



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

ENTWICKLUNG EINES VERSUCHSTANDES FÜR DAS GESTEUERTE TIEFLOCHBOHREN

UNTERTITEL

zur Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-
Ingenieurs der Technik für Maschinenbau
der Fakultät Maschinenbau, Abteilung Fertigungstechnik
der Technischen Universität Wien
unter der Leitung von

Univ. Prof. DI Dr. tech. Helmar Weseslindtner

und

a.o. Univ. Prof DI Dr. tech. Friedrich Bleicher

vorgelegt von

Ivan Ibrishimov
Matr.Nr. 0027753

Schönbrunnerstrasse 29/25A
Wien 1050

Wien, im Datum

DANKSAGUNGEN/WIDMUNGEN

Ich möchte mich an dieser Stelle bei **o.Univ. Prof. DI Dr. tech. Helmar Weseslindtner** sowie **a.o. Univ. Prof. DI Dr. tech. Friedrich Bleicher** bedanken, die es mir ermöglicht haben dieses interessante Thema im Rahmen einer Diplomarbeit zu bearbeiten.

Ganz besonders möchte ich mich bei **Wiss. Ma. i.a. DI Christoph Einspieler** und **Wiss. Ma. i.a. DI Johannes Bemreiter** für die großzügige Unterstützung bei der Durchführung der Diplomarbeit bedanken.

Weiters sei auch allen anderen Mitarbeitern des Instituts, die mich durch ihre Hilfs- und Einsatzbereitschaft unterstützt haben, gedankt.

Zum Schluss möchte ich mich vor allem bei meinen Eltern für ihre Unterstützung und Hilfestellung während meines gesamten Studiums bedanken.

INHALTSVERZEICHNIS

Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis	VI
Abkürzungsverzeichnis.....	VII
Danksagungen/Widmungen.....	IX
1. Einleitung	1
2. Aufgabe.....	2
2.1. Zielbestimmung.....	2
3. Bohrwerkzeuge und Bohrmaschinen.....	3
3.1. Bohrwerkzeuge	3
3.1.1. Tiefbohrwerkzeuge	5
3.2. Gebräuchliche Formen der Bohrmaschinen.....	8
3.2.1. Bauformen von Einlippentiefbohrmaschinen	9
4. Theoretische Grundlagen der Werkzeugmaschinen	11
4.1. Werkzeuggestelle	11
4.1.1. Werkstoffe	11
4.1.2. Statische Merkmale	12
4.1.3. Dynamische Merkmale.....	14
4.2. Führungen und Lagerungen	18
4.2.1. Hydrodynamische Gleitführungen und Gleitlager.....	20
4.2.2. Hydrostatische Gleitführungen und Gleitlager.....	22
4.2.3. Aerostatische Gleitführungen und Gleitlager	25
4.2.4. Elektromagnetische Gleitführungen und Lager	26
4.2.5. Wälzführungen und Wälzlager.....	29
4.3. Vorschubantriebe	36
4.3.1. Spindelantriebe.....	36
4.3.2. Zahnstangenantrieb	39
4.3.3. Linearmotor.....	40
5. Messgeräte und Versuchsaufbauten.....	41
5.1. Messgeräte.....	41
5.1.1. Drehmomentmesswelle.....	41
5.1.2. Körperschallmessung	41
5.1.3. Winkellage des Bohrers	42
5.1.4. Ultraschallmesssystem	42
5.1.5. Pulssystem.....	43
5.2. Versuchsaufbauten.....	44
5.2.1. Strömungssimulation	44
5.2.2. FEM- Simulation im Schwingungsbereich.....	44
5.2.3. Plexiglasbohren.....	45
6. Verwendete Hard- und Software.....	46
6.1. Allgemeines.....	46
6.2. Hardware.....	46
6.3. Solid Works 2005.....	46
6.4. Cosmos Works 2005.....	47

7. Maschinenauslegung.....	48
7.1. Maschinenbett.....	48
7.1.1. Werkzeuggestell.....	48
7.1.2. Werkstückgestell.....	51
7.2. Linearführung.....	51
7.2.1. Berechnung.....	52
7.2.2. Montage und Vermessung.....	54
7.3. Werkzeugeinheit.....	56
7.3.1. Hauptantrieb der Spindel.....	56
7.3.2. Spindel.....	58
7.3.3. Spindelkasten.....	58
7.3.4. Spindelgetriebe.....	59
7.3.5. Schlitten.....	62
7.3.6. Hydraulikleitung.....	62
7.4. Vorschubantrieb.....	62
7.4.1. Berechnung der Vorschubkraft.....	62
7.4.2. Auswahl und Montage.....	63
7.4.3. Kupplung.....	67
7.5. Spänekasten.....	70
7.6. Elektrokonstruktion.....	71
7.6.1. Elektrische Komponenten.....	71
7.6.2. Maschinensteuerung.....	72
7.6.3. Schaltschrank.....	73
7.7. Hydraulikaggregat.....	74
7.8. Schwingungsanalyse der Tiefbohrbank.....	77
7.8.1. FEM-Analyse.....	77
7.8.2. Modalanalyse.....	79
7.9. Technische Daten.....	84
8. Zusammenfassung.....	86
Anhang A.....	87
Anhang B.....	99
Literaturverzeichnis.....	100
Literaturverzeichnis.....	133
Relevante Diplom- und Studienarbeiten.....	144

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Bohrverfahren DIN 8589 [1].....	3
Abbildung 2: Wendeplattenbohrer	4
Abbildung 3: ELB-Prozess [4].....	5
Abbildung 4: Einlippen – Vollbohrwerkzeug [4].....	6
Abbildung 5: BTA – Tiefbohrvorgang [4]	7
Abbildung 6: BTA – Vollbohrwerkzeug [4]	7
Abbildung 7: Kühlschmierstofftabelle [4].....	8
Abbildung 8: Schwenkbohrmaschine.....	9
Abbildung 9: Universal-ELB-Tiefbohrmaschine [4].....	10
Abbildung 10: Konsol-ELB-Tiefbohrmaschine [4]	10
Abbildung 11: Koordinaten-ELB-Tiefbohrmaschine [4].....	10
Abbildung 12: Querschnittsformen und ihre Eigenschaften [3].....	13
Abbildung 13: Biege- und Torsionssteifigkeiten bei verschiedenen Verrippungen [3]	14
Abbildung 14: Prinzipbild und mathematische Beschreibung eines Einmassenschwingers[16]	15
Abbildung 15: Amplituden- und Phasengang eines Einmassenschwingers[3].....	16
Abbildung 16: Anforderungen an Führungen und Lagerungen[3]	18
Abbildung 17: Führungen und Lagerungen in Werkzeugmaschinen [3].....	19
Abbildung 18: Häufigkeitsverwendung	19
Abbildung 19: Führungs- und Lagerarten [3].....	20
Abbildung 20: Stribeck-Kurve.....	21
Abbildung 21: Grundsätzlicher Aufbau.....	22
Abbildung 22: PM-Regler [10].....	23
Abbildung 23: Hydrostatische Führung mit geregelter Hoch- und Unterdruck [10]	23
Abbildung 24: Bauformen hydrostatischer Spindellager [3]	25
Abbildung 25: Magnetführung und Prinzip [8][6]	27
Abbildung 26: Regelung eines aktiven Magnetlagers [3]	28
Abbildung 27: Unterschiedliche Ausführungsformen von Wälzführungselemente [3]	29
Abbildung 28: Umlaufschleife [11].....	30
Abbildung 29: Darstellung einer Umlaufkette [11].....	30
Abbildung 30: Bauformen von Profilwälzführungen mit Kugeln [3].....	31
Abbildung 31: Gebräuchliche Wälzlager und deren Merkmale [3]	32
Abbildung 32: Vergleich Hauptspindellagerungen [3].....	34
Abbildung 33: Vergleich der Lagerarten [3].....	35
Abbildung 34: Walzgelagerte-Drehdurchführung Quelle: Barcoseals.....	36
Abbildung 35: Kugelrollspindel mit Kugelführung Quelle: INA-FAG	37
Abbildung 36: Steifigkeit der Spindellagerung [3].....	38
Abbildung 37: Hydrostatische Spindel [3].....	38
Abbildung 38: Ritzel-Zahnstange-Antrieb [Quelle: AtlantaDrives]	39
Abbildung 39: Ritzel-Zahnrad-System.....	39
Abbildung 40: Aufbau eines Vorschubschlittens mit Linearmotor [3].....	40
Abbildung 41: Einsatzbereiche der verschiedenen Lagereysteme [3]	40
Abbildung 42: Drehmomentmesswelle	41
Abbildung 43: Ultraschallsensor	42

Abbildung 44: Ultraschallmesssystem.....	42
Abbildung 45: Vermessung der Bohrung.....	43
Abbildung 46: Proportional Rückschlagventil [5].....	43
Abbildung 47: Schematische Darstellung der Ölkraft auf den Bohrkopf.....	44
Abbildung 48: Gesamteinheit.....	44
Abbildung 49: FEM-Simulation eines Einlippenbohrers.....	45
Abbildung 50: Tisch mit gefrästen Nuten und Bohrungen.....	49
Abbildung 51: Grundbett und Tisch.....	50
Abbildung 52: Aufstellelemente (Dämpfungsfüße).....	50
Abbildung 53: Werkstückgestell.....	51
Abbildung 54: Hauptkomponenten der Wälzführung [11].....	52
Abbildung 55: Kräfte bei statischer und dynamischer Belastung.....	53
Abbildung 56: Schienenlänge und Laufparallelität.....	54
Abbildung 57: Vermessung der montierten Führungen.....	55
Abbildung 58: Lünette mit dem geführten Bohrer.....	55
Abbildung 59: Schneidegeometrie des Einlippenbohrers.....	57
Abbildung 60: Spindelkasten und Gehäuse.....	59
Abbildung 61: Werkzeugeinheit.....	61
Abbildung 62: Fest-Loslagerung.....	63
Abbildung 63: Versatzarten an der Kupplung.....	67
Abbildung 64: Balgkupplung Quelle[Fa. Mayr].....	68
Abbildung 65: Antriebsstrang.....	69
Abbildung 66: Komponenten einer NC-Steuerung.....	72
Abbildung 67: X-Richtung - 9Hz.....	77
Abbildung 68: Y-Richtung - 20Hz.....	78
Abbildung 69: Z-Richtung - 23Hz.....	78
Abbildung 70: Wirkprinzipien.....	79
Abbildung 71: Grundberechnungen und Wirkprinzip.....	80
Abbildung 72: Erregungssignalformen und ihre Eigenschaften[16].....	81
Abbildung 73: Koordinatensystem und Vermessungspositionen.....	82
Abbildung 74: Anregung X-Richtung (8Hz).....	82
Abbildung 75: Anregung Y-Richtung (14Hz).....	83
Abbildung 76: Anregung Z-Richtung (24Hz).....	83
Abbildung 77: Anregung X-Richtung (8Hz).....	83
Abbildung 78: Anregung Y-Richtung (14Hz).....	84
Abbildung 79: Anregung Z-Richtung (24Hz).....	84

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1: Anforderungen.....	2
Tabelle 2: Werkstoffeigenschaften [3].....	11
Tabelle 3: Bauteileigenschaften [3].....	11
Tabelle 4: Ursachen für Schwingungen an Werkzeugmaschinen [3].....	17
Tabelle 5: Vergleich der Lagerungsarten in Prozenten.....	34
Tabelle 6: Vergleich Spindelkonstruktionen [3].....	35
Tabelle 7: Technische Daten der Führungswagen [11].....	52
Tabelle 8: Messen der Laufparallelität.....	54
Tabelle 9: Spezifische Zerspanungswerte [Incoloy 925].....	56
Tabelle 10: Technische Daten Siemens-Synchron-Servomotor (Bestell Nr. 1FK6042).....	58
Tabelle 11: Technische Daten der KGT.....	64
Tabelle 12: Verwendete Kugellager in den Lagereinheiten.....	64
Tabelle 13: Maximal zulässige Lagerungen.....	68
Tabelle 14: Technische Daten.....	70
Tabelle 15: Technische Daten des Hydraulikaggregates.....	74
Tabelle 16: Technische Daten des Beschleunigungssensors.....	80
Tabelle 17: Tieflochbohrmaschine.....	85
Tabelle 18: Spindelantrieb.....	85
Tabelle 19: Eilgang- Vorschubantrieb.....	85
Tabelle 20: Hauptabmessungen der Anlage.....	85
Tabelle 21: Maschinengewicht.....	85
Tabelle 22: Kühlschmierstoffanlage.....	85

FORMELZEICHEN

Lateinische Buchstaben

A	mm^2	Fläche
A	mm^2	Querschnitt Gewindespindel
A	mm	Achsabstand Motor-Spindel
a_s	mm	Spannungshöhe
b_a	mm	Spannungsbreite-außen(Rechts)
b_B	[-]	Betriebsdauerfaktor
b_i	mm	Spannungsbreite-innen(links)
c	Ns/cm	Dämpfungskonstante
C_{0st}	N	statische Tragzahl
C_d	N	dynamische Tragzahl
C_E	[-]	Zahneingriffsfaktor
d_p	mm	Kugelmittendurchmesser
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
\hat{F}	[-]	Kraftamplitude bei harmonischer Erregerkraft
F_a	N	Reibwiderstand
F_a	N	Axialbelastung
$F_{a \max}$	N	zulässige Axialbelastung
F_c	N	Schnittkraft
F_d	N	Druckkraft vom Öldruck
F_f	N	Vorschubkraft
f_a	[-]	Betriebsfaktor
f_s	[-]	stat. Sicherheitsfaktor
f_t	[-]	Temperaturfaktor
f_w	[-]	Verlagerungsfaktor
f_w	[-]	Belastungsfaktor
h_a	mm	Spannungsdicke-außen(rechts)
h_i	mm	Spannungsdicke-innen(links)
I	mm^4	Flächenträgheitsmoment
I_{masch}	kgm^2	Gesamträgheitsmoment der Vorschubachse und der Schlitten
I_{schl}	kgm^2	Trägheitsmoment des Schlitten(Werkzeugeinheit)
I_{sp}	kgm^2	Trägheitsmoment der Spindel
J	kgm^2	Massenträgheitsmoment des Motors
k		Statische Steifigkeit
K_f	°	Schneideneinstellwinkel-außen
K_2	°	Schneideneinstellwinkel-innen
K_A	[-]	Belastungsfaktor für äußere, zusätzliche Kräfte
$K_{c1.1}$	[-]	Spanwinkelkorrektur
$k_{f1.1}$	N/mm^2	spezifische Vorschubkraft
K_{v0}	[-]	Schnittgeschwindigkeitskorrektur
K_{ver}	[-]	Verschleißkorrektur

K_{sch}	[-]	Schneidstoffkorrektur
K_U	[-]	Übersetzungsfaktor
L	min^{-1}	nominelle Lebensdauer in Umdrehungen
l_a	mm	ungestützte Gewindespindellänge
L_s	km	Lebensdauer in Wegstrecke
M	kg	Masse der bewegten Baugruppe
M_c	Nm	Schnittmoment
$m_f=z$	[-]	Tangens des Steigungswinkels
M_m	Nm	Motorenndrehmoment
M_{max}	Nm	gesamtes Drehmoment
M_R	Nm	Reibungsmoment
M_s	Nm	Drehmoment bei Stoss
M_T	Nm	Bohrermoment
N	min^{-1}	Drehzahl
n_t	min^{-1}	kritische Drehzahl
P	mm	Zähneteilung
P	Bar	Öldruck
P_t	N	Zug- und Druckbelastung
P_N	Nm	Nennndrehmoment des Motors
R_t	N	Vorschubkraft
S	mm	Spindelsteigung
S_H	[-]	Sicherheitsbeiwert
T	Nm	Antriebsdrehmoment
V_0	[-]	Vergrößerungsfunktion bei der Eigenkreisfrequenz
W	kg	Masse der Werkzeuginheit
X	[μm]	Verformung
\hat{x}		Wegamplitude bei harmonischer Kraft
z, z_1, z_2	[-]	Zähnezahl

Griechische Buchstaben

A	$^\circ$	Neigungswinkel
B	$^\circ$	Steigungswinkel
β	$^\circ$	Umschlingungswinkel
ρ	kg/mm^3	spezifische Materialdichte
δ	[-]	Dämpfungsmaß
Ω	Hz	Erregerkreisfrequenz
Ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_0	Hz	Eigenkreisfrequenz

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

DMS	Dehnungsmessstreifen
HSC	High Speed Cutting (Hoch Geschwindigkeitsfräsen)
HSF	Hydrostatische Führung
HTD	High Torque Drive
IFT	Institut für Fertigungstechnik
KGT	Kugelgewindetrieb
KSS	Kühlschmierstoff
LCD	Liquid Crystal Display
L/D	Länge zu Durchmesser
TLBM	Tieflochbohrmaschine
TTS	Tool Torque Sensor

1 Einleitung

Das Bohren war schon in der Steinzeit bekannt. Es wurden Steinäxte gebohrt, um sie mit einem Stiel zu verbinden. Die Bohrung wurde per Hand durch ständiges Drehen des Bohrwerkzeuges in den Stein hineingearbeitet. Diese bestanden aus Holz oder Knochen, die in der Eisenzeit durch Eisen ersetzt wurden. Aus dieser Zeit stammen die ersten Bohrer mit verschiedenen Grundformen: wie Spitzbohrer, Löffelbohrer und Zentrumsbohrer.

Der Rollenbohrer ist wahrscheinlich der bekannteste und älteste Bohrer der Geschichte. Er diente auch zur Erzeugung des Feuers. Er hatte zwei Elemente: einen Bohrer (eine Spindel) aus hartem Holz und einen Bogen, auf dem eine Sehne gespannt wurde. Die Sehne wurde um den Bohrer gewickelt. Durch ständiges Hin- und Herschieben des Bogens wurde der Bohrer in Drehung versetzt. Das Prinzip des Rollenbohrers blieb bis ins 19. Jahrhundert nahezu unverändert.

Die Rennspindel war ein anderes Bohrwerkzeug, welches sich vor allem im Mittelalter etabliert hat. An beiden Enden eines Stabes (Drillgriff) wurden zwei Riemen angebracht. In der Mitte des Stabes befand sich eine Bohrung, in der eine Spindel durchgeführt wurde. Dann wurden die freien Enden der Riemen mit dem oberen Ende der Spindel verbunden. Der Drillgriff wurde zylindrisch an der Spindel gelagert. Der Vorgang begann mit der Aufwicklung der Riemen auf der Spindel. Dadurch zog sich der Drillgriff nach oben. Wenn man den Drillgriff nach unten drückte, entstand durch das Spannen des Riemens eine Drehbewegung. Damit diese Drehbewegung nicht unterbrochen wurde, wurde ein Schwungrad an der Bohrspindel angebracht, so dass sich die Riemen durch die Massenträgheit wieder aufwickeln konnten. Die Bohrleier, die Bohrratsche und der Drillbohrer waren Weiterentwicklungen der oben beschriebenen Prinzipien.

Ein wichtiger Schritt in der Entwicklung des Bohrens war das Jahr 1774. Der Engländer John Wilkinson konstruierte die erste horizontale Bohrmaschine zum Ausbohren von Dampfzylindern. Ungefähr zu dieser Zeit begann der Amerikanische Unabhängigkeitskrieg und die Erfindung von John Wilkinson wurde vor allem zur Herstellung von Kanonenrohren genutzt. Daher auch der Name Gundrilling (Tieflochbohren).

Davor mussten die Läufe per Hand über einen Dorn geschmiedet werden. Diese Methode war jedoch festigkeitstechnisch der modernen Treibladungen nicht mehr gewachsen. Ungefähr zu dieser Zeit wurde das Spiralbohren entwickelt. Dieses ermöglichte die Fabrikation von stärkeren Läufen aus einer Gussform. Diese Methode war aber bei tiefen Bohrungen nicht einsetzbar, da die im Bohrprozess entstandenen Späne nicht abgeleitet werden konnten. Die Folge war, ein rascher Bohrverschleiß aus Mangel an Schmierung und Kühlung. Ein Problem bestand darin, dass für die geforderte Bohrtiefe mehrere Bohrer mit dem gleichen Durchmesser, aber mit verschiedenen Längen notwendig waren, so dass der gesamte Bohrprozess nur schrittweise erfolgte und daher eine längere Produktionszeit resultierte.

Ein Meilenstein im Tieflochbohren war die Erfindung des Einlippenbohrers. Diese revolutionäre Methode ermöglichte, dass das Werkzeug die volle Länge ohne Rückzug bohrt, indem das Kühlmittel durch den hohlen Schaft mit hohem Druck gepresst wird. Nachdem das Kühlmittel die Schneiden der Spitze schmiert und kühlt, wird es mit den Spänen entlang der V-förmigen Nut des Schaftes aus der Bohrung herausgepresst.

2 Aufgabe

Das Thema dieser Diplomarbeit ist die Auslegung, die Konstruktion und anschließend der Zusammenbau eines Versuchsaufbaus von einem Tiefbohrstand. Der Versuchsstand wird zur Herstellung von Bohrungen mit Hilfe gesteuerter Pulsation verwendet, um nützliche Daten im Bereich des Tieflochbohrns zu gewinnen. Die folgende Tabelle zeigt die wichtigsten Eckdaten:

	Werte	Dimension
Vorschublänge	1000	mm
Werkstücklänge	1000	mm
Bohrer Durchmesser	3 bis 12	mm
Drehzahl	500 bis 4000	min ⁻¹
Vorschubgeschwindigkeit	0,001 bis 0,030	mm/ min ⁻¹
Kühlschmiermittelzufuhr (KSZ)	20 bis 120	bar

Tabelle 1: Anforderungen

Zu Beginn der Arbeit waren bereits einzelne Komponenten und Baugruppen vorhanden. Das hat dazu geführt, dass einige Anforderungen sowohl theoretisch als auch praktisch an diese vorhandenen Komponenten angepasst werden mussten. Diese Anpassungen, die vor dem Beginn der Auslegung gemacht werden mussten, haben jedoch keinen großen Einfluss auf das Endergebnis, haben aber eine kostengünstige Lösung aus Sicht der Konstruktion, als auch der Herstellung ermöglicht.

2.1 Zielbestimmung

Ziel des Projektes ist die Gewinnung zahlreicher Daten von Toleranzen, Kräften, KSS- und Bohrerverhalten. Die Tieflochbohrmaschine dient zur Herstellung von Bohrungen mit einem Durchmesser von 3 bis 12 mm. Der meisteingesetzte Einlippenbohrer hat einen Durchmesser von 6,35 mm. Die maximale Bohrtiefe beträgt 1200mm, obwohl auch ein tieferes Bohren möglich ist. In Gegenüberstellung zu industriellen Tieflochbohrmaschinen ist das Verhältnis von Länge zu Durchmesser von 200 zu 1 der gebauten Tieflochbohrbank vergleichbar. Da es sich um einen Versuchsstand handelt, der keine industriellen Anforderungen erfüllen muss, können die gesetzten Ziele leichter erreicht werden.

3 Bohrwerkzeuge und Bohrmaschinen

3.1 Bohrwerkzeuge

Nach DIN 5859 ist Bohren ein spanabhebendes Schnittverfahren mit einer kreisenden Bewegung. Die Vorschubbewegung erfolgt entlang der Richtung der Drehachse. Wie bei den anderen Herstellungsverfahren, steigen auch die Anforderungen für die Bohrwerkzeuge.

Die wichtigsten Aspekte sind:

- steigende Tendenz - Preis / Leistungsverhältnis
- höhere Genauigkeit der gefertigten Teile
- komplizierte Formen und vielfältigere Materialien der Teile
- Automatisierung des Werkzeugflusses
- Steigerung der Werkzeugstandzeiten

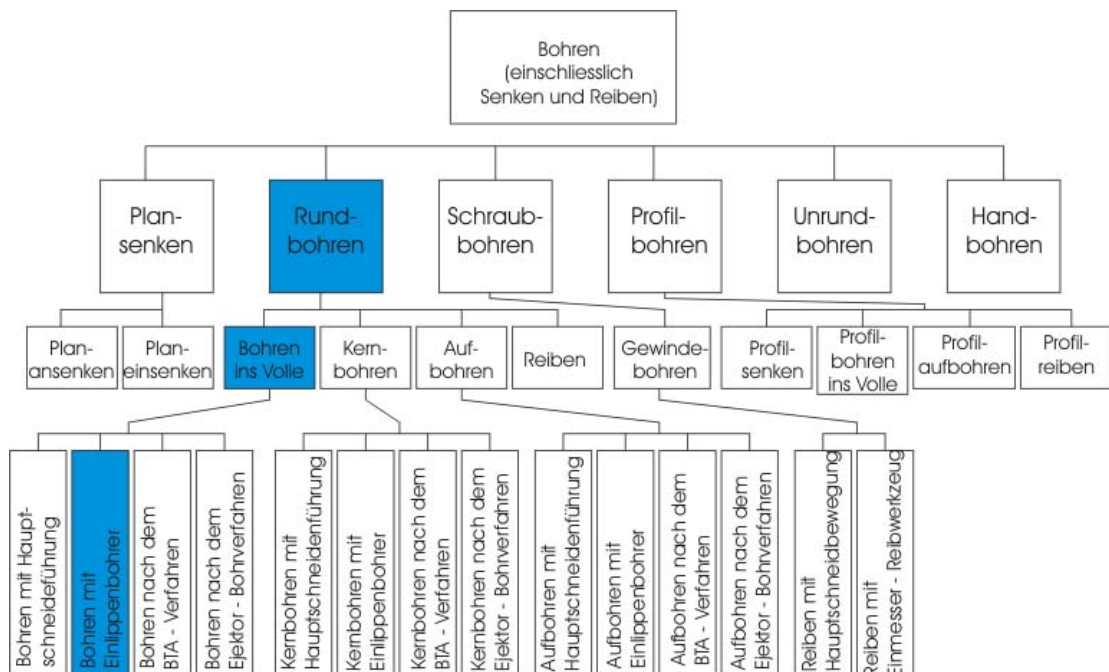


Abbildung 1: Bohrverfahren DIN 8589 [1]

Spiralbohrer

Der Spiralbohrer ist das meist bekannte und gebrauchte Bohrwerkzeug. Sein Name kommt von den seitlichen, spiralförmigen Nuten, die die während des Bohrprozesses entstandenen Späne aus dem Bohrloch herausleiten. Jeder Bohrer ist in Schaft und Bohrkopf geteilt: Der Schaft dient sowohl zur Übertragung des Drehmomentes, als auch zur stabilen Führung des Bohrkopfes. Der Schaft kann zylindrisch (für kleinere Bohrungen und Kräfte) sein oder die Form eines Morsekegels (für größere Bohrungen und Kräfte) haben. An der Spitze des Bohrkopfes befinden sich zwei kegelförmige Schneiden, die üblicherweise unter einem Winkel von 118° zueinander stehen. Es gibt Spiralbohrer mit äußerer Kühlmittelzufuhr durch die Nuten, wie auch solche mit innerer Kühlmittelzufuhr durch vorgebohrte Kanäle, die zur Spitze des Schaftes

führen. Die innere Kühlmittelzufuhr verbessert die Kühlung, da auf diese Art und Weise das Öl direkt an die Spitze getrieben wird und dabei nicht von den ausgehenden Spänen vorgewärmt wird.

Wendeplattenbohrer

Der Wendeplattenbohrer ist in Grundkörper und mehrere Wendeschneidplatten geteilt, die an der Spitze des Körpers verschraubt sind. Abbildung 2 zeigt einen Bohrer mit zwei Wendeschneidplatten und spiralförmigen Nuten. Der größte Unterschied gegenüber dem Spiralbohrer ist, dass die Wendeschneidplatten in zwei Durchmesserbereiche arbeiten. Das heißt, dass die Zerspanung im Zentrum der Bohrung durch die innere Schneidplatte erfolgt, während die äußere Schneidplatte die Bohrwand bearbeitet. Bei einem Verschleiß oder Bruch der Wendeschneidplatten, können sie einfach getauscht werden, ohne dass ein Wechsel des Grundkörpers nötig ist. Die Anzahl der Wendeschneidplatten, die an dem Bohrer montiert werden müssen, hängt von den vorgegebenen Anforderungen, wie Zerspanungszeit, Wirtschaftlichkeit und etc. ab. Auch die geometrische Anordnung der Platten ist ein sehr wichtiger Faktor. Die umfangs- und stirnseitig eingebauten Platten weisen extrem hohe Stabilität auf, die mit einer großen Schnittkraftaufnahme kombiniert ist. Aufgrund der engen Platzmöglichkeit erfolgt die Montage der Lochplatten durch Schraubenklemmung. Der flache Steigungswinkel der Nuten ist durch die innere Kühlmittelzufuhr bedingt. Das führt dazu, dass bei größerer Steigung der Nuten auch der Kühlmitteldruck höher sein muss, um die Späne aus der Bohrung herauszupressen.



Abbildung 2: Wendeplattenbohrer

Aufbohrer

Der Aufbohrer (Spiralsenker) oder Aufsteck-Aufbohrer mit mindestens drei Schneiden eignet sich für das Aufbohren gegossener, vorgebohrter oder gelochter Bohrungen. „Aufbohrer sind genormt und so dimensioniert, dass beim Aufbohren maximal 30% des dem Aufbohrer-Durchmesser entsprechenden vollen Bohrungsquerschnitt zerspant werden kann“[17]. Ein Spiralbohrer ist in diesem Verfahren ungeeignet, da er sowohl zum Rattern und Einhaken neigt, als auch die Bohrmaschine unnötig belastet.

In letzter Zeit wurden von der Industrie Aufbohrwerkzeuge gefordert, bei welchen die Wendeschneidplatten so ausgelegt sein müssen, dass sie mehrere Operationen gleichzeitig in einem Schnitt durchführen können (z.B. Fas- und Formvorgänge).

3.1.1 Tiefbohrwerkzeuge

Da die üblichen Bohrer bei Bohrtiefen größer als $\sim 20\text{-}30 \times D$ nicht eingesetzt werden können, benutzt man Tiefbohrwerkzeuge. Sie sind auch mit innerer oder äußerer KSS-Zufuhr ausgestattet. Grundsätzlich teilt sich das Tiefbohren in drei Verfahren:

- ELB-Einlippentiefbohren
- BTA-Tiefbohren
- Ejektor-Tiefbohren – diese Variante wird in dieser Arbeit nicht erläutert

ELB (Einlippentiefbohren) – Tiefbohren

Wegen seiner hohen Produktivität, hat sich der Einlippenbohrer für Durchmesser bis 40mm durchgesetzt. Die erzielte Oberflächengüte und die Durchmessertoleranzen kombiniert mit dem minimalen Mittenverlauf haben das Reiben aus diesem Prozess komplett verdrängt.

Anhand unterer zwei Abbildungen wird eine komplette Beschreibung des Prozesses gegeben. Auf dem V-gefalteten Rohr ist der Schneideteil aus Hartmetall gelötet. Die Kühlschmiermittelzufuhr erfolgt durch das Rohr und die Bohrungen im Kopf an der Spitze des Bohrers. Dann werden die Späne unter dem hohen Öldruck durch der V-Längsnut (Sicke) in den Spänekasten zurückgeleitet. Der Spänekasten fängt das austretende Späne-KSS-Gemisch auf. Im Kasten treten die Späne nach unten aus. Zur Sicherung des Dichtgehäuses ist eine Dichtscheibe am Bohrer angebracht. Sie hat die Aufgabe, dass das Öl nicht aus dem Spänekasten ausfließt. Deswegen ist ihre innere Form mit der äußeren Form des Schaftes gleich. Der Spänekasten spielt zusätzlich die Rolle eines Dämpfungselementes.

Die wichtigsten Eigenschaften sind:

- Innere Kühlschmiermittelstoffzufuhr durch den Schaft
- Äußere Kühlschmiermittelstoffabfuhr mit den Spänen durch den Spanraum
- Bohrbereich 0,8-40 mm

Bei Bohrungen größer als 18mm werden wie beim Wendepaltenbohrer, wechselbare Schneidplatten und Führungsleisten eingesetzt.

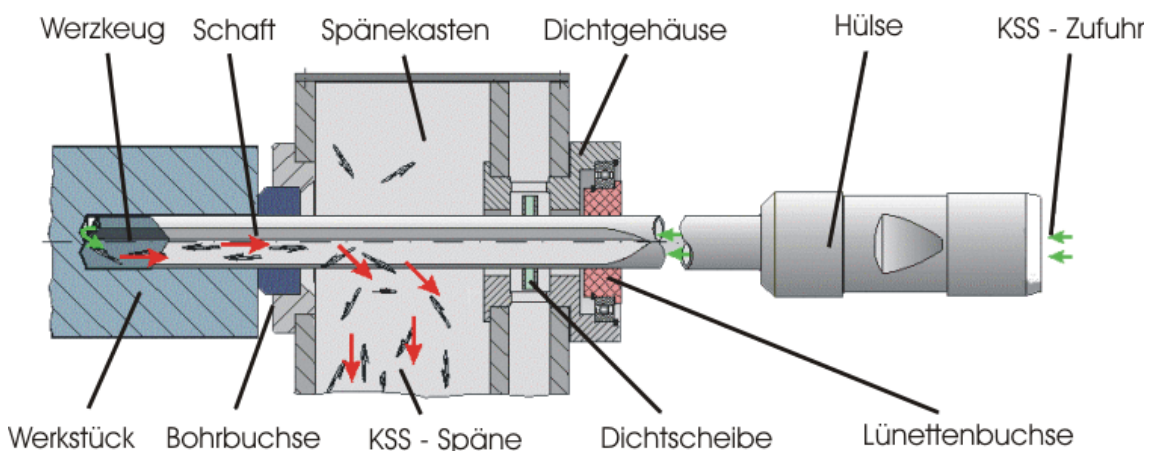


Abbildung 3: ELB-Prozess [4]

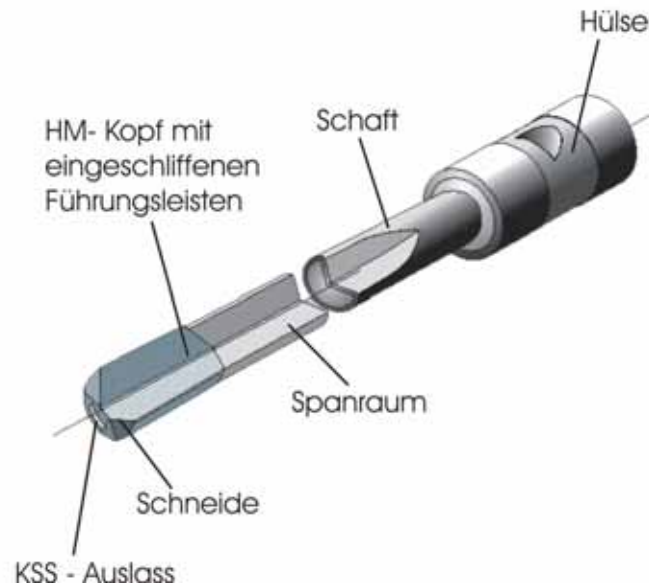


Abbildung 4: Einlippen – Vollbohrwerkzeug [4]

Bei tieferen Bohrungen, wo längere Einlippenbohrer in den Gebrauch kommen, verwendet man zur Unterstützung und Führung des Bohrers, Lünetten. An jeder einzelnen Lünette ist eine Lünettenbuchse aus Hartgewebe montiert, die sehr gute Dämpfungseigenschaften besitzt und verschleißfest ist.

Zweilippenbohrer

Das Zweilippenbohren ist ein verwandtes Verfahren des Einlippenbohrens. Wie aus dem Namen erkennbar, ist der Zweilippenbohrer mit je zwei Schneiden, Führungsleisten, KSS-Kanälen und V-Längsnuten. Sein Einsatzgebiet ist bei Bohrungsdurchmessern von 4-25mm und L/D-Verhältnissen von 30/1-40/1. Der Querschnitt einer Zweilippenbohrer-Längsnute entspricht der Hälfte einer Einlippenbohrer-Längsnute. Deswegen eignen sich diese Bohrwerkzeuge für kurzspanende Werkstoffe.

