



Kurt Bogensperger

# **Steifigkeitsanalyse an Werkzeugmaschinen**

Diplomarbeit

Angestrebter akad. Grad

Diplomingenieur

Studienrichtung

Wirtschaftsingenieurwesen - Produktionstechnik

Technische Universität Graz

Fakultät

Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Fertigungstechnik

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinrich Hochleitner

Graz, 2011

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am .....

.....

(Unterschrift)

## **Danksagung**

Bedanken möchte ich mich beim Vorstand des Institutes für Fertigungstechnik Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinrich Hochleitner für die Ermöglichung dieser Diplomarbeit.

Weiters gilt mein Dank meinem Betreuer, Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler, der mir immer unterstützend zur Seite stand.

Recht herzlich möchte ich mich für das gute Arbeitsklima und die Unterstützung während meiner Diplomarbeit bei den Mitarbeitern des Institutes für Fertigungstechnik bedanken.

Besonders danken möchte ich meinen Eltern und der Republik Österreich, die mir durch ihre Unterstützung dieses Studium erst ermöglicht haben.

## Kurzfassung

Die Qualität und Produktivität einer Fertigung wird im Wesentlichen durch das Verhalten der Werkzeugmaschine in der Nutzung ihrer technischen Parameter bestimmt. Die Steifigkeitsanalyse ermöglicht die Feststellung vorhandener Maschinenfehler, um gezielt Verbesserungsmaßnahmen einleiten zu können.

Im Zuge dieser Analyse soll die statische Nachgiebigkeit einer Werkzeugmaschine ermittelt werden. Dabei wird ein als Ersatzwerkzeug dienender Messdorn in die Fräs-, Bohrspindel einer Werkzeugmaschine eingespannt, und über definierte Prozesskräfte bei rotierender und stillstehender Spindel belastet. Die daraus resultierenden Verformungen werden messtechnisch erfasst, und mit den dazugehörigen Kräften in ein Verlagerungs-Kraft-Schaubild eingetragen. Um ein räumliches Nachgiebigkeitsverhalten bestimmen zu können wird die Steifigkeitsanalyse in den drei Koordinatenrichtungen x, y und z synchron durchgeführt.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein Konzept für eine transportable Vorrichtung erarbeitet, welche es ermöglicht, Steifigkeitsanalysen an Werkzeugmaschinen durchzuführen. Dieses Konzept wurde theoretisch untersucht und konstruktiv ausgeführt.

## **Abstract**

The quality and productivity of a production is determined by the behavior of the machine tool in the use of their technical parameters. The stiffness analysis enables the determination of existing machine errors in order to initiate a targeted improvement measures.

The stiffness analyse allows determining the static compliance of a machine tool. In the process a replacement tool is clamped into the milling spindle of a machine tool and will be loading by defined process forces during stationary and rotating spindle. The resulting deformations will be collecting and in common with the forces inscribed into a displacement force diagram. To get a spatial flexibility behavior it is necessary to do the static analyse in three coordinate directions x, y and z synchronously.

The main focus of this diploma thesis lies in the design of a concept for a portable device which allows stiffness analysis carry out on machine tools. This concept has been studied and carried out constructively.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	1
1.1	Institut für Fertigungstechnik .....	1
1.2	Aufgabenstellung und Zielsetzung .....	1
1.3	Vorgehensweise.....	1
<b>2</b>	<b>Theorie / Literaturrecherche</b> .....	2
2.1	Definition Werkzeugmaschine .....	2
2.2	Klassifizierung von Werkzeugmaschinen nach den Fertigungsverfahren .....	2
2.3	Aufbau von Werkzeugmaschinen.....	3
2.3.1	Gestell.....	4
2.3.2	Führungen.....	5
2.3.3	Hauptantrieb.....	7
2.3.4	Vorschubantrieb .....	7
2.3.5	Hauptspindel .....	8
2.3.6	Schnittstelle für Werkzeuge und Spannmittel.....	8
2.3.7	Spannmittel .....	9
2.4	Definition der Steifigkeit.....	9
2.4.1	Dehnsteifigkeit.....	9
2.4.2	Biegesteifigkeit .....	10
2.4.3	Torsionssteifigkeit .....	10
2.4.4	Schubsteifigkeit .....	10
2.4.5	Statische Steifigkeit.....	10
2.5	Prozesskräfte beim Spanen .....	11
2.5.1	Zerspankraft.....	11
2.6	Steifigkeitsanalyse an Werkzeugmaschinen .....	12
2.6.1	Ziele der Steifigkeitsanalyse.....	12
2.6.2	Statische Steifigkeitsanalyse.....	13

2.6.3	Art der Kraftereinleitung .....	15
2.6.3.1	Möglichkeiten der Kraftaufbringung.....	16
2.6.3.2	Stick-Slip-Effekt.....	16
2.6.3.3	Hydraulische Kraftaufbringung .....	18
2.6.3.4	Pneumatische Kraftaufbringung .....	20
2.6.3.5	Elektrodynamische Kraftaufbringung.....	21
2.6.4	Möglichkeiten der Kraftmessung.....	21
2.6.4.1	Dehnungsmessstreifen DMS.....	22
2.6.4.2	Quarkraftmesselemente .....	23
<b>3</b>	<b>Konstruktion der Vorrichtung .....</b>	<b>24</b>
3.1	Ermittlung der notwendigen Belastungsszenarien .....	24
3.1.1	Stirnfräsen.....	25
3.1.2	Berechnung der Zerspankraft beim Stirnfräsen.....	26
3.1.3	Bohren ins Volle .....	31
3.1.4	Berechnung der Vorschubkraft beim Bohren ins Volle.....	32
3.1.5	Festlegung der Prüfkraft für die Steifigkeitsanalyse .....	32
3.2	Mögliche Verformungsszenarien einer Werkzeugmaschine.....	33
3.2.1	Messung der Y-Achse.....	33
3.2.2	Messung der Z-Achse .....	34
3.3	Konstruktive Ausführung und theoretische Untersuchung der Vorrichtung .....	35
3.3.1	Allgemeine Vorgaben.....	35
3.3.2	Kraftereinleitung an der Werkzeugmaschine.....	36
3.3.3	Konstruktion der Dornbaugruppe .....	36
3.3.3.1	Konstruktionsziele .....	36
3.3.3.2	Konstruktive Ausführung .....	37
3.3.4	Konzepte für die Kraftaufbringung.....	40
3.3.4.1	Konzept der hydraulischen Kraftaufbringung .....	41

3.3.4.2	Konzept der Kraftaufbringung über Tellerfedern .....	42
3.3.4.3	Konzept der pneumatischen Kraftaufbringung mittels Balgzylinder .....	45
3.3.4.4	Festkörpergelenk .....	48
3.3.4.5	Kraftsensor .....	51
3.3.5	Abstützeinheit.....	54
3.3.6	Sicherheitseinrichtung.....	56
3.3.7	Pneumatik Schaltplan .....	57
3.4	Zusammenbau .....	59
3.4.1	Montageanleitung Dornbaugruppe.....	62
3.4.2	Montageanleitung Kraftaufbringeinheit X- / Y-Achse.....	62
3.4.3	Montageanleitung Kraftaufbringeinheit Z-Achse .....	63
3.4.4	Gesamtmontage.....	63
<b>4</b>	<b>Messung der Verformungen einer Werkzeugmaschine .....</b>	<b>65</b>
4.1	Wyler Waagen.....	65
4.1.1	Levelmeter 2000 mit eingebauten Funkmodul .....	65
4.1.2	Leveltronic NT und Minilevel NT mit eingebauten Funkmodul .....	66
4.2	Heidenhain Messtaster.....	70
4.2.1	Funktionsprinzip .....	70
4.2.2	Anordnung des Messtasters.....	72
<b>5</b>	<b>Rechenbericht .....</b>	<b>74</b>
5.1	Nachweis des Lagersatzes .....	74
5.1.1	Ermittlung der Lagerkräfte.....	74
5.1.2	Dynamisch äquivalente Lagerbelastung .....	75
5.1.3	Lebensdauer .....	76
5.2	Lagervorspannung .....	76
5.2.1	Erforderliche Vorspannkraft.....	76
5.2.2	Nachweis der Schrauben M8 x 25 .....	77

5.3	Nachweis Festkörpergelenk .....	81
5.3.1	Reibmoment in Folge der Lagervorspannung .....	81
5.3.2	Elementare Bauteilspannungen im gefährdeten Querschnitt .....	81
5.4	Nachweis der Schraubenverbindung für die Abstützeinheit .....	83
5.5	Nachweis Tellerfedern.....	87
<b>6</b>	<b>Ausblick .....</b>	<b>90</b>
<b>7</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>91</b>
<b>8</b>	<b>Internetquellenverzeichnis .....</b>	<b>92</b>
<b>9</b>	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>93</b>
<b>10</b>	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>95</b>
<b>11</b>	<b>Formelzeichen und Abkürzungen.....</b>	<b>96</b>
<b>12</b>	<b>Formelverzeichnis.....</b>	<b>101</b>
<b>Anhang</b>	<b>.....</b>	<b>i</b>

# **1 Einleitung**

Dieses Kapitel bietet einen Überblick bezüglich Aufgabenstellung und Zielsetzung der Diplomarbeit sowie eine Erläuterung der Vorgehensweise in der Erarbeitung der folgenden Themen.

## **1.1 Institut für Fertigungstechnik**

Das Institut für Fertigungstechnik betreibt Lehre und Forschung an der technischen Universität Graz mit den Forschungsschwerpunkten Unrundschleifen, Messtechnik und Robotik. Neben den Tätigkeiten in den Bereichen Lehre und Forschung übernimmt das Institut auch beratende Funktionen auf den Gebieten der Fertigungstechnik, Messtechnik sowie Fluidtechnik.

## **1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung**

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und Konstruktion einer Vorrichtung, die es ermöglicht Steifigkeitsanalysen an Werkzeugmaschinen bei stillstehender und rotierender Werkzeugspindel in den drei Koordinatenrichtungen  $x$ ,  $y$  und  $z$  synchron durchzuführen. Mit Hilfe dieser Vorrichtung soll es möglich sein, vorhandene Maschinenfehler festzustellen, um gezielt Verbesserungsmaßnahmen einleiten zu können.

## **1.3 Vorgehensweise**

Zunächst wurde eine eingehende Literaturrecherche zum Thema Steifigkeitsanalyse an Werkzeugmaschinen durchgeführt und somit die notwendigen theoretischen Grundlagen erarbeitet. Im Anschluss wurden entsprechende Annahmen getroffen, um die beim Zerspanungsvorgang auftretenden Prozesskräfte und Verformungen an der Werkzeugmaschine abschätzen bzw. ermitteln zu können. Dies war Ausgangspunkt für die Erarbeitung von Konzepten für welche mit Hilfe einer CAD Software 3D-Modelle der Vorrichtung erstellt wurden. Es erfolgte die Auswahl eines Konzeptes welches anschließend theoretisch untersucht und konstruktiv ausgeführt wurde.

## 2 Theorie / Literaturrecherche

Im folgenden Kapitel werden die notwendigen theoretischen Grundlagen zum Thema *Steifigkeitsanalyse an Werkzeugmaschinen* näher erläutert.

### 2.1 Definition Werkzeugmaschine

„Eine Werkzeugmaschine ist eine Arbeitsmaschine, die ein Werkzeug an einem Werkstück unter gegenseitiger bestimmter Führung zur Wirkung bringt“.<sup>1</sup>

### 2.2 Klassifizierung von Werkzeugmaschinen nach den Fertigungsverfahren

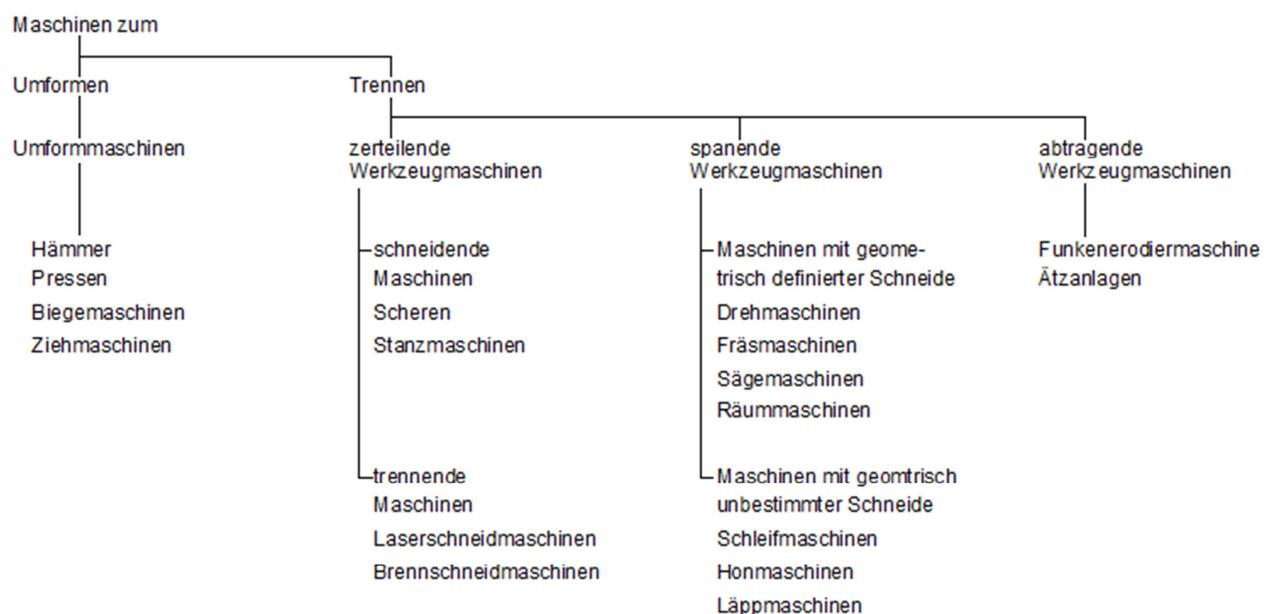


Abbildung 1: Klassifizierung von Werkzeugmaschinen nach den Fertigungsverfahren<sup>2</sup>

<sup>1</sup> [Konrad et al. 2006, S. 152]

<sup>2</sup> [Konrad et al. 2006, S. 153]

## 2.3 Aufbau von Werkzeugmaschinen

*„Eine Werkzeugmaschine ist ein System, dessen Teilelemente in komplexer Wechselwirkung zueinander und mit der Umgebung stehen. Die Eigenschaften und das Verhalten der Maschine als Ganzes sind mehr als die Summe der Eigenschaften der einzelnen Komponenten“!*<sup>3</sup>

Bei Werkzeugmaschinen lassen sich folgende Hauptgruppen unterscheiden:<sup>4</sup>

- geometrisches Grundsystem:
  - Gestell
  - Führungen und Lagerungen
  
- Antriebe:
  - Hauptantrieb
  - Vorschubantrieb
  - Stell- und Hilfsantriebe
  
- Werkzeugsysteme:
  - Werkzeug
  - Werkzeugaufnahme
  - Werkzeugschnittstelle
  
- Werkstücksysteme:
  - Werkstück
  - Spannmittel
  - Spannmittelschnittstelle

---

<sup>3</sup> [Konrad et al. 2006, S. 167]

<sup>4</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 167]

Weiters unterscheidet man Bedienelemente und Steuerung, Peripherieeinrichtungen (z.B. Kühlmittelanlage), Beladehilfen und Zusatzeinrichtungen (z.B. zur Werkzeug- oder Werkstückvermessung).<sup>5</sup>

### **2.3.1 Gestell**

Das Gestell trägt und verbindet die einzelnen Komponenten einer Werkzeugmaschine. Es beeinflusst somit unmittelbar das statische, dynamische und thermische Verhalten, sowie die Herstellkosten, Bedien- und Wartbarkeit.<sup>6</sup>

Die Anforderungen sind entsprechend vielfältig:<sup>7</sup>

- hohe statische und dynamische Steifigkeit
- genaue und reproduzierbare Lage der Bewegungsachsen
- geringe thermische Verformung
- gute Abfuhr von Spänen und anderen Produktionsabfällen
- gute Zugänglichkeit zu Werkzeugen, Werkstücken und Bedienelementen
- geringes Gesamtgewicht
- kleine bewegte Massen
- keine gefährlichen Ecken und Kanten
- einfaches Aufstellen
- fertigungs- und montagegerecht
- geringe Werkstoffkosten
- Zugänglichkeit aller Komponenten für Wartung und Instandhaltung ermöglichen
- alterungsbeständig

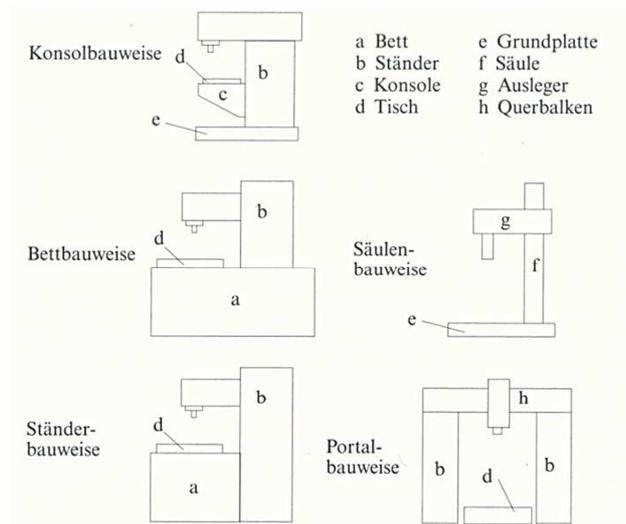
---

<sup>5</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 167]

<sup>6</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 169]

<sup>7</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 169]

Es besitzt aufgrund der hohen Anforderungen an die Festigkeit und Steifigkeit den größten Anteil am Gesamtgewicht.



**Abbildung 2:** Grundtypen und Hauptelemente von Werkzeugmaschinengestellen<sup>8</sup>

### 2.3.2 Führungen

Die Führungen ermöglichen die Linearbewegungen der Maschine und nehmen gleichzeitig die Bearbeitungs-, Gewichts- und Beschleunigungskräfte auf. Genauigkeit, Dauerhaftigkeit und Wartungsaufwand werden im Wesentlichen durch die Ausführung und Anordnung der Führungen bestimmt.<sup>9</sup>

Folgende Eigenschaften von Führungssystemen sind hauptsächlich gefordert:<sup>10</sup>

- hohe Führungsgenauigkeit über die gesamte Betriebsdauer
- hohe statische und dynamische Steifigkeit
- thermische Stabilität
- kein mechanisches und thermisches Klemmen
- geringe Haft- und Gleitreibung
- geringer Verschleiß
- geringe Herstell- und Betriebskosten

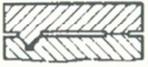
<sup>8</sup> [Konrad et al. 2006, S. 170]

<sup>9</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 175]

<sup>10</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 175]

Führungen lassen sich klassifizieren nach:<sup>11</sup>

- Wirkprinzipien
  - Hydrodynamische Gleitführungen: Das Prinzip ist dasselbe, wie bei rotierenden Gleitlagern. Das Schmiermedium wird durch die Relativbewegung zwischen Schlitten und Führungsbahn mitgenommen. Bei ausreichender Geschwindigkeit baut sich ein Druck im Schmiermedium auf, wodurch ein Schmierpalt entsteht und die beiden Gleitpartner trennt.
  - Hydro- und aerostatische Führungen: Der Druck im Schmierpalt wird durch ein externes Versorgungssystem erzeugt und wird somit unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit erhalten.
  - Wälzführungen: Die Führungsflächen gleiten nicht aufeinander, sondern sind durch Wälzelemente voneinander getrennt.
- Geometrie der Führungselemente
  - Flachführungen
  - Prismenführungen
  - Rundführungen

Typ	Flachführung	Prismenführung	Rundführung	Kombination
offen		 		
geschlossen	 	  (Schwalbenschwanz)	 	 

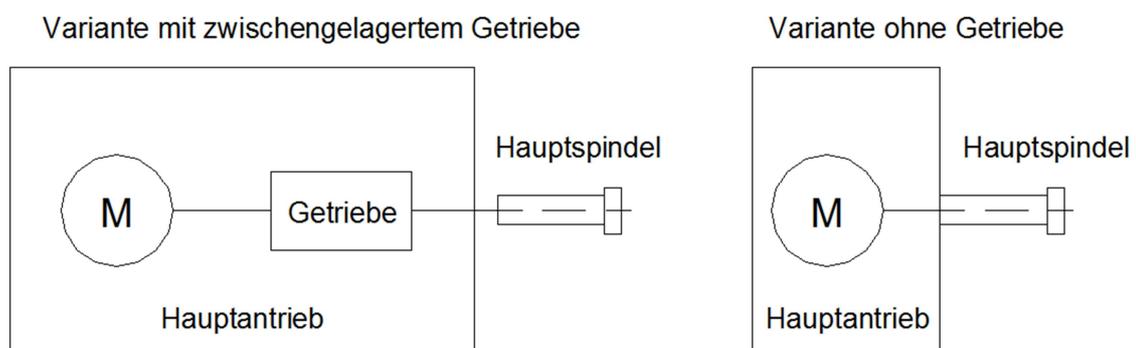
**Abbildung 3:** Systematik der Führungen<sup>12</sup>

<sup>11</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 184]

<sup>12</sup> [Konrad et al. 2006, S. 185]

### 2.3.3 Hauptantrieb

Der Hauptantrieb stellt das für die Bearbeitung erforderliche Schnittmoment und die Schnittleistung bereit und erzeugt somit die notwendige Schnittbewegung. Zu den Werkzeugmaschinen mit rotatorischer Schnittbewegung zählen u. a. Bohr-, Fräs-, Dreh- und Schleifmaschinen. Eine geradlinige Schnittbewegung wird bei einer Hobelmaschine realisiert. Bei spanenden Werkzeugmaschinen umfasst der Hauptantrieb sämtliche Komponenten vom Antriebsmotor bis zur Hauptspindel.<sup>13</sup>



**Abbildung 4:** Komponenten von Hauptantrieben<sup>14</sup>

### 2.3.4 Vorschubantrieb

Der Vorschubantrieb realisiert die Vorschubbewegung, welche sowohl vom Werkstück als auch vom Werkzeug ausgeführt werden kann. Überwiegend handelt es sich dabei um lineare Vorschubbewegungen, wobei jede Vorschubachse einen eigenen Antrieb besitzt, dies entspricht dem Stand der Technik. Die Achsenstruktur basiert auf den kartesischen Koordinatenverschiebungen in x-, y- und z-Richtung. Zusätzliche Achsen bestimmen die Einsatzflexibilität der Werkzeugmaschine.<sup>15</sup>

<sup>13</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 187]

<sup>14</sup> [Konrad et al. 2006, S. 187]

<sup>15</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 202]

### 2.3.5 Hauptspindel

Die Hauptspindel spanender Werkzeugmaschinen stellt das für die Bearbeitung erforderliche Schnittmoment bereit, wodurch die notwendige ausschließlich rotatorische Schnittbewegung realisiert wird. Als maßgebende Kenngröße ist hier die Schnittgeschwindigkeit anzuführen, welche eine quantitative Bewertung ermöglicht. Die Hauptspindel nimmt die während des Bearbeitungsprozesses entstehenden Kräfte (Zerspanungskräfte) und Momente auf. Ein qualitatives Merkmal der Hauptspindel ist ihr Verhalten infolge statischer, dynamischer und thermischer Belastungen. Man unterscheidet werkzeugtragende und werkstücktragende Hauptspindeln. Erstere findet bei Bohr- und Fräsmaschinen Anwendung, werkstücktragende Hauptspindeln sind für Drehmaschinen typisch.<sup>16</sup>

### 2.3.6 Schnittstelle für Werkzeuge und Spannmittel

Die Verbindung zwischen Maschine, Werkzeug und Werkstückspannmittel wird durch die Werkzeug- und Spannmittelschnittstelle erzeugt. Die Anforderungen und Aufgaben sind entsprechend vielfältig.<sup>17</sup>

- Werkzeuge bzw. Spannmittel aufnehmen
- Schnittkräfte übertragen
- Massenkräfte übertragen
- Betätigungselemente übertragen
- Hilfsstoffe übertragen
- Auswechseln ermöglichen
- Rundlauf bzw. Position reproduzierbar gewährleisten
- ggf. Automatisierbarkeit

---

<sup>16</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 211]

<sup>17</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 223]

### 2.3.7 Spannmittel

Die Spannmittel beeinflussen maßgebend die Arbeitsqualität, Leitungsfähigkeit und Zuverlässigkeit der Maschine.

Werkstückspannmittel haben die Aufgabe:<sup>18</sup>

- Werkstückaufnahme
- Werkstückposition reproduzierbar gewährleisten
- Prozesskräfte übertragen
- Massenkräfte übertragen
- ggf. Automatisierbarkeit

## 2.4 Definition der Steifigkeit

Die Steifigkeit ist eine Größe der “Technischen Mechanik“ und beschreibt den Widerstand eines Körpers gegen Verformung infolge der Einwirkung einer Kraft oder eines Momentes. Sie ist im Wesentlichen vom Werkstoff und der Geometrie des Körpers abhängig. Bildet man den Kehrwert der Steifigkeit, so erhält man die Nachgiebigkeit.<sup>19</sup>

### 2.4.1 Dehnsteifigkeit

Die Dehnsteifigkeit ist definiert durch das Produkt des Elastizitätsmoduls  $E$  (Werkstoffgröße) und der Querschnittsfläche  $A$  (Geometriegröße) eines Körpers und somit unabhängig von der Form des Querschnittes.<sup>20</sup>

$$E \cdot A \quad \text{z. B.:} \left[ \frac{N}{mm^2} \cdot mm^2 = N \right] \quad (1)$$

---

<sup>18</sup> vgl. [Konrad et al. 2006, S. 233]

<sup>19</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 65f]

<sup>20</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 68f]

### 2.4.2 Biegesteifigkeit

Die Biegesteifigkeit ist das Produkt des Elastizitätsmodul  $E$  (Werkstoffgröße) und dem Flächenträgheitsmoment  $I$  (Geometriegröße) eines Körpers. Das Flächenträgheitsmoment hängt von der Form des Querschnittes ab.<sup>21</sup>

$$E \cdot I \quad \text{z. B.:} \left[ \frac{N}{mm^2} \cdot mm^4 = N \cdot mm^2 \right] \quad (2)$$

### 2.4.3 Torsionssteifigkeit

Die Torsionssteifigkeit ist definiert durch das Produkt des Schubmoduls  $G$  (Werkstoffgröße) und dem Torsionsträgheitsmoment  $I_T$  (Geometriegröße) eines Körpers. Das Torsionsträgheitsmoment  $I_T$  wird auf die Tordierachse bezogen.<sup>22</sup>

$$G \cdot I_T \quad \text{z. B.:} \left[ \frac{N}{mm^2} \cdot mm^4 = N \cdot mm^2 \right] \quad (3)$$

### 2.4.4 Schubsteifigkeit

Die Schubsteifigkeit ist das Produkt des Schubmoduls  $G$  (Werkstoffgröße) und der Querschnittsfläche  $A$  (Geometriegröße) eines Körpers.<sup>23</sup>

$$G \cdot A \quad \text{z. B.:} \left[ \frac{N}{mm^2} \cdot mm^2 = N \right] \quad (4)$$

### 2.4.5 Statische Steifigkeit

Die statische Steifigkeit  $k$  ergibt sich durch die Bildung des Quotienten der statischen Kraft  $F_{stat}$  und der durch diese Kraftereinwirkung hervorgerufenen statischen Verformung  $s_{stat}$ .

<sup>21</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 68f]

<sup>22</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 68f]

<sup>23</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 68f]

$$k = \frac{F_{stat}}{s_{stat}} \quad \text{z. B.: } \left[ \frac{N}{\mu m} \right] \quad (5)$$

Sie ist eine wesentliche Kenngröße für die Beurteilung des statischen Verhaltens einer Werkzeugmaschine.<sup>24</sup>

## 2.5 Prozesskräfte beim Spanen

Auf Basis der ermittelten Bearbeitungskräfte beim Spanen erfolgt die Konzipierung der Vorrichtung für die Durchführung der Steifigkeitsanalyse an Werkzeugmaschinen.

### 2.5.1 Zerspankraft

Die Zerspankraft  $F_z$  ist jene Kraft, welche aufgebracht werden muss, um den Widerstand den der Werkstoff dem Eindringen des Schneidkeils entgegensetzt zu überwinden. Im Allgemeinen steht die Zerspankraft schräg im Raum und wird zweckmäßigerweise in einem rechtwinkligen Koordinatensystem zerlegt. Dabei werden zwei Achsen in die Richtungen der Schnitt- und Vorschubbewegung gelegt. Somit ist es möglich die Kräfte und Leistungen unmittelbar den Bauteilen und Antrieben der Werkzeugmaschine zuzuordnen. In der von Schnitt- und Vorschubkraft aufgespannten Arbeitsebene liegt die Aktivkraft  $F_a$ , welche sich als resultierender Vektor ergibt, und maßgebend ist für die Leistung beim Spanen. Senkrecht auf die Arbeitsebene steht die Passivkraft  $F_p$ , welche nicht an der Leistung beim Spanen beteiligt ist. Beide Vektoren, sowohl die Aktivkraft  $F_a$  als auch die Passivkraft  $F_p$  sind Komponenten der Zerspankraft.<sup>25</sup>

Abbildung 5 zeigt einen Stirnfräser im Eingriff und folgende Zerspanungsgrößen: Schnittbogenwinkel  $\varphi_s$ , mittlere Spanungsdicke  $h_m$ , Werkstückbreite  $a_e$ , Werkstück  $w$ , Werkzeug  $w_z$ , Schnitttiefe  $a_p$ , Vorschub pro Zahn  $f_z$ , Spanbreite  $b$ , Spandicke  $h$ , Einstellwinkel  $\kappa_r$ .

