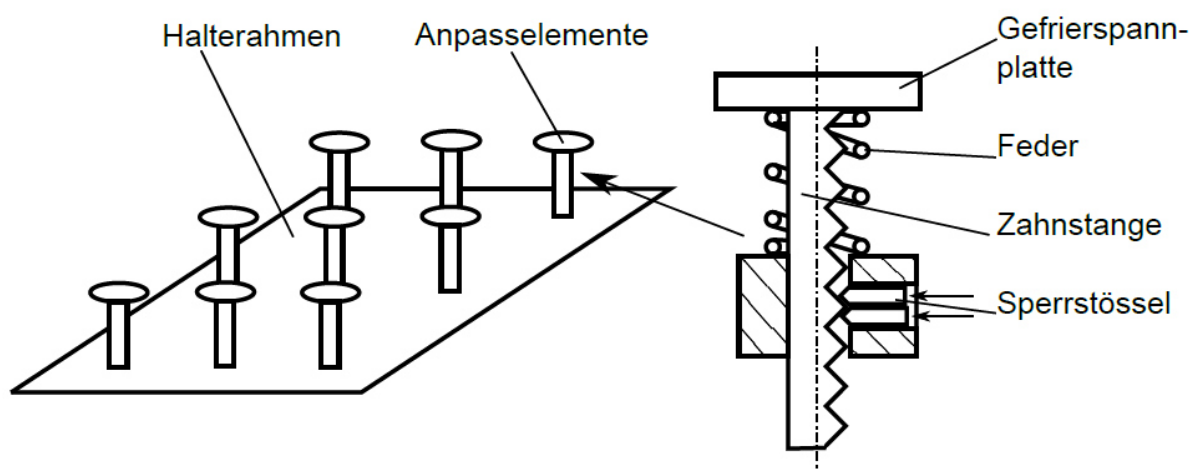


Abbildung 39: Skizze Konzept 4

### 5.3.2.5 Konzept 5:

Die Spannung der Bleche erfolgt durch Vakuumsauger. Vakuumaggregate mit integriertem Schmutzabscheider erzeugen das nötige Vakuum. Das Vakuum saugt Staub, Späne und die Kühlschmierstoffe an und transportiert sie bis zum Aggregat. Dort werden sie im Schmutzabscheider abgeschieden. Die Vakuumsauger sind auch in diesem Konzept direkt auf die Stößel montiert und werden durch Federkraft angepresst. Die Klemmung der Stößelstangen erfolgt durch hydraulische Klemmbuchsen, wie in Abbildung 40 dargestellt. Um mit diesem Konzept kleinere Blechformate aufnehmen zu können, wird wie im dritten Konzept eine Referenzposition angefahren und die nicht benötigten Sauger durch das Absenken des Halterahmens eingefahren. Dieses Konzept arbeitet ohne vorbeugende Schutzmaßnahmen gegen Verschmutzung.

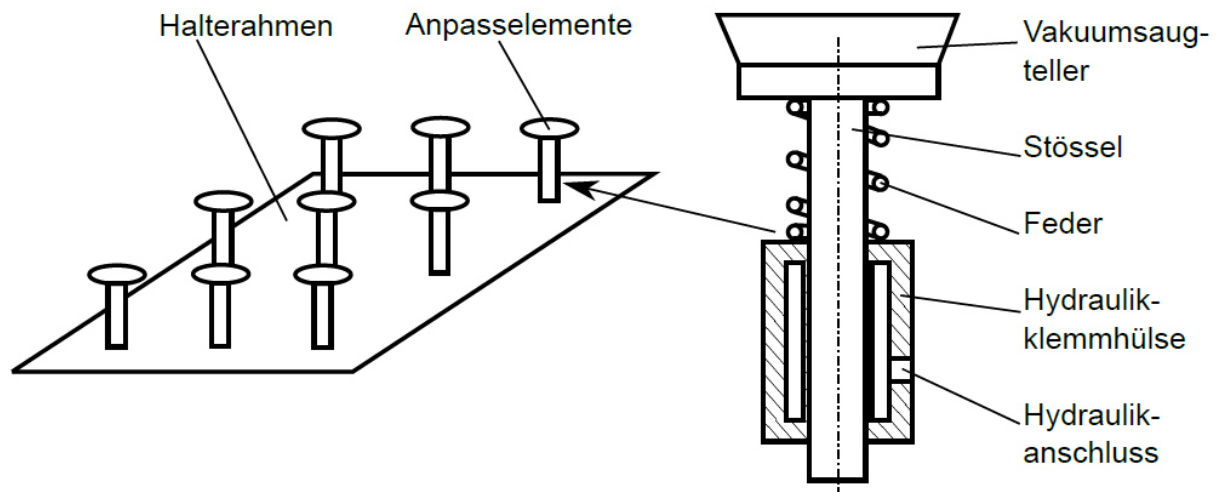


Abbildung 40: Skizze Konzept 5

## 5.4 Konzeptbewertung

Eine für die Konzeptbewertung wichtige Grundlage stellt die Anforderungsliste dar. Aus den gefundenen Anforderungen leiten sich Kriterien für die Bewertung der Konzepte ab. Bei der Bewertung wird nach VDI 2225 vorgegangen. Alle Konzepte sind hinsichtlich der Kriterien mit 1 - 4 Punkten eingestuft. Umso höher die Punktzahl bei einem Bewertungskriterium, desto besser kann dieses Konzept dieses Kriterium erfüllen. Danach wird die Summe der Punkte der einzelnen Konzepte zusammengerechnet und der arithmetische Mittelwert ermittelt. Das Konzept mit der höchsten Punktezahl wird für die weitere Konkretisierung empfohlen [16].

Kriterium \ Konzept	1	2	3	4	5
Einfachheit	2	3	3	3	3
Universalität	4	4	4	4	4
Robustheit	3	3	4	2	3
Anpassbarkeit	3	3	4	3	3
Kosten	2	3	3	3	2
Wartung	2	3	3	2	3
Summe	16	19	21	17	18
Mittelwert	2,7	3,2	3,5	2,8	3,0

*Tabelle 9: Bewertungstabelle*

Aus der oben dargestellten Tabelle geht hervor, dass Konzept 3 die gestellten Anforderungen aus wirtschaftlicher und technischer Sicht am besten erfüllt. Aus diesem Grund wurde dieses Konzept weiter konkretisiert. Die weitere Konkretisierung, die Komponentenauswahl und die Beschreibung des Aufbaues sind in Kapitel 5 und 6 näher ausgeführt.



## 6 Aufbau und Funktionsweise Halterahmen

### 6.1 Konstruktion

Wie schon in der Einleitung erläutert, ist dieses Projekt auch Thema einer Bachelorarbeit, welche sich mit der mechanischen Konstruktion beschäftigt. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle die Konstruktion nur überblicksmäßig behandelt. In Abbildung 41 ist die Konstruktion mit ihren wesentlichen Baugruppen dargestellt.



Abbildung 41: Halterahmen und Wendevorrichtung mit Hauptbaugruppen

#### 6.1.1 Wendevorrichtung

Die Wendevorrichtung ist ein Portal aus Stahlträgern, welches auf einem Kran aufgehängt ist. An diesem Portal sind zwei drehbar gelagerte Seitenrahmen befestigt, in welche die Halterahmen eingehängt sind. Die Arretierung der Halterahmen im Wenderahmen erfolgt über Verriegelungsbolzen, die über pneumatisch betätigte Zylinder ein- und ausgefahren werden können. Die Drehbewegung, um das Blech wenden zu können, passiert durch einen Getriebemotor mit Frequenzumrichter. In Abbildung 42 ist der Wenderahmen mit den beiden Seitenrahmen dargestellt.

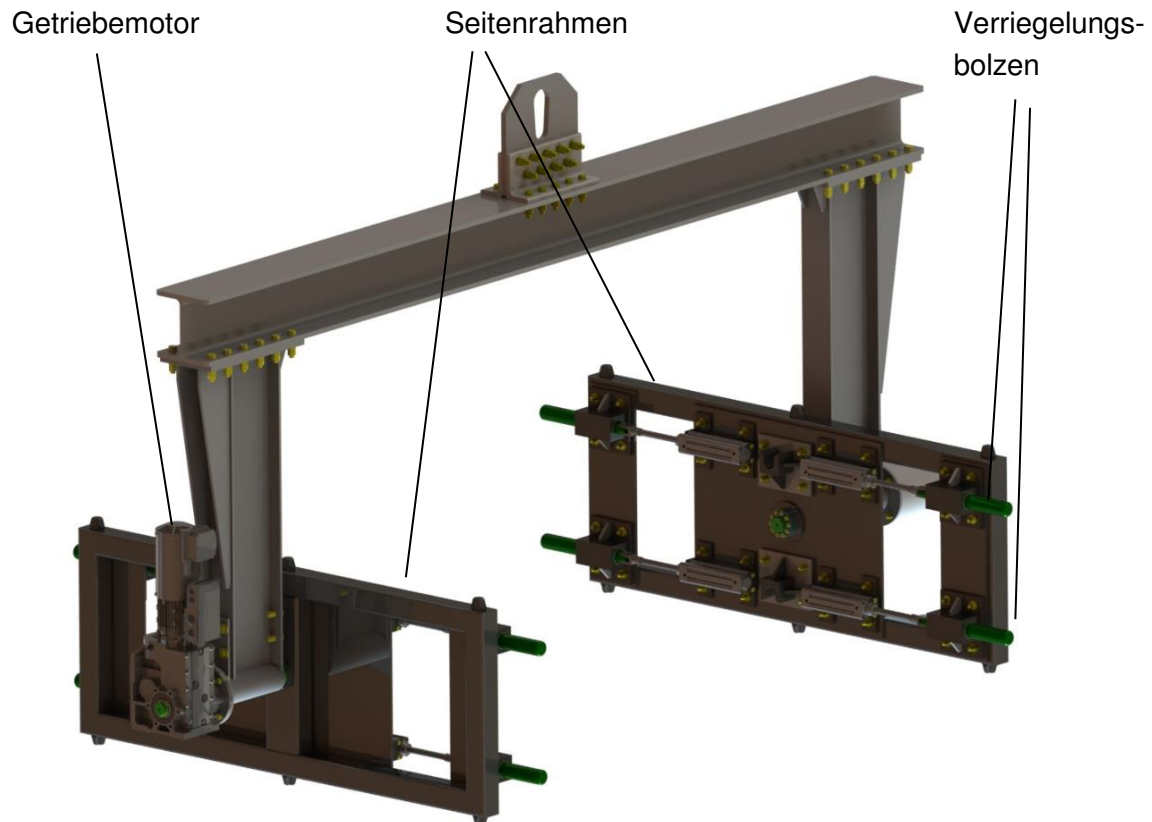


Abbildung 42: Wenderahmen

### 6.1.2 Halterahmen

Der Halterahmen ist eine Rahmenkonstruktion aus Stahlformrohren. Die Zylinder sind durch ein Blech aufgenommen, welches durch eingeschweißte Rippen verstärkt ist. Die Konstruktion von Halterahmen (2) unterscheidet sich aufgrund der Erfahrungen bei der Fertigung und Montage von Halterahmen (1) an verschiedenen Stellen. Bei Halterahmen (1) wurden die Versteifungsrippen durch eingeschweißte Flachstahlstücke realisiert. Bei Halterahmen (2) wurde gekantete U-Profile eingeschweißbt. Weiters wurde bei Halterahmen (2) das Blech auf den Rahmen aus Formrohren geschraubt. Die U-Profile haben den Vorteil, dass das Blech direkt mit dem U-Profil verschraubt werden kann. Die Aufnahme der Ventile und Saugdüsen erfolgt beim Halterahmen (1) über lasergeschnittene Adapterplatten, wie in Abbildung 73 zu sehen. Bei Halterahmen (2) wurden die Ventile und Saugdüsen an durchgängigen Flachstahlstücken befestigt, wodurch eine höhere Aufgeräumtheit bei der Verkabelung erreicht werden konnte. An den Ecken stehen die Formrohre etwas über. In diesen Überstand werden Buchsen eingesetzt, wodurch der Halterahmen vom Wenderahmen durch Bolzen aufgenommen werden kann. In dieser Konstruktion wurde darauf geachtet, dass sich sämtliche Schaltorgane des Pneumatik- und Hydrauliksystems direkt auf dem Halterahmen befinden. Abbildungen 43 zeigt die Konstruktion des Halterahmens (1) und die darauf montierten Komponenten. In Abbildung 44 ist der Halterahmen (2) während der Assemblierung zu sehen.

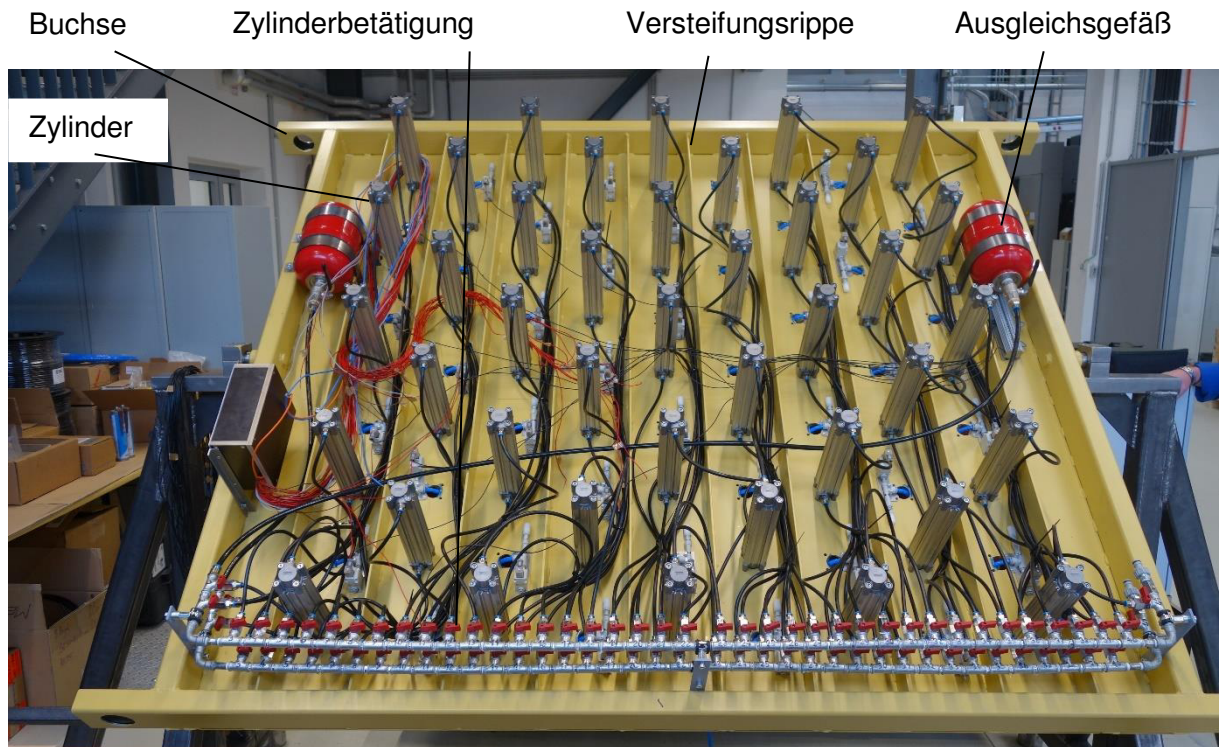


Abbildung 43: Halterahmen (1) während der Assemblierung

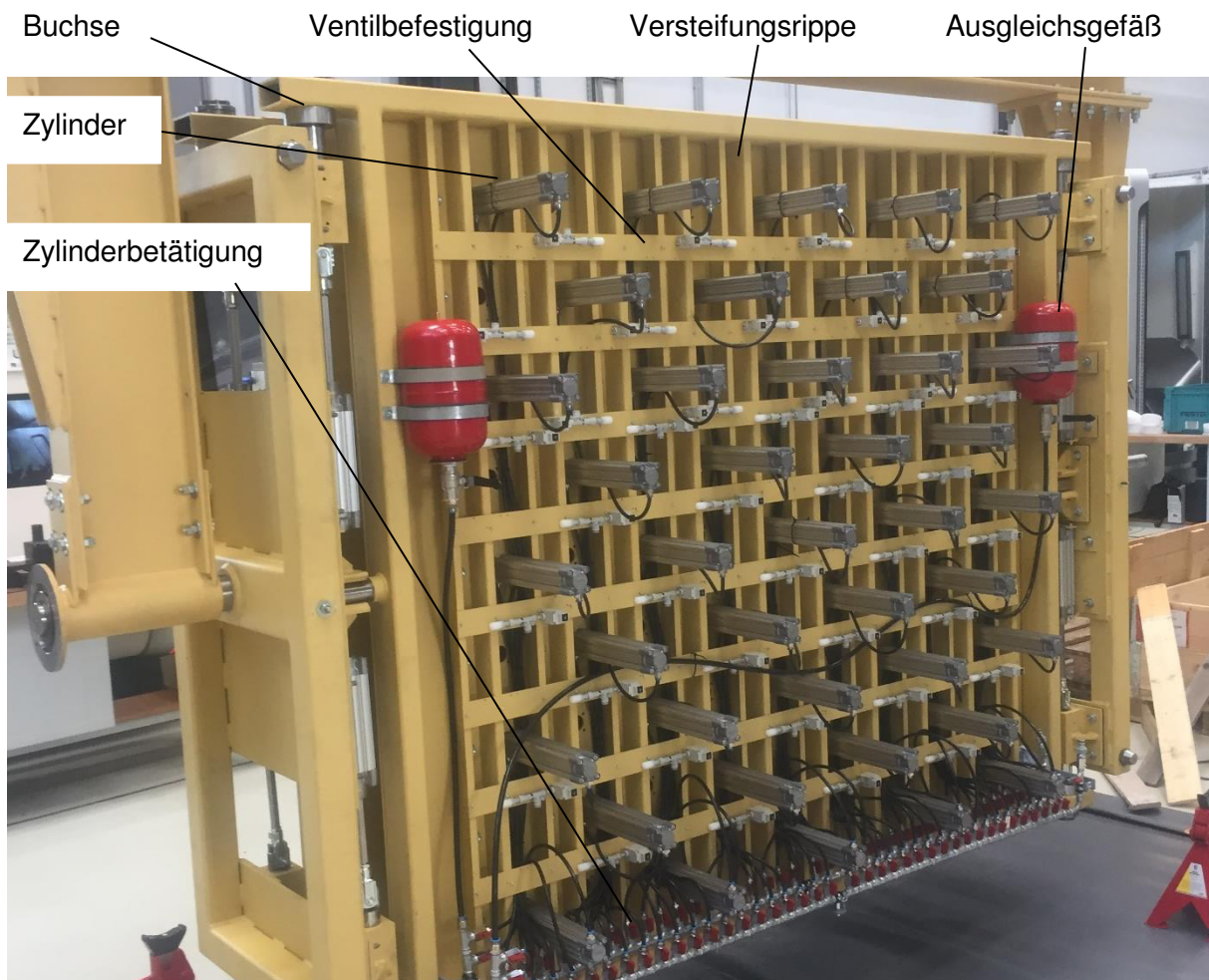


Abbildung 44: Halterahmen (2) während der Assemblierung

In Abbildung 45 ist der Halterahmen (1) mit den befestigten Vakuumsaugtellern in versetzter Anordnung zu sehen. Bei Halterahmen (2) erfolgt die Befestigung der Vakuumsaugteller gleichermaßen.



*Abbildung 45: Befestigung der Vakuumsaugteller am Halterahmen*

Abbildung 46 zeigt die Befestigung der Vakuumsaugteller auf der Kolbenstange der Zylinder. Bei der Konstruktion wurde besonders auf eine niedrige Bauhöhe geachtet, da zunehmende Bauhöhe zur Schwingfähigkeit des Systems bei der Bearbeitung beiträgt. Durch das Kugelgelenk ist es für den Sauggreifer möglich sich an schräge Werkstückkonturen anzupassen. In dieser Konstruktion wird die Sperrung des Kugelgelenks durch das manuelle Einschrauben von Madenschrauben ermöglicht. Durch die Sperrung des Kugelgelenks kann die Steifigkeit des Systems erhöht werden. Zur weiteren Erhöhung der Steifigkeit wurden in den Vakuumsaugteller Unterstützungsstifte integriert.

Bei der Konstruktion des Funktionsprototypen wurde auf diese einfache Sperrmöglichkeit des Winkelausgleiches zurückgegriffen. Für die industrielle Anwendung muss die Sperrung automatisiert erfolgen. Für die automatische Sperrung kann beispielsweise die Kontraktion des Vakuumsaugtellers während dem Ansaugvorgang genutzt werden. Beim Ansaugen wird das Blech gegen die Unterstützungsstifte gespannt, und somit die federnde Wirkung des Vakuumsaugtellers reduziert. Die Unterstützungsstifte sind in der Höhe durch Einlegen von Distanzscheiben einstellbar.

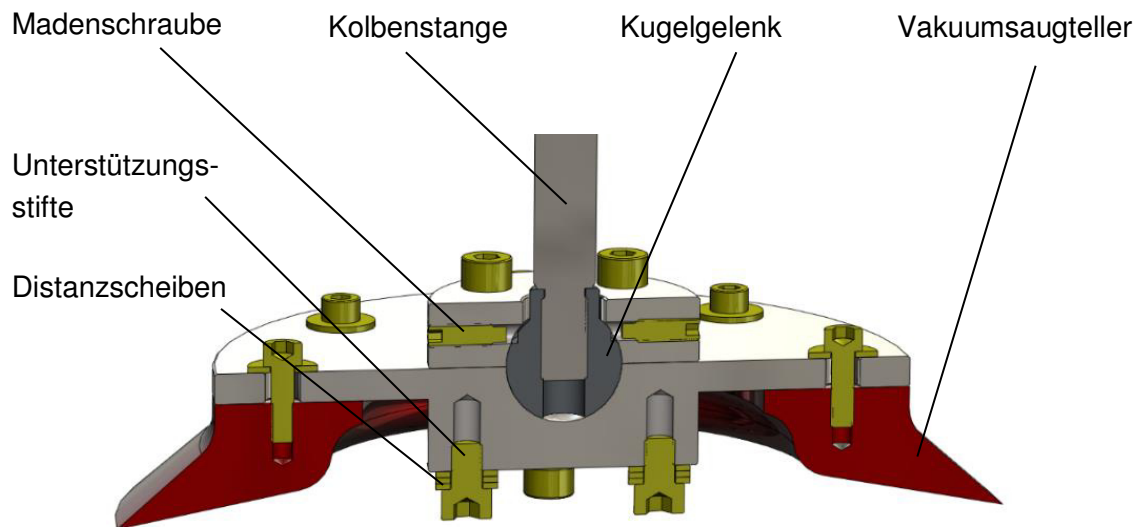


Abbildung 46: Gelenkige Lagerung des Vakuumsaugtellers

Eine Möglichkeit zur automatischen Sperrung wird in Abbildung 47 gezeigt. Wird das Blech angesaugt, so nimmt die Höhe des Vakuumsaugtellers ab. Dieser Hub wurde experimentell ermittelt und beträgt in zirka 10 mm. Durch diese Kontraktion wird der Stempel betätigt und gegen die Kugel des Kugelgelenkes gepresst. Durch Reibung wird die Winkelverstellung gesperrt. Durch eine Ausnehmung in der Kugelkarlotte des Stempels kann eine Vergrößerung der Reibung durch Ausnutzung der Keilwirkung erreicht werden.

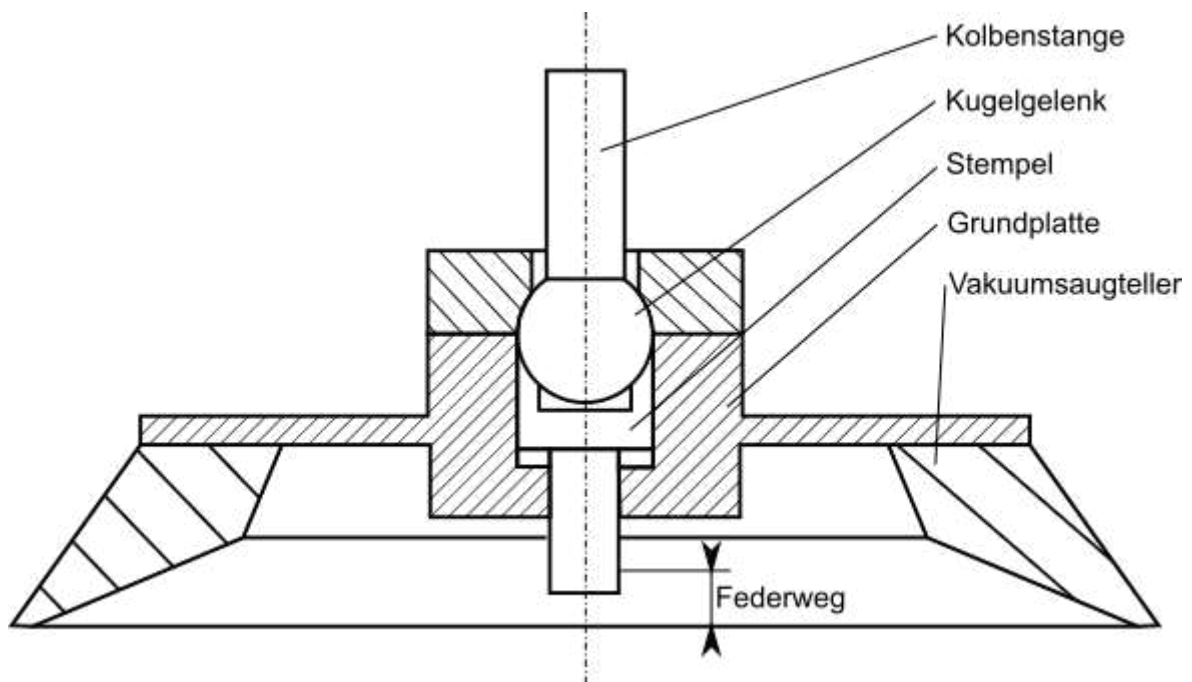


Abbildung 47: Lösungsmöglichkeit zur automatischen Klemmung der Winkelverstellung

## 6.2 Hydrauliksystem

Die Hydraulik des Halterahmens besteht aus einer Vielzahl an Zylindern, die nach dem Prinzip der kommunizierenden Gefäße miteinander verbunden sind. Diese Zylinder benötigt man, um die Anpassungsfähigkeit an die Blechkontur zu erreichen. An den Kolbenstangen der Zylinder sind Vakuumsaugsteller montiert, welche die Spannung des Bleches während der Bearbeitung und der Manipulation übernehmen. Die kolbenstangenseitigen als auch die zylinderseitigen Zylinderkammern sind miteinander verbunden. Dadurch entstehen zwei gekoppelte Systeme aus kommunizierenden Gefäßen. Wird beispielsweise der Halterahmen auf ein Blech abgesenkt und der erste Vakuumsauggreifer berührt die Blechoberfläche, so steigt in der zylinderseitigen Kammer der Druck der Hydraulikflüssigkeit. In der kolbenstangenseitigen Zylinderkammer sinkt hingegen der Druck. Diese Druckunterschiede werden durch die anderen noch freien Zylinder ausgeglichen. Der berührende Zylinder wird eingeschoben, während die freien Zylinder ausfahren. Dieser Vorgang wiederholt sich nun so oft, bis alle Sauggreifer auf dem Blech aufsitzen.