BTA (Boring and Trepanning Association) – Tiefbohren

Die wichtigsten Eigenschaften sind:

- Äußere KSS – Zufuhr
- Innere Kühlschmierstoffabfuhr mit den Spänen durch den Schaft
- Bohrbereich 18 – 1000 mm

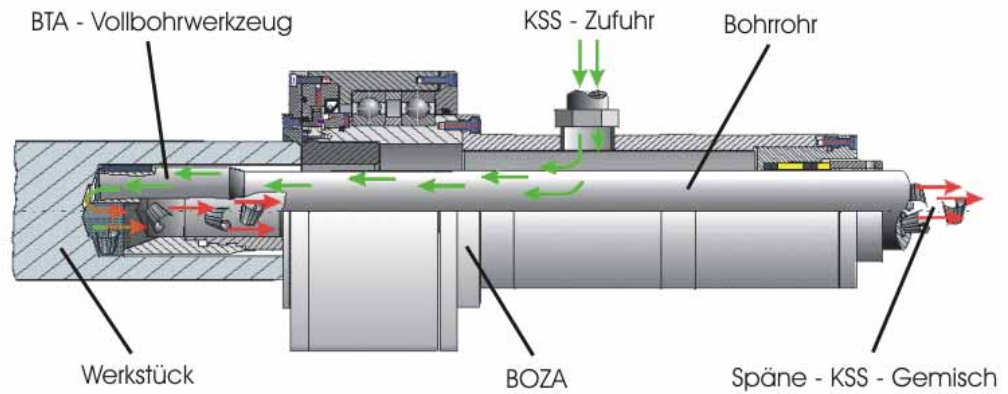


Abbildung 5: BTA – Tiefbohrvorgang [4]

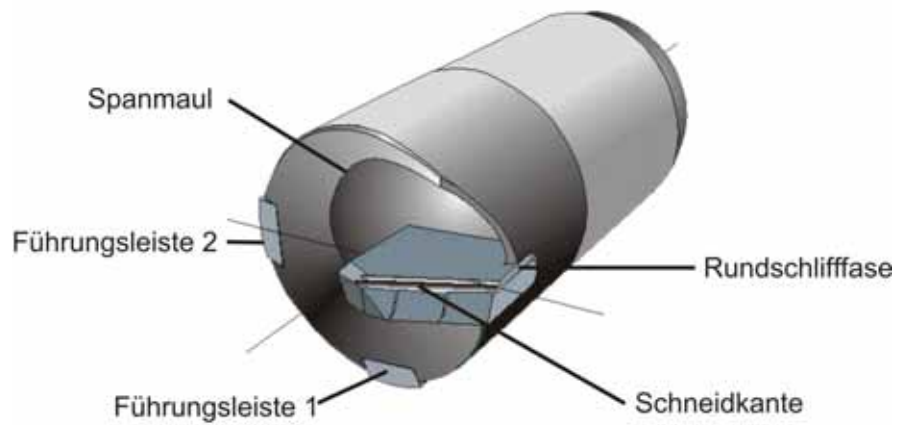


Abbildung 6: BTA – Vollbohrwerkzeug [4]

Am Ende dieses kurzen Überblicks werden die Kühlschmierstoff-Richtwerte für das Tieflochbohren gezeigt.

Kühlschmierstoff-Richtwerte für das Tiefbohren

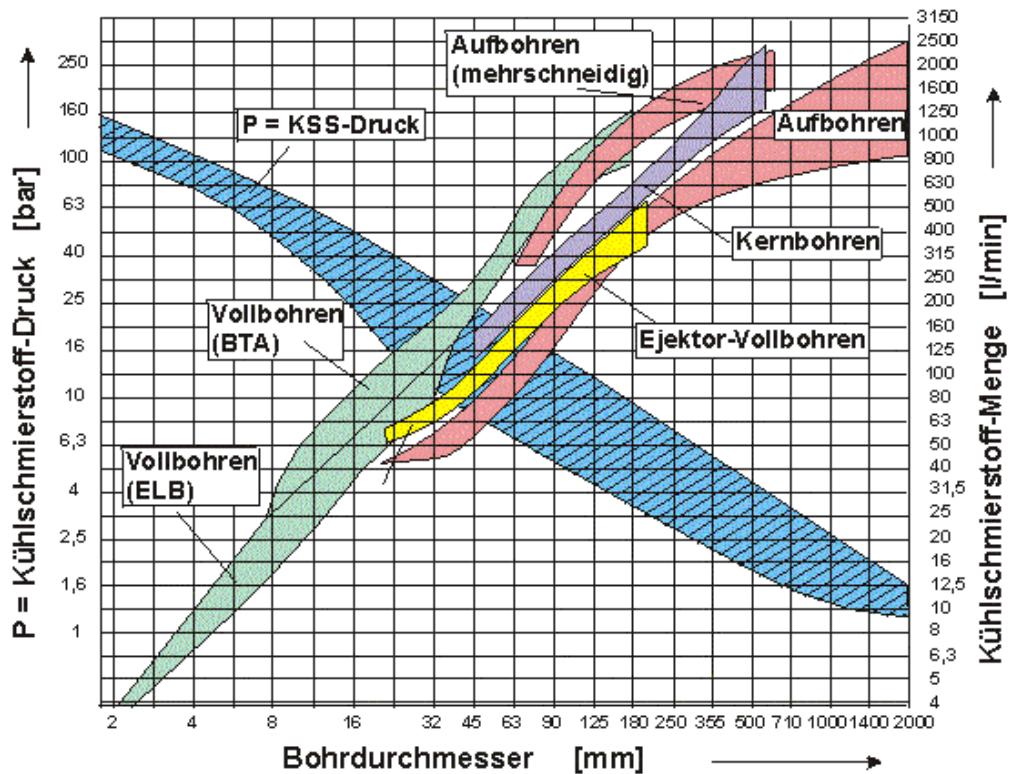


Abbildung 7: Kühlschmierstofftabelle [4]

3.2 Gebräuchliche Formen der Bohrmaschinen

Grundsätzlich teilen sich die Bohrmaschinen in zwei Arten:

- Einspindel- und
- Mehrspindelbohrmaschinen

Im Gegensatz zu den Mehrspindelbohrmaschinen, die speziell für die Massenproduktion entwickelt sind, gehören die Einspindelbohrmaschinen zu den Universalbohrmaschinen. Nach der Ausrichtung der Spindel unterscheidet man Senkrecht- oder Horizontalbohrmaschinen.

Tischbohrmaschine

Die Tischbohrmaschine ist meist für Teile mit kleinem Bohrungsdurchmesser geeignet. Der Vorschub wird manuell betätigt. Die Spindeldrehung wird von einem Motor durch Riemenantrieb ausgeführt, dessen Drehzahl 3-, 4-stufig oder stufenlos regelbar ist.

Säulenbohrmaschine

Der Antrieb und die Bohrspindel (das sog. Antriebsgehäuse) liegen auf einer Säule, die das Gestell der Maschine ist. Im unteren Bereich der Säule ist der Tisch montiert, der in Höhe oder Winkel verstellbar ist. Der Vorschub erfolgt durch Schneckenantrieb oder manuell.

Ständerbohrmaschine

Die Ausführung der Ständerbohrmaschine ist so wie die der Säulenbohrmaschine. Der einzige Unterschied liegt bei dem Gestell, wo anstatt der Säule ein rechteckiges Profil montiert ist. Kleinere Werkstücke können durch die T-förmigen Nuten des Tisches fest eingespannt werden.

Schwenkbohrmaschine

Große und sperrige Teile sind das Haupteinsatzgebiet der Schwenkbohrmaschine. Folgende Abbildung zeigt die wichtigsten Teile.

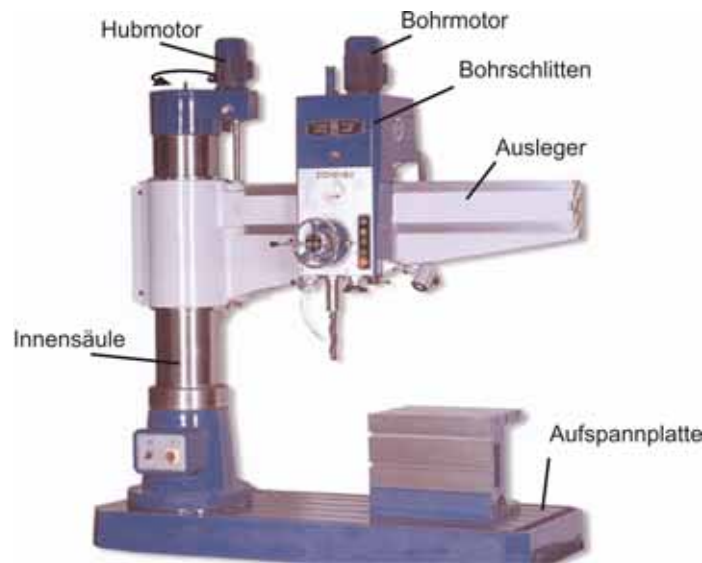


Abbildung 8: Schwenkbohrmaschine

Der Ausleger ist an der Innensäule gelagert und kann durch die Vorschubeinheit (Motor und Gewindetrieb) in der Höhe verstellt werden. Die Bohrspindel und der Bohrschlitten sind ein Körper, der parallel zur Innensäule gelegen ist. Auf dem Ausleger sind die horizontalen Führungen für den Bohrschlitten montiert.

Diese Bauart erlaubt die Ausführung vieler Bohrarbeiten in einer Werkstückaufspannung.

Horizontalbohrmaschine

Die Horizontalbohrmaschine ist ähnlich wie eine Drehmaschine aufgebaut. Man teilt sie in Lang- und Kurzbettmaschinen, mit kreisendem Werkstück, mit kreisendem Werkzeug oder kombiniert mit gegenlaufender Bewegung. Die Vorschubbewegung ist durch eine Zahnstange oder einen Kugelgewindetrieb ausgeführt. Notwendig sind eine stetige Kühlmittelzufuhr und eine stetige Spanabfuhr. Für eine genaue Bohrung braucht man eine Werkzeugführung, die durch eine Bohrbuchse erfolgt.

3.2.1 Bauformen von Einlippentiefbohrmaschinen

Eine Tiefbohranlage zeichnet sich durch ihre hohe Produktivität aus. Zu jeder Tiefbohranlage kommen neben der Tiefbohrbank ein KSS-Aggregat mit zusätzlichen Anlagen zur KSS-Aufbereitung und Spanabfuhr.

Abbildung 9 bis 12 zeigen die drei Hauptarten der Einlippenbohrmaschinen. Die Pfeile sind die Vorschubrichtungen und die Drehbewegungen.

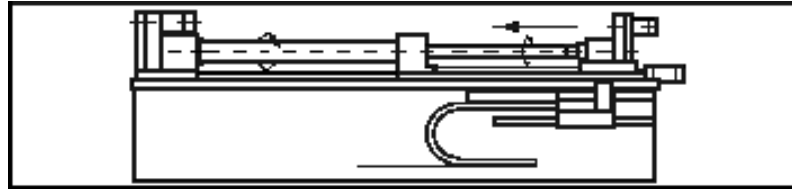


Abbildung 9: Universal-ELB-Tiefbohrmaschine [4]

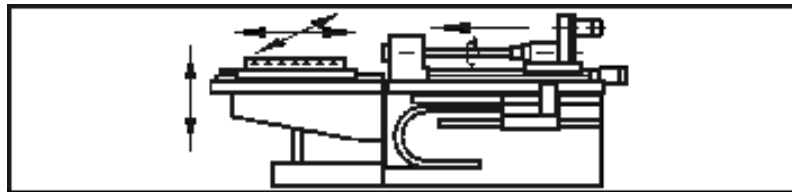


Abbildung 10: Konsol-ELB-Tiefbohrmaschine [4]

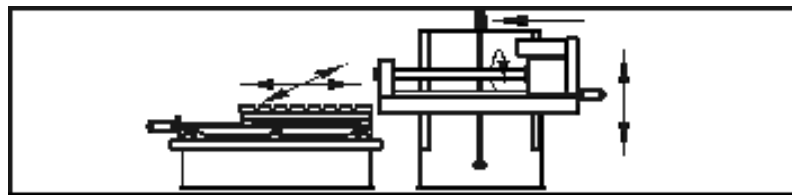


Abbildung 11: Koordinaten-ELB-Tiefbohrmaschine [4]

4 Theoretische Grundlagen der Werkzeugmaschinen

4.1 Werkzeuggestelle

Das Gestell ist das Grundelement, auf dem alle Maschinenkomponenten montiert werden müssen. Zu seinen Anforderungen zählen:

- Hohe Dämpfungsqualität bei erzwungenen Schwingungen
- Aufnahme entstehender Kräfte
- Gute Wärmeleitzufuhr

4.1.1 Werkstoffe

Die Werkstoffe bei den Gestellen sind:

Werkstoff	E-Modul [10 ³ N/mm ²]	Dichte [kg/dm ³]	Wärmeausdehnungskoeffizient [10 ⁻⁶ K ⁻¹]	spezifische Wärmekapazität [J/gK]	Wärmeleitfähigkeit [W/(Km)]	Festigkeit [N/mm ²]	Werkstoffdämpfung	rel. Materialkosten (verarbeitet)
Stahl	210	7,85	11,1	0,45	14-58	400-1300	0,0023	1
GG	80-140	7,1-7,25	9	0,46	45-50	150-400	0,0045	0,8
GGG	160-185	7,1-7,3	9,5	0,63	31-36	400-800		0,9
Al	67-76	2,6-2,8	21-24	0,88-0,92	117-211	90-530		2,5-4,0
RHB	40	2,3	10-20	0,90-1,10	1,5	10-15	0,02	0,9-2,0
CFK	48-360	1,5-1,8	-1-0	1,00	1-50	400-2000		30,0-50,0

GG-Gusseisen mit Lamellengraphit, GGG-Gusseisen mit Kugelgraphit, Al-Aluminiumlegierungen, RHB- Reaktionsharzbeton, CFK-Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff

Tabelle 2: Werkstoffeigenschaften [3]

Entscheidend für die Wahl des Gestellmaterials ist das Einsatzgebiet der Maschine. Tabelle 3 zeigt die ausschlaggebenden Eigenschaften und ihre Vorteile.

Festigkeit(Streckgrenze, Dauerfestigkeit)	→	Sicherheit gegen plastische Verformung und Bruch
Spezifisches Gewicht	→	Masseverteilung, statisches und dynamisches Verhalten
Elastizitätsmodul, Gleitmodul	→	statisches und dynamisches Verhalten
Materialdämpfung	→	dynamisches Verhalten
Reibwert, Härte	→	Reibungs- und Verschleißverhalten in den Gleitzonen
Abbau von Eigenspannungen, Kriechen, Relaxation	→	Langenzeitgeometriekonstanz
thermischer Ausdehnungskoeffizient, spezifische Wärme, Wärmeübergangszahl	→	thermoelastisches Verhalten

Tabelle 3: Bauteileigenschaften [3]

Die Gestelle aus Stahl weisen eine leichtere Konstruktion als die aus Grauguss auf. Obwohl sie aus mehreren Einzelkomponenten zusammengeschweißt werden, sind die Herstellungskosten eher niedrig. Daher werden vor allem in der Einzelfertigung meist geschweißte Betten eingesetzt.

Die Herstellung von Grauguss-Gestellen wird vor allem in der Serienproduktion gerne eingesetzt. Gerade bei komplizierten Konstruktionen, wo viele Verrippungen und Querschotten vorhanden sind, ist eine Gusskonstruktion vorteilhafter als eine vergleichbare geschweißte Stahlkonstruktion. Zu den Vorteilen zählen auch die guten Bearbeitungseigenschaften und die nicht unwesentliche Materialersparnis. Außerdem hat der Grauguss im Vergleich zu Stahl eine bessere Dämpfung.

Weiters zu erwähnen ist der Reaktionsharzbeton. Sein Einsatzgebiet sind Gestelle, die unter fünf Meter lang sind. Er hat noch größere Materialdämpfung, Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität als der Grauguss.

Eine ganz neue Richtung bei der Herstellung von Gestellen ist die Sandwichstruktur mit Metallschaum. Bei diesem Verfahren wird Metallschaum zwischen zwei Stahlplatten gelegt. Der Schaum besteht aus Aluminium oder Aluminiumlegierungen und wird durch Strang- oder Heißpressen hergestellt. Der Schaumstoff hat eine hohe Steifigkeit und Festigkeit und eine sehr geringe Dichte.

4.1.2 Statische Merkmale

Die statischen Kennwerte bei einer zeitlich unverändert auftretenden Kraft und die daraus folgende Verformung sind die Steifigkeit und ihr Reziprokwert, die Nachgiebigkeit. Die Steifigkeit wird in Form von Kennlinien dargestellt. Bei einer Baugruppe oder Maschine erhöht sich die Steifigkeit vom Bearbeitungspunkt hin zu den Aufstellelementen. Das ergibt sich aus den Kontaktzonen, wo sich die Steifigkeit jeweils verringert und die Dämpfung erhöht.

- Steifigkeit $k_x = \frac{F}{x}$ Glg. 1

- Nachgiebigkeit $g_x = \frac{1}{k_x}$ Glg. 2

Die gesamte Nachgiebigkeit einer Maschine ist die Summe aus den Nachgiebigkeiten aller einzelnen Maschinenkomponenten. Es wird zwischen Parallel- oder Seriellschaltung unterschieden:

Gesamte Nachgiebigkeit

- $g_{ges} = \frac{1}{k_{ges}} = \underbrace{\frac{1}{k_1 + k_2 + \dots + k_n}}_{\text{Parallelschaltung}} + \underbrace{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}}_{\text{Seriellschaltung}} \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{N}} \right]$ Glg. 3

Bauformen

Die meistverbreiteten Bauformen im Werkzeugmaschinenbau sind stabförmige Teile aus ausgedehnten offenen oder geschlossenen Profilen. Abbildung 12 zeigt die grundlegenden Querschnitte und ihre Profilkenngrößen.

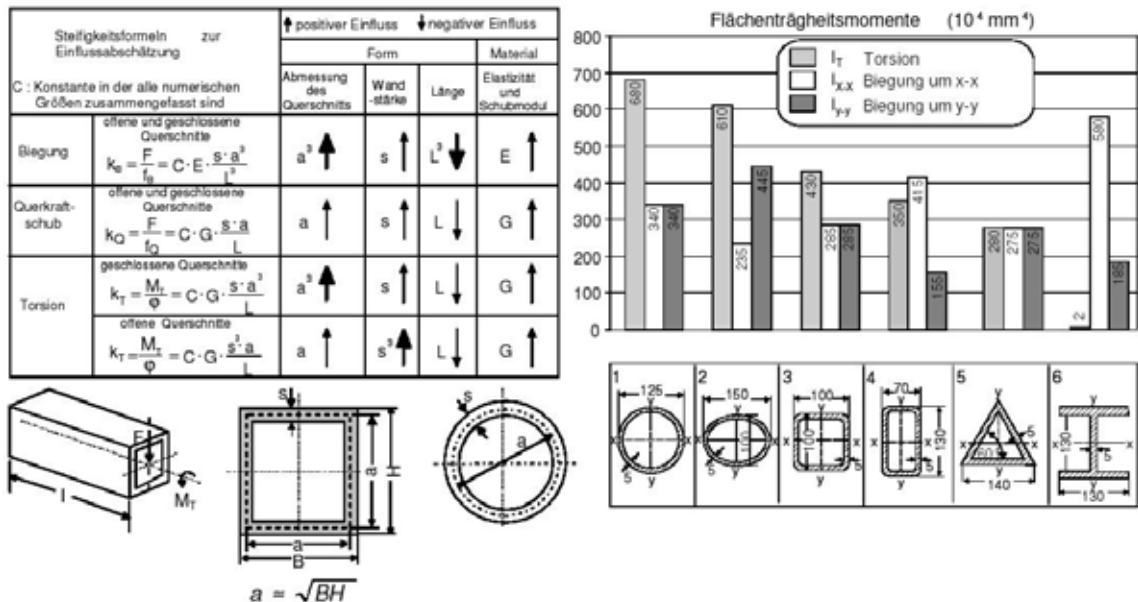


Abbildung 12: Querschnittsformen und ihre Eigenschaften [3]

Wie man sieht, sind die beiden wichtigsten Komponenten die Querschnittsfläche und die Wandstärke. Das Trägheitsmoment von geschlossenen Profilen verändert sich linear in Abhängigkeit von der Wandstärke und zur dritten Potenz des Querschnitts. Bei offenen Profilen ist dies umgekehrt. Rechts in Abbildung 12 sind die Flächenträgheits- und Widerstandsmomente dargestellt.

Ein Profilschlitz wirkt sich sehr negativ auf das Trägheitsmoment aus. Daraus kommen einige Hauptfolgerungen:

- Generell sind die geschlossenen Profile besser geeignet.
- Eine Steifigkeitserhöhung ist durch größere Querschnitte leichter als durch eine höhere Wandstärke zu erreichen → Materialkosten
- Runde geschlossene Profile mit inneren Verrippungen sind besonders torsionssteif
- Offene Profile sind nur bei reinen Biegebelastungen benutzbar, wenn diese auf das große Flächenträgheitsmoment konzentriert sind
- Das Verhältnis zwischen dem Querschnitt und der Länge ist für die Biegebelastung entscheidender als für die Torsionsbelastung

Verrippungen

Eine Steifigkeitserhöhung kann nicht nur mit größeren Querschnitten oder verschiedenen Materialien und Materialstärken erreicht werden, sondern auch mit gezieltem Einsatz von

Verrippungen. Entsprechend ihrer Ausrichtung kann sich die Biege- und/oder Torsionssteifigkeit ändern. Eine Zusammenfassung des Einflusses unterschiedlicher Verrippungen auf geschlossene Gestelle mit Bezug auf die Biege- und Torsionssteifigkeiten ist in der Abbildung 13 zu sehen.

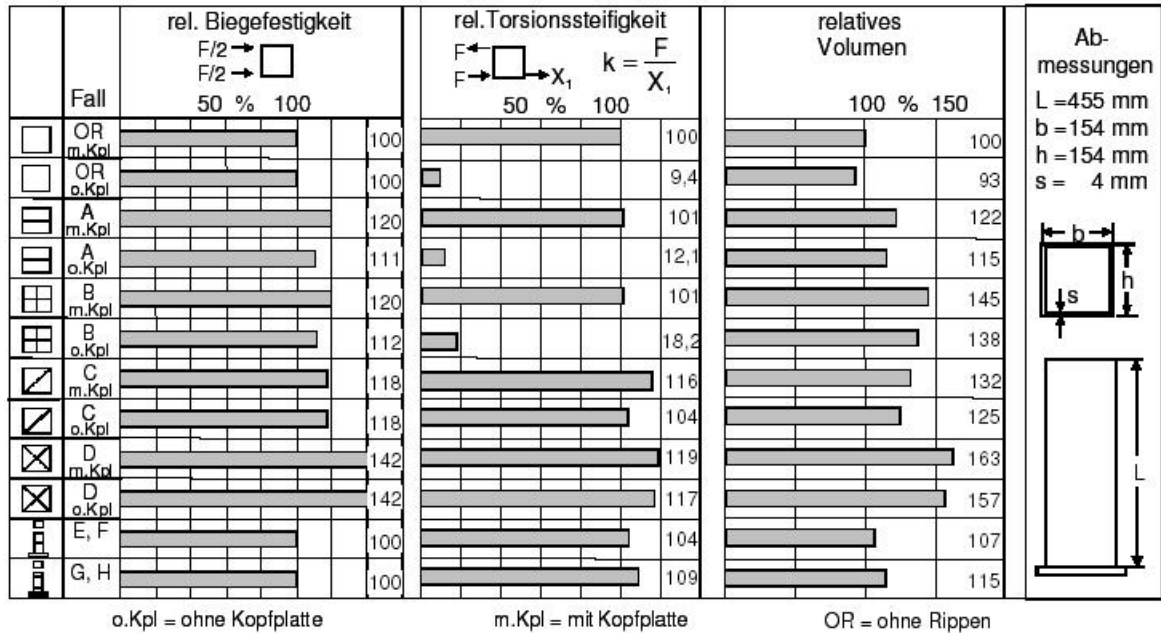


Abbildung 13: Biege- und Torsionssteifigkeiten bei verschiedenen Verrippungen [3]

4.1.3 Dynamische Merkmale

Werden sich die Kräfte, die auf das System wirken, zeitlich verändern, stellt man dynamische Belastungen fest. Durch diese Belastungen beginnt ein System zu schwingen. Eine Werkzeugmaschine kann wie ein Einmassenschwinger vereinfacht betrachtet werden. Das grundsätzliche Prinzip und die mathematische Beschreibung ist in Abbildung 14 dargestellt. Das Bild links oben in Abbildung 14 zeigt den Einmassenschwinger, bestehend aus masseloser Feder, massenlosem Dämpfer und absolutsteifer dämpfungsloser Masse. Die mathematische Beschreibung dieser Schwingung erfolgt durch das zweite Gesetz von Newton, umgewandelt in eine lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung mit konstantem Koeffizienten. Diese Gleichung wird durch die Fourier-Transformation im Frequenzbereich dargestellt. Damit kann das dynamische Verhalten des Schwingers bzw. der Maschine durch den Nachgiebigkeitsfrequenzgang beschrieben werden.

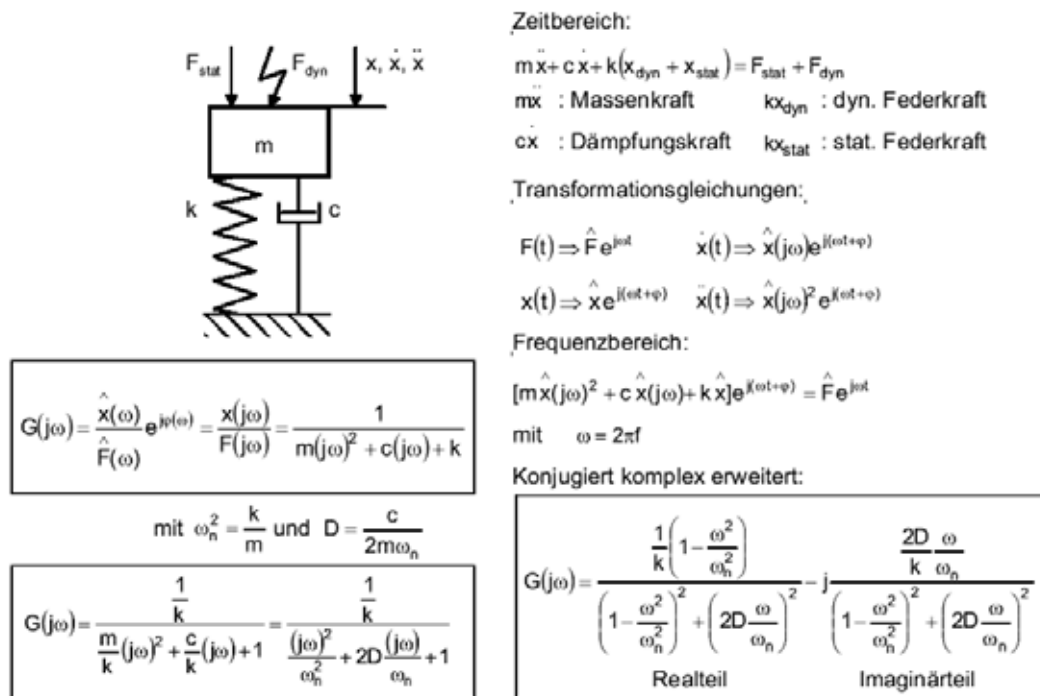


Abbildung 14: Prinzipbild und mathematische Beschreibung eines Einmassenschwingers [16]

Die meisten Schwingungen werden durch Schlittenbeschleunigungen oder Bearbeitungskräfte erzeugt. Die Schwingungen teilen sich in Fremd- oder Selbsterregte:

- Erzwungene Schwingungen treten beim schwingungsfähigen Körper auf, wenn eine schwankende Kraft eine Auslenkung bewirkt und im Resultat der Körper zu oszillieren beginnt. In der Praxis werden die erzwungenen Schwingungen von einer zeitveränderlichen Kraft erregt. Man spricht über periodische Erregungen und damit auch über die harmonische und sinusförmige Erregung. Wenn ein System unter dem Einfluss einer harmonischen Erregung ist, treten zwei Schwingungen auf:
 - die freie Schwingung - die Eigenfrequenz, die von der Dämpfung des Systems abhängt
 - Die Relation zwischen der erzwungenen Schwingung mit der konstanten Erregerfrequenz, ihrer Stärke (der Eigenfrequenz) und den Dämpfungseigenschaften des Systems
- Selbsterregte Schwingungen sind die Schwingungen, bei denen keine äußeren Kräfte einwirken. Diese Schwingungen oszillieren wesentlich mit der Eigenfrequenz eines Teiles oder einer Baugruppe. Das Spezifische bei dieser Art von Schwingungen ist das Selbsterregungsprinzip:
 - Eine Kraft, die sich im Kraftfluss befindet, verursacht eine Schwingung. Aus der Schwingbewegung entsteht eine Wechselkraft, die die Schwingbewegung vergrößert, die ihrerseits eine noch höhere Wechselkraft herbeiführt usw. der so genannte Aufschaukelungseffekt.

Diese Erhöhung erfolgt, bis eine Systemdämpfung eintritt und sich ein Gleichgewicht einstellt. Ein charakteristisches Beispiel ist die Schnittkraft. Ein kleiner Vorschub mit größerer Spanbreite erregt höhere Schwingungen. Kann die Systemdämpfung die erregte Schwingung nicht dämpfen, spricht man von regenerativen Ratterschwingungen. Die Ratterschwingungen entstehen meistens zwischen dem Werkstück und dem Werkzeug und haben sehr große Amplituden.

Vergrößerungsfunktion

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{Glg. 4}$$

$$v = \frac{f_{\text{dyn}}}{f_{\text{st}}} = \frac{\hat{x}}{\hat{F}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2 \delta^2}} \tag{Glg. 5}$$

$$\delta = \frac{c}{m\omega_0} \tag{Glg. 6}$$

Wie in [2] ausgeführt, wäre der Vergrößerungsfaktor V_0 ohne Dämpfung bei Gleichheit von Erreger- und Eigenkreisfrequenz, d.h. im Resonanzfall, unendlich. Der Amplituden- und Phasengang ist in Abbildung 15 dargestellt.

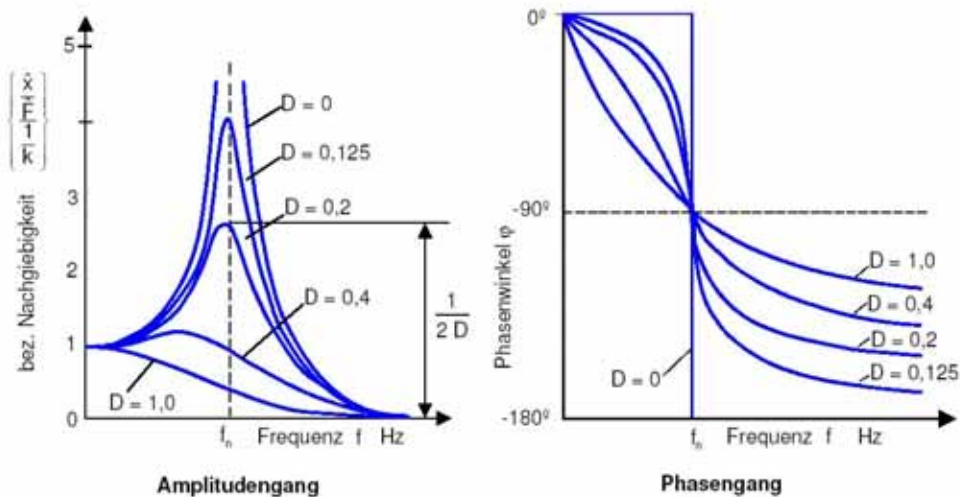


Abbildung 15: Amplituden- und Phasengang eines Einmassenschwingers[3]

Tabelle 4 zeigt die Ursachen für die Schwingungen an Werkzeugmaschinen.

Selbsterregung	Fremderregung
Schwingung mit Eigenfrequenz	Schwingung mit Erregerfrequenz bei periodischer Anregung, mit Eigenfrequenz bei Impulsanregung
Ursachen: <ul style="list-style-type: none"> • Regenerativeneffekt • Lagekopplung • Grundrauschen der Schnittkräfte • Fallende F-v-Charakteristik • Aufbauschneidenbildung 	Ursachen: <ul style="list-style-type: none"> • Unterbrochener Schnitt • Messereingriffsstoß • Über das Fundament eingeleitete Störkräfte • Unwuchten, Lagerfehler • Wechselnde Schnittkräfte

Tabelle 4: Ursachen für Schwingungen an Werkzeugmaschinen [3]

Dynamische Steifigkeit [2]

Die dynamische Steifigkeit ist ein sehr wichtiger Faktor bei den Werkzeugmaschinen. Im Wesentlichen ist sie das Ergebnis der Systemdämpfung, der statischen Steifigkeit, der Konstruktionsanordnung und des Gewichtes der einzelnen Bauteile. Das Ziel ist eine leichte Bauweise mit größtmöglicher Steifigkeit, besonders dort, wo Schwingungen auftreten. Eine Minimierung der Schwingungen ist durch eine systematische Dämpfung (z. B. durch Verschraubungen, Führungen usw.) möglich, wobei eine Koppelung und eine gleichzeitige Teilung der Bauteile die Steifigkeit vermindert. Die Verteilung des Kraftflusses (Bett → Schlitten → Spindelstock → Spindel) spielt eine sehr große Rolle dafür. Um das zu erreichen, sollen die Teile, die näher der Zerspanstelle liegen, leichter ausgelegt werden, damit kleine Schwingungen auftreten können und dementsprechend eine große Steifigkeit erreicht wird.

Die maximale Schwingungsamplitude ist eine Funktion der Kraft, der Steifigkeit und der Dämpfungsmasse::

$$x_{dyn\max} = \frac{\hat{F}}{k} \cdot \frac{1}{2 \cdot D} = \frac{x_{stat}}{2 \cdot D} \quad \text{Glg. 7}$$

Mit der Dämpfungsmasse und Glg. 4

$$D = \frac{c}{2 \cdot m \cdot \omega_0} = \frac{x_{\omega=0}}{2 \cdot x_{\omega=\omega_0}} \quad \text{Glg. 8}$$

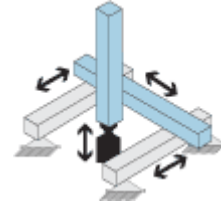
ergibt sich:

$$\hat{x}_{dyn\max} = \hat{F} \cdot \frac{1}{c \cdot \omega_0} = \hat{F} \cdot \frac{1}{c} \cdot \sqrt{\frac{m}{k}} \quad \text{Glg. 9}$$

4.2 Führungen und Lagerungen

Führungen und Lagerungen dienen dazu, eine Verbindung zwischen allen bewegten Teilen oder Baugruppen in den Werkzeugmaschinen zu schaffen. Sie haben normalerweise maximal zwei Freiheitsgrade - in den meistens Fällen nur einen. Entsprechend dieser Anforderung teilen sie sich in zwei Bewegungsarten.

- Lineare Bewegung



- Kreisförmige Bewegung



Die Kombination mehrerer linearer und kreisförmiger Bewegungen ergibt die summarischen Freiheitsgrade einer Werkzeugmaschine. Man spricht über 2,3,4,5 usw.-achsige Bearbeitung.

Der wesentliche Faktor bei der Konstruktion einer Werkzeugmaschine ist die Schaffung einer hohen Arbeitsgenauigkeit und eines großen Leistungspotentials, kombiniert mit niedrigen Herstell- und Betriebskosten.

Sowohl die Lagerungen der Spindeln für Haupt- und Vorschubachsen, als auch die Führungen der Schlitten und Arbeitstische spielen eine große Rolle dafür. Voraussetzungen dafür sind die Anforderungen in Abbildung 16.

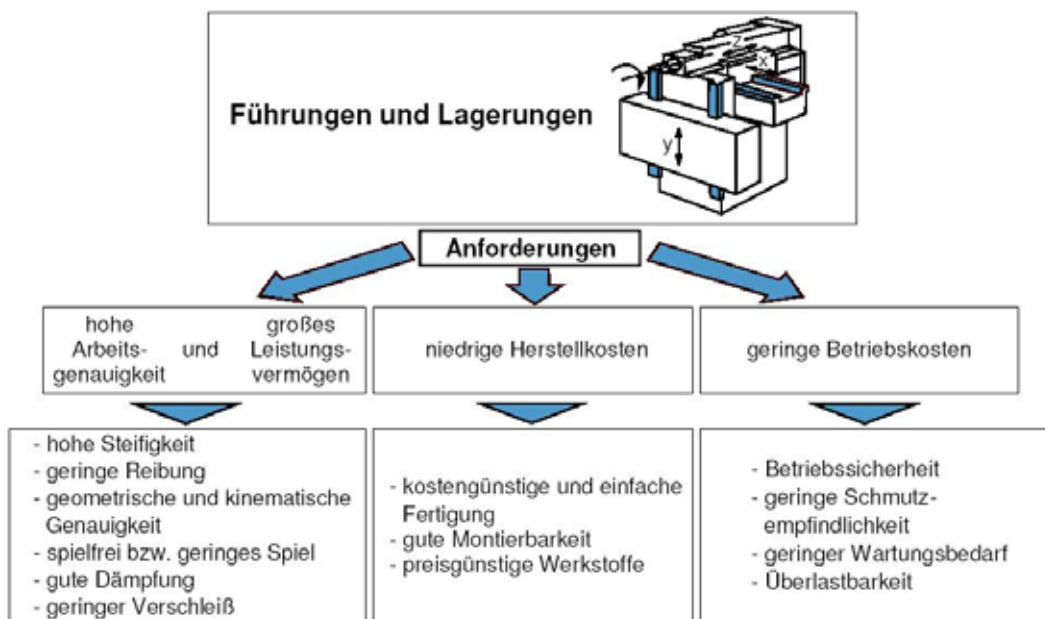


Abbildung 16: Anforderungen an Führungen und Lagerungen[3]

Die Aufgabe jeder Führung und Lagerung besteht aus zwei Hauptkriterien, die in Abbildung 17 zu sehen sind.