<sup>24</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 68f]

<sup>25</sup> vgl. [Tönshoff et al. 2003, S. 63]

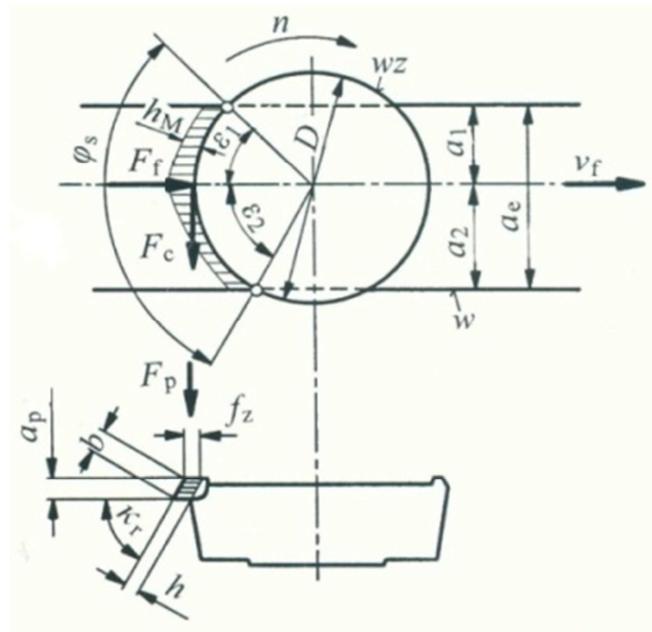


Abbildung 5: Kräfte beim Stirnfräsen<sup>26</sup>

## 2.6 Steifigkeitsanalyse an Werkzeugmaschinen

Im folgenden Kapitel werden die Ziele und Methoden zur Durchführung der Steifigkeitsanalyse erläutert und die theoretischen Grundlagen angeführt.

### 2.6.1 Ziele der Steifigkeitsanalyse

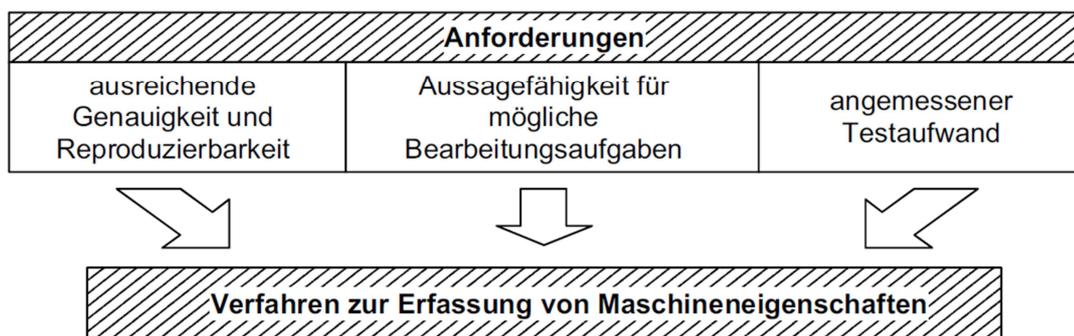
Die Qualität der gefertigten Produkte sowie die Wirtschaftlichkeit der Fertigung werden im Wesentlichen von der Arbeitsgenauigkeit, dem Leistungsvermögen, dem Umweltverhalten und der Zuverlässigkeit von Werkzeugmaschinen beeinflusst. Der technologische Fortschritt auf dem Werkzeugmaschinen Sektor führt zu steigenden Hauptspindeldrehzahlen und Vorschubgeschwindigkeiten, wodurch die Maschinenbelastungen beträchtlich zunehmen. Dieser Prozess erhöht die Ansprüche an die Maschinengenauigkeit.<sup>27</sup>

<sup>26</sup> [Perovic 2006, S. 398]

<sup>27</sup> vgl. [Weck 2006a, S. 1]

Die Steifigkeitsanalyse hat im Allgemeinen zwei Zielsetzungen, wovon eine in der genauen Feststellung vorhandener Maschinenfehler liegt, um gezielt Verbesserungsmaßnahmen einleiten zu können. Die Andere soll die Beurteilung der Werkzeugmaschine im Sinne einer Maschinenabnahme ermöglichen.<sup>28</sup>

Die Anforderungen an das Verfahren zur Beurteilung der Steifigkeit einer Werkzeugmaschine sind in Abbildung 6 dargestellt.



**Abbildung 6:** Anforderungen zur Beurteilung der Steifigkeit einer Werkzeugmaschine<sup>29</sup>

## 2.6.2 Statische Steifigkeitsanalyse

Um das geometrische und kinematische Maschinenverhalten infolge statischer Einflüsse ermitteln zu können, hat die Steifigkeitsanalyse unter definierten Belastungen zu erfolgen.<sup>30</sup>

Die während des Bearbeitungsprozesses auftretenden Schnittkräfte an der Schnittstelle zwischen Werkstück und Werkzeug werden in einem Kraftfluss auf das Werkstück, die Spannvorrichtung, den Tisch und über das Gestell auf das Fundament übertragen. In einem weiteren Kraftfluss werden die Kräfte über das Werkzeug, die Hauptspindel, den Spindelkasten und über den Ständer in das Fundament abgeleitet.<sup>31</sup>

Die relative Steifigkeit in allen drei Koordinatenachsen ist von Bedeutung, wobei das Koordinatensystem mit den Achsen x, y und z auf die Hauptführungen der Maschine

<sup>28</sup> vgl. [Weck 2006a, S. 2f]

<sup>29</sup> [Weck 2006a, S. 5]

<sup>30</sup> vgl. [Weck 2006a, S. 81]

<sup>31</sup> vgl. [Perovic 2006, S. 548]



### 2.6.3 Art der Krafteinleitung

Die Krafteinleitung erfolgt relativ zwischen Werkzeug und Werkstück, wodurch ein geschlossener Kraftfluss erzeugt wird und die Simulation der Prozesskräfte gegeben ist.<sup>36</sup> Abbildung 8 zeigt die relative Krafteinleitung an der Zerspanstelle.

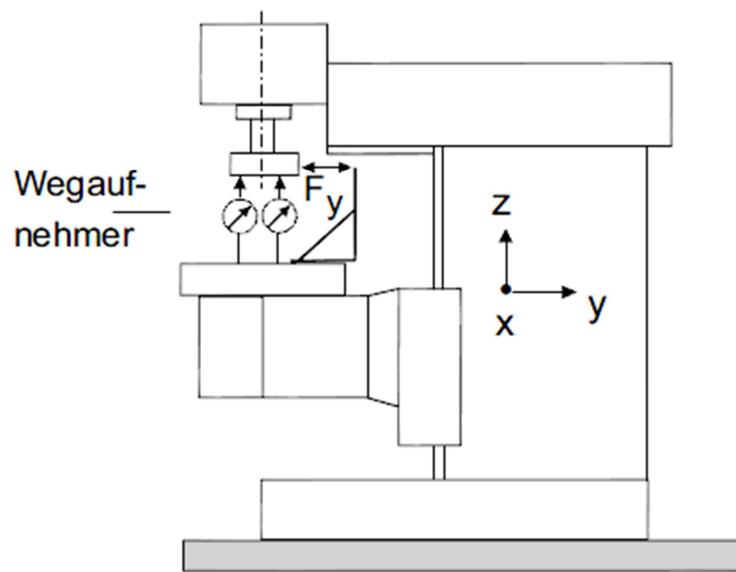


Abbildung 8: Relative Krafteinleitung an der Zerspanstelle<sup>37</sup>

Die relative Krafteinleitung bietet die Möglichkeit neben der statischen Grundlast auch dynamische Kräfte in das System einzuleiten. Somit kommt es zu einer Anregung der Werkzeugmaschine, wodurch Schwingungen während des Bearbeitungsvorganges simuliert werden können. Für die Simulation der Zerspanungskräfte ist jedoch die statische Grundlast maßgebend.<sup>38</sup>

<sup>36</sup> vgl. [Weck 2006a, S. 236]

<sup>37</sup> [Weck 2006a, S. 167]

<sup>38</sup> vgl. [Weck 2006a, S. 237]

### 2.6.3.1 Möglichkeiten der Kraftaufbringung

Die Kraftaufbringung erfolgt vorwiegend hydraulisch, pneumatisch oder elektrodynamisch. Welche davon verwendet wird hängt im Wesentlichen von der Größe der Kraft ab.<sup>39</sup>

### 2.6.3.2 Stick-Slip-Effekt

Im Bereich der Mischreibung kommt es infolge kleiner Gleitgeschwindigkeiten häufig zu ungleichförmigen Bewegungen, verursacht durch den sogenannten Stick-Slip-Effekt (Ruckgleiten). Zurückzuführen ist dieser Effekt auf die negative Steigung der Stribeck-Kurve (Abbildung 10) im Mischreibungsgebiet und ist durch ein periodisches Haften und Gleiten gekennzeichnet.<sup>40</sup> Abbildung 9 zeigt dazu ein vereinfachtes schematisches Modell.

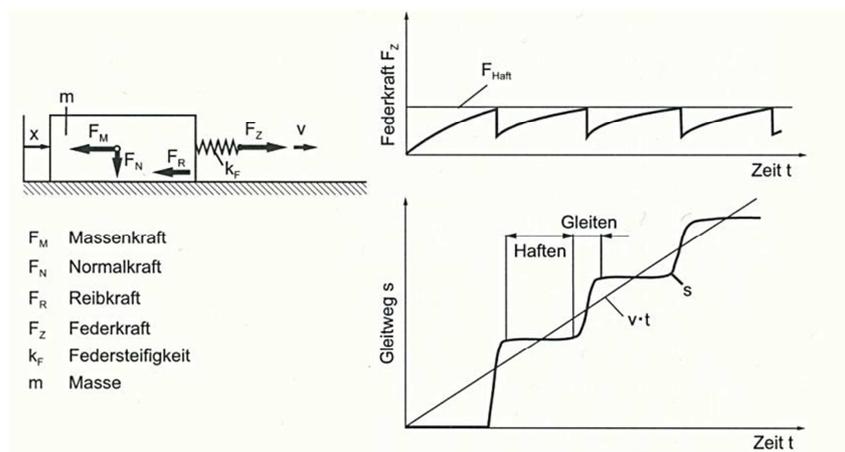


Abbildung 9: Schema des Stick-Slip-Effektes<sup>41</sup>

Der Schlitten wird durch die Zugkraft  $F_Z$ , welche über die Feder angreift in Bewegung gesetzt. In den oben stehenden Diagrammen sind der Verlauf der Zugkraft  $F_Z$  und der Gleitweg  $s$  in Abhängigkeit der Zeit  $t$  aufgetragen. Der Schlitten setzt sich in Bewegung, wenn die Federkraft der zu überwindenden Haftreibung entspricht.<sup>42</sup>

<sup>39</sup> vgl. [Weck 2006a, S. 237]

<sup>40</sup> vgl. [Weck 2006b, S. 236]

<sup>41</sup> [Weck 2006b, S. 237]

<sup>42</sup> vgl. [Weck 2006b, S. 237]

Ist dies der Fall wirkt zwischen Schlitten und Führungsbahn entsprechend der Stribeck-Kurve eine beträchtlich geringere Reibkraft, wodurch der Schlitten beschleunigt in Bewegung gerät (Gleitdruck). Die Feder wird entspannt und die Zugkraft  $F_Z$  auf den Schlitten reduziert, wodurch der Schlitten zum Stehen kommt. Die Haftreibung muss wieder überwunden werden und es beginnt ein neuer Zyklus.<sup>43</sup>

Eine theoretische Betrachtung des Stick-Slip-Effektes führt zur Differentialgleichung der Schlittenbewegung:<sup>44</sup>

$$\ddot{x} \cdot m + F_R + k_F \cdot x = k_F \cdot \dot{x} \cdot t \quad (6)$$

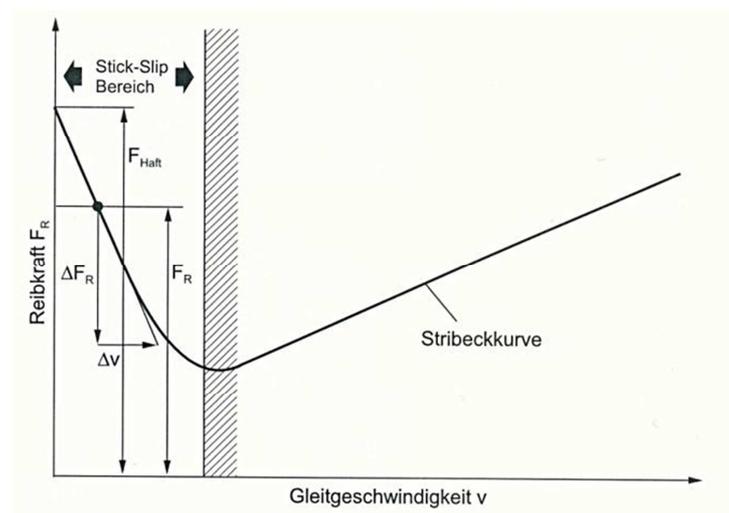
Sie ergibt sich aus dem Kräftegleichgewicht am Schlitten:

$$F_Z = F_R + F_M \quad (7)$$

Wird die Dämpfung allein von der Reibkraft  $F_R$  verursacht, so ergibt sich für den vorderen Ast der Stribeck-Kurve nach Abbildung 10 näherungsweise folgender Zusammenhang.<sup>45</sup>

$$v = \dot{x} ; \Delta v = \Delta \dot{x} \quad (8)$$

$$F_R \approx F_{Haft} + C_1 \cdot \dot{x} \quad (9)$$



**Abbildung 10:** Stick-Slip-Effekt in der Stribeck-Kurve<sup>46</sup>

<sup>43</sup> vgl. [Weck 2006b, S. 237]

<sup>44</sup> vgl. [Weck 2006b, S. 237]

<sup>45</sup> vgl. [Weck 2006b, S. 237]

<sup>46</sup> [Weck 2006b, S. 237]

Der Term  $C_1 = \Delta F_R / \Delta \dot{x}$  entspricht der negativen Steigung der Stribeck-Kurve in diesem Bereich. Die Steigung  $C_1$  der Stribeck-Kurve ist im Bereich der Mischreibung negativ, wodurch mit zunehmender Geschwindigkeit  $v$  die Dämpfung des Systems abnimmt. Die Bewegungsgleichung für das Mischreibungsgebiet lautet somit:<sup>47</sup>

$$\ddot{x} \cdot m - C_1 \cdot \dot{x} + k_F \cdot x = k_F \cdot \dot{x} \cdot t - F_{Haft} \quad (10)$$

Die Affinität zum Stick-Slip-Effekt kann somit verringert werden durch:<sup>48</sup>

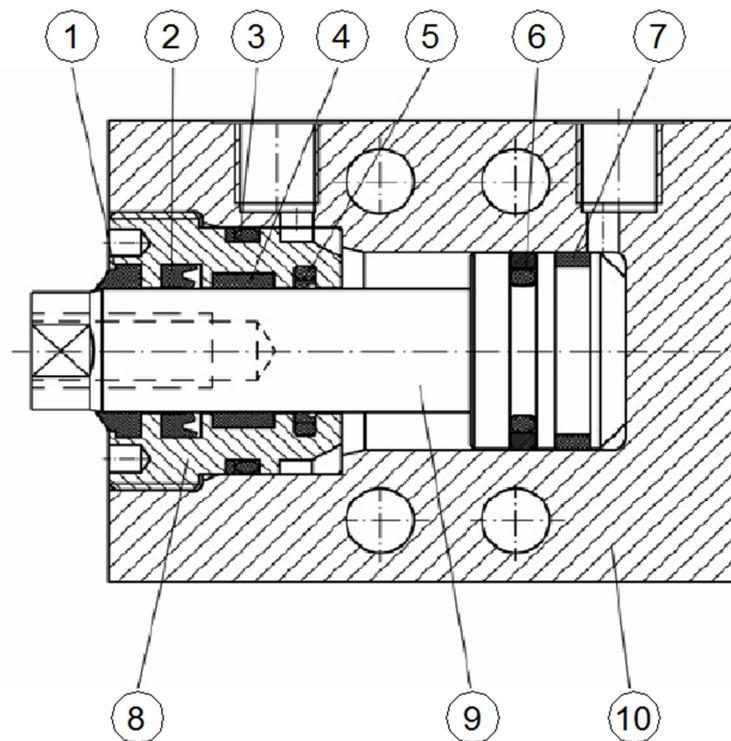
- verringern des Reibwertabfalls im vorderen Bereich der Stribeck-Kurve,
- kleinere Übergangsgeschwindigkeiten von Misch- auf Flüssigkeitsreibung durch zäheres Öl, größere Tragflächen,
- höhere statische Steifigkeiten der beteiligten Elemente,
- geringere Massen.

### 2.6.3.3 Hydraulische Kraftaufbringung

Eine unter Druck stehende Hydraulikflüssigkeit, in der Regel ein spezielles Mineralöl, wird in einen Zylinder eingebracht, wodurch der darin befindliche Kolben eine lineare Bewegung ausführt und es in weiterer Folge zur Krafteinleitung kommt. Hierbei sind große Kräfte bei vergleichbar kleinen Zylinderbauformen realisierbar, jedoch sind für die notwendigen Drücke entsprechende Hydraulikaggregate erforderlich. Eine Schwierigkeit liegt darin, einen stetigen Kraftanstieg zu gewährleisten, da die Gefahr des Stick-Slip-Effektes, des Ruckgleitens besteht. Dies tritt vor allem im Bereich berührender Dichtungen und Führungen auf, wenn der notwendige Schmierfilm nicht vorhanden ist und somit die Reibung zu groß wird. Die Folge sind ungleichförmige Kolbenbewegungen und daraus resultierende Kraftschwankungen.

<sup>47</sup> vgl. [Weck 2006b, S. 238]

<sup>48</sup> vgl. [Weck 2006b, S. 238]



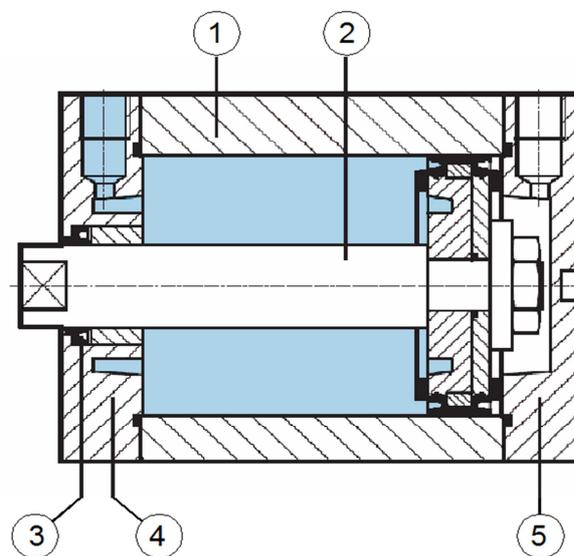
**Abbildung 11:** Schnitt durch einen doppeltwirkenden Hydraulikzylinder<sup>49</sup>

- 1 Abstreifer
- 2 Stangendichtung
- 3 O-Ring inklusive Stützring
- 4 Stangenführungsring
- 5 Stangendichtung
- 6 Kolbendichtung
- 7 Kolbenführungsring
- 8 Dichtungsverschraubung
- 9 Kolbenstange
- 10 Gehäuse

<sup>49</sup> [Firma HEB 2011]

### 2.6.3.4 Pneumatische Kraftaufbringung

Hierbei wird komprimierte Umgebungsluft in einen Zylinder eingebracht. In weiterer Folge führt der im Zylinder befindliche Kolben eine lineare Bewegung aus, wodurch es zur Kraffteinleitung kommt. Es sind keine zusätzlichen Aggregate notwendig, da Druckluft nahezu in allen Betrieben zur Verfügung steht. Im Vergleich zur Hydraulik sind größere Bauformen erforderlich um dieselben Kräfte realisieren zu können. Die Gefahr des Stick-Slip -Effekts ist auch hier gegeben. Aufgrund des Festsetzens (Klebens) der Dichtungen nach längeren Stillstandszeiten, ist es möglich, dass kein Bewegungsvorgang stattfindet, da der Reibungswiderstand zu groß ist.



**Abbildung 12:** Schnitt durch einen doppelwirkenden Pneumatikzylinder<sup>50</sup>

- 1 Zylinderrohr
- 2 Kolbenstange
- 3 dynamische Dichtung
- 4 Deckel stangenseitig
- 5 Deckel kolbenseitig

<sup>50</sup> [Firma Festo 2011]

### 2.6.3.5 Elektrodynamische Kraftaufbringung

Bei dieser Art der Kraftaufbringung befindet sich eine stromdurchflossene Spule in einem magnetischen Feld, welches von einem Permanentmagneten erzeugt wird. Auf die Spule wirkt eine Kraft (Lorenzkraft), wodurch ein Bewegungsvorgang ausgelöst wird und eine Krafeinleitung erfolgt. Die elektrodynamische Kraftaufbringung eignet sich für Kräfte im Bereich von 10 N bis 2000 N. Darüber hinaus wird der Einsatz von Permanentmagneten unwirtschaftlich im Vergleich zur hydraulischen und pneumatischen Kraftaufbringung.

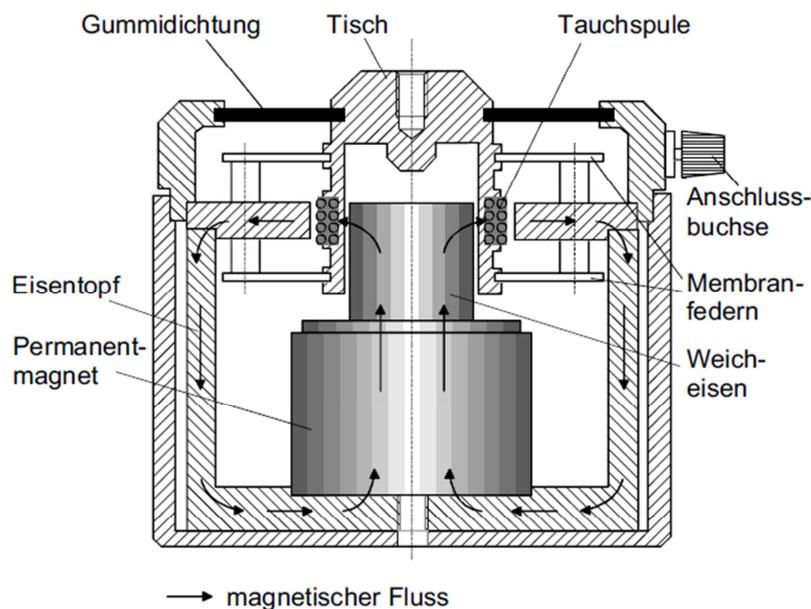


Abbildung 13: Schema der elektrodynamischen Kraftaufbringung<sup>51</sup>

### 2.6.4 Möglichkeiten der Kraftmessung

Bei der Kraftmessung kommen vorwiegend Dehnmessstreifen (DMS) oder Quarzkraftmesselemente zum Einsatz. Im Folgenden wird das Prinzip beider Messelemente erläutert.<sup>52</sup>

<sup>51</sup> [Weck 2006a, S. 238]

<sup>52</sup> [Weck 2006a, S. 245]

### 2.6.4.1 Dehnungsmessstreifen DMS

DMS ermöglichen die Messung der Dehnung, welche im Geltungsbereich des *Hookeschen Gesetzes* proportional der Spannung im Messquerschnitt ist. Basis ist die elektrische Widerstandsänderung geeigneter Materialien (Konstantan, Halbleiter) infolge der Dehnung. Somit sind Dehnungsmessstreifen zur Messung aller mechanischen Messgrößen geeignet, welche sich auf das proportionale Dehnungsverhalten elastischer Körper zurückführen lassen. Als Messfederkörper kommen Kraftmessdosen zum Einsatz auf welche die DMS aufgeklebt werden.<sup>53</sup>

Dehnungsmessstreifen bestehen aus:<sup>54</sup>

- Metall-Widerstandsdrähten mit einem Durchmesser von ca. 20 µm oder
- Metall-Widerstandsfolien oder
- Halbleitern.

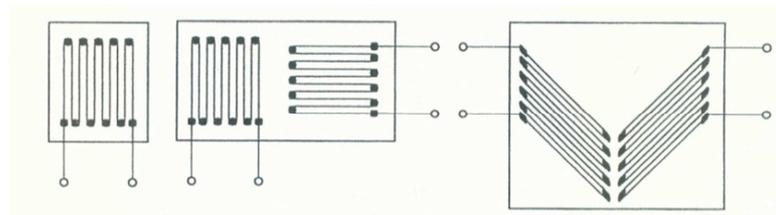


Abbildung 14: Aufbau von Dehnungsmessstreifen<sup>55</sup>

Die Dehnung ist proportional der Widerstandsänderung:<sup>56</sup>

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \approx \frac{\Delta R}{R} \quad (11)$$

$\varepsilon$ .....Dehnung

$\Delta l$ .....Längenänderung

$\Delta R$ .....Widerstandsänderung

$l_0$ .....Ausgangslänge

$R$ .....Ausgangswiderstand

<sup>53</sup> vgl. [Weck 2006a, S. 245]

<sup>54</sup> vgl. [Ingruber 2007, S. 278]

<sup>55</sup> [Ingruber 2007, S. 278]

<sup>56</sup> vgl. [Ingruber 2007, S. 278]

### 2.6.4.2 Quarzkraftmesselemente

Bei mechanischer Belastung piezoelektrischer Kristalle (Quarze, Barium-Titanat) in Richtung der neutralen Kristallachse, entstehen infolge sehr kleiner Verformungen auf den zur Achse senkrechten Oberflächen elektrische Ladungen, die den Kräften proportional sind. Gemessen wird die Ladungsverschiebung mit Hilfe von sogenannten Ladungsverstärkern. Anwendung finden Sie in Form von Kraftmessdosens.<sup>57</sup>

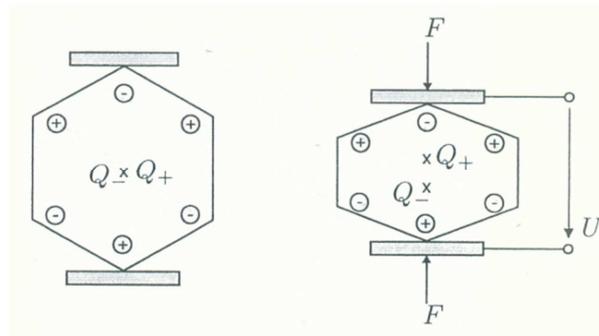


Abbildung 15: Aufbau eines piezoelektrischen Kraftaufnehmers<sup>58</sup>

Der Piezoeffekt wird in folgende Klassen eingeteilt:

- Longitudinal-Effekt
- Transversal-Effekt
- Scher-Effekt

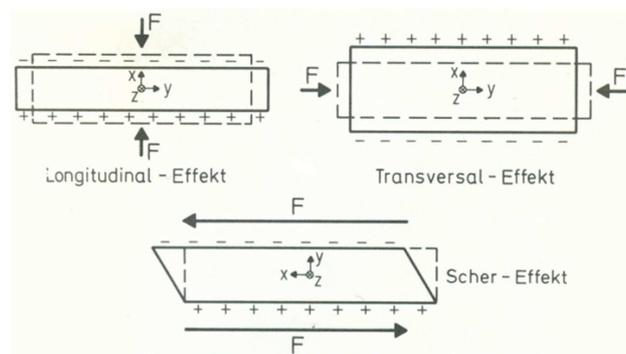


Abbildung 16: Piezoeffekte<sup>59</sup>

<sup>57</sup> vgl. [Ingruber 2007, S. 280]

<sup>58</sup> [Ingruber 2007, S. 278]

<sup>59</sup> [Weck 2006a, S. 245]

### 3 Konstruktion der Vorrichtung

Die Aufgabe bestand darin, eine Vorrichtung zu konstruieren mit der es möglich ist, Steifigkeitsanalysen an Werkzeugmaschinen durchzuführen. Dabei soll die Fräs-, Bohrspindel einer Werkzeugmaschine über definierte Prozesskräfte in den drei Koordinatenrichtungen  $x$ ,  $y$  und  $z$  bei stillstehender und rotierender Werkzeugspindel synchron belastet werden.

**Die Aufgabe gliedert sich in drei Hauptpunkte:**

- Ermittlung der notwendigen Belastungsszenarien
- Mögliche Verformungsszenarien einer Werkzeugmaschine
- Konstruktive Ausführung und theoretische Untersuchung der Vorrichtung

#### 3.1 Ermittlung der notwendigen Belastungsszenarien

Für die Ermittlung der notwendigen Belastungsszenarien wurden zwei Fertigungsverfahren in Betracht gezogen:

- Stirnfräsen
- Bohren ins Volle

Im Folgenden werden diese Bearbeitungsverfahren näher erläutert und die erforderlichen Berechnungsschritte für die Ermittlung der Belastungsszenarien durchgeführt.