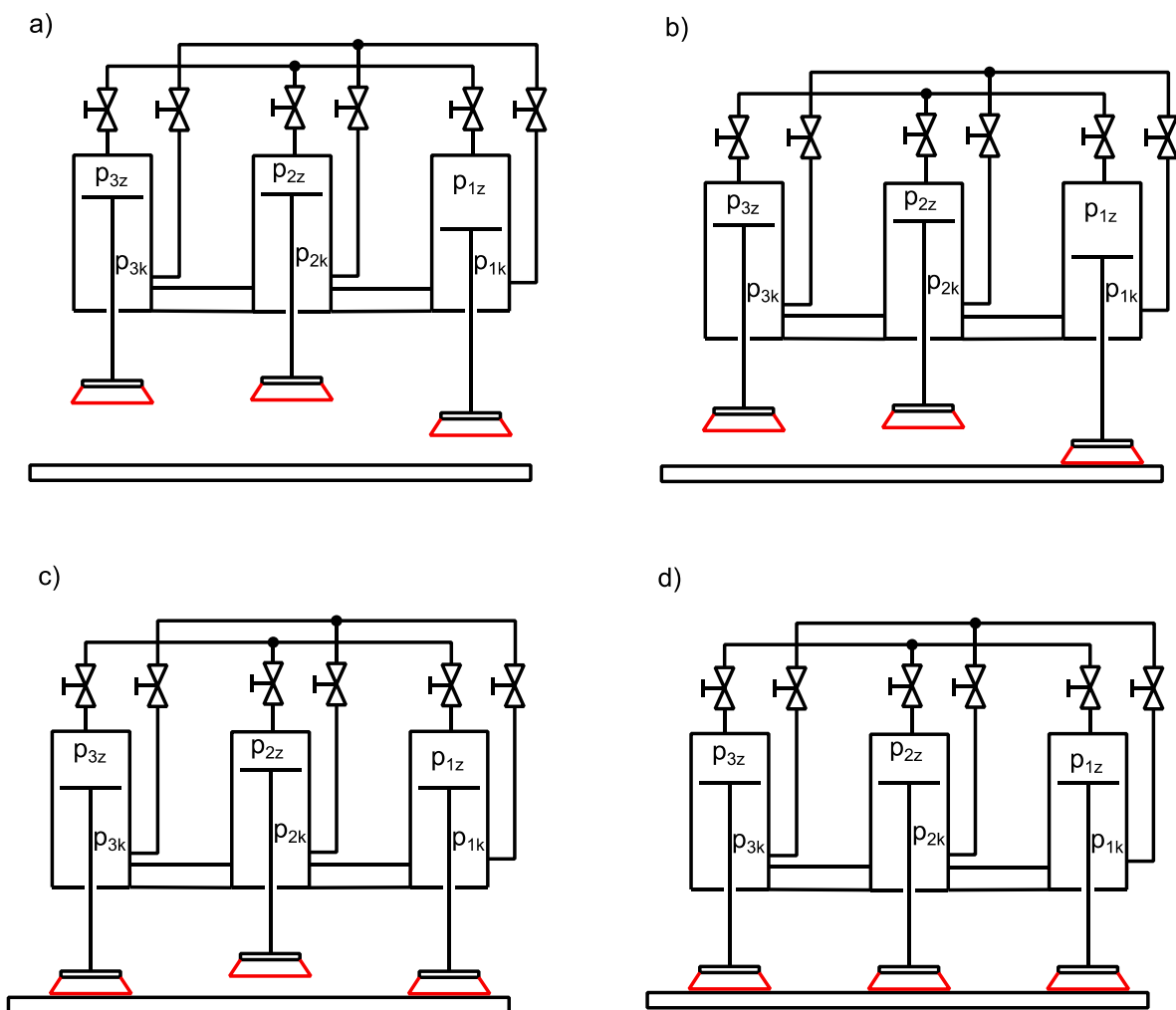


Abbildung 48: Anpassung der Zylinder a) kein Zylinder berührt das Blech b) ein Zylinder berührt das Blech c) zwei Zylinder berühren das Blech d) alle Zylinder berühren das Blech

In Abbildung 48 ist vereinfacht der Vorgang der Anpassung dargestellt. Alle gezeichneten Ventile sind zu diesem Zeitpunkt geöffnet. Dies bedeutet, dass die Zusammenhänge

$$p_{1z} = p_{2z} = p_{3z} \tag{17}$$

und

$$p_{1k} = p_{2k} = p_{3k} \tag{18}$$

gelten. Die Grafik 48a zeigt den Halterahmen, der auf das Blech abgesenkt wird. In diesem Bild berührt noch kein Zylinder die Oberfläche des Bleches. In Grafik 48b wird der Halterahmen weiterabgesenkt und der erste Zylinder berührt das Blech. Der Druck  $p_{1z}$  steigt an und der Druck  $p_{1k}$  fällt. Aufgrund der offenen Absperrventile gelten Gleichung (17) und (18). Durch die Druckdifferenzen in den noch freien Zylindern setze eine Ausfahrbewegung der Kolbenstangen ein, bis die Kräfte wieder im Gleichgewicht sind. Das weitere Absenken wird in Grafik 48c dargestellt. Die Drücke  $p_{1z}$  und  $p_{3z}$  steigen und gleichzeitig fallen die Drücke  $p_{1k}$  und  $p_{3k}$ . Durch das Kräfteungleichgewicht in den Zylindern 1 und 3 setze eine Einfahrbewegung der Kolbenstangen ein. Durch den Druckunterschied zwischen den Drücken  $p_{2z}$  und  $p_{2k}$  fährt die Kolbenstange des Zylinders zwei aus. Ist der Halterahmen weit genug abgesenkt, berühren alle Zylinder das Blech. In Abbildung 49 ist die Anpassung des Halterahmes an ein verzogenes Blech zu sehen.



Abbildung 49: Halterahmen mit angesaugtem Blech

Da die Bleche immer zwischen zwei Halterahmen gewendet werden sollen und die Blechstärke aber nicht konstant ist, muss die Flüssigkeitsmenge im Hydrauliksystem variieren. Diese Variation der Flüssigkeitsmenge wird über Ausgleichsgefäße realisiert. Ist beispielsweise ein Blech mit größerer Blechstärke aufzunehmen, so muss

man die Flüssigkeitsmenge der zylinderseitigen Kammern reduzieren und die Flüssigkeitsmenge der kolbenstangenseitigen Zylinderkammern erhöhen. Durch diese

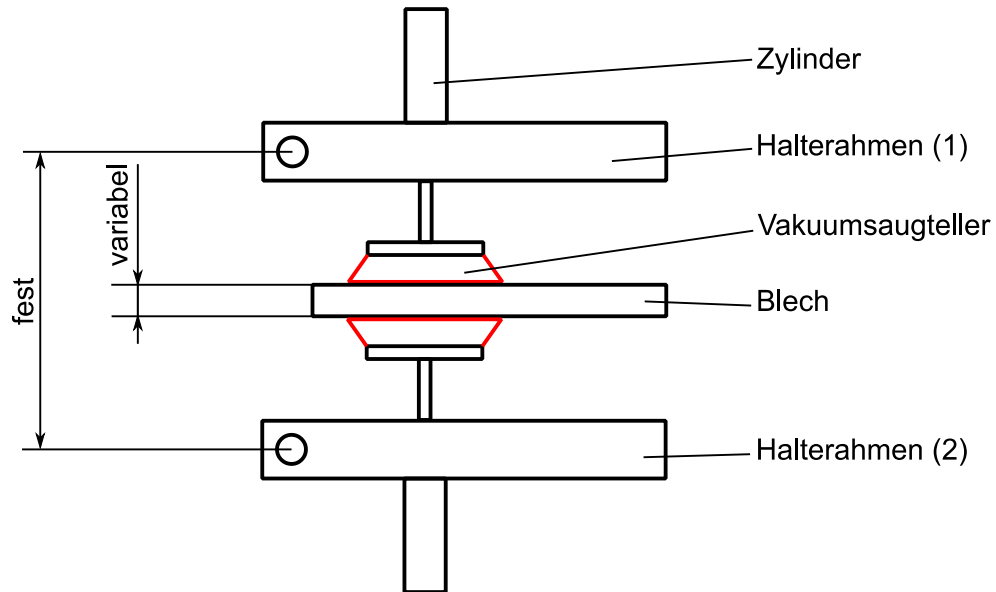


Abbildung 50: Fester Halterahmenabstand bei variabler Blechstärke

Anpassungen lässt sich der Abstand der beiden Halterahmen zueinander konstant halten, obwohl die Blechstärken variieren. Die geometrischen Zusammenhänge werden in Abbildung 50 nochmals deutlich veranschaulicht.

Aus dem Aufbau der Ausgleichsgefäße und dem geringen Druckniveau im System ergibt sich die Möglichkeit die Zylinder aktiv einzuziehen oder auszufahren. Der Luftdruck  $p_L$  in den Lufträumen der Ausgleichsgefäße wird mittels Ventile entweder erhöht oder verringert, wodurch sich der Druck in den Hydraulikflüssigkeiten erhöht oder reduziert. Dies führt zu einem Aus- oder Einfahren der Zylinder. In Abbildung 51 sind die Vorgänge beim Ein- und Ausfahren der Kolbenstange vereinfacht skizziert. Wird in der Luftkammer des Ausgleichsgefäßes 1 der Druck  $p_{1L}$  erhöht und der Druck

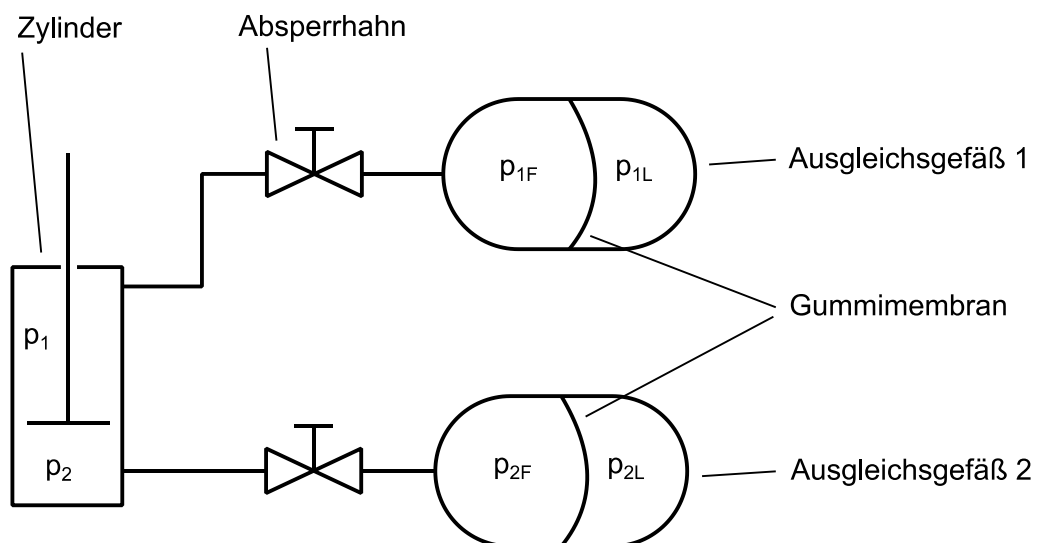


Abbildung 51: Aktives Ein- und Ausfahren der Kolbenstangen



in der Luftkammer des Ausgleichsgefäßes 2 der Druck  $p_{2L}$  reduziert so kommt es nach den folgenden Zusammenhängen

$$p_{1L} = p_{1F} = p_1 \quad (19)$$

und

$$p_{2L} = p_{2F} = p_2 \quad (20)$$

zu einer Druckdifferenz zwischen  $p_1$  und  $p_2$ . Aus dieser Druckdifferenz resultiert die Bewegung der Kolbenstange. In Abbildung 51 ist der Einfachheit halber nur ein Zylinder dargestellt. Das Prinzip funktioniert jedoch bei einer größeren Zylinderanzahl analog.

Abbildung 53 zeigt den Schaltplan des Hydrauliksystems. In diesem Schaltplan sind jedoch nur vier der 41 Zylinder dargestellt. Der Anschluss der nicht dargestellten Zylindern folgt jedoch dem gleichen Prinzip wie bei den Dargestellten. Jeder Zylinder ist mit zwei Absperrventilen ausgestattet. Diese Absperrventile dienen zur Sperrung der Zylinder, wenn sich der Halterahmen dem Blech angepasst hat. Sind die Absperrventile eines Zylinders geschlossen, ist er nicht mehr Teil des Systems der kommunizierenden Gefäße. Die Kolbenstange ist in diesem Fall zwischen den Medien in der zylinder- und kolbenstangenseitigen Kammer eingespannt. Eine Bewegung kann sich nur durch Undichtheiten der Kolbendichtung, der Kolbenstangendichtung und den Absperrventilen ergeben. Für die Kompensation der unterschiedlichen Blechdicken sind an das System der kommunizierenden Gefäße jeweils ein Ausgleichsgefäß angeschlossen. Die Funktionen dieses Ausgleichsgefäßes wurden bereits in Abbildung 50 und 51 veranschaulicht. Auch die Ausgleichsgefäße können über Absperrventile vom System der kommunizierenden Gefäße abgeschlossen werden.

Die nachfolgenden Druckluftkomponenten dienen zur Erhöhung und Reduzierung des Luftdrucks in den Luftkammern der Ausgleichsgefäße. Die realisierte Ausführung der Verschaltung der Zylinder zu einem gekoppelten System aus kommunizierenden



Abbildung 52: Realisierte Ausführung der Verschaltung der Zylinder

Gefäßen ist in Abbildung 52 zu sehen. Dabei wurde auf handelsübliche Kugelhähne und Graugussfittinge zurückgegriffen.

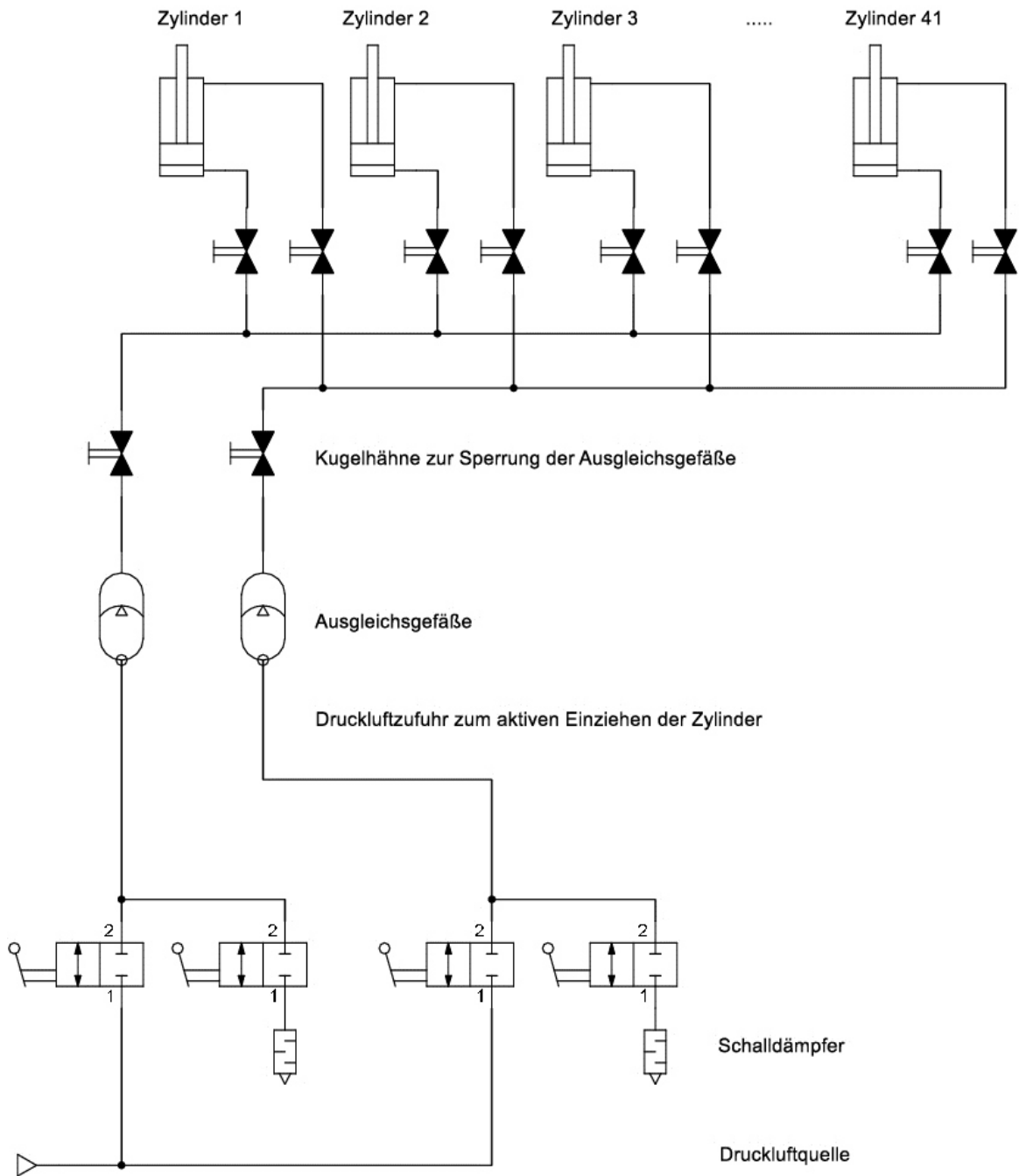


Abbildung 53: Hydraulikschaltplan

### 6.3 Pneumatiksystem

Für die Stapel- und Wendevorrichtung wird Druckluft für mehrere Anwendungen verwendet. Bei der Wendevorrichtung erfolgt beispielsweise die Ansteuerung der Verriegelungsbolzen über pneumatisch arbeitende Zylinder. Der Halterahmen

verwendet Druckluft vordergründig zur Herstellung von Vakuum für die Vakuumsaugteller. Für jeden Vakuumsaugteller ist ein eigener Vakuumejektor verbaut. Vor diesem Ejektor befindet sich ein elektrisch angesteuertes 2/2 Wegeventil. Diese Ventile sind notwendig, um bei Nichtbelegung eines Vakuumsaugtellers diesen deaktivieren zu können. Die praktische Ausführung der Ventile und Vakuumejektoren ist in Abbildung 73 zu sehen. Die Druckluft wird am Halterahmen über eine Ringleitung verteilt, in die der Druckluftherzeuger eingespeist. In Abbildung 54 ist der pneumatische Schaltplan des Halterahmens gezeigt. Zu diesem Schaltplan ist jedoch zu sagen, dass nur drei der 41 realisierten Vakuumsaugteller dargestellt sind. Die nicht gezeigten Vakuumsaugteller werden jedoch nach dem gleichen Prinzip an die Druckluftleitung angeschlossen. Weiters wird Pneumatik am Halterahmen zum aktiven Ein- und Ausfahren der Zylinder über die Ausgleichsgefäße verwendet. Diese Schaltung ist jedoch in Abbildung 53 ersichtlich.

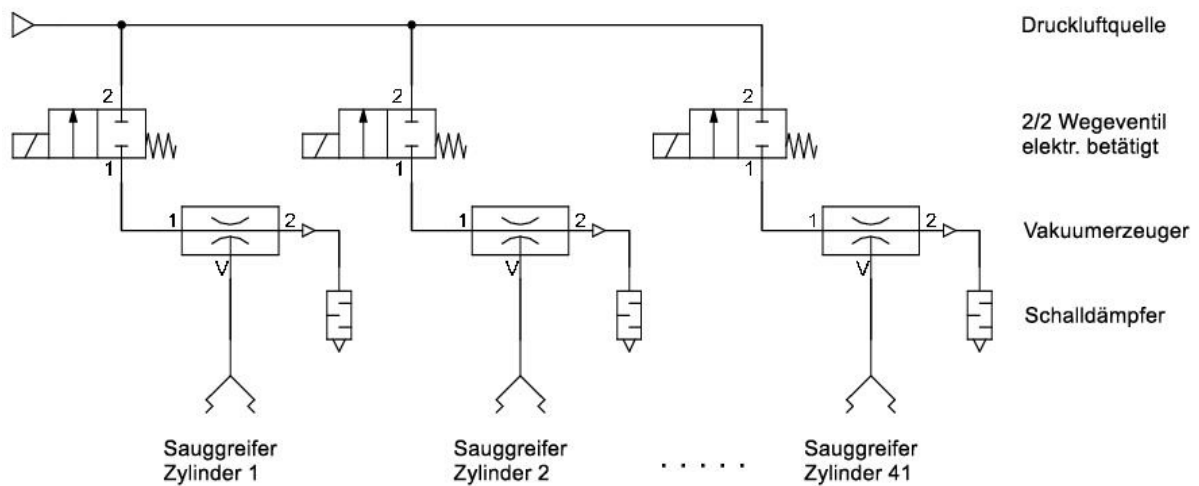


Abbildung 54: Pneumatikschaltplan Halterahmen

## 6.4 Elektrik Halterahmen

In Abbildung 55 ist der elektrische Schaltplan des Halterahmens dargestellt. Die Schaltung der 2/2 Wegeventile erfolgt mittels elektrischer Betätigung. Die Betriebsspannung der Magnetspulen der Ventile beträgt 24 Volt. Diese Spannung wird von einem Netzteil, das zur Schaltung der Wendeoperation benötigt wird, bereitgestellt. Die Schaltung erfolgt durch einfache Wechselschalter, die an einem Schaltkasten am Halterahmen betätigt werden. In Abbildung 56 ist die realisierte Anordnung der Schaltelemente zu sehen. In späterer Folge soll die Ansteuerung sämtlicher Ventile über die Anlagensteuerung erfolgen.

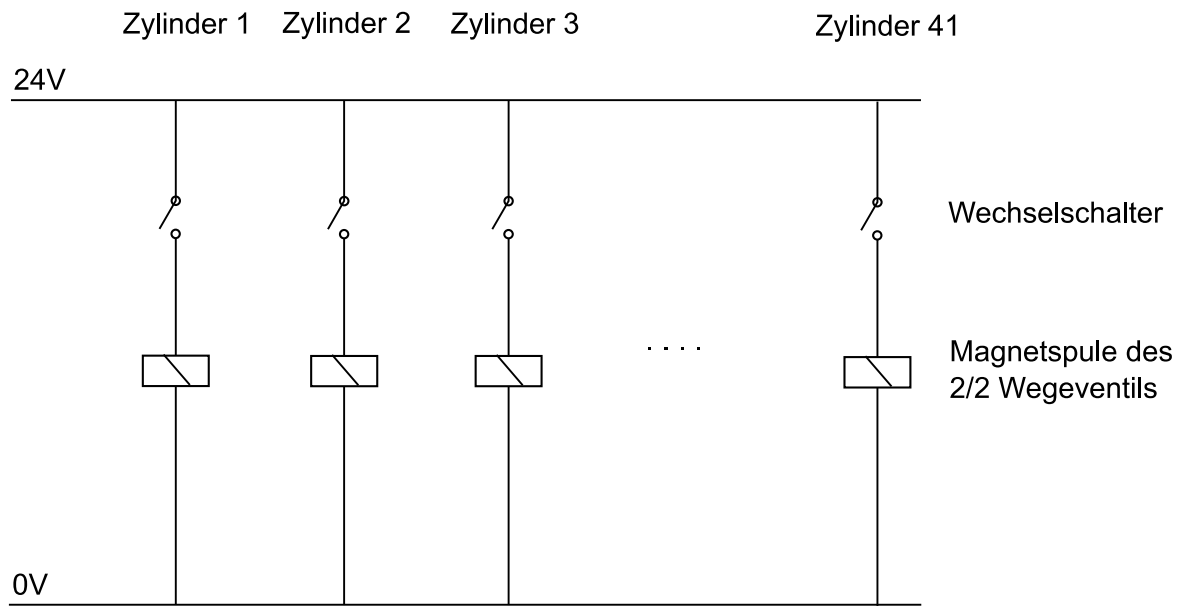


Abbildung 55: Elektrischer Schaltplan

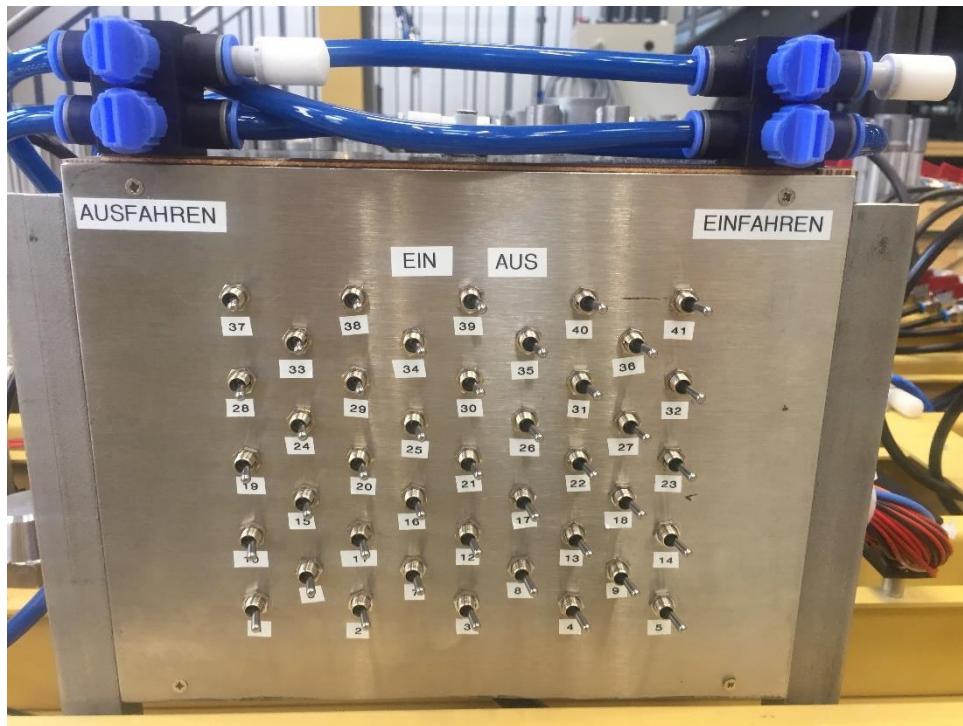


Abbildung 56: Realisierte Anordnung der Schaltelemente

## 6.5 Funktionsweise

In diesem Kapitel ist der Verfahrensablauf des Halterahmens und der Wendevorrichtung beschrieben. Bei der Beschreibung werden nur jene Verfahrensschritte näher beschrieben, die den Halterahmen betreffen. Alle anderen Schritte sind der Vollständigkeit halber nur überblicksmäßig angeführt. In weiterer Folge bezeichnet man die Vakuumsaugteller, die vom Blech vollständig abgedeckt

werden, als belegte Sauger. Alle anderen Vakuumsaugteller heißen nicht belegte Sauger.

### **Schritt 1: Einstellen der Halterahmen auf die aktuelle Blechgröße**

Durch diese Einstellung der beiden Halterahmen bleiben nicht durch das Blech belegte Sauger eingezogen und stören während der Bearbeitung nicht, da sie außerhalb der Bearbeitungsebene liegen.

1. Öffnen der beiden Kugelhähne der Ausgleichsgefäße
2. Ablassen des Luftdrucks aus dem zylinderseitigem Ausgleichsgefäß
3. Luftdruck im kolbenstangenseitigen Ausgleichsgefäß erhöhen
4. Zylinder fahren ein
5. Kugelhähne der nicht belegten Sauger schließen
6. Erhöhen des Luftdrucks im zylinderseitigem Ausgleichsgefäß
7. Ablassen des Drucks im kolbenstangenseitigem Ausgleichsgefäß
8. Benötigte Zylinder fahren aus und bilden unter sich ein System aus kommunizierenden Gefäßen.
9. Schließen der Kugelhähne an den Ausgleichsgefäßen

### **Schritt 2: Aufnahme des Bleches**

1. Ablassen des Halterahmens (1) auf den Rohteilstapel
2. Zylinder formen sich an die Oberflächenkontur des Bleches an
3. Öffnen der Magnetventile
4. Vakuumsauger werden aktiv und saugen sich am Blech fest
5. Alle Kugelhähne der Zylinder schließen
6. Blech ist bereit zum Abheben

### **Schritt 3: Ablegen des Bleches am zweiten Halterahmen**

1. Öffnen der Kugelhähne der belegten Sauger am Halterahmen (2)
2. Absenken des Bleches und des Halterahmens (1) auf den Halterahmen (2)
3. Öffnen der Magnetventile am Halterahmen (2)
4. Belegte Sauger werden aktiv
5. Alle Kugelhähne der Zylinder schließen
6. Schließen der Magnetventile am Halterahmen (1)
7. Abheben des Halterahmens (1)

### **Schritt 4: Bearbeitung des Bleches**

### **Schritt 5: Wenden des Bleches**

1. Öffnen der Kugelhähne der Zylinder am Halterahmen (1)
2. Öffnen der Kugelhähne der Ausgleichsgefäße am Halterahmen (1)

3. Einfahren der belegten Sauger am Halterahmen (1)
4. Absenken des Halterahmens (1) auf das Blech
5. Ausfahren der Verriegelungsbolzen des Halterahmen (2)
6. Ausfahren der belegten Sauger am Halterahmen (1)
7. Schließen der Kugelhähne der Ausgleichsbehälter am Halterahmen (1)
8. Schließen aller Kugelhähne der Zylinder am Halterahmen (1)
9. Öffnen der Magnetventile am Halterahmen (1)
10. Belegte Sauger des Halterahmens (1) werden aktiv
11. Abheben der gesamten Halte- und Wendevorrichtung
12. Wenden der beiden Halterahmen und dem Blech

### **Schritt 6: Ablegen von Halterahmen (1) am Maschinentisch**

1. Absenken der gesamten Wendevorrichtung auf den Maschinentisch
2. Schließen der Magnetventile am Halterahmen (2)
3. Öffnen der Kugelhähne der Ausgleichsgefäße am Halterahmen (2)
4. Einfahren der belegten Sauger am Halterahmen (2)
5. Einfahren der Verriegelungsbolzen am Halterahmen (1)
6. Abheben des Halterahmens (2)

### **Schritt 7: Bearbeiten der zweiten Blechseite**

#### **Schritt 8: Abheben des Bleches von Halterahmen (1)**

1. Öffnen der Kugelhähne der belegten Sauger von Halterahmen (2)
2. Ausfahren der belegten Sauger von Halterahmen (2)
3. Schließen der Kugelhähne der Ausgleichsgefäße von Halterahmen (2)
4. Absenken des Halterahmen (2) auf das Blech
5. Öffnen der Magnetventile von Halterahmen (2)
6. Belegte Sauger des Halterahmens (2) saugen sich am Blech fest
7. Schließen der Magnetventile des Halterahmens (1)
8. Schließen aller Zylinderkugelhähne am Halterahmen (2)
9. Abheben des Bleches von Halterahmen (1)

#### **Schritt 9: Ablegen des Bleches am Rohteilstapel**

1. Absenken des Bleches auf den Rohteilstapel
2. Schließen der Magnetventile am Halterahmen (2)
3. Ablegen des Bleches

#### **Schritt 10: Vorbereiten der Halterahmen für nächstes Blech**

1. Öffnen aller Zylinderkugelhähne bei Halterahmen (1) und Halterahmen (2)

## 7 Komponentenauswahl und -auslegung

### 7.1 Allgemeines

Dieses Kapitel beschreibt die Auswahl und die Auslegung der Komponenten, die zum Aufbau des Halterahmens benötigt werden. Es wird die Auswahl einer geeigneten Anordnungsvariante für die Vakuumsaugteller näher beschrieben. Auf dieser Anordnung aufbauend wird die Auslegung der Vakuumsaugteller erklärt. Weiters wird auf die Auswahl der Zylinder, der Vakuumerzeugungskomponenten und auf die Auslegung der Ausgleichsgefäße eingegangen.