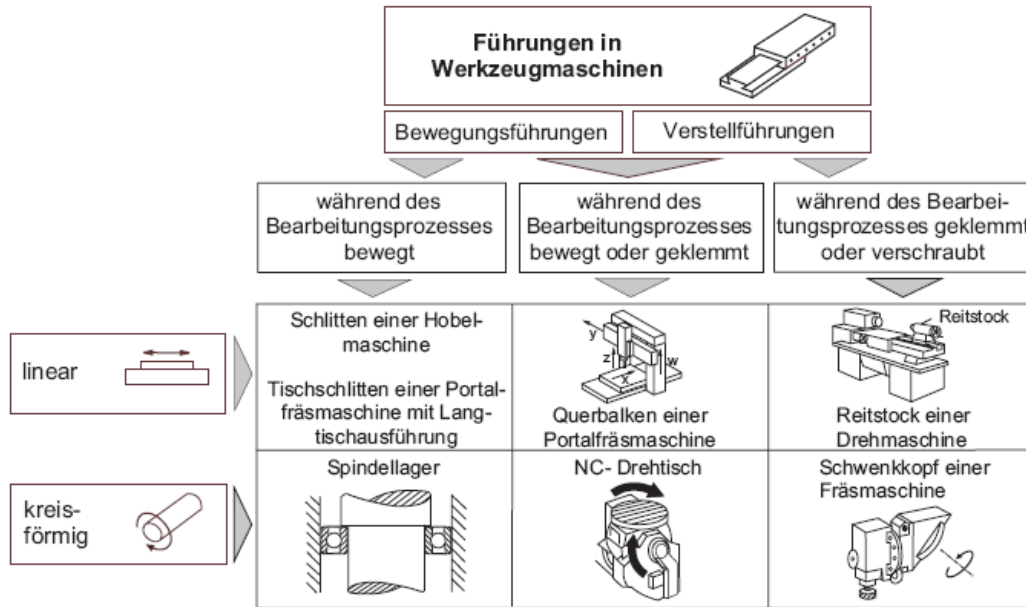


Abbildung 17: Führungen und Lagerungen in Werkzeugmaschinen [3]

Generell müssen die Führungen sich sowohl bewegen als auch verstellen. Nach der Trennung der bewegten Elementen wird unterschieden zwischen:

- Gleitführung bzw. Lager → Trennung durch Ölfilm
- Wälzführung bzw. Lager → Trennung durch Wälzkörper
- Elektromagnetische Führung bzw. Lager → Trennung durch elektromagnetisches Feld

Die letzten zwei Abbildungen dieses Kapitels zeigen die Häufigkeitsverwendung und die Einsatzbereiche der Führungen und Lagerungen:

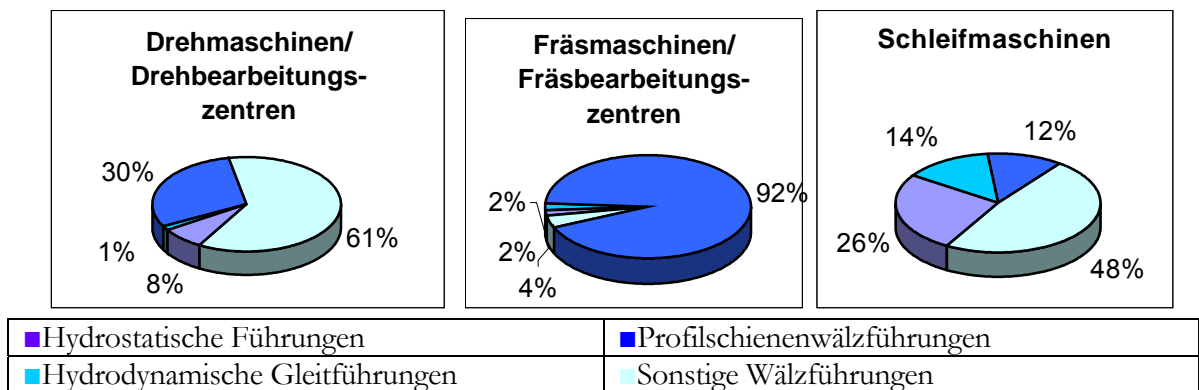


Abbildung 18: Häufigkeitsverwendung

Es gibt fünf verschiedene Arten von Führungen und Lagerungen:

- Hydrodynamische Gleitführung und Gleitlager
- Hydrostatische Gleitführung und Gleitlager
- Aerostatische Gleitführung und Gleitlager
- Elektromagnetische Führung und Lager
- Wälzführung und Wälzlager

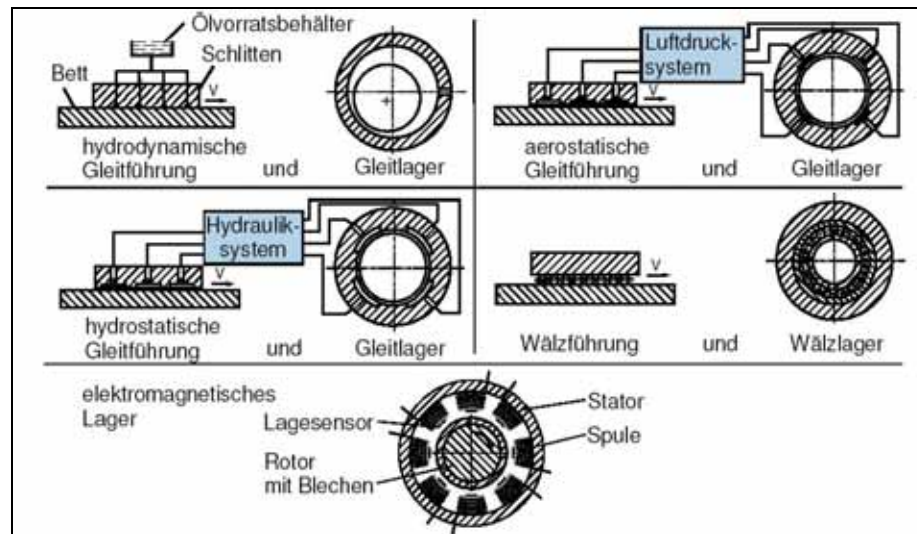


Abbildung 19: Führungs- und Lagerarten [3]

Die folgenden Kapitel geben einen kurzen Überblick über alle Führungsarten.

4.2.1 Hydrodynamische Gleitführungen und Gleitlager

Das Prinzip der hydrodynamischen Gleitführung basiert auf dem Gleiten zweier Oberflächen, die durch Öl oder Fett getrennt sind. Bei einer relativen Bewegung der Flächen entsteht eine Druckbildung im Öl, die die Flächen trennt → Sie beginnen zu gleiten.

Die Reibung zwischen den Flächen hängt sowohl von der Geschwindigkeit und der Viskosität des Schmierstoffes, als auch von der Rauheit der Flächen, der Temperatur und den eingesetzten Kräften ab. Die Stribeck-Kurve zeigt die Verhältnisse zwischen dem Reibungskoeffizient und der Gleitgeschwindigkeit und die vier Betriebsphasen einer Führung oder eines Lagers.

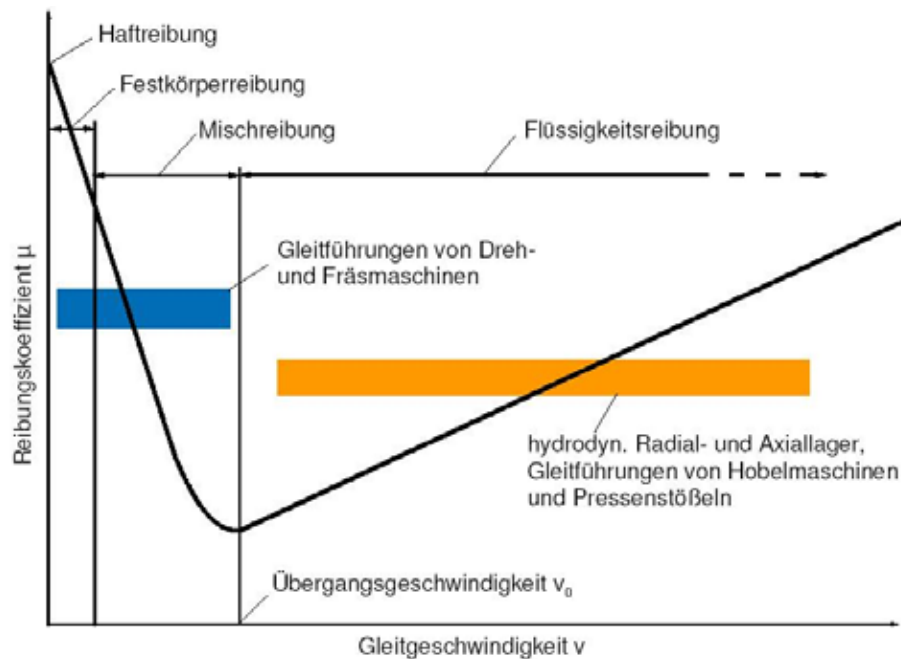


Abbildung 20: Stribeck-Kurve

Zu den Vorteilen der hydrodynamischen Gleitführungen und Lager zählen:

- die hohe Steifigkeit – bedingt durch die große Kontaktfläche
- die guten Dämpfungseigenschaften des Öles
- die einfache Herstellung
- die leichte Einstellbarkeit

Die Nachteile sind:

- Stick-Slip-Effekt - wegen unpräziser Positionierung
- hoher Reibungsfaktor und nachfolgend Verschleiß - aufgrund dessen, dass die Gleitführungen hauptsächlich im Mischreibungsgebiet betrieben werden

Die Führungsformen ergeben sich aus den drei Geometrie-Grundformen → Rechteck, Dreieck und Kreis.

Die meistverwendeten Bauformen sind:

- Flachführung mit Umgriff - statisch bestimmt
- Flachführung-Prismen mit/ohne Umgriff - statisch bestimmt
- Schwalbenschwanzführung - statisch bestimmt
- Doppelprismenführung - statisch überbestimmt

Bei der Gestaltung muss gewährleistet sein, dass bei einer thermischen Ausdehnung der Führung keine Klemmgefahr entstehen kann. Zuzüglich kommt die Anforderung nach einer leichten Bearbeitung und Anpassung der Flächen.

Die Verwendung von Gleitführungen hat wegen ihrer höheren Herstellungskosten stark abgenommen. Bei dem konventionellen Maschinenbau haben die preisgünstigeren und konkurrenzfähigen Wälzführungen längst den Spitzenplatz übernommen. Obwohl neuere Herstellverfahren eingeführt sind, wie z.B. die Kombination aus Kunststoff und Grauguss, bleiben die Einsatzgebiete dieser Führungen in geringer Zahl, z.B. bei Feinbearbeitungsmaschinen, Schleifmaschinen oder im schweren Werkzeugmaschinenbau.

4.2.2 Hydrostatische Gleitführungen und Gleitlager

Hydrostatische Führung

Wie bei hydrodynamischen Gleitführungen nutzen die hydrostatischen Gleitführungen den Effekt des Öldrucks. Der Unterschied hierbei ist, dass der Öldruck durch externe Anlagen erzeugt werden muss. Das heißt, der Druck wird hydrostatisch von einer Druckanlage erzeugt und in die Führung geleitet. Dies bewirkt einen dauerhaften Ölfilm, der die Flächen unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit trennt. Praktisch schwimmt der gleitende Körper, indem nur Flüssigkeitsreibung auftritt. Besonders vorteilhaft ist das Vermeiden des Stick-Slip-Effektes sowohl beim Anfahren, als auch bei geringer Gleitgeschwindigkeit.

Der prinzipielle Aufbau einer Führung ist in Abbildung 21 dargestellt. Im Element 1 ist eine Nut (Lagertasche) vorhanden. In diese Lagertasche wird Öl gepumpt, das ein Abheben des Elementes 2 verursacht, das dadurch zu gleiten beginnt. Der Taschendruck verteilt sich horizontal in der Tasche und fällt stetig am Rand ab. Dort ist der Kontakt zwischen dem Taschen- und Atmosphärendruck.

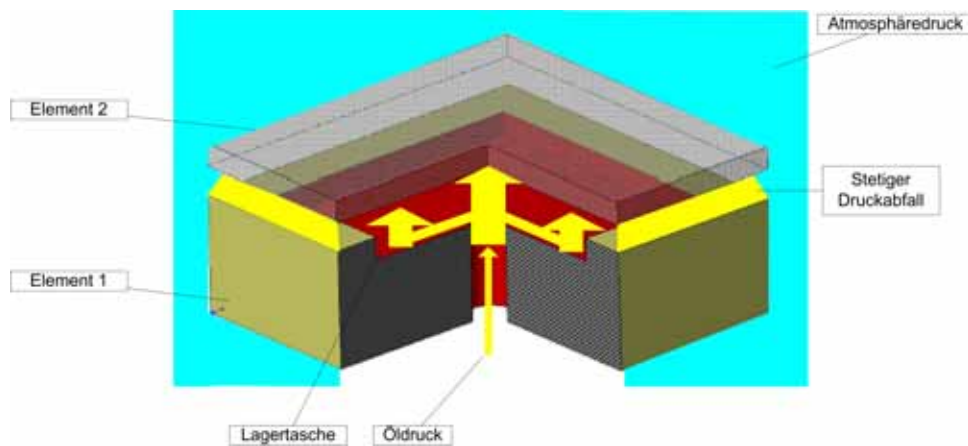


Abbildung 21: Grundsätzlicher Aufbau

Vorteile der hydrostatischen Führungen:

- geringe Reibung
- geringer Verschleiß
- gute Dämpfung und Steifigkeit
- geringe Rundlauffehler
- keine Kraft- oder Momentstöße
- Formfehler der Führungsflächen können ausgeglichen werden

Nachteile hydrostatischer Führungen:

- großer Einbauraum
- hoher Fertigungsaufwand und hohe Betriebskosten
- Aufwendige Ölvorbereitung (stetige Temperaturregelung und Filtrierung)
- Wegen Verschmutzungen müssen die Führungen komplett abgedeckt sein

Der Einsatz von PM-Regler (Progressiv-Mengen) statt der bisher verwendeten Kapillaren hat die Steifigkeit der Führungen erhöht. Im Gegensatz zu alten Umgriffsleisten werden Saugtaschen verwendet. Mit einem Unterdruck werden die Führungen so vorgespannt, dass eine entgegenwirkende Kraft entsteht und die Führung zusätzlich versteift. Da sich die Kombination von Saug- und Drucktaschen wie ein Feder-Kraft-Masse-Element auswirkt, verbessern sich auch die Dämpfungseigenschaften.

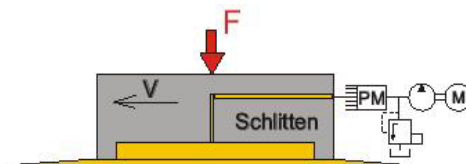


Abbildung 22: PM-Regler [10]

Das ermöglicht eine kompaktere und kostengünstigere Konstruktion. Abbildung 23 zeigt eine hydrostatische Prismenführung. Diese Führung ist leichter herzustellen, da sie ein offenes Profil hat. Die senkrechten Taschen geben noch dazu eine seitliche Steifigkeit.

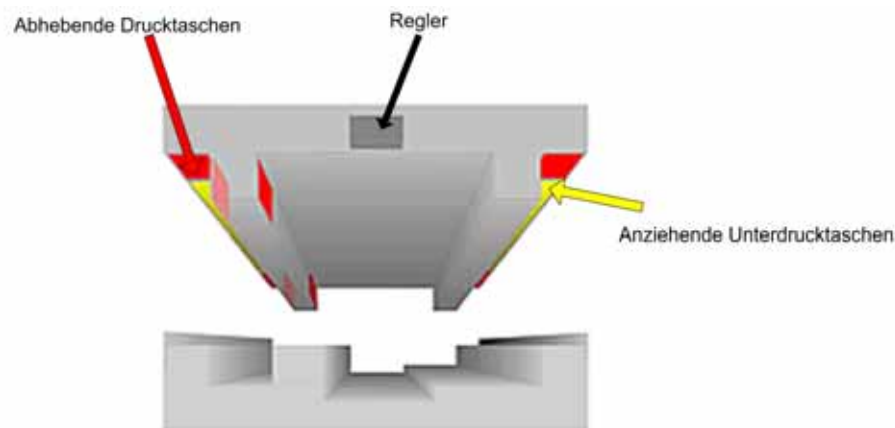


Abbildung 23: Hydrostatische Führung mit regeltem Hoch- und Unterdruck [10]

Die gebräuchlichsten Arten der Ölversorgung aus den hydrostatischen Gleitführungen sind:

- Eine Pumpe pro Tasche
- Eine gemeinsame Pumpe und Drosseln

Bei der ersten Variante „eine Pumpe pro Tasche“ kommen die Mehrkreisradpumpen in Verwendung. Sie haben ein zentrales Antriebszahnrad und maximal zehn Pumpenzahnräder.

Jedes Pumpenzahnrad hat eine eigene Druckkammer und einen Druckausgang, die mit der gleichen Volumenmenge versorgt werden.

Vorteile:

- Verwendung eines Antriebsmotors
- kompakte Bauweise
- hohe Tragfähigkeit und Lagersteifigkeit

Nachteile:

- hohe Kosten

Die zweite Variante „eine gemeinsame Pumpe und Drosseln“ nutzt auch eine Pumpe. Der Unterschied liegt bei der zusätzlichen Regelung mit Stromregelventilen. In jede Tasche wird unabhängig vom Taschendruck die gleiche Fördermenge gepumpt. Das geschieht mit Hilfe des Stromregelventils, das wie ein Differenzdruckregler funktioniert. Wegen der Taschenwiderstände, die von der Viskosität des Druckmediums abhängig sind, kommen Kapillare zum Einsatz, die als Vorwiderstände wirken.

Vorteile:

- Preiswert
- hohe Tragfähigkeit und Lagersteifigkeit

Nachteile:

- Verschmutzungsgefahr bei den Kapillaren

Hydrostatische Lager

Verschleißfreiheit, hohe Laufruhe, breiter Drehzahlbereich, gute Steifigkeit und Dämpfung - all diese Eigenschaften vereint in einem hydrostatischen Lager, zeigen eine wesentliche Stärke im Werkzeugmaschinenbau. Natürlich, wie bei hydrostatischen Führungen, liegen die bedeutenden Nachteile im Bereich der Sicherheit, Aufbereitung des Druckmediums und der hohen Verlustleistung bei hohen Drehzahlen.

Hydrostatische Lager gliedern sich in drei Hauptgruppen:

- Radiallager
- Axiallager
- kombinierte Radial- und Axiallager

Wie aus der Benennung erkennbar ist, sind die Radiallager für Lasten, die senkrecht zur Spindelachse und in der Mitte der Drucktasche liegen, bestimmt. Außer typischer Zylinder-

Lagerflächen, gibt es auch Lager mit kegelförmigen oder sphärischen Lagerflächen, so dass sie kleine Axialkräfte aufnehmen können.

Die Lagerflächen für Axiallager sind senkrecht zur Spindelachse angeordnet.

Die Kombination zwischen den oben genannten Lagern ergibt die Radial-Axial-Lager. Bei denen entsteht ein Zusammenhang zwischen den Lasten in beiden Richtungen. Wie bei hydrostatischen Führungen, ist hier auch der Einsatz von PM-Reglern sehr nützlich, da eine Steifigkeitserhöhung bei größeren Belastungen mit einer sehr kleinen Druckspaltänderung verbunden ist. Im Gegensatz zum hydrodynamischen Lager, wo der Druckspalt von der Geschwindigkeit abhängt, haben die hydrostatischen Lager eine verschleißfreie Charakteristik und eine gleich bleibende Steifigkeit im ganzen Drehzahlbereich.

Im Vergleich mit Wälzlagern ergeben sich weitere Vorteile. Einer davon ist die fehlende metallische Verbindung (Innenring, Kugeln, Außenring) zwischen der Spindelwelle und dem Spindelgehäuse. Folgend ist ein geringerer Platzbedarf, da die Welle genauso groß sein kann, wie die Spindellagerung. Ein weiterer Vorteil ist der, dass das Drucköl, nicht nur für die Lagerung, sondern auch für die Kühlung des gesamten Systems benutzt wird und damit kein zusätzlicher Ölkreislauf notwendig ist.

Der größte Nachteil liegt bei Zusatzgeräten (Regler, Hydraulik-Aggregat, etc.) und den großen Energiekosten.

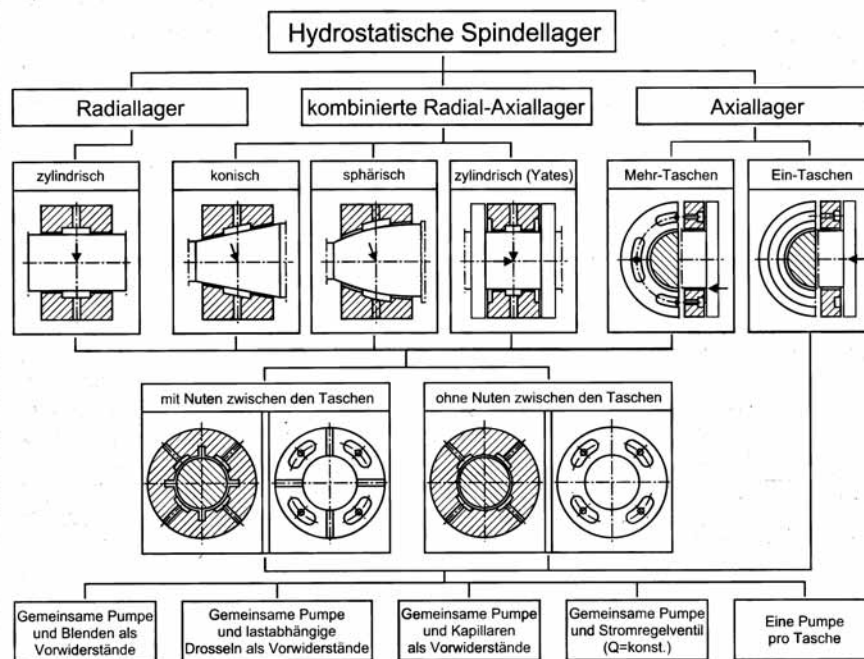


Abbildung 24: Bauformen hydrostatischer Spindellager [3]

4.2.3 Aerostatische Gleitführungen und Gleitlager

Aerostatische Gleitführungen und Gleitlager funktionieren nach demselben Prinzip, wie die hydrostatischen Führungen. Der einzige Unterschied liegt bei dem unterschiedlichen Druckmedium Luft. Die Luft wird mit Öl versetzt und in das Lager durch einen Kompressor eingebracht. Da die Luft eine geringere Viskosität als Öl hat (10^{-2} bis 10^{-3}), sind die Druckspalte sehr schmal (bis $10\mu\text{m}$). Das Ergebnis ist, dass die Steifigkeit und die Tragfähigkeit kleiner im

Vergleich zu den hydrostatischen Führungen sind. Die Viskosität und der Druck setzen Grenzen. Der Druck ist fünf bis 25-mal kleiner als der des Öles, wodurch eine notwendige Vergrößerung der Lagerflächen entsteht.

Ein weiteres Problem ist die sehr niedrige Strömungsgeschwindigkeit kombiniert mit der spezifischen Wärmekapazität der Luft. Besonders ungünstig ist das bei hohen Drehzahlen, wo sich das gesamte Lagersystem erwärmt und damit eine zusätzliche Kühlung notwendig ist.

Aerostatische Führungen finden Anwendung bei Messmaschinen, Ultrapräzisions- und Präzisionsmaschinen.

Aerostatische Lagersysteme werden bei Werkzeugmaschinen mit hochdrehenden Bohr- oder Schleifspindeln eingesetzt, wo es kleinere Kräfte gibt.

Vorteile:

- sehr geringe Reibung - fast kein Verschleiß
- kein Stick-Slipeffekt
- geringe Wärmeentwicklung
- sehr hohe Wiederholgenauigkeit
- niedrige Geräuscherzeugung
- chemische Stabilität des Schmiermediums
- keine Verschmutzung durch das Schmiermedium

Nachteile

- großer Platzbedarf
- Instabilität bei Pneumatik
- große Fertigungskosten
- teure Mediumsaufbereitung

4.2.4 Elektromagnetische Gleitführungen und Lager

Elektromagnetische Führung

In den letzten Jahren wird aktiv geforscht, ob die elektromagnetischen Führungen in einer Werkzeugmaschine zum Einsatz kommen können. Es gibt zwar einige Forschungsprojekte, die positiv verlaufen und nützliche Daten liefern, aber die elektromagnetischen Führungen noch nicht zu einem Einsatz in der Produktion ausgereift haben.

Das Prinzip einer Magnetführung ist in Abbildung 25 zu sehen.

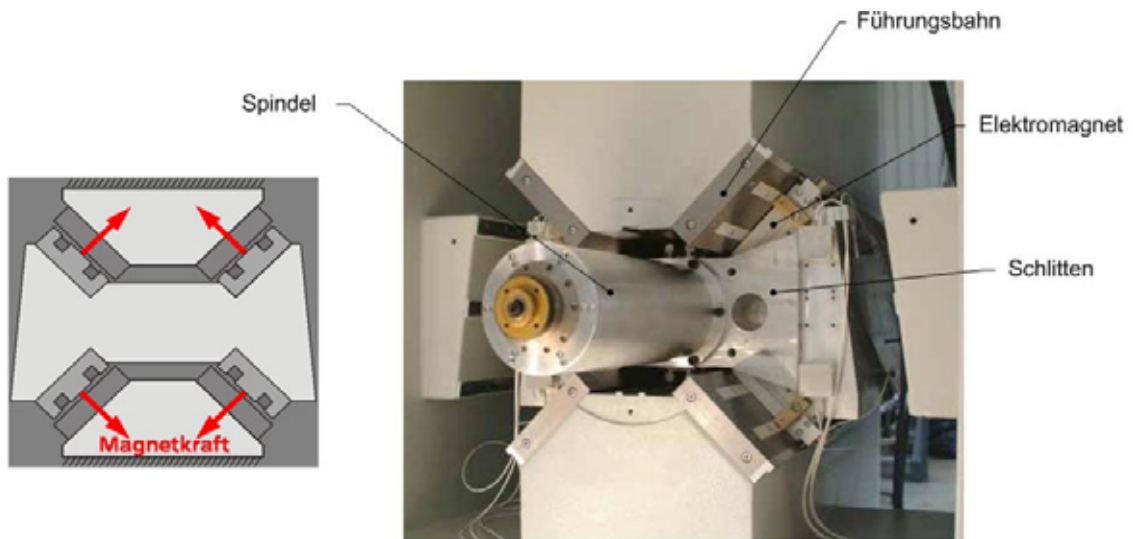


Abbildung 25: Magnetführung und Prinzip [8][6]

Die anziehenden Kräfte der Elektromagnete, die in vier Richtungen wirken, halten den Schlitten in schwebendem Zustand. Da die elektromagnetische Lagerung instabil ist, werden die Spalte zwischen den Schlitten und der Führung durch Sensoren gemessen. Der ermittelte Wert wird an den Regler gesendet, wo der Istwert mit dem Sollwert verglichen wird und eine Korrektur der Elektrokräft erfolgt, damit der Schlitten schwebend bleibt.

Vorteile:

- Hervorragende Dämpfung=1 (bei HSF=0,71)
- Berührungslos → verschleißfrei
- Veränderung der Steifigkeit durch Regelung
- Zwei parallel arbeitende Systeme → Mess- und Stellsystem
- gleichzeitiger Antrieb und Führung

Nachteile:

- Notwendige Regelung

Elektromagnetische Lager

Bei manchen Werkzeugmaschinen, wo die Zerspannung bei hoher Geschwindigkeit erfolgt, ist die elektromagnetische Lagerung im Einsatz. Da diese Art von Lagerung keinen Verschleiß hat, ist sie für hohe Drehzahlen geeignet. Jede elektromagnetische Lagerung ist ein mechatronisches System aus zwei Hauptkomponenten:

- Lagerung
- Elektronisches Regelsystem

Jede Spindel ist auf autonomen Axial- und Radiallagern gelagert. Abbildung 26 zeigt das Regelbild eines Radiallagers.

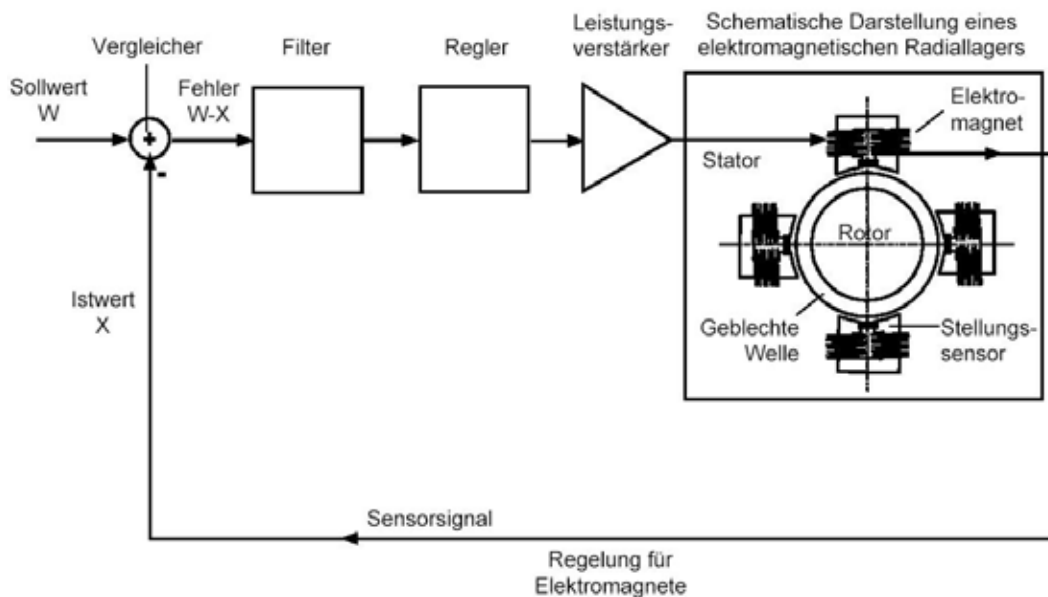


Abbildung 26: Regelung eines aktiven Magnetlagers [3]

Das Lager hat einen Stator und einen Rotor. Im Stator befinden sich die Elektromagnete, die ein Magnetfeld erzeugen. Der Rotor, der durch einzelne ferromagnetische Blechringe bestückt ist, ist mit der Welle verbunden und durch das Magnetfeld im schwebenden Zustand gehalten. Bei einer Abweichung der Sollposition wird die Istpositionslage durch Sensoren ermittelt und zum Regler geleitet und ausschließlich so bearbeitet, dass eine Veränderung der Magnetkräfte durch die Stromstärke erfolgt.

Um eine Zerstörung des Systems durch Stromausfall oder Überlastung zu verhindern, werden Fanglager eingebaut. Das sind meistens Kugellager, die im normalen Betriebszustand keinen Kontakt mit der Welle haben.

Vorteile:

- großer Drehzahlbereich
- unwuchtfreier Rundlauf
- hohe Steifigkeit
- regelbaren Eigenschaften
- geringes Reibmoment

Nachteile:

- aufwendige Regelung
- hohe Energieversorgung
- hohe Kosten

4.2.5 Wälzfürungen und Wälzlager

Wälzfürung

Wälzfürungen unterscheiden sich durch vier Hauptkriterien:

- Wälzkörpertyp
- Berührungsart zwischen Wälzkörper und Laufbahnen
- Anzahl und Anordnung der Wälzkörperreihen
- Wälzkörperleisten oder Wälzkörperführung in den Lafeinheiten

Um eine gute Führungsgenauigkeit zu erreichen, sind sowohl die Qualität der Führungsflächen, als auch die Formgenauigkeit der Wälzkörper plus eine präzise Führung im Tragkörper (Käfig) nötig.

Die wichtigsten Arten von Wälzfürungen sind:

- Wellenführungen
- Laufrollenführungen
- Flachkäfigführungen
- Rollenumlaufschuhe
- Profilschienenwälzfürung mit umlaufendem Wälzkörper

Um große Verschiebewege zu erzielen, werden die Wälzfürungen mit umlaufendem Wälzkörper entwickelt. Abbildung 27 zeigt die Eigenschaften und die Ausführungsformen.

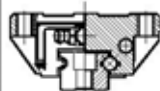

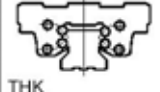



Anordnung der Wälzkörper	Wälzkörper	Art der Berührung	Anzahl der Wälzkörperreihen	Anordnung der Wälzkörper	Wälzkörper	Art der Berührung	Anzahl der Wälzkörperreihen
 THK	Kugeln	4-Punkt-Berührung	zwei	 Schneeberger	Zylinderrollen	2-Linien-Berührung	eine
 THK	Kugeln	2-Punkt-Berührung	vier	 INA	Zylinderrollen	2-Linien-Berührung	zwei
 INA	Zylinderrollen	2-Linien-Berührung	vier	 INA	Zylinderrollen	2-Linien-Berührung	eine

Abbildung 27: Unterschiedliche Ausführungsformen von Wälzfürungselemente [3]

Die Steifigkeit der Führungen hängt von der Anzahl der Wälzkörperreihen und von dem Wälzkörpertyp ab. Diese Systeme können nicht nur Zug-, Druck- und Seitenkräfte, sondern auch Momente in allen Richtungen aufnehmen. Die maximale Beschleunigung liegt bei 15g und die maximale Geschwindigkeit bei 300m/min.

Da die eingebauten Führungen im Versuchstand Kugelführungen sind, wird eine entsprechende Vertiefung in dieser Bauart gemacht.
In Abbildung 28 ist die Grundidee dargestellt.

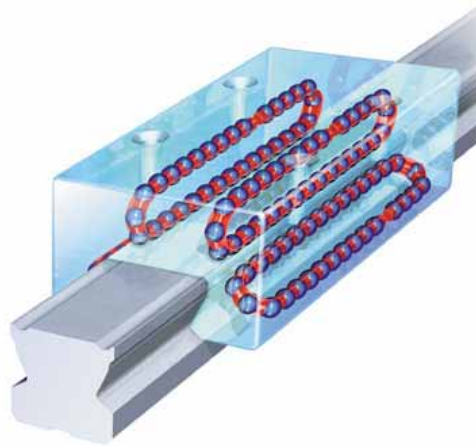


Abbildung 28: Umlaufschleife [11]

Im Käfig befinden sich Kanäle, wo mehrere Wälzkörper eingebracht sind. So können die Wälzkörper in einer endlosen Schleife umlaufen, begrenzt nur von der Länge der Schiene.
Im Vergleich zu Wälzführungen ohne Rücklauf, hat diese Art von Führungen einen generellen Nachteil. Bei der Stelle, wo die Wälzkörper umlenken, entsteht eine Richtungsänderung und sie stoßen aneinander. In Folge kommt es zum Verschleiß der Elemente sowie zu Wärme- und Geräuschentwicklung. Besonders bei den hohen Geschwindigkeiten ist das von entscheidender Bedeutung für die Lebensdauer der Führung. Zusätzlich tritt eine Veränderung der Steifigkeit wegen ständigem Wechsel von n bzw. $n+1$ tragenden Wälzkörpern. Um diese Nachteile zu vermeiden, wurden Linearführungen mit Kugelschleife entwickelt. Die Kette ist aus speziellem Kunststoff gefertigt und mit Käfigtaschen versehen, wo sich ein Öl-Film bildet und die Kugeln liegen. Damit ist ein konstanter Abstand definiert, demzufolge der Kugelkontakt und der nachfolgende Reibverschleiß entfällt. Nachteilig ist die geringere Kugelanzahl, welche die Steifigkeit verringert.