### 3.1.1 Stirnfräsen

Fräsen zählt zu den Fertigungsverfahren der Untergruppe *Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden*, welche nach DIN 8589 der Hauptgruppe *Trennen* angehören. Man unterteilt es in Abhängigkeit der Erzeugung ebener Flächen in *Stirnfräsen*, *Umfangfräsen* und *Stirnumfangfräsen*. Beim *Stirnfräsen* sind die an der Stirnseite liegenden Schneiden des Werkzeuges im Eingriff. *Umfangfräsen* unterscheidet sich darin, dass die am Umfang liegenden Schneiden des Werkzeuges im Eingriff sind. Beim *Stirnumfangfräsen* sind die am Umfang und an der Stirnseite liegenden Schneiden des Werkzeuges im Eingriff.<sup>60</sup>

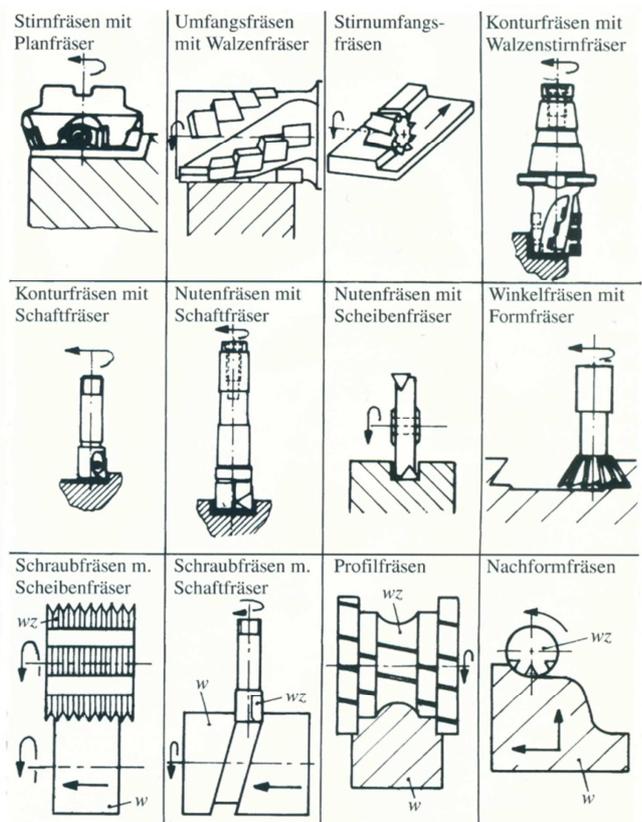
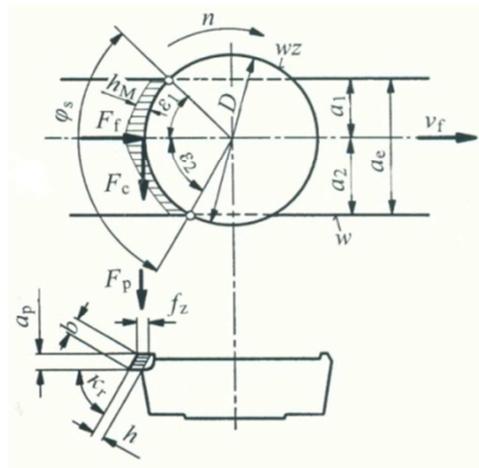


Abbildung 17: Fräsverfahren<sup>61</sup>

Die Belastungsszenarien beim Stirnfräsen sind in Abbildung 18 dargestellt. Sie resultieren aus den Kräften, welche beim Bearbeitungsprozess auftreten.

<sup>60</sup> vgl. [Perovic 2006, S. 395]

<sup>61</sup> [Perovic 2006, S. 396]



**Abbildung 18:** Spannungsquerschnitt und Kräfte beim Stirnfräsen<sup>62</sup>

In Richtung des Vorschubes  $v_f$  wirkt die Vorschubkraft  $F_f$ , die Schnittkraft  $F_c$  wirkt in Umfangsrichtung und die Passivkraft  $F_p$  drückt von unten auf die Schneide des Fräasers. Die drei Komponenten bilden die Zerspankraft, und ergeben die Werkzeugbelastung beim Stirnfräsen.

### 3.1.2 Berechnung der Zerspankraft beim Stirnfräsen<sup>63</sup>

Um eine Steifigkeitsanalyse an Werkzeugmaschinen durchführen zu können, ist es notwendig die während des Fertigungsprozesses auftretenden Kräfte zu ermitteln. Dies geschieht im Zuge der Zerspankraftberechnung unter folgenden Annahmen:

Werkstoff der Werkstückplatte E 295, Werkstückbreite  $a_e = 100$  mm

Durchmesser des Stirnfräasers  $D = 100$  mm, Anzahl der Wendeschneidplatten HM  $z = 8$ ,

Einstellwinkel  $\kappa_r = 90^\circ$ , Spanwinkel  $\gamma = 0^\circ$ , Vorschub je Zahn  $f_z = 0,4$  mm,

Schnitttiefe  $a_p = 3$  mm, Schnittgeschwindigkeit  $v_c = 160$  m/min,

Hauptwert der spezifischen Schnittkraft  $K_{c1.1} = 1390$  N/mm<sup>2</sup> (nach Tabelle 3.3-1 für E 295)

Anstiegswert  $1-z = 0,81$  (nach Tabelle 3.3-1 für E 295)

Versuchsspanwinkel  $\gamma_0 = 8^\circ$  (nach Tabelle 3.3-1 für E 295)

<sup>62</sup> [Perovic 2006, S. 398]

<sup>63</sup> vgl. [Perovic 2006, S. 397ff]

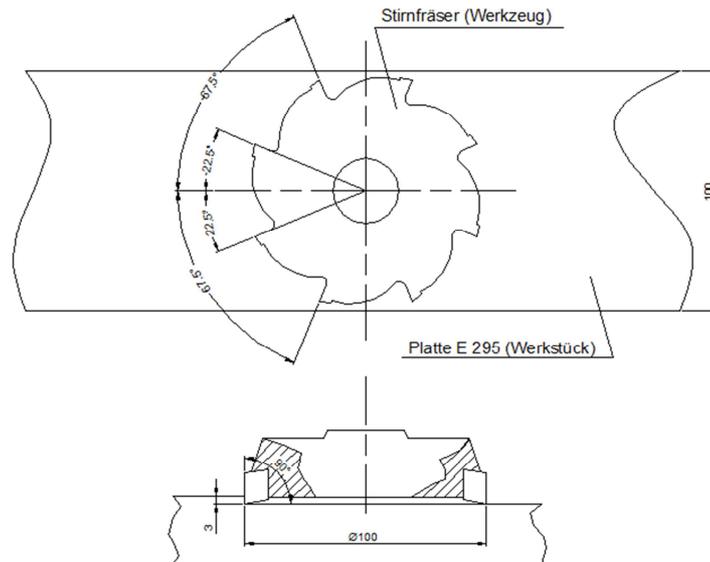


Abbildung 19: Symmetrische Aufspannung des Werkstücks

Schnittbogenwinkel  $\varphi_s$

$$\varphi_s = 2 \cdot \arcsin \frac{a_e}{D} \quad (12)$$

$$\varphi_s = 2 \cdot \arcsin \frac{100}{100}$$

$$\varphi_s = 180^\circ$$

Mittlere Spanungsdicke  $h_M$

$$h_M = \frac{114,6}{\varphi_s} \cdot f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \frac{a_e}{D} \quad (13)$$

$$h_M = \frac{114,6}{\varphi_s} \cdot 0,4 \cdot \sin 90^\circ \cdot \frac{100}{100}$$

$$h_M = 0,25 \text{ mm}$$

Spanbreite  $b$

$$b = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} \quad (14)$$

$$b = \frac{100}{\sin 90^\circ}$$

$$b = 3 \text{ mm}$$

Mittlerer Spanungsquerschnitt  $A_z$

$$A_z = b \cdot h_M \quad (15)$$

$$A_z = 3 \cdot 0,25$$

$$A_z = 0,75 \text{ mm}^2$$

Mittlere Schnittkraft  $F_{CZ}$  je Zahn

$$F_{CZ} = A_z \cdot K_c = b \cdot h_M^{1-z} \cdot K_{c1.1} \quad (16)$$

$$F_{CZ} = 3 \cdot 0,25^{0,81} \cdot 1390$$

$$F_{CZ} = 1357 \text{ N}$$

Anzahl der Zähne im Eingriff

$$z_{IE} = \frac{\varphi_s}{360^\circ} \cdot z \quad (17)$$

$$z_{IE} = \frac{180}{360^\circ} \cdot 8$$

$$z_{IE} = 4$$

Spanwinkelkorrektur  $K_\gamma$

$$K_\gamma = 1 - \frac{\gamma - \gamma_0}{66,7} \quad (18)$$

$$K_\gamma = 1 - \frac{0^\circ - 8^\circ}{66,7}$$

$$K_\gamma = 1,12$$

Schnittgeschwindigkeitskorrektur  $K_v$

$$K_v = 0,96 \text{ (nach Tabelle 3.2-5 für } v_c = 160 \text{ m/min)}$$

Schneidstoffkorrektur  $K_{SCH}$

$$K_{SCH} = 1 \text{ beim Spanen von Stahl mit Hartmetall}$$

Verschleißkorrektur  $K_T$  gegen Standzeitende

$$K_T = 1,3 \text{ bis } 1,5; \text{ Mittelwert: } K_T = 1,4$$

Mittlere Schnittkraft  $F_c$

$$F_c = z_{IE} \cdot b \cdot h_M^{1-z} \cdot K_{c1.1} \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_{SCH} \cdot K_T \quad (19)$$

$$F_c = 4 \cdot 3 \cdot 0,25^{0,81} \cdot 1390 \cdot 1,12 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 1,4$$

$$F_c = 8169 \text{ N}$$

Festwert  $C_F$

$$C_F = 135; \text{ nach Tabelle 3.3-2 für E 295}$$

Verhältnis Radialkraft zur mittleren Schnittkraft je Zahn

$$\frac{R}{F_{cz}} = 0,1 \text{ bis } 0,5; \text{ Mittelwert: } \frac{R}{F_{cz}} = 0,3 \quad (20)$$

Augenblickliche Vorschubkraft  $F_{fz}$  in Abhängigkeit des Stellungswinkels  $\omega$

$$F_{fz} = 10 \cdot C_F \cdot a_p \cdot f_z^{1-z} \cdot [\cos(90 - \kappa_r)]^{-z} \cdot (\cos \omega)^{1-z} \cdot \left( \sin \omega + \frac{R}{F_{cz}} \cdot \cos \omega \right) \quad (21)$$

Augenblickliche Vorschubkraft  $F_{fz1}$  für  $\omega_1 = 67,5^\circ$

$$F_{fz1(\omega_1)} = 10 \cdot 135 \cdot 3 \cdot 0,3^{0,81} \cdot [\cos(90 - 90)]^{-0,19} \cdot (\cos(67,5))^{0,81} \cdot [\sin(67,5) + 0,3 \cdot \cos(67,5)]$$

$$F_{fz1(\omega_1)} = 975,6 \text{ N}$$

Augenblickliche Vorschubkraft  $F_{fz2}$  für  $\omega_2 = 22,5^\circ$

$$F_{fz2(\omega_2)} = 10 \cdot 135 \cdot 3 \cdot 0,3^{0,81} \cdot [\cos(90 - 90)]^{-0,19} \cdot (\cos(22,5))^{0,81} \cdot [\sin(22,5) + 0,3 \cdot \cos(22,5)]$$

$$F_{fz2(\omega_2)} = 1522,4 \text{ N}$$

Augenblickliche Vorschubkraft  $F_{fz3}$  für  $\omega_3 = -22,5^\circ$

$$F_{fz3(\omega_3)} = 10 \cdot 135 \cdot 3 \cdot 0,3^{0,81} \cdot [\cos(90 - 90)]^{-0,19} \cdot (\cos(-22,5))^{0,81} \cdot [\sin(-22,5) + 0,3 \cdot \cos(-22,5)]$$

$$F_{fz3(\omega_3)} = 143,2 \text{ N}$$

Augenblickliche Vorschubkraft  $F_{fz4}$  für  $\omega_4 = -67,5^\circ$

$$F_{fz4(\omega_4)} = 10 \cdot 135 \cdot 3 \cdot 0,3^{0,81} \cdot [\cos(90 - 90)]^{-0,19} \cdot (\cos(-67,5))^{0,81} \cdot [\sin(-67,5) + 0,3 \cdot \cos(-67,5)]$$

$$F_{fz4(\omega_4)} = -647,5 \text{ N}$$

Vorschubkraft  $F_f$

$$F_f = \Sigma F_{fzi(\omega_i)} = F_{fz1(\omega_1)} + F_{fz2(\omega_2)} + F_{fz3(\omega_3)} + F_{fz4(\omega_4)} \quad (22)$$

$$F_f = 975,6 + 1522,4 + 143,2 + (-647,5)$$

$$F_f = 1993,7 \text{ N}$$

Spezifische Passivkraft  $K_{p1.1}$ <sup>64</sup>

$$K_{p1.1} = 274 \text{ N/mm}^2; \text{ nach Tabelle 2.2 für E 295}$$

Anstiegswert  $1 - y$ <sup>65</sup>

$$1 - y = 0,5089; \text{ nach Tabelle 2.2 für E 295}$$

Passivkraft  $F_{PZ}$  je Zahn<sup>66</sup>

$$F_{PZ} = b \cdot h_M^{1-y} \cdot K_{p1.1} \quad (23)$$

$$F_{PZ} = 3 \cdot 0,25^{0,5089} \cdot 274$$

$$F_{PZ} = 405,9 \text{ N}$$

Passivkraft  $F_p$ <sup>67</sup>

$$F_p = z_{IE} \cdot F_{PZ} \quad (24)$$

$$F_p = 4 \cdot 405,9$$

$$F_p = 1623,8 \text{ N}$$

Zerspankraft  $F_z$ <sup>68</sup>

$$F_z = \sqrt{(F_c^2 + F_f^2 + F_p^2)} \quad (25)$$

$$F_z = \sqrt{(8169^2 + 1993,7^2 + 1623,8^2)}$$

$$F_z = 8564,1 \text{ N}$$

<sup>64</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 17]

<sup>65</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 17]

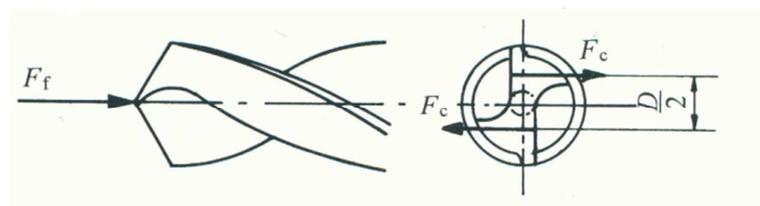
<sup>66</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 24f]

<sup>67</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 24f]

<sup>68</sup> vgl. [Hirsch 2000, S. 24f]

### 3.1.3 Bohren ins Volle

Bohren zählt wie Fräsen zu den Fertigungsverfahren der Untergruppe *Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden*, welche nach DIN 8589 der Hauptgruppe *Trennen* angehören. Das Spanen erfolgt unter kreisförmigen Schnittbewegungen, die Vorschubbewegung geschieht in Richtung der Drehachse. Das *Bohren ins Volle* zählt zu den Bohrverfahren mit den geringsten Fertigungsgenauigkeiten, hierbei werden zylindrische Bohrungen mit zweischneidigen Spiralbohrern hergestellt.<sup>69</sup>



**Abbildung 20:** Spanungsquerschnitt und Kräfte beim Bohren ins Volle<sup>70</sup>

Aus Abbildung 20 ist ersichtlich, dass sich die Schnittkräfte  $F_c$  an einem zweischneidigen Spiralbohrer beim Bohren ins Volle kompensieren. Die maßgebende Größe für die beim Fertigungsverfahren auftretende Belastung ist daher die Vorschubkraft  $F_f$ .

<sup>69</sup> vgl. [Perovic 2006, S. 418]

<sup>70</sup> [Perovic 2006, S. 419f]

### 3.1.4 Berechnung der Vorschubkraft beim Bohren ins Volle<sup>71</sup>

Die Ermittlung der Vorschubkraft beim Bohren ins Volle wurde unter folgenden Annahmen durchgeführt:

Werkstoff der Werkstückplatte E 295

Werkzeug: Zweischneidiger HSS Spiralbohrer,  $D = 25$  mm, Spitzenwinkel  $\varepsilon_r = 118^\circ$ ,

Vorschub  $f = 0,4$  mm (nach Tabelle 3.4-7 für E 295,  $D = 25$  mm)

Spezifische Vorschubkraft  $K_{f1.1}$

$$K_{f1.1} = 1250 \text{ N/mm}^2; \text{ nach Tabelle 3.4-2 für E 295}$$

Anstiegswert  $1 - x$

$$1 - x = 0,71; \text{ nach Tabelle 3.4-2 für E 295}$$

Vorschubkraft  $F_f$

$$F_f = D \cdot \left(\frac{f}{2} \cdot \sin\left(\frac{\varepsilon_r}{2}\right)\right)^{1-x} \cdot K_{f1.1} \quad (26)$$

$$F_f = 25 \cdot \left(\frac{0,4}{2} \cdot \sin\left(\frac{118}{2}\right)\right)^{0,71} \cdot 1250$$

$$F_f = 8934,2 \text{ N}$$

### 3.1.5 Festlegung der Prüfkraft für die Steifigkeitsanalyse

Aufgrund der ermittelten Zerspankraft beim Stirnfräsen von 8564,1 N und der Vorschubkraft beim Bohren ins Volle von 8934,2 N wurde die maximale Prüfkraft für die Steifigkeitsanalyse mit 10000 N festgelegt.

---

<sup>71</sup> vgl. [Perovic 2006, S. 435ff]

### 3.2 Mögliche Verformungsszenarien einer Werkzeugmaschine

In diesem Kapitel wird auf die möglichen Verformungsszenarien einer Werkzeugmaschine eingegangen. Eine wesentliche Rolle spielt dabei die Größenordnung der auftretenden Verformungen, da es im Zuge der Steifigkeitsanalyse zu keiner Verformungsbehinderung durch die Vorrichtung kommen darf. Dies ist bereits in der Konzeptphase zu berücksichtigen.

Im Folgenden angeführte Messergebnisse basieren auf einer vom Institut für Fertigungstechnik durchgeführten Verformungsanalyse an einer Werkzeugmaschine. Eine detaillierte Beschreibung der eingesetzten Messmittel folgt in Kapitel 4.

#### 3.2.1 Messung der Y-Achse

Die Messungen wurden mit Waagen der Firma Wyler und einer Prüfkraft von 7000 N durchgeführt. Die Anordnung der Messmittel ist in Abbildung 21 ersichtlich.

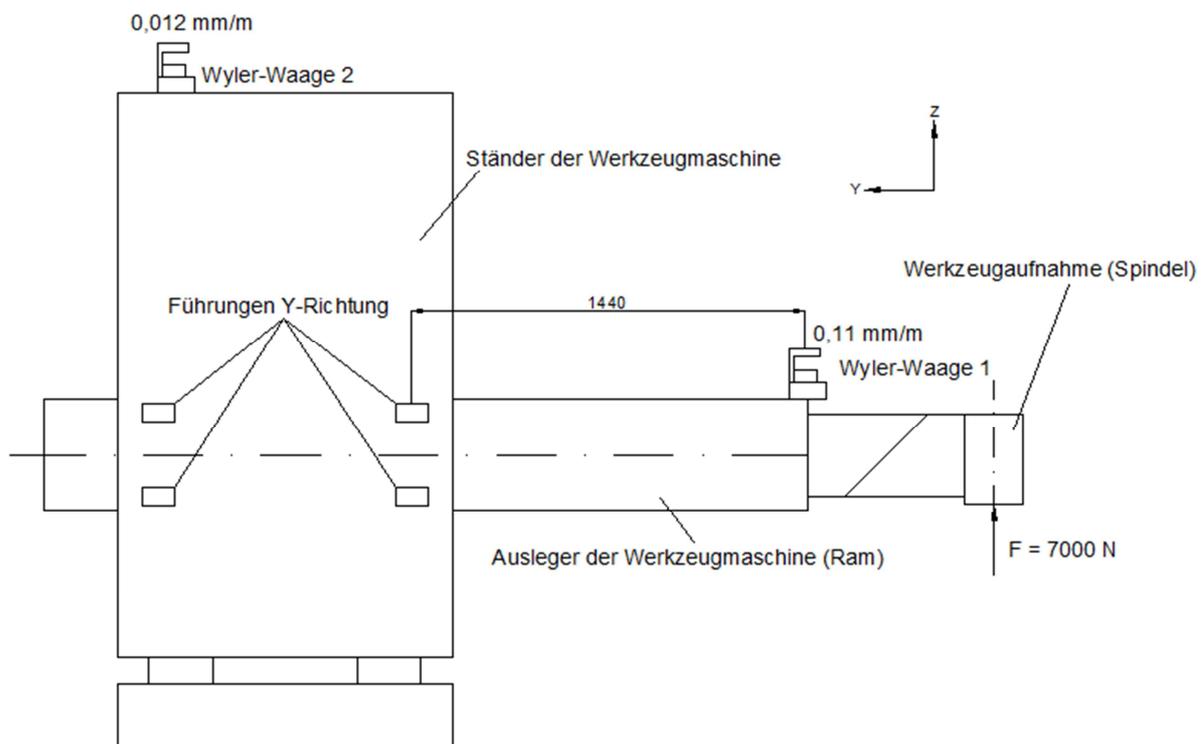


Abbildung 21: Messung der Y-Achse einer Fahrständerfräsmaschine<sup>72</sup>

<sup>72</sup> [Edler 2010, S. 5]

Infolge der aufgetragenen Prüfkraft von 7000 N kommt es zu einem Kippen des gesamten Fahrständers von 0,012 mm/m.

### 3.2.2 Messung der Z-Achse

Als Messmittel kamen Waagen der Firma Wyler und Messuhren zum Einsatz. Die Messung wurde bei einer Prüfkraft von 7000 N durchgeführt. Abbildung 22 zeigt die Anordnung der Messmittel.

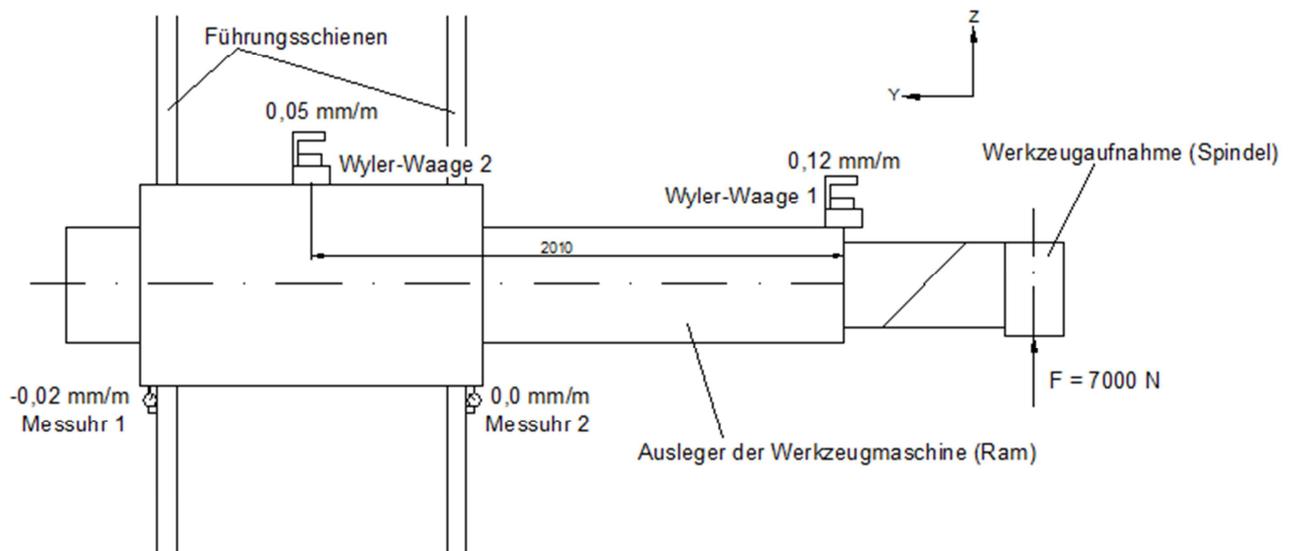


Abbildung 22: Messung der Z-Achse einer Fahrständerfräsmaschine<sup>73</sup>

Waage 2 wurde in der Mitte des Z-Schlittens angebracht. Zusätzlich wurden zwei Messuhren positioniert, um den Weg der Schuhe in Bezug auf die Schiene zu messen.

Um das Kippen des Z-Schlittens bestimmen zu können muss der Kippwinkel des Fahrständers abgezogen werden.

$$\text{Kippen des Z-Schlittens: } 0,05 \text{ mm/m} - 0,012 \text{ mm/m} = 0,038 \text{ mm/m}$$

<sup>73</sup> [Edler 2010, S. 6]

### **3.3 Konstruktive Ausführung und theoretische Untersuchung der Vorrichtung**

Ausgangspunkt für die konstruktive Ausführung waren die aus den vorangegangenen Kapiteln 3.1 und 3.2 erhaltenen Ergebnisse.

#### **3.3.1 Allgemeine Vorgaben**

An die Konstruktion der Vorrichtung werden diverse Anforderungen gestellt. Die Wesentlichsten sind:

##### **Flexibler Einsatz**

Die Vorrichtung soll an unterschiedlichen Maschinentypen zum Einsatz kommen.

##### **Modularer Aufbau**

Ein modulartiger Aufbau der Vorrichtung erleichtert das Handling.

##### **Komplexität**

Die Komplexität der Konstruktion an sich und das Handling während einer Analyse sollen gering gehalten werden.

##### **Nachgiebigkeit**

Im Zuge einer Analyse darf es zu keiner Verformungsbehinderung durch die Vorrichtung kommen.

##### **Transportfähigkeit**

Die Vorrichtung muss ohne großen Aufwand transportiert werden können.

##### **Auslegung**

Um brauchbare Messergebnisse zu erhalten, ist neben dem Festigkeitsnachweis auch das Verformungsverhalten der Konstruktion maßgebend.

## **Konstruktive Gestaltung**

Eine kompakte Konstruktion der Vorrichtung ist anzustreben.

## **Kosten**

Die Kosten sollen möglichst gering gehalten werden, d. h. die technisch ausreichende Lösung ist umzusetzen.

### **3.3.2 Kraffteinleitung an der Werkzeugmaschine**

Die Kraffteinleitung erfolgt an einem Dorn, welcher mittels Steilkegelaufnahme der Werkzeugspindel zugeführt wird. Die konstruktive Ausführung und die Auslegung dieses Dorns werden im Folgenden erläutert.

### **3.3.3 Konstruktion der Dornbaugruppe**

Die Konstruktion der Dornbaugruppe bildet die Schnittstelle zwischen Werkzeugmaschine und Vorrichtung.

#### **3.3.3.1 Konstruktionsziele**

Die wesentlichen Konstruktionsziele lauten:

- Der Dorn muss eine entsprechende Aufnahme für Werkzeugspindeln besitzen.
- Die Analyse muss auch bei rotierender Werkzeugspindel möglich sein.
- Die Ausführung soll eine hohe Steifigkeit besitzen.
- Steifigkeitsanalysen bei Drehzahlen bis zu  $15000 \text{ min}^{-1}$  sollen möglich sein.
- Eine möglichst kompakte Bauweise ist anzustreben.

### 3.3.3.2 Konstruktive Ausführung

Abbildung 23 zeigt die konstruktive Ausführung der Dornbaugruppe.

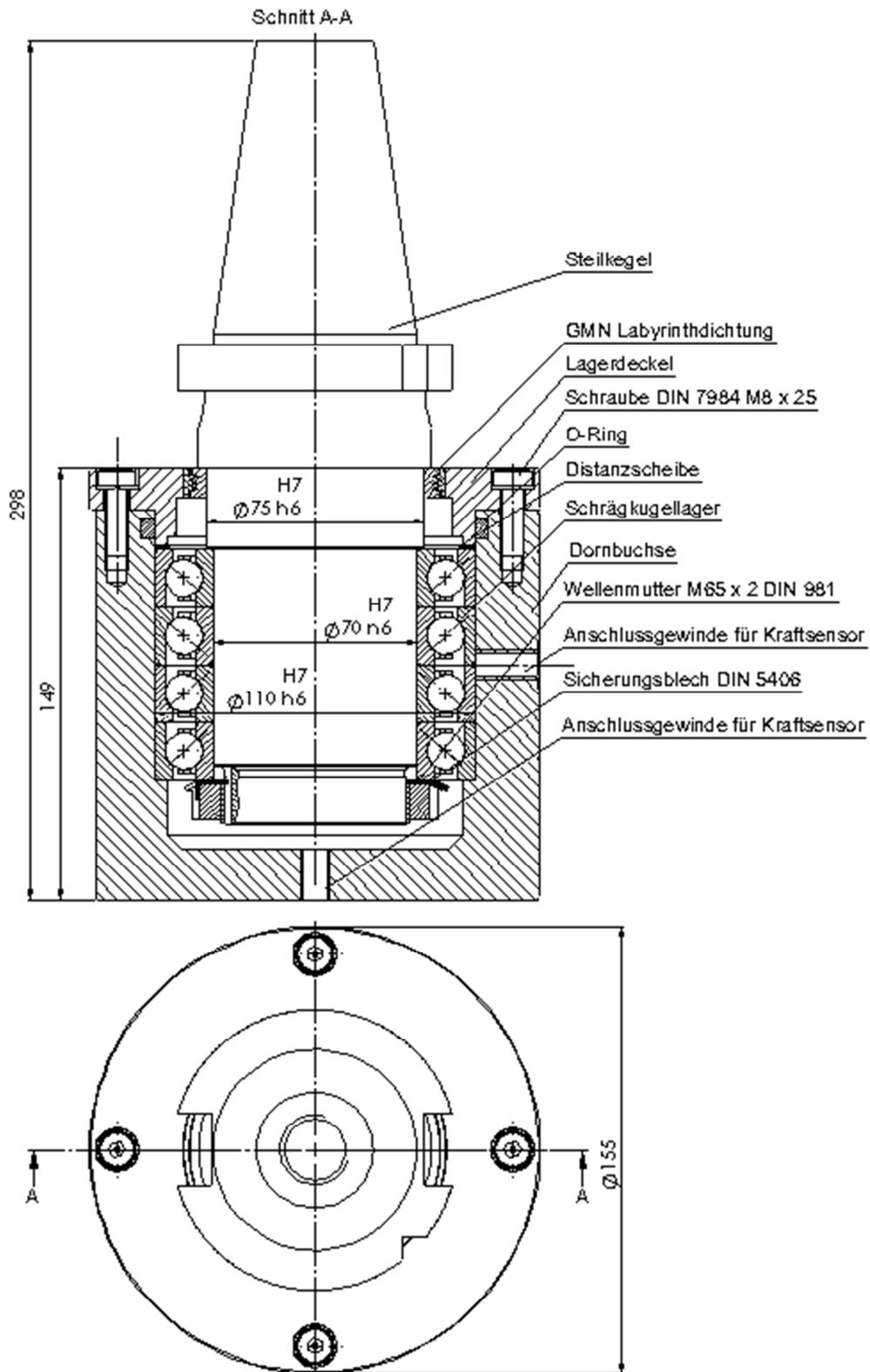


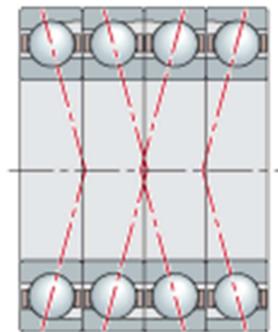
Abbildung 23: Grundriss und Schnitt der Dornbaugruppe

## Steilkegel

Um die Aufnahme in einer Werkzeugspindel zu ermöglichen wurde als Grundkörper ein Steilkegel nach DIN 2080-A50 AT4 gewählt. Die zylindrische Werkzeugaufnahme des Steilkegels ist in einem Durchmesser von 80 mm erhältlich. Somit können die erforderlichen Fertigungsschritte für Lager-, und Dichtungssitz durchgeführt werden.