### 7.2 Anordnung der Sauggreifer

Um für die Auslegung der Vakuumsaugteller erforderliche Parameter zu erhalten, ist es notwendig sich über die Anordnung der Sauger am Halterahmen Gedanken zu machen. Wichtige Größen, die sich aus dieser Überlegung ergeben, sind beispielsweise das theoretische Plattengewicht je Vakuumsaugteller und die Vakuumsaugtelleranzahl. Es wurden drei verschiedene Anordnungsvarianten untersucht.

#### 7.2.1 Gerade Anordnung

Bei der geraden Anordnung wird ein Raster mit geeigneter Gitterweite über den Halterahmen gelegt und an jedem Knotenpunkt wird ein Vakuumsaugteller angeordnet. Abbildung 57 zeigt diese Anordnung. Durch die Kreise werden Vakuumsaugteller dargestellt. Das schwarze, dünn gezeichnete Rechteck bildet das zu spannende Blech. In diesem Fall ist die Blechdimension so gewählt, dass die

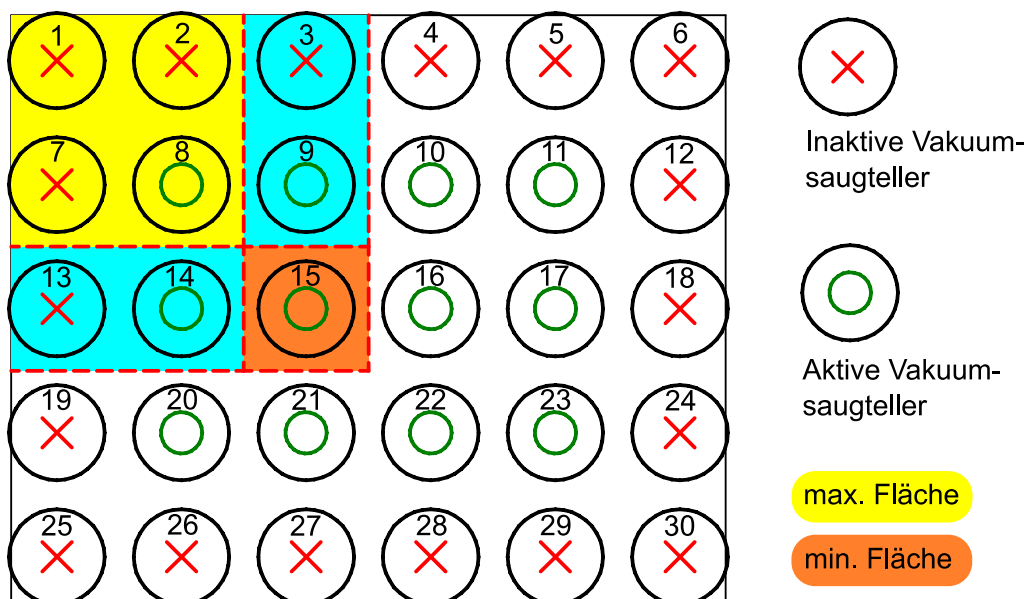


Abbildung 57: Gerade Vakuumsaugtelleranordnung

äußeren Vakuumsaugteller kein Vakuum mehr aufbauen können. Dies ist durch die roten Kreuze in den Kreisen gekennzeichnet. Alle Vakuumsaugplatten, die Haltekräfte aufbauen können, werden mit einem grünen Kreis gekennzeichnet. Die rot strichlierten Bereiche sind jene Plattenabschnitte, die theoretisch vom aktiven Vakuumsaugteller in diesem Bereich getragen werden müssen. Konkret müssen bei dieser Anordnung die Vakuumsaugteller 8, 11, 20 und 23 die maximale Fläche tragen können. Diese Fläche ist für die Auslegung der Vakuumsaugteller ausschlaggebend. Von den Vakuumsaugtellern 15 und 16 muss die kleinste Fläche getragen werden.

## 7.2.2 Versetzte Anordnung

Bei dieser Variante werden die Sauggreifer immer in den Zwischenraum der Vorreihe positioniert. Durch diese Anordnung ist es möglich in einer Reihe einen höheren Vakuumsaugtellerabstand zu erreichen. In Abbildung 58 ist diese Anordnungsvariante visualisiert. Auch bei dieser Grafik stellt das dünn gezeichnete Rechteck wieder die Blechplatte dar. Die Vakuumsaugteller sind wiederum durch Kreise vereinfacht dargestellt. Die roten Kreuze in diesen Kreisen bedeuten, dass keine Haltekraft aufgebaut werden kann. Ist in den Kreisen hingegen ein grüner Kreis eingezeichnet, so handelt es sich um einen aktiven Vakuumsauggreifer. Das Format dieses Bleches ist wiederum so gewählt, dass die äußere Reihe der Vakuumsaugteller keine Haltekraft aufbauen können und somit keine tragende Wirkung haben. Die rot strichlierten Linien grenzen auch in dieser Skizze wieder theoretisch jene Bereiche ab, die jeweils ein aktiver Vakuumsauggreifer in diesem Bereich zu tragen hat. Die Vakuumsaugteller 6,

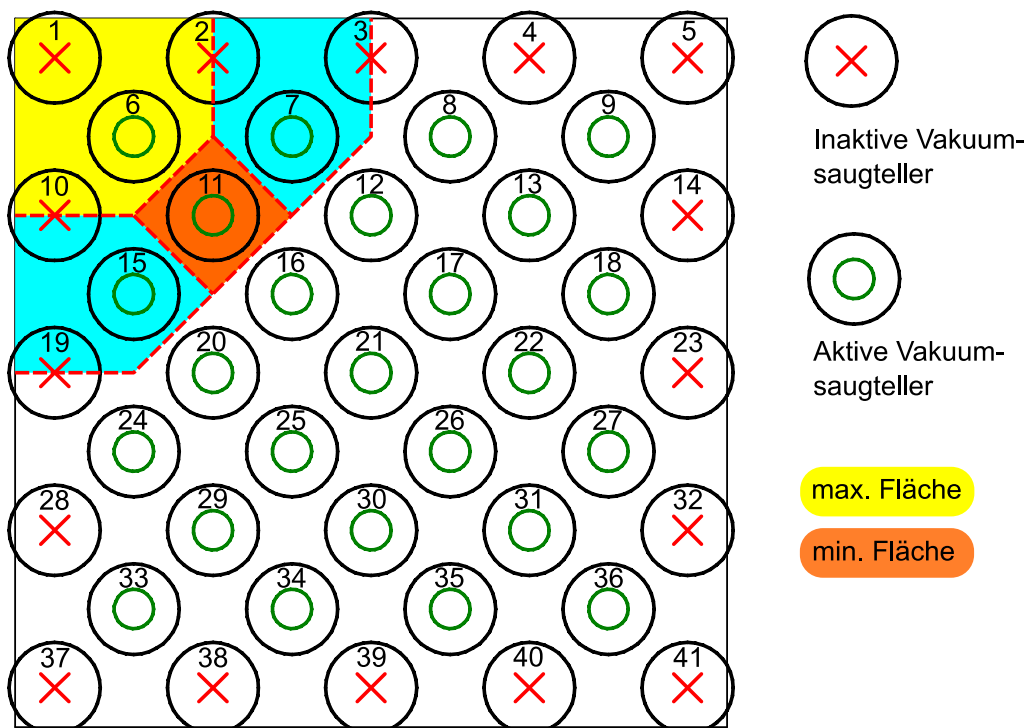


Abbildung 58: Versetzte Vakuumsaugtelleranordnung





Vakuumsaugteller am Plattenrand gerade nicht mehr vollständig abdeckt. In diesem Fall müssten die Vakuumsaugteller 5, 7, 19 und 21 die größte Fläche und somit das größte Gewicht tragen.

#### 7.2.4 Anordnungsauswahl

In diesem Kapitel werden die oben beschriebenen Anordnungsvarianten rechnerisch gegenübergestellt. Im Wesentlichen wird die erforderliche Haltekraft, die direkt von der theoretisch zu tragenden Fläche abhängt, verglichen. In Tabelle 10 sind Parameter und Ergebnisse der Berechnung aufgelistet. Die versetzte Anordnung mit nicht konstanten Vakuumsaugtellerabständen ist in der Tabelle nicht aufgeführt, da es keine konstanten Abstände zwischen den Vakuumsaugtellern gibt und die Fläche je nach Blechdimension immer unterschiedlich groß sein würde. Aus diesem Grund wird die versetzte Anordnung mit nicht konstanten Vakuumsaugtellerabständen nicht näher betrachtet. Der Vakuumsaugtellerabstand  $L$  in Tabelle 10 beschreibt die Distanz von einem Vakuumsaugteller zum Nächsten in der gleichen Reihe. In Abbildung 60 wird dies veranschaulicht. Die in der Tabelle angegebenen Massenwerte beziehen sich auf die maximal geforderte Blechstärke von 31 mm. Weiters ist in der Tabelle eine mögliche Vakuumsaugtelleranzahl angegeben. Diese Zahlen ergeben sich aus der Geometrie der Anordnung und der quadratischen Grundfläche. Für die folgenden rechnerischen Überlegungen wird von einem Vakuumsaugtellerdurchmesser von 235 mm ausgegangen.

	Nicht versetzte Anordnung	Versetzte Anordnung
Vakuumsaugtellerabstand in mm	285	380
Max. zu tragende Fläche pro Vakuumsaugteller in m <sup>2</sup>	0,297	0,229
Max. zu tragende Masse pro Vakuumsaugteller in kg	74,3	57,4
Mögliche Vakuumsaugtelleranzahl	36 , 49 , 64	25 , 41 , 61

Tabelle 10: Rechnerische Gegenüberstellung der verschiedenen Vakuumsaugtelleranordnungen

In Tabelle 10 ist zu erkennen, dass sich bei der nicht versetzten Anordnung, trotz geringerem Vakuumsaugtellerabstand, eine größere zu tragende Fläche ergibt. Aus diesem Grund wird für weitere Betrachtungen von der versetzten Vakuumsaugtelleranordnung ausgegangen.

## 7.3 Auslegung der Sauggreifer

### 7.3.1 Allgemeines

Die für die Berechnung herangezogenen Vakuumsauggreifer der Firma DI Kubai GmbH werden bereits von der Böhler Bleche GmbH zur Manipulation von Blechen in anderen Unternehmensabteilungen eingesetzt und sollen auch bei der vorliegenden Problemstellung verwendet werden. Vakuumsaugteller haben einen Durchmesser von 235 mm und sind in der versetzten Anordnung mit einem Abstand von 380 mm auf dem Halterahmen montiert. Diese Abmessungen und die Anordnung der Vakuumsaugteller sind in Abbildung 60 bildlich dargestellt.

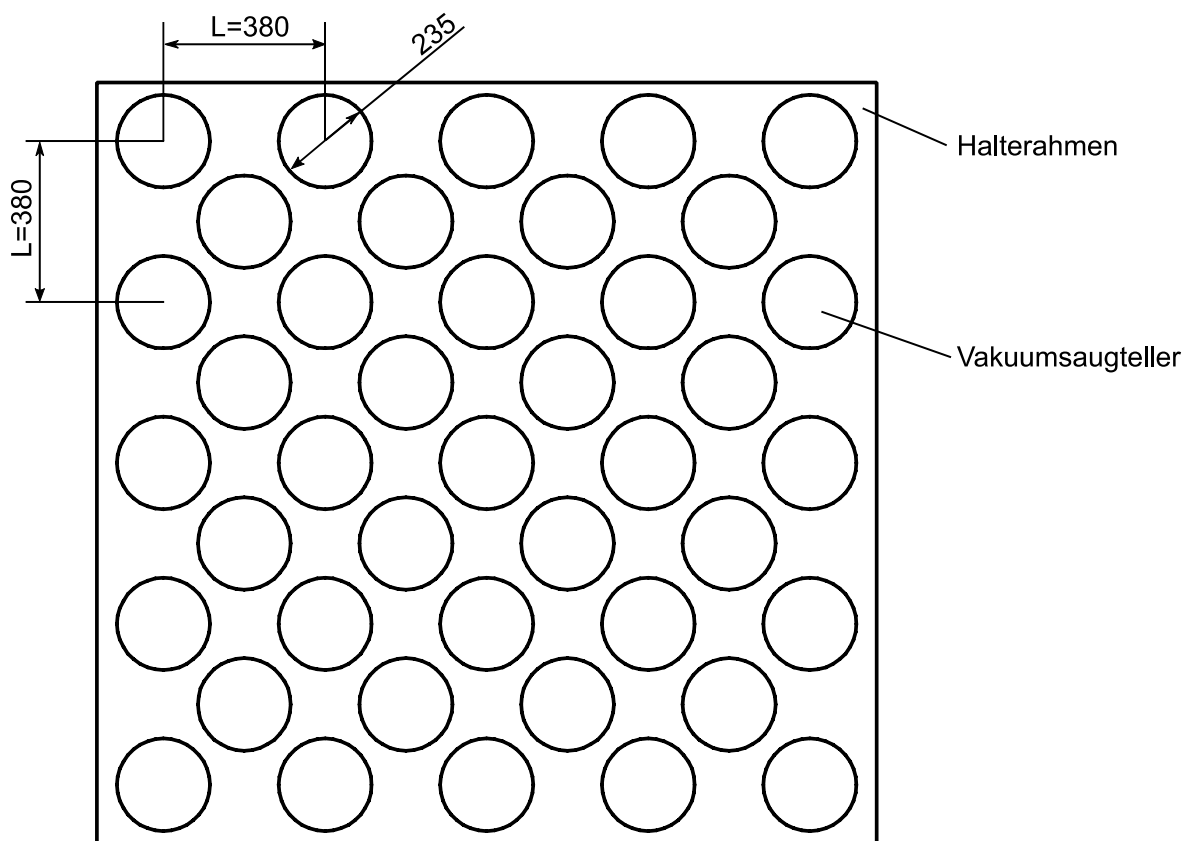


Abbildung 60: Schematischer Aufbau Halterahmen

### 7.3.2 Rechnerische Auslegung

Bei der Berechnung der theoretisch erforderlichen und erreichbaren Haltekräfte wird nach den praktischen Auslegungsregeln der Firma J. Schmalz GmbH (vgl. [10]) vorgegangen. In Kapitel 4 wurde als Randbedingung definiert, dass während der

Schwenkbewegung der Wendevorrichtung keine horizontale oder vertikale Verfahrbewegung erfolgen darf. Es wird daher bei der Berechnung davon ausgegangen, dass die Schwenk- und Verfahrbewegung zwei unterschiedliche Betriebsarten sind und so bei der Auslegung getrennt voneinander betrachtet werden können. Laut den Unterlagen der J. Schmalz GmbH kann als Richtwert für den Reibkoeffizienten  $\mu$  bei nassen Oberflächen ein Wert zwischen 0,2 und 0,3 gewählt werden. Es wurde ein Wert von 0,21 angenommen. Weiters wird als Sicherheit  $S_{\text{verfahr}}$  für das Heben und die Verfahrbewegung ein Wert von 2 angesetzt. Beim Wenden muss eine Mindestsicherheit  $S_{\text{wenden}}$  von 2,5 erreicht werden.

Bei versetzter Vakuumsaugtelleranordnung und der ungünstigsten Plattendimension, wie in Abbildung 58 ersichtlich, erhält man bei der größten Materialstärke von 31 mm eine Masse von

$$m = 57,4 \text{ kg} ,$$

die von einem Sauger getragen werden muss. Bei der ungünstigsten Plattendimension fallen die Abmessungen so aus, dass eine Reihe Vakuumsaugteller nicht mehr vollständig abgedeckt werden kann und so keine Haltekräfte aufbauen können. Daraus folgt mit einer angenommenen Beschleunigung von

$$a = 2,0 \frac{m}{s}$$

des Trägerportals in horizontaler Richtung eine theoretische Haltekraft für die Verfahrbewegung von

$$F_{\text{theoretisch,verfahr}} = m \left( g + \frac{a}{\mu} \right) S_{\text{verfahr}} = 2218,1 \text{ N} . \quad (21)$$

Beim Wenden erhält man nach Gleichung (14), unter Berücksichtigung das beide Halterahmen das Blech halten, eine theoretisch erforderliche Haltekraft von

$$F_{\text{theoretisch,wenden}} = \frac{m}{2\mu} (g + a) S_{\text{wenden}} = 3349,7 \text{ N} . \quad (22)$$

In dieser Gleichung ist durch den Faktor im Nenner berücksichtigt, dass beim Wenden die doppelte Anzahl von Vakuumsaugtellern im Einsatz ist. Aus dem anliegenden Unterdruck  $p$  und der Fläche  $A$  des Saugers kann die erreichbare Haltekraft errechnet werden. Für ein relatives Vakuum von 80% kann eine Haltekraft von

$$F_{\text{erreichbar}} = p A = 3469,8 \text{ N} \quad (23)$$

erreicht werden. In Tabelle 11 sind die Ergebnisse aus den obenstehenden Berechnungen nochmals übersichtlich zusammengefasst.

Einheit	$F_{\text{theoretisch, wenden}}$	$F_{\text{theoretisch, verfahr}}$	$F_{\text{erreichbar}}$
N	3349,7	2218,1	3469,8

*Tabelle 11: Zusammenfassung Auslegung Sauggreifer*

Den Einträgen aus Tabelle 11 ist zu entnehmen, dass die erforderlichen Kraftwerte für das Wende und auch für das Verfahren immer unter der erreichbaren Haltekraft liegen. Durch die gewählten Abstandswerte ergibt sich für den Halterahmen bei versetzter Anordnung eine Vakuumsaugtelleranzahl von 41 Stück, wie in Abbildung 60 bereits dargestellt.

### 7.3.3 Saugversuche mit Vakuumsaugteller

Um die Funktion der Saugteller in der späteren Anlage sicherzustellen, wurden Saugversuche durchgeführt. Dabei soll der kritischere Fall eines senkrecht stehenden Vakuumsaugtellers mit angesaugter Testplatte überprüft werden. Diese Begebenheit ergibt sich durch den Zusammenhang, dass die Platte durch Reibung gehalten werden muss und somit vom Reibkoeffizient abhängig ist. In Tabelle 11 wird dieser Unterschied zahlenmäßig für die gegebene Problemstellung belegt. Aufgrund der schnellen Verfügbarkeit wurde die erste Versuchsplatte aus einer Holzsiebdruckplatte hergestellt. Diese Siebdruckplatte hat zusätzlich den Vorteil, dass sie eine raue und eine glatte Seite besitzt. So wurde ermöglicht, dass relativ rasch Ergebnisse mit zwei verschiedenen Oberflächen vorlagen. Weiters wurde der Vakuumsaugteller mit einer Testplatte, die von der Firma Böhler Bleche GmbH zur Verfügung gestellt wurde, überprüft. In Abbildung 61 ist der Versuchsaufbau gezeigt. Dabei wurde der Vakuumsaugteller vertikal eingespannt und an die Vakuumversorgung angeschlossen. Die Testplatte wurde angebracht und durch den Unterdruck vom Vakuumsauger gehalten. Die Testplatte verfügt über eine Öse, an der das Prüfmasse aufgebracht wurde. Dieser Versuch zeigt, ob die Prüfmasse von 58 Kilogramm getragen werden kann. Aufgrund der hohen zu erwartenden Haltekräfte wurde der Versuch nicht bis zum Abriss der Testplatte vom Vakuumsaugteller durchgeführt. Die Benetzung der Testplatte mit Wasser oder Kühlschmierstoff simuliert verschiedene Umgebungsbedingungen. Als Kühlschmierstoff wurde BLASER Swisslube Synergy 915 verwendet. Im Anhang sind die genauen Messgeräte und Versuchsergebnisse angeführt. In Tabelle 12 sind die Ergebnisse der Saugversuche unter verschiedenen Bedingungen zusammengefasst.

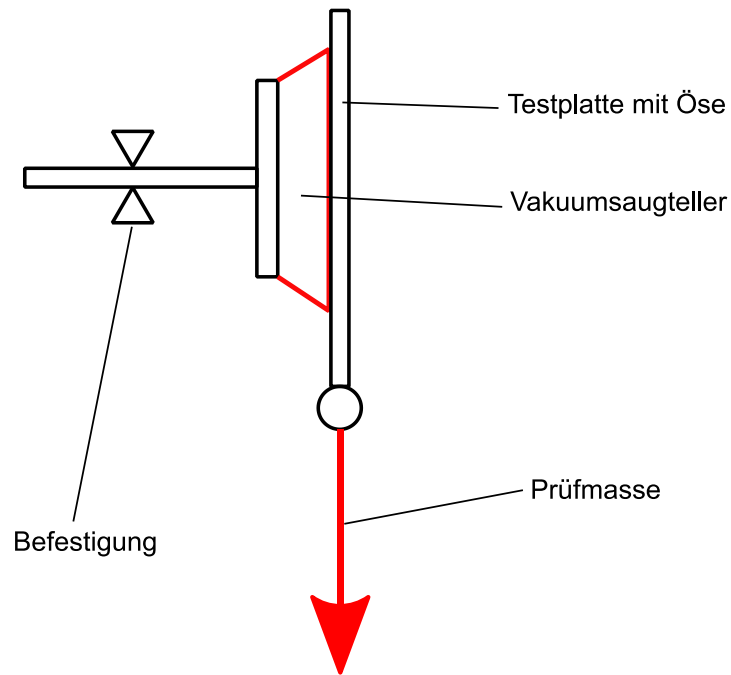


Abbildung 61: Schematischer Versuchsaufbau Saugversuch

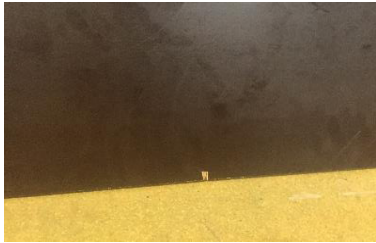


Material		Oberfläche		Prüfmasse 58 kg getragen
Holz - Siebdruckplatte	 glatt	trocken	glatt	✓
			rauh	✓
		Wasser	glatt	✓
			rauh	✓
	 rauh	Kühlschmierstoff	glatt	✗
			rauh	✓
Metall		trocken		✓
		Wasser		✓
		Kühlschmierstoff		✓

Tabelle 12: Ergebnisse Saugversuch

Aus Tabelle 12 ist zu sehen, dass die Prüfmasse bei durch eine mit Kühlschmierstoff benetzte Siebdruckplatte nicht gehalten werden konnte. Dieses Versagen ist durch einen zu geringen Reibkoeffizient zwischen der glatten Oberfläche der Siebdruckplatte und dem Vakuumsaugteller unter Kühlschmierstoffbenetzung zu erklären. In allen anderen Fällen wurde die Prüfmasse durch den Vakuumsaugteller sicher gehalten. Aus diesen Untersuchungen lässt sich ableiten, dass sich die ausgewählten Saugteller für die vorliegende Manipulationsaufgabe geeignet sind.

## 7.4 Zylinderauswahl

Um eine Entscheidungsgrundlage zur Auswahl der Zylinder, welche die Anpassbarkeit des Halterahmens an die Blechkontur gewährleisten, zu erhalten, wurden die nachfolgenden Tests durchgeführt. Diese Tests sollen vorrangig die Unterschiede zwischen den verschiedenen Zylindern aufzeigen.

### 7.4.1 Getestete Zylinder

In Tabelle 13 sind die getesteten Zylinder und deren technische Daten aufgelistet. Der Hydraulikzylinder der Fima Holzhäuer Hydraulik & Maschinenbau GmbH wurden mit abweichendem Kolbenstangendurchmesser getestet, da die gewünschte Dimension nicht in angemessener Zeit lieferbar war. Weitere technische Daten zu den in Tabelle 13 genannten Zylinder sind den Datenblättern im Anhang zu entnehmen.

	SMC Pneumatik	Holzhäuer Hydraulik	Zoehl Hydraulik
Type	CP96SDB40-200C	HYZYDO25-40-250	25/16x200
Kolbendurchmesser in mm	40	40	25
Kolbenstangen- durchmesser in mm	16	25	16
Kolbenhub in mm	200	250	200

Tabelle 13: Getestete Zylinder

## 7.4.2 Axiale Steifigkeit

Zur Messung der axialen Steifigkeit wird der Zylinder mit Wasser gefüllt und dicht mittels Blindstopfen verschlossen. Der Zylinder wird senkrecht in eine Vorrichtung gespannt. An dieser Vorrichtung wird ebenfalls ein Messuhrhalter befestigt, der den induktiven Wegaufnehmer trägt. Zur Messung der Einsenkung wird nun die Kolbenstange stufenweise mit Gewichten belastet. Die Einsenkung, die sich durch die Belastung ergibt, wird von einem induktiven Wegaufnehmer aufgezeichnet. Aus der Einsenkung und der zugeordneten Belastung wird die axiale Steifigkeit des Zylinders errechnet. Vor der eigentlichen Messung der Einsenkung erfolgt eine Vorbelastung des Zylinders. Als Vorbelastung wurden 28 N beziehungsweise 222 N gewählt, da dies etwa der Gewichtsbelastung durch das Blech mit 2,5 mm und 31 mm entspricht. Die eigentliche Prüfbelastung erfolgt in folgenden drei Stufen, die 55,9 N, 109,9 N und 160,5 N betragen. Die Größenordnung für die Prüfbelastung wurde den Versuchen, die im Rahmen der Vorstudie zu diesem Projekt durchgeführt wurden, entnommen. Die maximalen Schleifnormalkräfte werden in der Vorstudie mit 150 N angegeben [1]. Nach dem Aufbringen der Vorbelastung erfolgt das Nullsetzen des Wegaufnehmers und die Aufzeichnung der Wegmessung wird gestartet. Die axiale Steifigkeit  $c_{ax}$  errechnet sich nach Formel 24. Die verwendeten Messmittel und die genauen Werte sind im Versuchsprotokoll im Anhang angeführt. In Abbildung 62 ist der Versuchsaufbau schematisch dargestellt.