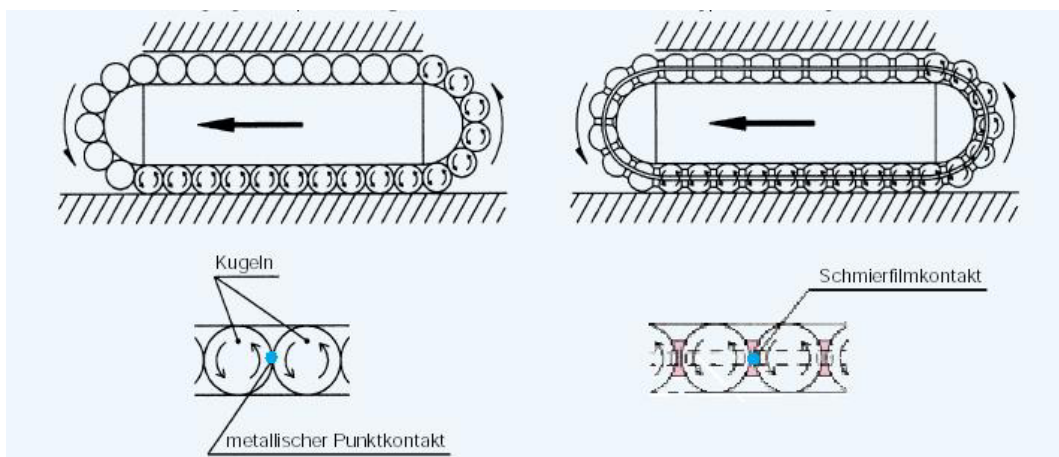


Abbildung 29: Darstellung einer Umlaufkette [11]

Da die Führungsbuchse den Führungsdorn umschließt, ist eine gleichmäßige Aufnahme der Querkräfte möglich. Die Hauptkriterien, nach denen eine Wälzführung gewählt werden muss, sind die statische und die dynamische Tragzahl, die nach DIN636 definiert sind.

Die dynamische Tragzahl bedeutet, dass bei einer unveränderlichen Größe und Richtung die Wälzführung unbeschadet 100000m zurücklegen kann.

In [3] wird definiert, dass die statische Tragzahl der Belastung entspricht, bei der eine bleibende Gesamtverformung von Wälzkörpern und Laufbahnen auftritt, die etwa dem 0.0001-fachen des Wälzkörperdurchmesser entspricht.

Die Profilschienenwälzführung ist die Art, die am häufigsten im Werkzeugmaschinenbau benutzt wird. Bei der Gestaltung der Laufbahnen wird zwischen Zwei- bzw. Vierpunktkontakt unterschieden.

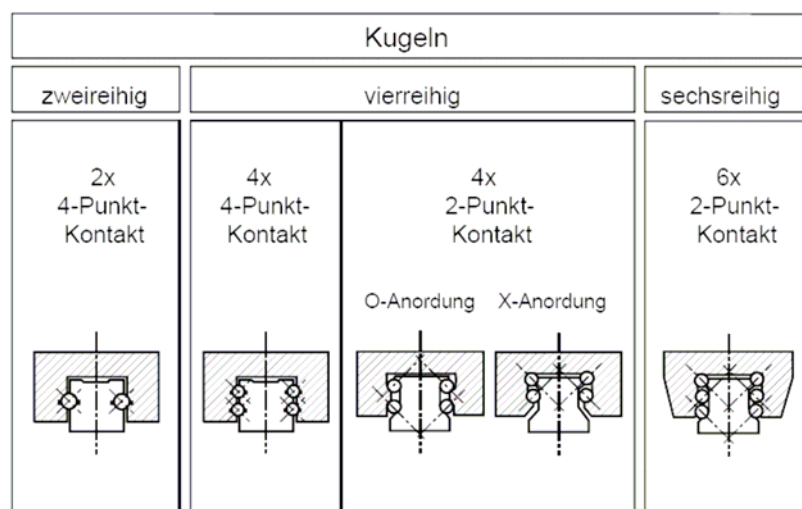


Abbildung 30: Bauformen von Profiwälzführungen mit Kugeln [3]

Um Vierpunktkontakt zu bekommen, sind die Kugeln spielfrei eingespannt. Sie können sowohl zwei-, als auch vierreihig sein. Bei Zweipunktkontakt ist die Anzahl der Kugeln in einer Reihe vier oder sechs. In Bezug auf ihre Kontaktlinienrichtung teilen sie sich in solche mit X- oder O-Anordnung. Beim Vergleich von Kugelführungen mit Vier- und Zweipunktkontakt, bekommt man fast gleiche Steifigkeitswerte trotz der zwei zusätzlichen Reihen bei Vierpunktkontaktführungen. Es liegt daran, dass bei den gleichen Platzverhältnissen die Führungen mit Vierpunktkontakt kleinere Wälzkörper haben als die Führungen mit Zweipunktkontakt. Die Profilschienenwälzführungen sind in verschiedenen Vorspannungsklassen untergliedert. Da die Vorspannung indirekt proportional der Lebensdauer ist, wird die von den Herstellern hinsichtlich des Wälzkörperdurchmessers definiert und eingestellt. Der maximale Vorspannungswert kann bis 13% der dynamischen Tragzahl sein.

Charakteristisch für die Profilschienenwälzführungen sind die geringeren Dämpfungseigenschaften im Vergleich zu den Gleitführungen. Um kritische Nachgiebigkeitsfrequenzen zu vermeiden, kommen die so genannten Dämpfungswagen zum Einsatz. Sie benutzen den Squeeze-Film-Effekt und funktionieren ähnlich wie die Gleitführungen. Die Wagenflächen, die mit der Schiene in Kontakt sind, werden mit Kunststoff beschichtet, damit ein vordefinierter Öl-Spalt entsteht. Bei einer Relativbewegung wird das Öl

aus dem Spalt gedrückt bzw. hineingezogen und die kinetische Energie durch Reibung in Wärme umgewandelt. Im Allgemeinen sind folgende Vorteile zu nennen:

- hohe Steifigkeit
- geringer Stick-Slip Effekt
- leichter Lauf und damit hohe Lebensdauer
- Positioniergenauigkeit und Präzision
- kostengünstige Montage
- Wartungsfreiheit

Wälzlager

Das meist eingesetzte Lagerungsprinzip bei Spindellagerungen ist die Wälzlagerung, was an den vielen Vorteilen liegt. Zum Beispiel: die einfache Berechnung, die Katalogauswahl und die internationale Standardisierung. Jede Lagerbauart ist für bestimmte Anwendungen geeignet, die verschiedene Anforderungen haben. Zu denen zählen: Drehzahl, Tragfähigkeit, Lastrichtung, Lebensdauer usw. Abbildung 31 zeigt die gebräuchlichen Wälzlagerarten.

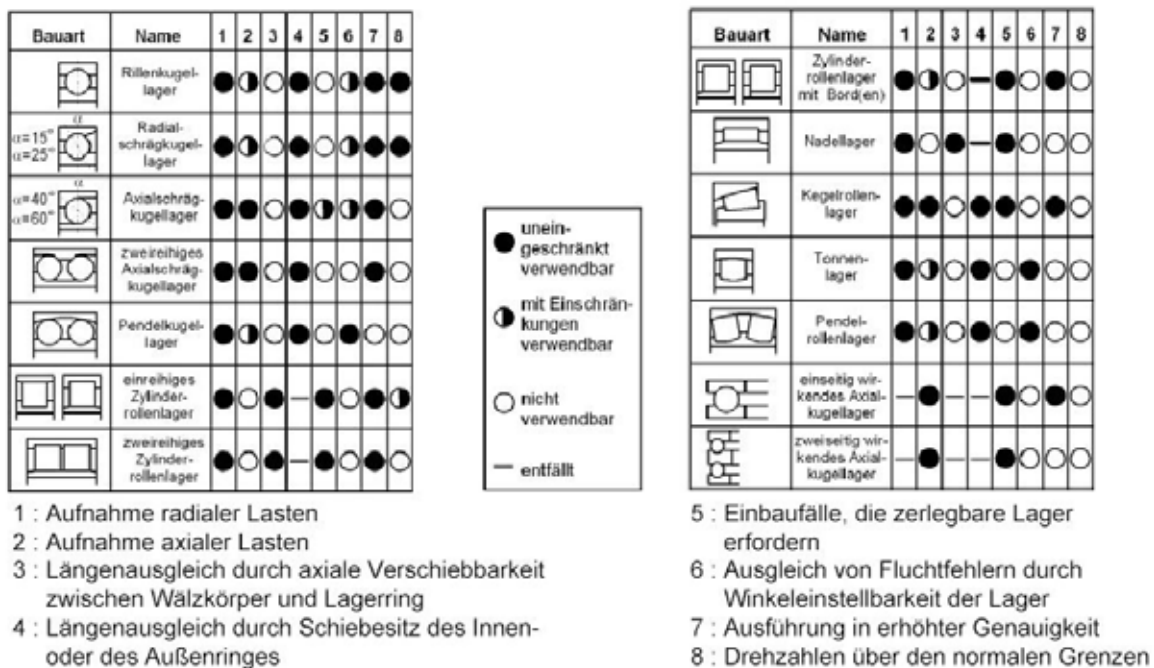


Abbildung 31: Gebräuchliche Wälzlager und deren Merkmale [3]

Voraussetzung für eine Spindel ist, dass seine Arbeitsgenauigkeit im gesamten Drehzahlbereich unter hoher Belastung stetig bleibt. Da das direkt von der Lagerung abhängig ist, ist für sie eine bestimmte Rundlaufgenauigkeit und Steifigkeit erforderlich. Hinzu kommt die thermische Beständigkeit bei den niedrigen Reibungsmomenten. Die Spindellagerungen sind meistens mit Schräggugellagern aufgebaut. Sie haben einen Winkel zwischen 12° und 25°. Im Vergleich zu anderen Lagern haben die Schräggugellager kleinere Kontaktflächen, die sich besser schmieren lassen. Daraus folgt eine geringere Reibleistung, welche die Lebensdauer erhöht. Da die Entwicklung bei den Spindeln in Richtung HSC geht, steigen auch die Anforderungen an die

Lager. Das führt zur Auslegung neuerer Wälzlagerarten, wie Hochgeschwindigkeits- und Hybridlager. Hochgeschwindigkeitslager haben mehrere Kugeln, dafür haben diese aber einen kleineren Durchmesser. Daraus abgeleitet ergeben sich ein besseres Reibverhalten und eine größere Kontaktsteifigkeit. Die Kugeln bei Hybridlagern sind aus Siliziumnitrid (Si_3N_4), das geringere Dichte und einen höheren E-Modul im Vergleich zu Stahl hat. Vorteile dieser Lager sind die besseren tribologischen Eigenschaften. Das führt zum geringeren Verschleiß und zur Steigerung der Drehzahl, aber zu einer niedrigen Steifigkeit.

Charakteristisch für Schrägkugellager ist, dass sich der Druckwinkel zwischen Außen- und Innenring im Betrieb verändert und daraus folgend sich seine Eigenschaften verschlechtern. Um die negativen Einflüsse, wie Schlupf und Verschleiß oder sogar die Zerstörung zu vermeiden, muss das Lager vorgespannt sein. Die Vorspannung erfolgt durch Aufbringen einer Kraft in axialer Richtung. Last, Temperatur und Druck spielen die größte Rolle bei der Kinematik eines Wälzlagers. Bei höheren Drehzahlen wird der Innenring durch die Fliehkräfte ausgedehnt. Es führt zu Veränderung des Druckwinkels, der Geschwindigkeit und der Kraft. Dementsprechend erhöht sich die Temperatur, welche die negativen Einflüsse noch verstärkt.

Vorteile[3]:

- Austauschbarkeit auf Grund genormter Abmessungen und Eigenschaften
- hoher Standardisierungsgrad
- Auslegungsmöglichkeiten mit Hilfe von Katalogen
- geringe Baubreite
- hohe Tragfähigkeit beginnend bei der Drehzahl $n=0$, da für die Tragfähigkeit nicht wie beim Gleitlager erst ein Schmierfilmaufbau ($n>0$) erforderlich ist
- Belastung und Drehzahl dürfen im Betrieb stark schwanken
- Radiallager können je nach Bauart gleichzeitig axiale Kräfte aufnehmen
- durch Abwälzbewegung nur geringe Reibung ($\mu=0,0015$) bei kleinen Drehzahlen
- geringe Leistungsverluste, niedrige Lagertemperaturen bei Fett- und Minimalmengenschmierung
- große Wartungsintervalle bei richtiger Auslegung
- Steigerung der Führungsgenauigkeit und Steifigkeit durch Vorspannung

Nachteile[3]:

- Schmier- und Kühlprobleme bei hohen Drehzahlen
- Abnahme der Tragfähigkeit bei hohen Drehzahlen
- großer radialer Raumbedarf
- hohes Gewicht
- hohe Kosten bei genauen Sonderlagern (im Vergleich zu anderen Lagerarten allerdings immer noch geringe Kosten)
- begrenzte Gebrauchsdauer (Pittingausbrüche) bei Überlastung
- bei Axial-, Schräg- und Kegelrollenlagern sind die Kreiselwirkung und der Fliehkrafteinfluss zu berücksichtigen
- Schwingungserregung und Geräuschanregung

Einen sehr wichtigen Einfluss auf die Kinematik einer Spindel übt die Systemanordnung der Lager aus.

Davon hängt die Oberflächenqualität und Genauigkeit der produzierten Werkstoffe ab. Insgesamt koppelt sich die umsetzbare Zerspanleistung mit dem statischen, dynamischen und thermischen Verhalten des Spindel-Lager-Systems. Abbildung 32 zeigt die gebräuchlichen Spindelkonstruktionen.

Als Vergleichssystem wurde die Spindellagerung-Tandem-O gewählt, da sie eine der ältesten und meist verwendeten ist.

Spindellagersystem	A	B	C	D	E	F
zulässige Drehzahl %	40	57	91	110	100	120
erzielbare Steifigkeit %	126	166	74	90	100	85

Tabelle 5: Vergleich der Lagerungsarten in Prozenten

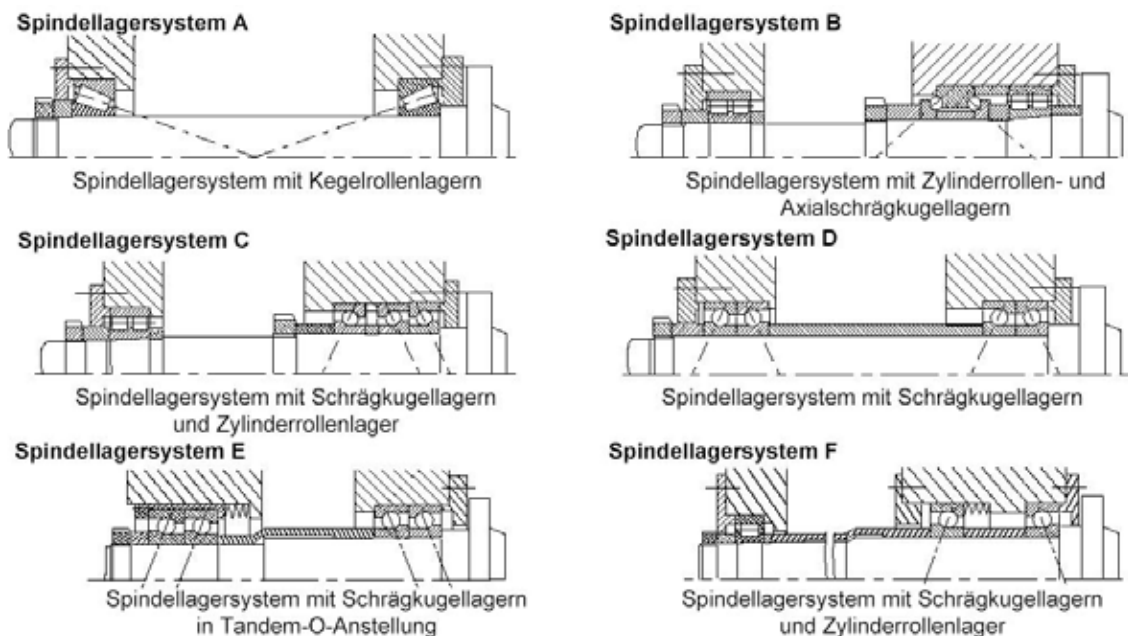


Abbildung 32: Vergleich Hauptspindellagerungen [3]

In der Tabelle 6 sind die wichtigsten Eigenschaften und die Einsatzgebiete der Lagerungen beschrieben.

A - Kegelrollenlager	-hohe Steifigkeit -niedriger Drehzahlbereich -einfach, wirtschaftlich -Klemmgefahr	Drehen Fräsen
B - Zweireihige Zylinderrollenlager/ Axialschrägkugellager	-hohe Steifigkeit -mittlerer Drehzahlbereich -optimale Lagerspieleinstellung -hohe Axialsteifigkeit	Drehen Fräsen Bohren Schleifen

C- Zweireihige Zylinderrollenlager/ Schrägkugellager	-mittlere radiale Steifigkeit -oberer Drehzahlbereich -geringes Reibmoment	Drehen Hochgeschwindigkeitsfräsen Schleifen
D- Schrägkugellagerpaar starr angestellt	-O-Anordnung über Lagerstelle -hoher Drehzahlbereich -geringe radiale Steifigkeit	Hochgeschwindigkeits-Drehen Fräsen Schleifen
E- Schrägkugellager elastisch angestellt	-O-Anordnung über Spindellänge -optimaler Drehzahlbereich -optimale Steifigkeit -konstante Vorspannkraft	Motorspindeln Hochgeschwindigkeits-Fräsen Schleifen
F- Einreihiges Hybrid-zylinderrollenlager/ Schrägkugellager elastisch angestellt	-konstante Vorspannkraft -geringe radiale Steifigkeit -hoher Drehzahlbereich -Keramikwälzkörper	Motorspindeln Hochgeschwindigkeits-Fräsen Schleifen

Tabelle 6: Vergleich Spindelkonstruktionen [3]

Am Ende dieser Kurzfassung wird ein Vergleich zwischen allen Führungsarten gegeben.

	Wälz-lager ¹⁾	hydrodyn. Lager	hydrost. Lager	aerost. Lager	magnet. Lager	
hoher Drehzahlkennwert $n \cdot dm$						sehr günstig
hohe Lebensdauer						günstig
hohe Laufgenauigkeit						mittel
hohe Dämpfung						ungünstig
hohe Steifigkeit						
geringer Aufwand für Schmierung und Schmier-system						1) abhängig von Schmier-system und Wälzlager-art
geringe Reibung						2) Lebensdauer un-begrenzt bei störungs-freiem Betrieb
günstiger Preis (Beschaffung, Wartung)						3) mittel bei Ölschmierung 4) hoher Regelungsaufwand für Magnetkräfte

Abbildung 33: Vergleich der Lagerarten [3]

Drehdurchführungen

Drehdurchführungen finden Anwendung bei Werkzeugmaschinen mit hohen Drehzahlen, die mit einem großen Bedarf an Kühlschmierstoffen verknüpft sind. Jede Drehdurchführung teilt sich in zwei Elemente: einen Stator und einen Rotor. Der Rotor ist mit der Spindel verbunden und damit von der Drehzahl belastet. Bei dem Stator kommt die Belastung aus dem Druckmedium. Die Kombination dieser zwei Größen fordert eine verschleißarme Konstruktion. Die Drehdurchführungen teilen sich je nach Anwendung in zwei Hauptgruppen, hinsichtlich ihres Kontakts zwischen dem Stator und dem Rotor in Gleit- oder Wälzlager.

Die erste Gruppe ist mit Drehzahlen bis 250 min^{-1} und bis 200 bar für Flüssigkeitsdruck und mit 10 bar für Gasdruck. Bei der zweiten Gruppe wird die Verbindung zwischen dem Rotor und dem Stator durch Wälzlagerung realisiert. Aus Abbildung 34 ist die Konstruktion ersichtlich.

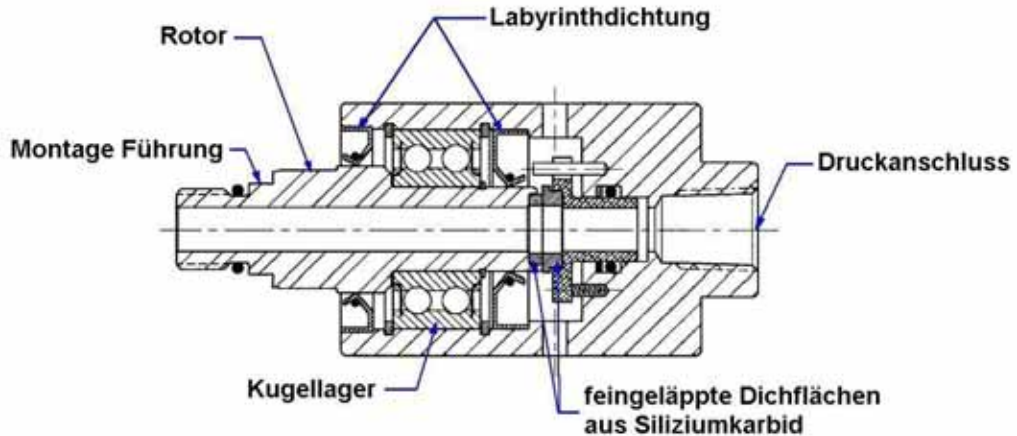


Abbildung 34: Walzgelagerte-Drehdurchführung Quelle: Barcoseals

4.3 Vorschubantriebe

Um eine Werkstückkontur zu erzeugen, braucht jede Werkzeugmaschine neben der Schnittbewegung eine Relativbewegung zwischen dem Werkstück und der Werkzeugeinheit. Diese Relativbewegung erfolgt durch Vorschubantriebe. Es gibt drei Hauptarten von Vorschubantrieben:

- Spindeltrieb
- Zahnstangenantrieb
- Linearmotor

4.3.1 Spindeltriebe

Der meist eingesetzte Antrieb im Werkzeugmaschinenbau ist das Spindel-Mutter-System. Die Spindeltriebe teilen sich nach der Mutterlagerung in wälz oder hydrostatisch gelagerte.

Kugelumlaufspindeln

Eine Kugelumlaufspindel besteht aus zwei Hauptkomponenten: Spindel mit Trapez- oder Flachgewinde und Mutter mit Kugeln. Seine Aufgabe ist die Umwandlung einer Drehbewegung in eine Linearbewegung. In Abbildung 35 ist der prinzipielle Aufbau gezeigt. Die Kugeln laufen in der Bahn der Spindel bis zum Ende der Mutter, wo sie sich umlenken lassen und in die Rückführung gelangen. Dort werden diese bis zur Anfangsposition transportiert und beginnen den Umlauf erneut. Wie bei linearen Führungen gibt es auch hier Arten mit Kugelmutter mit analogen Vor- und Nachteilen. Um eine hohe Steifigkeit zu erzielen, muss die Mutter vorgespannt werden. Es gibt zwei Varianten von Vorspannung. Die erste ist durch eine Kombination von zwei Muttern mit einer Distanzscheibe. Die Muttern werden durch eine kalibrierte Distanzscheibe auseinandergedrückt. Sie können in O- oder X- Vorspannung realisiert werden.

Bei der zweiten Variante wird eine Einzelmutter mit Zwei- oder Vierpunktspannung benutzt.

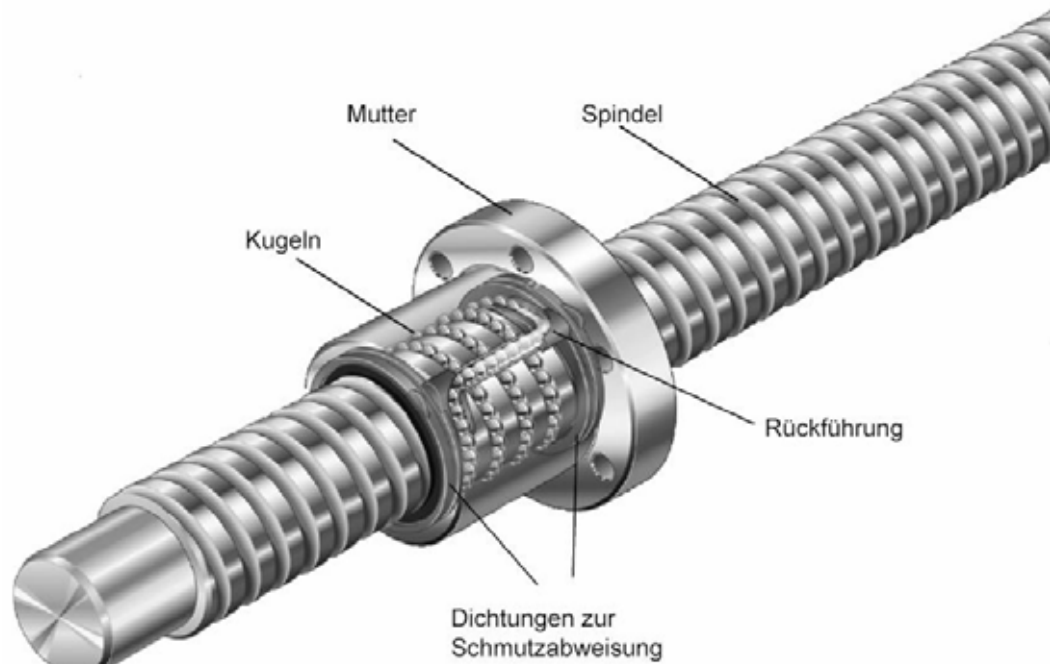


Abbildung 35: Kugelrollspindel mit Kugelführung Quelle: INA-FAG

Vorteile[3]:

- geringer Stick-Slip-Effekt
- höher mechanischer Wirkungsgrad
- geringer Verschleiß und geringe Erwärmung → hohe Lebensdauer
- hohe Verfahrgeschwindigkeit
- hohe Positionier- und Wiederholgenauigkeit

Nachteile[3]:

- geringe Dämpfung
- Erwärmung der Mutter durch den Kugelumlauf

Gewindespindellagerung

Neben Spindel und Mutter ist die Spindellagerung die dritte wichtige Komponente eines Vorschubantriebes. Je nach Einzelfall kann sie die Kinematik einer Werkzeugmaschine beträchtlich beeinflussen. Die Anforderungen, die eine Lagerung erfüllen muss, sind eine axiale Steifigkeit kombiniert mit der radialen Führung der Spindel. Die axiale Steifigkeit hängt wesentlich davon ab, ob die Lagerung fest-lose oder fest-fest ist.

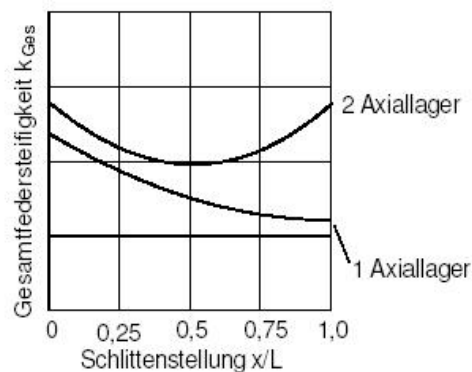


Abbildung 36: Steifigkeit der Spindellagerung [3]

Fest-Loslagerung: Je mehr der Schlitten von der Festlagerung entfernt ist, desto mehr gibt die Steifigkeit parabolisch nach, d.h., dass die kleinste Steifigkeit erreicht ist, wenn sich der Schlitten am nächsten bei Loslager befindet.

Fest-Festlagerung: Der kleinste Steifigkeitswert befindet sich in der Mitte. Der ist deutlich größer als die Fest-Lose-Lagerung.

Im Betrieb tritt Erwärmung auf, verursacht von der Reibung zwischen der Spindelmutter und der Spindel. Die Folge daraus ist eine Ausdehnung der Spindel. Besonders merkbar ist das bei der Fest-Festlagerung, weil zusätzliche Axialkräfte entstehen. Deswegen montiert man die Spindel auf Zugvorspannung, sodass die Vorspannkräfte im Betriebszustand abgebaut werden können. Üblich für diese Lagerungen sind die Schrägkugellager in O-Anordnung (axial vorgespannt) oder Radial-Axial-Rollenlager (größere Kontaktfläche). Für mittlere Steifigkeitsanforderungen ist die Fest-Loslagerung typisch.

Hydrostatische Gewindespindel

Die hydrodynamische Gewindespindel funktioniert nach demselben Prinzip, wie eine hydrostatische Führung. Diese besitzt dieselben Vor- und Nachteile.

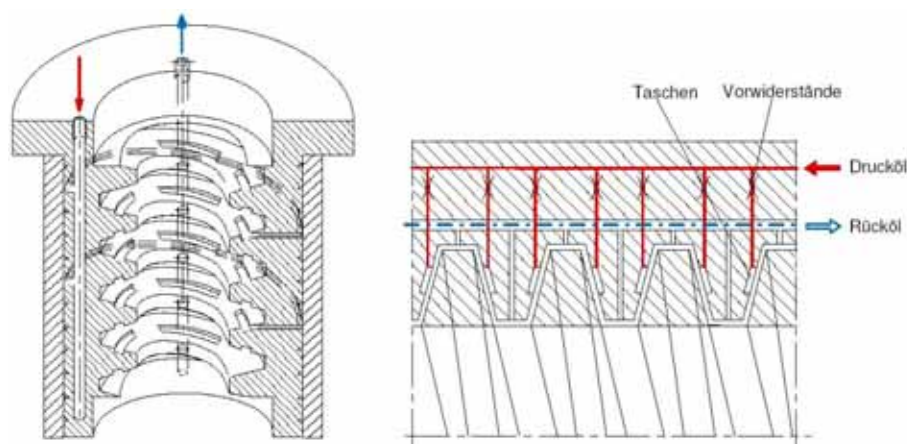


Abbildung 37: Hydrostatische Spindel [3]

4.3.2 Zahnstangenantrieb

Wo große Verfahrswege gefragt sind, setzt man den Zahnstangenantrieb ein. Im Gegensatz zum Spindel-Mutter-Antrieb ist er hinsichtlich der Steifigkeit unabhängig von dem Verfahrsweg.

Ritzel-Zahnstange-Antrieb

Der Ritzel-Zahnstangen-Antrieb ist eine der am längsten verwendeten Methoden im Maschinenbau. Der Antrieb besteht aus einer Zahnstange und einem Ritzel, verbunden mit einem Getriebe oder direkt mit einem Motor. Charakteristisch sind die kleinen Drehzahlen, kombiniert mit hohen Übertragungsmomenten. Die Steifigkeit des Antriebs hängt im Wesentlichen von der Kontaktfläche zwischen der verzahnten Paarung ab. Um die Steifigkeit zu erhöhen, werden Druckfedern eingesetzt. Sie garantieren eine spielfreie Anpassung der verzahnten Kontaktflächen. Eine weitere Möglichkeit ist die Kombination aus zwei Motoren. Jeder Motor hat ein Ritzel, mit dem die Zahnstange angetrieben wird. Durch elektrische Verspannung (Verschieben der Momentlinien) wird das Spiel eliminiert.



Abbildung 38: Ritzel-Zahnstange-Antrieb [Quelle: AtlantaDrives]

Schnecke-Zahnstange-Antrieb

Die Schnecke-Zahnstange-Antriebe (Johnson-Drive) werden meistens mit einer hydrostatischen Lagerung verwendet. Sie finden Anwendung im Großwerkzeugmaschinenbau bei Tisch- oder Supportantrieben. Sie können entweder mit Zahnstange (Linearbewegung) oder mit Zahnrad (Kreisbewegung) kombiniert werden.

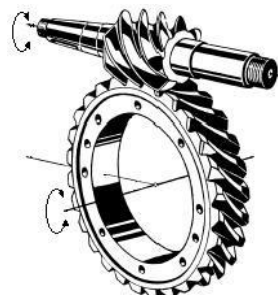


Abbildung 39: Ritzel-Zahnrad-System [15]

4.3.3 Linearmotor

Ein Linearmotor ist die lineare Form eines Drehstrommotors. Der Linearmotor kann als Gleichstrom-, Synchron-, Asynchron- oder Schrittmotor angefertigt sein. Alle Linearmotoren haben zwei Hauptkomponenten: das stromversorgte Primärteil und das Sekundärteil (sog. Reaktionsteil). Im Gegensatz zu den mechanischen Vorschubantrieben, wo viele mechanische Übertragungselemente notwendig sind, stellen die Linearmotoren direkt eine Vorschubbewegung her.

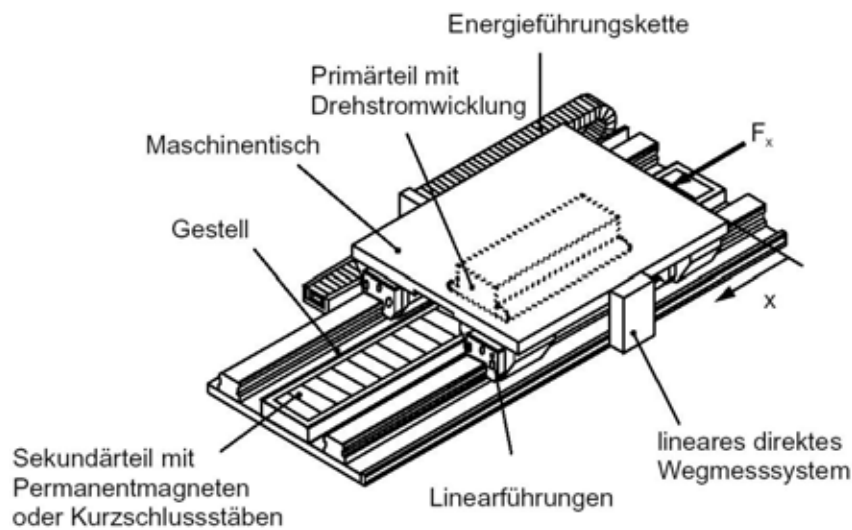


Abbildung 40: Aufbau eines Vorschubschlittens mit Linearmotor [3]

Die nachfolgende Tabelle gibt einen Blick auf die Einsatzbereiche der Lagerungen.

		Wälz-lager	hydrodyn. Lager	hydrost. Lager	aerostat. Lager	Magnet-lager
Bohr-, Fräs-, Schleif- und Drehspindeln	Standard-Fräsen	●	◐	●	○	●
	Hochgeschw.-Fräsen ³⁾	● ²⁾	◐	◐	●	●
	Innen-Rundschleifen	● ²⁾	◐	◐	●	●
	Außen-Rundschleifen	●	● ¹⁾	● ¹⁾	◐ ¹⁾	◐ ¹⁾
	Drehen	●	◐ ¹⁾	● ¹⁾	◐ ¹⁾	◐ ¹⁾
	Bohren	●	●	●	◐	◐
Planscheiben an Bohr- und Fräsmaschinen		●	●	●	○	○
Walzen- und Kurbellager		●	●	●	○	○
Vorschubspindeln		●	○	◐	○	○
Getriebewellen		●	◐	◐	○	○
Drehtische		●	◐	●	●	○

● gut geeignet
 ◐ bedingt geeignet
 ○ ungeeignet

1) falls Oberflächenrauigkeit kleiner als 0,2 μm gefordert
 2) bei Fettschmierung bedingt geeignet
 3) $n \cdot D_m > 10^6$

Abbildung 41: Einsatzbereiche der verschiedenen Lagersysteme [3]

5 Messgeräte und Versuchsaufbauten

Für die Messung der geforderten Daten werden folgende Messgeräte an der Maschine angebracht.

- Drehmomentmesswelle
- Körperschallsensor
- Ultraschallmesssystem
- Winkellagemesssystem

5.1 Messgeräte

5.1.1 Drehmomentmesswelle

Bei der Entstehung eines Bohrkopfbruches steigt das Drehmoment sofort an. Deswegen ist die Unterbringung einer Drehmomentmesswelle sehr nützlich und wichtig. Die Drehmomentwelle arbeitet nach dem Prinzip der Dehnmessstreifen (DMS) und ist bei Bohr- und Gewindebearbeitungen anwendbar. Am Rotor sind DMS angebracht, deren elektrischer Widerstand sich proportional zur Belastung verändert. Damit wird nicht nur das Drehmoment, sondern auch die Vorschubkraft gemessen. Die Datenerfassung von der Sensorik erfolgt durch berührungslose Übertragung zwischen dem Rotor, der am Schaft des Werkzeughalters montiert ist und einem feststehenden Stator, der die Daten weiter zum Messumformer leitet... wo sie mit einem LCD-Anzeigedisplays dargestellt werden. Die Sensorik hat Schutzklasse IP67, d.h., dass sie gegen KSS beständig ist.

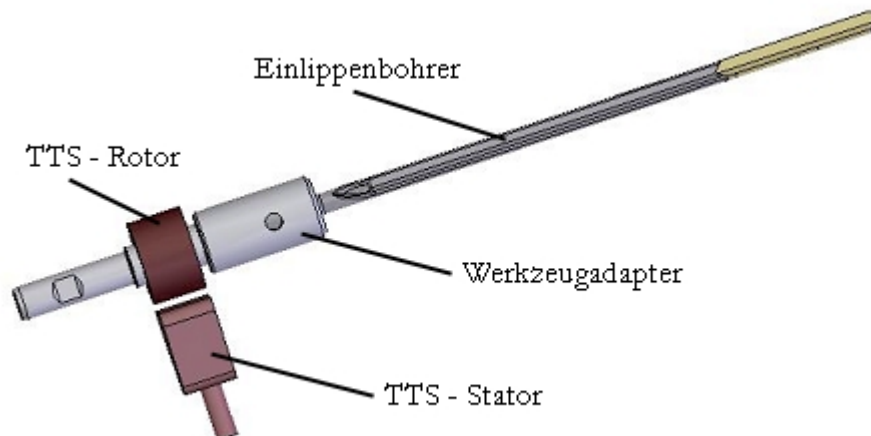


Abbildung 42: Drehmomentmesswelle

5.1.2 Körperschallmessung

Bei dieser Messung wird der Bohrerverschleiß durch Schallsensoren analysiert. Die Körperschallwellen entstehen durch Reibung zwischen dem Bohrerkopf und der Bohrfläche oder durch die Spanabfuhr. Damit kann nicht nur der Verschleiß gemessen, sondern auch ein Bruch des Bohrerkopfes erkannt werden. Das verwendete Frequenzband ist von 100kHz bis 900kHz.