## Schrägkugellager der Firma FAG

Durch den Einsatz der FAG Schrägkugellager in Form eines Vierer-Paketes ist es möglich die Steifigkeitsanalyse auch bei rotierender Werkzeugspindel durchzuführen. Es handelt sich dabei um Hochgeschwindigkeitslager bestehend aus massiven Außen- und Innenring mit Keramikkugeln und Massiv-Fensterkäfig. Die Ausführung der Lager ermöglicht es die geforderte Drehzahl von  $15000 \text{ min}^{-1}$  einzuhalten. Ein weiterer Vorteil liegt darin, dass die Konstruktion durch die Anordnung der Schrägkugellager in Form eines Vierer-Paketes eine hohe Steifigkeit bekommt. FAG bietet dazu einbaufertige Lagersätze an.



**Abbildung 24:** Einbaufertiger Lagersatz<sup>74</sup>

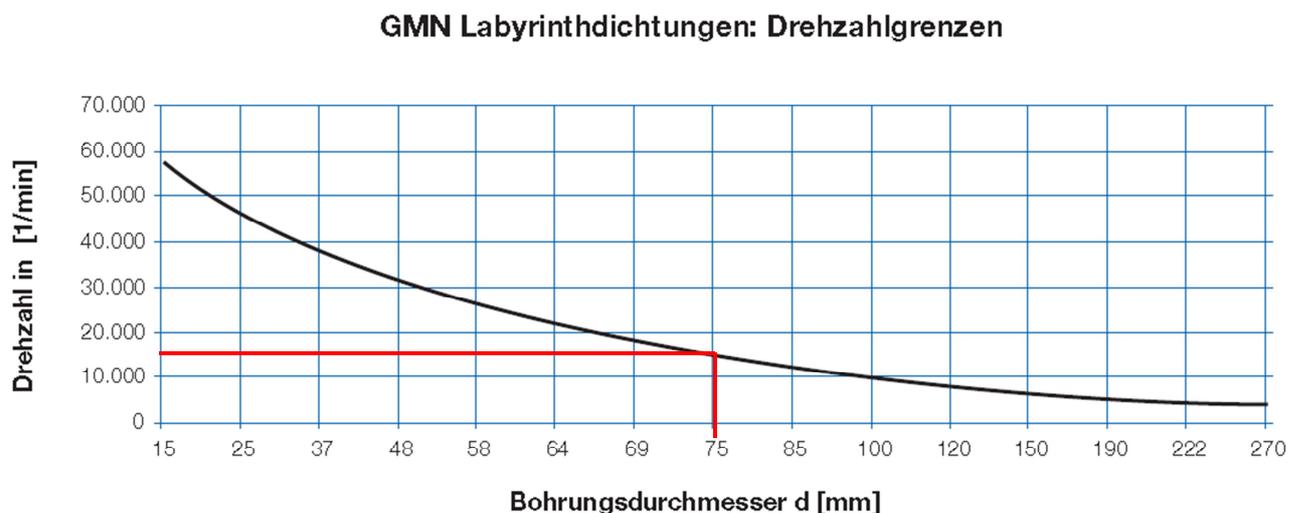
Die Hochgeschwindigkeitslager sind beidseitig mit Spaltdichtungen abgedichtet, mit einem Hochleistungsfett versehen und daher wartungsfrei. Das Lagerpaket wird mittels Nutmutter und Sicherungsblech befestigt. Eine Distanzscheibe zwischen Lageraußenring und Lagerdeckel ermöglicht die Einstellung eines Spiels, welches für höhere Drehzahlen erforderlich ist.

<sup>74</sup> [Firma FAG 2011]

Die Dornbuchse und der Lagerdeckel werden über vier Schrauben M8 x 25 miteinander verschraubt, wodurch die Vorspannung der Lager gewährleistet ist. Der Nachweis der Schraubenverbindung sowie die Auslegung der Lager sind dem Rechenbericht zu entnehmen.

### Labyrinthdichtung der Firma GMN

Bei der Labyrinthdichtung handelt sich um eine komplett einbaufertige Einheit aus metallischen Werkstoffen. Sie besteht aus zwei Ringen mit eingebautem Labyrinth. Der Innenring aus Stahl ist umgeben von einem Aluminiumaußenring. Die absolute Identität der Profile beider Ringe gewährt eine hohe Dichtwirkung. Diese Dichtung eignet sich insbesondere für den Einsatz bei hohen Drehzahlen und / oder hohen Temperaturen. Abbildung 25 zeigt die Drehzahlgrenzen in Abhängigkeit der Baugröße.



**Abbildung 25:** Drehzahlgrenze in Abhängigkeit der Baugröße<sup>75</sup>

Die Grenzdrehzahl für die eingesetzte Baugröße mit einem Bohrungsdurchmesser von  $d = 75 \text{ mm}$  liegt bei  $n = 16000 \text{ min}^{-1}$ , somit ist die Dichtwirkung für die geforderte Drehzahl von  $n = 15000 \text{ min}^{-1}$  gegeben.

Eine detaillierte Montageanleitung zur Dornbaugruppe folgt im Kapitel 3.4

<sup>75</sup> [Firma GMN 2011]

### 3.3.4 Konzepte für die Kraftaufbringung

Die Art der Kraftaufbringung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisse der Steifigkeitsanalyse. Unerwartete Kraftschwankungen, während einer Steifigkeitsanalyse führen zu unbrauchbaren Messergebnissen und sind zu vermeiden. Es wurden drei Konzepte erarbeitet, wobei für jedes Konzept mittels CAD Software ein 3D-Modell erstellt wurde und im Anhang beiliegt:

- Hydraulische Kraftaufbringung
- Kraftaufbringung über Tellerfedern
- Pneumatische Kraftaufbringung mittels Balgzylinder

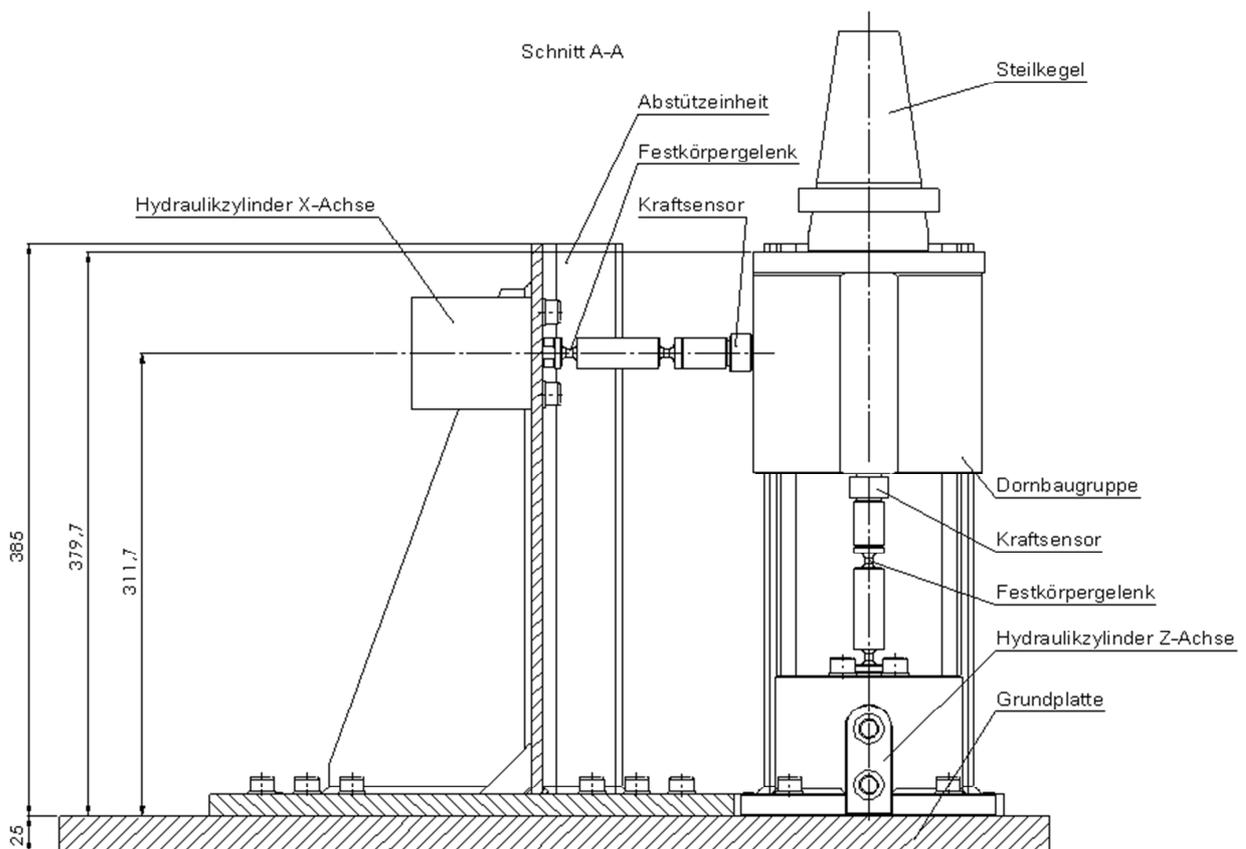
Die wesentlichen Anforderungspunkte lauten:

- Die geforderte Kraft von 10000 N muss aufgebracht werden.
- Ein stetiger Kraftverlauf d. h. reibungsfreie und ruckfreie Bewegung.
- Eine entsprechende Nachgiebigkeit infolge auftretender Verformungen.
- Kompakte Ausführung und ein einfaches Handling.

Im Folgenden werden die erarbeiteten Konzepte erläutert und an Hand von Konstruktionszeichnungen veranschaulicht.

### 3.3.4.1 Konzept der hydraulischen Kraftaufbringung

Hierbei wird die Kraft mittels Hydraulikzylinder aufgebracht. Ein wesentlicher Nachteil dieses Konzeptes ist der Stick-Slip-Effekt. Dieser führt zu Kraftschwankungen, da es im Bereich der Dichtungen zu einem Ruckgleiten bei unzureichendem Schmierfilm kommt, als Folge zu kleiner Gleitgeschwindigkeiten und zu großer Reibung. Da diese Kraftschwankungen im Rahmen einer Steifigkeitsanalyse zu unbrauchbaren Messergebnissen führen, wurde dieses Konzept nicht weiter verfolgt. Abbildung 26 zeigt einen Schnitt mit den Hauptkomponenten der Konstruktion. In Abbildung 27 sind der dazugehörige Grundriss und der Schnittverlauf dargestellt. Die Dornbaugruppe wird über die Steilkegelaufnahme der Frässpindel zugeführt und in dieser über eine Spannvorrichtung fixiert. Die Befestigung der Grundplatte samt Abstützeinheit und Hydraulikzylinder am Maschinentisch erfolgt über Spannpratzen.



**Abbildung 26:** Schnitt A-A hydraulische Kraftaufbringung

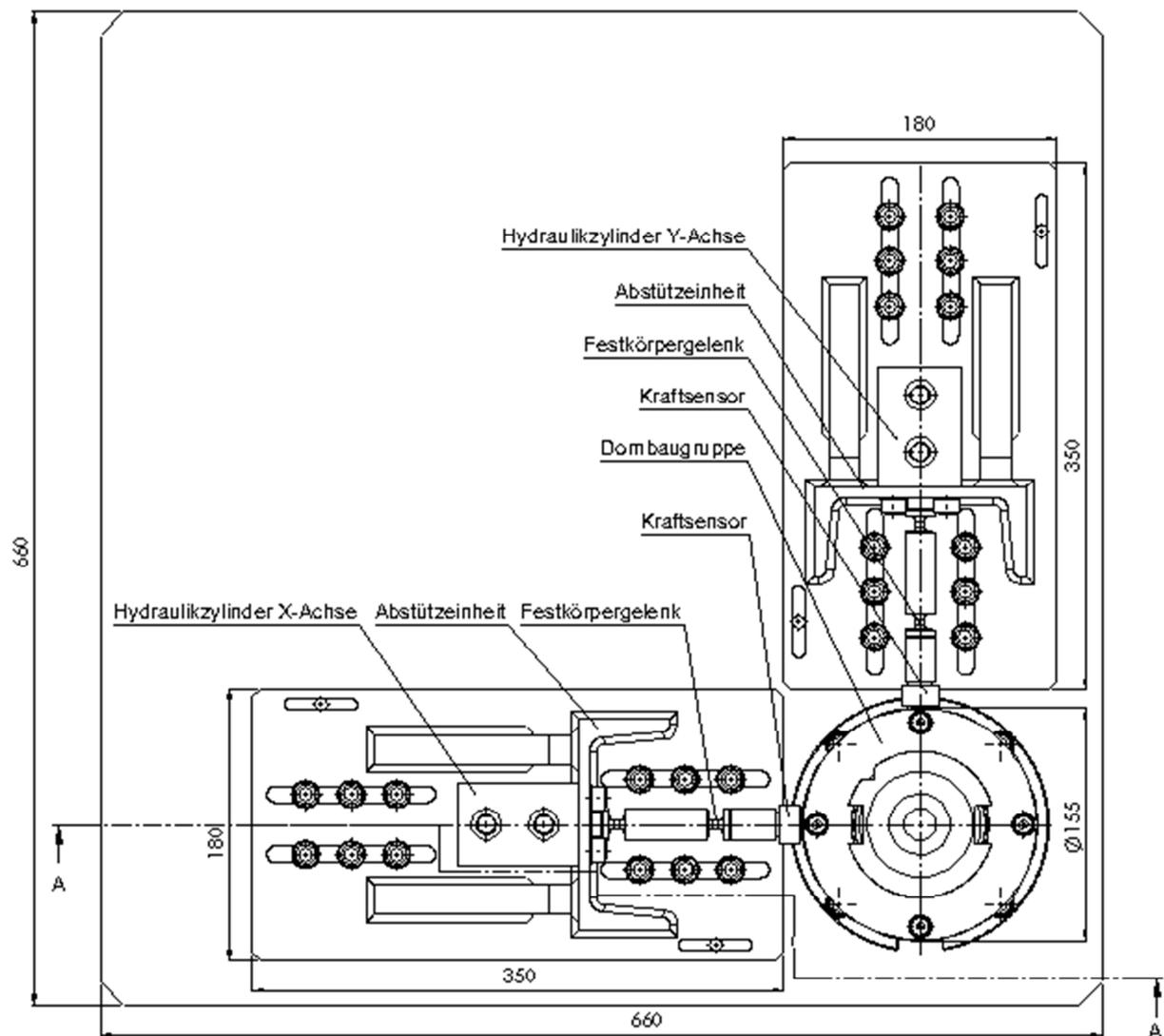
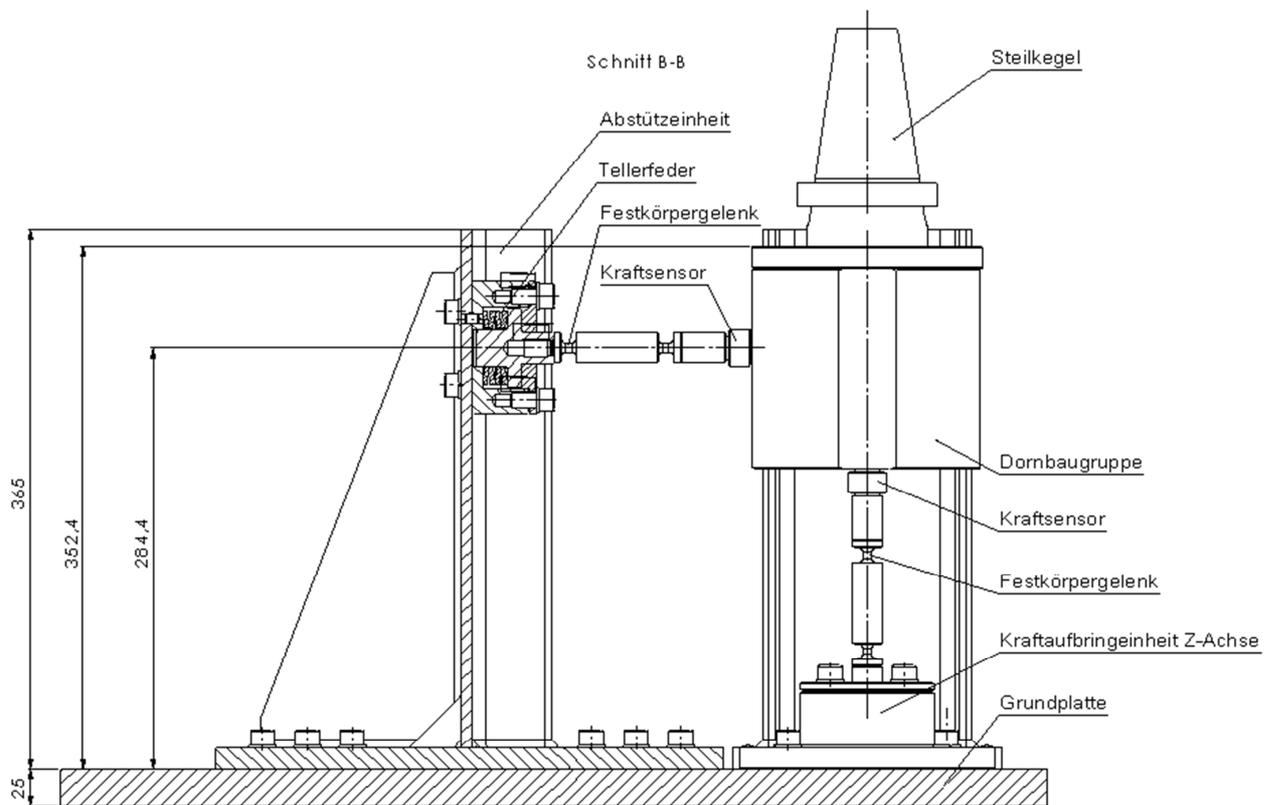


Abbildung 27: Grundriss hydraulische Kraftaufbringung

### 3.3.4.2 Konzept der Kraftaufbringung über Tellerfedern

Die notwendige Kraft wird über Tellerfedern realisiert. Es kommt eine Säule bestehend aus vier wechselsinnig aneinandergereihten Tellerfedern der Reihe A zum Einsatz. Für diese Säule ist ein Federweg von  $s_{\text{ges}} = 1,232 \text{ mm}$  erforderlich, um die geforderte Kraft von  $10000 \text{ N}$  zu erreichen. Die Auslegung der Tellerfedern liegt in Form eines Rechenberichtes dem Anhang bei. Die Tellerfedern werden entsprechend vorgespannt, wonach ein Restfederweg von ca.  $1 \text{ mm}$  bleibt. Abbildung 28 zeigt eine Schnittdarstellung, in welcher die Anordnung der Hauptkomponenten ersichtlich ist.

Der dazugehörige Grundriss mit eingezeichnetem Schnittverlauf ist in Abbildung 29 dargestellt. Die Steilkegelaufnahme und Dornbaugruppe werden auch hier über eine Spannvorrichtung in der Frässpindel fixiert. Die Grundplatte mit Abstützeinheit und Kraftereinheit wird über Spannpratzen am Maschinentisch befestigt. Somit ist es möglich den erforderlichen Restfederweg von etwa 1 mm über die Vorschubbewegung der Werkzeugmaschine aufzubringen. Dies hat den Nachteil, dass die Grundplatte samt Abstützeinheit und Kraftaufbringeinheit einen Verfahrweg zurücklegt, wodurch zusätzliche unerwünschte Verformungen auftreten. Daher wurde dieses Konzept nicht weiter verfolgt.



**Abbildung 28:** Schnitt B-B Kraftaufbringung mittels Tellerfedern



### 3.3.4.3 Konzept der pneumatischen Kraftaufbringung mittels Balgzylinder

Die Kraftaufbringung erfolgt über einen Einfaltenbalg der Firma ContiTech. Abbildung 30 zeigt einen Zweifaltenbalgzylinder im Einsatz.

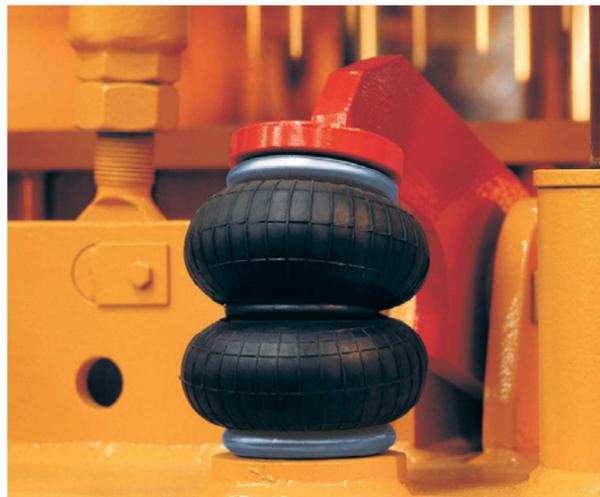


Abbildung 30: Balgzylinder der Firma ContiTech<sup>76</sup>

Balgzylinder sind Pneumatik-Elemente, welche folgende Vorteile mit sich bringen:

- **Wartungsfrei**  
Sie besitzen keine gleitenden Dichtungen und sind daher auch bei widrigen Umgebungsbedingungen, wie Staub und Schmutz einsetzbar.
- **Lange Lebensdauer**  
Balgzylinder sind dynamisch hochbeständig, wodurch selbst bei hohen Belastungen eine lange Lebensdauer erreicht wird.
- **Reibungsfrei = ruckfreie Bewegung**  
Es gibt keine gegeneinander bewegten Teile und somit auch keine Haftreibung, womit der Stick-Slip-Effekt ausbleibt. Sie sprechen daher auch bei geringen Druckänderungen sofort und gleichmäßig an.
- **Seitliche Flexibilität**  
Balgzylinder erlauben einen seitlichen Versatz bis zu 20 mm. Es gibt keine Dichtungen, die verschleifen oder blockieren können.

---

<sup>76</sup> [Firma ContiTech 2011]

- **Hohe Betriebssicherheit**

Der Betrieb erfolgt mit ölfreier Druckluft und der Ausfalldruck liegt bei einem Vielfachen des maximal zulässigen Betriebsdruckes.

- **Geringe Bauhöhe**

Sie besitzen keine Kolbenstange, wodurch die Einbauhöhe deutlich verringert wird.

- **Winkelbeweglichkeit**

Balgzylinder erlauben einen Kippwinkel bis  $30^\circ$ , somit ist eine entsprechende Nachgiebigkeit gegeben.

- **Niedrige Anschaffungskosten**

Die Anschaffungskosten sind deutlich geringer als bei konventionellen pneumatischen Zylindern oder hydraulischen Elementen.

Da der Balgzylinder die konstruktiven Anforderungen ausreichend erfüllt, kam dieser auch für die Krafterzeugung in der Vorrichtung zum Einsatz.

Abbildung 31 zeigt einen Halbschnitt des verwendeten Balgzylinders sowie das dazugehörige Kraft-Weg-Diagramm.

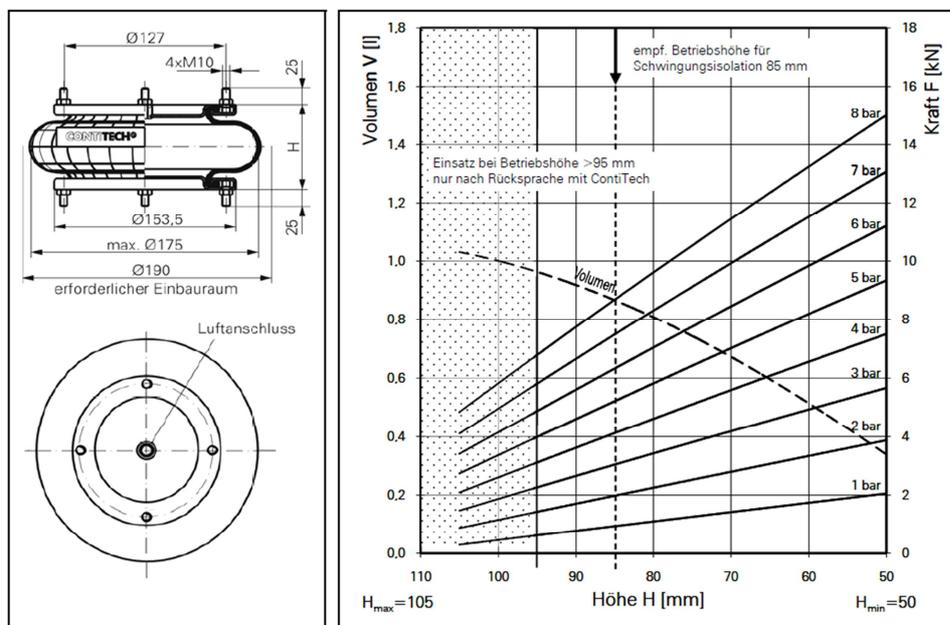


Abbildung 31: Balgzylinder FS 76-7 DS<sup>77</sup>

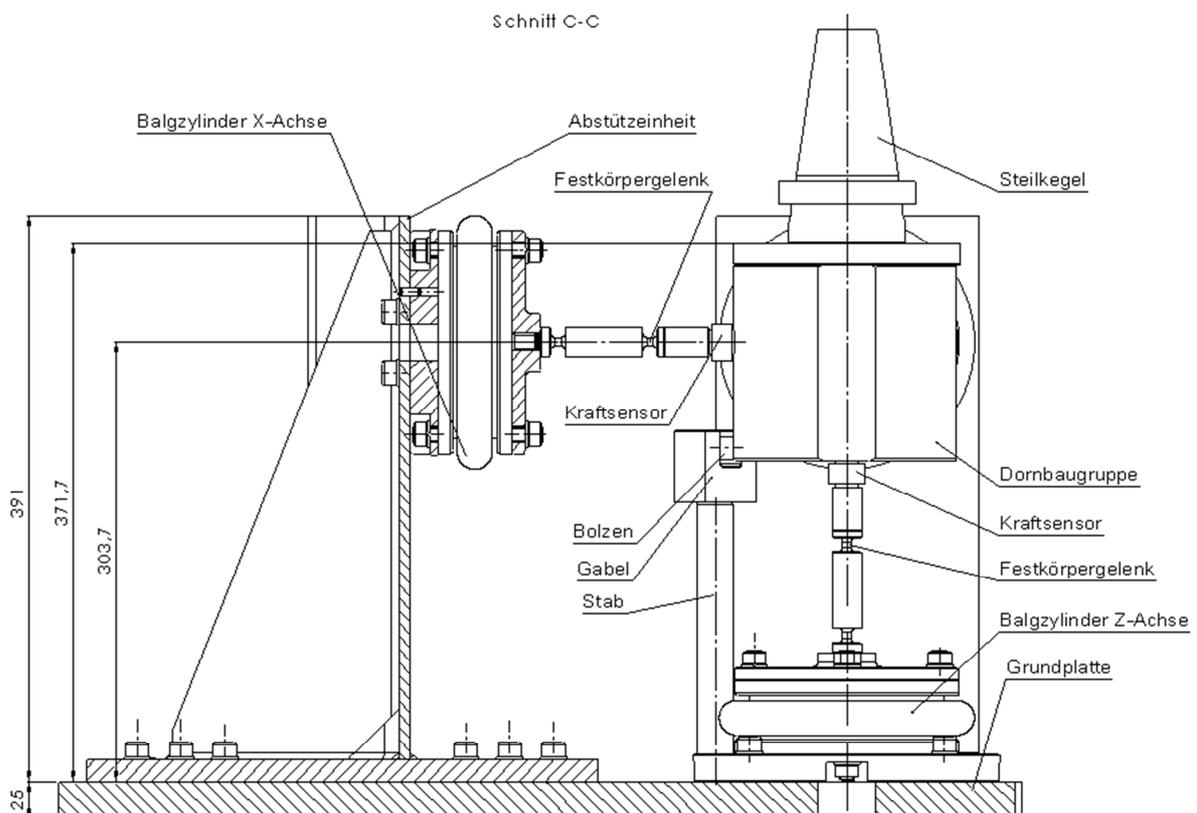
<sup>77</sup> [Firma ContiTech 2011]