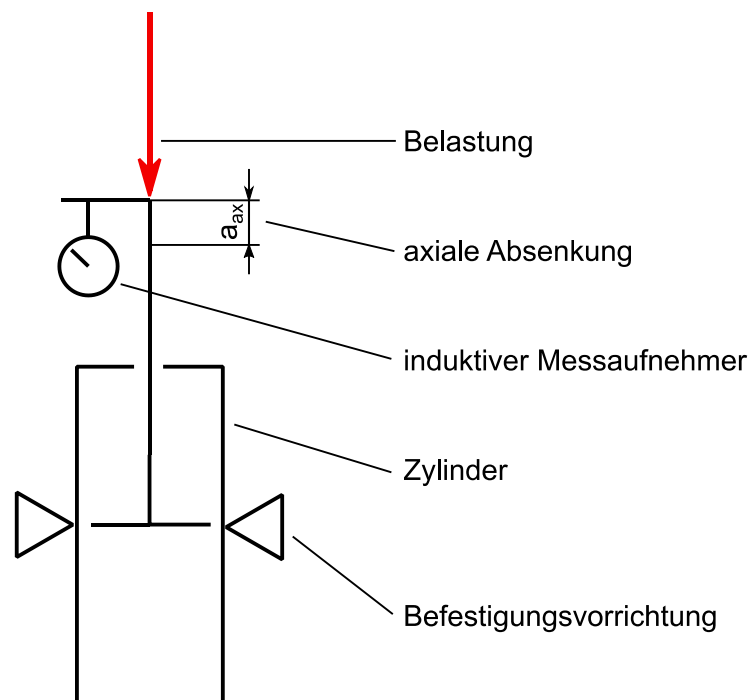


Abbildung 62: Versuchsanordnung axiale Steifigkeitsmessung



$$c_{ax} = \frac{mg}{a_{ax}} \quad (24)$$

In Abbildung 63 und 64 sind die Ergebnisse der axialen Steifigkeitsmessung in einem Diagramm dargestellt. Wie in Abbildung 63 und 64 zu sehen ist, konnte der Hydraulikzylinder der Firma Ziehl Hydraulik nicht geprüft werden, da die Kolbenstange bei Belastung kontinuierlich einsank und keinen festen Wert annahm. Als mögliche Erklärung für dieses Einsinken kann das niedrige Druckniveau im Zylinder, für das der Zylinder nicht ausgelegt ist, genannt werden. Im Diagramm ist zu sehen, dass der Zylinder der Firma Holzhäuer bei kleinen Belastungen eine höhere Steifigkeit aufweist als der Pneumatikzylinder der Firma SMC. Bei steigender Prüfbelastung sinken die axialen Steifigkeitswerte des Zylinders der Firma Holzhäuer unter das Niveau der Pneumatikzylinder von SMC. Dieser Effekt kann durch die erhöhte Reibung des Hydraulikzylinders von Holzhäuer und dem geringen Druckniveau in den Zylindern erklärt werden. Es liegt die Annahme nahe, dass der Pneumatikzylinder von SMC bei hoher Belastung eine höhere Steifigkeit aufweist, weil dieser Zylinder für geringe Drücke ausgelegt wurde.

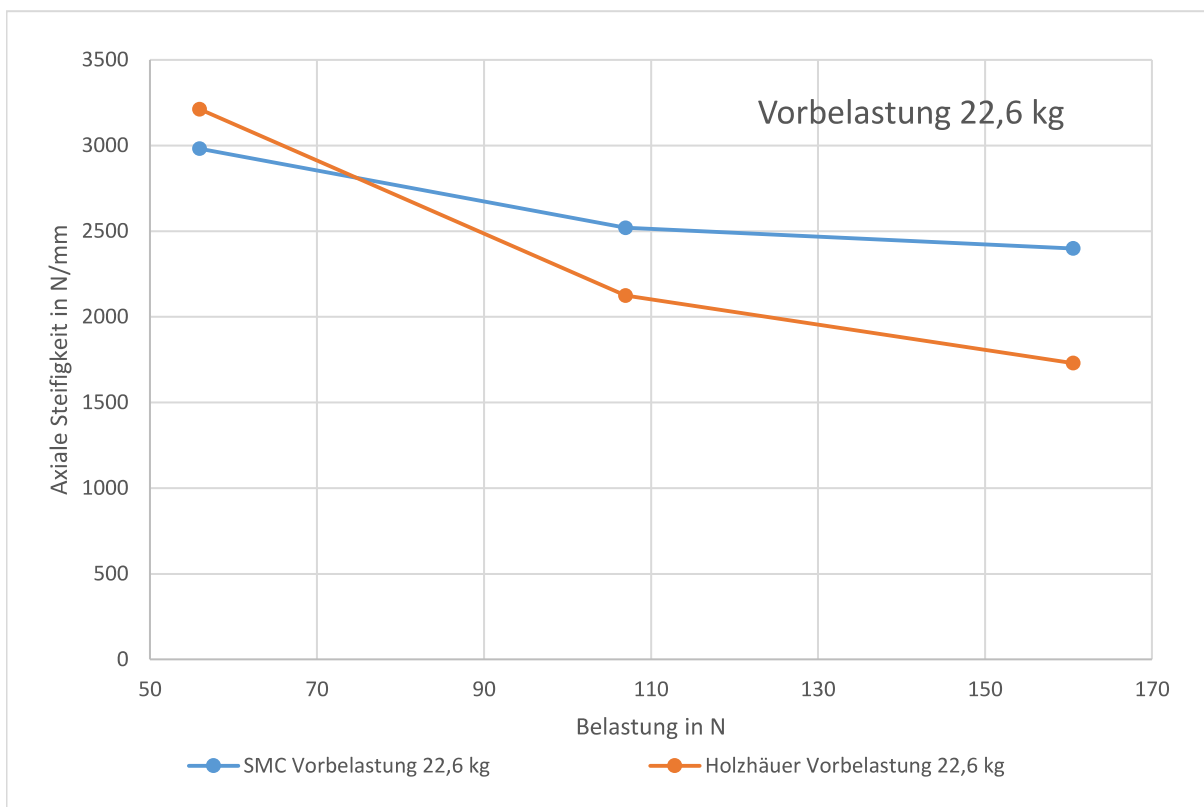


Abbildung 63: Axiale Steifigkeit (Vorbelastung 22,6 kg)

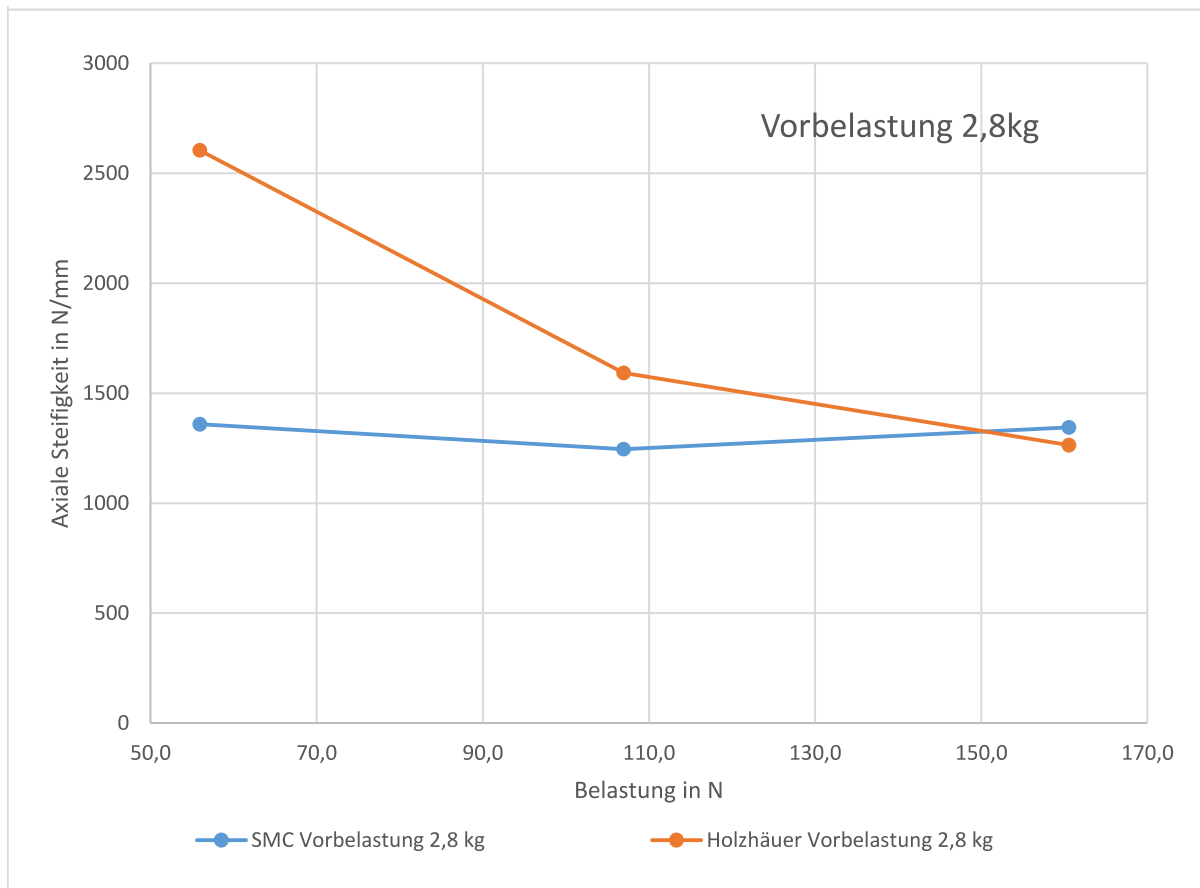


Abbildung 64: Axiale Steifigkeit (Vorbelastung 2,8 kg)

### 7.4.3 Radiale Steifigkeit

Der Zylinder wird horizontal in eine Vorrichtung eingespannt und durch Gewichte an der Kolbenstangenspitze radial belastet. Dabei wird die Verformung  $a_{rad}$  der Kolbenstange an der Belastungsstelle mit einem induktiven Wegaufnehmer in radialer Richtung gemessen. Da in diesem Fall die Verformung von der Stellung des Kolbens abhängig ist, wurde dieser Versuch bei drei verschiedenen Kolbenstellungen durchgeführt. Als Maß für die Kolbenstellung wurde der Abstand  $h$  des Kolbenstangenkopfes zum Zylinder gewählt. Die drei Stellungen wurden durch die Kolbenstangenpositionen 35 mm, 132 mm und 230 mm repräsentiert. Die Prüfbelastung wurde wiederum in drei Schritten aufgebracht. Die Belastungsschritte waren 17,7 N, 42,2 N und 61,8 N. Die Größenordnung für die aufzubringende Prüfbelastung entstammt den Versuchen aus der Vorstudie. In dieser Studie wurde eine maximale Spindelleistung  $P$  von 8 kW bei einer Schnittgeschwindigkeit  $v$  von 30 m/s gemessen [1]. Durch den Zusammenhang

$$F_t = \frac{P}{v} = 266,7 \text{ N} \quad (25)$$

lässt sich die Schleifkraft in tangentialer Richtung ermitteln. Da beim kleinsten Blechformat mindestens fünf Vakuumsaugteller im Eingriff sind, muss diese Kraft noch

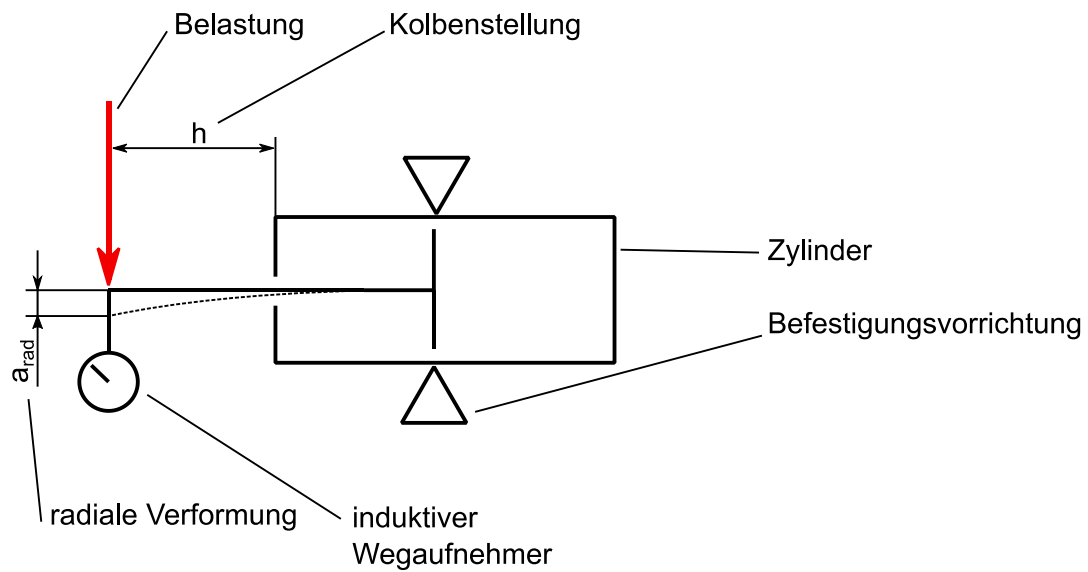


Abbildung 65: Versuchsanordnung radiale Steifigkeitsmessung

gleichmäßig aufgeteilt werden. Als maximale radiale Belastung für einen Vakuumsaugteller ergibt sich somit  $F_{t, \text{Vakuumsaugteller}} = 53,4 \text{ N}$ . Die radiale Steifigkeit errechnet sich aus dem in Formel 26 gegebenen Zusammenhang. In Abbildung 65 ist der Versuchsaufbau schematisch dargestellt.

$$c_{rad} = \frac{mg}{a_{rad}} \quad (26)$$

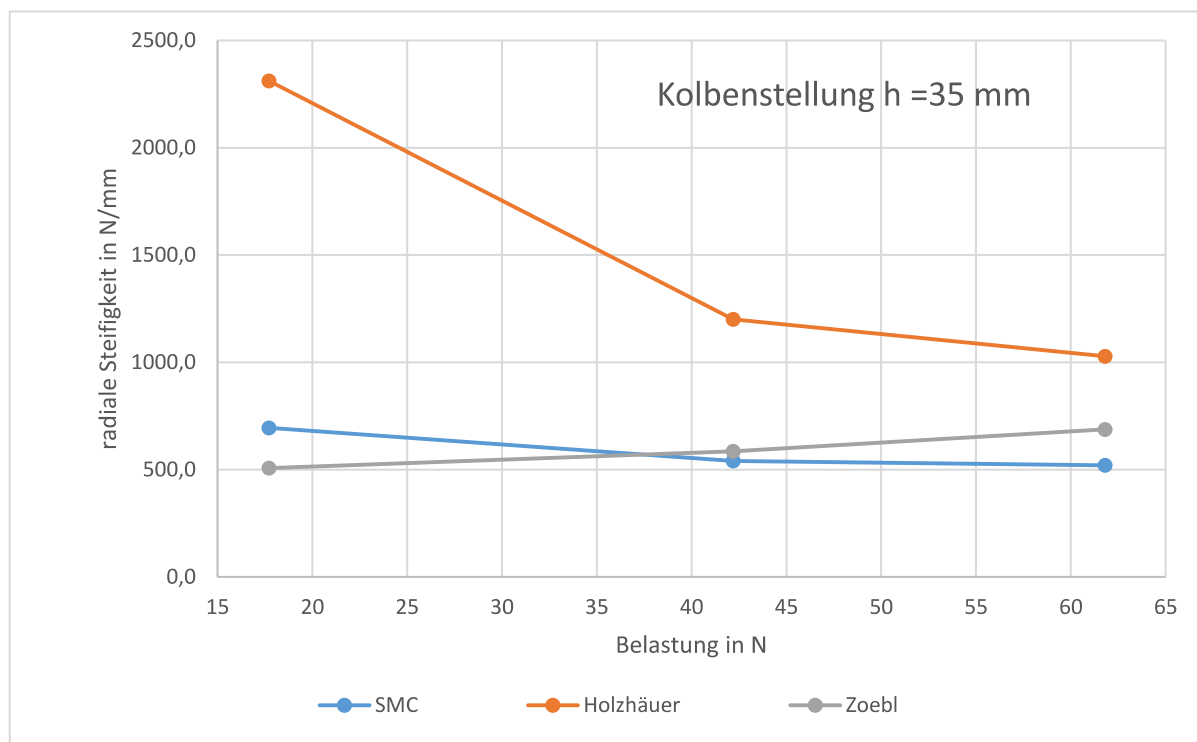


Abbildung 66: Radiale Steifigkeit ( $h = 35 \text{ mm}$ )

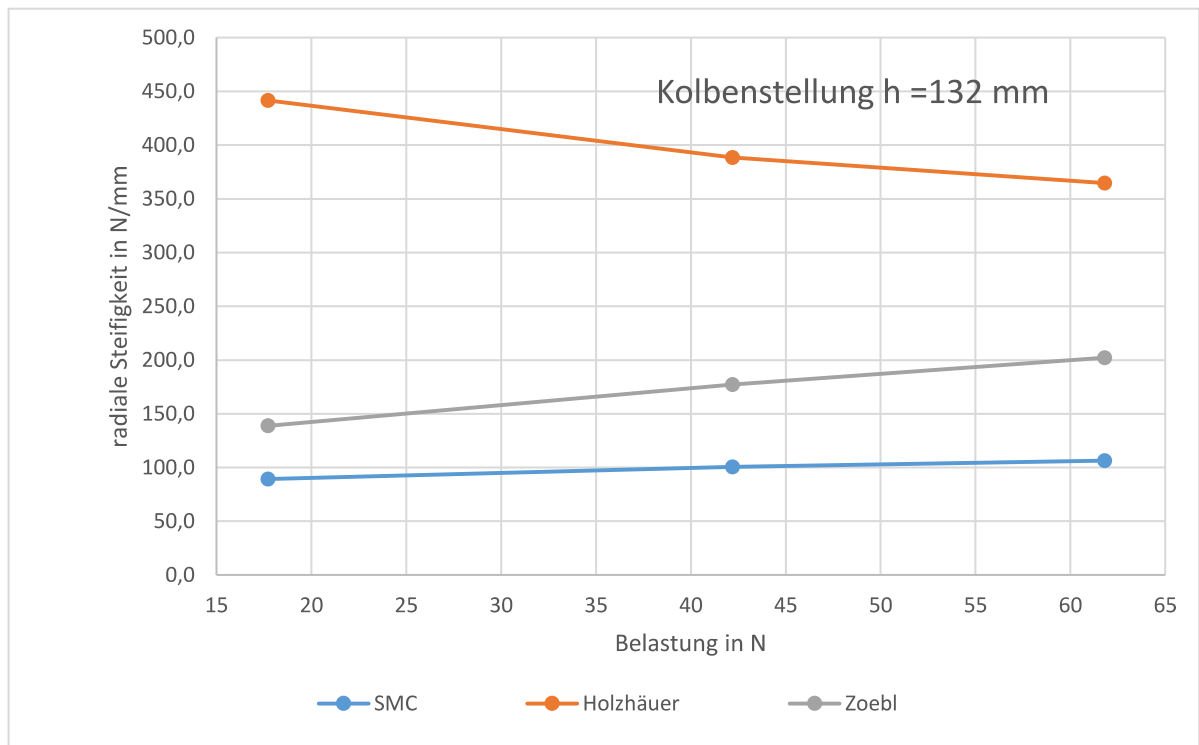
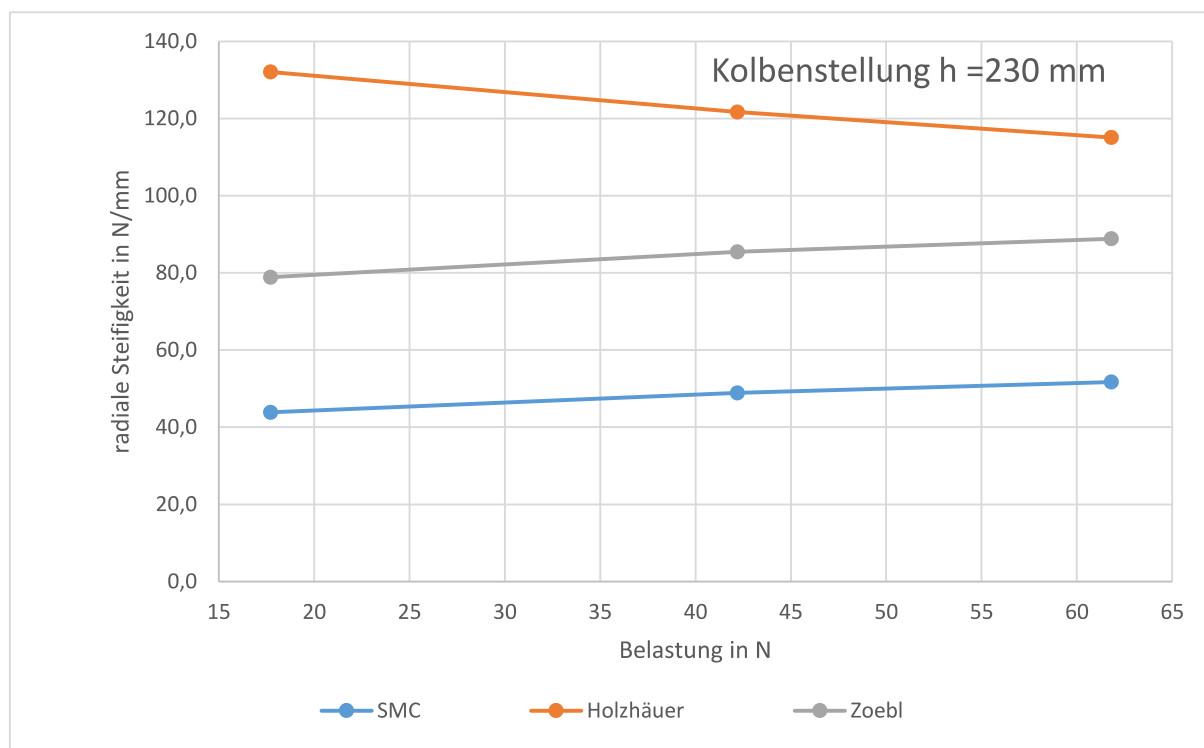
Abbildung 68: Radiale Steifigkeit ( $h = 132 \text{ mm}$ )Abbildung 67: Radiale Steifigkeit ( $h = 230 \text{ mm}$ )

Abbildung 66, 67 und 68 zeigen Diagramme, in denen die Verläufe der radialen Steifigkeit in Abhängigkeit von der Kolbenstellung der oben genannten Zylinder dargestellt sind. In allen Diagrammen ist klar zu erkennen, dass der Hydraulikzylinder der Fima Holzhäuer die höchsten radialen Steifigkeitswerte erreicht. Diese Tatsache ist auf das höhere Flächenträgheitsmoment der Kolbenstange und auf die größere

Abstützlänge, die aus dem größeren Kolbenhub resultiert, zurückzuführen.

#### 7.4.4 Einsinken der Kolbenstange bei anhaltender Belastung

In diesem Versuch soll das axiale Verhalten der Zylinder bei einer Belastungsdauer von zwölf Stunden gemessen werden. Dieser Versuch dient zusätzlich zur Beurteilung der inneren und äußeren Leckage des Zylinders. Als innere Leckage ist der Flüssigkeitstransport über die Kolbendichtung gemeint. Als äußere Leckage wird der Medienverlust an der Kolbenstangendichtung verstanden. Dieser Versuchsaufbau ist sehr ähnlich der axialen Steifigkeitsmessung und ist in Abbildung 69 gezeigt. Der mit Wasser gefüllte und verschlossene Zylinder wird vertikal eingespannt. Zur Messung der Absenkung wird ein induktiver Wegaufnehmer angebracht. Am Kolbenstangenkopf

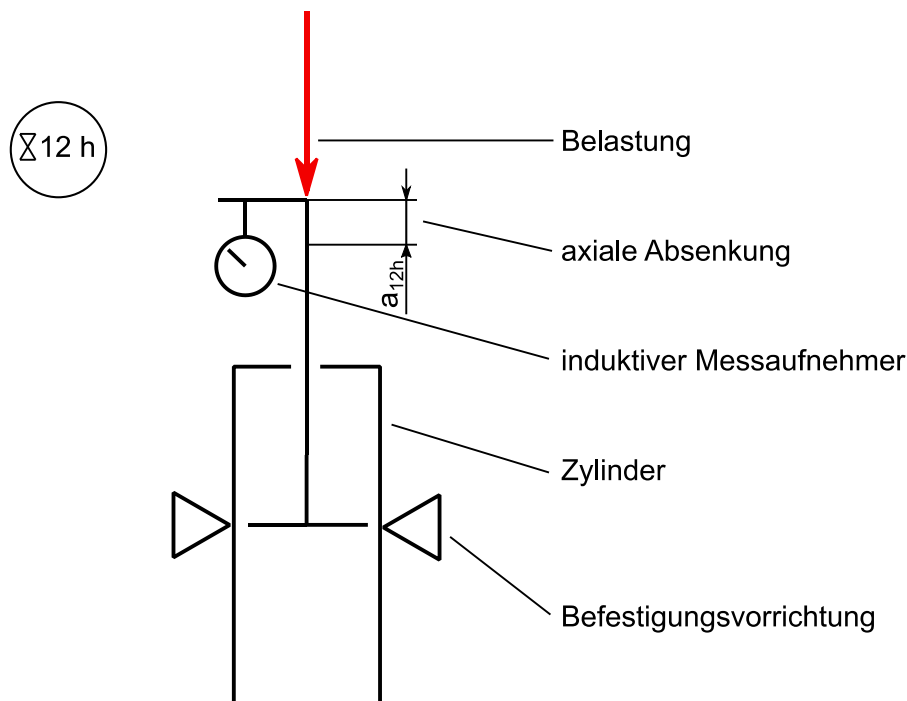


Abbildung 69: Versuchsanordnung Einsinken der Kolbenstange bei längerer Belastungsdauer

erfolgt die Belastung mit einer Prüfmass von 33,2 kg. Sobald die Masse aufgebracht ist, beginnt die Aufzeichnung der Messdaten. Die verwendeten Messgeräte sind im Versuchsprotokoll im Anhang angeführt.

In Abbildung 70 sind die Ergebnisse dieses Versuches dargestellt. Der Zylinder der Firma Ziehl Hydraulik konnte nicht gemessen werden, da sich die Kolbenstange mit hoher Geschwindigkeit absenkte. Eine mögliche Erklärung für diesen Umstand ist wiederum der geringe Druck im Zylinder, auf den die Dichtungen nicht optimiert sind. Weiters ist zu sehen, dass sich der Pneumatikzylinder der Firma SMC am geringsten abgesenkt hat. Auch hier ist als Erklärung wieder das geringe Druckniveau möglich,

da der Zylinder der Firma SMC als Pneumatikzylinder ausgelegt wurde, und somit für geringere Drücke optimiert ist.

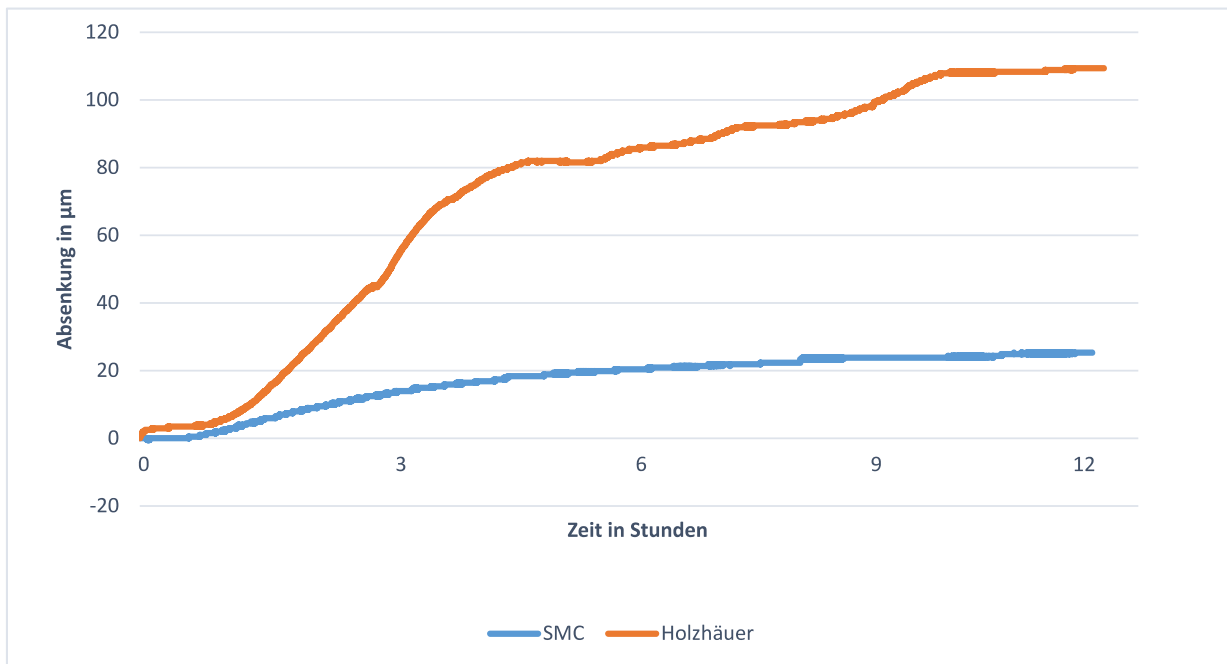


Abbildung 70: Axiale Absenkung bei längerer Belastung

#### 7.4.5 Reibungswiderstand

In diesem Versuch wird die innere Reibung in einem System aus zwei kommunizierenden Gefäßen untersucht. Als innere Reibung wird die Reibung zwischen der Kolbendichtung und der Zylinderwand, zwischen der Kolbenstange und der Kolbenstangendichtung sowie die Flüssigkeitsreibung, die durch Verengungen, Absperrorgane, Rohrleitungen und Abzweiger entsteht, verstanden. Für die bestehende Aufgabenstellung ist dieser Zusammenhang essenziell, da dadurch die Einstellgeschwindigkeit der kommunizierenden Gefäße und somit der Anpassvorgang an die Blechkontur beeinflusst wird. Der Versuch wird durch zwei mit Wasser gefüllten Zylindern aufgebaut. Ein Zylinder wird in einer Vorrichtung senkrecht eingespannt. Die Verbindung der Zylinder erfolgt durch Pneumatikschläuche mit einer Länge von 4 Metern. In diese Schläuche wurden je zwei Absperrventile eingebaut. Dieser Aufbau wurde deswegen gewählt, um der späteren Anwendung möglichst nahe zu kommen und ist in Abbildung 71 schematisch dargestellt. Der Kolbenstangenkopf des senkrecht eingespannten Zylinders wird mit Gewichten belastet, bis sich das System zu bewegen beginnt. Diese Masse wurde gewogen und daraus über die Gravitationskonstante nach

$$F_W = mg \quad (27)$$

die Reibkraft  $F_w$  ermittelt. Die verwendeten Messgeräte werden im Versuchsprotokoll im Anhang angeführt. Die Ergebnisse dieser Messung sind unter anderen in Tabelle 14 zusammengefasst.