Abbildung 43: Ultraschallsensor

5.1.3 Winkellage des Bohrers

Um die Winkellage zu ermitteln, wird an der Spindelwelle eine Messscheibe montiert. Diese ist mit einem Sensor (induktiver Näherungsschalter) gekoppelt, der fix (s. Abbildung 61) am Antriebsgehäuse befestigt ist. Der Sensor zählt die Umdrehungen der Scheibe und so kann die Istwert-Drehlage der Spindelwelle ermittelt werden.

5.1.4 Ultraschallmesssystem

Das Ultraschallmesssystem ist das wichtigste Messsystem, das an der Maschine eingesetzt wird. Um die Genauigkeit zu erhöhen und die Messdauer zu verkürzen, wurde am IFT ein Messgerät entwickelt (Abbildung 44), welches aus einem Wandstärken- und Neigungsmessgerät besteht. Der Ultraschallkopf wird pneumatisch an das Werkstück gedrückt und durch einen Elektromotor vertikal verschoben. Damit werden zwei verschiedene Positionen angefahren, die Messwerte in eine Excel-Tabelle eingetragen und die Position der Bohrung errechnet.



Abbildung 44: Ultraschallmesssystem

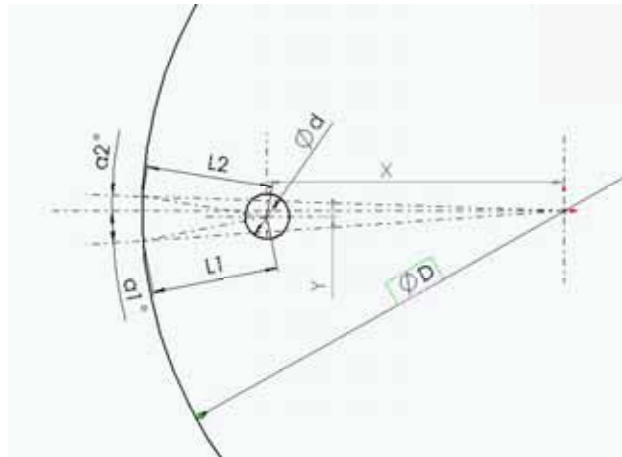


Abbildung 45: Vermessung der Bohrung

5.1.5 Pulssystem

Das Pulssystem ist die grundlegende Steueranlage, die an der Maschine montiert wird. Mit Hilfe eines Rückschlagventils wird von einer zusätzlichen Hochdruckpumpe Druck in die Hydraulikleitung zugeführt. Durch Ein- und Ausschalten des Ventils wird eine winkelabhängige Kraft an der Spitze des Schaftes erzeugt, die den Mittelverlauf der Bohrung beeinflusst. Durch das Winkellagesystem wird der Winkel ermittelt und an die Pulssteuerung weitergeleitet. Die Pulssteuerung ist die wichtigste Baugruppe des Systems, welche die Pulsation freigibt. Abhängig von der Drehzahl regelt die Elektronik selbstständig das Öffnen und das Schließen des Ventils.

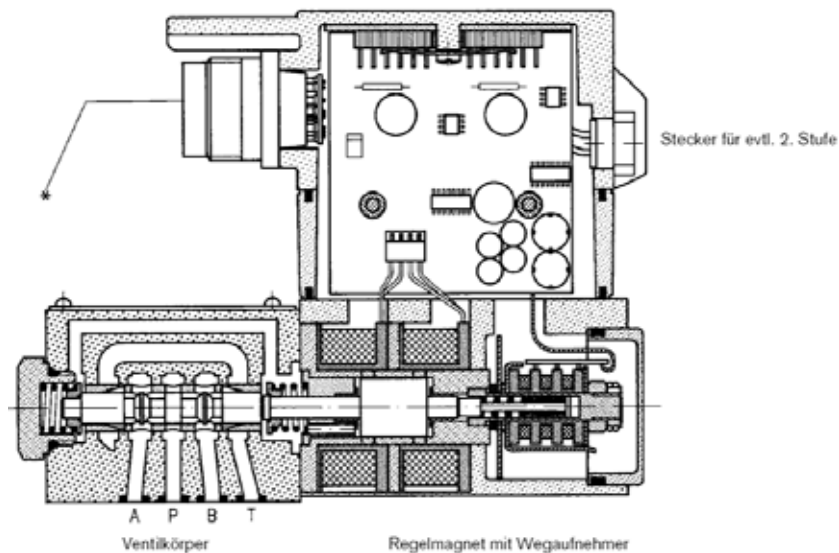


Abbildung 46: Proportional Rückschlagventil [5]

Mit der Anlage wird versucht, das Pulsieren weiter zu verbessern. Momentan wird der Impuls in Abhängigkeit von der Winkellage mit Dauer 1/3 Umdrehung gegeben. Ein Versuch besteht darin, das Ablenken auch mit mehreren, dafür wesentlich kürzeren Impulsen zu realisieren. Der zweite Versuch wird das Pulsieren mit Unterdruckimpulsen anstatt Hochdruckimpulsen beinhaltet.

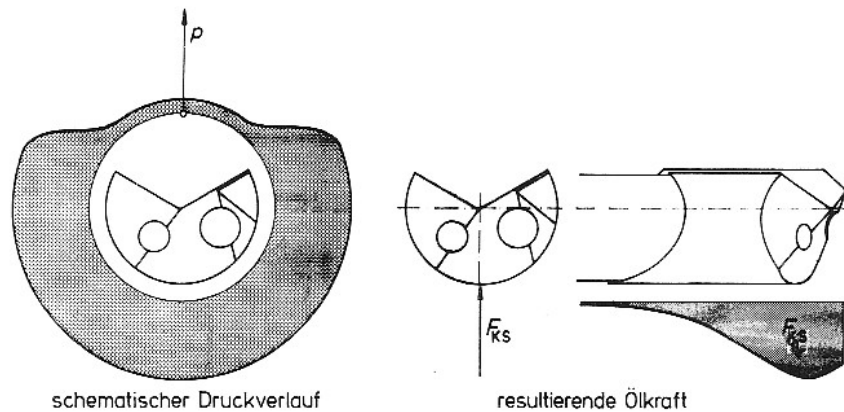


Abbildung 47: Schematische Darstellung der Ölkraft auf den Bohrkopf

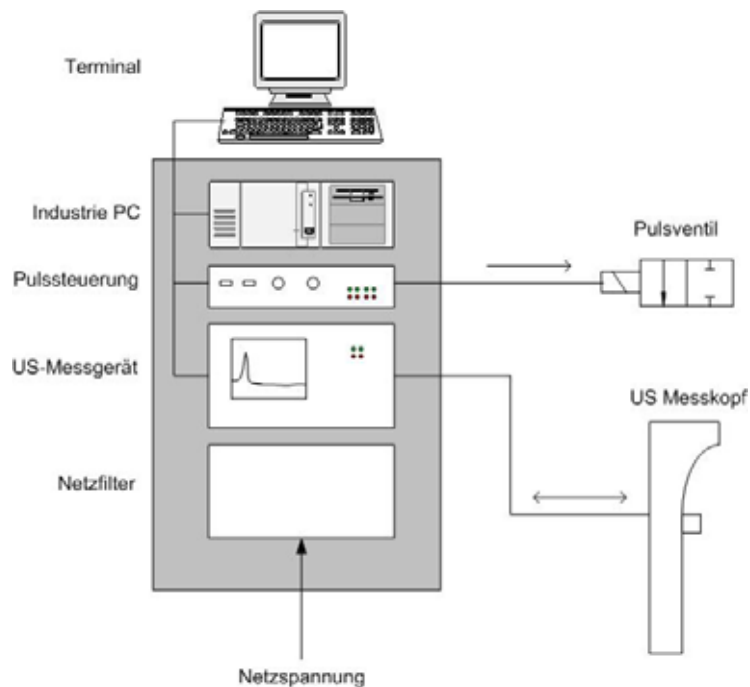


Abbildung 48: Gesamteinheit

5.2 Versuchsaufbauten

5.2.1 Strömungssimulation

Die Strömung wird experimentell mit verschiedenen Versuchen analysiert. Damit können Informationen über Durchflussgrößen, Belastungen oder andere relevante Parameter gewonnen werden. Die Druckverläufe am Bohrkopf werden sowohl ohne, als auch mit Pulsieren simuliert werden.

5.2.2 FEM- Simulation im Schwingungsbereich

Bei Tieflochbohren entstehen üblicherweise Schwingungen an dem Werkzeug. Diese axialen und rotatorischen Schwingungen beeinflussen das ganze Bohrverfahren. Um diese negativen

Auswirkungen zu untersuchen, wird ein FEM-Programm eingesetzt. FEM (Finite Elemente Methoden) ist ein mathematisch-numerisches Lösungsverfahren und ist in folgenden Bereichen anwendbar:

- Verformungs- und Spannungsberechnungen in der Statik, Dynamik und Plastomechanik
- Sickerströmungsberechnungen, Hydraulik (numerische Strömungssimulation)
- Wärmeleitung, Temperaturverteilungen
- Elektromagnetismus: Elektrostatik, Magnetostatik
- Piezoelektrizität, usw.
- Radiosity (Computergrafik)

Mit Hilfe des FEM-Programms wird ein Modell erstellt und schließlich berechnet.

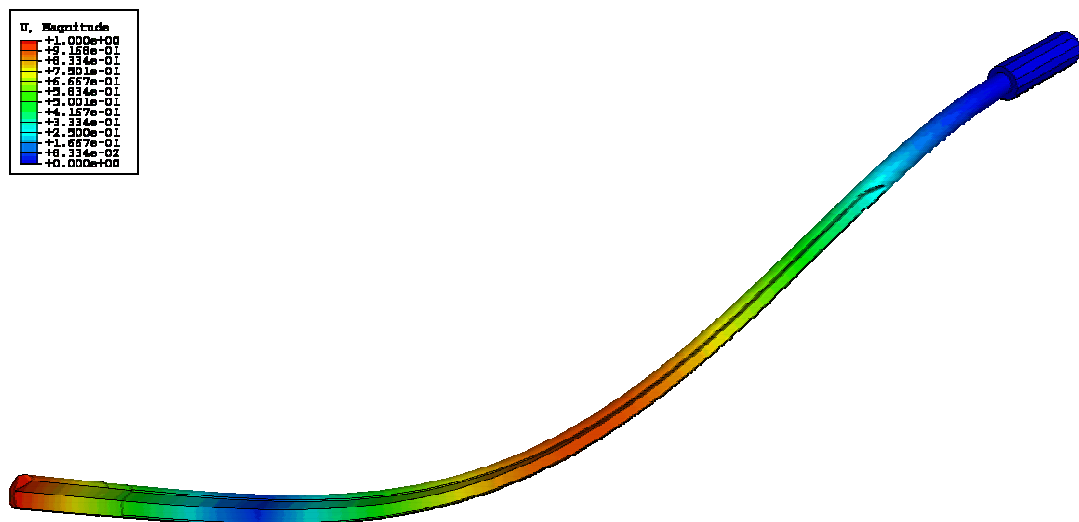


Abbildung 49: FEM-Simulation eines Einlippenbohrers

5.2.3 Plexiglasbohren

Da in der Industrie in Metall gebohrt wird, ist es beim Tieflochbohren sehr schwer, alle Daten richtig zu erfassen, ohne einen direkten Einblick über den Bohrverlauf zu haben. Durchsichtige Materialien wie Plexiglas werden die Ermittlung von Durchflussverlauf und Schwingungen ermöglichen. Da dies mit dem menschlichen Auge nicht zu erfassen ist, wird ein Stroboskop montiert. Die Blitzfrequenz wird durch einen Drehknopf eingestellt, so dass diese mit der Ist-Drehzahl übereinstimmt. Mit der Montage eines Stereo-Mikroskops kann sehr gut während des Bohrprozesses der KSS-Durchfluss beobachtet werden.

6 Verwendete Hard- und Software

6.1 Allgemeines

In diesem Kapitel wird kurz beschrieben, mit welchen Computersystemen und Programmen die Maschine ausgelegt wurde. Das CAD-Programm SolidWorks 2005 hat den konstruktiven Bereich unterstützt. Die Finite-Elemente-Berechnung wurde mit dem Softwareprogramm CosmosWorks 2005 durchgeführt.

6.2 Hardware

Da die Konstruktion, das Zeichnen und besonders die FEM-Berechnung rechnerisch sehr anspruchsvoll für einen PC sind, ist eine zuverlässige und gute CAD-Hardware-Konfiguration enorm wichtig. In den letzten Jahren hat sich die Leistung der Hardware-Komponenten im Vergleich zu der geforderten Leistung der CAD-Systeme derart gesteigert, dass ein Desktop-PC ausreichend ist, um mittlere Maschinen oder Anlagen (Baugruppen bis 1500 Teile) erfolgreich zu konstruieren. Natürlich sind die professionellen CAD-Rechner in Bereichen, in denen es große Verantwortung (Menschenschaden) oder/und komplizierte Anlagen (Flugzeugbau) gibt, bevorzugt.

Die Auslegung und das Zeichnen der Tiefbohrbank wurden mit folgender Rechnerkonfiguration gemacht:

- AMD Athlon 2200
- DDRAM 512MB
- IDE 40GB
- ATI Radeon 128MB

6.3 Solid Works 2005

Es ist ein parametrisches 3D-Programm für mechanische Konstruktionen, welches von Anfang an speziell für Windows entwickelt wurde. Im Vergleich zu anderen CAD-Programmen, die in anderen Betriebssystemen integriert wurden und später für Windows angepasst werden sollten, ist die Bedienung über Menüs und Symbolleisten im SolidWorks voll mit Windows standardisiert. SolidWorks ist ein 3D-System, bei dem direkt dreidimensionale Modelle erstellt werden, d.h. es gibt vorerst keinen Bedarf, zweidimensionale Zeichnungen zu erstellen. Im Vergleich zu 2D-Programmen, wo die Zeichnung durch Eckpunkte definiert werden soll, sind die gezeichneten 3D-Modelle mit Parametern festgelegt. Die Reihenfolge eines Modells wird zuerst durch eine Skizze mit Beziehungen und Bemaßungen definiert und dann mit den entsprechenden Features (hinzufügen oder wegnehmen von Material) zu einem Volumenkörper erstellt. Die Geschichte der Modellierung des Teiles wird in einem Feature-Manager gezeigt. Dadurch können die Parameter des Körpers gesteuert und jederzeit verändert werden. Zur Erstellung einer Baugruppe werden die bereits modellierten Einzelteile oder Unterbaugruppen eingefügt. Durch spezifische Verknüpfungen werden alle Komponenten zusammengebaut. Wie beim Modell hat jede Baugruppe einen eigenen Feature-Manager, wo die Verknüpfungen neu definiert werden können.

6.4 Cosmos Works 2005

Der größte Vorteil von SolidWorks ist, dass die konstruierten Komponenten in CosmosWorks direkt übernommen werden können, ohne dass eine nachträgliche Modellierung nötig ist.

CosmosWorks ist ein vollständiges integriertes Programm in SolidWorks. Das Programm ermöglicht eine sehr einfache und genaue Analyse, welche die Fehler bei der Konstruktion ermittelt.

Durch Zerlegung eines Volumenkörpers in kleinere, aber endlich viele Elemente, wird durch Differentialgleichungen und Randbedingungen ein Gleichungssystem definiert. Durch die Auflösung dieses Systems kann das Programm verschiedene Funktionen wie Schwingungen, Spannungen, Dehnungen, Verschiebungen, thermische Belastungen, Ermüdungsanalyse, etc. berechnen und darstellen. Die Technologie, die beim CosmosWorks-Gleichungslöser verwendet wird, ist die Fast-Finite-Elemente-Technologie. Damit kann eine große Anzahl von Gleichungen gleichzeitig gelöst werden, ohne die Leistung eines Großrechners zu benötigen.

7 Maschinenauslegung

Die ganze Maschine ist in sieben Hauptkomponenten unterteilt:

- Maschinenbett- (Werkzeug- und Werkstückgestell)
- Linearführung
- Vorschubantrieb
- Werkzeugeinheit
- Spänekasten
- Maschinensteuerung
- Hydraulikeinheit

7.1 Maschinenbett

Das Maschinenbett ist der tragende und stützende Grundkörper jeder Werkzeugmaschine. Darauf werden alle Bearbeitungs- und Vorschubeinheiten mit den entsprechenden Maschinenkomponenten montiert. Die Maschine besteht aus zwei Grundgestellen in Flachbettausführung.

- Werkzeuggestell
- Werkstückgestell

Diese Bauweise ist aufgrund verschiedener Aufsatzmöglichkeiten sehr nützlich. Da die Maschine nur zur Gewinnung einer begrenzten Anzahl von Daten benutzt wird, erfüllt diese die Anforderungen an eine Tieflochbohrmaschine. Das heißt, es wurde so konzipiert, dass die Gestelle für weitere Versuchsaufgaben benutzen werden können. Die Vorteile der getrennten Bauweise sind:

- Vermeiden von Schwingungsübertragung zwischen den beiden Gestellen
- leichte maschinelle Bearbeitung → Fräsbearbeitung des Werkzeugschisches
- Transportieren und Handhabung

Die Nachteile:

- aufwendige Verbindung der Gestelle
- Justierung und Vermessung der beiden Gestelle

7.1.1 Werkzeuggestell

Es handelt sich um einen alten Messtisch mit zwei Komponenten:

- Grundkörper
- Tisch

Der Grundkörper ist eine Stahl-Schweißkonstruktion mit inneren Verrippungen und einem Gewicht von 485 kg. Der Tisch ist aus Grauguss und wiegt 750 kg. Das Gestell ist vermessen und schließlich gezeichnet worden. Die folgende Abbildung zeigt das Ergebnis mit gefrästen Längsnuten und Bohrungen für die Linearführung und den Kugelgewindetrieb.

Aufgrund gegebener Vorgaben des Herstellers wurden folgende Anforderungen bei der Fertigung der Längsnuten beachtet:

- Die Kantenradien müssen kleiner als die Fasen der Führungsschiene sein. Sonst ist der optimale Kontakt zwischen beiden Bezugsflächen nicht gewährleistet.
- Die Rechtwinkligkeit der Schulterkanten garantiert, dass die Bezugsflächen der Führungsschiene und des Führungswagens nach der Montage formschlüssig sind.
- Die Höhe der Führungskanten (die Tiefe der Längsnuten) muss so gewählt werden, dass diese nicht in Berührung mit dem Führungswagen kommen kann.
- Um die Genauigkeit zu erhöhen, müssen alle Befestigungsbohrungen gesenkt sein.

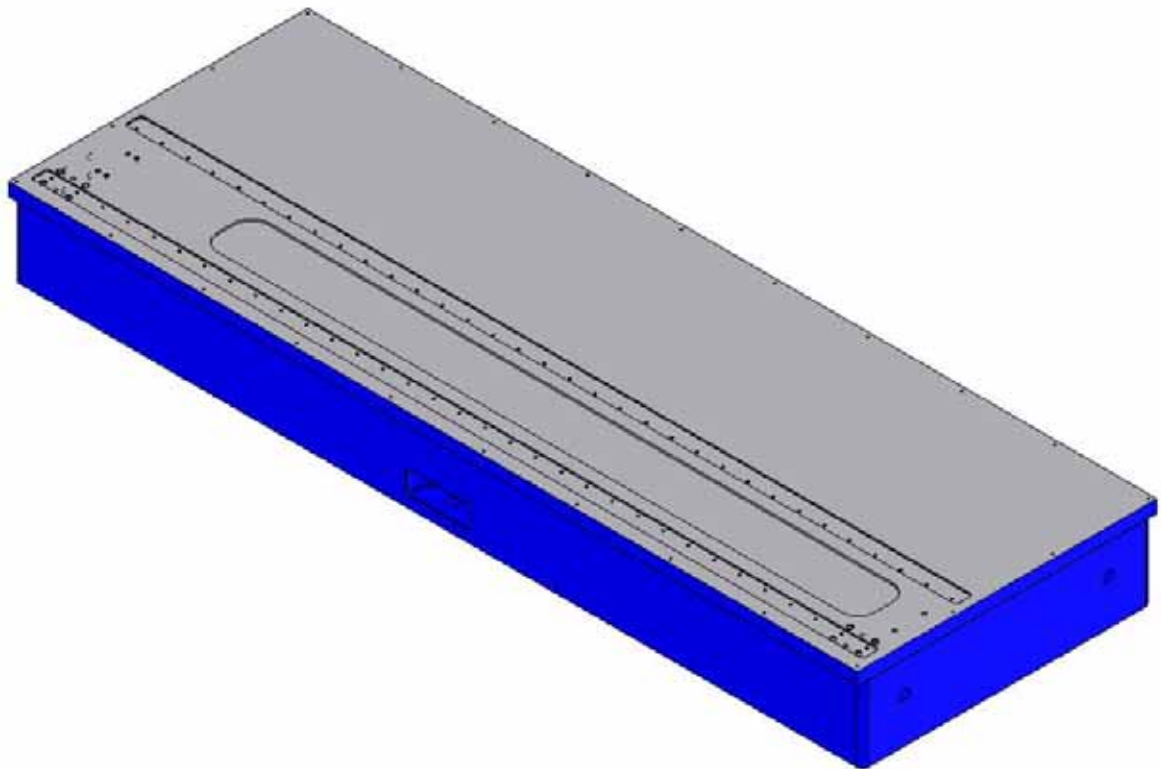


Abbildung 50: Tisch mit gefrästen Nuten und Bohrungen

Am Rand des Tisches sind die Gewindebohrungen für die Randleisten angebracht. Die Randleisten haben die Aufgabe, bei einem Leck an der Hydraulikleitung das ausgelaufene Öl aufzufangen und das Fundament vor Verschmutzungen zu schützen. Um eine komplette Abdichtung zu erreichen, ist der äußere Rand des Tisches mit Dichtmasse versehen worden. Bei der Montage wird der Dichtmasse-Film durch die Randleisten-Fläche gedrückt und gleichmäßig verteilt.

An den beiden Enden der vorderen Nut befinden sich die Montagebohrungen für die Festanschlüsse. Diese Schutzelemente begrenzen den Schlitten in einem vordefinierten

Weg, damit bei einem Ausfall der Steuerung der Spänekasten (vordere Seite) oder der Motor (hintere Seite) nicht beschädigt werden können.

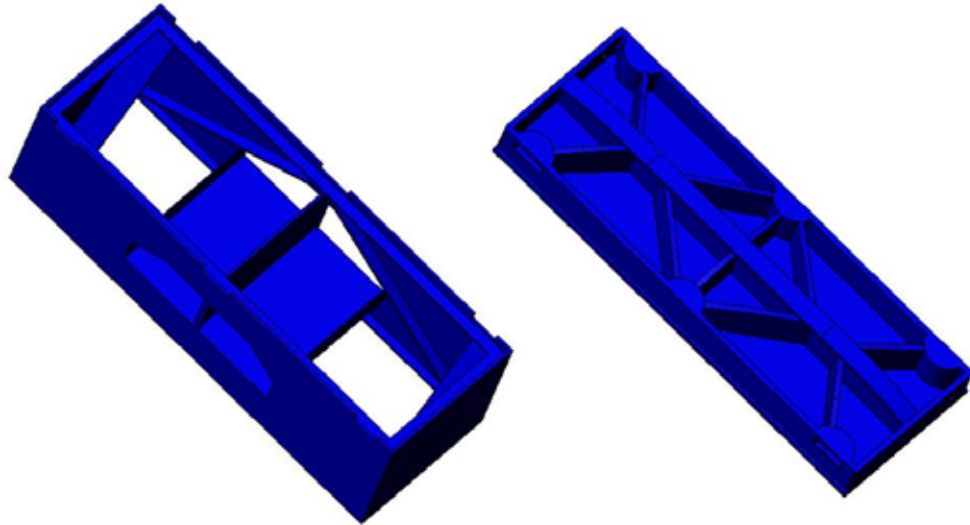


Abbildung 51: Grundbett und Tisch

Beide Abbildungen zeigen das Innere des Tisches und des Gestells. Die Verrippungen, die die Steifigkeit der Konstruktion erhöhen, sind sehr gut ersichtlich.

Der Tisch ist aus Grauguss, der sehr gute Dämpfungseigenschaften besitzt. So lassen sich sowohl die dynamische Steifigkeit erhöhen, als auch die negativen Einflüsse von den linearen Führungen verringern.

Ein anderer Faktor ist die Verbindung zwischen dem Gestell und dem Tisch. Der Tisch liegt auf sechs M26 Schrauben: drei Druck- und drei Zugschrauben. Diese Ausführung verschlechtert die statische Steifigkeit und daraus folgend verringert sich die Eigenfrequenz.

Um diese negativen Einflüsse zu reduzieren, sind die Aufstellelemente (DämpfungsfüÙe) aus galvanisiertem Stahl mit einem ölbeständigen GummifuÙ gewählt worden. Sie ermöglichen eine Isolierung von Stößen, Schwingungen und störenden Auswirkungen aus dem Umfeld. Neben ihren vibrationsmindernden Eigenschaften ersparen die DämpfungsfüÙ kostspielige Spezialfundamente oder Montagebolzen. Die feingängigen Einstellschrauben gestatten eine präzise Aufstellung und Nivellierung der Maschine.

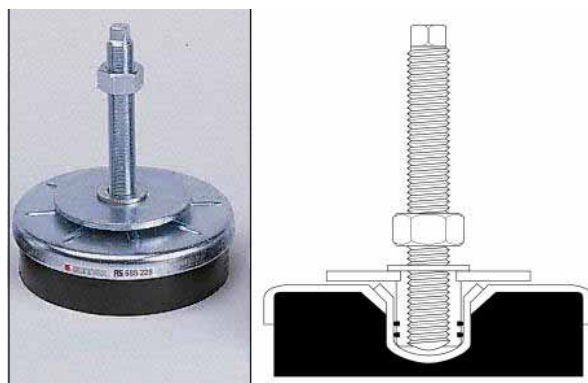


Abbildung 52: Aufstellelemente (DämpfungsfüÙe)

7.1.2 Werkstückgestell

Das Werkstückgestell (232 kg) war auch vorhanden und früher für andere Laboruntersuchungen benutzt worden. Da das Gestell aus Hohlprofilen aufgebaut ist, ist eine sehr leichte aber trotzdem steife Konstruktion erzielt worden. Das Gewicht der Werkstücke, die mit der Maschine gebohrt werden müssen, liegt im Bereich von 20–660 kg. Da beim Bohren das Werkstück am Spänekasten mit bis zu 1600N gepresst wird und eine Gefahr der Verschiebung des Werkstückes besteht, ist ein Reitstock montiert, der es von hinten fixiert. Da diese Kraft vom Werkstück zu dem Werkstückgestell eingeleitet wird, sind zwei rechteckige Stahlprofile geschweißt und mit dem Werkzeuggestell verschraubt worden. Da der KSS-Druck (Abbildung 7) bis zu 120 bar sein kann, soll die Kontaktfläche zwischen dem Werkstück und dem Spänekasten komplett verdichtet werden. Um das rückgelaufene Öl von der bereits gefertigten Bohrung nach dem Bohrvorgang aufzufangen, ist eine Ölwanne mit vier Bockrollen auf zwei Stahlwinkelprofilen gesetzt, die an die Querprofile des Werkstückgestells angeschweißt worden sind. Die Stahlwinkelprofile dienen als Rollenführungen, damit die Ölwanne verschoben werden kann, um das Öl zu entsorgen. Auf dem Gestell sind drei T-Nut-Aluprofile verschraubt worden. Die Aufnahme des Werkstückes kann mit beliebigen Blöcken oder Prismen ausgeführt sein. Eine Hauptaufgabe für das Gestell ist, dass das Werkstück in der Höhe verstellbar wird, damit mehrere Bohrversuche durchgeführt werden können. So kann sowohl die Anzahl aufwendiger Beladungen und Entladungen neuer Werkstücke, als auch die Materialkosten minimiert werden.

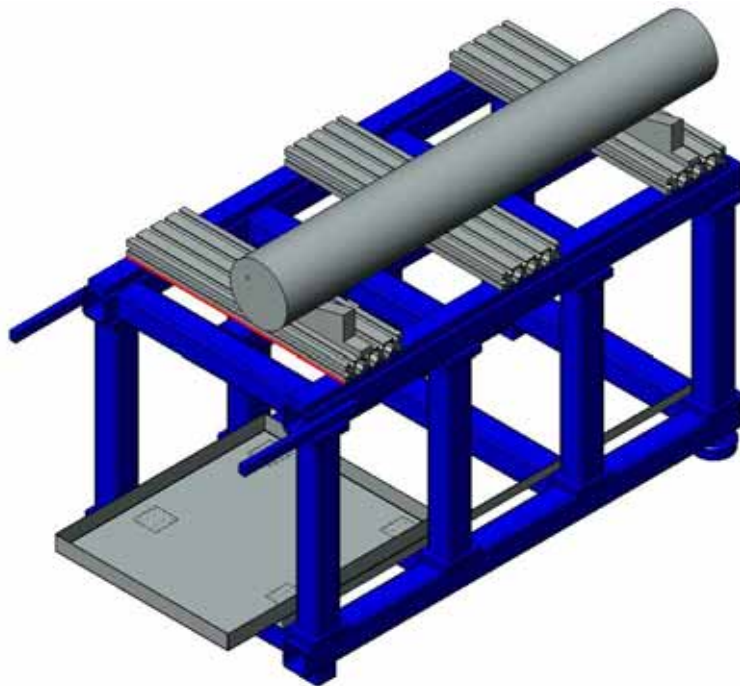


Abbildung 53: Werkstückgestell

7.2 Linearführung

Die Vorschubeinheit wird klassisch gelöst. Da das Material des Tisches Grauguss ist, der sehr gute Dämpfungseigenschaften hat, wird der Nachteil der geringeren Dämpfung der

Wälzführung ausgeglichen. Die Wahl der Wälzführungen liegt neben den Vorteilen, die im Kapitel 4.2.5 schon erklärt worden sind, auch an folgenden Gründen:

- billigste Variante von allen Führungsarten
- Viele Herstellerfirmen → Möglichkeit des Vergleichs von PreisLeistungsverhältnissen
- Die Führungen sind im 3D-CAD-Format (STEP,IGES,PRT) vorhanden → Verkürzung des Konstruktionsprozesses
- Übersichtliche Kataloge mit ausführlicher Produktinformation

7.2.1 Berechnung

Abbildung 54 und Tabelle 7 zeigen den Aufbau und die technischen Daten der Führung.

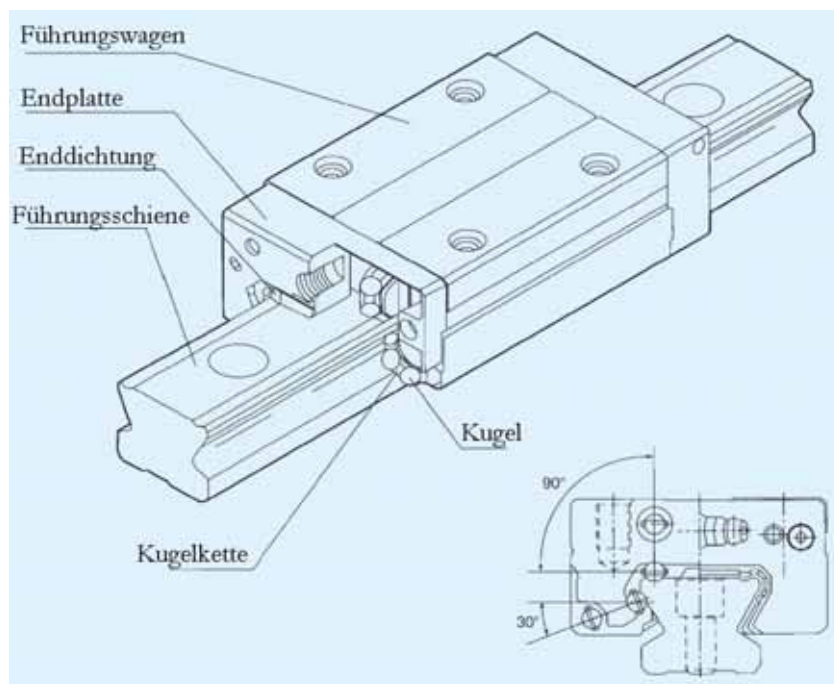


Abbildung 54: Hauptkomponenten der Wälzführung [11]

Baugröße Modell No.	Tragzahlen		zulässige statische Momente kN – m					Gewicht	
	Statisch	Dynamisch	M_{s1}		M_{s2}		M_{s3}	Wagen kg	Führung kg/m
			1 Wagen	2 Wagen	1 Wagen	2 Wagen			
C [kN]	C_0 [kN]								
SSR 20XW	19,6	23,4	0,138	0,723	0,0847	0,448	0,18	0,25	2,1

Tabelle 7: Technische Daten der Führungswagen [11]

Belastungsberechnung

Der wichtigste Faktor bei der Auslegung eines Linearführungssystems ist die Festlegung der Einsatzbedingungen, damit die Lebensdauer und die Belastungen bestimmt werden können. Damit die Belastungen berechnet werden, müssen die Schwerpunktlage des Objektes, die Antriebsposition, die Beschleunigung und die Verzögerung beim Anfahren und Halten berücksichtigt werden. Die folgenden Formeln sind für horizontal montierte Führungen mit beweglichen Führungswagen ausgelegt.

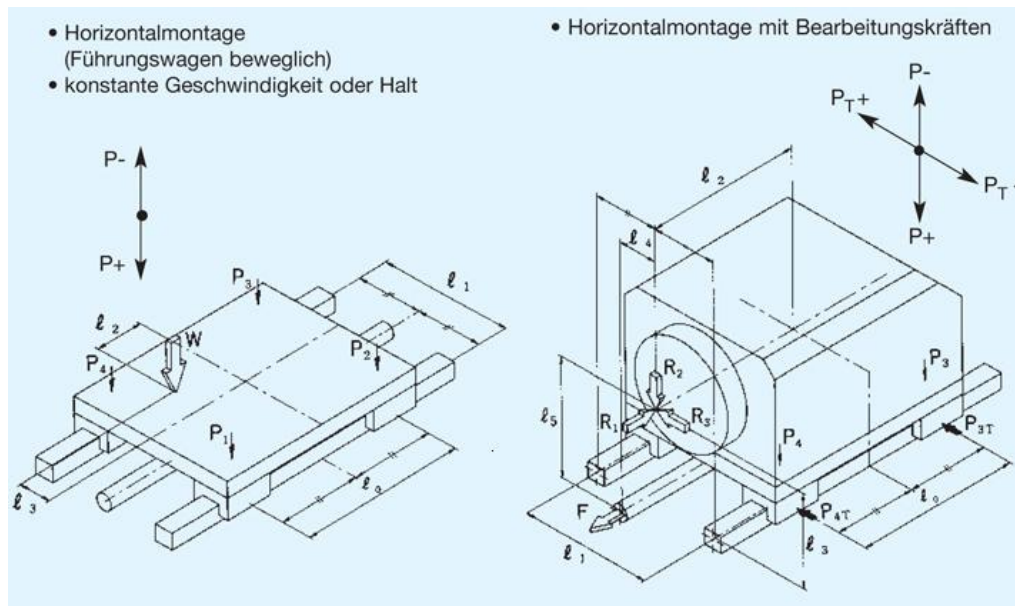


Abbildung 55: Kräfte bei statischer und dynamischer Belastung

Die Gleichungen von 10 bis 14 sind für konstante Geschwindigkeit oder Halt vorgesehen. Die Kräfte von P1 bis P4 zeigen die Belastungen an jedem Führungswagen. Die gesamte Masse W der Werkzeugeinheit ist im Massenmittelpunkt dargestellt.

$$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{W}{2} \cdot \frac{l_2}{l_0} - \frac{W}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1} = 264,27\text{N} \quad \text{Glg. 10}$$

$$P_2 = \frac{W}{4} - \frac{W}{2} \cdot \frac{l_2}{l_0} - \frac{W}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1} = 118,22\text{N} \quad \text{Glg. 11}$$

$$P_3 = \frac{W}{4} - \frac{W}{2} \cdot \frac{l_2}{l_0} + \frac{W}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1} = 185,72\text{N} \quad \text{Glg. 12}$$

$$P_4 = \frac{W}{4} + \frac{W}{2} \cdot \frac{l_2}{l_0} + \frac{W}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1} = 331,77\text{N} \quad \text{Glg. 13}$$

$$l_0=228 ; l_1=200 ; l_2=37 ; l_3=15 ; W=92\text{kg} \approx 900\text{N}$$

Die Gleichungen 14 und 15 zeigen die entstehenden Belastungen in den Führungswagen während des Bearbeitungsprozesses. Die Bearbeitungskraft ist die Vorschubkraft (R_1)- (Berechnung siehe Kapitel 7.4.1):

$$P_1 = P_4 = -\frac{R_1}{2} \cdot \frac{l_5}{l_0} = 449,82 \approx -450\text{N} \quad \text{Glg. 14}$$

$$P_2 = P_3 = \frac{R_1}{2} \cdot \frac{l_5}{l_0} = 449,82 \approx 450\text{N} \quad \text{Glg. 15}$$

$$l_5=128,2 ; R_1 :1650[\text{N}]$$

Aufgrund der Berechnungen kommt man zu folgendem Schluss:

Die berechneten dynamischen Kräfte während des Bearbeitungsprozesses sind größer als die statischen. Sie sind deutlich kleiner als die angegebenen zulässigen Tragzahlen für die Linearführungen. Damit ist eine stabile Führung der Werkzeuginheit gewährleistet.