Druck p [bar]	3	4	5	6	7	8
Steifigkeit c [N/cm]	1585	2005	2455	2860	3315	3745

**Tabelle 1:** Steifigkeit c des Balgzylinders<sup>78</sup>

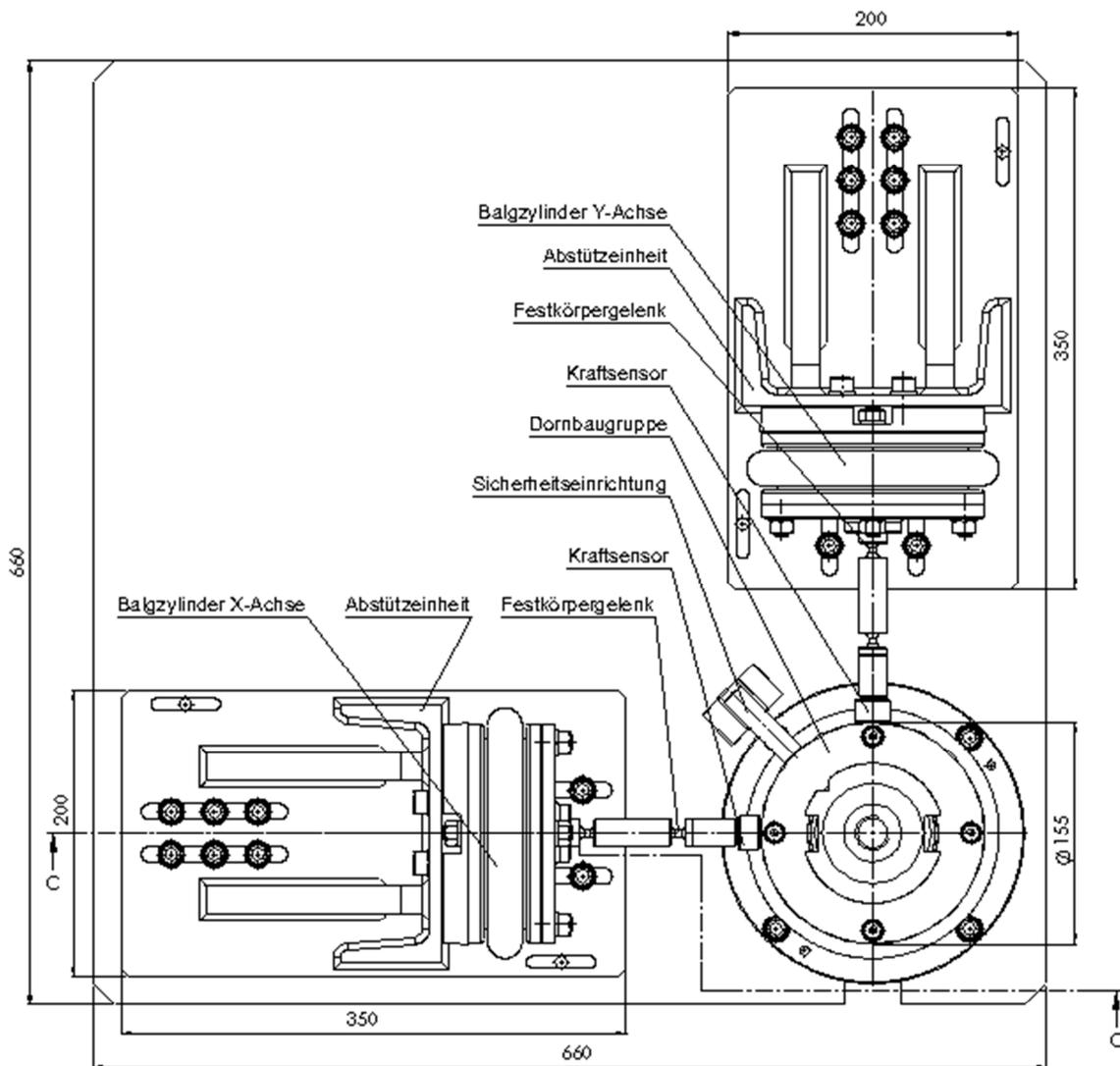
Aufgrund der zu erwartenden geringen Verformungen wird ein Maximalhub von 5 mm nicht überschritten werden. In dem Kraft-Weg-Diagramm ist ersichtlich, dass bei einem Hub von 5mm die geforderte Kraft von 10000 N bei ca. 5,5 bar erreicht wird.

Der verwendete Balgzylinder besitzt eine demontierbare Anschlussplatte, auf welcher die notwendigen Fertigungsschritte durchgeführt werden können, um die Montage in der Vorrichtung zu ermöglichen. Abbildung 32 zeigt einen Schnitt mit den Hauptkomponenten der Konstruktion. In Abbildung 33 sind der dazugehörige Grundriss und der Schnittverlauf dargestellt.



**Abbildung 32:** Schnitt C-C Kraftaufbringung mittels Balgzylinder

<sup>78</sup> [Firma ContiTech 2011]



**Abbildung 33:** Grundriss Kraftaufbringung mittels Balgzylinder

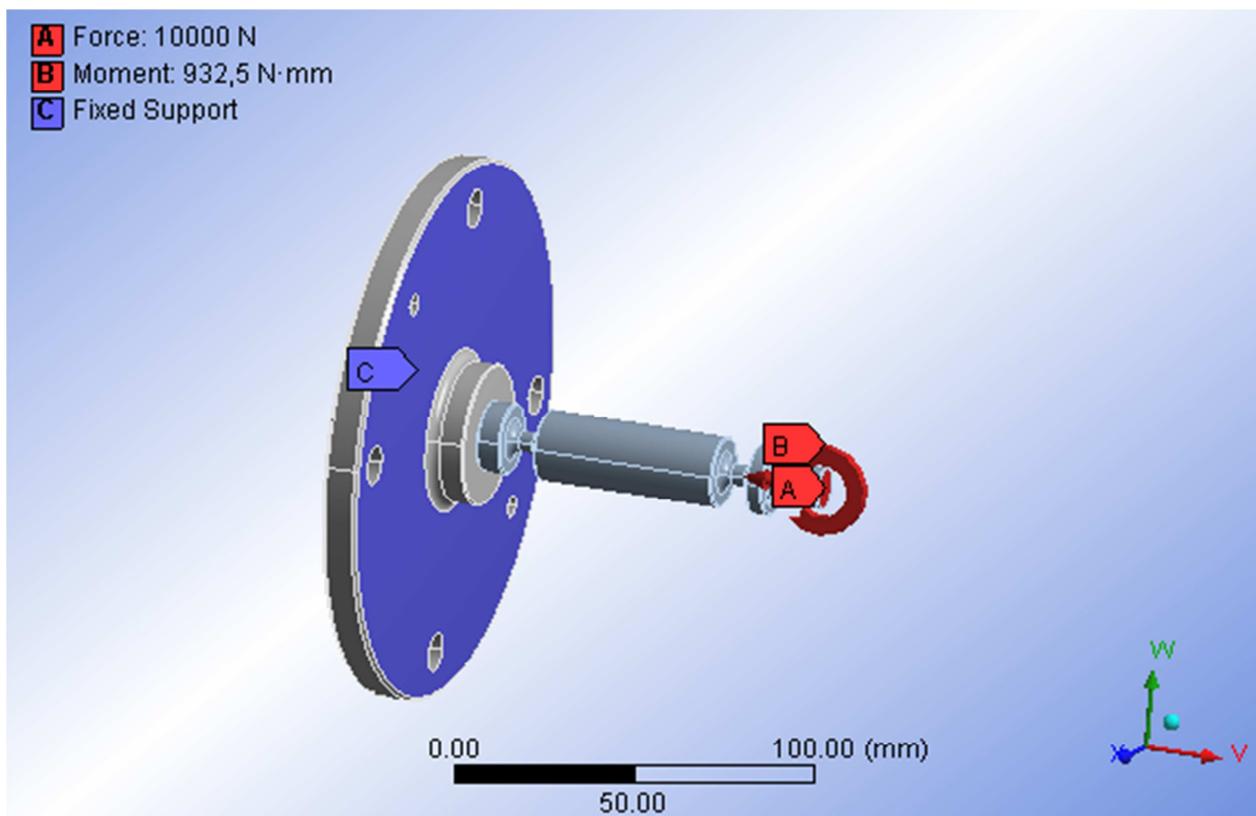
Details zu dem Festkörpergelenk, zu der Abstützeinheit, sowie zu der Sicherheitseinrichtung werden im Folgenden näher erläutert. Eine detaillierte Montageanleitung folgt im Kapitel 3.4.

#### 3.3.4.4 Festkörpergelenk

Um einerseits eine spielfreie Kräfteinleitung zu ermöglichen und andererseits eine Verformungsbehinderung durch die Vorrichtung zu vermeiden, wurde nach dem Balgzylinder ein Festkörpergelenk eingebaut.

Festkörpergelenke sind ein Sonderfall ebener Gelenke. Die Wirkung dieses Gelenktyps basiert auf der Elastizitätseigenschaft metallischer Werkstoffe. Die erzielbaren Drehwinkel liegen in der Regel in einem Bereich von zwei bis fünf Grad und sind somit für diese Anwendung völlig ausreichend. Die in Folge der Federwirkung auftretenden Resonanzstellen im System haben aufgrund der zu erwartenden geringen Verformungen (siehe Kapitel 3.2) keinen Einfluss auf die Steifigkeitsanalyse. Ein weiterer Vorteil neben der spielfreien Kraffteinleitung ist, dass es sich um ein verschleißfreies Bauteil handelt. Die konstruktive Umsetzung erfolgt durch eine gezielte Querschnittsverjüngung. Die daraus resultierende verringerte Steifigkeit des Systems ist hier entsprechend erwünscht.<sup>79</sup>

Der Nachweis des Festkörpergelenks ist dem Rechenbericht zu entnehmen. Mit Hilfe einer Finiten Elemente Software wurden die in Folge der äußeren Belastungen auftretenden Spannungen und Verformungen simuliert.



**Abbildung 34:** Äußere Belastungen am Festkörpergelenk

<sup>79</sup> vgl. [Neugebauer 2006, S. 164f]

Abbildung 34 zeigt das Festkörpergelenk mit der für die Montage am Balgzylinder erforderlichen Adapterplatte.

Die äußeren Belastungen setzen sich zusammen aus der in  $v$  auftretenden Prüfkraft von 10000 N und dem aus der Lagervorspannung resultierendem Reibmoment von 932,5 Nmm um  $x$ .

Abbildung 35 und 36 zeigen die in Folge der äußeren Belastungen resultierenden Spannungen und Verformungen am Festkörpergelenk.

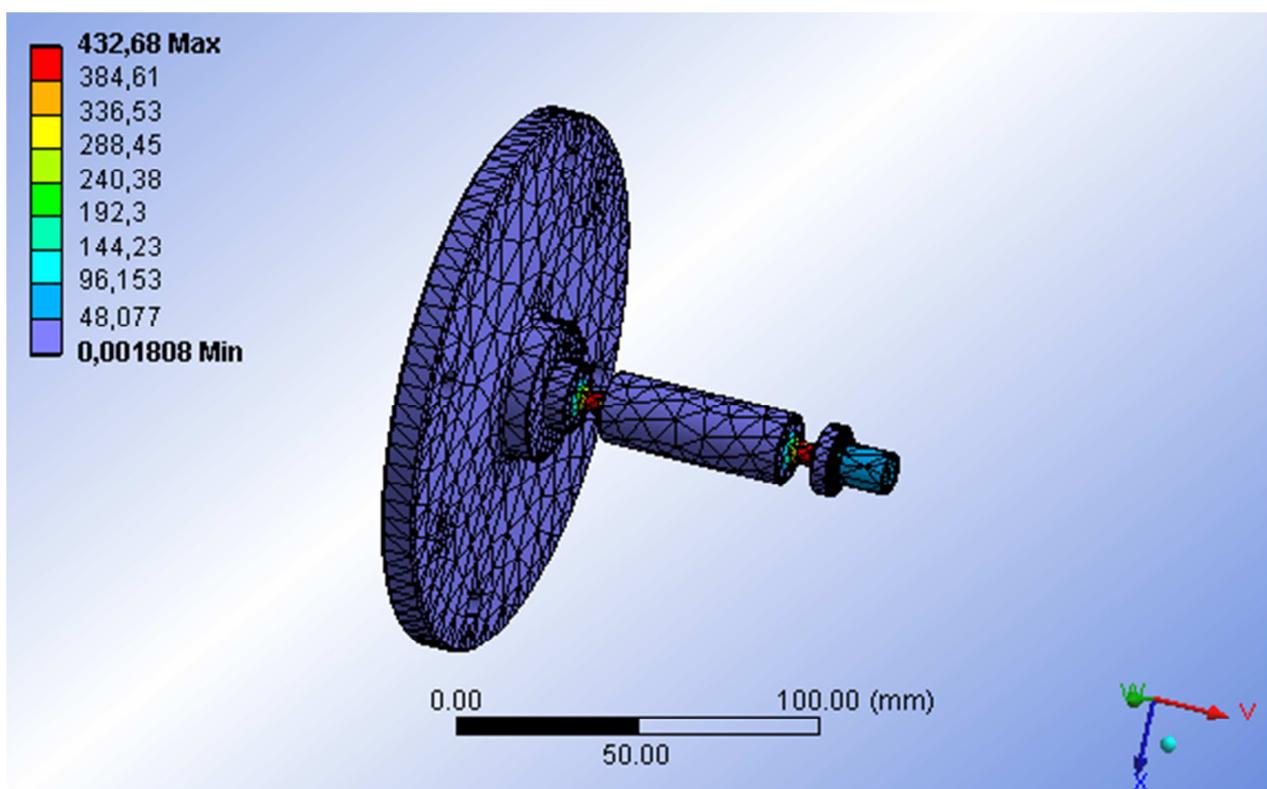
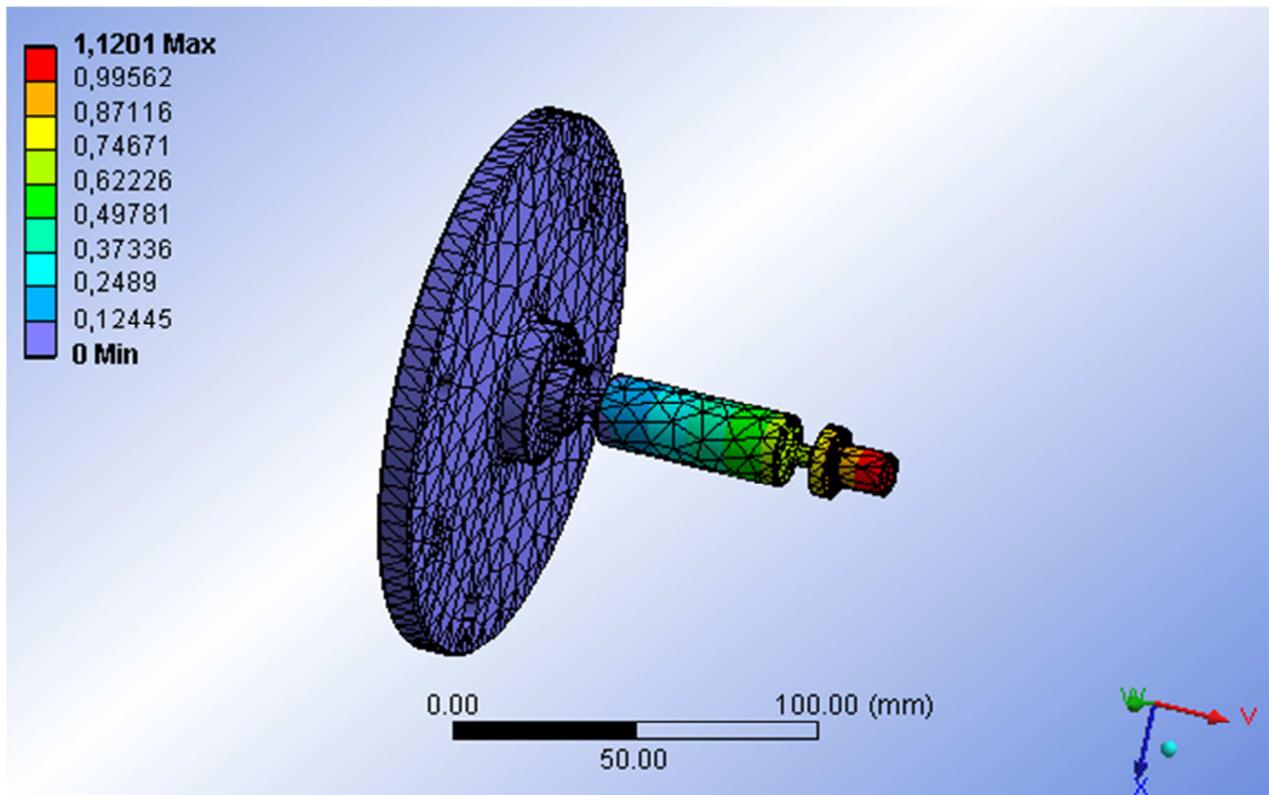


Abbildung 35: Spannungen am Festkörpergelenk

Die resultierende Maximalspannung tritt im Bereich der Querschnittsverjüngung auf und liegt bei  $432,68 \text{ N/mm}^2$ . Als Werkstoff für das Festkörpergelenk wurde ein 42CrMo4 gewählt, dieser besitzt eine obere Streckgrenze von  $R_{eH} = 900 \text{ N/mm}^2$ , womit eine Sicherheit gegeben ist von:

$$s = \frac{R_{eH}}{\sigma_{max}} = \frac{900}{432,68} = 2,1 \quad (27)$$



**Abbildung 36:** Gesamtverformung am Festkörpergelenk

Die Verformung im Bereich der Querschnittsverjüngung liegt zwischen 0,74671 mm und 0,87116 mm. Ihr Maximum von 1,1201 mm tritt am Ende des Festkörpergelenkes auf, da die Verformung um den prozentualen Anteil des Steigungsverhältnisses zunimmt.

### 3.3.4.5 Kraftsensor

Es handelt sich dabei um einen Kraftsensor der Firma Althen, welcher speziell bei Aufgaben mit hoher Präzision und geringem Temperatureinfluss zum Einsatz kommt. Der Sensor, welcher aus rostfreiem Stahl ist, besteht aus einem zylindrischen Mittelteil und zwei Gewindebolzen zum Einbau des Gebers in die zu messende Konstruktion. Im Geberinneren sind DMS in Vollbrückenschaltung angeordnet, welche bei Krafteinleitung ein der Messgröße direkt proportionales Ausgangssignal liefern. Zwei Störungsmembranen im Inneren des Gebers eliminieren bzw. reduzieren den Einfluss von Querkräften und Störmomenten.

In Abbildung 37 ist der Sensor mit seinen Abmessungen dargestellt. Der Messbereich liegt zwischen 0 und 10 kN. Der Anschluss erfolgt über die Gewinde M10 x 1,5, die Anschlusslänge beträgt 12,7 mm. Der zylindrische Mittelteil hat einen Durchmesser von 25,4 mm und eine Höhe von 18,3 mm.

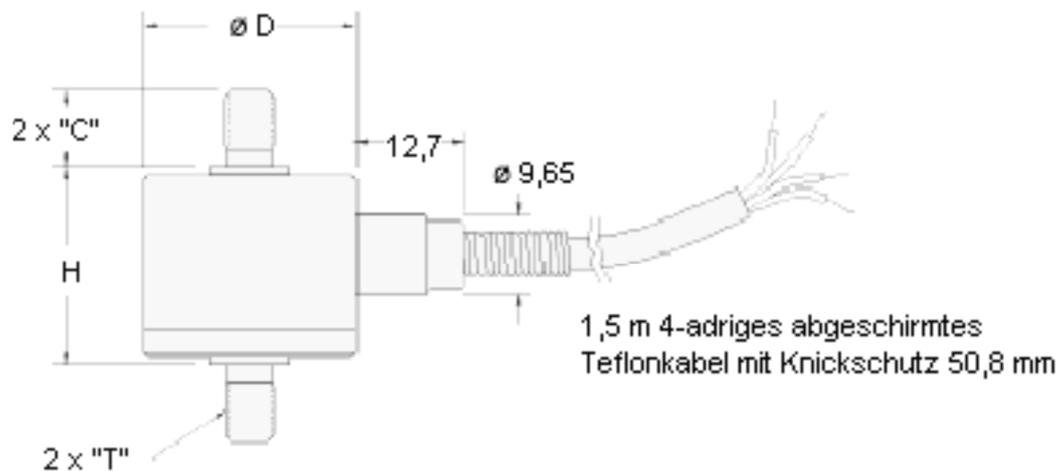


Abbildung 37: Kraftsensor 31E<sup>80</sup>

Abbildung 38 zeigt einen typischen Systemaufbau für die Messung mit Kraftsensoren.

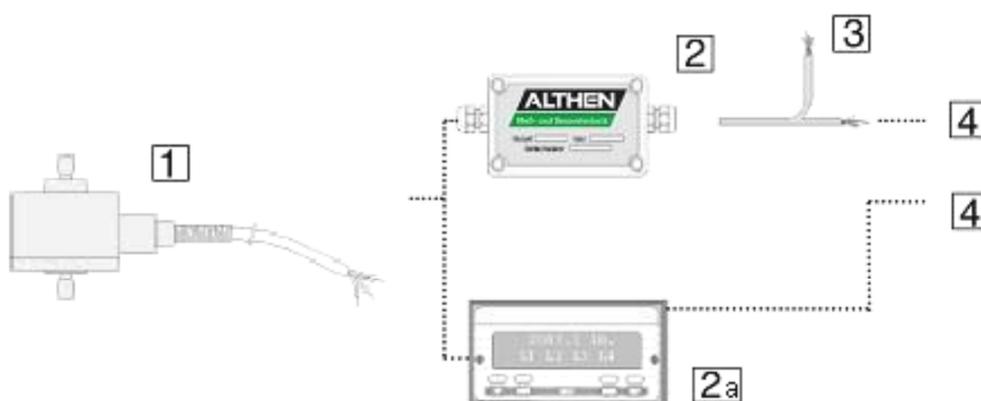


Abbildung 38: Systemaufbau<sup>81</sup>

<sup>80</sup> [Firma Althen 2011]

<sup>81</sup> [Firma Althen 2011]

- 1 Kraftsensor
- 2 Externer Messverstärker / 2a Anzeige
- 3 Netzteil
- 4 Anschluss an SPS oder Computer

## Technische Daten Kraftsensor 31E

Nennkraft	10 kN
Linearitätsabweichung	+/- 0,2 % v. E.
Hysterese	+/- 0,2 % v. E.
Reproduzierbarkeit	+/- 0,05 % v. E.
Nennkennwert nominal	2 mV/V
Auflösung	unendlich
Isolationswiderstand	5.000 MΩ bei 50 VDC
Kraftart	Zug- / Druckbelastung
Krafteinleitung	Integrierte Gewindebolzen
Gebrauchstemperaturbereich	- 55....+ 120 °C
Nenntemperaturbereich	+ 15....+ 70 °C
Lagertemperaturbereich	- 70....+ 150 °C
Temperatureinfluss Nullpunkt	0,01 % v. E./K
Temperatureinfluss Spanne	0,01 % v. E./K
Versorgungsspannung	5 VDC
Brückenwiderstand	350 Ω (Folien DMS)
Rel. Nullsignalabweichung	1 % max
Elektr. Anschluss	1,5 m Teflonkabel
Max. Gebrauchskraft	150 % v. E.
Dynamische Belastbarkeit	70 % v. E.
Gewicht	60 g
Material	nicht rostender Stahl

Tabelle 2: Technische Daten Kraftsensor 31E<sup>82</sup><sup>82</sup> [Firma Althen 2011]

### 3.3.5 Abstützeinheit

Über die Abstützeinheit werden die auftretenden Kräfte und Momente in die Grundplatte geleitet. Die Abstützeinheit ist eine Schweißkonstruktion, bestehend aus einer Platte, einem U-Profil (U-180) und zwei Stützrippen. Die Befestigung zwischen Abstützeinheit und Grundplatte erfolgt über 12 Schrauben M10 x 30. Der Nachweis der Schraubenverbindung ist dem Rechenbericht zu entnehmen. Eine Montageanleitung folgt im Kapitel 3.4.

Die in Folge der äußeren Belastungen auftretenden Spannungen und Verformungen wurden mit Hilfe einer Finiten Elemente Software simuliert.

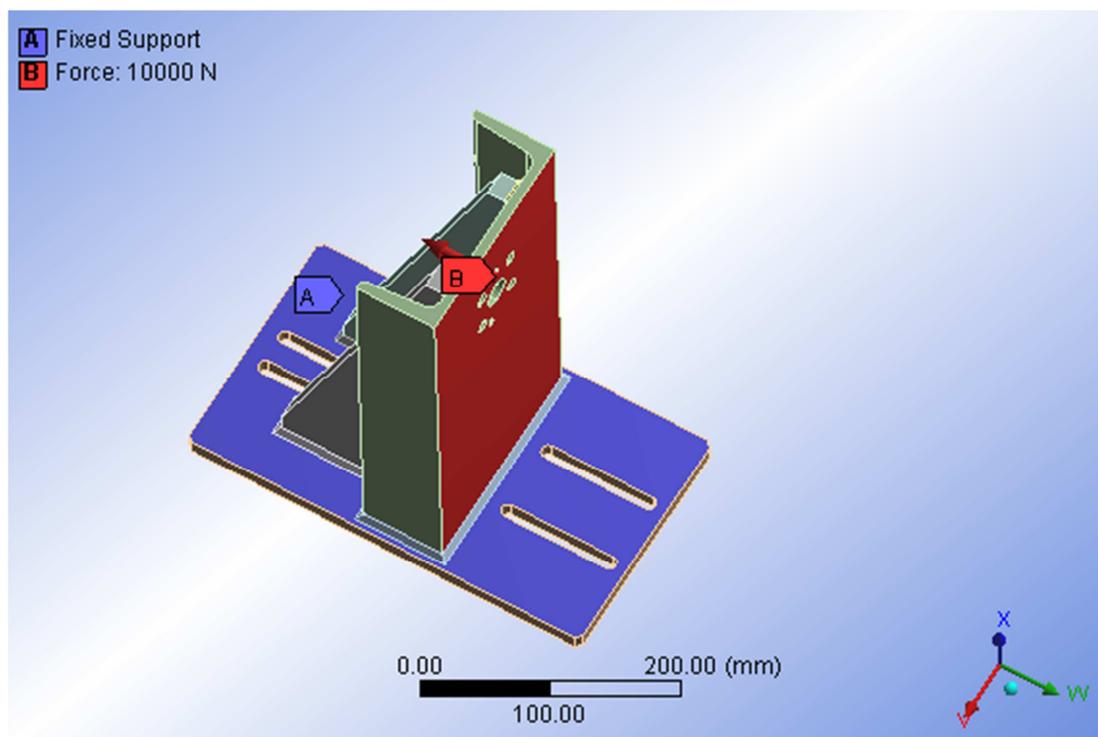
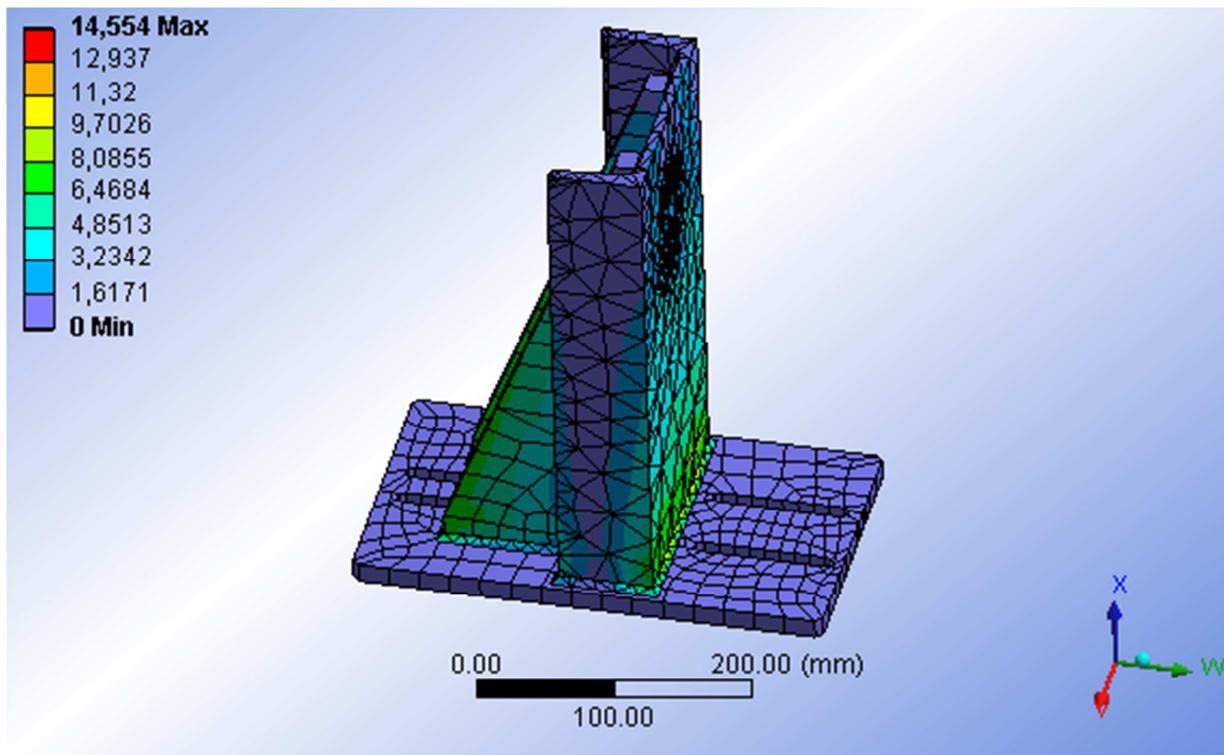


Abbildung 39: Äußere Belastung an der Abstützeinheit

Abbildung 39 zeigt die Abstützeinheit mit der äußeren Belastung  $F$  von 10000 N, welche aus der Prüfkraft resultiert.