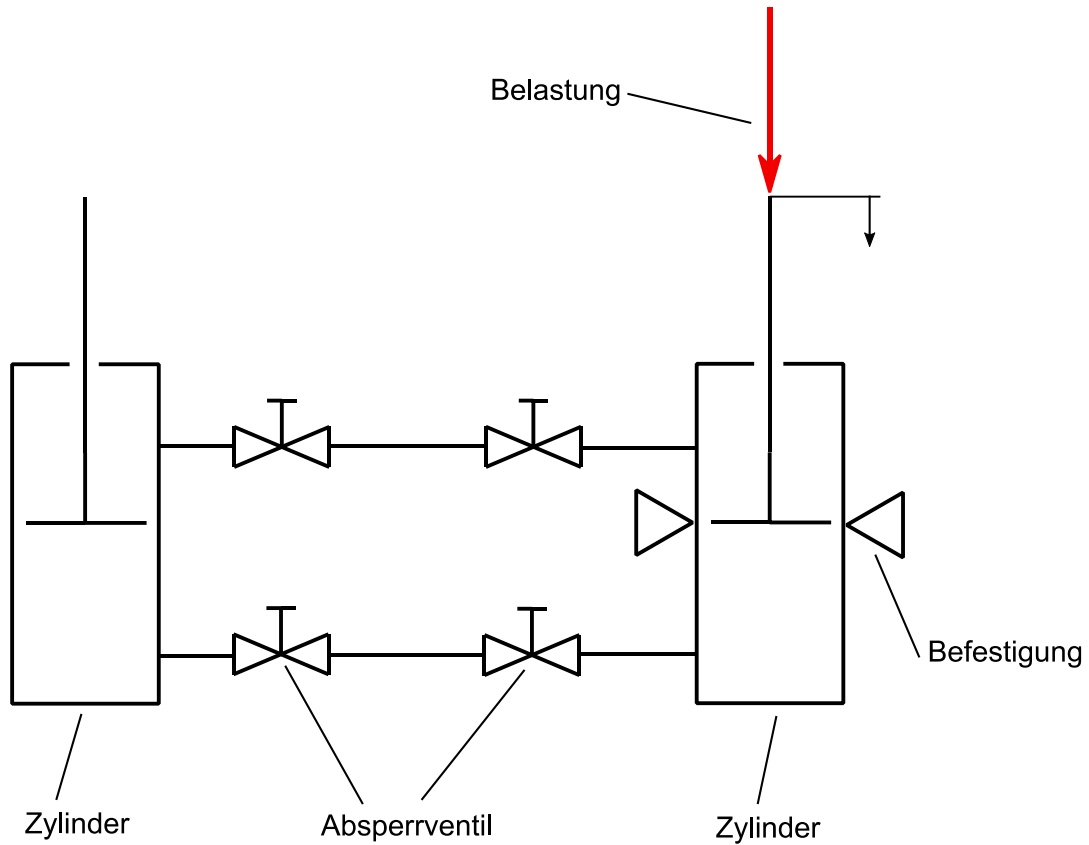


Abbildung 71: Versuchsanordnung zur Ermittlung des Reibwertes

### 7.4.6 Gegenüberstellung der verschiedenen Zylinder

In diesem Unterkapitel werden die in Tabelle 13 beschriebenen Zylinder nach unterschiedlichen Kriterien und Messwerten gegenübergestellt. In die Auswahl flossen sowohl technische als auch wirtschaftliche Gesichtspunkte ein. Besonders auf die Lieferzeit musste aufgrund des straffen Projektzeitplanes ebenfalls geachtet werden.

Zylinder Kriterien	Zoehl Hydraulikzylinder	SMC Pneumatikzylinder	Holzhäuer Hydraulikzylinder
Axiale Steifigkeit $c_{ax}$ (28N Vorbef.; gemittelt)	- *)	1316 N/mm	1820 N/mm
Radiale Steifigkeit $c_{rad}$ (132mm Hub; gemittelt)	172,7 N/mm	98,8 N/mm	398,2 N/mm
Absenkung $a_{12h}$ bei 12 h Belastungsdauer	- *)	26 $\mu$ m	109 $\mu$ m
Reibwiderstand $F_w$	89,3 N	20,6 N	192,5 N
Lieferzeit	12-14 Wochen	1-2 Wochen	1-2 Wochen
Preis (netto)	112,00 €	43,78 €	46,22 €
Montagemöglichkeit Kolbenstange	Gewinde	Gewinde	keine Befestigung
Montagemöglichkeit Zylinder	Kopfflansch	Kopfflansch	keine Befestigung

*Tabelle 14: Gegenüberstellung der verschiedenen Zylinder \*) Werte konnten nicht gemessen werden*

Aus den in Tabelle 14 genannten Kriterien und Werten ist ersichtlich, dass der Pneumatikzylinder der Firma SMC in Bezug auf die radiale und axiale Steifigkeit Nachteile gegenüber den anderen Zylindern hat. Die anderen Kriterien erfüllt der Zylinder der Firma SMC jedoch am besten. Der Zylinder der Firma Zoehl Hydraulik konnte vorerst aufgrund der langen Lieferzeit und dem hohen Preis nicht für die Verwendung im Halterahmen ausgewählt werden. Zu Testzwecken wurden jedoch trotzdem zwei Zylinder dieses Typs bestellt. Wie bereits oben beschrieben konnte die axiale Steifigkeit nicht gemessen werden. Der Zylinder der Firma Holzhäuer Hydraulik & Maschinenbau GmbH kann aufgrund der abweichenden Dimension bei den technischen Messwerten nur bedingt mit den anderen Zylindern verglichen werden. Aufgrund der fehlenden Befestigungsmöglichkeiten und der unklaren Verfügbarkeit wurde auch dieser Zylinder nicht für den Einsatz im Halterahmen ausgewählt. Für den Einsatz im Funktionsprototypen wurde aufgrund der oben genannten Gründe der



Zylinder der Firma SMC ausgewählt. Die in Tabelle 14 angeführten Preise und Lieferzeiten sind den Angeboten im Anhang entnommen.

## 7.5 Auswahl der Vakuumsaugdüsen

Wie in Kapitel 3.4.3.2 beschrieben sind die wichtigsten Größen bei der Auswahl einer Vakuumsaugdüse die Evakuierungszeit, der Saugvolumenstrom, der Luftverbrauch und das erreichbare Vakuum. Da jeder Vakuumsaugteller mit einer eigenen Vakuumsaugdüse ausgestattet werden soll, ist bei der Auswahl auf einen geringen Luftverbrauch zu achten. Aus der Auswahl des Vakuumsaugtellers kann aus Tabelle 3 ein empfohlener Mindestsaugvolumenstrom entnommen werden. Der Durchmesser des verwendeten Vakuumsaugtellers beträgt nach Kapitel 5.3.1 235 Millimeter. Aufgrund der Forderung den Luftverbrauch der Vakuumsaugdüse gering zu halten und der Nähe des Vakuumsaugtellerdurchmessers zum unteren Tabellengrenzwert, wurde der erforderliche Mindestsaugvolumenstrom durch lineare Interpolation ermittelt. Der erforderliche Saugvolumenstrom ergibt sich nach Tabelle 3 zu

$$\dot{V}_{min} = \frac{66,6 \frac{l}{min} - 33,3 \frac{l}{min}}{450 mm - 215 mm} 20mm + 33,3 \frac{l}{min} = 36,1 \frac{l}{min}. \quad (28)$$

Bei der Vakuumsaugtellerauslegung in Kapitel 5.3.2 wird von einem relativen Vakuum von 80% ausgegangen. Dies bedeutet, dass die ausgewählte Vakuumsaugdüse mindestens ein relatives Vakuum von 80 % im gewählten Betriebspunkt aufweisen muss. Weiters kann bei der Auswahl noch zwischen Vakuumsaugdüsen mit integriertem Vakuumschalter und Druckluftschalter und einfachen Vakuumsaugdüsen ohne Vakuumschalter und Druckluftschalter unterschieden werden. Vakuumsaugdüsen mit Druckluft- und Vakuumschalter verfügen meist über eine Energiesparfunktion. Dies bedeutet, dass die Druckluftzufuhr so lange eingeschaltet ist, bis ein gewisses Vakuum erreicht wurde und dann aus Energiespargründen ausgeschaltet wird. Fällt das Vakuum unter einen bestimmten eingestellten Wert wird die Druckluftversorgung wieder eingeschaltet. Für den vorliegenden Anwendungsfall eines Funktionsprototypen wurde aus Kostengründen auf die einfachen und kostengünstigen Vakuumsaugdüsen ohne Druckluft- und Vakuumschalter zurückgegriffen. Konkret wurde die Vakuumsaugdüse der Type ZH13DSA der Firma SMC PNEUMATIK GMBH ausgewählt. In Abbildung 72 wird die Entlüftungskennlinie dieser Vakuumsaugdüse gezeigt. Wie diesem Diagramm zu entnehmen ist, bietet sich für unsere Aufgabenstellung ein Betriebspunkt bei einem Betriebsdruck von 0,4 MPa an. Der Druckluftverbrauch liegt bei diesem Betriebsdruck bei etwa bei 71 l/min.

Zur Schaltung der Vakuumsaugdüse soll ein 2/2-Wegeventil, welches vor der Saugdüse positioniert wird, der Type VQ21A von der Firma SMC PNEUMATIK GMBH

eingesetzt werden. In Abbildung 73 ist der Aufbau der Vakuumsaugdüse in Verbindung mit dem Magnetventil zu sehen.

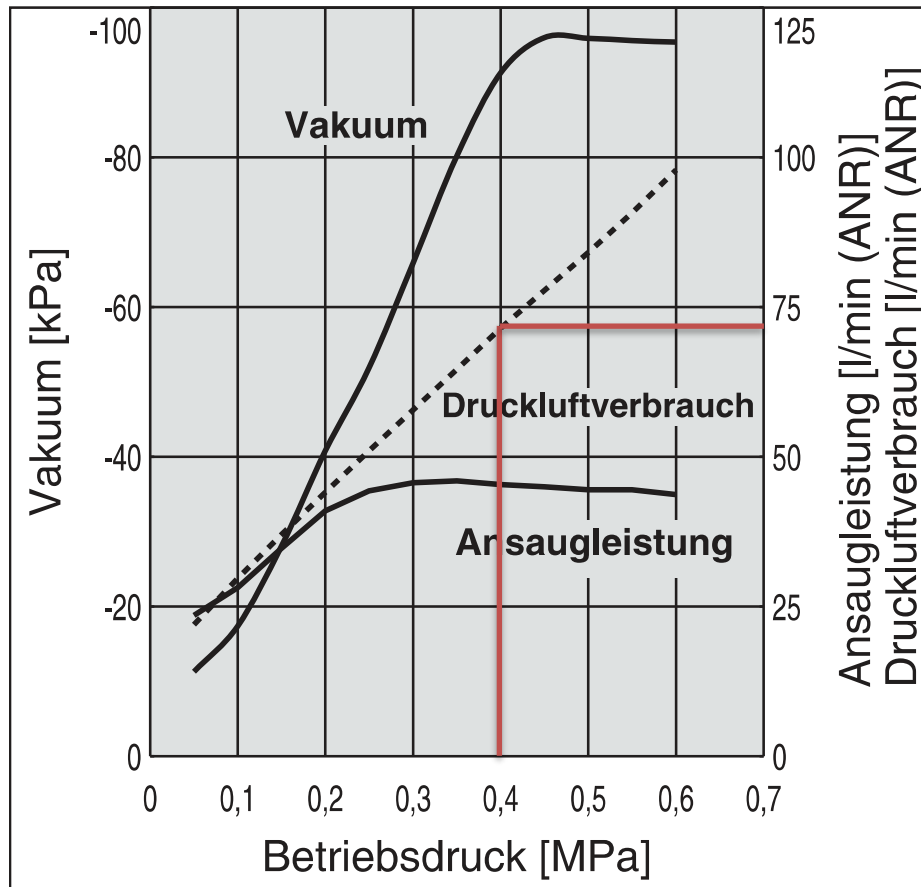


Abbildung 72: Entlüftungskennlinie der Vakuumsaugdüse ZH13DSA der Firma SMC PNEUMATIK GMBH [23]

Schalldämpfer    Vakuumsaugdüse    Adapterplatte    2/2 Wege Magnetventil

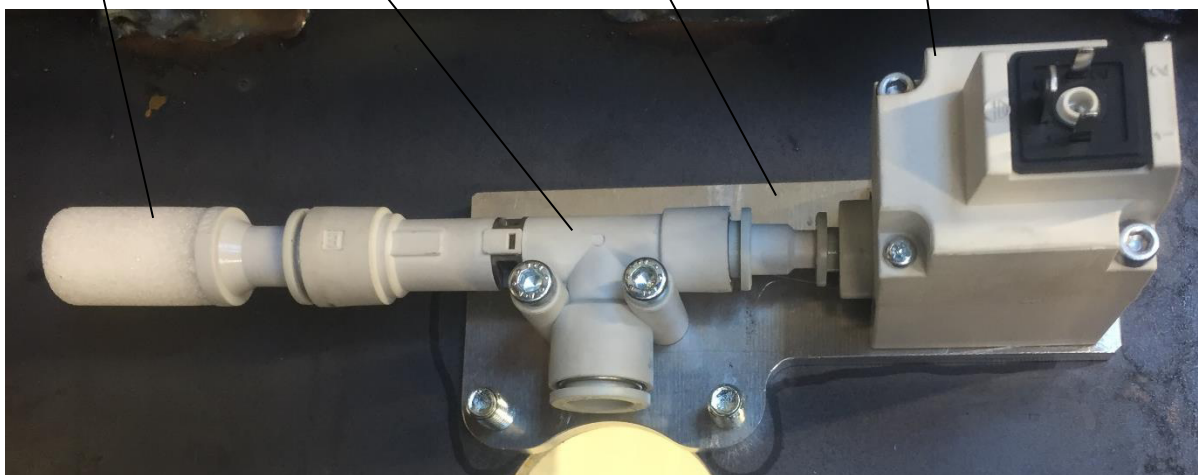


Abbildung 73: Vakuumsaugdüse mit Magnetventil und Schalldämpfer

## 7.6 Auswahl der Ausgleichsgefäße

Wie in Kapitel 6 beschrieben, dienen die Ausgleichsgefäße zum Ausgleich von verschiedenen Blechstärken. Beim Wenden wird das Blech zwischen zwei Halterahmen gespannt. Diese Halterahmen, die in der Wendevorrichtung verriegelt werden, haben einen festen Abstand zueinander, wie in Abbildung 50 zu sehen ist. Soll ein dickeres Blech gespannt werden, so muss Flüssigkeit aus den zylinderseitigen Zylinderkammern einem Ausgleichsbehälter aufgenommen werden. Andererseits muss vom Ausgleichsgefäß auf der Kolbenstangenseite Flüssigkeit zur Verfügung gestellt werden. Laut Tabelle 1 müssen Bleche von 2,5 mm bis 31 mm aufgenommen werden können. In Kapitel 6.4 wurde ein Zylinder mit einem Kolbendurchmesser  $d$  von 40 mm ausgewählt. Bei der versetzten Vakuumsaugtelleranordnung ergibt sich eine Zylinderanzahl von 41 Zylindern. Zusätzlich sollen die Kolbenstangen, durch Beaufschlagung der Ausgleichsgefäße mit Druckluft eingezogen werden können. Der Rückzugsweg  $s$  der Kolbenstange wurde mit 100 mm angenommen. Aus dieser Strecke und dem Kolbendurchmesser kann das Ausgleichsvolumen je Zylinder nach dem Zusammenhang

$$V_{Zyl} = \frac{d^2 \pi}{4} s = 0,126 \text{ l} \quad (29)$$

errechnet werden. Für die gegebene Zylinderanzahl ergibt sich ein Gesamtausgleichsvolumen

$$V_{ges} = 5,16 \text{ l}. \quad (30)$$

Aus Kosten- und Verfügbarkeitsgründen wurde für den Funktionsprototypen ein Heizungsausgleichsgefäß der Type EXTRAVAREM LC 5 der Firma VAREM mit einem Fassungsvermögen von 5 Liter ausgewählt. In Abbildung 74 ist das Ausgleichsgefäß im montierten Zustand zu sehen.



Abbildung 74: Ausgleichsgefäß VAREM EXTRAVAREM LC5

## 8 Steifigkeitsversuche Gesamtaufbau

### 8.1 Laterale Steifigkeit

Die laterale Steifigkeit des Rahmens soll bei zwei verschiedenen Versuchsaufbauvarianten gemessen werden. Einmal sollen alle Vakuumsaugteller im Einsatz sein und in der zweiten Versuchsdurchführung soll das Schleifen eines Bleches mit der Dimension 780 mm x 750 mm nachgestellt werden. Beim zweiten Aufbau berühren demnach nur fünf Vakuumsaugteller den Boden. Der Rest der Vakuumsaugteller ist zurückgezogen. In Abbildung 75 ist der Versuchsaufbau schematisch dargestellt. Bei diesem Versuch wird ein Halterahmen aus der Wendevorrichtung entnommen und mit den Saugern nach unten am Boden abgelegt. Die jeweilige Versuchsvariante bestimmt, ob alle Sauger oder nur fünf Sauger den Boden berühren. Die pneumatischen Saugdüsen werden aktiviert und der Rahmen saugt sich am Boden fest. Durch einen Hydraulikzylinder wird eine Kraft  $F_{Zylinder}$  in lateraler Richtung aufgebracht. Dieser Zylinder besitzt ein Manometer, über welches die Kraft ermittelbar ist. Der Zylinder stützt sich an einem Stahlblock ab. Durch Schleifversuche, die in der Vorstudie durchgeführt wurden, lässt sich die Kraft, die beim Schleifen in lateraler Richtung wirkt, aus der Spindelleistung und der Schnittgeschwindigkeit errechnen. Dies wurde bereits in Gleichung (25) durchgeführt. Über induktive Messaufnehmer werden die Verschiebungen  $a_{lat}$  in lateraler Richtung aufgenommen, woraus die laterale Steifigkeit

$$c_{lat} = \frac{F_{Zylinder}}{a_{lat}} \quad (31)$$

ermittelt werden kann.

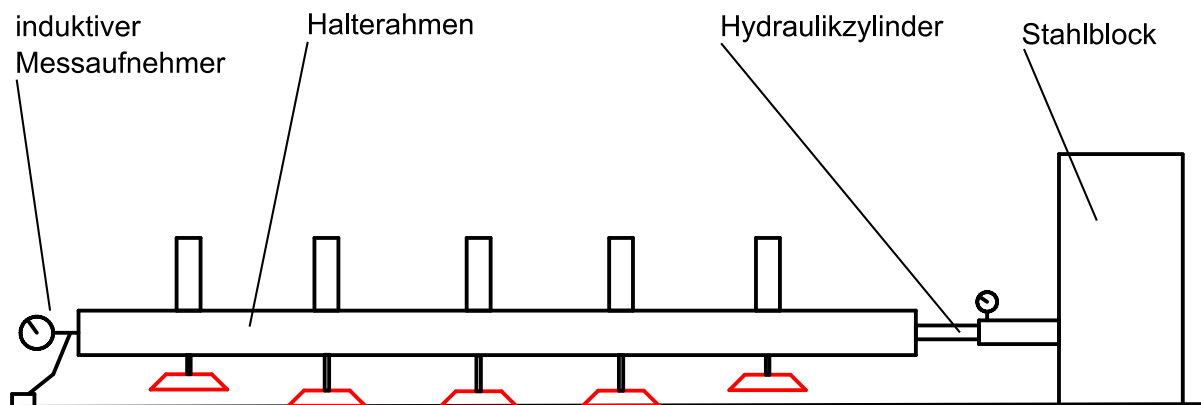


Abbildung 75: Versuchsaufbau zur Messung der lateralen Steifigkeit

Im Diagramm in Abbildung 76 ist die laterale Steifigkeit des Halterahmens bei Belastungen von 200 N, 300 N und 400 N zu sehen. Die orange Linie zeigt die laterale Steifigkeit des Rahmens bei 41 aktiven Vakuumsaugtellern. Dieser Aufbau entspricht

der Bearbeitung des größten Bleches. Die blaue Linie stellt die laterale Steifigkeit bei 5 aktiven Vakuumsaugtellern dar. Dieser Aufbau entspricht nun der Bearbeitung des kleinsten Blechformates. Erwartungsgemäß ist die laterale Steifigkeit bei geringerer Anzahl von aktiven Vakuumsaugtellern geringer. Die zum Versuchsaufbau verwendeten Geräte und die genauen Verschiebungswerte sind im Versuchsprotokoll im Anhang angeführt.

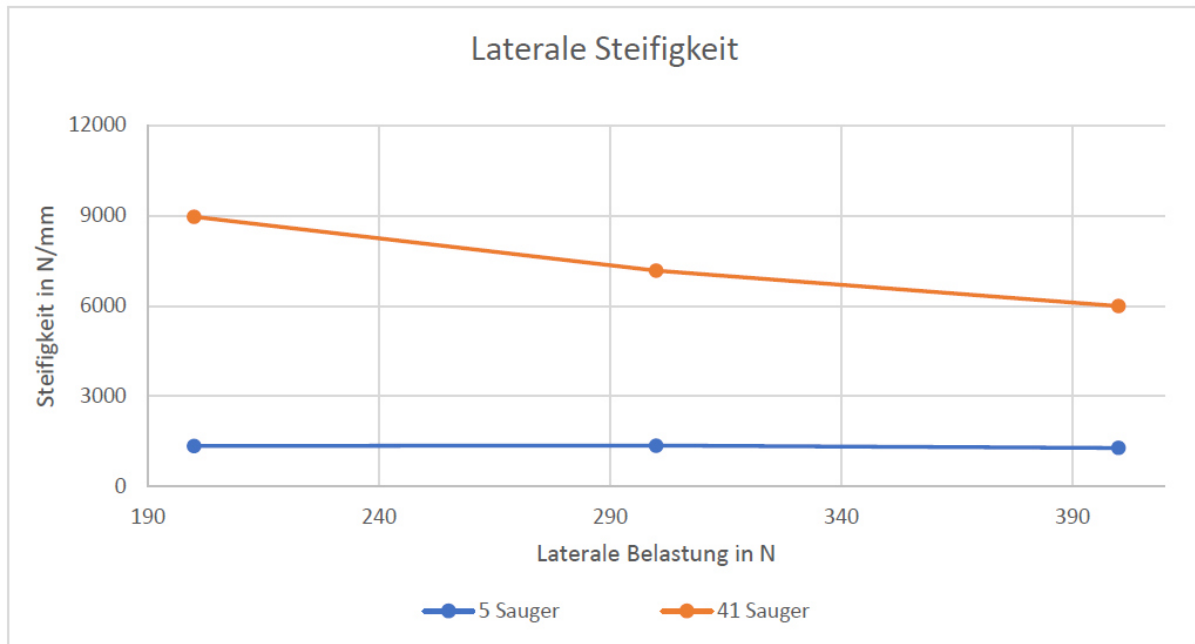


Abbildung 76: Laterale Steifigkeit

## 8.2 Vertikale Steifigkeit

Die Messung der vertikalen Steifigkeit des Rahmens ist mit dem dünnsten Blech, mit einer Dicke von 2,5 mm, durchzuführen. Diese Messung erfolgt in einem Schnittpunkt der Verbindungslinien von vier Vakuumsaugtellern. Die Auswahl des Schnittpunktes erfolgte zufällig, da davon auszugehen ist, dass die vertikale Steifigkeit an allen Schnittpunkten gleich groß ist. Dies wird näher in Abbildung 78 veranschaulicht. Die Belastung soll in Richtung der Schleifnormalkräfte wirken, also normal zur Blechoberfläche und beträgt 104 N, 204 N und 306 N. Diese Kraft  $F_N$  wurde mit Hilfe von Gewichten aufgebracht. Die Schleifversuche der Vorstudie [1] liefern die Größenordnung für die Schleifnormalkräfte. Zur Messung soll ein Halterahmen mit den Vakuumsaugtellern nach oben auf Unterstellböcken abgelegt werden, wie in Abbildung 77 gezeigt. Auf den Vakuumsaugtellern ist ein Blech mit der Dicke von 2,5 mm aufgelegt und angesaugt. Nun wurden an der Belastungsstelle Gewichte aufgelegt und mittels induktivem Aufnehmer die Absenkung  $a_v$  gemessen werden. Dieser Versuch wurde drei Mal wiederholt. Aus dem Zusammenhang

$$c_{ver} = \frac{F_N}{a_v} \quad (32)$$

kann die Steifigkeit ermittelt werden.

In Abbildung 75 ist der Versuchsaufbau der vertikalen Steifigkeitsmessung zu sehen. Die Spezifikation des Messsystems ist dem Versuchsprotokoll im Anhang zu entnehmen.

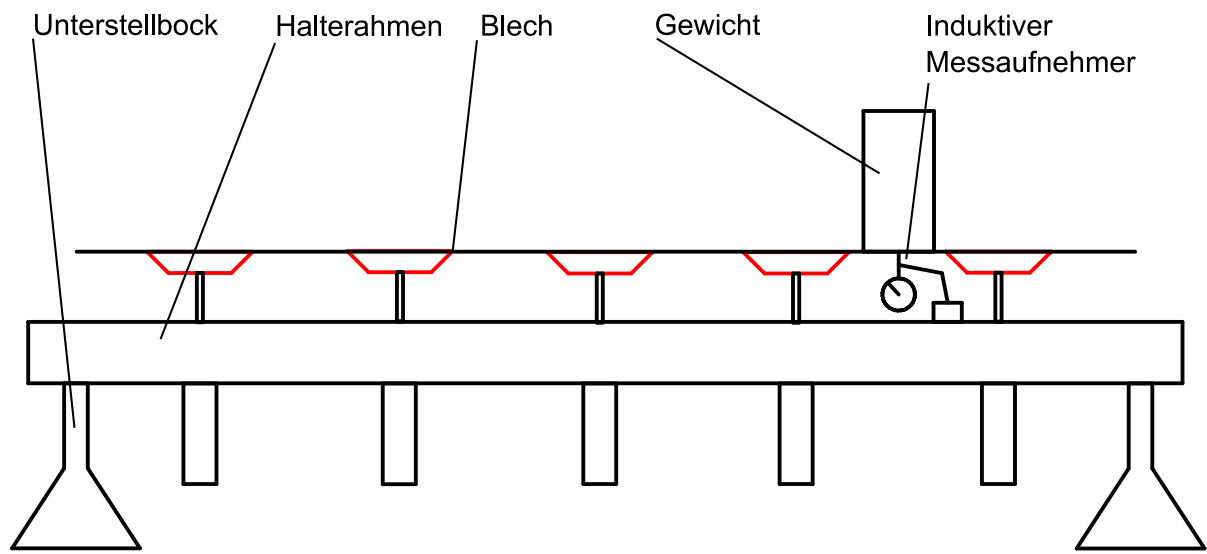


Abbildung 78: Versuchsaufbau zur Messung der vertikalen Steifigkeit

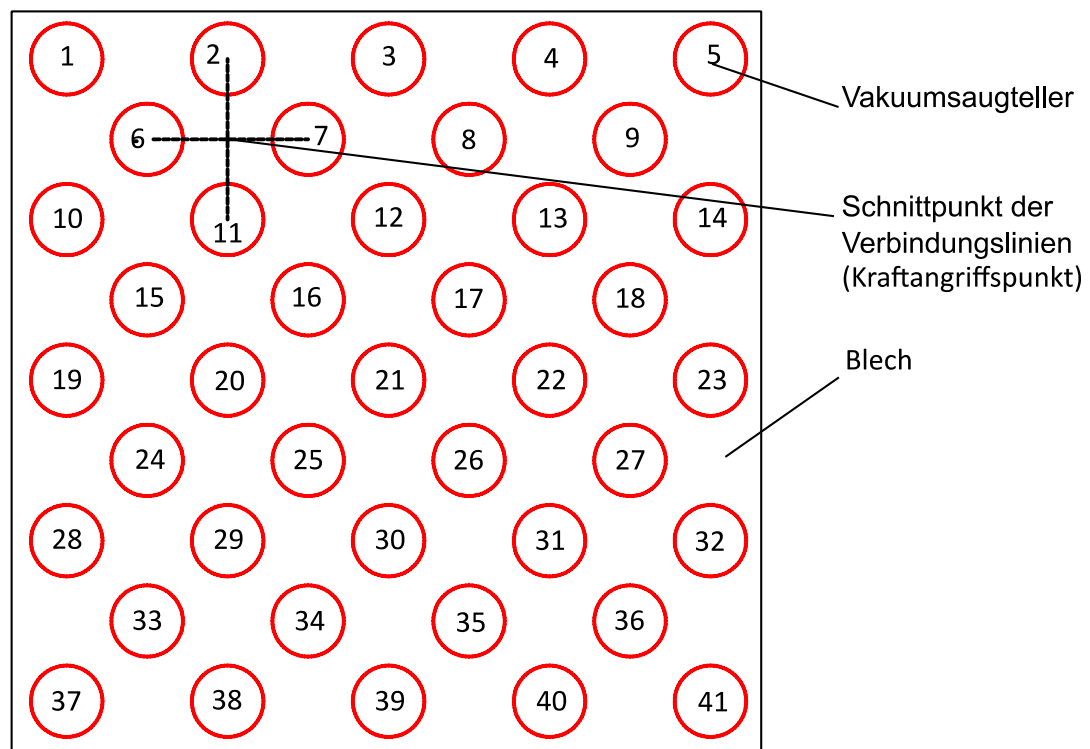


Abbildung 77: Kennzeichnung der Messstelle für die vertikale Steifigkeitsmessung

In Abbildung 79 sind die vertikalen Steifigkeiten bei drei verschiedenen Belastungen ersichtlich. Wie zu erwarten war, ist die vertikale Steifigkeit an der Messstelle, aufgrund der geringen Eigensteifigkeit des Bleches, auf einem geringen Niveau.