7.2.2 Montage und Vermessung

Um die linearen Führungen zu montieren, sind zwei Längsnuten auf der gesamten Länge gefräst worden. Die Auswahl der Platzierung ist asymmetrisch zur Längsachse des Gestells. Das heißt, die Nuten sind an der hinteren Seite gefräst, da es an der vorderen Seite eine Platzmöglichkeit für eine kurze oder langfristige Aufstellung von verschiedenen Messeinheiten, Rechnern oder Werkzeugen gibt. Nach der vorgeschriebenen Montage und den Vermessungsaufgaben, wurde eine Messuhr an einem Führungswagen angebracht und die Parallelitätsabweichung gemessen. In der Tabelle 8 sind die gemessenen Werte gezeigt.

Richtung $\times 10^2 \text{ mm}$	Messpunkt																		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Horizontal	0	10	6	-9	-7	-6	5	1	20	15	10	18	14	18	20	16	10	14	14
Vertikal	0	15	12	3	8	12	10	13	15	15	10	7	12	9	-3	-7	6	5	8

Tabelle 8: Messen der Laufparallelität

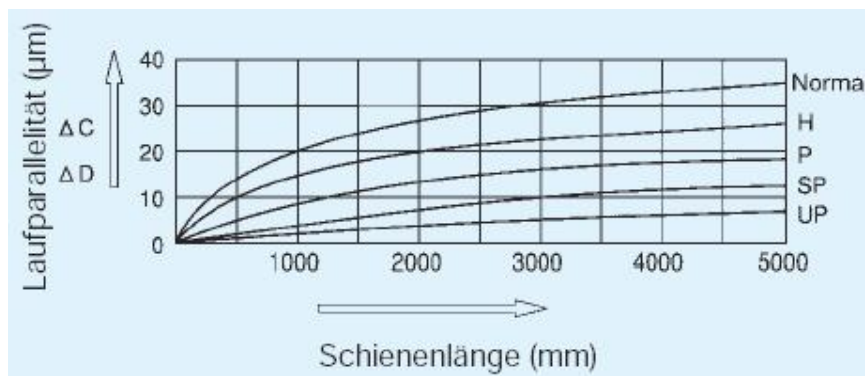


Abbildung 56: Schienenlänge und Laufparallelität

Das Ergebnis zeigt, dass bei der Herstellung der Längsnuten für die Führungen, die vorgegebenen Lage- und Formtoleranzen eingehalten worden sind. Die Anleitungen im Herstellkatalog haben auch eine sehr schnelle und genaue Montage ermöglicht.



Abbildung 57: Vermessung der montierten Führungen

Lünetten

Wegen der größeren L/D-Verhältnisse und der daraus folgenden Durchbiegung des Einlippenbohrers sind zwei Lünetten mit Dämpferelementen montiert worden. Sie stützen den Bohrer während des Bohrprozesses und verringern die auftretenden Schwingungen. Die Dämpfungselemente bestehen aus Hartgewebe. Dieser Kunststoff zeichnet sich nicht nur durch seine Dämpfungs- und Schalleigenschaften aus, sondern ist auch verschleißfest, hart und thermisch hochbeständig.



Abbildung 58: Lünette mit dem geführten Bohrer

7.3 Werkzeugeinheit

Die Werkzeugeinheit ist die dritte Komponente der Tiefbohrbank. Diese unterteilt sich in sechs Unterbaugruppen:

- Hauptantrieb der Spindel
- Schlitten
- Spindelkasten
- Spindelgetriebe
- Hydraulikleitung

7.3.1 Hauptantrieb der Spindel

Berechnung der Schnittkraft

Als am schwierigsten zu bearbeitendes Material wurde INCOLOY 925 gewählt. Deswegen beziehen sich die folgenden Berechnungen darauf. In der Tabelle 9 sind die spezifischen Zerspannungswerte dargestellt. Diese Werte sind nur für $k_{f 1.1}$, $k_{p 1.1}$ und $k_{c 1.1}$ gegeben und in der Praxis ermittelt.

Schnittgeschwindigkeit	spezifische Vorschubkraft	Anstiegswert der Vorschubkraft	spezifische Passivkraft	Anstiegswert der Passivkraft	spezifische Schnittkraft	Anstiegswert der Schnittkraft
[m/min]	[N/mm ²]	[-]	[N/mm ²]	[-]	[N/mm ²]	[-]
v_c	$k_{f 1.1}$	$1-m_f$	$k_{p 1.1}$	$1-m_p$	$k_{c 1.1}$	$1-m_c$
100	1132	0,36	3165	0,56	2321	0,46
30	766	0,33	1244	0,52	2615	0,79

Tabelle 9: Spezifische Zerspannungswerte [Incoloy 925]

Die Schnittkraftberechnung bezieht sich auf die Berechnungsmethoden, die in der Praxis Anwendung finden. Das heißt, sie weichen von den theoretischen Betrachtungen bei der allgemeinen Spanungslehre etwas ab. Diese gewisse Abweichung von der Theorie ist erforderlich, um die Berechnungen in einfachen Formeln auszudrücken. Mit Hilfe empirischer Richtwerte kann in der Praxis sehr schnell die gesuchte Lösung ermittelt werden. Die Berechnung der Schnittkraft erfolgt nach den Formeln von Kienzle. Diese Grundgleichung ist das zweckmäßigste Berechnungsverfahren, da sich die ermittelten k_c -Richtwerte - im Vergleich zu den anderen Berechnungsmethoden - für verschiedene spanabhebende Prozesse anwenden lassen.

Die Originalformel ist für einschneidige Werkzeuge ausgelegt. In diesem Fall aber ist die Spitze des Einlippenbohrers außermittig. Deswegen ist die Formel für zwei Schneideneinstellwinkel K_1 und K_2 verändert worden. Alle Berechnungen beziehen sich auf Einlippenbohrer mit 12mm Durchmesser und 40 bar KSS-Druck:

$$F_c = (b_i \cdot h_i^{1-z} + b_a \cdot h_a^{1-z}) \cdot k_{c1.1} \cdot k_{\gamma 0} \cdot k_v \cdot k_{sch} \cdot k_{ver} = 611,88N$$

Glg. 16

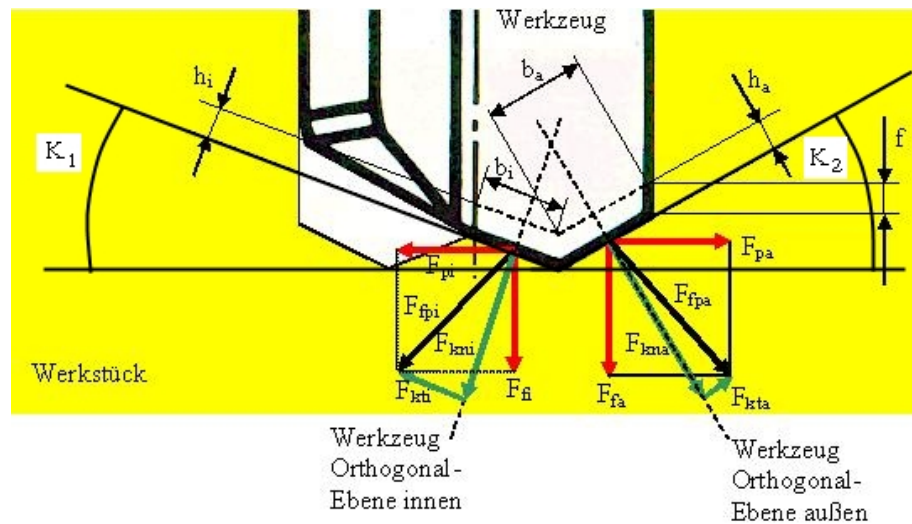


Abbildung 59: Schneidegeometrie des Einlippenbohrers

Für Glg.16 muss man sowohl die äußere,

$$b_a = \frac{a_s}{\sin k_1} = 2\text{mm}$$

Glg. 17

als auch die innere Spannungsbreite berechnen:

$$b_i = \frac{\frac{d_n}{2} - a_s}{\sin k_2} = 14,61902\text{mm}$$

Glg. 18

Das Selbe gilt für die äußere Spannungshöhe

$$h_a = f_a \cdot \sin k_1 = 0,004\text{mm}$$

Glg. 19

und für die innere Spannungshöhe

$$h_i = f_a \cdot \sin k_2 = 0,002736\text{mm}$$

Glg. 20

K_1 : Schneideneinstellwinkel-außen[°]: 30°

K_2 : Schneideneinstellwinkel-innen[°]: 20°

$m_c = z$: Tangens des Steigungswinkels = 0,21

Das Bohrermoment setzt sich aus dem Schnitt- und Reibungsmoment zusammen:

$$M_c = 0,19 \cdot d_n \cdot F_c = 1395,08\text{Nmm} \approx 1,4\text{Nm}$$

Glg. 21

$$M_T = M_R + M_c \approx 1,6 \cdot M_c = 2,24\text{Nm}$$

Glg. 22

Für das geforderte Bohrermoment war ebenfalls ein Servomotor der Fa. Siemens vorhanden, der im Gegensatz zum Vorschubmotor ein ausreichendes Drehmoment hat.

Bemes- sungs- dreh- zahl	Bemes- sungs- leistung	Bemes- sungs- dreh- moment	Bemes- sungs- strom	Still- stands- dreh- moment	Still- stands- strom	Trägheits- dreh- moment ohne Bremsen	Gewicht ohne Bremsen	Bemes- sungs- strom
n_n min^{-1}	P_n kW	M_n Nm	I_n A	M_0 Nm	I_0 A	J $\times 10^{-3} \text{ kgm}^2$	m kg	I_{Un} A
3000	0,82	2,6	2,4	3,0	2,6	0,33	5	4

Tabelle 10: Technische Daten Siemens-Synchron-Servomotor (Bestell Nr. 1FK6042)

7.3.2 Spindel

Es handelt sich um eine Schleifspindel der Firma K-Jung. Da die Spindel sehr lange Zeit gelagert war, war eine vollständige Revision erforderlich. Zusätzlich war die Spindelwelle nicht für die Aufgabe geeignet und es musste eine alternative Spindel ausgelegt werden. Abbildung 60 zeigt den Querschnitt des Spindelzusammenbaus. Das linke Ende der Spindelwelle ist für die Drehdurchführung und das rechte für die Werkzeugaufnahme (s. Anhang B) ausgelegt.

Beim Zusammenbau mit der neuen Welle sind einige Schwierigkeiten aufgetreten. Da die neue Welle im Gegensatz zur alten aus Kostengründen nicht oberflächengehärtet war, konnte das Gewinde für das Aufspannen der Lager extrem leicht beschädigt werden. Zusätzlich war das Gewinde (Steigung 1mm, Durchmesser 28mm) sehr schmutzanfällig, sodass es beim Einschrauben der Spanndeckel zu Verklebungen gekommen ist. Die Lager sind in O-Ordnung mit Fettschmierung angeordnet. Die Koppelung von Spindelgehäuse und Spindelkasten war als Morsekegel ausgelegt. Da die Herstellung eines Spindelkastens mit Morsekegel eine kostspielige und zeitaufwendige Aufgabe ist, ist das Gehäuse auf zwei Zylinderstufen gefräst worden. Im Gegensatz zu dem Morsekegel, der beim Hineinziehen in das Gehäuse selbst klemmt, können die Zylinderstufen nie die ganze Kontaktfläche abdecken. Die Folge daraus ist die gesunkene Steifigkeit.

7.3.3 Spindelkasten

Die konventionelle Konstruktionsart eines Spindelgehäuses besteht darin, dass diese aus mehreren Einzelkomponenten zusammengeschweißt wird. Der Spindelkasten wurde aus einem massiven Stahlblock gefräst. Die Wahl dieser Lösung liegt nicht nur an der großen Steifigkeit und der guten Dämpfungseigenschaft, sondern auch an den geringeren Material- und Herstellkosten. Nachteilig ist die hohe Masse des Kastens, welche die Beschleunigungseigenschaften verschlechtert. Der Kasten ist mit dem Schlitten mit sechs Schrauben M16 (je drei pro Seite) verschraubt. Das große Gewicht des Kastens (18 Kilogramm) erhöht die Dämpfungsmasse und dementsprechend die dynamische Steifigkeit.

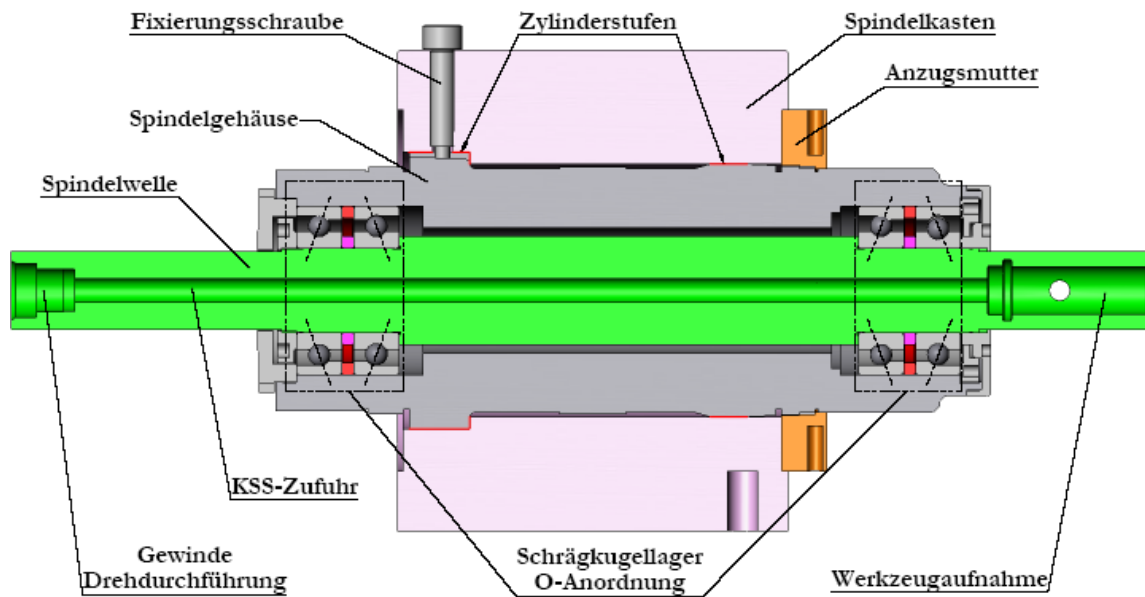


Abbildung 60: Spindelkasten und Gehäuse

7.3.4 Spindelgetriebe

Für den Spindeltrieb wurde ein Zahnriemengetriebe ausgewählt. Im Folgenden werden kurz die Gründe für die Auswahl dieser Antriebsart beschrieben.

Zahnriemengetriebe

Der Zahnriemenantrieb vereinigt die formschlüssige und synchrone Kraftübertragung des Zahnradantriebes mit der schwingungsarmen Übertragung des Keil- und Flachriemenantriebs. So wird eine besonders günstige Lösung erreicht. Im Gegensatz zum Keil- und Flachriemenantrieb ermöglicht die formschlüssige Übertragung eine deutlich niedrigere Riemen Spannung. Daraus folgte eine verringerte Lagerbelastung. Die Riemen werden entweder durch Spannrollen, oder durch eine radiale Verschiebung des Antriebsmotors gespannt. Die Verzahnung mit den Antriebsscheiben verhindert den Schlupf des Riemens und dadurch wird eine Drehzahlabweichung ausgeschlossen. Durch die Kombination von hochwertigen Riemenwerkstoffen mit Zugseilen aus Stahleisen, Kevlar- oder Glasfasern wird eine sehr große Zugfestigkeit erreicht, so dass das Nachspannen nach langer Betriebszeit entfällt und der Achsabstand fest bleibt. Der Antrieb läuft ohne Schmierung und Kühlung, weil die Zahnriemenoberfläche aus nichtmetallischem Werkstoff besteht und dadurch die Reibung an den Zähnen sehr gering ist. Aufgrund seiner Bauform ist der Zahnriemenantrieb den Stirnradgetrieben ähnlich, so dass die Montageanforderungen vergleichbar sind. Zu diesen Anforderungen zählen:

- genaue Achsparallelität
- keine Durchbiegungen der Wellen
- keine Veränderungen der Wellenlagerung

Die Zahnriemen teilen sich in metrische, zöllige und HTD. Der Unterschied zwischen den Riemen liegt im Profil der Zähne. Die metrischen und die zölligen Riemen sind mit Trapezprofilen, die HTD sind mit Halbrundprofilen ausgeführt. Der Vorteil des HTD-Profiles gegenüber den zwei anderen ist, dass der Riemen die Zahnscheibe kreisförmig umschlingt und somit keine periodischen Schwankungen und dadurch Vibrationen auftreten.

Berechnung des Zahnriemenantriebs

Da der Motor ein größeres Nenndrehmoment als das geforderte Bohrermoment hat, wurde ein Übersetzungsverhältnis von eins genommen. Die Übersetzung ist das Verhältnis zwischen der Anzahl der Zahnräder:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = 1$$

$$z_1 = z_2 = 24$$

Die Berechnung des Wirkdurchmessers erfolgt mit der Formel:

$$d_w = \frac{z \cdot p}{\pi} = \frac{24 \cdot 8}{\pi} = 61,11 \text{ mm} \quad \text{Glg. 23}$$

p: 8mm
 α : 0°
 β : 180°

Die Eingriffszähnezahl soll größer als sechs sein:

$$z_e = z_1 \cdot \frac{\beta}{360} = 12 > 6 \quad \text{Glg. 24}$$

Die erforderliche Zahnriemenlänge für den gegebenen Achsabstand ist:

$$L \approx 2a + \frac{p}{2} \cdot (z_2 + z_1) + \frac{\left[\frac{p}{\pi} \cdot (z_2 - z_1) \right]^2}{4a} = 560 \text{ mm} \quad \text{Glg. 25}$$

a : 184mm

Für die oben ermittelte Länge wird die Zähnezahl berechnet:

$$z_3 = \frac{2 \cdot a}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{p \cdot (z_2 - z_1) \cdot 2}{39,5 \cdot a} = 70 \quad \text{Glg. 26}$$

Schließlich erfolgt die Berechnungsleistung:

$$P_B = P_n \cdot K_A \cdot K_U \cdot b_B \cdot C_E \cdot S_H = 2,6 \text{ Nm}$$

Glg. 27

P_n : s. Tabelle 10

K_A : 1

K_U : 1

b_B : 1

C_E : 1

S_H : 1

Antriebsgehäuse

Das Antriebsgehäuse besteht aus fünf geschweißten Blechen. Damit durch den Motorantrieb keine Vibrationen auf den Schlitten direkt übertragen werden können, wurde dazwischen eine Spalt von 3mm gelassen. Die Koppelung des Kastens mit dem Spindelkasten erfolgt durch einen kreisförmigen Flansch mit vier M8 x 80mm Schrauben. Durch diese „Aufhängung“ des Antriebskastens werden alle Vibrationen zum massiven Spindelkasten weitergeleitet und mit Hilfe des Flansches gedämpft. Es wurde ein Rohrflansch anstatt eines rechteckigen Flansches gewählt, da dieser bei gleichen Abmessungen eine bessere Torsionssteifigkeit aufweist. Außerdem ist der Rohrflansch kostengünstiger zu fertigen (Drehen) als der rechteckige Flansch (Fräsen). Die Verspannung des Zahnriemens erfolgt durch radiale Verschiebung des Motors. Das Übersetzungsverhältnis des Getriebes ist eins. Im Vergleich zu den Zahnradern ist das Gehäuse größer gemacht worden, damit es möglich ist, größere Zahnräder einzubauen, um das Übersetzungsverhältnis - wenn nötig - zu verändern. Aus Abbildung 61 ist die gesamte Werkzeugeneinheit zu erkennen.

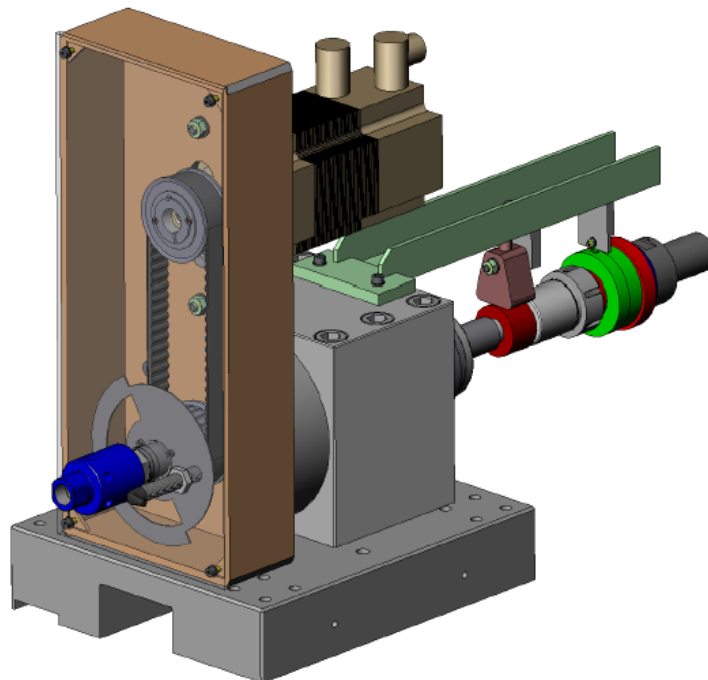


Abbildung 61: Werkzeugeneinheit

7.3.5 Schlitten

Auf dem Werkzeugschlitten, der parallel zur Drehachse fährt, ist der Spindelkasten montiert. Der Werkzeugschlitten bringt den gesamten Kraftfluss von der bohrenden Spindel in die Wälzführung und nachher auf das Werkzeugbett. Demzufolge muss eine sehr stabile Bauweise erzielt werden. Im Vergleich zu den Linearführungen ist der Vorschubantrieb deutlich größer. Um den Höhenunterschied zwischen dem Führungswagen und der KGT-Mutter auszugleichen, wurde eine Stahlplatte mit Stärke 60mm verwendet. Damit wurde in der Mitte des Schlittens nur eine Nut für die KGT-Spindel gefräst. An den vier Rändern sind die Bohrungen für die Führungswagen eingebracht. Zur Positionierung des Schlittens mit der Führung ist die Anschlagkante gefräst worden. Ein weiterer Vorteil ist, dass der Schlitten mit dem Eigengewicht von 33 kg den Kraftfluss positiv beeinflusst.

7.3.6 Hydraulikleitung

Die Hydraulikleitung fängt am Ende der Spindelwelle an und endet bei der Verbindung der Hydraulikschläuche mit der Energiekette. Zwischen der Dreheinführung und der T-Einschraubverschraubung befindet sich eine elastische Verbindung durch einen hydraulischen Schlauch. Damit ist eine unempfindliche Koppelung gegen Stoß und Versatz garantiert, da die Lagerung der Druckeinführung sehr leicht beschädigt werden kann.

Die übrigen Hydraulik-Komponenten sind auf einer Montageplatte durch L-Profile befestigt. Auf dieser Platte ist auch das Regelventil (Kapitel 5.1.5) mit eingebauter Elektronik für die Pulssteuerung montiert.

7.4 Vorschubantrieb

7.4.1 Berechnung der Vorschubkraft

Wie schon in Kapitel 7.3 beschrieben, ist das härteste Material, das mit der Tiefbohrbank gebohrt wird, INCOLOY 925. Die Berechnung der Vorschubkraft erfolgt mit Schnittgeschwindigkeit 30m/min.

Die Formeln werden aus der Berechnungsmethode von König und Essel abgeleitet. Die Werte der Schneideneinstellwinkel K_1 und K_2 sind auch in Kapitel 7.3 zu sehen:

$$F_f = (b_i \cdot h_i^{1-z} + b_a \cdot h_a^{1-z}) \cdot k_{f1.1} = 1803N \quad \text{Glg. 28}$$

$$b_a = \frac{a_s}{\sin k_1} = 2\text{mm} \quad \text{Glg. 29}$$

$$b_i = \frac{\frac{d_n}{2} - a_s}{\sin k_2} = 14,61902\text{mm} \quad \text{Glg. 30}$$

$$h_a = f_a \cdot \sin k_1 = 0,004\text{mm} \quad \text{Glg. 31}$$

$$h_i = f_a \cdot \sin k_2 = 0,002736\text{mm}$$

Glg. 32

$m_f = z$: Tangens des Steigungswinkels [-]: 0,67

Die KSS-Druckkraft bei Tieflochbohren ist ein sehr wichtiger Faktor, da im Vergleich zu anderen spanabhebenden Verfahren der Öldruck hier deutlich größere Werte annimmt. Die Druckkraft ist eine Funktion zwischen dem KSS-Druck und der Fläche der Bohrung:

$$F_d = P \cdot A = 452\text{N}$$

Glg. 33

P: 40 bar=4N/mm²

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 113\text{mm}^2$$

Glg. 34

Die gesamte Vorschubkraft ist das Ergebnis aus der Summe der KSS-Druck- und der Vorschubkraft:

$$F_g = F_f + F_d = 2255\text{N}$$

Glg. 35

7.4.2 Auswahl und Montage

Für den Vorschubantrieb ist eine Kugelumlaufspindel mit Fest-Loslagerung gewählt worden. Da die ungestützte Länge von 1200mm so wie die Gesamtlänge von 1800mm abgedeckt werden sollen, ist eine Spindel mit großem Durchmesser zum Einsatz gekommen. So kann die Durchbiegung verringert werden. Wie im Kapitel 2 erklärt wurde, soll die Maschine für spätere Laboruntersuchungen benutzt werden. Sowohl der Motor für den Vorschubantrieb als auch der Motor für den Spindeltrieb sind vorhanden gewesen. Deswegen verlaufen die nachfolgenden Berechnungen parallel:

- mit dem gegebenen Motordrehmoment - M_n
- mit der gegebenen Vorschubkraft - F_g

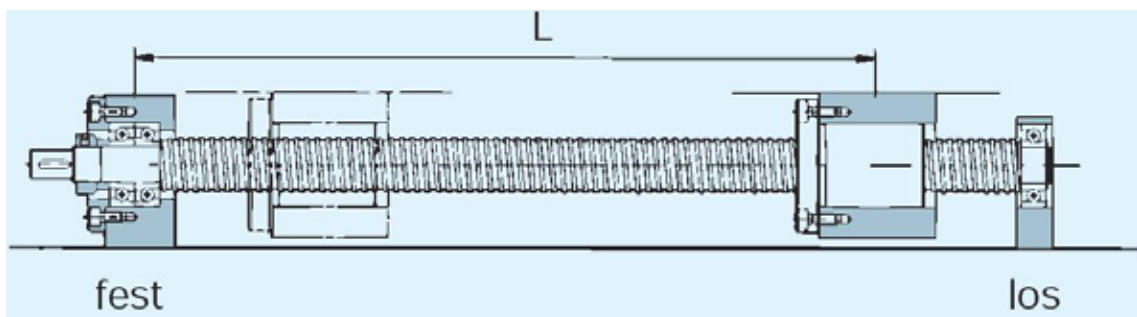


Abbildung 62: Fest-Loslagerung

Es handelt sich um einen gerollten Standard-Kugelgewindetrieb mit Umlenkrohr ohne Vorspannung. Um die Gesamtkonstruktion wesentlich zu vereinfachen, ist eine kompakte

Mutter gewählt worden. Sie kann direkt an die Anschlusskonstruktion angeschraubt werden, ohne dass ein Einbaugeschütz erforderlich ist. Durch die eingebauten Bürstenabstreifer wird ein sehr guter Staubschutz bei geringem Laufwiderstand erreicht und die Lebensdauer des Kugelgewindetriebes beträchtlich erhöht.

Baugröße	Spindel außen- durch- messer d [mm]	Steigung s [mm]	Kugel- mitten- kreis dp [mm]	Kern durch- messer d ₃ [mm]	Tragzahlen		Steifigkeits- wert K [N/μm]	Gewinde- spindel- Massenträg- heit / mm [kg · cm ² / mm]
					C _a [kN]	C _{0a} [kN]		
BNT 3210-5,3	32	10	33,75	27,2	36,0	107,5	490	8,08 x 10 ⁻³

Tabelle 11: Technische Daten der KGT

Festlagerseite Schrägkugellager				Loslagerseite Rillenkugellager		
Lager- einheit	Axialrichtung			Lager- einheit	Radialrichtung	
	dynamische Tragzahl C _a [kN]	statische Tragzahl [kN]	Steifig- keitswert [N/μm]		dynamische Tragzahl C _a [kN]	statische Tragzahl [kN]
BK 20	12,7	1,16	140	BF 20	9,4	5,05

Tabelle 12: Verwendete Kugellager in den Lagereinheiten

Der Steigungswinkel lässt sich aus der Steigung der Spindel berechnen:

$$\tan \beta = \frac{s}{\pi \cdot d_p} = 0,0943 \rightarrow \beta = 5^\circ 30'$$

Glg. 36

Die unteren drei Koeffizienten sind vom Herstellerkatalog [11] (empirische Werte) entnommen, da sie für spätere Berechnungen in Gebrauch kommen werden:

Linearführung μ=0,003 [13]
 Kugelgewindetrieb μ=0,003 [13]
 Wirkungsgrad η_i=0,96 [13]

Das Antriebsdrehmoment der Vorschubkraft(Glg.35) lässt sich durch folgende Formel berechnen:

$$T = \frac{F_g \cdot s}{2\pi \cdot \eta_1} = 3738 \text{ Nmm} = 3,74 \text{ Nm}$$

Glg. 37

Da die Motoren schon vorhanden waren, ist die Vorschubkraft mit dem bereits vorliegenden Antriebsdrehmoment zu berechnen:

$$F_a = \frac{2\pi \cdot \eta_1 \cdot M_n}{s} = 1632 \text{ N}$$

Glg. 38

T : s. Tabelle 10

Das Ergebnis aus Glg.38 zeigt, dass der Motor für den Vorschubantrieb ein für die geforderten Werte unzureichendes Drehmoment hat. Daraus resultieren drei mögliche Lösungen:

- Ein neuer Motor mit ausreichendem Drehmoment
- Bohren mit kleinerem Bohrerdurchmesser oder
- Bohren mit bis zu 12mm Bohrerdurchmesser in weicheren Materialien

Um Unklarheiten auszuschließen wird angemerkt, dass dieses Problem schon im Auslegungsstadium erkannt wurde. Die Gründe, aus welchen man trotzdem diese Lösung gewählt hat, sind in den folgenden Punkten beschrieben:

- Die Motoren mit der Steuerung waren im IFT schon vorhanden.
- Die kleinste normierte Steigung der Gewindespindel mit dem nötigen Durchmesser (kleinere Durchbiegung) war 10mm.
- Die Vorschubeinheit sollte auch für andere Zwecke benutzt werden.

Die kritische Drehzahl ist diejenige, die der Eigenfrequenz der Gewindespindel nahe liegt. Im Resultat entstehen Resonanzschwingungen, die der Funktionsweise der Spindel und des gesamten Systems schaden können. Um das zu vermeiden, muss die kritische Drehzahl berechnet worden. Die Formel ist mit Sicherheitsfaktor 0,8 multipliziert:

$$n_1 = \frac{60 \cdot \lambda_1^2}{2\pi \cdot l_a^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot 10^3 \cdot I}{\rho \cdot A}} \cdot 0,8 = \lambda_2 \cdot \frac{d_1}{l_a^2} \cdot 10^7 = 2013 \text{ min}^{-1}$$

Glg. 39

 l_a : 1500mmE : $2,06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot d_1^4 = 4 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

Glg. 40

 d_1 : Spindel-Kerndurchmesser (mm) $\rightarrow 30$ ρ : $7,85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 = 706 \text{ mm}^2$$

Glg. 41

 λ_1, λ_2 - Faktor für Lagerartfest-los $\lambda_1 = 3,927$ $\lambda_2 = 15,1$

Wie man sieht, liegt die kritische Drehzahl bei 2013 min^{-1} . Da die maximale Drehzahl des Motors 3000 min^{-1} ist, ist eine Steuerungsbegrenzung notwendig. Aus der maximalen Drehzahl und der Steigung des Kugelgewindetriebes ist die maximale Vorschubgeschwindigkeit ersichtlich.

Die Drehzahl ist auf 1000 min^{-1} begrenzt.

Mit der definierten Drehzahl ist die maximale und die begrenzte Geschwindigkeit berechnet worden:

$$V_{\max} = n_1 \cdot s = 2013 \cdot 10 = 20130 \text{ mm / min} \approx 20 \text{ m / min} \quad \text{Glg. 42}$$

$$V_{\text{beg.}} = n_1 \cdot s = 1000 \cdot 10 = 10000 \text{ mm / min} \approx 10 \text{ m / min} \quad \text{Glg. 43}$$

Die erhaltenen Ergebnisse liegen weit über den definierten Vorschubgeschwindigkeiten, die bei den Bohrversuchen durchgeführt werden können.

Der Spindeldurchmesser der Gewindespindel muss so ausgewählt werden, dass keine Knickung auftreten kann, wenn in axialer Richtung hohe Druckbelastungen wirken.

$$P_1 = \frac{n_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l_a^2} \cdot 0,5 = n_2 \cdot \frac{d_1^4}{l_a^2} \cdot 10^4 = 36000 \text{ N} \quad \text{Glg. 44}$$

n_1, n_2 : Faktor für Lagerart
 fest-los $n_1 = 2,0$ $n_2 = 10,0$

Die berechnete Kraft von 36000 N in Glg.44 ist zwanzigmal größer als die maximal berechnete Vorschubkraft.

Die maximale zulässige Axialbelastung ist das Verhältnis zwischen der statischen Tragzahl (Tabelle 11) und dem statischen Sicherheitsfaktor aus dem Herstellerkatalog [11]. Sein Wert ist für Positionier-Kugelgewindetriebe mit von Stößen und Schwingungen begleiteten Bewegungen gewählt worden.

$$F_{a \max} = \frac{C_{0a}}{f_s} = 21,5 \text{ kN} \quad \text{Glg. 45}$$

$f_s = 5$

Die nominelle Lebensdauer ist sowohl in Stunden, als auch in Kilometern berechnet. Sie wird durch folgende Formeln und die Werte für die Axialbelastung und die dynamische Tragzahl ermittelt:

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_a} \right) \cdot 10^6 = 21,8 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1} \quad \text{Glg. 46}$$

$f_w = 1$

$$L_s = \frac{L \cdot s}{10^6} = 218 \text{ km}$$

Glg. 47

Einer der Hauptfaktoren für die Güte eines Vorschubsystems ist seine hohe Positioniergenauigkeit und niedrige Nachgiebigkeit. Diese zwei Faktoren hängen von der Axialsteifigkeit ab. Die gesamte Axialsteifigkeit k (Glg.51) ist die Summe von:
der Axialsteifigkeit der Spindel:

$$K_s = \frac{A \cdot E}{1000 \cdot L} = 97 \text{ N} / \mu\text{m}$$

Glg. 48

der Axialsteifigkeit der Mutter:

$$K_N = K \cdot \left(\frac{F_a}{0,3 \cdot C_a} \right)^{1/3} \cdot 0,8 = 210 \text{ N} / \mu\text{m}$$

Glg. 49

und der Axialsteifigkeit der Stützlager:

$$K_B = \frac{3F_{a0}}{\delta_{a0}} = 140 \text{ N} / \mu\text{m}$$

Glg. 50

Schließlich wird die Gesamtsteifigkeit berechnet:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} = 45 \text{ N} / \mu\text{m}$$

Glg. 51

7.4.3 Kupplung

Die Kupplung dient zur Verbindung der Kugelumlaufspindel mit dem Motor. Neben einer sicheren Übertragung des Motordrehmomentes ist die Kupplung ein „Ausgleicher“ des Wellenversatzes. Der Wellenversatz kann axial, radial oder winkelig sein.