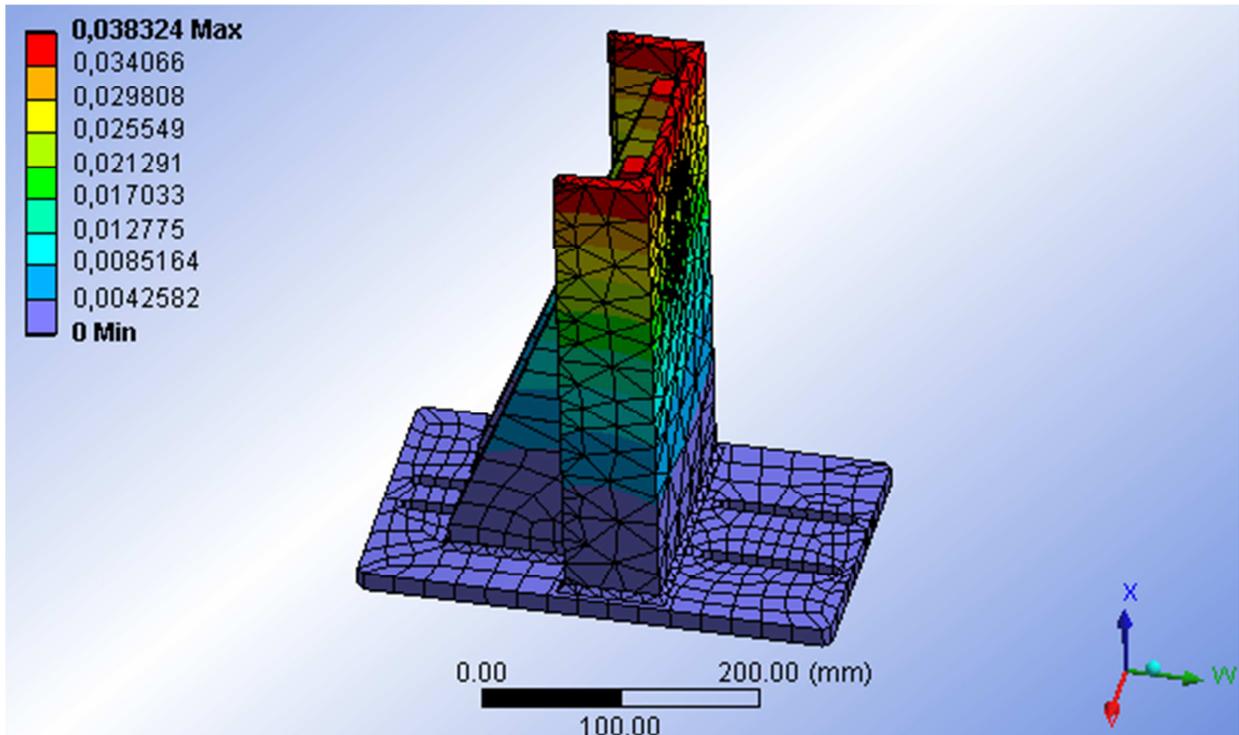
In Abbildung 40 und 41 sind die an der Abstützeinheit, aufgrund der äußeren Belastung, auftretenden Spannungen und Verformungen dargestellt.



**Abbildung 40:** Spannungen an der Abstützeinheit

Die Maximalspannung von  $14,554 \text{ N/mm}^2$  tritt in der Schweißnaht auf. Die Spannungen in den Stützrippen und dem U-Profil liegen in Abhängigkeit des Kraftflusses zwischen  $0 \text{ N/mm}^2$  und  $12,937 \text{ N/mm}^2$ . Der Werkstoff des U-Profiles, der Platte, der Stützrippen und der Schweißnähte ist ein S 235 JR. Die zulässige Spannung für diesen Werkstoff liegt bei  $\sigma_{zul} = 135 \text{ N/mm}^2$ , somit ist eine Sicherheit gegeben von:

$$s = \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{vorh}} = \frac{135}{14,554} = 9,3 \quad (28)$$



**Abbildung 41:** Gesamtverformung der Abstützeinheit

Die maximale Verformung liegt bei 0,038324 mm und tritt an der oberen Stirnfläche des U-Profiles auf.

### 3.3.6 Sicherheitseinrichtung

Die Sicherheitseinrichtung, bestehend aus einem Stab, einer Gabel und einem Bolzen, verhindert im Falle des Verreibens der Lager die Zerstörung der Vorrichtung. Der Stab besitzt an beiden Enden ein Gewinde, wobei ein Ende in die Grundplatte geschraubt wird, am anderen Ende wird die Gabel befestigt und der Bolzen wird in die Dornbuchse geschraubt. Somit wird im Falle des Verreibens der Bolzen an der Gabel gestoppt. Die Elemente sind so angeordnet, dass es zu keiner Beeinflussung während der Steifigkeitsanalyse kommt.

### 3.3.7 Pneumatik Schaltplan

Im Schaltplan werden der Signalfluss und die Beziehungen zwischen den Elementen der Steuerung und den Druckluftanschlüssen wiedergegeben. Der Schaltplan zeigt nicht die physische und mechanische Auslegung der Steuerung.<sup>83</sup>

In einem pneumatischen Schaltplan erfolgt der Energiefluss immer von unten nach oben. Dabei wird der Schaltplan in folgende Ebenen unterteilt:

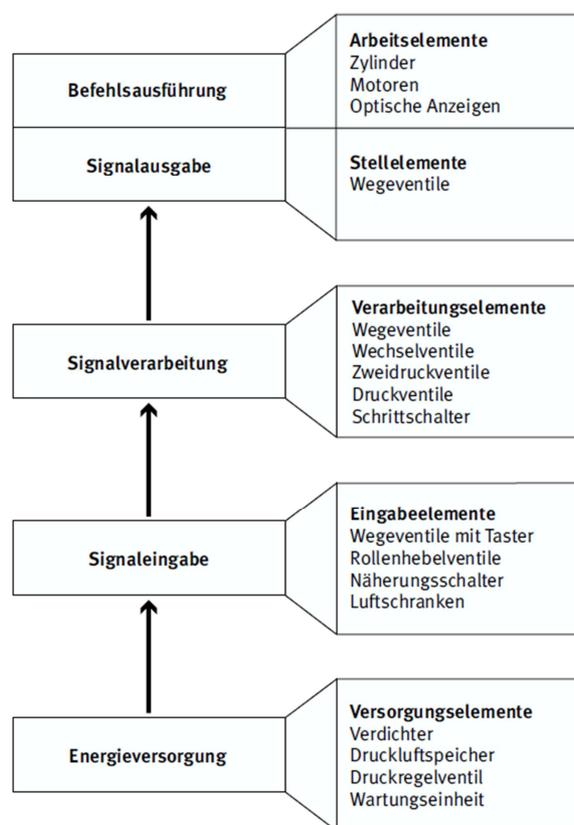


Abbildung 42: Ebenen eines pneumatischen Schaltplans<sup>84</sup>

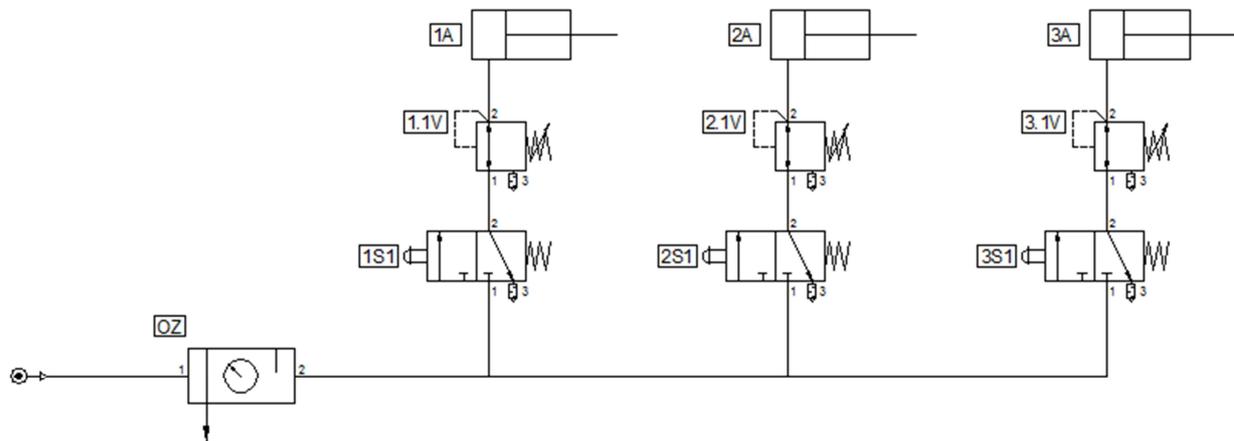
Die Kennzeichnung von Elementen und Leitungen erfolgt über ein Nummerierungssystem und die Anschlussbezeichnung, somit wird ein Schaltplan lesbar.<sup>85</sup>

<sup>83</sup> vgl. [Croser 2003, S. 239]

<sup>84</sup> [Firma Festo 2011]

<sup>85</sup> vgl. [Croser 2003, S. 239]

In Abbildung 43 ist der Schaltplan für die in der Vorrichtung verwendeten Balgzylinder dargestellt.



**Abbildung 43:** Pneumatik-Schaltplan

OZ bezeichnet die Aufbereitungseinheit, bestehend aus Filter, Abscheider, Druckreduzierventil, Manometer und Drucklufttöler. Die Darstellung erfolgt hier in Form eines vereinfachten Symbols. Das Druckreduzierventil öffnet einen Anschluss in die Umgebung, wenn der Auslassdruck 2 größer ist als der Einlassdruck 1. 1S1, 2S1 und 3S1 sind 3/2 Wegeventile mit manuellem Steuerknopf in Entlüftungsstellung. Bei den Bezeichnungen 1.1V, 2.1V und 3.1V handelt es sich um Druckreduzierventile, welche eine Druckregulierung und somit unterschiedliche Kräfte an den einzelnen Zylindern ermöglichen. Die Bezeichnungen 1A bis 3A kennzeichnen die Balgzylinder x, y und z.

### 3.4 Zusammenbau

Im Folgenden werden die Montageschritte für den Zusammenbau der Vorrichtung angeführt. Abbildung 44 und 45 zeigen den Schnitt A-A sowie den Grundriss der Vorrichtung mit den eingetragenen Positionsnummern für die Stückliste.

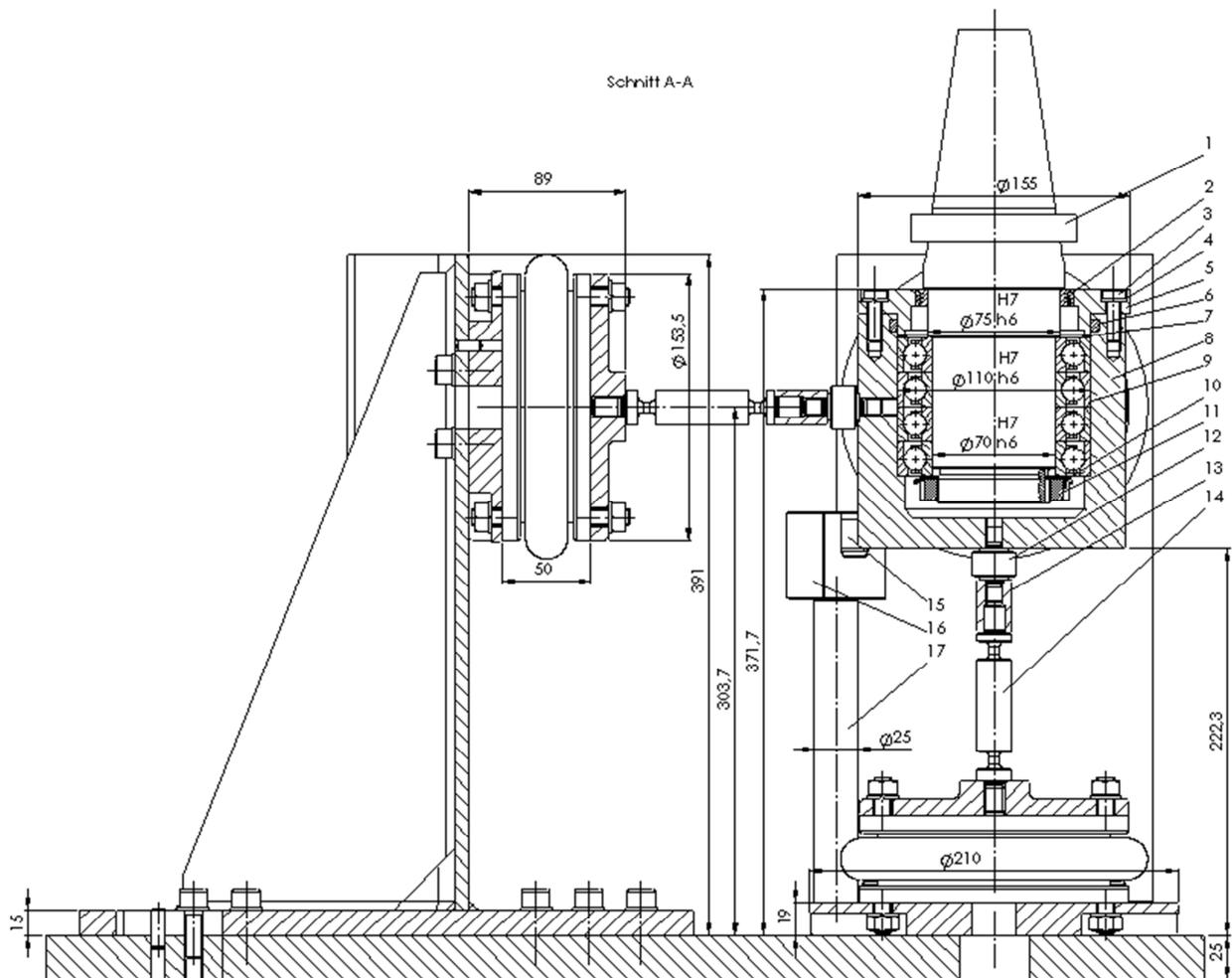


Abbildung 44: Schnitt A-A der Vorrichtung



Die Stückliste für die Vorrichtung lautet:

Pos.	Menge	Einheit	Benennung	Sachnr. / Norm-Werkstoff	Bemerkung
1	1	Stk	Steilkegel – A50 AT 4	DIN 2080	
2	1	Stk	GMN Labyrinthdichtung	Typ L 75 x 90 x 10	
3	4	Stk	Zylinderschraube M8 x 20	DIN 7984 – 10.9	
4	4	Stk	Federring – B8 - FSt	DIN 128	
5	1	Stk	Lagerdeckel	E 295	ONM 3221 ø160 x 30
6	1	Stk	O-Ring 75 x 5,3 - N	DIN 3771 – FPM85	
7	1	Stk	Distanzscheibe	E 295	Ø115 x 5
8	1	Stk	Dornbuchse	42CRM04	ø160 x 140
9	1	Stk	Spindellager		HCB 7014 – C – T - P4S - QFCL
10	1	Stk	Sicherungsblech	DIN 5406	MB13
11	1	Stk	Nutmutter	DIN 981	KM 13
12	3	Stk	Kraftsensor		31E – 10KN0 – 1j
13	3	Stk	Verbindungsbuchse	E 360	Ø25 x 35
14	3	Stk	Festkörpergelenk	42CRM04	Ø25 x 125
15	1	Stk	Bolzen	E 360	Ø20 x 80
16	1	Stk	Gabel	E 360	Vierkant 60
17	1	Stk	Stab	E 360	Ø30 x 235
18	1	Stk	Grundplatte 2	E 360	FI 670 x 30
19	2	Stk	Grundplatte 1	S 235 JR G1	FI 210 x 20
20	4	Stk	Stützrippe	S 235 JR G1	FI 160 x 20
21	2	Stk	U – Profil	S 235 JR G1	ONM 3221 U160 x 70
22	8	Stk	Zylinderschraube M10 x 20	DIN 7984 – 10.9	
23	2	Stk	Adapterplatte 1	E 360	Ø160 x 25
24	3	Stk	Einfaltenbalg	FS 76 – 7 DS	
25	6	Stk	Anschlussplatte	FS 76 – 7 DS	
26	3	Stk	Adapterplatte 2	E 360	Ø160 x 25
27	52	Stk	Federring – B10 - FSt	DIN 128	
28	4	Stk	Zylinderstift 8 x 24 – A - St	ISO 8734	
29	24	Stk	Sechskantmutter M10 - 10	ISO 4032	
30	28	Stk	Zylinderschraube M10 x 30	DIN 7984 – 10.9	
31	18	Stk	Zylinderstift 6 x 14 – A - St	ISO 8734	
32	1	Stk	Adapterplatte 3	E 360	Ø220 x 25

**Tabelle 3:** Stückliste Vorrichtung

### 3.4.1 Montageanleitung Dornbaugruppe

1. Die GMN Dichtung (Pos. 2) wird auf den dafür vorgesehenen Dichtungssitz  $\varnothing 75$  H7/h6 am Steilkegel (Pos. 1) aufgeschoben.
2. Aufschieben des Lagerdeckels (Pos. 5) auf die Dichtung (Pos. 2) und Distanzscheibe (Pos. 7) für Lagerspiel positionieren.
3. Aufpressen des Lagersatzes (Pos. 7) auf den dafür vorgesehenen Lagersitz  $\varnothing 70$  H7/n6 am Steilkegel (Pos. 1).
4. Die axiale Lagerbefestigung erfolgt über die Nutmutter M65 x 2 (Pos. 11) und das Sicherungsblech (Pos. 10).
5. Einbringen des O-Rings (Pos. 6) in die Dornbuchse (Pos. 8).
6. Dornbuchse (Pos. 8) über den Lagersatz (Pos. 9) schieben.
7. Aufbringen der erforderlichen Lagervorspannung durch das Verschrauben von Dornbuchse (Pos. 8) und Lagerdeckel (Pos. 5) mit Zylinderschrauben (Pos. 3) und Federringe (Pos. 4). Das Anziehen der Schrauben erfolgt mit einem Drehmomentschlüssel, das erforderliche Anziehmoment beträgt  $M = 35,2 \text{ Nm}$ .

### 3.4.2 Montageanleitung Kraftaufbringeinheit X- / Y-Achse

1. Adapterplatte 1 (Pos. 26) über Zylinderstifte (Pos. 31) mit Anschlussplatte (Pos. 25) positionieren.
2. Festkörpergelenk (Pos. 14) mit Adapterplatte 1 (Pos. 26) verschrauben.
3. Befestigen der Anschlussplatte (Pos. 25) an Einfaltenbalg (Pos. 24) über Sechskantmuttern (Pos. 33) und Federringe (Pos. 27).
4. Adapterplatte 2 (Pos. 23) über Zylinderstifte (Pos. 31) mit Anschlussplatte (Pos. 25) positionieren.
5. Befestigen der Anschlussplatte (Pos. 25) an Einfaltenbalg (Pos. 24) über Sechskantmuttern (Pos. 29) und Federringe (Pos. 27). Das Anziehen der Muttern erfolgt mit einem Drehmomentschlüssel, das erforderliche Anziehmoment beträgt  $M = 25 \text{ Nm}$ .
6. Adapterplatte 2 (Pos. 23) mittels Zylinderstifte (Pos. 31) auf U-Profil (Pos. 21) positionieren und über Zylinderschrauben (Pos. 22) und Federringe (Pos. 27) befestigen.

### 3.4.3 Montageanleitung Kraftaufbringeinheit Z-Achse

1. Adapterplatte 1 (Pos. 26) über Zylinderstifte (Pos. 31) mit Anschlussplatte (Pos. 25) positionieren.
2. Zusammenführen von Festkörpergelenk (Pos. 14) und Verbindungsbuchse (Pos. 13).
3. Festkörpergelenk (Pos. 14) mit Adapterplatte 1 (Pos. 26) verschrauben.
4. Befestigen der Anschlussplatte (Pos. 25) an Einfaltenbalg (Pos. 24) über Sechskantmuttern (Pos. 29) und Federringe (Pos. 27), das erforderliche Anziehmoment beträgt  $M = 25 \text{ Nm}$ .
5. Adapterplatte 3 (Pos. 32) über Zylinderstifte (Pos. 31) mit Anschlussplatte (Pos. 25) positionieren.
6. Befestigen der Anschlussplatte (Pos. 25) an Einfaltenbalg (Pos. 24) über Sechskantmuttern (Pos. 29) und Federringe (Pos. 27). Das Anziehen der Muttern erfolgt mit einem Drehmomentschlüssel, das erforderliche Anziehmoment beträgt  $M = 25 \text{ Nm}$ .

### 3.4.4 Gesamtmontage

1. Die Kraftaufbringeinheit X-Achse und Y-Achse werden mit der bereits montierten Abstützeinheit über die Grundplatte 1 (Pos. 19) mit Zylinderstifte (Pos. 28) auf der Grundplatte 2 (Pos. 18) positioniert.
2. Die Kraftaufbringeinheit Z-Achse wird mit Adapterplatte 3 (Pos. 32) über Zylinderstifte (Pos. 31) auf Grundplatte 2 positioniert und mit Zylinderschrauben (Pos. 30) und Federringen (Pos. 27) befestigt.
3. Dornbaugruppe über Steilkegel (Pos. 1) in die Frässpindel einführen und über Anziehvorrichtung spannen.
4. Verschrauben von Kraftsensor (Pos. 12) und Verbindungsbuchse (Pos. 13).
5. Kraftsensoren (Pos. 12) in Dornbuchse (Pos. 8) einschrauben.
6. Grundplatte 2 (Pos. 18) mit den bereits vormontierten Kraftaufbringeinheiten auf Maschinentisch mit Spannpratzen befestigen.
7. Stab (Pos. 17) mit Gabel (Pos. 16) verschrauben, anschließend den Stab (Pos. 17) in Grundplatte 2 (Pos. 18) schrauben.

8. Positionieren des Maschinentisches erfolgt über Vorschub der Maschine.
9. Ausrichten der Frässpindel für die Montage des Bolzens (Pos. 16) und diesen in die Dornbuchse (Pos. 8) einschrauben.
10. Zusammenführen von Verbindungsbuchse (Pos. 13) und Festkörpergelenk (Pos. 14) in Z-Richtung. Der Höhenausgleich ist über den Vorschub der Maschine zu regeln.
11. Langlöcher in Grundplatte 1 (Pos. 19) ermöglichen über Zylinderstifte (Pos. 28) das Zusammenführen von Verbindungsbuchse (Pos. 13) und Festkörpergelenk (Pos. 14) in X- / Y-Richtung.
12. Verschrauben von Grundplatte 1 (Pos. 19) und Grundplatte 2 (Pos. 18) mit Zylinderschrauben (Pos. 30) und Federringe (Pos. 27). Das Anziehen der Schrauben erfolgt mit einem Drehmomentschlüssel, das erforderliche Anziehmoment beträgt  $M = 36,9 \text{ Nm}$ .

## 4 Messung der Verformungen einer Werkzeugmaschine

Die Verformungsmessung im Zuge der Steifigkeitsanalyse erfolgt mit Messgeräten der Firma Wyler sowie mit Messtastern der Firma Heidenhain. In den folgenden Kapiteln wird auf diese näher eingegangen.

### 4.1 Wyler Waagen

Die Messausrüstung setzt sich aus folgenden Geräten zusammen:

- Levelmeter 2000 mit eingebauten Funkmodul
- Leveltronic NT mit eingebauten Funkmodul
- Minilevel NT mit eingebauten Funkmodul
- Fernbedienung

#### 4.1.1 Levelmeter 2000 mit eingebauten Funkmodul



Dabei handelt es sich um ein Anzeigeelement für die elektronischen Neigungsmesser Leveltronic NT und Minilevel NT. Es bietet die Möglichkeit einzelne Messwerte oder aber die Differenz der Messwerte zweier Geräte anzuzeigen. Weiters können mit der Funktion „LIMITS“ Grenzwerte definiert werden. Beim Über- oder Unterschreiten eines vorgegebenen Grenzwertes, wird eine entsprechende Warnung am Display angezeigt. Es dient auch als Schnittstelle zwischen Messgerät und PC.<sup>86</sup>

Abbildung 46: Levelmeter 2000<sup>87</sup>

<sup>86</sup> vgl. [Firma Wyler 2011]

<sup>87</sup> [Firma Wyler 2011]

#### 4.1.2 Leveltronic NT und Minilevel NT mit eingebauten Funkmodul

Das Leveltronic NT und Minilevel NT eignen sich in Kombination mit dem Levelmeter 2000 speziell für den Einsatz von Präzisionsmessungen kleiner Winkel. Dazu gehört insbesondere die Vermessung der Geometrieigenschaften an Werkzeugmaschinen. Die wesentlichsten Eigenschaften dieser Messgeräte sind:<sup>88</sup>

- Präzise Nullpunkt-Justiermöglichkeit über das angeschlossene Levelmeter 2000.
- Ein robustes, präzise gearbeitetes Aluminiumgehäuse sorgt für Abschirmung äußerer Einflüsse.
- Drahtlose Datenübertragung durch eingebautes Funkmodul.
- Volldigitalisierte Auswerteinheiten liefern einen digitalen oder analogen Signalausgang.
- Durch den Anschluss an das Levelmeter 2000 ist keine weitere Schnittstelle für die Auswertung am PC erforderlich.
- Der Betrieb erfolgt mit handelsüblichen 1,5 V-Batterien AA, oder durch den Anschluss an das Levelmeter 2000.
- In sämtlichen gängigen Messbasen verfügbar.



**Abbildung 47:** Leveltronic NT und Minilevel NT<sup>89</sup>

---

<sup>88</sup> vgl. [Firma Wyler 2011]

<sup>89</sup> [Firma Wyler 2011]

Für das Leveltronic NT stehen drei Empfindlichkeitsstufen zur Auswahl. Das Minilevel NT besitzt zusätzlich ein LCD Display, wobei für dieses zwei Empfindlichkeitsstufen gewählt werden können. Weitere technische Daten sind in den folgenden Tabellen angeführt.