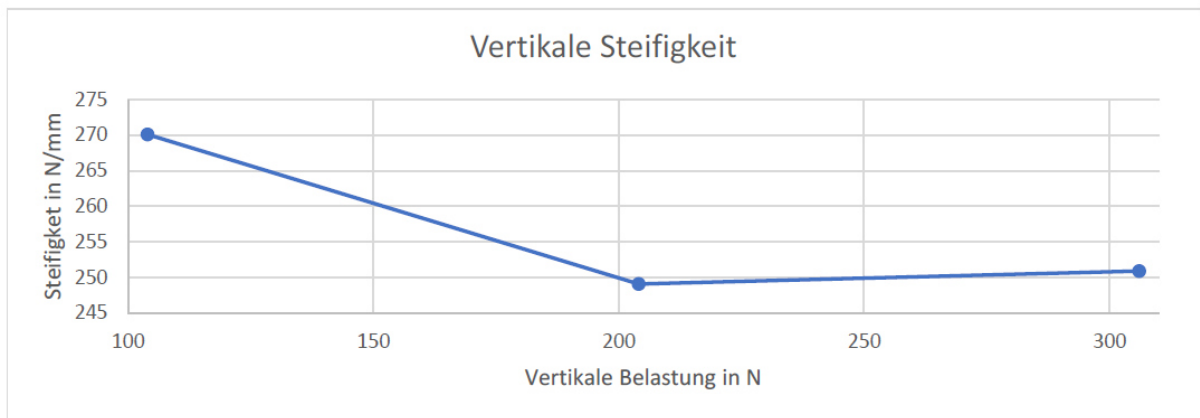


Abbildung 79: Vertikale Steifigkeit

### 8.3 Zusammenfassung der Steifigkeitsmessungen

Die beschriebenen Steifigkeitsmessungen geben Aufschluss über das Steifigkeitsverhalten des Gesamtrahmens. Es ist schwierig, generelle Aussagen über die Steifigkeiten zu machen, da sie auch von der dreidimensionalen Form des Bleches abhängig sind. Bei einem verzogenen Blech ergeben sich andere Kolbenstangenpositionen der Zylinder als bei einem ebenen Blech. Dies führt in weiterer Folge zu unterschiedlichen Steifigkeitswerten.

Die oben beschriebenen Messungen geben jedoch einen guten Überblick über die Größenordnung der Steifigkeiten des Halterahmens. Diese Werte können für die Auswahl des Schleifverfahrens herangezogen werden.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Der Fokus dieser Arbeit liegt in der Entwicklung eines Spannsystems für dreidimensional geformte Bleche. Als besondere Herausforderung hierbei ist die individuelle Form der Bleche zu nennen. Es handelt sich also um ein Spannsystem, das sich auf die individuelle Form der Bleche einstellen muss. Um über das nötige Wissen zur Konzeptfindung zu verfügen, wurden in den vorderen Kapiteln die theoretischen Hintergründe zum Spannen von Bauteilen beleuchtet.

In der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Konzepte ausgearbeitet, mit denen eine Anpassung an die individuelle Blechform erreicht werden kann. Diese Lösungsvorschläge wurden gegenübergestellt und nach wirtschaftlichen und technischen Gesichtspunkten bewertet. Aus dieser Bewertung wurde das am besten geeignete Konzept ausgewählt und weiter konkretisiert. Für die vorliegende Aufgabenstellung wird die Anpassbarkeit an die Werkstückgeometrie durch eine Matrix an Hydraulikzylindern erreicht. Diese Zylinder sind zu kommunizierenden Gefäßen verschaltet. Aus dieser Verschaltung ergibt sich die Eigenschaft, dass sich der Spannmeechanismus so lange auf die Geometrie des Bleches einstellt, bis in allen Zylindern ein Kräftegleichgewicht herrscht. Durch das Absperren aller Zylinderkammern wird die Form des Halterahmens fixiert. In diesem Zustand soll später die Schleifbearbeitung stattfinden. Die Spannung des Bleches auf die Zylinder wird durch Vakuumsaugteller erreicht. Zur Realisierung des Funktionsprototyps wurde in dieser Arbeit die Auswahl und Auslegung der Komponenten beschrieben. Die zur Auswahl stehenden Hydraulikzylinder wurden durch verschiedene Versuche, wie Steifigkeits- und Reibwertmessungen, auf die Eignung in dieser Anwendung untersucht. Auch auf die Auswahl der pneumatischen Komponenten, die zur Erzeugung des Vakuums notwendig sind, wurde in der Arbeit eingegangen. Besonderes Augenmerk lag auch auf der Anordnung der Vakuumsaugteller. Es wurden dabei unterschiedliche Anordnungsvarianten gegenübergestellt und bewertet.

Nach der Auswahl und Auslegung sämtlicher Komponenten erfolgte die Assemblierung und die Funktionsprüfung des Gesamtsystems.

Durch Messungen wurden die vertikalen und lateralen Steifigkeiten des Halterahmens ermittelt. Diese Steifigkeiten sind für die erreichbare Genauigkeit der späteren Schleifanlage ausschlaggebend.

Wie schon erwähnt, handelt es sich bei der Entwicklung in dieser Arbeit um einen Prototyp, mit dem die korrekte Funktionsweise der gewählten Lösung gezeigt werden soll. Weiters soll dieser Prototyp Verbesserungen aufzeigen, die bei einer industriellen Umsetzung Berücksichtigung finden sollen. Im Folgenden werden Verbesserungspotentiale genannt, die durch den Aufbau des Prototyps ersichtlich wurden.



Das Vakuum wird derzeit durch einfache, unregelte Vakuumejektoren erzeugt. Für den späteren industriellen Einsatz ist die Verwendung einer Vakuumpumpe oder von geregelten Vakuumejektoren aus Effizienzgründen zu prüfen.

Weiters ist das Hydrauliksystem, welches zum Ausgleich der Blechunebenheiten dient, aus handelsüblichen Wasserleitungsteilen aufgebaut. Als Zylinder wurden mit Wasser gefüllte Pneumatikzylinder verwendet, um das Hydrauliksystem zu realisieren. Auch die Leitungen zu den Zylindern sind derzeit durch Pneumatikschläuche verwirklicht. Um den Einsatz im industriellen Umfeld gerecht zu werden, wird es nötig sein, das System als festverrohrtes Ölhydrauliksystem mit elektrisch betätigten Sitzventilen und speziellen Zylindern auszuführen. Es ist davon auszugehen, dass diese Verbesserungen zu einer höheren Systemsteifigkeit führen und sich positiv auf die Genauigkeit auswirken.

Die elektrische und pneumatische Energieversorgung am Halterahmen wird derzeit durch manuelles Kuppeln sichergestellt. In der industriellen Umsetzung ist anzuraten, hierfür ein automatisches Kuppelsystem zu installieren, das sowohl die elektrischen als auch pneumatischen Versorgungsleitungen automatisch verbindet.

Die Schaltung sämtlicher Ventile am Halterahmen erfolgt bei der derzeitigen Lösung manuell. Bei der Realisierung der Schleifanlage ist die Steuerung des Halterahmens in die Maschinensteuerung zu integrieren, um den vollautomatischen Betrieb zu ermöglichen.

Als zusätzliche Weiterentwicklung ist zu nennen, dass zukünftig alle elektrischen Komponenten, wie die Steuerung und die geregelten Vakuumejektoren, in einem Schaltkasten geschützt von der Umwelt untergebracht werden sollen. Auch die Hydraulikzylinder selbst sollen nochmals in einem Gehäuse vor Stößen und Schmutz geschützt werden.

Wie bereits in den einleitenden Worten erwähnt, wurde der Halterahmen in der Vorstudie (vgl. [1]) als Schlüsselkomponente definiert. Aufgrund der erfolgreichen Funktionstests des Prototyps kann nun mit der Realisierung der automatisierten Schleifanlage begonnen werden.

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien der TU Wien, „Konzeption einer vollautomatisierten Schleifanlage zur Oberflächenbearbeitung von Stahlblechen,“ Wien, 2017.
- [2] A. Trummer und H. Wiebach, Vorrichtungen der Produktionstechnik, Braunschweig/Wiesbaden: Fried. Vieweg&Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1994.
- [3] S. Hesse, Fertigungsautomatisierung, Braunschweig/Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2000.
- [4] M. Dambacher, M. Kaufmann und D. Schmid, Industrielle Fertigung, Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG, 2008.
- [5] P. Bozina, Vorrichtungen im Werkzeugmaschinenbau, Berlin: Springer Verlag, 2013.
- [6] H. Kuhlmann, Strömungsmechanik-Eine kompakte Einführung für Physiker und Ingenieure, Hallbergmoos: Pearson Deutschland GmbH, 2014.
- [7] K. Jousten, Handbuch Vakuumtechnik, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2018.
- [8] „FESTO-Grundlagen der Vakuumtechnik, Kurzübersicht,“ [Online]. Available: [www.festo.com/net/de-at\\_at/SupportPortal](http://www.festo.com/net/de-at_at/SupportPortal). [Zugriff am 11. Oktober 2018].
- [9] „Praktikum Chemie Ingenieur Wesen II ETH Zürich,“ [Online]. Available: <http://www.praktciw.ltc.ethz.ch/downloads.htm>. [Zugriff am 3 Jänner 2019].
- [10] „Schmalz Vakuumwissen,“ [Online]. Available: <https://www.schmalz.com/de/vakuum-wissen/vakuumsystem-und-seine-bauteile>. [Zugriff am 3 Jänner 2019].
- [11] M. D. Do, Y. Son und H.-J. Choi, „Optimal workpiece positioning in flexible fixtures for thin-walled componets,“ School of Mechanical Engineering, Chung-Ang University, 84 Heukseok-Ro, Dongjak-Gu, Seoul 06974, South Korea, 2017.
- [12] M. Ansa, *1 axis TORRESTOOL vom MTorres*, 2019.
- [13] „Kostyrka,“ [Online]. Available: <https://www.kostyrka.com/produkte/zyllindrische-klemmuelsen.html>. [Zugriff am 13. Februar 2019].

- [14] ONExia Inc., „ONExia Inc.“ [Online]. Available: <http://onexia.com/aerospace/uhf.html>. [Zugriff am 21. Februar 2019].
- [15] M.Torres Diseños Industriales, „mtorres.“ [Online]. Available: <http://www.mtorres.es/en/aeronautics/products/carbon-fiber/torresmill>. [Zugriff am 21. Februar 2019].
- [16] G. Pahl und W. Beitz, Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung, Methoden und Anwendung, Berlin: Springer Verlag, 2005.
- [17] W. Weisser, Beitrag zur Steigerung der Flexibiität von Greif- und Spanneinrichtungen für rotationssymmetrische Werkstücke, Berlin: Carl Hanser Verlag München Wien, 1978.
- [18] A. Herausgeber: Böge, Handbuch Maschinenbau, Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011.
- [19] M. Weck, Werkzeugmaschinen-Maschinenarten und Anwendungsbeispiele, Heidelberg: Springer Berlin, 2005.
- [20] R. Neugebauer, Werkzeugmaschinen: Aufbau, Funktion und Anwendung von spanenden und abtragenden Werkzeugmaschinen, Heidelberg: Springer Berlin, 2012.
- [21] „Kostyrka,“ [Online]. Available: <https://www.kostyrka.com/kundenreferenzen>. [Zugriff am 21. Februar 2019].
- [22] Schmalz, „Schmalz,“ [Online]. Available: <https://www.schmalz.com/de/vakuum-spanntechnik/spannloesungen-fuer-3d-freiformflaechen/sauger-cup-balance-sscb>. [Zugriff am 21. Februar 2019].
- [23] SMC PNEUMATIK GMBH, „SMC,“ [Online]. Available: [www.smc.eu](http://www.smc.eu). [Zugriff am 23. Mai 2019].
- [24] P. V. GmbH, The Vacuum Technology Book - Band 2, Asslar, 2013.
- [25] E. Götz, Flexible Spannvorrichtungen, Stuttgart-Vaihingen: Technischer Verlag Günter Grossmann, 1979.

## 11 Abbildungsverzeichnis

<i>Abbildung 1: Blechschleifanlage in Kernkonfiguration sowie in erweiterter Konfiguration [1]</i>	9
<i>Abbildung 2: Abhängigkeiten bei der konstruktiven Gestaltung von Bestimmflächen [2]</i>	12
<i>Abbildung 3: Ausführungen von Bestimmflächen [2]</i>	13
<i>Abbildung 4: Stützelementausführung [2]</i>	14
<i>Abbildung 5: Werkstückverlagerung durch Spannkraft [3]</i>	15
<i>Abbildung 6: Verschiedene Spannprinzipie [2]</i>	16
<i>Abbildung 7: a) starres Spannen; b) elastisches Spannen [5]</i>	17
<i>Abbildung 8: Einteilung der elastischen Spannmittel [2]</i>	18
<i>Abbildung 9: Permanentmagentspannsystem [3]</i>	19
<i>Abbildung 10: Elektromagnetspanner [4]</i>	19
<i>Abbildung 11: Werkstückspannung mittels Gefrierspanntechnik [4]</i>	20
<i>Abbildung 12: Vakuumspannplatte mit Saugnäpfen [4]</i>	21
<i>Abbildung 13: Verschiedene Ausführungen von Vakuumspannplatten [4]</i>	21
<i>Abbildung 14: Kommunizierende Gefäße [6]</i>	22
<i>Abbildung 15: Hydraulische Presse [6]</i>	23
<i>Abbildung 16: Venturi-Rohr mit zentraler Stromlinie [6]</i>	25
<i>Abbildung 17: Einteilung der Vakuumpumpen [24]</i>	25
<i>Abbildung 18: Lastfall 1: horizontaler Sauggreifer, vertikale Krafrichtung [10]</i>	27
<i>Abbildung 19: Lastfall 2: horizontaler Sauggreifer, horizontale Krafrichtung [10]</i>	27
<i>Abbildung 20: Lastfall 3: vertikaler Sauggreifer, vertikale Krafrichtung [10]</i>	28
<i>Abbildung 21: Schema eines universal-holding-fixture Systems a) Anordnung der Spannelemente b) Spannelement im Detail [11]</i>	30
<i>Abbildung 23: Ermittlung von Positionsabweichungen mit Messuhr TORRESTOOL [12]</i>	31
<i>Abbildung 22: Steifigkeits- messung TORRESTOOL Gesamtaufbau [12]</i>	31
<i>Abbildung 24: Kostyrka Klemmhülse [13]</i>	32
<i>Abbildung 25: UHF- Element mit Spindel- und Federzustellung [13]</i>	32
<i>Abbildung 26: Verschiedene Positionierarten für UHF-Elemente [14]</i>	33
<i>Abbildung 28: Spannung einer 3D Freiformfläche [22]</i>	33
<i>Abbildung 27: Freiformflächenspanner [22]</i>	33
<i>Abbildung 29: UHF-System für Flügelemente [13]</i>	34
<i>Abbildung 30: Spannung von labilen Blechbauteilen mittels UHF-System [13]</i>	34
<i>Abbildung 31: Bearbeitungszentrum TORRESMILL® mit Spannsystem TORRESTOOL® [15]</i>	35
<i>Abbildung 32: TORRESLASER bei der Bearbeitung eines Flugzeugbauteiles [15]</i>	35
<i>Abbildung 33: Arbeitsschritte beim Konzeptfindungsprozess [16]</i>	39
<i>Abbildung 34: Gesamtfunktion des Halterahmens</i>	40

<i>Abbildung 35: Teilfunktionen des Halterahmens</i>	40
<i>Abbildung 36: Skizze Konzept 1</i>	43
<i>Abbildung 37: Skizze Konzept 2</i>	44
<i>Abbildung 38: Skizze Konzept 3</i>	44
<i>Abbildung 39: Skizze Konzept 4</i>	45
<i>Abbildung 40: Skizze Konzept 5</i>	46
<i>Abbildung 41: Halterahmen und Wendevorrichtung mit Hauptbaugruppen</i>	48
<i>Abbildung 42: Wenderahmen</i>	49
<i>Abbildung 43: Halterahmen (1) während der Assemblierung</i>	50
<i>Abbildung 44: Halterahmen (2) während der Assemblierung</i>	50
<i>Abbildung 45: Befestigung der Vakuumsaugteller am Halterahmen</i>	51
<i>Abbildung 46: Gelenkige Lagerung des Vakuumsaugtellers</i>	52
<i>Abbildung 47: Lösungsmöglichkeit zur automatischen Klemmung der Winkelverstellung</i>	52
<i>Abbildung 48: Anpassvorgang der Zylinder a) kein Zylinder berührt das Blech b) ein Zylinder berührt das Blech c) zwei Zylinder berühren das Blech d) alle Zylinder berühren das Blech</i>	53
<i>Abbildung 49: Halterahmen mit angesaugtem Blech</i>	54
<i>Abbildung 50: Fester Halterahmenabstand bei variabler Blechstärke</i>	55
<i>Abbildung 51: Aktives Ein- und Ausfahren der Kolbenstangen</i>	55
<i>Abbildung 52: Realisierte Ausführung der Verschaltung der Zylinder</i>	56
<i>Abbildung 53: Hydraulikschaltplan</i>	57
<i>Abbildung 54: Pneumatikschaltplan Halterahmen</i>	58
<i>Abbildung 55: Elektrischer Schaltplan</i>	59
<i>Abbildung 56: Realisierte Anordnung der Schaltelemente</i>	59
<i>Abbildung 57: Gerade Vakuumsaugtelleranordnung</i>	62
<i>Abbildung 58: Versetzte Vakuumsaugtelleranordnung</i>	63
<i>Abbildung 59: Versetzte Anordnung mit nicht konstanten Abständen</i>	64
<i>Abbildung 60: Schematischer Aufbau Halterahmen</i>	66
<i>Abbildung 61: Schematischer Versuchsaufbau Saugversuch</i>	69
<i>Abbildung 62: Versuchsanordnung axiale Steifigkeitsmessung</i>	71
<i>Abbildung 63: Axiale Steifigkeit (Vorbelastung 22,6 kg)</i>	72
<i>Abbildung 64: Axiale Steifigkeit (Vorbelastung 2,8 kg)</i>	73
<i>Abbildung 65: Versuchsanordnung radiale Steifigkeitsmessung</i>	74
<i>Abbildung 66: Radiale Steifigkeit (h= 35 mm)</i>	74
<i>Abbildung 67: Radiale Steifigkeit (h=230 mm)</i>	75
<i>Abbildung 68: Radiale Steifigkeit (h=132 mm)</i>	75
<i>Abbildung 69: Versuchsanordnung Einsinken der Kolbenstange bei längerer Belastungsdauer</i>	76
<i>Abbildung 70: Axiale Absenkung bei längerer Belastung</i>	77
<i>Abbildung 71: Versuchsanordnung zur Ermittlung des Reibwertes</i>	78

<i>Abbildung 72: Entlüftungskennlinie der Vakuumsaugdüse ZH13DSA der Firma SMC PNEUMATIK GMBH [23]</i>	81
<i>Abbildung 73: Vakuumsaugdüse mit Magnetventil und Schalldämpfer</i>	81
<i>Abbildung 74: Ausgleichsgefäß VAREM EXTRAVAREM LC5</i>	82
<i>Abbildung 75: Versuchsaufbau zur Messung der lateralen Steifigkeit</i>	83
<i>Abbildung 76: Laterale Steifigkeit</i>	84
<i>Abbildung 78: Kennzeichnung der Messstelle für die vertikale Steifigkeitsmessung</i>	85
<i>Abbildung 77: Versuchsaufbau zur Messung der vertikalen Steifigkeit</i>	85
<i>Abbildung 79: Vertikale Steifigkeit</i>	86

## 12 Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 1: Hergestellte Blechdimensionen der Böhler Bleche GmbH &amp; Co KG [1]....</i>	10
<i>Tabelle 2: Reibwerte für verschiedene Materialien und Oberflächen [10] .....</i>	26
<i>Tabelle 3: Mindestsaugvolumenstrom in Abhängigkeit vom Saugertellerdurchmesser [10] .....</i>	29
<i>Tabelle 4: Steifigkeitswerte TORRESTOOL® [12] .....</i>	31
<i>Tabelle 5: Hauptmerkmalliste [16] .....</i>	36
<i>Tabelle 6: Anforderungsliste Halterahmen .....</i>	37
<i>Tabelle 7: Morphologischer Kasten für den Halterahmen .....</i>	41
<i>Tabelle 8: Auswahlliste der Wirkprinzipie für den Halterahmen .....</i>	42
<i>Tabelle 9: Bewertungstabelle .....</i>	47
<i>Tabelle 10: Rechnerische Gegenüberstellung der verschiedenen Vakuumsaugtelleranordnungen.....</i>	65
<i>Tabelle 11: Zusammenfassung Auslegung Sauggreifer.....</i>	68
<i>Tabelle 12: Ergebnisse Saugversuch.....</i>	69
<i>Tabelle 13: Getestete Zylinder .....</i>	70
<i>Tabelle 14: Gegenüberstellung der verschiedenen Zylinder *) Werte konnten nicht gemessen werden .....</i>	79

## 13 Symbolverzeichnis

bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
d.h.	das heißt
UHF	universal holding fixture
$\sigma_{Dvor}$	vorhandene Druckfestigkeit
$F_N$	Normalkraft
$\sigma_{Dzul}$	zulässige Druckfestigkeit
$\rho$	Dichte
$g$	Gravitationskonstante
$p_0$	Umgebungsdruck
lt.	laut
$p_N$	Normdruck
$u$	Strömungsgeschwindigkeit
$p$	Druck
$A$	Fläche
$\mu$	Reibungskoeffizient
$a$	Beschleunigung
$S$	Sicherheitsbeiwert
$m$	Masse
$T_{th}$	theoretische Haltekraft
$c_p$	spezifische Wärme bei konstantem Druck
$c_v$	spezifische Wärme bei konstantem Volumen
$c$	Steifigkeit



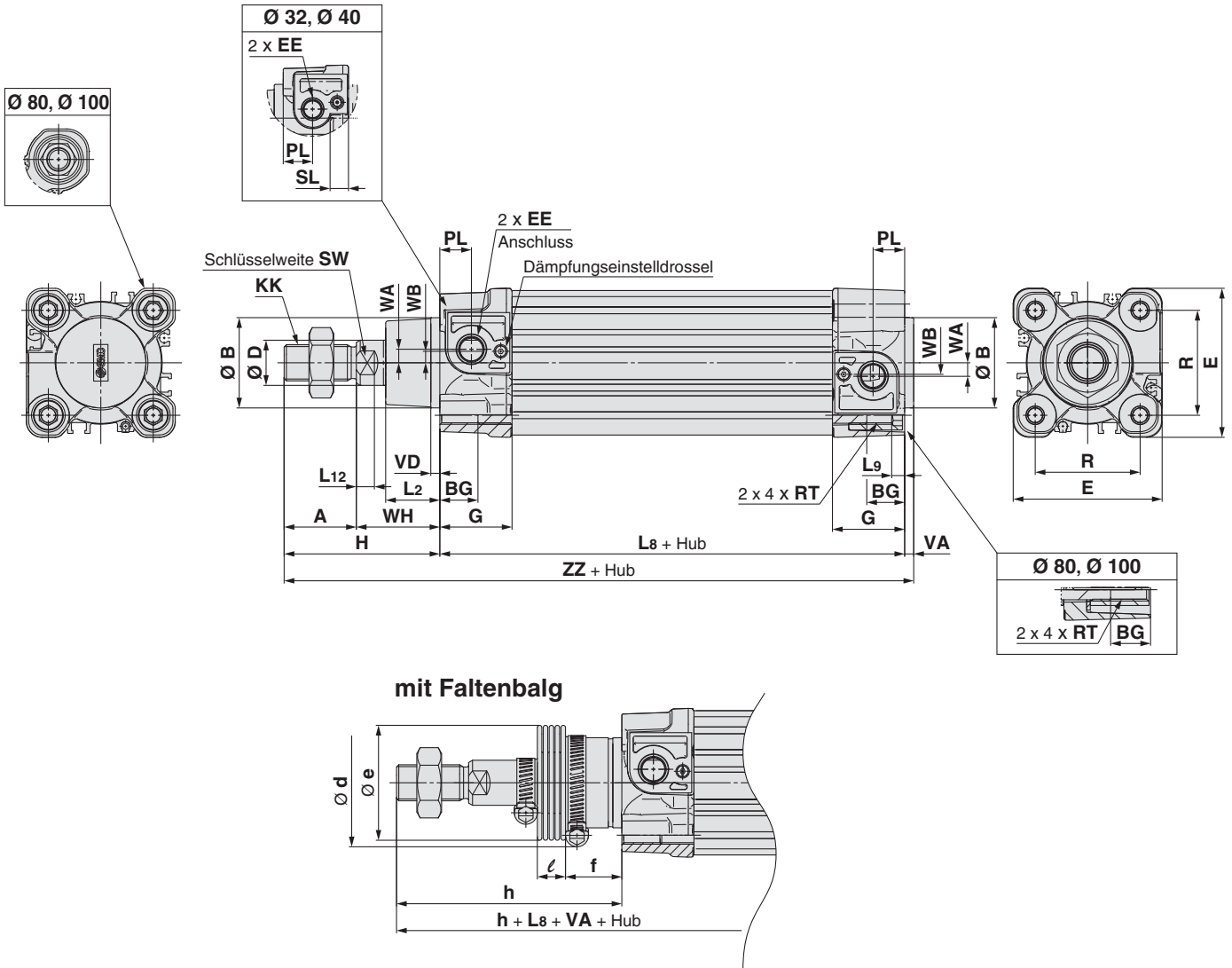
## 14 Anhang

1	Datenblatt SMC Pneumatikzylinder
2	Angebot SMC Pneumatikzylinder
3	Angebot Holzhäuer Hydraulikzylinder
4	Datenblatt Zoebel Hydraulikzylinder
5	Angebot Zoebel Hydraulikzylinder
6	Versuchsprotokoll axiale Steifigkeit
7	Versuchsprotokoll radiale Steifigkeit
8	Versuchsprotokoll axiales Einsinken
9	Versuchsprotokoll Reibwiderstand
10	Versuchsprotokoll laterale Steifigkeit
11	Versuchsprotokoll vertikale Steifigkeit
12	Versuchsprotokoll Vakuumsaugteller
13	Datenblatt Vakuumerzeuger

# Serie CP96

## Abmessungen

Grundaufbau: CP96S (D) B Kolben-Ø – Hub C (J)



Kolben-Ø [mm]	Hubbereich [mm]		A	Ø B d11	BG	Ø D	E	EE	G	H	KK	L2	L8	L9	L12	PL	R	RT	SL	SW	VA	VD	WA	WB	WH	ZZ
	ohne Faltenbalg	mit Faltenbalg																								
32	bis 2000	bis 1000	22	30	16	12	47	G 1/8	28,9	48	M10 x 1,25	15	94	4	6	13	32,5	M6 x 1	8	10	4	4	7	26	146	
40	bis 2000	bis 1000	24	35	16	16	54	G 1/4	32,6	54	M12 x 1,25	17	105	4	6,5	14	38	M6 x 1	8	13	4	4	5	8,9	30	163
50	bis 2000	bis 1000	32	40	16	20	66	G 1/4	32	69	M16 x 1,5	24	106	5	8	14	46,5	M8 x 1,25	—	17	4	4	6	5,1	37	179
63	bis 2000	bis 1000	32	45	16	20	77	G 3/8	38,6	69	M16 x 1,5	24	121	5	8	16	56,5	M8 x 1,25	—	17	4	4	9	6,3	37	194
80	bis 2000	bis 1000	40	45	17	25	99	G 3/8	38,4	86	M20 x 1,5	30	128	—	10	16	72	M10 x 1,5	—	22	4	4	11,5	6	46	218
100	bis 2000	bis 1000	40	55	17	25	118	G 1/2	42,9	91	M20 x 1,5	32	138	—	10	18	89	M10 x 1,5	—	22	4	4	17	10	51	233

Kolben-Ø [mm]	H	Ø d	Ø e	f	ℓ																h															
					1 bis 50	51 bis 100	101 bis 150	151 bis 200	201 bis 300	301 bis 400	401 bis 500	501 bis 600	601 bis 700	701 bis 800	801 bis 900	901 bis 1000	1 bis 50	51 bis 100	101 bis 150	151 bis 200	201 bis 300	301 bis 400	401 bis 500	501 bis 600	601 bis 700	701 bis 800	801 bis 900	901 bis 1000								
32	48	54	36	23	12,5	25	37,5	50	75	100	125	150	175	200	225	250	75	88	100	113	138	163	188	213	238	263	288	313								
40	54	54	36	23	12,5	25	37,5	50	75	100	125	150	175	200	225	250	75	88	100	113	138	163	188	213	238	263	288	313								
50	69	64	51	25	12,5	25	37,5	50	75	100	125	150	175	200	225	250	87	100	112	125	150	175	200	225	250	275	300	325								
63	69	64	51	25	12,5	25	37,5	50	75	100	125	150	175	200	225	250	87	100	112	125	150	175	200	225	250	275	300	325								
80	86	68	56	30	12,5	25	37,5	50	75	100	125	150	175	200	225	250	103	116	128	141	166	191	216	241	266	291	316	341								
100	91	76	56	32	12,5	25	37,5	50	75	100	125	150	175	200	225	250	103	116	128	141	166	191	216	241	266	291	316	341								

Die approbierte Originalversion dieser Diplomarbeit ist in der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available at the TU Wien Bibliothek.