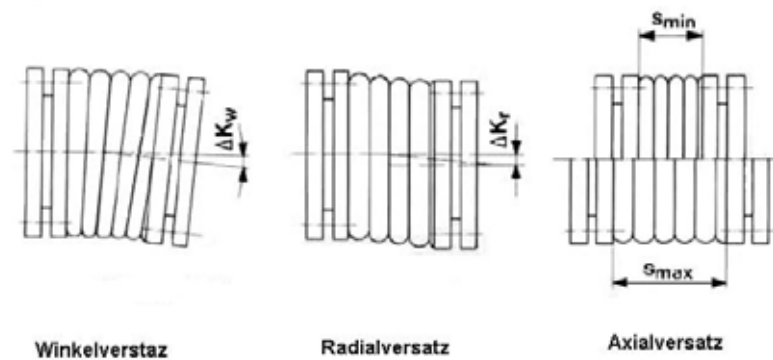


Abbildung 63: Versatzarten an der Kupplung

Modell	Größe	Winkelversatz ΔK_w	Radialversatz ΔK_r	Axialversatz ΔK_a	Schrauben- anzugsmoment
		[°]	[mm]	[mm]	[Nm]
Roba-DX	1	2	0,1	$\pm 0,5$	2,9

Tabelle 13: Maximal zulässige Lagerungen

Bei den Vorschubantrieben der Werkzeugmaschinen finden am meisten die drehstarrten oder die elastischen Ausgleichkupplungen Anwendung.

Da es sich um eine Vorschubachse handelt, die für die Positionierung der Werkzeugeinheit sorgt, ist für die Tiefbohrmaschine eine drehstarre Kupplung (Metallbalg) gewählt worden. Der Metallbalg ist sehr leicht, damit er das gesamte Massenträgheitsmoment der Kupplung verringert. Die Bälge gestatten eine sehr hohe Drehsteifigkeit bei gleichzeitig niedrigen Rückstellkräften. Die Verbindung mit den Achsen erfolgt durch Konusbuchsen, Klemmnaben und Konusausführungen, so dass eine schnelle Montage gewährleistet ist.



Abbildung 64: Balgkupplung Quelle [Fa. Mayr]

Auslegung der erforderlichen Kupplungsgröße

Um die richtige Kupplung zu wählen, muss das maximale Drehmoment des Motors für den Vorschubantrieb ermittelt werden. Es kann entstehen, wenn der Schlitten mit dem Festanschlag, der näher der Kupplung ist, zusammenstößt. Bei diesem Stoß wird die, bis zu diesem Zeitpunkt rotierende, Gewindespindel abrupt gestoppt und als Folge davon wird auch der Motor gestoppt. Aus der Summe des Motordrehmoments und des Trägheitsmoments des Rotors errechnet sich das gesamte maximale Moment:

$$\mathbf{M_{max} = M_m + M_s = 2,6 + 1,81 = 3,41 Nm}$$

Glg. 52

Für das Motordrehmoment gilt:

$$M_s = \frac{\omega^2 \cdot J}{2} \approx 1,81 \text{ Nm} \quad \text{Glg. 53}$$

wo die Geschwindigkeit eine Funktion der Drehzahl ist:

$$\omega = 2\pi \cdot n \approx 104,72 \text{ rad/s} \quad \text{Glg. 54}$$

Die erforderliche Kupplungsgröße ist eine Funktion des maximalen Drehmoments und den unten genannten empirischen Faktoren [13]:

$$T_{KN} \geq M_{\max} \cdot f_a \cdot f_w \cdot f_t = 7,53 \text{ Nm} \quad \text{Glg. 55}$$

$$f_a = 1,7$$

$$f_w = 1,3$$

$$f_t = 1,3$$

Die ausgewählte Kupplung liegt mit seinem Nenndrehmoment weit über dem erforderlichen Drehmoment T_{KN} (s. Tabelle 14).

Die elastische Verdrehung der Kupplung bei maximalem Antriebsdrehmoment ist eine Funktion ihrer Drehsteifigkeit und wird mit folgender Formel berechnet:

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{1}{C_t} \cdot T_{KN} = 0,02^\circ \quad \text{Glg. 56}$$

C_T : Tabelle 13

Schwingungsauslegung der Kupplung

Das System aller Komponenten, die das Drehmoment von dem Motor zu dem Schlitten übertragen, wird als Antriebsrang definiert. Dieses System kann als Zwei-Massen-Schwinger betrachtet werden.

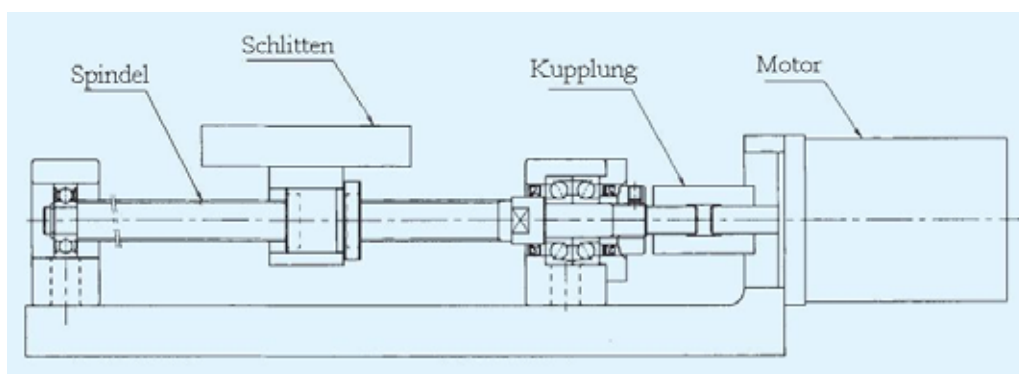


Abbildung 65: Antriebsstrang

Die Eigenfrequenz eines solchen Systems errechnet man nach folgender Gleichung:

$$f_{\text{res}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{C_t \cdot \frac{I_{\text{mot}} + I_{\text{masch}}}{I_{\text{mot}} \cdot I_{\text{masch}}}} = 1159 \text{ Hz} \quad \text{Glg. 57}$$

Dafür werden die Trägheitsmomente aller Komponenten berechnet:

$$I_{\text{masch}} = I_{\text{sp}} + I_{\text{schl}} + \frac{I_{\text{kp}}}{2} \approx 1,79 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 \quad \text{Glg. 58}$$

$$I_{\text{schl}} = m \cdot \left(\frac{s}{2\pi} \right)^2 = 0,23 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 \quad \text{Glg. 59}$$

$$I_{\text{sp}} = 0,77 \cdot 10^{-12} \cdot d^4 \cdot l = 1,498 \approx 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2 \quad \text{Glg. 60}$$

$$I_{\text{mot}} = I_{\text{mot}} + \frac{I_{\text{kp}}}{2} \approx 0,39 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Dabei muss das Massenträgheitsmoment der Kupplung zur Hälfte dem An- bzw. Abtrieb zugerechnet werden.[13]

Kupplungs-nennmoment	maximale Drehzahl	Drehfedersteifigkeit	Axialfedersteifigkeit	Massenträgheitsmoment	Gewicht
T_{KN} [Nm]	n_{max} [min ⁻¹]	C_T [N/rad]	C_a [N/mm]	I_{kp} [kgm ²]	G [kg]
60	11000	17000	110	0,000129	0,44

Tabelle 14: Technische Daten

7.5 Spänekasten

Wie bereits im Kapitel 3.1.1 erklärt, ist jede Tieflochbohrmaschine mit einem Spänekasten ausgestattet, der für ein problemloses Auffangen des Öl/Späne-Gemisches sorgt. Neben dieser Funktion hat er die Aufgabe, den Bohrer während des Bohrprozesses zusätzlich mit den Lünetten zu unterstützen und zu dämpfen. Im Spänekasten sind das Dichtgehäuse und der Bohrbuchsenträger axial zur Spindel montiert. Das Dichtgehäuse besitzt wie die Lünette einen Dämpfer. Die wichtigste Komponente im Spänekasten ist der Bohrbuchsenträger. Darin befindet sich die Bohrbuchse, die sehr wichtig für die Genauigkeit der Anbohrposition der nachfolgenden Bohrung ist. Ihre Aufgabe ist die Führung des Einlippenbohrers während des Aufbohrens. Im Gegensatz zu einem Spiralbohrer hat der Einlippenbohrer nur eine Schneide, woraus folgt, dass die entstehenden Kräfte in der Schneide nicht ausgeglichen werden können. Der Bohrbuchsendurchmesser soll nicht mehr als 0,02mm größer als der des Einlippenbohrers sein. Wird dies nicht eingehalten, kann es zu erheblichem Schaden und Problemen wie Werkzeugbruchgefahr, Vergrößerung des Anbohrtrichters, Beschädigung der Bohrbuchse und zusätzliche Radialkräfte in der Werkstückspannung kommen.

Die Abdichtung zwischen dem Dichtgehäuse und dem Buchsenträger mit dem Spänekasten erfolgt durch Gummi O-Ringe. Um bessere Sicht während des Bohrprozesses auf die Späne zu haben, ist der Deckel des Spänekastens mit einer Plexiglasscheibe versehen. Sie ist mit dem Deckel verschraubt und zusätzlich geklebt worden. Der Deckel ist mit zwei Scharnieren mit dem Spänekasten verbunden und mit einem Vorhängeschloss versehen.

Um das KSS von den Spänen zu reinigen ist eine Schublade mit einem Sieb und Filterpapier integriert. Wenn die Schublade voll Späne ist, kann sie einfach vom Spänekasten herausgezogen und von den Spänen entsorgt werden. Das filtrierte Öl fließt direkt vom Spänekasten in den Tank des Hydraulikaggregats durch eine Rohrverbindung.

7.6 Elektrokonstruktion

Um die Tiefbohrbankprozesse zu steuern und die Ergebnisse von den verschiedenen eingebauten Messgeräten zu erfassen und zu bearbeiten, werden die nötigen Elektrokomponenten eingebaut. Im folgenden Kapitel wird eine kurze Anleitung für diese Komponenten gegeben.

7.6.1 Elektrische Komponenten

Die elektrischen Komponenten in den Werkzeugmaschinen sind:

- Signalglieder
- Antriebe und Stellglieder
- Verkabelung und Messsysteme

Signalglieder

Die Funktion der Signalglieder besteht in der Maschinenzustandsüberwachung. Sie melden die ermittelten Werte an die Steuerung oder an den Bediener (Meldegeräte) oder lösen handbetätigte Funktionen an der Maschine aus. Der mechanische Grenztaster ist eines der wichtigsten Signalglieder. Der Grenztaster besteht aus zwei Hauptkomponenten: Nocken und Öffner. Durch ein bewegliches Schaltstück wird der Nocken mechanisch betätigt, so dass der Schließer geöffnet werden muss oder umgekehrt. Er findet Anwendung als End- oder Referenzschalter zur Positionsbestimmung und zur Erfüllung von Sicherheitsanforderungen.

In der Maschine sind drei mechanische Grenztaster eingebaut. Zwei sind für die Endlagen und einer für den Referenzpunkt montiert worden.

Da es in vielen Fällen keine Betätigungskräfte gibt, oder eine hohe Einschaltfrequenz verlangt wird, wird der induktive Näherungsschalter eingesetzt. Durch einen Schwingkreis entsteht ein hochfrequentes magnetisches Wechselfeld. Befindet sich Metall in der Nähe dieses Feldes, entsteht eine Energieschwankung durch Wirbelstrombildung, die zum Schaltvorgang führt.

Die Ermittlung der Ist-Drehzahl der Spindel erfolgt durch einen Induktivsensor (s. Kapitel 5.1.3).

Verkabelung

In den Werkzeugmaschinen kommen viele Einzelantriebe im Einsatz. Da diese Antriebe oft an beweglichen Maschinenkomponenten angebracht sind, wird die Energiezuführung durch Energieketten ausgeführt. Während das eine Ende der Kette mit dem Gestell verbunden ist,

wird das andere Ende am bewegten Teil angebracht. Die Kette besteht aus einem flexiblen Schlauch oder aus mehreren verbundenen Einzelgliedern. Das Kettenmaterial ist Stahl oder Kunststoff. Durch ihre Flexibilität kann diese mit dem bewegten Teil mitfahren. Bei der Auswahl einer Kette muss sowohl auf die Anzahl der Kabel oder der Leitungen als auch auf ihre maximalen Durchmesser geachtet werden. Damit die Kabel oder die Leitungen nicht geknickt werden können, soll der minimale Krümmungsradius der Kette größer als die maximalen Krümmungsradien der Kabel oder Leitungen sein. An einem Ende der Energiekette befinden sich Zugentlastungen, damit die Kabel keinen Zugbeanspruchungen ausgesetzt werden können. Bei der Tiefbohrbank ist eine Kunststoff-Energiekette verwendet worden. Sie ist insgesamt 1800mm lang, hat einen Krümmungsradius von 500mm und ist an dem Gestell auf einem L-Profil verschraubt worden. Darin sind die Energiekabel für den Motor der Hauptspindel, die Hydraulikschläuche für den KSS und die Kabel für die Messgeräte geführt.

7.6.2 Maschinensteuerung

Die Informationen über den Maschinenzustand werden in die Steuerungsebene der Maschine weitergeleitet, wo sie mit den Bedienerkommandos verknüpft und anschließend an die Befehlsgeräte nach vordefinierten und festgelegten Programmen weitergeleitet werden. Um die Verknüpfungen auszuführen, werden die Steuergeräte eingesetzt. Die bekanntesten elektronischen Steuergeräte sind speicherprogrammierbare Steuerungen (SPS) bzw. numerische Steuerungen (NC). Die neuesten NC-Steuerungen sind mit Mikroprozessoren ausgestattet und können auch sehr komplexe Rechneroperationen durchführen.

Auf Abbildung 66 sind die drei Hauptkomponenten einer NC-Steuerung gezeigt:

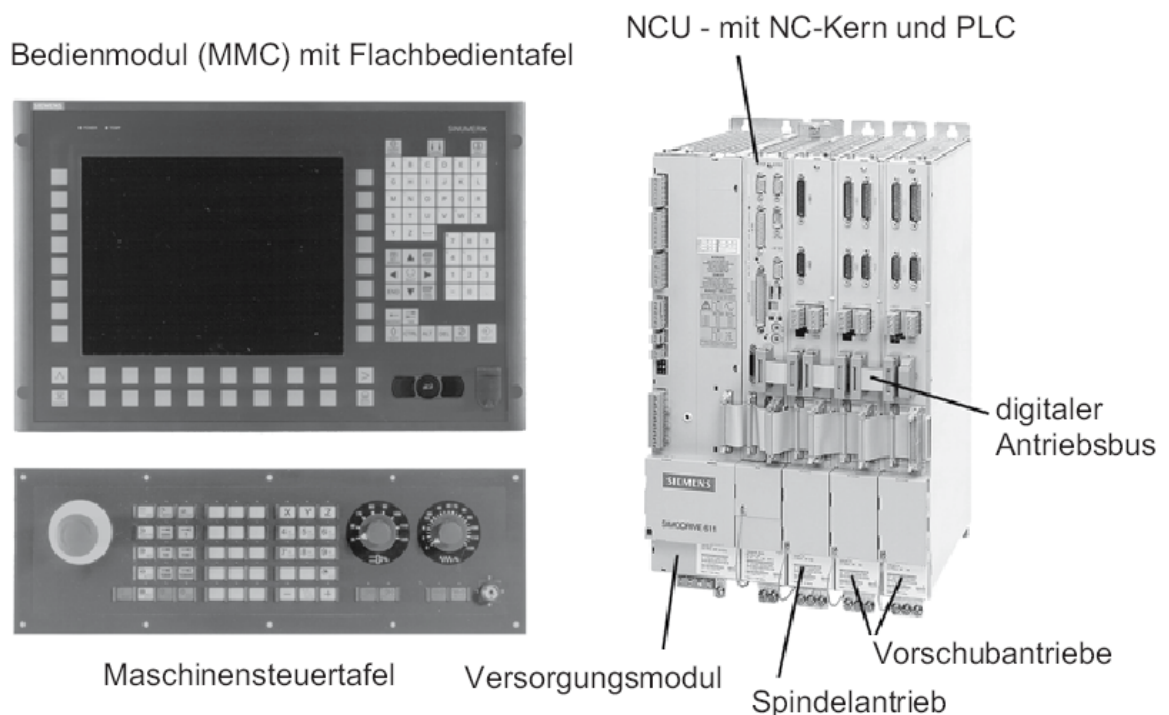


Abbildung 66: Komponenten einer NC-Steuerung

- Das MMC (Man Machine Control)-Modul hat eine PCU (hochintegrierte Industrie-PC) mit TFT-Farbdisplay und NC-Volltastatur
- Mit der Maschinensteuertafel können Override-Werte, Handbefehle, Vorgaben der Bewegungsart und Definitionen der Tastaturfunktionen ausgeführt werden
- Die NCU- Mehrprozessorbaugruppe mit dem integrierten Umrichtsystem ist direkt mit dem Antrieb verbunden. Die Datenleitung zwischen der Maschinensteuerung und den angeschlossenen Ein-Ausgangsbaugruppen wird durch eine Profibus-Schnittstelle realisiert.

Für die Steuerung und die Überwachung der Werkzeugmaschine wurde eine NC-Steuerung der Fa. Siemens integriert. Die Steuerung hat keine SPS, deswegen dient sie nur zur Steuerung der Servomotoren. Um Kühlmittel-, Referenz- oder Haltepunkte zu überwachen, muss eine SPS integriert werden. Die Hauptfunktion der NC-Steuerung ist der Bohrprozess. Das NC-Programm steuert den vordefinierten Vorschub und die Drehzahl. Die zwei Schalter an der Maschinensteuertafel sind sehr wichtig für einen sicheren Ablauf des Bohrprozesses. Die Spindeldrehzahl- und Vorschubkorrekturschalter ermöglichen die Erhöhung oder Senkung der vorprogrammierten Werte. Diese Werte sind auf dem Bildschirm sowohl in Prozent als auch in Drehzahl oder Vorschub angezeigt. Der Regelbereich für die Drehzahl ist von 50% bis 120% und für den Vorschub von 0% bis 100% vorgegeben.

7.6.3 Schaltschrank

Im Schaltschrank sind folgende Elemente eingebracht:

- Pulssteuerung
- Desktop-PC mit TFT-Bildschirm
- Messumformer für Vorschubkraft- und Momentmessung
- Messumformer für den KSS-Druck
- I/O digitale Messkarte

Die digitale Messkarte steuert die Messsysteme. Die Daten werden über eine RS 485 Schnittstelle an den Rechner übertragen. Dort werden alle Daten im LabView erfasst, entsprechend bearbeitet und an die Befehlsgeräte weitergeleitet:

Das Programm LabView ist eine graphische Anwendung von National Instruments(NI) und hilft bei der Erstellung von:

- Datenerfassung
- Datenanalyse durch Messanalyse- und Signalverarbeitungsfunktionen
- Gerätesteuerung
- Darstellen von Ergebnissen in Graphen, Diagrammen oder selbst erstellten individuellen Benutzeroberflächen

7.7 Hydraulikaggregat

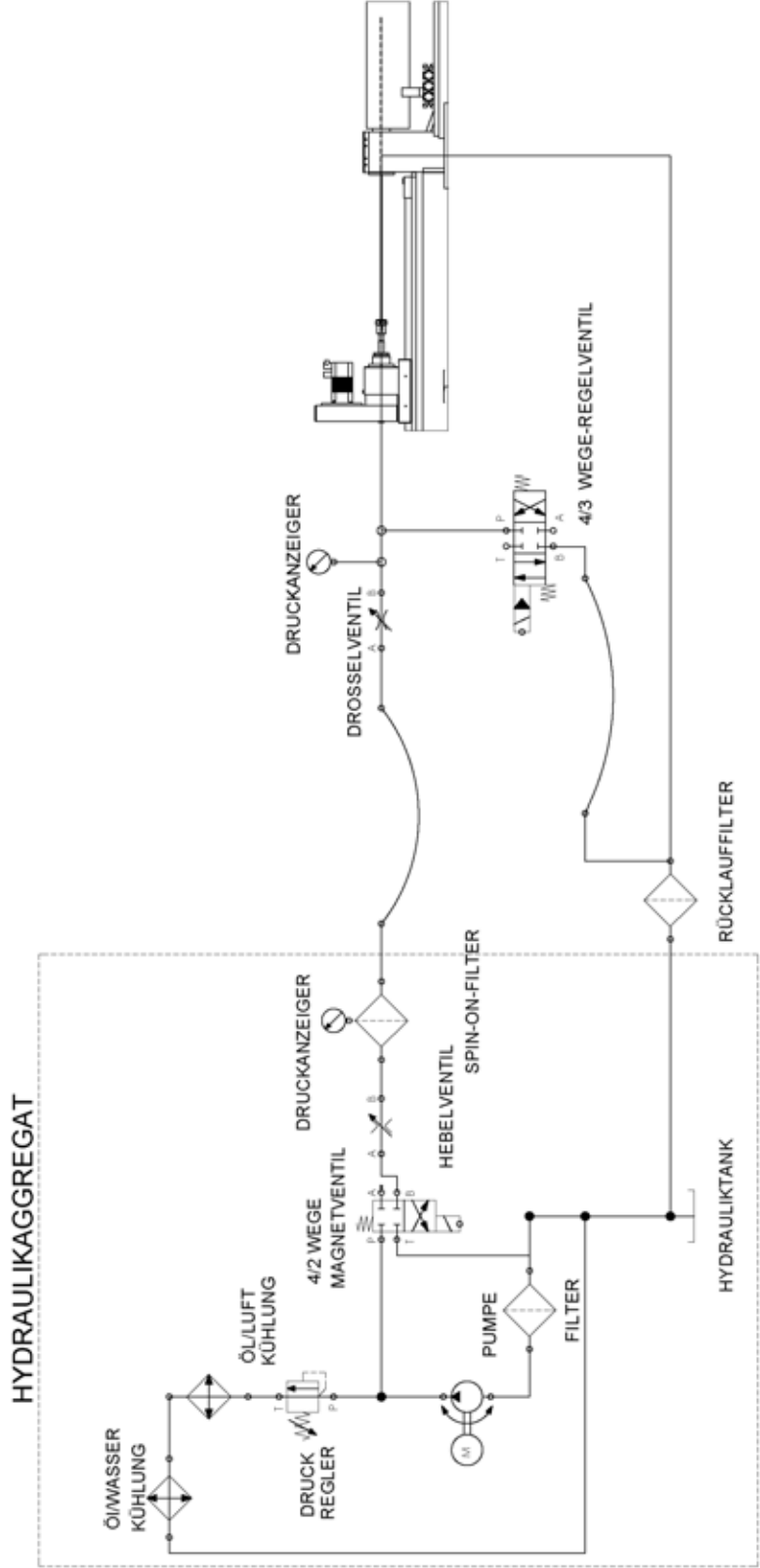
Das Hydraulikaggregat speist die Spindel mit Bohröl und ist von der Tiefbohrbank getrennt aufgestellt. Die KSS-Einführung zwischen der Maschine und dem Hydraulikaggregat erfolgt durch Hochdruckschläuche, die in der Energiekette eingelegt sind. Das Öl wird vom Tank durch eine Außen-Zahnradpumpe gepumpt und druckgeregelt zu der Spindel gefördert.

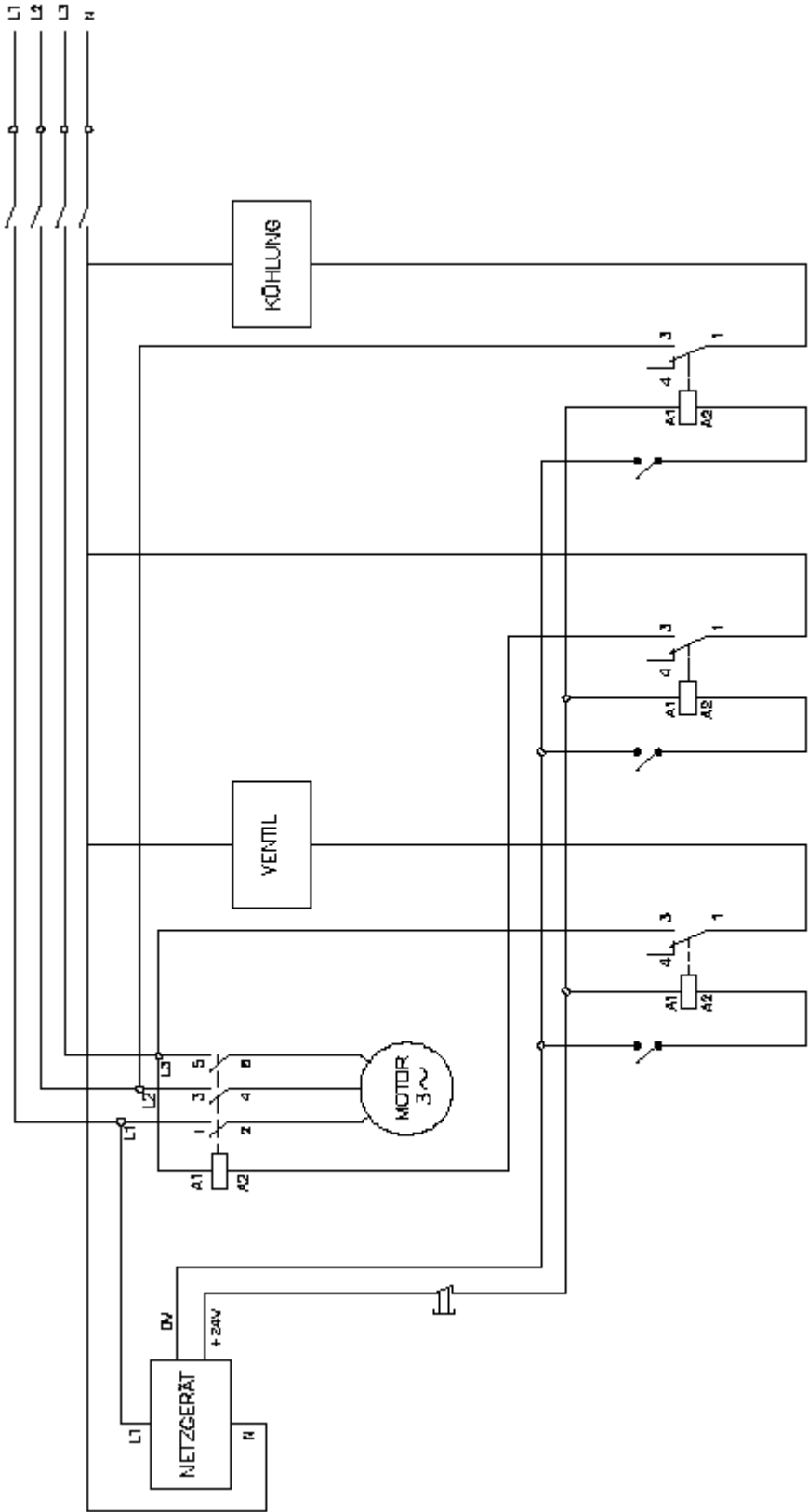
max. Betriebsdruck	100 bar
Motorspannung	400V/50Hz
Motorleistung	3,67 KW
Steuerspannung	24 V DC
Behältervolumen	60 Liter
Anschlussgewinde	G 3/8"
Hydrauliköl	DIN 51524
Ölviskosität	ISO VG 46
max. Öltemperatur	80° C

Tabelle 15: Technische Daten des Hydraulikaggregates

In den ersten Bohrversuchen wurde bei einer Bohrtiefe von 600 mm ein Druck von 20 bar gemessen. Da der Druck bei den erzielten Bohrtiefen mindestens 40 bar sein soll (siehe Abbildung 7), wird eine zusätzliche Pumpe eingebaut. Die Pumpen werden parallel eingeschaltet, damit der nötige Druck erreicht werden kann.

Auf den nächsten zwei Seiten sind die Stromlauf- und Hydraulikpläne dargestellt.





7.8 Schwingungsanalyse der Tiefbohrbank

Um die Eigenfrequenzen zu ermitteln, wurde die Tiefbohrbank in der Auslegungsphase mit CosmosWorks berechnet und nach der Inbetriebnahme vermessen. In den folgenden Kapiteln werden die Ergebnisse sowohl der FEM- als auch der Modalanalyse dargestellt und erklärt.

7.8.1 FEM-Analyse

Wie bereits im Kapitel 6 erklärt wurde, wird die FEM-Analyse mit CosmosWorks berechnet. Um die Rechenzeit zu verkürzen, wurde das Modell „vereinfacht“. Die Vereinfachung muss dementsprechend ausgeführt werden, um eine optimale Vernetzung der Baugruppe und sinnvolle Ergebnisse zu bekommen:

- Teile ausschließen, die einen geringen oder keinen Einfluss auf die Konstruktion darstellen
- Teile von überflüssigen Features (z.B. Verrundungen, Fasen) simplifizieren

Die Studie ermittelt die Eigenfrequenzen in drei (X, Y und Z) Richtungen. Die Ergebnisse sind auf den nächsten drei Abbildungen dargestellt:

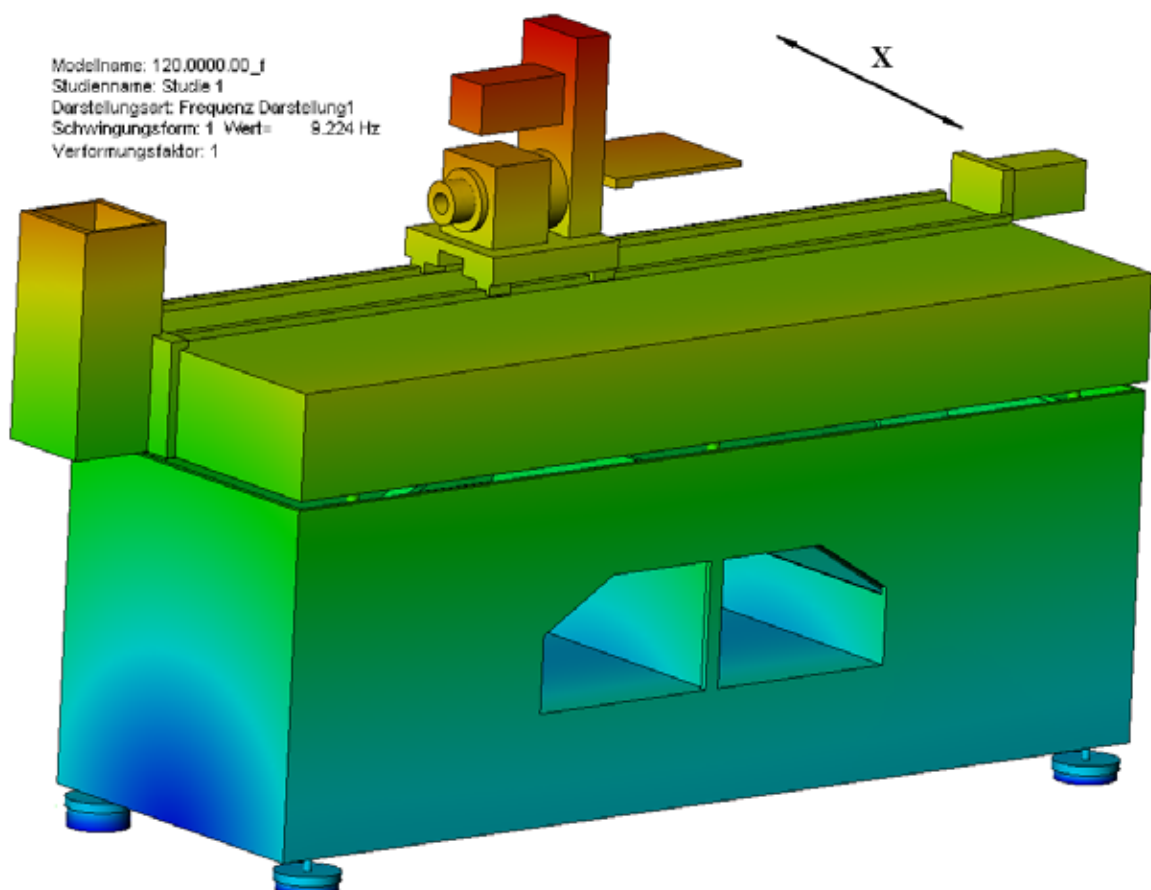


Abbildung 67: X-Richtung - 9Hz

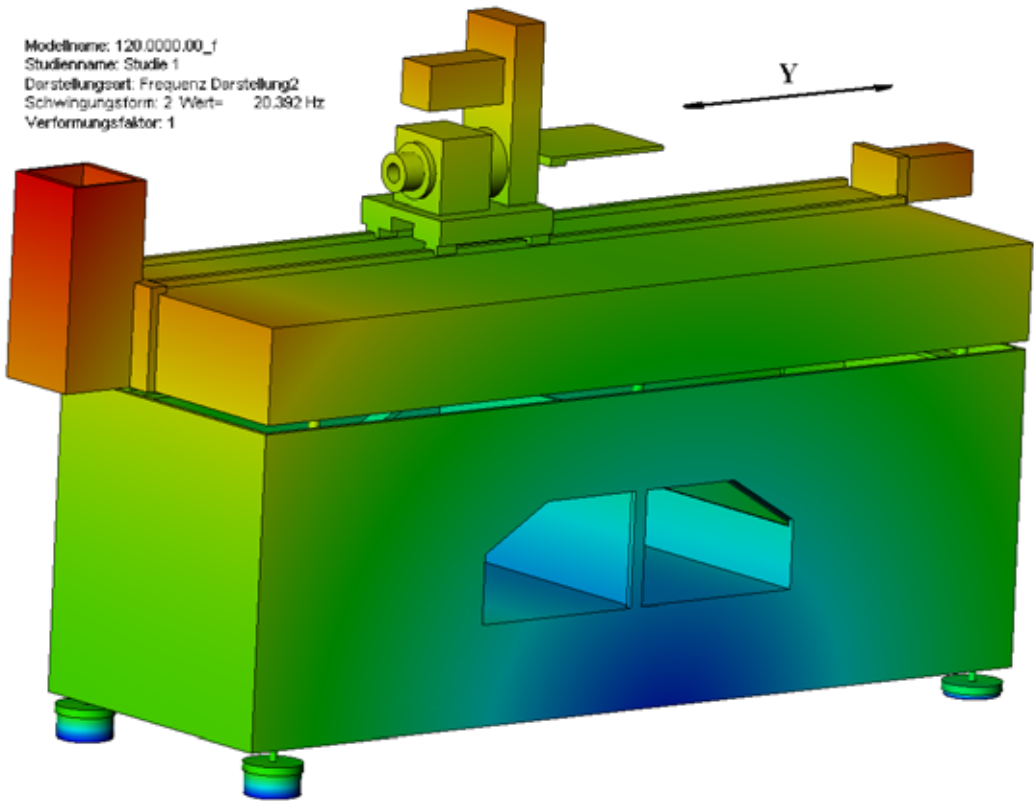


Abbildung 68: Y-Richtung - 20Hz

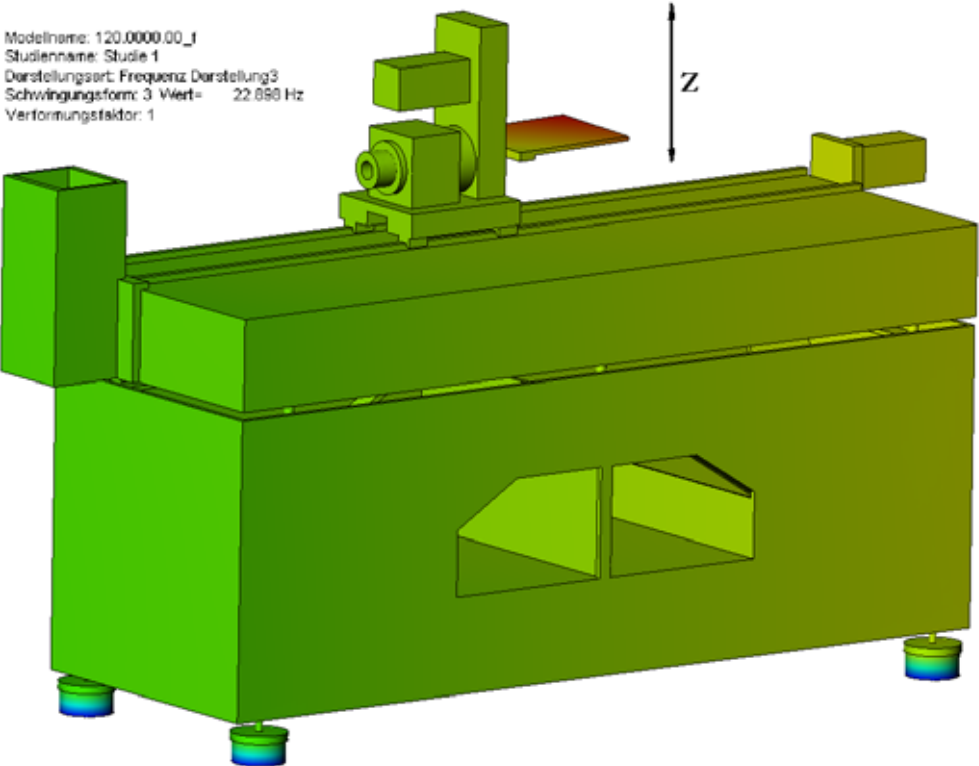


Abbildung 69: Z-Richtung - 23Hz

Die Eigenfrequenzen sind zwischen 9 und 23Hz gelegen. Der Grund dafür liegt in dem großen Gewicht des Gestells und in den Dämpfungsfüßen. Ihre Steifigkeit ist $10\text{N}/\mu\text{m}$, wodurch die Gesamtsteifigkeit der Maschine negativ beeinflusst wird. Die Glg. 4 zeigt, dass je größer die Steifigkeit, desto größer die Eigenfrequenz ist.