#### Technische Daten Leveltronic NT / 41

Empfindlichkeit	1 $\mu\text{m}/\text{m}$ 0,2 Arcsec	5 $\mu\text{m}/\text{m}$ 1 Arcsec	10 $\mu\text{m}/\text{m}$ 2 Arcsec
Messbereich	2 mm/m 400 Arcsec	2 mm/m 400 Arcsec	2 mm/m 400 Arcsec
Fehlergrenze < 0,5 Messbereichsendwert (DIN 2276)	max. 1 % des gemessenen Wertes, mind. 0,05 % des Messbereiches		
Fehlergrenze > 0,5 Messbereichsendwert (DIN 2276)	max. 1% von (2 x gemessener Wert – 0,5 x Messbereichsendwert)		
Externe Anzeige	innerhalb von 3 Sek.		
Analogausgang	1 mV / 1 $\mu\text{m}/\text{m}$ 1 mV / 0,2 Arcsec	1 mV / 5 $\mu\text{m}/\text{m}$ 1 mV / 1 Arcsec	1 mV / 10 $\mu\text{m}/\text{m}$ 1 mV / 2 Arcsec
Digitalausgang	RS 485, asynchr., 7 DataBits, 2 StopBits, no parity, 9600 bps		
Temperatureinfluss / °C	max. 0,1 % Messbereichsendwert F.S.		
Externe Speisung	+ 5 V DC, 20 mW		
Betriebstemperatur	0 ... + 40 °C		
Lagertemperatur	- 20 ... + 70 °C		

**Tabelle 4:** Technische Daten Leveltronic NT / 41<sup>90</sup>

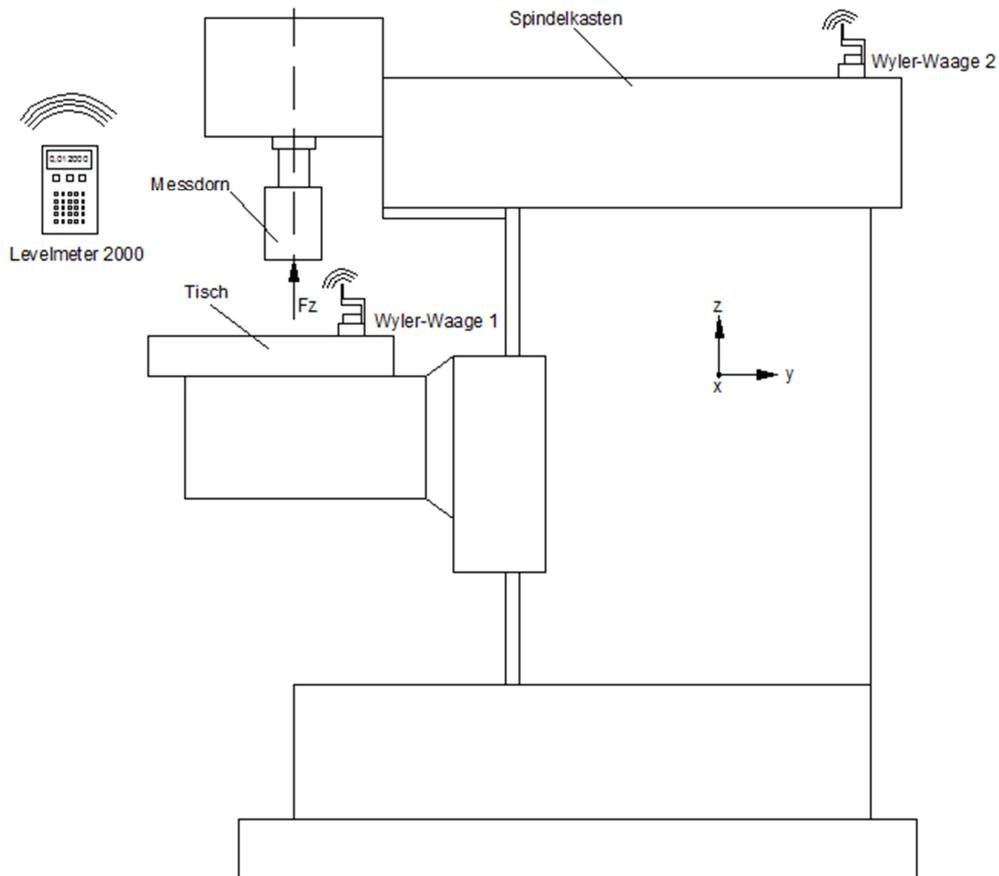
<sup>90</sup> [Firma Wyler 2011]

## Technische Daten Minilevel NT / 11

Empfindlichkeit	+/- 1 µm/m +/- 0,2 Arcsec	+/- 5 µm/m +/- 1 Arcsec
Messbereich II	2 mm/m 400 Arcsec	2 mm/m 400 Arcsec
Mess- und Ausgangsbereich	20 mm/m 400 Arcsec	20 mm/m 400 Arcsec
<b>Messbereich II</b>		
Fehlergrenze < 0,5 Messbereichsendwert (DIN 2276)	max. 1 % des gemessenen Wertes, mind. 0,05 % des Messbereiches	
Fehlergrenze > 0,5 Messbereichsendwert (DIN 2276)	max. 1 % von (2 x gemessener Wert – 0,5 x Messbereichsendwert)	
<b>Messbereich I</b>		
+/- 500 Empfindlichkeits-Einheiten Fehlergrenze < 0,25 Messbereichsendwert	max. 1 % des gemessenen Wertes, mind. 0,05 % des Messbereiches	
Anzeigebereich +/- 2000 Empfindlichkeits-Einheiten	Nur Anzeigebereich	
Anzeige	innerhalb von 3 Sek.	
Analogausgang Bereich II	1 mV / 1 µm/m 1 mV / 0,2 Arcsec	1 mV / 5 µm/m 1 mV / 1 Arcsec
Analogausgang Bereich I	1 mV / 10 µm/m 1 mV / 2 Arcsec	1 mV / 50 µm/m 1 mV / 10 Arcsec
Digitalausgang	RS 485, asynchr., 7 DataBits, 2 StopBits, no parity, 9600 bps	
Temperatureinfluss / °C	max. 0,1 % Messbereichsendwert F.S.	
Externe Speisung	+ 5 V DC, 20 mW	
Betriebstemperatur	0 ... + 40 °C	
Lagertemperatur	- 20 ... + 70 °C	

Tabelle 5: Technische Daten Minilevel NT / 11<sup>91</sup><sup>91</sup> [Firma Wyler 2011]

Abbildung 48 zeigt die Anordnung der Messmittel an einer Werkzeugmaschine im Zuge einer Verformungsanalyse.



**Abbildung 48:** Anordnung der Wyler Waagen

Die Wyler-Waagen werden entsprechend Abbildung 48 an der Werkzeugmaschine positioniert. In diesem Fall werden die Messmittel am Tisch (Wyler Waage 1) und am Spindelkasten (Wyler Waage 2) angebracht. Die in Folge der Kraftbeaufschlagung resultierenden Verformungen werden von den Waagen erfasst und an das Levelmeter 2000 gesendet. Durch die Schnittstellenfunktion des Levelmeter 2000 ist es möglich, die Messergebnisse mit Hilfe einer Software am PC zu verarbeiten um, ein Verformungsschaubild zu erhalten.

## 4.2 Heidenhain Messtaster

Es handelt sich dabei um einen inkrementalen Messtaster der Firma Heidenhain welcher in Abbildung 49 dargestellt ist.

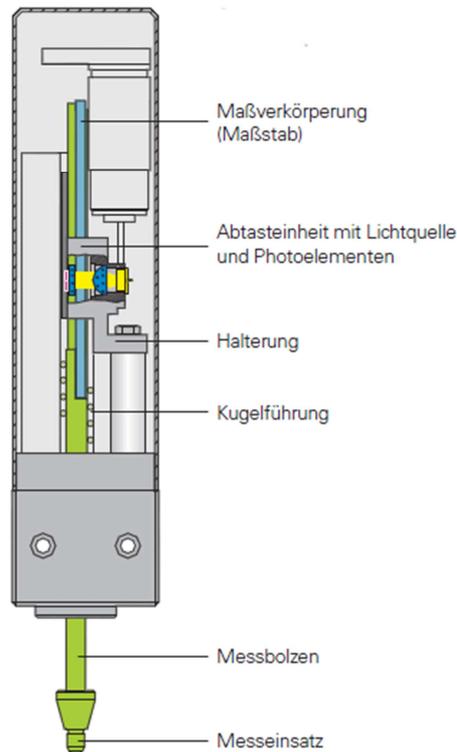


Abbildung 49: Inkrementaler Messtaster<sup>92</sup>

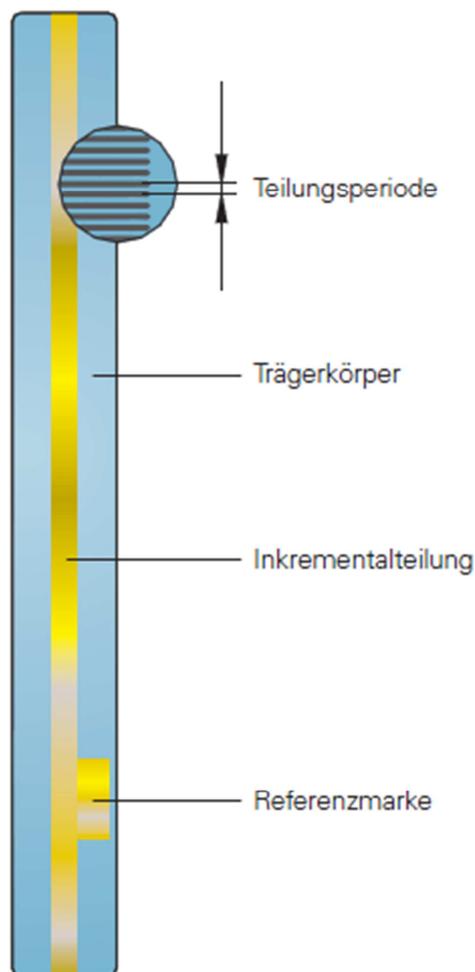
### 4.2.1 Funktionsprinzip

Durch den Kontakt zwischen Messoberfläche und Messeinsatz kommt es infolge auftretender Verformungen zu einer linearen Bewegung von Messbolzen und Maßverkörperung. Das Messprinzip beruht auf der berührungslosen photoelektrischen Abtastung einer inkrementalen Teilung auf Trägerkörpern aus Glas oder Glaskeramik. Hierbei fällt Licht durch eine strukturierte Abtastplatte und über einen Maßstab auf Photoelemente, welche ein sinusförmiges Ausgangssignal erzeugen.<sup>93</sup>

<sup>92</sup> [Firma Heidenhain 2011]

<sup>93</sup> vgl. [Firma Heidenhain 2011]

Das Ausgangssignal wird an ein Anzeigergerät gesendet, und ist an diesem als Positionsabweichung abzulesen. Eine Spannungsversorgung des Messtasters ist durch ein Netzgerät gegeben. Die zählende Messung durch die photoelektrische Abtastung von Gitterstrukturen erfordert einen absoluten Bezug zur Bestimmung von Positionen. Dies erfolgt durch Referenzmarken, welche ein exaktes Reproduzieren des zuletzt gesetzten Bezugspunktes ermöglichen, z. B. nach einer Stromunterbrechung.<sup>94</sup>



**Abbildung 50:** Trägermaterial mit Inkrementalteilung<sup>95</sup>

<sup>94</sup> vgl. [Firma Heidenhain 2011]

<sup>95</sup> [Firma Heidenhain 2011]

## Technische Daten des Messtasters

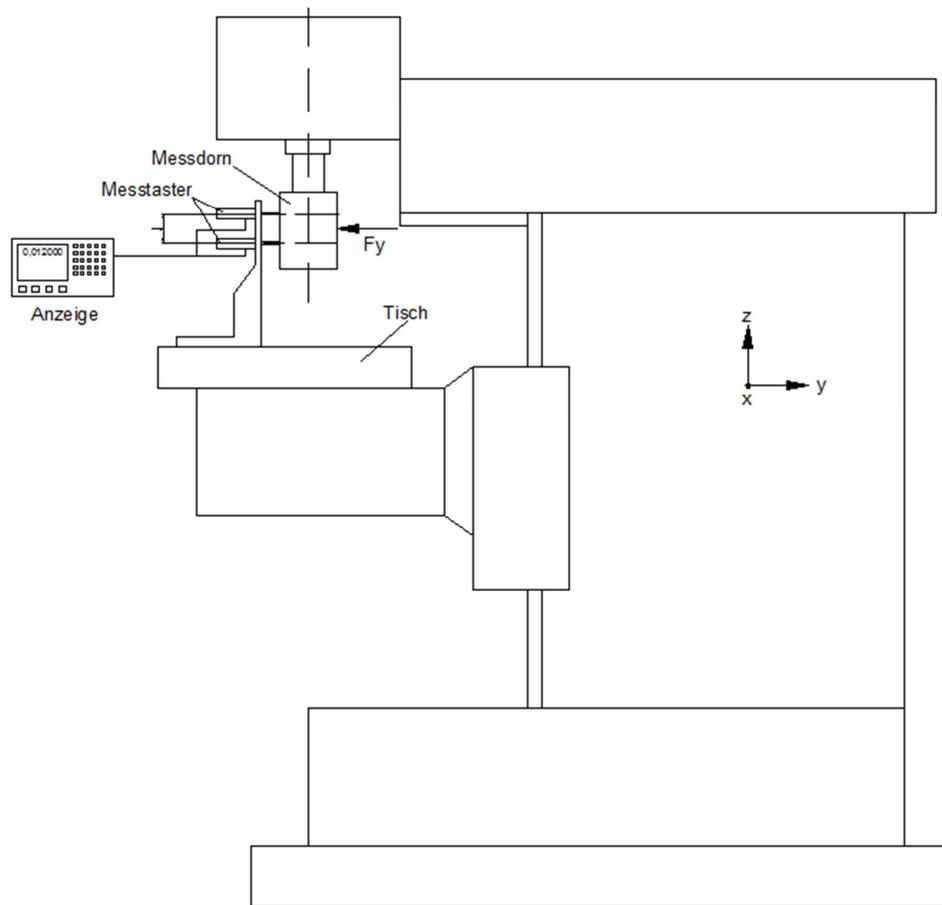
Maßverkörperung	DIADUR-Teilung auf Quarzglas, Teilungsperiode 10 µm
Systemgenauigkeit	± 0,5 µm
Empfohlener Messschritt	1 µm bis 0,1 µm
Referenzmarken	ca. 1,7 mm von oben
Messweg	60 mm
Arbeitstemperatur	10 bis 40 °C, Bezugstemperatur 20 °C
Masse	700 g
Inkrementalsignal	sinusförmig 11 µASS; Signalperiode 10 µm
Messgeschwindigkeit	≤ 18 m/min
Elektrischer Anschluss	Kabel 1,5 m mit Sub-D-Stecker, 15-polig; Kabel 1,5 m mit M23-Stecker (Stift) 9-polig;
Spannungsversorgung	5 V ± 5 % / < 120 mA 5 V ± 5 % / < 70 mA

Tabelle 6: Technische Daten Messtaster<sup>96</sup>

## 4.2.2 Anordnung des Messtasters

Ein möglicher Messaufbau ist in Abbildung 51 ersichtlich. Die in Folge der Kraftbeaufschlagung auftretende Verformung wird vom Messtaster erfasst und als Positionsabweichung am Anzeigergerät ausgegeben. Die Messung kann durch mehrfache Anordnung der Messtaster in allen drei Koordinatenrichtungen (x, y und z) durchgeführt werden. Der Messtaster von Heidenhain ist auch in rauen Umgebungen einsetzbar welche in Fertigungsstätten oft vorliegen.

<sup>96</sup> [Firma Heidenhain 2011]



**Abbildung 51:** Anordnung der Messtaster

## 5 Rechenbericht

Im Folgenden werden die erforderlichen Rechenschritte für die konstruktive Auslegung angeführt.

### 5.1 Nachweis des Lagersatzes

Es handelt sich dabei um einen einbaufertigen Lagersatz von FAG bestehend aus vier Lagern. Abbildung 52 zeigt den Lagersatz in Form eines Vierer-Paketes und X-Anordnung.

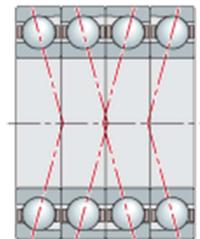


Abbildung 52: Einbaufertiger Lagersatz<sup>97</sup>

Einbaufertige Lagersätze werden bereits in der Fertigung so abgestimmt, dass beim Einbau der Lager eine gleichteilige Lastaufnahme erreicht wird.

#### 5.1.1 Ermittlung der Lagerkräfte

Die radiale Lagerbelastung ergibt sich aus der resultierenden Kraft der Komponenten  $F_x = 10 \text{ kN}$  sowie  $F_y = 10 \text{ kN}$ , und wird wie folgt ermittelt:

##### Resultierende Radialkraft

$$F_{Rres} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (29)$$

$$F_{Rres} = \sqrt{10000^2 + 10000^2}$$

$$F_{Rres} = 14143,14 \text{ N}$$

---

<sup>97</sup> [Firma FAG 2011]

**Radialkraft pro Lager**

$$F_r = \frac{F_{Rres}}{4} \quad (30)$$

$$F_r = \frac{14143,14}{4}$$

$$F_r = 3535,8 \text{ N}$$

**Axialkraft**

Die axiale Lagerbelastung entspricht der Kraft  $F_z = 10000 \text{ N}$ .

$$F_a = F_z = 10000 \text{ N} \quad (31)$$

**5.1.2 Dynamisch äquivalente Lagerbelastung**

Lagerbezeichnung: HCB7014-C-T-P4S Hochgeschwindigkeitslager

Die Bohrungskennzahl des Lagers ist 15, somit ergibt sich ein  $f_0 = 15,8$  (FAG Lagerkatalog S. 127 / Tab. 15)  $i = 4$  (Anzahl der tragenden Lager)

Statische Tragzahl  $C_0 = 30 \text{ kN}$  (FAG Lagerkatalog S. 46)

Dynamische Tragzahl  $C = 50 \text{ kN}$  (FAG Lagerkatalog S. 46)

Exponent  $p = 3$  für Punktberührung

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{i \cdot C_0} = \frac{15,8 \cdot 10000}{4 \cdot 30000} = 1,32 \quad (32)$$

$$\rightarrow e = 0,48, \quad X = 0,44, \quad Y = 1,16 \text{ (FAG Lagerkatalog S. 126 Tab. 14)}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{10000}{3535,8} = 2,83 > e \quad (33)$$

$$P = 0,44 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (34)$$

$$P = 0,44 \cdot 3535,8 + 1,16 \cdot 10000$$

$$P = 13155,8 \text{ N}$$

### 5.1.3 Lebensdauer

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (35)$$

$$L_{10} = \left(\frac{50000}{13155,8}\right)^3$$

$$L_{10} = 54,9 \cdot 10^6 \text{ Umdrehungen}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} \quad (36)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot 54,9}{60 \cdot 15000}$$

$$L_{10h} = 60,9 \text{ h}$$

## 5.2 Lagervorspannung

Der Lagersatz bestehend aus vier Lagern wird von einer Nutmutter mit Sicherungsblech axial gesichert. Die Vorspannung erfolgt über den Lagerdeckel mit 4 Schrauben M8 x 25. Die erforderliche Vorspannkraft beträgt  $F_v = 1036 \text{ N}$  pro Lager (FAG Lagerkatalog S. 45).

### 5.2.1 Erforderliche Vorspannkraft

$$F_{verf} = 4 \cdot F_{verf} \quad (37)$$

$$F_{verf} = 4 \cdot 1036$$

$$F_{verf} = 4144 \text{ N}$$

### 5.2.2 Nachweis der Schrauben M8 x 25

Flankendurchmesser  $d_2 = 7,188 \text{ mm}$

Kerndurchmesser  $d_3 = 6,466 \text{ mm}$

Spannungsquerschnitt  $A_s = 36,6 \text{ mm}^2$

Nennquerschnitt  $A = A_1 = 50,27 \text{ mm}^2$

Anzahl der Schrauben  $z = 4$

Aufzubringende Kraft der Schraube

$$F_S = \frac{F_{\text{verf}}}{z} = 1036 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_S = \frac{4144}{4} = 1036 \text{ N}$$

$$F_S = 1036 \text{ N}$$

Erforderliche Restklemmkraft bei einer Sicherheit  $s = 1,5$

$$F_{\text{Kerf}} = s \cdot F_S \quad (39)$$

$$F_{\text{Kerf}} = 1,5 \cdot 1036$$

$$F_{\text{Kerf}} = 1554 \text{ N}$$

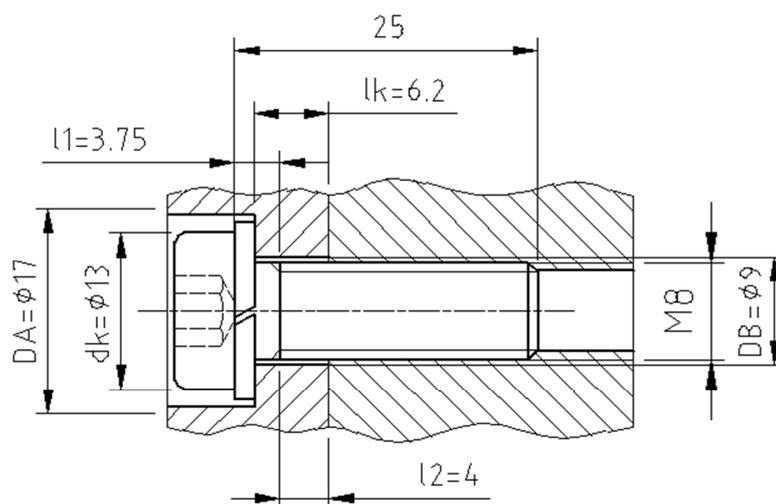


Abbildung 53: Schraube M8 x 25

Elastische Nachgiebigkeit der Schraube für Spannungsquerschnitt M8

$$\delta_s = \frac{1}{E} \cdot \left( \frac{0,4 \cdot d}{A} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_s} + \frac{0,4 \cdot d}{A} \right) \quad (40)$$

$$\delta_s = \frac{1}{210000} \cdot \left( \frac{0,4 \cdot 8}{50,3} + \frac{3,75}{50,3} + \frac{4}{36,6} + \frac{0,4 \cdot 8}{50,3} \right)$$

$$\delta_s = 0,00000148 \frac{mm}{N}$$

Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile

- Fläche des Ersatzzylinders für  $d_k \leq D_A \leq l_k + d_k$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_k \cdot (D_A - d_k) \cdot [(x + 1)^2 - 1] \quad (41)$$

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_k}{D_A^2}} \quad (42)$$

$$x = \sqrt[3]{\frac{6,2 \cdot 13}{17^2}}$$

$$x = 0,65$$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (13^2 - 9^2) + \frac{\pi}{8} \cdot 13 \cdot (17 - 13) \cdot [(0,69 + 1)^2 - 1]$$

$$A_{ers} = 107,1 \text{ mm}^2$$

$$\delta_p = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_p} \quad (43)$$

$$\delta_p = \frac{6,2}{107,1 \cdot 210000}$$

$$\delta_p = 0,000000276 \frac{mm}{N}$$

Kraftverhältnis

$$\phi = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \quad (44)$$

$$\phi = \frac{0,000000276}{0,000000276 + 0,00000148}$$

$$\phi = 0,157$$

Einfluss Krafteinleitung, Kraftangriffspunkt unter Schraubenkopf  $n = 1$

$$\phi_n = \phi \cdot n \quad (45)$$

$$\phi_n = 0,157 \cdot 1$$

$$\phi_n = 0,157$$

Vorspannkraftverlust infolge Setzen

$$\frac{l_k}{d} = \frac{6,2}{8} = 0,78 \rightarrow \text{Setzbetrag } f_z = 3 \mu\text{m} \quad (46)$$

$$F_Z = f_z \cdot \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_S} \quad (47)$$

$$F_Z = 0,003 \cdot \frac{1}{0,000000276 + 0,00000148}$$

$$F_Z = 1708,4 \text{ N}$$

Erforderliche Montagevorspannkraft

$$F_{MVerf} = \alpha_A \cdot [F_{Kerf} + (1 - \phi_n) \cdot F_B + F_Z] \quad (48)$$

$$\text{Betriebskraft } F_B = 10000 \text{ N}$$

Anziehungsfaktor  $\alpha_A = 1,8$  für Drehmomentschlüssel

$$F_{MVerf} = 1,8 \cdot [1554 + (1 - 0,157) \cdot 10000 + 1708,4]$$

$$F_{MVerf} = 21046,3 \text{ N}$$

Zulässige Vorspannkraft für Schraube M8-10.9  $\mu_G = 0,12^{98} \rightarrow F_{Vzul} = 25200 \text{ N}$

Flächenpressung unter der Kopfauflage

$$p = \frac{F_{Verf}}{A_K} \quad (49)$$

$$\text{Kopfauflagefläche } A_K = \frac{(d_k^2 - d^2) \cdot \pi}{4} = \frac{(13^2 - 8^2) \cdot \pi}{4} = 82,47 \text{ mm}^2 \quad (50)$$

---

<sup>98</sup> vgl. [Matek et al. 1995, S. 81]

$$p = \frac{21046,3}{82,47}$$

$$p = 255,2 \frac{N}{mm^2}$$

Zulässige Grenzflächenpressung für E 295<sup>99</sup> →  $p_G = 420 \text{ N/mm}^2$

Erforderliches Anziehmoment

$$M_A = F_{MVerf} \cdot \left[ 0,159 \cdot P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot \frac{d_k}{2} \right] \quad (51)$$

Gewindesteigung M8 →  $P = 1,25 \text{ mm}$

Reibbeiwert Kopfauflage  $\mu_K = 0,15$

$$M_A = 21046,3 \cdot \left[ 0,159 \cdot 1,25 + 0,577 \cdot 0,12 \cdot 7,188 + 0,15 \cdot \frac{13}{2} \right]$$

$$M_A = 35,2 \text{ Nm}$$

---

<sup>99</sup> vgl. [Matek et al. 1995, S. 78]

### 5.3 Nachweis Festkörpergelenk

Das Festkörpergelenk wird einerseits durch die Prüfkraft  $F = 10 \text{ kN}$  und andererseits durch das in Folge der Lagervorspannung auftretende Reibmoment  $M_{\text{Reib}}$  belastet.

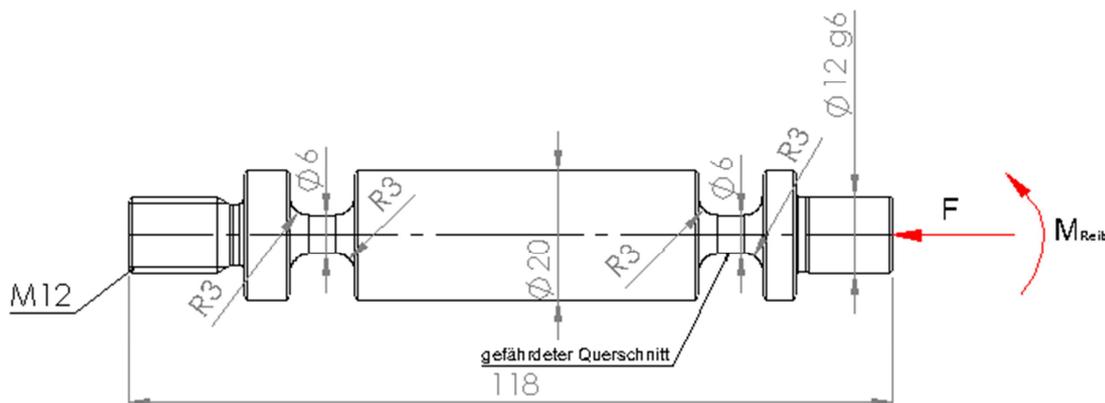


Abbildung 54: Festkörpergelenk

#### 5.3.1 Reibmoment in Folge der Lagervorspannung

Das Reibmoment errechnet sich aus der Lagervorspannkraft  $F_{\text{Vorsp}} = 4144 \text{ N}$ , dem Reibbeiwert  $\mu = 0,01$  für Hochgeschwindigkeitslager mit Keramikkugeln, dem Wirkabstand  $l = 45 \text{ mm}$ , gemessen vom Kugelmittelpunkt bis zur Rotationsachse und der Anzahl der Festkörpergelenke  $z = 2$

$$M_{\text{Reib}} = \frac{F_{\text{Vorsp}} \cdot \mu \cdot l}{z} \quad (52)$$

$$M_{\text{Reib}} = \frac{4144 \cdot 0,01 \cdot 45 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_{\text{Reib}} = 932,4 \text{ Nmm} = 0,93 \text{ Nm}$$

#### 5.3.2 Elementare Bauteilspannungen im gefährdeten Querschnitt

Die elementaren Bauteilspannungen sind:

- Druckspannung in Folge der Prüfkraft  $F = 10 \text{ kN}$
- Biegespannung in Folge des Reibmoments  $M_{\text{Reib}} = 932,4 \text{ Nmm}$

## Druckspannung

$$\sigma_d = \frac{F}{A} \quad (53)$$

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (54)$$

$$A = \frac{6^2 \cdot \pi}{4}$$

$$A = 28,27 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_d = \frac{4144}{28,27}$$

$$\sigma_d = 353,7 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

## Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{M_{Reib}}{W_b} \quad (55)$$

$$W_b = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} \quad (56)$$

$$W_b = \frac{6^3 \cdot \pi}{32}$$

$$W_b = 21,21 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_b = \frac{932,4}{21,21}$$

$$\sigma_b = 43,96 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

## Gesamtspannung

$$\sigma_{ges} = \sigma_d + \sigma_b \quad (57)$$

$$\sigma_{ges} = 353,7 + 43,96$$

$$\sigma_{ges} = 397,66 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

## Sicherheit

Der Werkstoff des Festkörpergelenkes ist ein 42CrMo4, dieser besitzt eine obere Streckgrenze  $R_{EH} = 900 \text{ N/mm}^2$  womit eine Sicherheit gegeben ist von:

$$s = \frac{R_{EH}}{\sigma_{ges}} \quad (58)$$

$$s = \frac{900}{397,66}$$

$$s = 2,26$$

## 5.4 Nachweis der Schraubenverbindung für die Abstützeinheit

Die Befestigung zwischen Abstützeinheit und Grundplatte erfolgt über 12 Schrauben M10 x 30. Der Nachweis der Schraubenverbindung wird im Folgenden erbracht.