TU Wien  
E311 Institut für Fertigungstechnik  
und Hochleistungslasertechnik  
Getreidemarkt 9  
1060 Wien

### Angebot

Nummer/Datum  
10501916 / 03.08.2018  
Ihre Referenznummer/Datum  
Telefon Herr Neumüller / 03.08.2018  
Gültigkeitszeitraum  
03.08.2018 bis 03.11.2018  
Kundennummer  
102043

Customer Service  
Sascha Trefanitz DW 1573  
S.Trefanitz@smc.at  
Außendienst  
Dieter Jelinek

Die approbierte Originalversion dieser Diplomarbeit ist in der TU Wien Bibliothek verfügbar.  
 The approved original version of this thesis is available in the TU Wien Bibliothek.

Wir danken für Ihre Anfrage und bieten Ihnen gerne wie folgt an:

**Die angegebenen Preise sind geförderte Preise der SMC Pneumatik GmbH**  
**Die Artikel sind ausschließlich für die kundeninterne Verwendung zu Lehrzwecken vorgesehen.**  
**Ein Wiederverkauf der Artikel an Dritte ist nur mit ausdrücklicher Zustimmung durch SMC zulässig.**

Pos.	Artikel	Menge	Preis	Ursprung	WarenNr	Wert
10	<b>CP96SDB40-200C</b> Profilzylinder nach ISO 15552, Dm40, Hub200 beidseitig pneumatische Dämpfung einstellbar und elastische Dämpfung Sondernettopreis	30,00 ST	43,78 EUR	CN	84123100	1.313,40 EUR
20	<b>C96SDB40-200C</b> Zugstangenzyylinder nach ISO 15552, Dm40, Hub200 beidseitig pneumatische Dämpfung einstellbar und elastische Dämpfung Sondernettopreis	11,00 ST	49,96 EUR	CN	84123100	549,56 EUR
Insgesamt Positionen netto:						1.862,96 EUR

TU Wien  
Getreidemarkt 9  
1060 Wien

Beleg-Nr./Datum  
10501916 / 03.08.2018

Seite  
2

Zahlungsbedingungen: Innerhalb 10 Tagen 2,000 % Skonto  
Innerhalb 30 Tagen ohne Abzug  
Lieferbedingungen: CPT nationaler Bestimmungsort  
Versandart: DPD  
Versandtermin: 03.08.2018

**Alle Versandtermine sind nur gemäß Verfügbarkeit  
zum Angebotsdatum gültig - Zwischenverkauf vorbehalten.**

Die approbierte Originalversion dieser Diplomarbeit ist in der TU Wien Bibliothek verfügbar.  
The approved original version of this thesis is available at the TU Wien Bibliothek.

**Bibliothek**  
tuwien.at/bibliothek



**SMC Pneumatik GmbH**  
Girakstrasse 8  
2100 Korneuburg  
T +43 (0) 2262 / 62 280-0  
F +43 (0) 2262 / 62 285  
office@smc.at, www.smc.at

Bankverbindung  
Raiffeisenbank Korneuburg  
Konto-Nr.: 4.044, BLZ: 32395  
IBAN: AT69 3239 5000 0000 4044  
BIC: RLNWATWWKOR

LG Korneuburg, FN: 61518v  
DVR-Nr.: 0593516  
UID-Nr.: ATU18380909  
ARA-Lizenz: 12017  
EORI-NR: ATEOS 1000000870

\*\*\*\*\* Wir ersuchen Sie, sich bei Ihrer Bestellung \*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\* auf unsere Angebotsnummer zu beziehen. \*\*\*\*\*

Die Ware bleibt bis zur vollständigen Bezahlung unser Eigentum. Wir liefern zu unseren "Allgemeinen Geschäftsbedingungen" und zu den  
Allgemeinen Geschäftsbedingungen des Fachverbandes der Maschinen- und Stahlbauindustrie Österreichs" in der jeweils gültigen Fassung.

Firma  
TU Wien  
Stefan Gössinger  
Franz-Grill-Str. 4  
1030 WIEN  
ÖSTERREICH

## Angebot

**Angebot Nr:** ANG-1807.6969  
**Kunden-Nummer:** 31696  
**Unser Zeichen:** SH

**Zahlung:** Vorkasse bei Auftragserteilung  
**Ihre St-Nr.:**

**Angebot-Nr.** ANG-1807.6969

Angebot freibleibend  
Es gelten unsere allgemeinen Geschäftsbedingungen.

Sachsenheim, 20.07.2018  
Seite 1 von 2

Wir bedanken uns für die Anfrage über aus unserem Hause und bieten Ihnen die Komponenten und Leistungen wie folgt an:

Pos	Mge.	Einh.	Artikel.Nr.	Artikelbezeichnung	E-Preis (€)	Ges. Preis (€)
1.	2,00	Stück	HYZYDO25-4 0-250	<b>Hydraulikzylinder 25-40-250 doppelwirkend ohne Befestigung 40-25-250</b>	46,22	92,44

- Kolbenstangendurchmesser: 25 mm
- Kolbendurchmesser: 40 mm
- Zylinderhub: 250 mm
- Zylinderaußendurchmesser: 50 mm
- Kolbenstangenüberstand: 27 mm
- Gesamtlänge: 395 mm
- Druckanschlüsse BSP: 3/8"
- Druckkraft bei 200 bar in: 2500 kg
- Zugkraft bei 200 bar in: 1500 kg
- Betriebsdruck: 200 bar
- Geschwindigkeit: 0.5 m/s.
- Öltemperatur: -25°C - +80°C
- Kolbenstange: C45 f7 25 Mikrometer.
- Zylinderrohr: St52.3 Din2393 Iso H9
- Gewicht: 4,0 kg

Sie können am Zylinder (Rohr und Kolbenstange) selber Ihre Komponenten anschweißen.

### Hinweis zum Bild:

Auf dem Bild ist nicht der beschriebene Zylinder abgebildet, sondern der Einfachheit halber ein Zylinder der gleichen Baureihe.

Übertrag € 92,44

Besuchen Sie unseren webshop [www.hydraulikprofi24.de](http://www.hydraulikprofi24.de)!

Holzhäuer Hydraulik & Maschinenbau GmbH  
Gündelbacher Str. 20  
74343 Sachsenheim  
Tel.: (0 70 46) - 8 81 96 20  
Fax: (0 70 46) - 8 81 96 29

Mail: [info@holzhaeuer-gmbh.com](mailto:info@holzhaeuer-gmbh.com)  
Internet: [www.hydraulikprofi24.com](http://www.hydraulikprofi24.com)  
Geschäftsführer Sabine Holzhäuer  
USt.IdNr.: DE281208584  
Handelsregister: HRB 740244

Volksbank Pforzheim  
(BLZ): 66690000  
Kto.-Nr.: 3414211  
SWIFT/BIC: VBPFDE66  
IBAN: DE04 6669 0000 0003 4142 11



## Angebot Nr. ANG-1807.6969

für  
Firma TU Wien Stefan Gössinger  
Franz-Grill-Str. 4 - A-1030 Wien

Pos	Mge.	Einh.	Artikel.Nr.	Artikelbezeichnung	E-Preis (€)	Ges. Preis (€)
<b>Übertrag</b>					<b>€</b>	<b>92,44</b>

### BESUCHEN SIE UNSEREN SHOP !!!

**Holzhäuer Hydraulik & Maschinenbau GmbH**  
Gündelbacher Str. 20  
D-74343 Sachsenheim-Häfnerhaslach

**Sie finden einen bestimmten Artikel nicht in  
unserem Shop ?  
Dann kontaktieren Sie uns einfach !!!**

**Telefon: +49 (0)7046/88196-20**  
**Fax: +49 (0)7046/88196-29**  
**E-Mail: info@holzhaeuer-gmbh.com**

2.	-1,00	Stück	RABATT	<b>Rabatt</b>	2,31	-2,31
3.	1,00	Stück	FRA02	Frachtkosten bis 31kg EU-weit	16,81	16,81

Es würde uns freuen wenn Ihnen unser Angebot zusagt.

<b>Gesamt:</b>	<b>Netto (€)</b>	<b>MwSt in %</b>	<b>MwSt. (€)</b>	<b>Brutto (€)</b>
	106,94	19%	20,32	127,26
<b>Gesamtbetrag (€)</b>				<b>127,26</b>

Lieferzeit ca.: , Garantie:

Holzhäuer Hydraulik & Maschinenbau GmbH  
Gündelbacher Str. 20  
74343 Sachsenheim  
Tel.: (0 70 46) - 8 81 96 20  
Fax: (0 70 46) - 8 81 96 29

Mail: info@holzhaeuer-gmbh.com  
Internet: www.hydraulikprofi24.com  
Geschäftsführer Sabine Holzhäuer  
USt.IdNr.: DE281208584  
Handelsregister: HRB 740244

Volksbank Pforzheim  
(BLZ): 66690000  
Kto.-Nr.: 3414211  
SWIFT/BIC: VBPFD66  
IBAN: DE04 6669 0000 0003 4142 11

Runder Kopfflansch  
Front round flange mounting

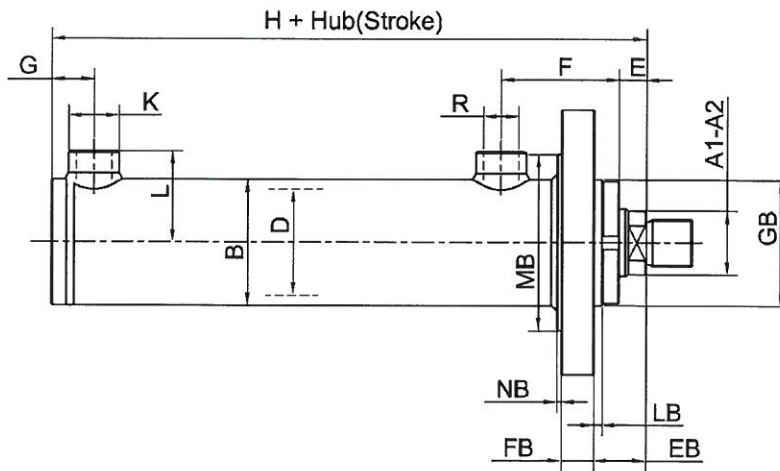
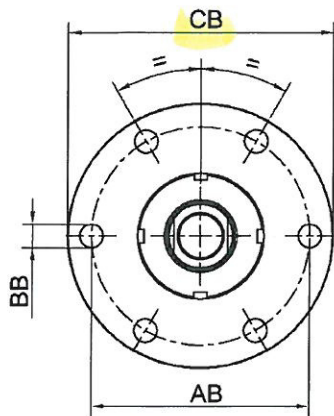
Type **B**

Betriebsdruck  
Working pressure

200 bar

Spitzendruck  
Peak pressure

240 bar



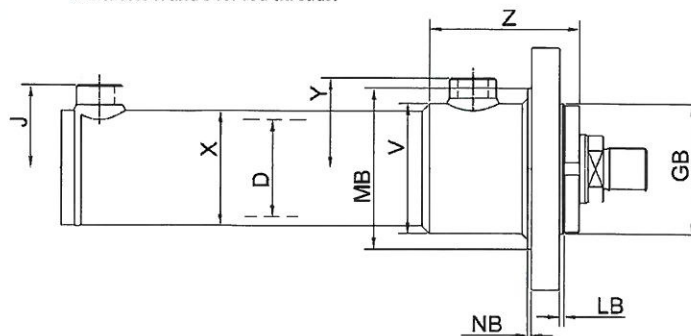
A1 = normale Kolbenstange  
standard rod  
A2 = verstärkte Kolbenstange  
differential reinforces rod

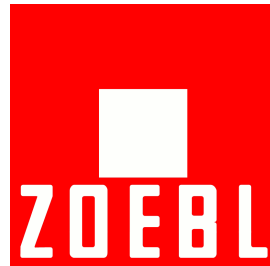
Maßangeben in mm.  
All dimensions in mm.

D	32	40	50	60	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250
A1	18	22	28	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140
A2	22	28	36	40	45	45	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180
H	117	141	148	161	173	188	200	209	226	239	258	275	308	332	345	380	420
B	42	50	60	72	75	85	95	105	120	130	150	165	190	210	240	265	295
E	10	12	12	15	16	16	18	18	20	20	22	25	28	30	30	35	40
R	3/8"	1/2"	1/2"	1/2"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	1"	1"	1"	1"	1/14"	1/14"	1/14"	1/14"	1 1/2"
F	49	55	58	66	70	76	80	88	98	104	108	120	129	138	148	163	178
G	18	21	21	21	25	27	29	32	37	40	43	46	53	64	67	75	85
K	28	33	33	33	40	40	40	40	50	50	50	50	60	60	60	60	70
L	37	42	47	53	57	62	67	72	82	87	97	105	120	130	145	158	176
AB	85	95	105	125	130	145	16	170	200	210	230	250	280	305	330	360	400
BB	4xØ9	4xØ11	4xØ11	4xØ14	4xØ14	6xØ16	6xØ18	6xØ18	6xØ20	6xØ20	6xØ22	6xØ24	6xØ26	8xØ26	8xØ26	8xØ29	8xØ33
CB	105	115	125	153	158	175	195	205	240	250	270	295	330	355	380	415	460
EB	21	25	25	30	31	35	37	40	42	45	47	55	58	65	71	76	81
FB	11	12	14	19	19	21	25	30	32	35	38	40	43	47	47	53	58
GB	42	50	55	60	68	72	75	85	85	95	105	120	130	150	165	190	210
LB	3	3	3	3	3	4	4	4	4	5	5	5	5	5	6	6	6
MB	65	74	84	100	105	115	125	135	160	170	185	205	230	255	280	305	345
NB	2	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3	3	3	3	4	4	5	5	5	5	5

V	-	50	-	55	-	68	-	85
Z	-	70	-	75	-	82	-	98
Y	-	41	-	45	-	51	-	62
X	-	42	-	50	-	60	-	75
J	-	37	-	42	-	47	-	57

Siehe Tabellen R und S für die Auswahl der Gewinde an der Kolbenstange.  
See tables R and S for rod threads.





Dipl.Ing.Dr.techn. Heinz Zoebel Ein- und AusfuhrhandelsgesmbH  
3400 Klosterneuburg - Inkustraße 1-7 / Objekt 14 / Top 1

TEC-Lab Labor für  
Fertigungstechnik  
z.Hd.Herrn Mathias Neumüller  
Franz-Grill-Straße 4  
1030 Wien

neumueller@ift.at

29279

Seite 1

Telefon: (02243) 20400 -13  
Fax: (02243) 20400-93  
E-Mail: office@zoebel.co.at  
USt-ID-Nr. ATU15975309

Ihre Anfrage Ihre Anfrage v. 12.06.2018

Unsere Referenz Walter Kreissl  
Lydia Mayer

Angebot 02/ 1711980 20.06.2018

Wir danken für Ihre Anfrage und bieten gemäß Ihren Angaben und den Allgemeinen Lieferbedingungen des Fachverbandes der Maschinen- und Metallwarenindustrie an:

Pos.	Artikel-Nr.	Menge	Preis	Rab%	Gesamt/EUR
001	25/16 x 200 mm, Hydraulikzylinder Befestigungen: Kopfflansch, an der Kolbenstange Gewinde Ölanschlüsse 1/4", reibungssarme Dichtung Zylinder grundiert	162,00	112,00		18.144,00
002	sav1 2/2-Wege-Sitzventil bestehend aus: 1x 2/2-Wege-Sitzventil savvmsecd302202 1 x Gehäuse savvms3038 1 x Magnetspule savxb3012	362,00	88,00		31.856,00
003	sp524   H2000R H 2000R Membranspeicher 2 Liter Vorspanndruck 70 bar max. Betriebsdruck 250 bar Ölanschluss M18x1,5 Gasventil 5/8" UNF	2,00	115,00		230,00

Lieferzeit: nach Vereinbarung

Versandart Spedition  
Zahlungsbedingung: nach Vereinbarung

Gerne erwarten wir Ihren geschätzten Auftrag und verbleiben  
mit freundlichen Grüßen

Dipl.Ing.Dr.techn.Heinz Zoebel  
Ein- und AusfuhrhandelsgesmbH.

Die approbierte Originalversion dieser Diplomarbeit ist in der TU Wien Bibliothek verfügbar.  
The approved original version of this thesis is available at the TU Wien Bibliothek.

**Bibliothek**  
tuwien.at/bibliothek



MwSt-pfl.Betrag	MwSt 20%	<b>Rechnungsbetrag/EUR</b>
50.230,00	10.046,00	<b>60.276,00</b>

Reklamationen werden nur innerhalb von 8 Tagen nach Empfang der Ware berücksichtigt. Für Mängel der Lieferung haften wir nur im Ausmaß der Haftung unserer Lieferanten uns gegenüber. Erfüllungsort für Lieferung und Zahlung: Klosterneuburg, Gerichtsstand: Korneuburg. Gelieferte Ware bleibt bis zur vollständigen Bezahlung unser Eigentum.  
Bankverbindung: Erste Bank AG, IBAN AT88 2011 1000 0811 5249, BIC GIBAATWWXXX



# Versuchsprotokoll axiale Steifigkeit

Durchführender: Mathias Neumüller

Geprüfte Zylinder	Type	Kolbenstangen $\emptyset$	Kolben $\emptyset$
SMC	CP96SDB40-200C	16 mm	40 mm
Holzhäuer	HYZYDO25-40-250	25 mm	40 mm
Zoebel	25/16x200	16 mm	25 mm

Verwendete Geräte:

Messverstärker Spider 8

Induktiver Wegaufnehmer HBM Typ: WI/5mm - T

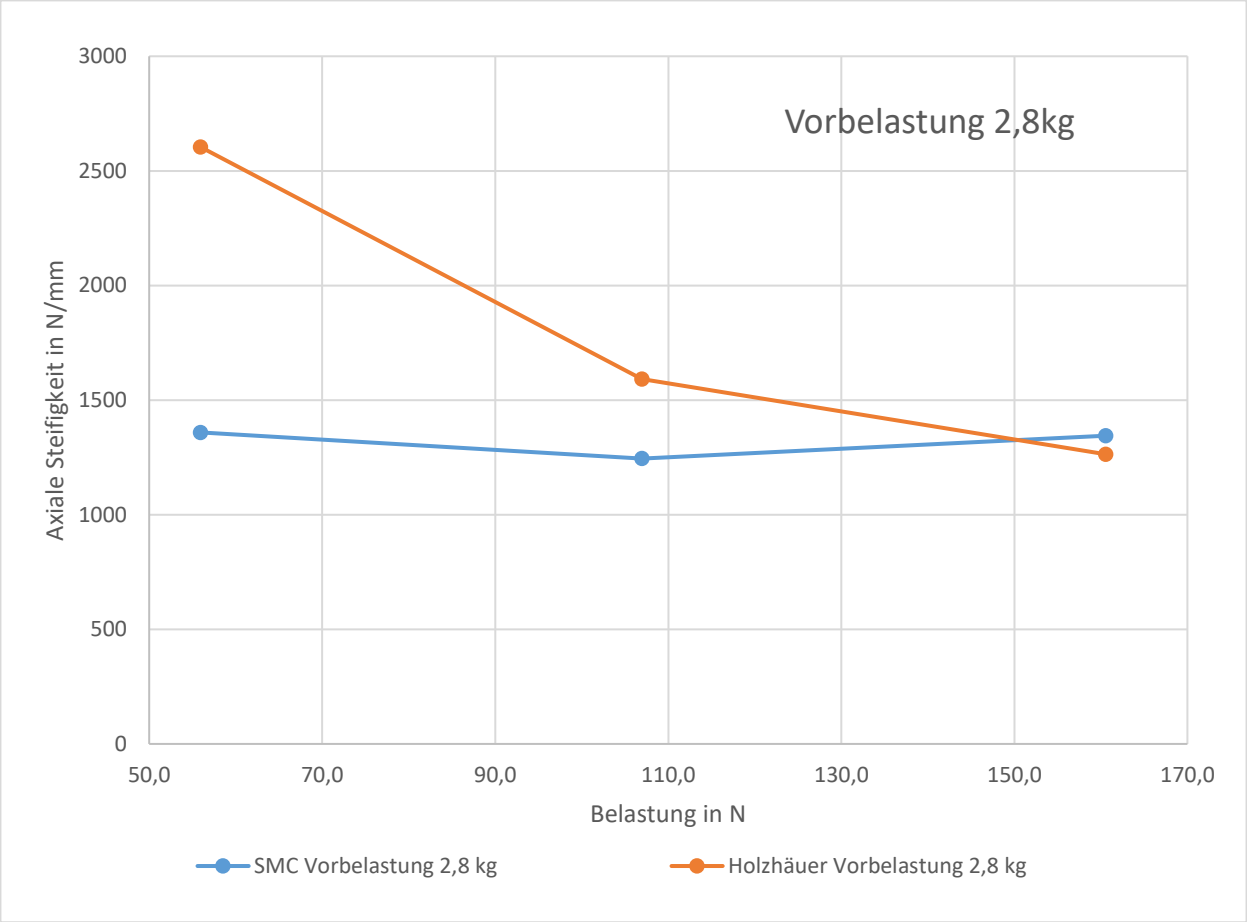
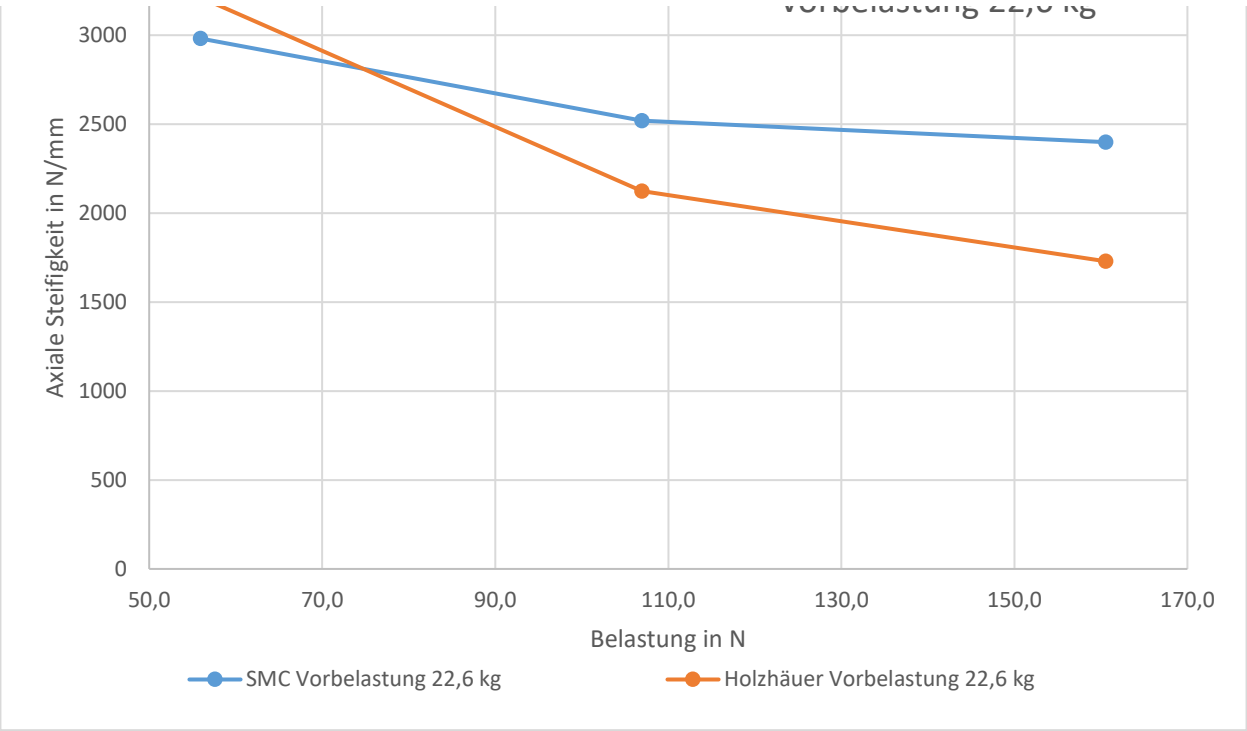
Waage Kern EOB300K100N

Versuche		Absenkung 1 in $\mu\text{m}$	Absenkung 2 in $\mu\text{m}$	Absenkung 3 in $\mu\text{m}$	Absenkung Mittelwert in $\mu\text{m}$	Steifigkeit in N/mm
Pneumatikzylinder SMC						
55,9 N	222 N	17	18	21	19	2982
106,9 N		41	39	47	42	2519
160,5 N		67	63	71	67	2399
55,9 N	28 N	39	41	44	41	1359
106,9 N		80	85	92	86	1245
160,5 N		116	119	123	119	1344
Hydraulikzylinder Holzhäuer						
55,9 N	222 N	17	18	17	17	3213
106,9 N		50	50	51	50	2124
160,5 N		92	94	92	93	1729
55,9 N	28 N	27	19	19	21	2604
106,9 N		78	60	64	67	1592
160,5 N		141	121	119	127	1264
Hydraulikzylinder Zoebel						
55,9 N	221,7 N					
106,9 N						
160,5 N						
55,9 N	27,5 N					
106,9 N						
160,5 N						

Axiale Steifigkeit des Hydraulikzylinders der Firma Zoebel nicht messbar.

Die Kolbenstange des Zylinders sinkt kontinuierlich ein.