7.8.2 Modalanalyse

Bevor auf die eigentliche Aufgabenstellung dieses Kapitels eingegangen wird, erfolgt dementsprechend eine kurze Erklärung der verwendeten Verfahren für die Modalanalyse. Es gibt zwei Methoden, um Schwingungen in einer Werkzeugmaschine zu vermessen:

- Berührungslose Messverfahren – Wirbelstrom- und laser-optische Verfahren
- Kontaktmessverfahren – piezoelektrische, piezoresistive und induktive Messverfahren

Die Schwingungsmessung wurde mit einem piezoresistiven Beschleunigungssensor durchgeführt. Die Wahl dieser Methode liegt nicht nur daran, dass diese Art Sensorik heute anerkannt ist, sondern auch daran, dass sie im Vergleich zu den anderen Sensorprinzipien folgende Vorteile hat:

- großer Dynamikumfang
- großer Frequenzmessbereich
- hohe Linearität in gesamten Dynamikbereich
- keine Hilfsenergie bei der Messung erforderlich
- kein Verschleiß – keine beweglichen inneren Teile
- anpassungsfähig für verschiedene Varianten

Das Wort „Piezo“ kommt aus dem Griechischen und bedeutet „Drucken“. Wird ein Piezokristall plastisch durch Aufbringen einer äußeren Kraft verformt, entstehen an seinen Flächen elektrische Ladungen. Der umgekehrte Versuch gilt auch: bei Aufbringen elektrischer Spannungen verformt sich folglich der Kristall.

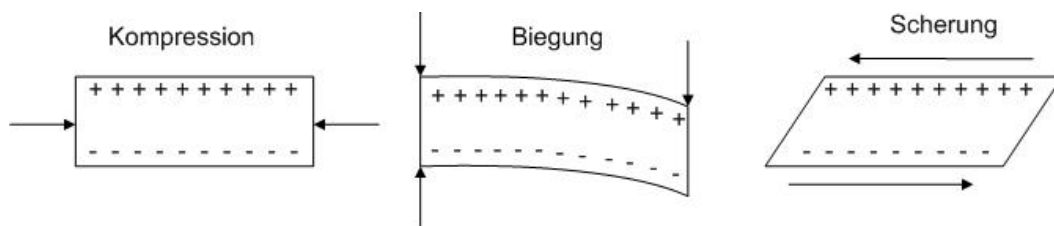


Abbildung 70: Wirkprinzipien

Die Kombination zwischen dem Kristall und einer seismischen Masse ergibt ein Ladungssignal, das proportional zu der Schwingbeschleunigung ist. Demzufolge wird die Wechselbeschleunigung, häufig auch Vibration genannt, gemessen. Der Piezoeffekt entsteht nur bei wechselnden Kräften. Anhand Abbildung 71 ist das Wirkprinzip erläutert.

Wenn das System zu schwingen beginnt, entsteht von der seismischen Masse eine Kraft, die sich über die Scheibe überträgt. Laut dem zweiten Gesetz von Newton ist die Kraft ein Produkt der

Masse und der Beschleunigung. Durch den Piezoeffekt entsteht eine der Kraft proportionale Ladung und damit eine Beschleunigung

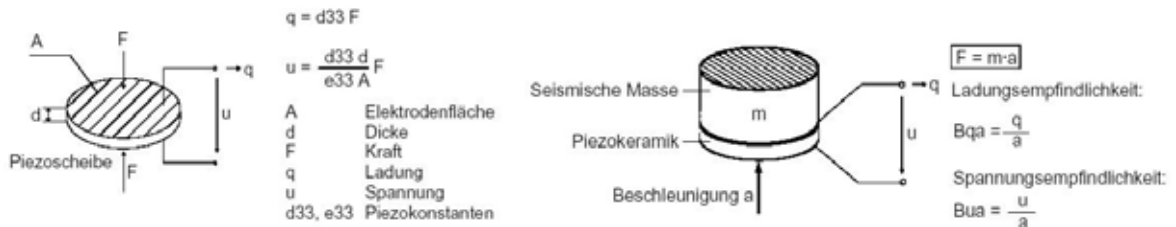


Abbildung 71: Grundberechnungen und Wirkprinzip

Durch die zuvor bestimmte Steifigkeit k und die ermittelte Kraft wird durch das Hook'sche Gesetz die Auslenkung (Verformung) berechnet:

$$\mathbf{x} = \frac{\mathbf{F}}{\mathbf{k}}$$

Glg. 61

Durch die Formeln auf der Abbildung 71 und die Auslenkung wird der Kapazitätsunterschied ermittelt, so dass die eingebaute Elektronik die Beschleunigung misst und in ein analoges Spannungssignal umwandelt.

Für die Messung wurde ein K-Shear (Scherungsprinzip) dreiachsiger Beschleunigungssensor mit eingebautem Impedanzwandler mit Spannungsausgang der Fa. Kistler verwendet.

Technische Daten	Einheit	Typ 879A50
Bereich	G	±50
Empfindlichkeit, ±10%	mV/g	100
Frequenzbereich ±5%, mit Montagebolzen	Hz	1...4 k
Ansprechschwelle	g_{ms}	0,001
Seitenempfindlichkeit, Typ	%	1,5
Linearitätsfehler	%FSO	±1
Schock (1ms Puls), max	g_{pk}	5000
Temp.-Koeff. d. Empfindlichkeit	%/°C	-0,03
Betriebstemperaturbereich	°C	-55....120
Speisung	mA	2....20
	VDC	20....30
Gehäuse/Basis	Werkstoff	Titan
Schutzart nach EN60529		IP 68
Gewicht	Gramm	32

Tabelle 16: Technische Daten des Beschleunigungssensors

Um eine genaue und zuverlässige Messung zu gewährleisten, muss der Sensor entsprechend gut am Prüfobjekt befestigt sein. In diesem Fall erfolgt die Befestigung durch einen Magnetadapter. Demzufolge kann er in verschiedenen Stellen angebracht werden.

Um Eigenfrequenzen überhaupt zu messen, soll in der Maschine eine dynamische Kraft eingeleitet werden. Von dem Typ der Anregung hängt die Qualität der Ergebnisse und demzufolge die Effizienz der Modalanalyse ab:

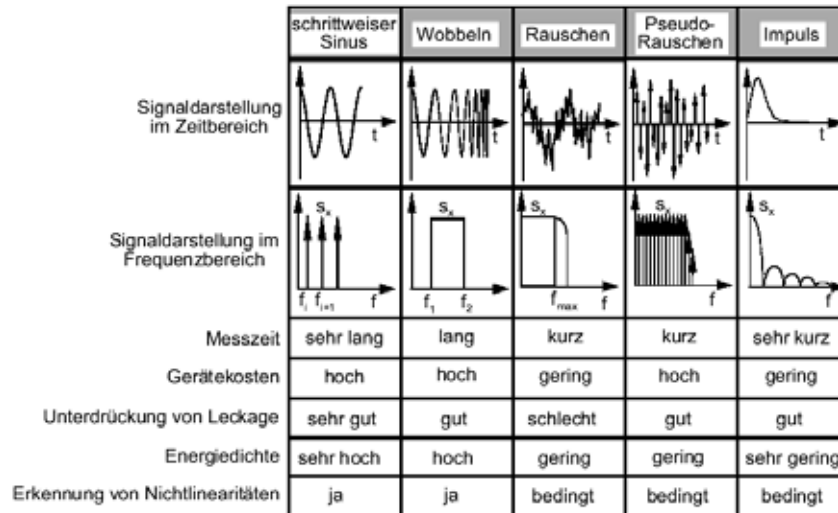


Abbildung 72: Erregungssignalformen und ihre Eigenschaften [16]

Grundsätzlich teilen sich die Signale in zwei Formen. Die erste Form sind die Rauschsignale. Bei diesen kann die Anregung in einer Zeitperiode definiert werden, die aber nicht mathematisch beschreibbar sind. Die zweiten Signale sind die definierten mathematischen Signale, wie Sinus- oder Impulsanregung. Diese werden dort eingesetzt, wo die Struktur Nichtlinearitäten aufweist. Abbildung 72 zeigt einen Vergleich zwischen den Anregungsarten hinsichtlich ihrer Kosten- und Messeigenschaften. Für die Messung wurde das Impulssignal nicht nur wegen der geringeren Kosten und der kurzen Messzeit, sondern auch wegen des mobilen Einsatzes gewählt. Für die Entstehung dieses Signals wird ein Impulshammer angewendet. Jeder Impulshammer hat die Möglichkeit, dass daran Zusatzmassen aufgebracht werden, damit verschiedene Kraftimpulse eingeleitet werden können. Die Vermessung wurde in zwei Positionen durchgeführt.

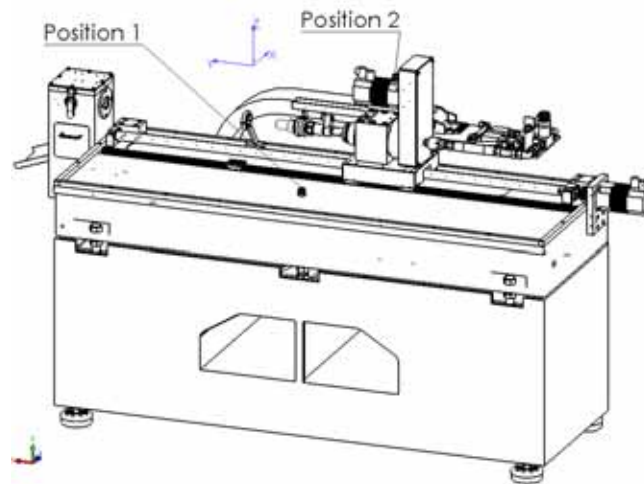


Abbildung 73: Koordinatensystem und Vermessungspositionen

Der Vergleich zwischen der Modalanalyse- und FEM-Berechnung zeigt fast die gleichen Eigenfrequenzen in X- und Z-Richtung. In Y-Richtung zeigt sich eine Differenz von 7Hz. Der Grund dafür ist, dass bereits bei der Vermessung das Werkzeuggestell mit dem Werkstückgestell zusammengeschraubt wurde und aufgrund des größeren Gewichtes das Ergebnis beeinflusst.

Sensor auf Tisch(Position 1):

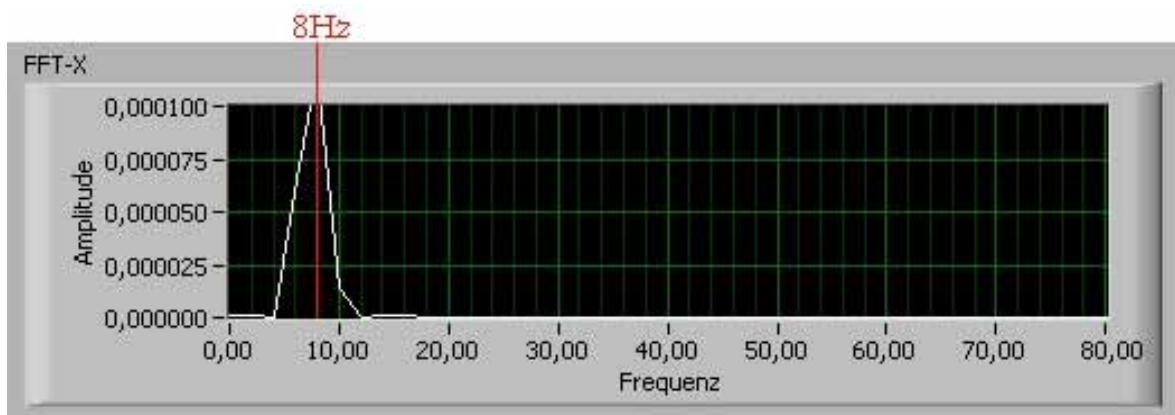


Abbildung 74: Anregung X-Richtung (8Hz)

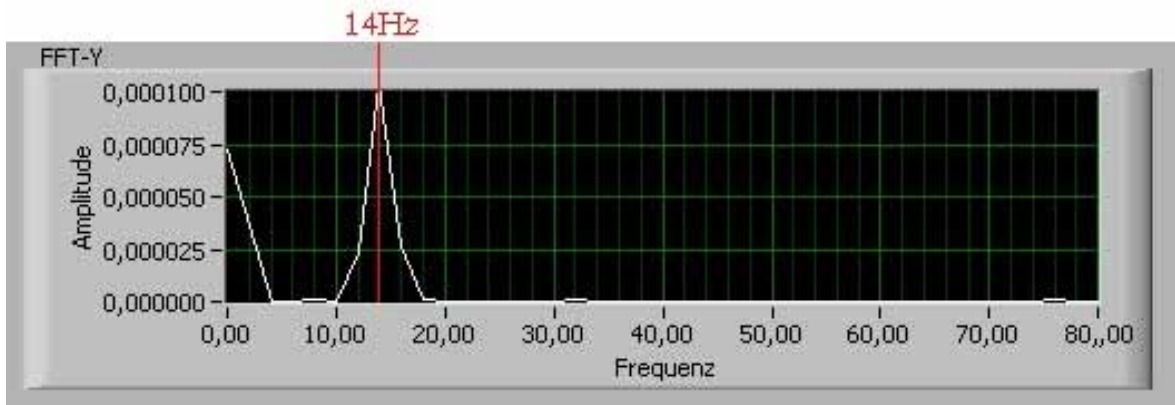


Abbildung 75: Anregung Y-Richtung (14Hz)

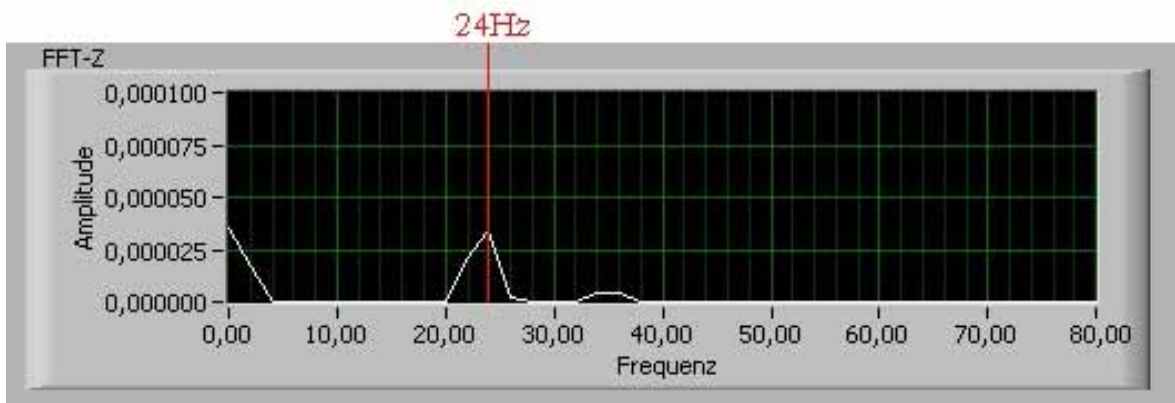


Abbildung 76: Anregung Z-Richtung (24Hz)

Sensor auf Motor(Position 2):

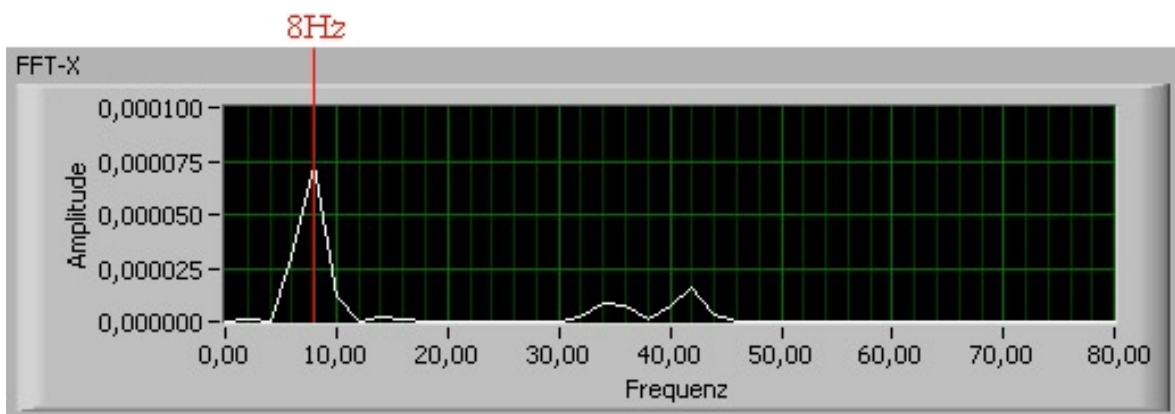


Abbildung 77: Anregung X-Richtung (8Hz)

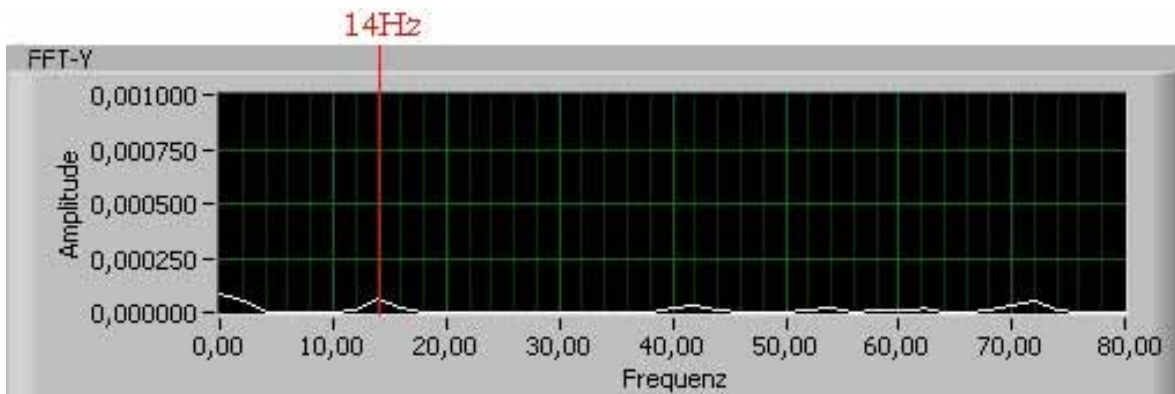


Abbildung 78: Anregung Y-Richtung (14Hz)

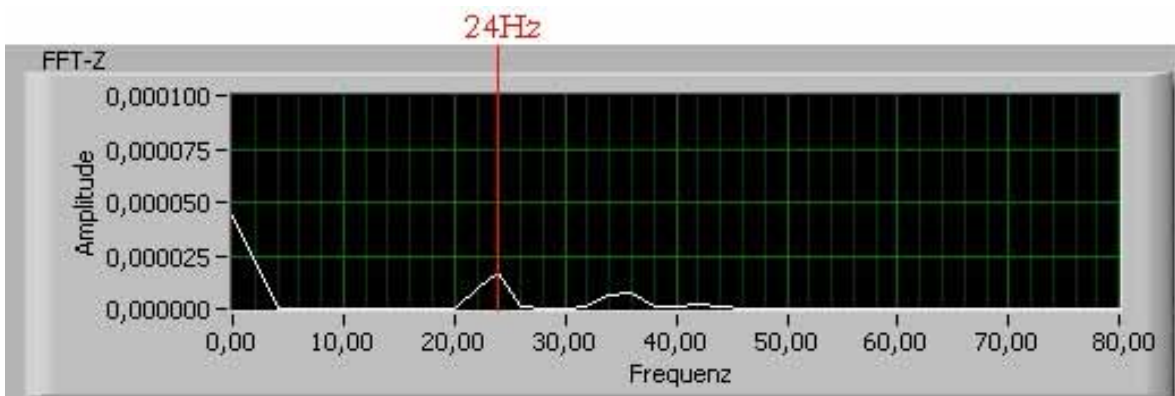


Abbildung 79: Anregung Z-Richtung (24Hz)

7.9 Technische Daten

Am Ende der Maschinenauslegung werden die technischen Daten dargestellt:

Typ:	Versuchaufbau IFT-TBB
Baujahr:	2006
SPS-Steuerung:	Siemens 840 D
Spindelanzahl:	1
Nennbohrtiefe:	1200mm
Schlittenfahrweg:	1500mm
Spitzenhöhe über Aufspannplatte:	350mm

Bohrbereich in Stahl St 60:	$3\text{mm} < d_n < 12\text{mm}$
-----------------------------	----------------------------------

Tabelle 17: Tieflochbohrmaschine

Motorleistung:	0,8 kW
Zulässige Spindeldrehzahl:	3000 U/min
Spindelblock max. zulässige Vorschubkraft:	1,6 kN

Tabelle 18: Spindelantrieb

Geschwindigkeit (Eilgang):	$0\text{mm} / \text{min} < v_f < 1000\text{mm} / \text{min}$ (stufenlos)
Motorleistung:	0,8 kW
Geschwindigkeit (Vorschub):	0-500 mm/min (stufenlos)

Tabelle 19: Eilgang- Vorschubantrieb

Länge:	3895 mm
Breite:	895 mm
Höhe:	1495 mm

Tabelle 20: Hauptabmessungen der Anlage

	1500 kg
--	---------

Tabelle 21: Maschinengewicht

Reinöltank:	50 Liter
Kühlschmierstoffpumpe:	Zahnradpumpe (3,67 kW)
Arbeitsdruck stufenlos:	$0\text{bar} < p < 85\text{bar}$
Filterfeinheit	$10\mu\text{m}$

Tabelle 22: Kühlschmierstoffanlage

8 Zusammenfassung

Im Rahmen einer langjährigen Zusammenarbeit mit einem Industriepartner wurde eine Versuchstiefbohrbank für das Einlippenbohren realisiert. Da die diversen Projekte sehr große wirtschaftliche Dringlichkeit aufwiesen, konnten die Grundlagenuntersuchungen nur mit Vorbehalt durchgeführt werden. Daher hat sich das IFT dazu entschlossen eine eigene Versuchstiefbohrbank zu realisieren.

Ziel dieser Arbeit war es, eine möglichst universale Anlage für Grundlagenuntersuchungen zu realisieren. Dafür sollten in erster Linie folgende Messmethoden implementiert werden:

- Pulssteuerung
- Drehmoment- und Kraftmessung
- KSS- und Temperaturmessung
- Körperschallsensoren

um damit folgende Versuche durchführen können:

- Schnittversuche
- Werkzeugbruch
- Verschleißverhalten
- Beeinflussung des Mittenverlaufs der Bohrung

Besonderes Augenmerk bei der Realisierung wurde auf möglichst geringe Beeinflussung oben genannter Messsysteme durch die Maschine selbst gelegt. Zu diesem Zweck wurde die Tiefbohrbank vollständig mit Hilfe FEM-Methoden simuliert und schon in der Konstruktion optimiert. Eine anschließende messtechnische Untersuchung bestätigte weitgehend die Simulation.

Weiterhin wurden die verschiedenen Maschinenkomponenten, wie Spindel, KGT, Führungen nach dem Stand der Technik ausgelegt und berechnet.

Da die vorhandenen Konstruktionselemente integriert werden sollten, wichen einige Lösungen von den Zielvorgaben geringfügig ab. Trotzdem konnten die Randbedingungen in den meisten Fällen eingehalten werden.

Als Ergebnis wurde eine kostengünstige Lösung angestrebt, welche neue Erkenntnisse im Bereich des Tieflochbohrens bringen sollen. Bereits umfangreiche Bohrversuche bestätigten diese Ergebnisse.

Anhang A



Werkzeuggestell



Verrippungen Werkzeugsch



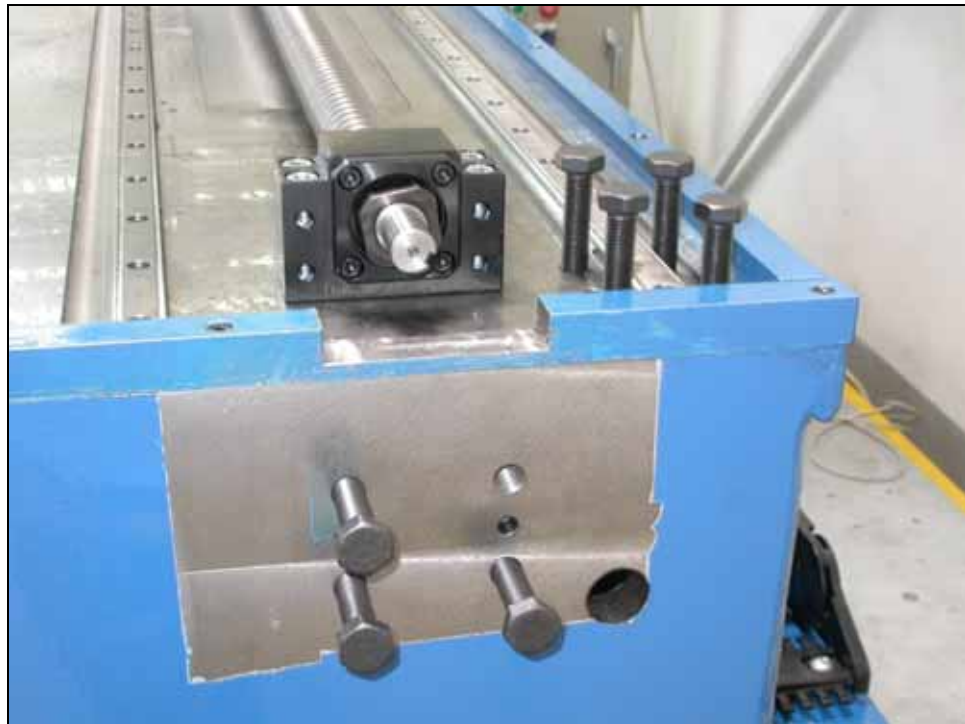
Werkzeuggestisch mit gefrästen Nuten



Werkzeuggestell frisch lackiert und an dem Fundament angebracht



KGT-Loislager



KGT- Festlager



Werkzeugschlitten



Spindel mit der neuen Welle



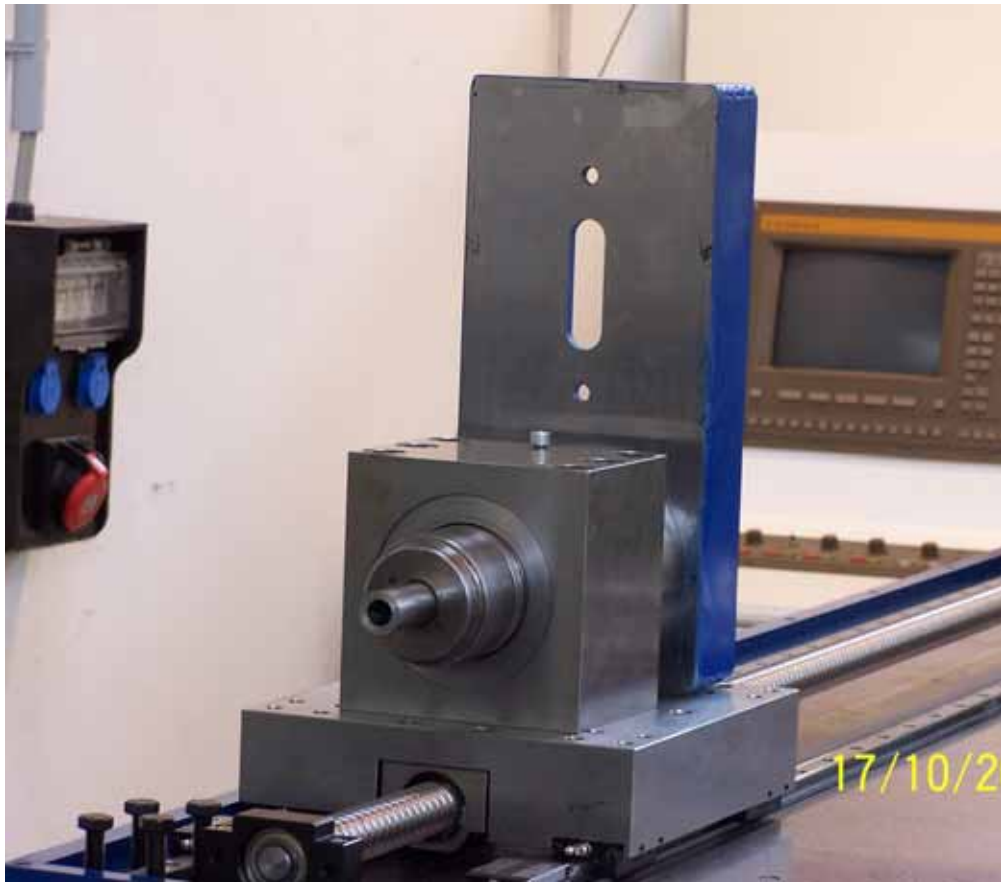
Der Flansch für das Antriebsgehäuse



Antriebskasten



Servomotoren



Werkzeugeinheit ohne Hauptantrieb



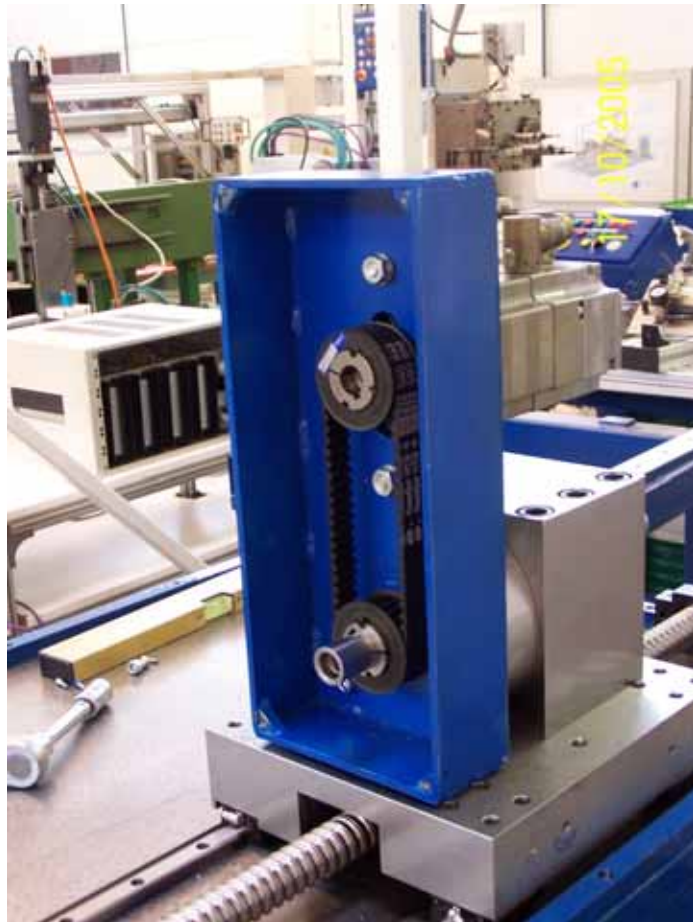
Energiekette



Hydraulik-Aggregat



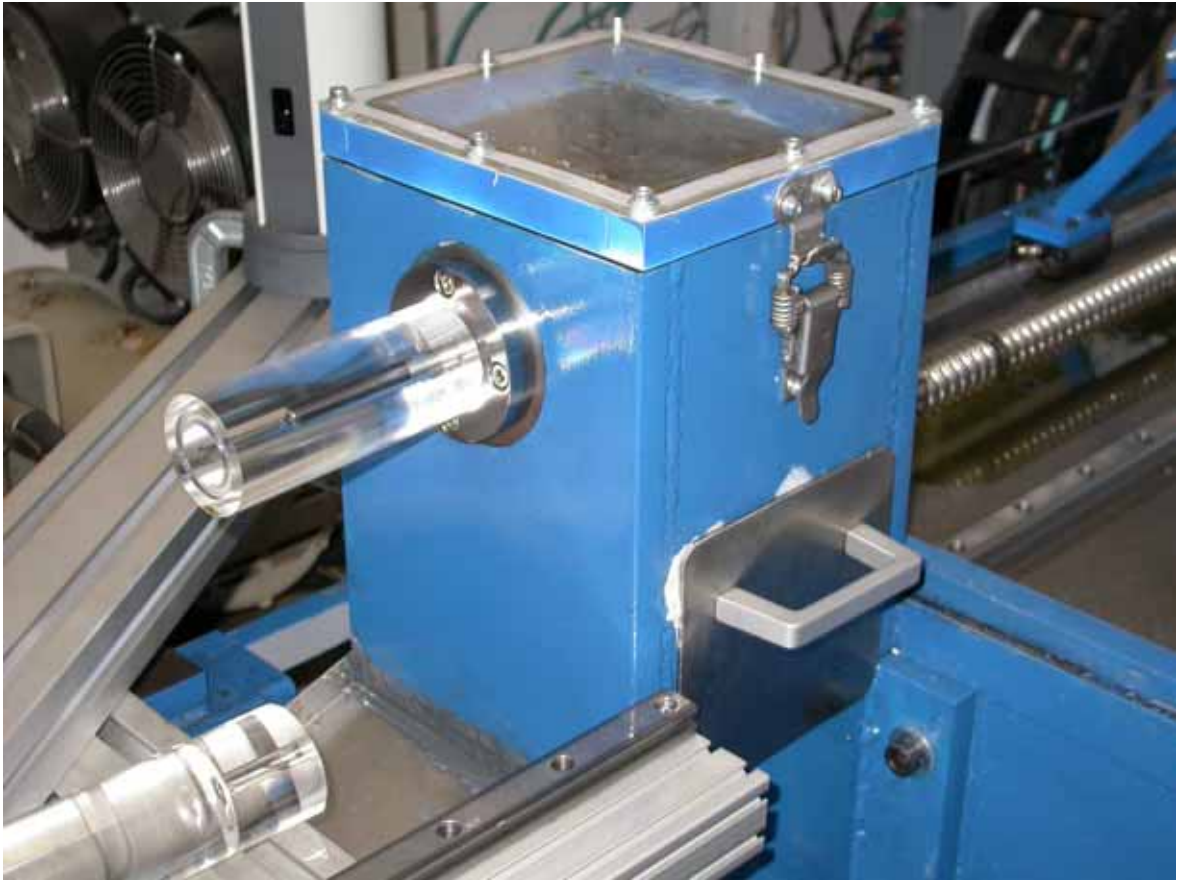
Werkstückgestell



Riemenantrieb



Montage der Hydraulikleitung



Spänekasten



Sinumerik 840D



Werkzeugeinheit



Tiefbohrbank

Anhang B

Zeichnungen:

1. Tiefbohrbank
2. Werkzeuggestell
3. Werkstückgestell
4. Werkzeugeinheit
5. Spänekasten
6. Tisch

Literaturverzeichnis

- [1] Weseslindtner H. 311.619 Produktionstechnik

- [2] Weseslindtner H. 311.093 Auslegung von Werkzeugmaschinen

- [3] Weck M. Werkzeugmaschinen: Konstruktion und Berechnung,
Brecher C. 8, neu bearbeitete Auflage, 2006, Springer-Verlag Berlin Heidelberg
ISBN 3-540-22502-1
- [4] N.N. <http://www.tiefbohren.info/>

- [5] BoschRexroth <http://www.boschrexroth.com/>

- [6] <http://www.magnetfuehrung.de/>

- [7] WZL-Aachen <http://www.wzl.rwth-aachen.de>

- [8] Uni-Hannover <http://www.ifr.uni-hannover.de/index.php?men=3&lng=ger&sit=11&projid=22>
- [9] Werner Degner Spanende Formung: Theorie, Berechnung, Richtwerte
Hans Lutze bearbeitete Auflage, 1988, Verlag Technik Berlin
Erhard Smejkal ISBN 3-341-00637-0
- [10] www.hyprostatik.de

- [11] THK Linearführungen -Hauptkatalog
No.400-4G / 10.2005
- [12] THK Kugelgewindetriebe
No.301-1G / 04.2001
- [13] Mayr http://www.mayr.de/deutsch/p_alt/w_kuppl/roba_dx/pdf.htm

- [14] SIEMENS <http://www.automation.siemens.com/mc/mc-sol/de/43129d1a-eb12-4d4b-a8b8-54e1569a9ce8/index.aspx>

- [15] Weck M. Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme:
Brecher C. Automatisierung von Maschinen und Anlagen
6, neu bearbeitete Auflage, 2006, Springer-Verlag Berlin Heidelberg
ISBN 978-3-540-22507-2
- [16] Weck M. Werkzeugmaschinen 5:
Brecher C. Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität
7., neu bearbeitete Auflage, 2006, Springer-Verlag Berlin Heidelberg
ISBN 978-3-540-22505-8