Kraft  $F = 10 \text{ kN}$

Flankendurchmesser  $d_2 = 9,026 \text{ mm}$

Kerndurchmesser  $d_3 = 8,16 \text{ mm}$

Spannungsquerschnitt  $A_s = 58 \text{ mm}^2$

Nennquerschnitt  $A = A_1 = 78,54 \text{ mm}^2$

Anzahl der Schrauben  $z = 12$

Reibbeiwert  $\mu = 0,15$

Aufzubringende Kraft der Schraube

$$F_{SQ} = \frac{F}{z} \quad (59)$$

$$F_{SQ} = \frac{10000}{12}$$

$$F_{SQ} = 834 \text{ N}$$

Erforderliche Restklemmkraft pro Schraube bei einer Sicherheit  $s = 1,5$

$$F_{Kerf} \cdot \mu = s \cdot F_{SQ} \rightarrow F_{Kerf} = \frac{s \cdot F_{SQ}}{\mu} \quad (60)$$

$$F_{Kerf} = \frac{1,5 \cdot 834}{0,15}$$

$$F_{Kerf} = 8340 \text{ N}$$

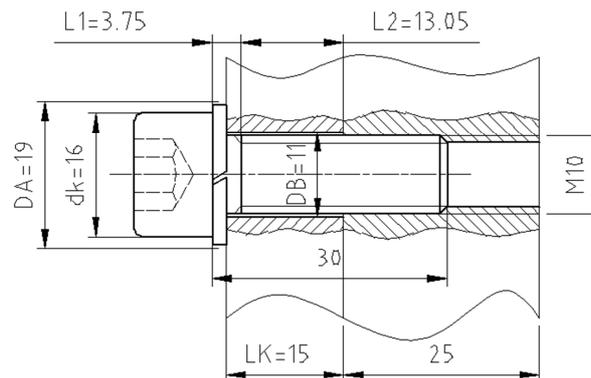


Abbildung 55: Schraube M10 x 30

Elastische Nachgiebigkeit der Schraube für Spannungsquerschnitt M10

$$\delta_s = \frac{1}{E} \cdot \left( \frac{0,4 \cdot d}{A} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_s} + \frac{0,4 \cdot d}{A} \right) \quad (61)$$

$$\delta_s = \frac{1}{210000} \cdot \left( \frac{0,4 \cdot 10}{78,54} + \frac{3,75}{78,54} + \frac{13,05}{58} + \frac{0,4 \cdot 10}{78,54} \right)$$

$$\delta_s = 0,00000178 \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile

- Fläche des Ersatzzylinders für  $d_k \leq D_A \leq l_k + d_k$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_k \cdot (D_A - d_k) \cdot [(x + 1)^2 - 1] \quad (62)$$

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_k}{D_A^2}} \quad (63)$$

$$x = \sqrt[3]{\frac{15 \cdot 16}{19^2}}$$

$$x = 0,873$$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (16^2 - 11^2) + \frac{\pi}{8} \cdot 16 \cdot (19 - 16) \cdot [(0,873 + 1)^2 - 1]$$

$$A_{ers} = 153,29 \text{ mm}^2$$

$$\delta_P = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_P} \quad (64)$$

$$\delta_P = \frac{15}{153,29 \cdot 210000}$$

$$\delta_P = 0,000000466 \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Kraftverhältnis

$$\phi = \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_S} \quad (65)$$

$$\phi = \frac{0,000000466}{0,000000466 + 0,00000178}$$

$$\phi = 0,207$$

Einfluss Kräfteinleitung, Kraftangriffspunkt unter Schraubenkopf  $n = 1$

$$\phi_n = \phi \cdot n \quad (66)$$

$$\phi_n = 0,207 \cdot 1$$

$$\phi_n = 0,207$$

Vorspannkraftverlust infolge Setzen

$$\frac{l_k}{d} = \frac{15}{10} = 1,5 \rightarrow \text{Setzbetrag } f_z = 3,6 \mu\text{m} \quad (67)$$

$$F_Z = f_z \cdot \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_S} \quad (68)$$

$$F_Z = 0,0036 \cdot \frac{1}{0,000000466 + 0,00000178}$$

$$F_Z = 1600 \text{ N}$$

Erforderliche Montagevorspannkraft

$$F_{MVerf} = \alpha_A \cdot [F_{Kerf} + (1 - \phi_n) \cdot F_B + F_Z] \quad (69)$$

Betriebskraft  $F_B = 0 \text{ N}$  nur Belastung durch Kraft  $F$

Anziehfaktor  $\alpha_A = 1,8$  für Drehmomentschlüssel

$$F_{MVerf} = 1,8 \cdot [8340 + 1600]$$

$$F_{MVerf} = 17892,1N$$

Zulässige Vorspannkraft für Schraube M10-10.9  $\mu_G = 0,12^{100} \rightarrow F_{Vzul} = 40 \text{ kN}$

Flächenpressung unter der Kopfauflage

$$p = \frac{F_{Verf}}{A_K} \quad (70)$$

$$\text{Kopfauflagefläche } A_K = \frac{(d_k^2 - d^2) \cdot \pi}{4} = \frac{(16^2 - 10^2) \cdot \pi}{4} = 122,5 \text{ mm}^2 \quad (71)$$

$$p = \frac{17892,1}{122,5}$$

$$p = 146,1 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Zulässige Grenzflächenpressung für E 295<sup>101</sup>  $\rightarrow p_G = 420 \text{ N/mm}^2$

Erforderliches Anziehmoment

$$M_A = F_{MVerf} \cdot \left[ 0,159 \cdot P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot \frac{d_k}{2} \right] \quad (72)$$

Gewindesteigung M10  $\rightarrow P = 2 \text{ mm}$

Reibbeiwert Kopfauflage  $\mu_K = 0,15$

$$M_A = 17892,1 \cdot \left[ 0,159 \cdot 1,5 + 0,577 \cdot 0,12 \cdot 9,026 + 0,15 \cdot \frac{16}{2} \right]$$

$$M_A = 36,9 \frac{N}{m}$$

<sup>100</sup> vgl. [Matek et al. 1995, S. 81]

<sup>101</sup> vgl. [Matek et al. 1995, S. 78]

## 5.5 Nachweis Tellerfedern

In Kapitel 3.3.4.2 wurden für die Kraftaufbringung Tellerfedern nach DIN 2093 – A ausgewählt. Im Weiteren wird der rechnerische Nachweis der Tellerfedern erbracht.

Kraft  $F = 10 \text{ kN} < F_{0,75} = 12 \text{ kN}$

Innendurchmesser  $D_i = 25,4 \text{ mm}$

Außendurchmesser  $D_e = 50 \text{ mm}$

Dicke  $t = 3 \text{ mm}$

Höhe  $h_0 = 1,1 \text{ mm}$

Wechselsinnig aneinander geschichtete Einzelteller  $n = 1$

Reibungsfaktoren  $w_M = 0,02$ ,  $w_R = 0,03$ ,  $\mu = 0,3$

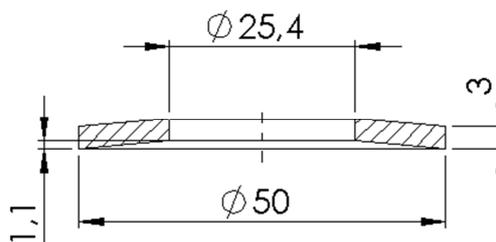


Abbildung 56: Tellerfeder DIN 2093 - A

Für die Verformung der Einzelfeder zur Verfügung stehende Kraft unter Berücksichtigung der Reibung

$$F' = \frac{1}{n} \cdot F \cdot [1 - w_M \cdot (n - 1) - w_R] \quad (73)$$

$$F' = \frac{1}{1} \cdot 10000 \cdot [1 - 0,02 \cdot (1 - 1) - 0,03]$$

$$F' = 9700 \text{ N}$$

Rechnerische Federkraft in Planlage

$$E = 206000 \text{ N/mm}^2$$

Kennwerte  $K_1 = 0,68$ ,  $K_4 = 1$

$$F_c = \frac{4 \cdot E \cdot h_0 \cdot t^3}{(1-\mu)^2 \cdot K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \quad (74)$$

$$F_c = \frac{4 \cdot 206000 \cdot 1,1 \cdot 3^3}{(1-0,3)^2 \cdot 0,68 \cdot 50^2} \cdot 1^2$$

$$F_c = 29379,1 \text{ N}$$

$$\frac{F'}{F_c} = \frac{9700}{29379,1} = 0,03 \rightarrow \frac{s}{h_0} = 0,28 \quad (75)$$

Federweg  $s$

$$\frac{s}{h_0} = 0,28 \rightarrow s = h_0 \cdot 0,28 \quad (76)$$

$$s = 1,1 \cdot 0,28$$

$$s = 0,308 \text{ mm} < s_{0,75} = h_0 \cdot 0,75 = 1,1 \cdot 0,75 = 0,825 \text{ mm}$$

Zahl der wechselsinnig aneinander gereihten Einzelteiler für  $s_{ges} = 1 \text{ mm}$

$$i = \frac{s_{ges}}{s} \quad (77)$$

$$i = \frac{1}{0,308}$$

$$i = 3,25 \rightarrow 4$$

Realer Gesamtfederweg

$$s_{ges} = i \cdot s \quad (78)$$

$$s_{ges} = 4 \cdot 0,308$$

$$s_{ges} = 1,232 \text{ mm} \rightarrow \text{es erfolgt eine Vorspannung der Federsäule von } 0,232 \text{ mm}$$

Länge der unbelasteten Federsäule

$$l_0 = i \cdot (h_0 + n \cdot t) \quad (79)$$

$$l_0 = 4 \cdot (1,1 + 1 \cdot 3)$$

$$l_0 = 16,4 \text{ mm}$$

Länge der belasteten Federsäule

$$l = l_0 - s_{ges} \quad (80)$$

$$l = 16,4 - 1$$

$$l = 15,4 \text{ mm}$$

## 6 Ausblick

Basierend auf der vorliegenden Arbeit sind weitere Schritte erforderlich:

1. Bestellung der Zukaufteile, diese sind:
  - Steilkegel (Pos. 1)
  - Labyrinthdichtung (Pos. 2) der Firma GMN
  - O-Ring (Pos. 6)
  - Hochgeschwindigkeitslager (Pos. 9) der Firma FAG
  - Kraftsensor + Zubehör (Pos. 12) der Firma Althen
  - Einfaltenbalg (Pos. 24) der Firma ContiTech
  - Sämtliche Schrauben, Muttern, Federringe und Zylinderstifte
  - Sämtliche Rohmaterialien
  
2. Fertigung folgender Teile:
  - Steilkegel (Pos. 1)
  - Lagerdeckel (Pos. 5)
  - Distanzscheibe (Pos. 7)
  - Dornbuchse (Pos. 8)
  - Verbindungsbuchse (Pos. 13)
  - Festkörpergelenk (Pos. 14)
  - Bolzen (Pos. 15)
  - Gabel (Pos. 16)
  - Stange (Pos. 17)
  - Grundplatte 2 (Pos. 18)
  - Grundplatte 1 (Pos. 19)
  - Stützrippe (Pos. 20)
  - U-Profil (Pos. 21)
  - Adapterplatte 1 (Pos. 23)
  - Anschlussplatte (Pos. 25)
  - Adapterplatte 2 (Pos. 26)
  - Adapterplatte 3 (Pos. 32)
  
3. Zusammenbau, siehe Montageanleitung Kapitel 3.4

## 7 Literaturverzeichnis

**Croser P.:** Pneumatik Grundstufe, 2. Auflage, Berlin 1999

**Edler, J.:** Messbericht Institut für Fertigungstechnik, Graz 2010

**Hirsch, A.:** Werkzeugmaschinen Grundlagen, 1. Auflage, Chemnitz 2000

**Ingruber, R.:** Elektrotechnik - Vorlesungsskript, Graz 2007

**Konrad, K. J.:** Taschenbuch der Werkzeugmaschinen, 2. Auflage, Hannover 2006

**Matek, W.:** Roloff / Matek Maschinenelemente Tabellenbuch 13. Auflage, Braunschweig 1995

**Neugebauer, R.:** Parallel kinematische Maschinen 1. Auflage, Chemnitz 2006

**Perovic, B.:** Handbuch Werkzeugmaschinen, 1. Auflage, Berlin 2005

**Tönshoff, H. K.:** Spanen, 2. Auflage, Hannover 2003

**Weck, M.:** Werkzeugmaschinen 5 – Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität, 7. Auflage, Aachen 2005a

**Weck, M.:** Werkzeugmaschinen – Konstruktion und Berechnung, 8. Auflage, Aachen 2005b

## 8 Internetquellenverzeichnis

**Althen:** Firma Althen, Kraftsensor, [http://www.althen.de/kraftaufnehmer\\_waegezellen/](http://www.althen.de/kraftaufnehmer_waegezellen/),  
Zugriffsdatum 05.05.2011

**ContiTech:** Firma ContiTech, Balgzylinder für Pneumatik,  
[http://www.contitech.de/pages/produkte/luffedersysteme/lufe-industrie/lufe-industrie\\_de.html](http://www.contitech.de/pages/produkte/luffedersysteme/lufe-industrie/lufe-industrie_de.html), Zugriffsdatum 24.04.2011

**FAG:** Firma FAG, Hochgeschwindigkeitslager,  
[http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/HCB70..-C\\*HCB7014-C-TP4S;b6ArvyO\\_XoI7](http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/HCB70..-C*HCB7014-C-TP4S;b6ArvyO_XoI7), Zugriffsdatum 26.04.2011

**Festo:** Firma Festo, Pneumatikschaltplan, [http://www.festo.com/cms/de-at\\_at/index.html](http://www.festo.com/cms/de-at_at/index.html), Zugriffsdatum 10.06.2011

**GMN:** Firma GMN, Labyrinthdichtung,  
<http://www.gmn.de/de/dichtungen/dichtungen.html>, Zugriffsdatum 26.04.2011

**Heidenhain:** Firma Heidenhain, Inkrementaler Messtaster,  
[http://www.heidenhain.at/de\\_AT/produkte-und-anwendungen/laengen-messen/messtaster/](http://www.heidenhain.at/de_AT/produkte-und-anwendungen/laengen-messen/messtaster/), Zugriffsdatum 01.07.2011

**Wyler:** Firma Wyler, Präzisions-Waagen,  
[http://www.wylerag.com/pages\\_deu/d4\\_31.html](http://www.wylerag.com/pages_deu/d4_31.html), Zugriffsdatum 15.06.2011

## 9 Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 1:</b> Klassifizierung von Werkzeugmaschinen nach den Fertigungsverfahren.....	2
<b>Abbildung 2:</b> Grundtypen und Hauptelemente von Werkzeugmaschinenstellen .....	5
<b>Abbildung 3:</b> Systematik der Führungen.....	6
<b>Abbildung 4:</b> Komponenten von Hauptantrieben .....	7
<b>Abbildung 5:</b> Kräfte beim Stirnfräsen.....	12
<b>Abbildung 6:</b> Anforderungen zur Beurteilung der Steifigkeit einer Werkzeugmaschine .....	13
<b>Abbildung 7:</b> Statischer Belastungsversuch an einer Konsolenfräsmaschine für die z-Achse.	14
<b>Abbildung 8:</b> Relative Kräfteinleitung an der Zerspanstelle.....	15
<b>Abbildung 9:</b> Schema des Stick-Slip-Effektes.....	16
<b>Abbildung 10:</b> Stick-Slip-Effekt in der Stribeck-Kurve .....	17
<b>Abbildung 11:</b> Schnitt durch einen doppelwirkenden Hydraulikzylinder .....	19
<b>Abbildung 12:</b> Schnitt durch einen doppelwirkenden Pneumatikzylinder .....	20
<b>Abbildung 13:</b> Schema der elektrodynamischen Kraftaufbringung.....	21
<b>Abbildung 14:</b> Aufbau von Dehnmessstreifen.....	22
<b>Abbildung 15:</b> Aufbau eines piezoelektrischen Kraftaufnehmers .....	23
<b>Abbildung 16:</b> Piezoeffekte.....	23
<b>Abbildung 17:</b> Fräsverfahren .....	25
<b>Abbildung 18:</b> Spanungsquerschnitt und Kräfte beim Stirnfräsen .....	26
<b>Abbildung 19:</b> Symmetrische Aufspannung des Werkstücks .....	27
<b>Abbildung 20:</b> Spanungsquerschnitt und Kräfte beim Bohren ins Volle .....	31
<b>Abbildung 21:</b> Messung der Y-Achse einer Fahrständerfräsmaschine .....	33
<b>Abbildung 22:</b> Messung der Z-Achse einer Fahrständerfräsmaschine.....	34
<b>Abbildung 23:</b> Grundriss und Schnitt der Dornbaugruppe.....	37
<b>Abbildung 24:</b> Einbaufertiger Lagersatz.....	38
<b>Abbildung 25:</b> Drehzahlgrenze in Abhängigkeit der Baugröße .....	39
<b>Abbildung 26:</b> Schnitt A-A hydraulische Kraftaufbringung.....	41
<b>Abbildung 27:</b> Grundriss hydraulische Kraftaufbringung.....	42
<b>Abbildung 28:</b> Schnitt B-B Kraftaufbringung mittels Tellerfedern .....	43
<b>Abbildung 29:</b> Grundriss Kraftaufbringung mittels Tellerfedern.....	44

---

<b>Abbildung 30:</b> Balgzylinder der Firma ContiTech.....	45
<b>Abbildung 31:</b> Balgzylinder FS 76-7 DS .....	46
<b>Abbildung 32:</b> Schnitt C-C Kraftaufbringung mittels Balgzylinder.....	47
<b>Abbildung 33:</b> Grundriss Kraftaufbringung mittels Balgzylinder .....	48
<b>Abbildung 34:</b> Äußere Belastungen am Festkörpergelenk.....	49
<b>Abbildung 35:</b> Spannungen am Festkörpergelenk.....	50
<b>Abbildung 36:</b> Gesamtverformung am Festkörpergelenk.....	51
<b>Abbildung 37:</b> Kraftsensor 31E.....	52
<b>Abbildung 38:</b> Systemaufbau .....	52
<b>Abbildung 39:</b> Äußere Belastung an der Abstützeinheit.....	54
<b>Abbildung 40:</b> Spannungen an der Abstützeinheit.....	55
<b>Abbildung 41:</b> Gesamtverformung der Abstützeinheit.....	56
<b>Abbildung 42:</b> Ebenen eines pneumatischen Schaltplans .....	57
<b>Abbildung 43:</b> Pneumatik-Schaltplan.....	58
<b>Abbildung 44:</b> Schnitt A-A der Vorrichtung .....	59
<b>Abbildung 45:</b> Grundriss der Vorrichtung.....	60
<b>Abbildung 46:</b> Levelmeter 2000.....	65
<b>Abbildung 47:</b> Leveltronic NT und Minilevel NT .....	66
<b>Abbildung 48:</b> Anordnung der Wyler Waagen.....	69
<b>Abbildung 49:</b> Inkrementaler Messtaster .....	70
<b>Abbildung 50:</b> Trägermaterial mit Inkrementalteilung.....	71
<b>Abbildung 51:</b> Anordnung der Messtaster .....	73
<b>Abbildung 52:</b> Einbaufertiger Lagersatz.....	74
<b>Abbildung 53:</b> Schraube M8 x 25 .....	77
<b>Abbildung 54:</b> Festkörpergelenk.....	81
<b>Abbildung 55:</b> Schraube M10 x 30 .....	84
<b>Abbildung 56:</b> Tellerfeder DIN 2093 - A.....	87

## 10 Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 1:</b> Steifigkeit c des Balgzylinders.....	47
<b>Tabelle 2:</b> Technische Daten Kraftsensor 31E.....	53
<b>Tabelle 3:</b> Stückliste Vorrichtung .....	61
<b>Tabelle 4:</b> Technische Daten Leveltronic NT / 41 .....	67
<b>Tabelle 5:</b> Technische Daten Minilevel NT / 11.....	68
<b>Tabelle 6:</b> Technische Daten Messtaster.....	72

## 11 Formelzeichen und Abkürzungen

$A_1$	$mm^2$	Nennquerschnitt
$A_K$	$mm^2$	Kopfauflagefläche
$A_S$	$mm^2$	Spannungsquerschnitt
$A_z$	$mm^2$	Mittlerer Spannungsquerschnitt
$a_e$	mm	Werkstückbreite
$a_p$	mm	Schnitttiefe
$\alpha_A$	–	Anziehungsfaktor
$A$	$mm^2$	Querschnittsfläche
$b$	mm	Spanbreite
$C_0$	$N$	Statische Tragzahl
$C_1$	–	Integrationskonstante
$C_F$	–	Festwert
$C$	$N$	Dynamische Tragzahl
$D_e$	$mm$	Außendurchmesser Tellerfeder
$D_i$	$mm$	Innendurchmesser Tellerfeder
$D_A$	mm	Außendurchmesser der verspannten Teile
$D_B$	mm	Durchmesser Durchgangsbohrung
$d_2$	mm	Flankendurchmesser
$d_3$	mm	Kerndurchmesser
$d_k$	mm	Kopfdurchmesser
$\delta_P$	$\frac{mm}{N}$	Nachgiebigkeit der verspannten Teile
$\delta_S$	$\frac{mm}{N}$	Nachgiebigkeit der Schraube
$D$	mm	Durchmesser Stirnfräser
$d$	mm	Nenndurchmesser
$E$	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul
$\varepsilon$	–	Dehnung
$F'$	$N$	Federkraft unter Berücksichtigung der Reibung
$F_{0,75}$	$N$	Federkraft bei 75 % des Federweges

$F_B$	$N$	Betriebskraft
$F_C$	$N$	Rechnerische Federkraft
$F_{Haft}$	$N$	Haftkraft
$F_{Kerf}$	$N$	Erforderliche Klemmkraft
$F_M$	$N$	Massenkraft
$F_{MVerf}$	$N$	Erforderliche Montagevorspannkraft
$F_P$	$N$	Passivkraft
$F_{Pz}$	$N$	Passivkraft je Zahn
$F_R$	$N$	Reibkraft
$F_{Res}$	$N$	Resultierende Radialkraft
$F_S$	$N$	Schraubenkraft
$F_{Vorsp}$	$N$	Vorspannkraft für Lager
$F_{Vzul}$	$N$	Zulässige Vorspannkraft
$F_a$	$N$	Axialkraft
$F_c$	$N$	Mittlere Schnittkraft
$F_{cz}$	$N$	Mittlere Schnittkraft je Zahn
$F_f$	$N$	Vorschubkraft
$F_{fz}$	$N$	Augenblickliche Vorschubkraft je Zahn
$F_r$	$N$	Radialkraft
$F_{stat}$	$N$	Statische Kraft
$F_v$	$N$	Vorspannkraft
$F_{verf}$	$N$	Erforderliche Vorspannkraft
$F_x$	$N$	Radialkraft in x-Richtung
$F_y$	$N$	Radialkraft in y-Richtung
$F_z$	$N$	Axialkraft in z-Richtung
$F_z$	$N$	Federkraft
$F_z$	$N$	Vorspannkraftverlust infolge Setzen
$F_z$	$N$	Zerspannkraft
$f_z$	$mm$	Vorschub pro Zahn
$f_z$	$mm$	Setzbetrag

$\gamma_0$	°	Versuchsspanwinkel
$G$	$\frac{N}{mm^2}$	Schubmodul
$\gamma$	°	Spanwinkel
$h_0$	mm	Höhe Tellerfeder
$h_M$	mm	Mittlere Spannungsdicke
$i$	St	Anzahl wechselsinnig gereihter Einzelteller
$i$	St	Anzahl tragender Einzelteller
$K_{Sch}$	–	Schneidstoffkorrektur
$K_T$	–	Verschleißkorrektur
$K_{c1.1}$	$\frac{N}{mm^2}$	Spezifische Schnittkraft
$K_{f1.1}$	$\frac{N}{mm^2}$	Spezifische Vorschubkraft
$K_{p1.1}$	$\frac{N}{mm^2}$	Spezifische Passivkraft
$K_v$	–	Schnittgeschwindigkeitskorrektur
$K_\gamma$	–	Spanwinkelkorrektur
$k_F$	$\frac{N}{\mu m}$	Federsteifigkeit
$\kappa_r$	°	Einstellwinkel
$k$	$\frac{N}{\mu m}$	Statische Steifigkeit
$L_{10}$	–	Nominelle Lebensdauer in Umdrehungen
$L_{10h}$	h	Nominelle Lebensdauer in Stunden
$l_0$	mm	Ausgangslänge
$l_0$	mm	Länge der unbelasteten Federsäule
$l_k$	mm	Klemmlänge
$\Delta l$	mm	Längenänderung
$l$	mm	Länge der belasteten Federsäule
$M_A$	Nm	Erforderliches Anziehmoment
$M_{Reib}$	Nm	Reibmoment
$\mu_G$	–	Gewindereibwert
$\mu_K$	–	Reibbeiwert Kopfauflage
$m$	kg	Masse

$\mu$	—	Reibbeiwert Keramiklager
$\mu$	—	Reibfaktor Tellerfeder
$n$	$min^{-1}$	Drehzahl
$n$	$St$	Anzahl wechelsinnig geschichteter Einzelteller
$\omega$	°	Stellungswinkel
$p_G$	$\frac{N}{mm^2}$	Zulässige Flächenpressung
$\varphi_s$	°	Schnittbogenwinkel
$\phi_n$	—	Kraftverhältnis mit Einfluss der Krafteinleitung
$P$	mm	Gewindesteigung
$P$	$N$	Dynamische Lagerbelastung
$p$	$\frac{N}{mm^2}$	Flächenpressung
$\phi$	—	Kraftverhältnis
$R_{eH}$	$\frac{N}{mm^2}$	Obere Streckgrenze
$\Delta R$	$\Omega$	Widerstandsänderung
$R$	$\Omega$	Widerstand
$R$	$N$	Radialkraft
$s_{0,75}$	$mm$	75 % des Federweges
$s_{ges}$	$mm$	Gesamter Federweg
$s_{stat}$	$\mu m$	Statische Verformung
$s$	—	Sicherheit
$s$	$mm$	Federweg
$\sigma_b$	$\frac{N}{mm^2}$	Biegespannung
$\sigma_d$	$\frac{N}{mm^2}$	Druckspannung
$\sigma_{ges}$	$\frac{N}{mm^2}$	Gesamtspannung
$\sigma_{max}$	$\frac{N}{mm^2}$	Maximalspannung
$\sigma_{vorh}$	$\frac{N}{mm^2}$	Vorhandene Spannung
$\sigma_{zul}$	$\frac{N}{mm^2}$	Zulässige Spannung
$\tau_Q$	$\frac{N}{mm^2}$	Schubspannung

$t$	$mm$	Dicke Tellerfeder
$t$	$s$	Zeit
$v$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
$w_M$	—	Reibfaktor Tellerfeder
$w_R$	—	Reibfaktor Tellerfeder
$\ddot{x}$	$\frac{m}{s^2}$	Beschleunigung
$\dot{x}$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
$x$	$\mu m$	Weg
$z_{IE}$	—	Zähne im Eingriff

## 12 Formelverzeichnis

1	Dehnsteifigkeit .....	9
2	Biegesteifigkeit .....	10
3	Torsionssteifigkeit.....	10
4	Schubsteifigkeit .....	10
5	Statische Steifigkeit .....	11
6	Differentialgleichung der Schlittenbewegung .....	17
7	Kräftegleichgewicht am Schlitten .....	17
8	Reibkraft .....	17
9	Zusammenhang Geschwindigkeit und Weg differenziert nach der Zeit.....	17
10	Bewegungsgleichung für Mischreibungsbereich .....	18
11	Dehnung .....	22
12	Schnittbogenwinkel.....	27
13	Mittlere Spannungsdicke .....	27
14	Spanbreite .....	27
15	Mittlerer Spannungsquerschnitt .....	28
16	Mittlere Schnittkraft.....	28
17	Anzahl der Zähne im Eingriff.....	28
18	Spanwinkelkorrektur .....	28
19	Mittlere Schnittkraft.....	29
20	Verhältnis Radialkraft zu mittlerer Schnittkraft je Zahn.....	29
21	Augenblickliche Vorschubkraft in Abhängigkeit des Stellungswinkels .....	29
22	Vorschubkraft Stirnfräsen .....	30
23	Passivkraft je Zahn .....	30
24	Passivkraft.....	30
25	Zerspankraft .....	30
26	Vorschubkraft Bohren .....	32
27	Sicherheit Festkörpergelenk .....	50
28	Sicherheit Abstützeinheit .....	55
29	Resultierende Radialkraft .....	74
30	Radialkraft pro Lager .....	75
31	Axialkraft.....	75
32	Ermittlung Radialfaktor, Axialfaktor .....	75
33	Verhältnis Axialkraft zu Radialkraft .....	75
34	Dynamische Lagerbeanspruchung .....	75

---

35	Nominelle Lebensdauer in Umdrehungen.....	76
36	Nominelle Lebensdauer in Stunden .....	76
37	Lagervorspannkraft.....	76
38	Schraubenkraft M8 .....	77
39	Restklemmkraft Schraube M8.....	77
40	Elastische Nachgiebigkeit Schraube M8 .....	78
41	Fläche des Ersatzzylinders der verspannten Teile Schraube M8 .....	78
42	Faktor x Schraube M8 .....	78
43	Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile Schraube M8 .....	78
44	Kraftverhältnis Schraube M8.....	78
45	Krafteinleitungsfaktor Schraube M8 .....	79
46	Verhältnis Klemmlänge zu Nenndurchmesser Schraube M8 .....	79
47	Vorspannkraftverlust infolge Setzen Schraube M8 .....	79
48	Erforderliche Montagevorspannkraft Schraube M8 .....	79
49	Flächenpressung unter Kopfauflage Schraube M8 .....	79
50	Kopfauflage Schraube M8 .....	79
51	Erforderliches Anziehmoment Schraube M8.....	80
52	Reibmoment infolge der Lagervorspannung .....	81
53	Druckspannung im Festkörpergelenk .....	82
54	Gefährdete Querschnittsfläche des Festkörpergelenks.....	82
55	Biegespannung im Festkörpergelenk.....	82
56	Widerstandsmoment der gefährdeten Querschnittsfläche des Festkörpergelenks ..	82
57	Gesamtspannung im Festkörpergelenk .....	82
58	Sicherheit im Festkörpergelenk .....	83
59	Kraft pro Schraube M10.....	83
60	Restklemmkraft Schraube M10.....	84
61	Elastische Nachgiebigkeit Schraube M10 .....	84
62	Fläche des Ersatzzylinders der verspannten Teile Schraube M10 .....	84
63	Faktor x Schraube M10 .....	84
64	Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile Schraube M10 .....	85
65	Kraftverhältnis Schraube M10.....	85
66	Krafteinleitungsfaktor Schraube M10 .....	85
67	Verhältnis Klemmlänge zu Nenndurchmesser Schraube M10 .....	85
68	Vorspannkraftverlust infolge Setzen Schraube M8.....	85
69	Erforderliche Montagevorspannkraft Schraube M8 .....	85
70	Flächenpressung unter Kopfauflage Schraube M8 .....	86

---

71	Kopfaufgabe Schraube M8 .....	86
72	Erforderliches Anziehmoment Schraube M8 .....	86
73	Federkraft unter Berücksichtigung der Reibung .....	87
74	Federkraft in Planlage.....	88
75	Verhältnis Federkraft zu Federkraft in Planlage .....	88
76	Federweg s.....	88
77	Anzahl der Einzelteller .....	88
78	Gesamtfederweg .....	88
79	Länge der unbelasteten Federsäule .....	88
80	Länge der belasteten Federsäule .....	89

## **Anhang**

Die Zusammenstellungszeichnung, sowie die Fertigungszeichnungen der herzustellenden Teile und die Stückliste der Vorrichtung sind im Format .pdf beigelegt.