# Versuchsprotokoll radiale Steifigkeit

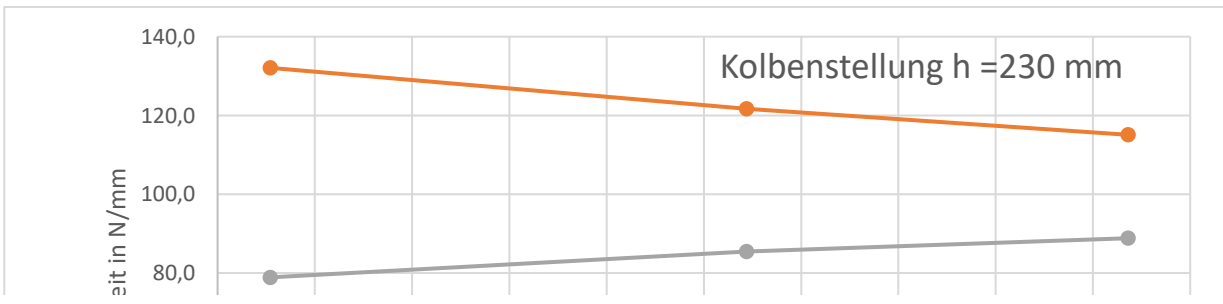
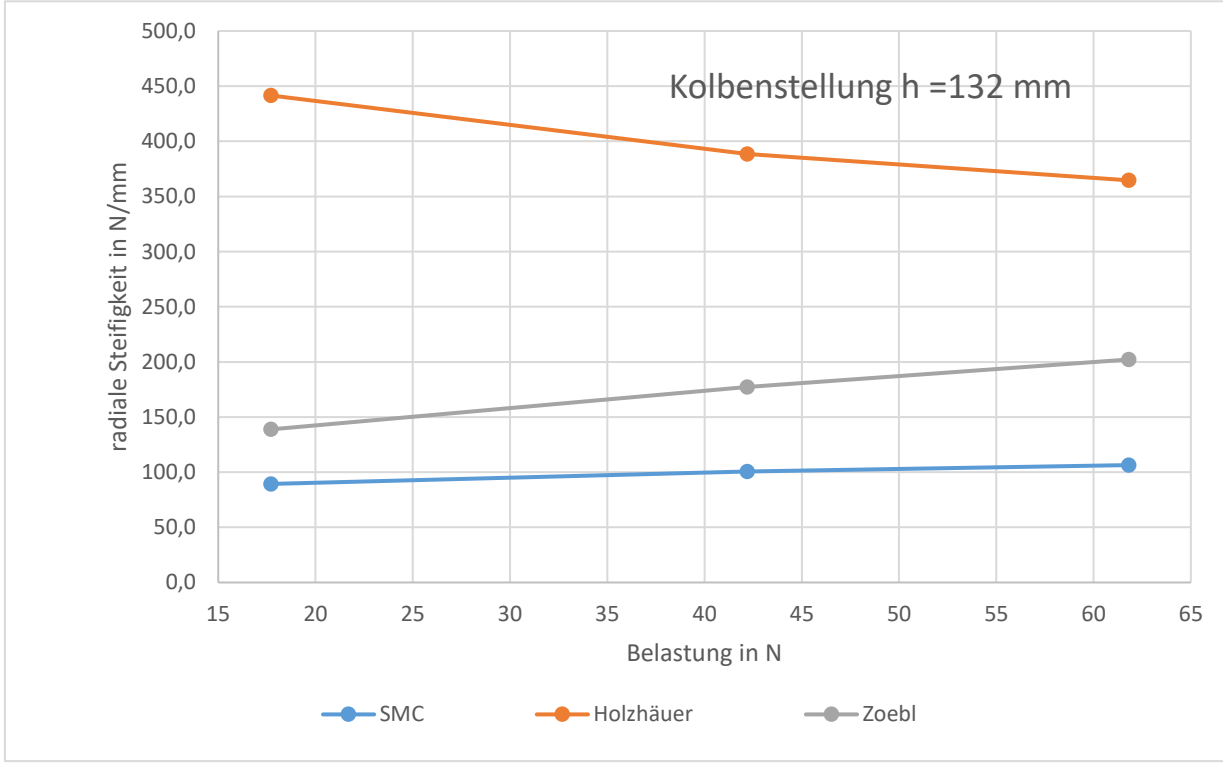
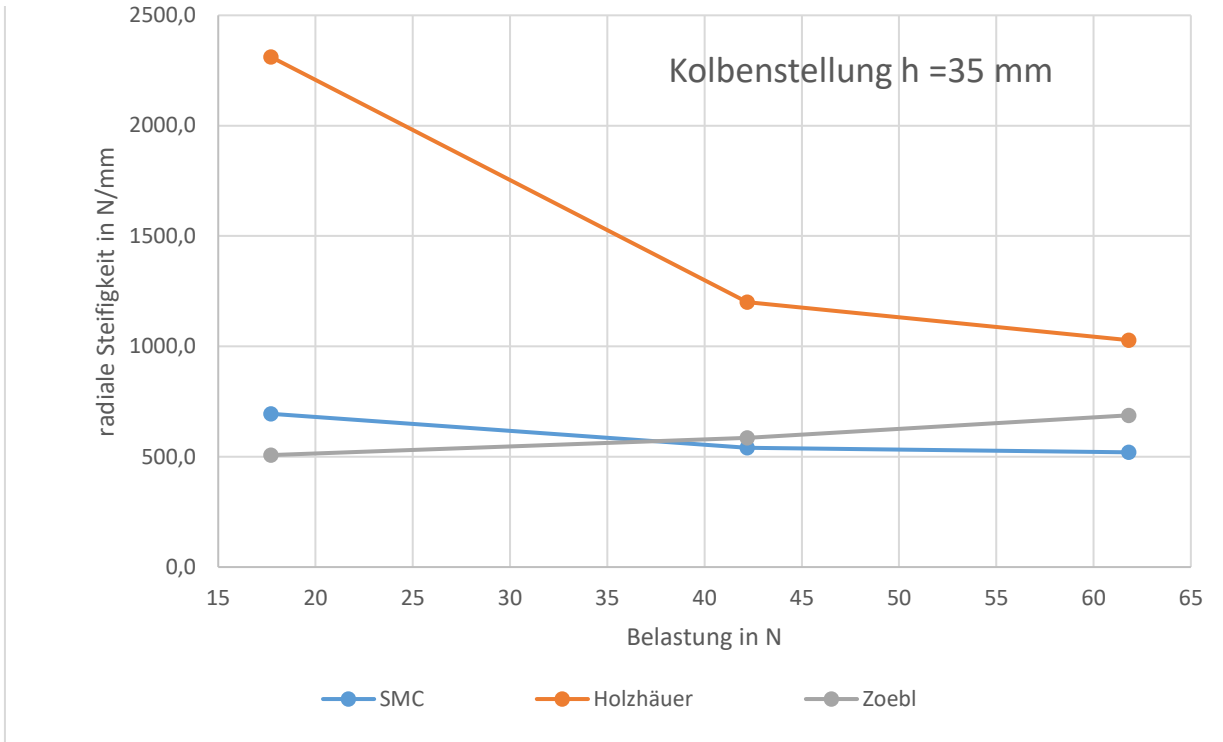
Durchführender: Mathias Neumüller

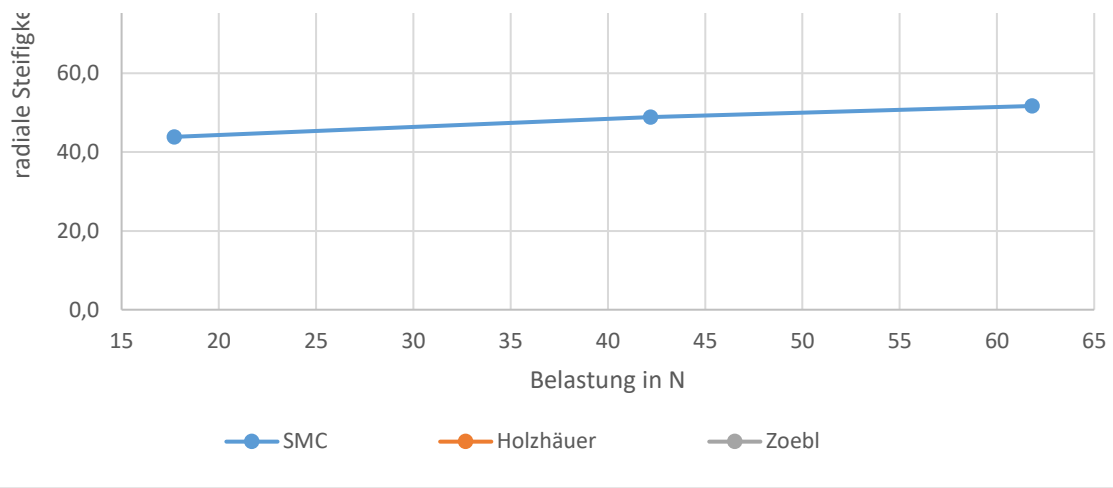
Geprüfte Zylinder	Type	Kolbenstangen $\varnothing$	Kolben $\varnothing$
SMC	CP96SDB40-200C	16 mm	40 mm
Holzhäuer	HYZYDO25-40-250	25 mm	40 mm
Zoebl	25/16x200	16 mm	25 mm

Verwendete Geräte:

Messverstärker Spider 8  
 Induktiver Wegaufnehmer HBM Typ: WI/5mm - T  
 Waage Kern EOB 300 KI00N

Kolbenstellung	Versuche		Absenkung 1 in $\mu\text{m}$	Absenkung 2 in $\mu\text{m}$	Mittelwert Absenkung in $\mu\text{m}$	radiale Steifigkeit in N/mm
	Gewichtsstufe in N					
<b>SMC Zylinder</b>						
35 mm	17,7		-29	-22	-25	694,6
	42,2		-83	-74	-78	540,5
	61,8		-123	-114	-119	519,9
132 mm	17,7		-206	-190	-198	89,4
	42,2		-431	-408	-420	100,5
	61,8		-594	-567	-581	106,4
230 mm	17,7		-403	-403	-403	43,9
	42,2		-864	-862	-863	48,9
	61,8		-1199	-1191	-1195	51,7
<b>Holzhäuer Zylinder</b>						
35 mm	17,7		-9	-6	-8	2311,8
	42,2		-37	-33	-35	1200,6
	61,8		-63	-57	-60	1028,1
132 mm	17,7		-40	-41	-40	441,5
	42,2		-109	-108	-109	388,5
	61,8		-177	-162	-169	364,6
230 mm	17,7		-125	-143	-134	132,1
	42,2		-327	-366	-347	121,7
	61,8		-497	-576	-537	115,1
<b>Zoebl Zylinder</b>						
35 mm	17,7		-37	-33	-35	507,3
	42,2		-77	-67	-72	586,1
	61,8		-96	-84	-90	687,5
132 mm	17,7		-128	-127	-128	138,8
	42,2		-238	-238	-238	177,1
	61,8		-307	-304	-306	202,2
230 mm	17,7		-231	-217	-224	78,9
	42,2		-504	-483	-494	85,4
	61,8		-709	-683	-696	88,8





# Versuchsprotokoll axiales Einsinken

Durchführender: Mathias Neumüller

Prüfmasse: 33,2 kg

Versuchsdauer: 12 Stunden

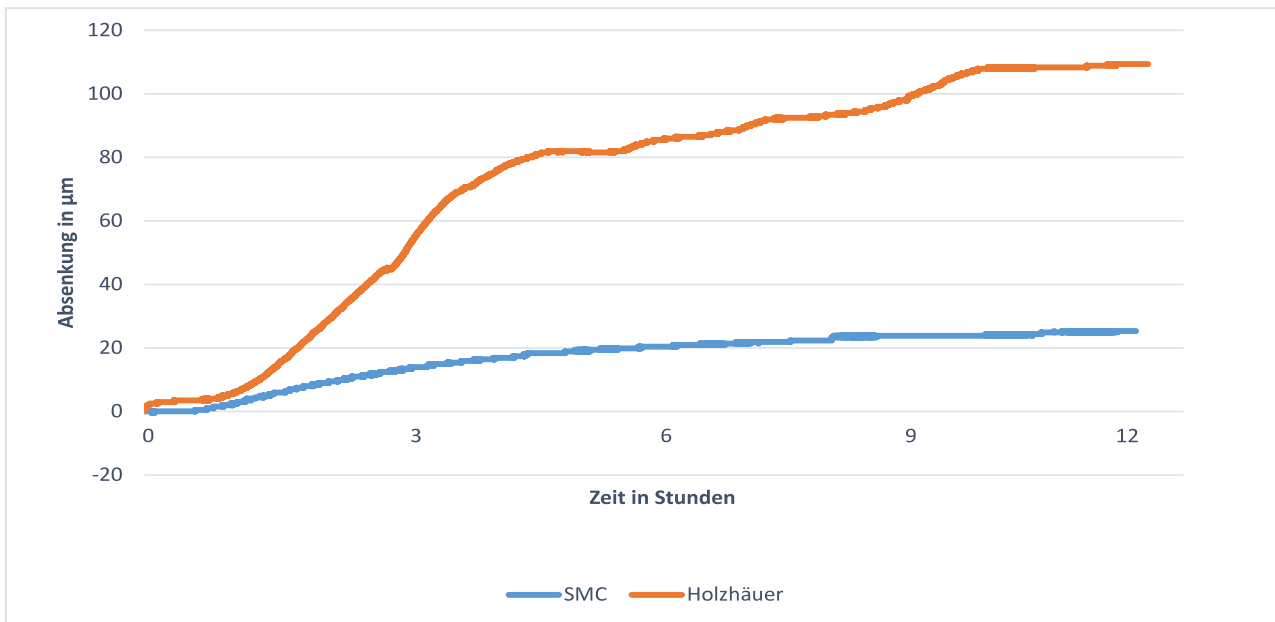
Geprüfte Zylinder	Type	Kolbenstangen $\emptyset$	Kolben $\emptyset$
SMC	CP96SDB40-200C	16 mm	40 mm
Holzhäuer	HZYDO25-40-250	25 mm	40 mm
Zoebl	25/16x200	16 mm	25 mm

Verwendete Geräte:

Messverstärker Spider 8

Induktiver Wegaufnehmer HBM Typ: WI/5mm - T

Waage Kern EOB 300 KI00N



Der Hydraulikzylinder der Firma Zoebl konnte leider nicht geprüft werden, da er mit einer zu großen Geschwindigkeit einsank.

# Versuchsprotokoll Reibwiderstand

Durchführender: Mathias Neumüller

Geprüfte Zylinder	Type	Kolbenstangen $\emptyset$	Kolben $\emptyset$
SMC	CP96SDB40-200C	16 mm	40 mm
Holzhäuer	HYZYDO25-40-250	25 mm	40 mm
Zoembl	25/16x200	16 mm	25 mm

Verwendete Geräte:

Waage Kern EOB 300 KI00N

Schlauchlänge: 2 Meter je Zylinderkammer

Anzahl der Ventile: 2 Ventile je Zylinderkammer

Messungen:

	Gewichtsbelastung in kg		
	SMC	Holzhäuer	Zoembl
1.	2,2	20,3	9,5
2.	2,0	19,6	9,5
3.	2,1	19,3	8,6
4.	2,1	19,3	8,4
5.	2,1	19,6	9,5
Mittelwert	2,1	19,6	9,1
Reibwiderstand in N	20,6	192,5	89,3

# Versuchsprotokoll laterale Steifigkeit

Durchführender: Mathias Neumüller

Zylinderhub: 130mm

Verwendete Geräte:

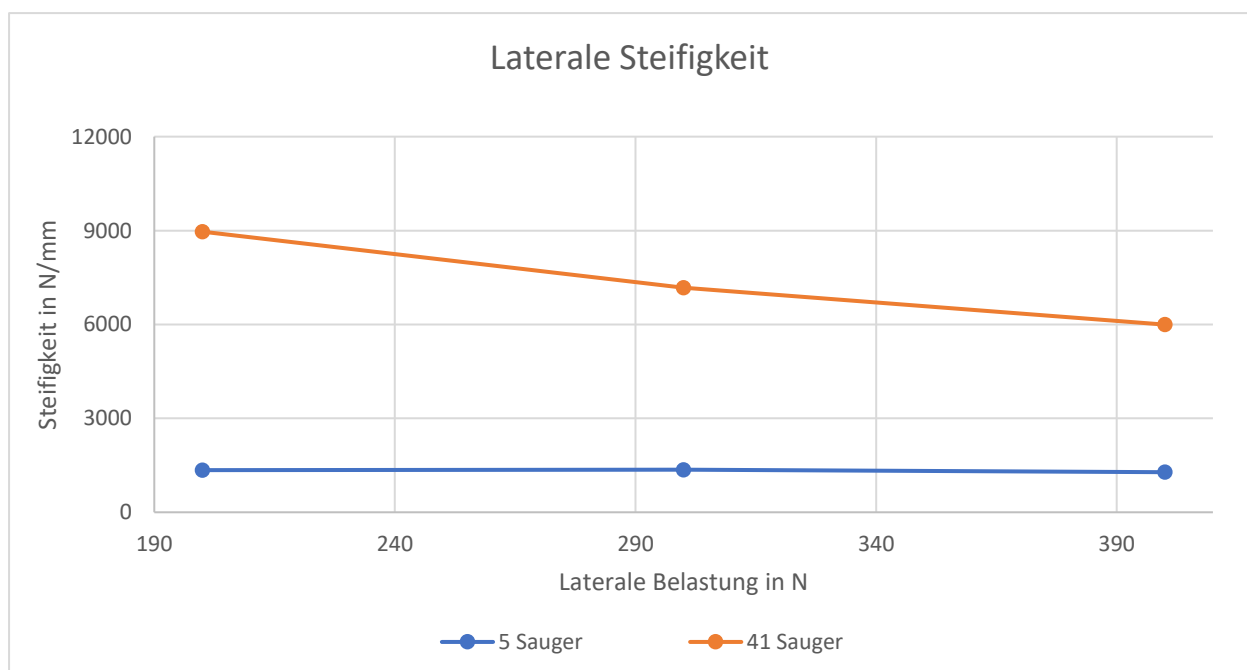
- Messverstärker Spider 8
- Induktiver Wegaufnehmer HBM Typ: WI/5mm - T
- Manometer PCE-DMM20 M0E-6003-0-B2-0K0-400-1-1-1-Q-000
- Pumpe YALE HPS-2/0,3A
- Hydraulikzylinder YALE YS-10/100

## Berechnung der lateralen Kraft aus der Spindelleistung und der Schnittgeschwindigkeit

Spindelleistung 8 kW  
 Schnittgeschwindigkeit 30 m/s  
 Schnittkraft in lateraler Richtung 266,7 N

## Messung der Verschiebungen

aktive Sauger	Versuch			Verschiebung gemittelt in $\mu\text{m}$	Steifigkeit in N/mm
	Kraft in N	Verschiebung 1 in $\mu\text{m}$	Verschiebung 2 in $\mu\text{m}$		
5	200	153	144	149	1344
	300	229	210	220	1361
	400	324	297	312	1281
41	200	24	22	21	8964
	300	44	45	37	7175
	400	68	76	57	5996





# Versuchsprotokoll vertikale Steifigkeit

Durchführender: Mathias Neumüller

Blechdicke: 2,5mm

Verwendete Geräte:

Messverstärker Spider 8

Induktiver Wegaufnehmer HBM Typ: WI/5mm - T

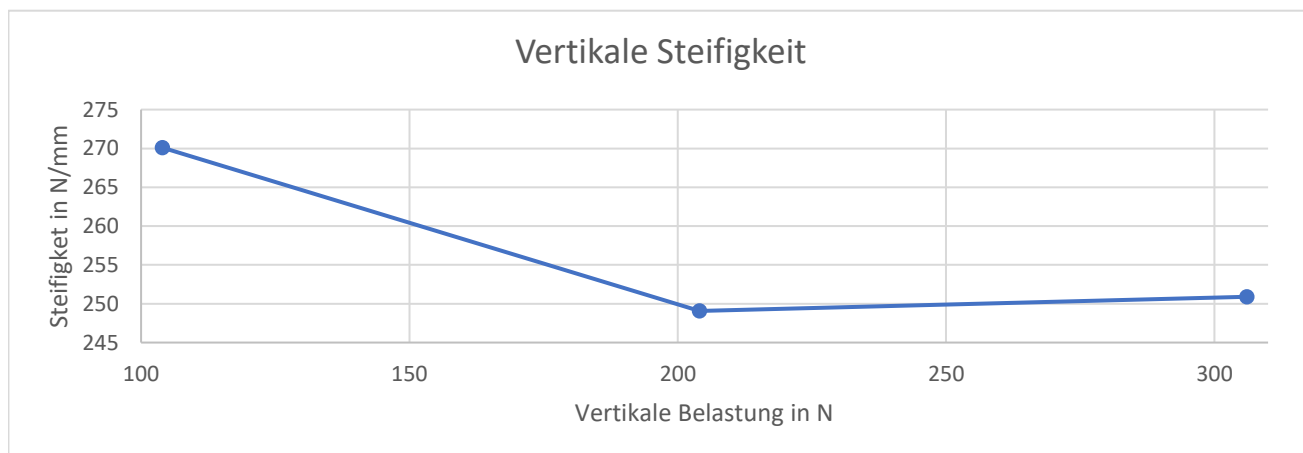
Waage Kern EOB300K100N

## Schleifnormalkraft aus der Vorstudie

Schleifnormalkraft 160 N

## Messung der Absenkungen

Versuch Kraft in N	Absenkung 1 in $\mu\text{m}$	Absenkung 2 in $\mu\text{m}$	Absenkung 3 in $\mu\text{m}$	Absenkung gemittelt in $\mu\text{m}$	Steifigkeit in N/mm
104	420	391	343	385	270
204	927	805	726	819	249
306	1411	1142	1107	1220	251



# Versuchsprotokoll Vakuumsaugteller

Durchführender: Mathias Neumüller

Verwendete Geräte:

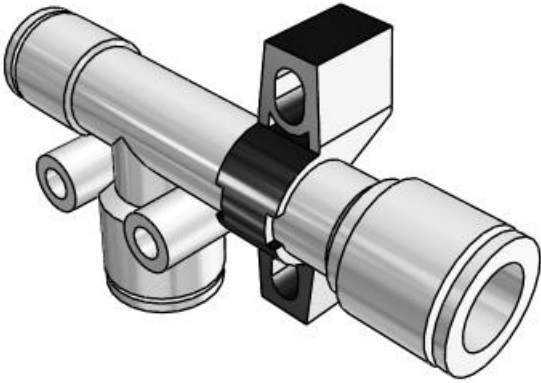
Saugdüse SMC ZH13DSA-08-10-10

Vakuumsauggreifer Kubai (Spezialanfertigung Böhler)

Waage Kern EOB 300 KI00N

Prüfgewicht: 58kg

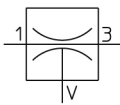
Material	Oberfläche		Prüfgewicht getragen
Holz - Siebdruckplatte	trocken	glatt	✓
		rauh	✓
	Wasser	glatt	✓
		rauh	✓
	Kühlschmierstoff	glatt	✗
		rauh	✓
Metall Muster Böhler	trocken		✓
	Wasser		✓
	Kühlschmierstoff		✓



## ZH\*D\*A, Vakuumerzeuger, Inlineausführung, Metrisch ZH13DSA-08-10

### Technisches Datenblatt

- Vakuüm-Erzeuger, Kompakt bei geringem Gewicht.
- Ansaugleistung bis zu 155 l/min.
- Düsendurchmesser: 0,5, 0,7, 1, 1,3, 1,5, 1,8 und 2 mm.
- Mehrere Anschlussvarianten. Steckverbindungen: Metrisch  $\varnothing$  6, 8, 10 und 12 mm und Zollgröße  $\varnothing$  1/4, 5/16, 3/8 und 1/2". Einschraubverbindungen:  $\varnothing$  1/8" bis 1/2 metrisches und Zollmaß.
- 4 Montagearten: Direkt, Standard-Befestigungselement, L-Befestigungselement oder DIN-Schiene.
- Zubehör: Schalldämpfer und Befestigungselemente.



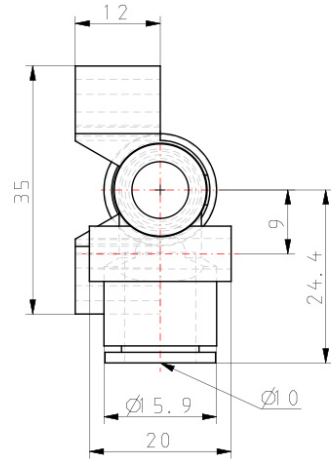
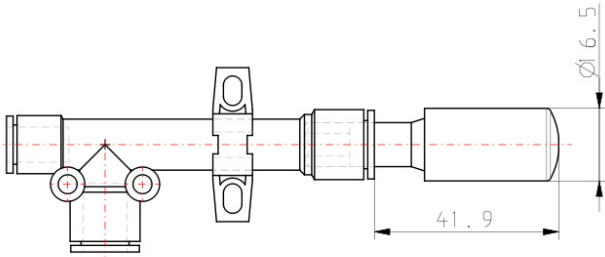
Vakuumerzeuger

## Technische Daten

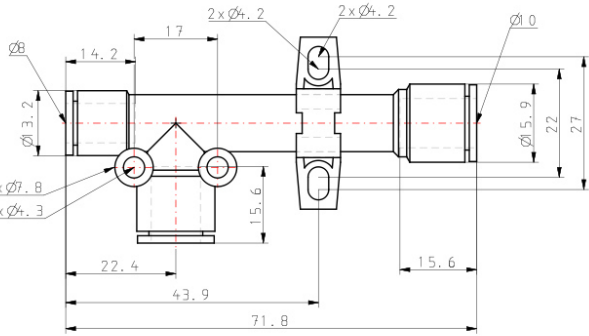
Düsendurchmesser	ø 1.3 mm
Unterdruck	-90 kPa
Anschluss SUP.	Ø8 Steckverbindung
Anschluss VAK.	Ø10 Steckverbindung
Anschluss EXH.	Ø10 Steckverbindung
Zubehör	mit Standardbefestigung - ohne Schalldämpfer
Druckmedium	Druckluft
Maximale Temperatur des Druckmediums	50 °C
Minimale Temperatur des Druckmediums	-5 °C
Maximaler Betriebsdruck	0.6 MPa
Minimaler Betriebsdruck	0.1 MPa
Maximale Umgebungstemperatur	50 °C
Minimale Umgebungstemperatur	-5 °C
RoHS-Konformität	Konform
Pneumatischer Eingangsanschluss	Steckverbindung Ø 10
Pneumatischer Entlüftungsanschluss	Steckverbindung Ø 10
Durchfluss	40 l/min (ANR)
Verwendbares Schlauchmaterial	Nylon, Weichnylon, Polyurethan
Untergruppe	ZH*D*A, Vakuumerzeuger, Inlineausführung, Metrisch
Pneumatischer Vakuumananschluss	Steckverbindung Ø 10
Max. Vakuum	-90 kPa
Düsen-Durchmesser	1.3 mm
Betriebsdruck für max. Vakuum	0.45 MPa
Gewicht	0.027 kg

Die approbierte Originalversion dieser Diplomarbeit ist in der TU Wien Bibliothek verfügbar.  
 The approved original version of this thesis is available at the TU Wien Bibliothek.

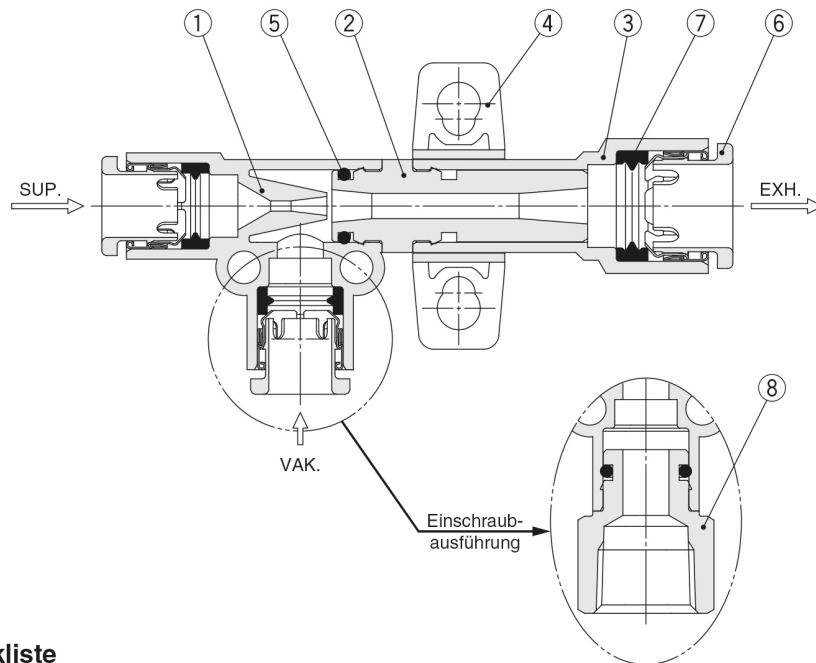
# Abmessungen



Die approbierte Originalversion dieser Diplomarbeit ist in der TU Wien Bibliothek verfügbar.  
The approved original version of this thesis is available at the TU Wien Bibliothek.



# Konstruktion



## Stückliste

Pos.	Beschreibung	Material	Anm.
1	<b>Gehäuse</b>	PBT	
2	<b>Diffusor</b>	PPS	Typ S: braun, Typ L: schwarz
3	<b>Adapter</b>	PBT	
4	<b>Standardbefestigung</b>	PBT	Abnehmbar (Zubehör)
5	<b>O-Ring</b>	NBR	eingefettet
6	<b>Kassette</b>	—	
7	<b>Dichtung</b>	NBR	eingefettet
8	<b>Einschraub-Bolzen</b>	Messing	chemisch vernickelt