
DIPLOMARBEIT

Herr | Ing.

Andreas Schmid

**Entwicklung eines Bohrauto-
maten zur Bearbeitung von
Sessellift - Hauptrahmen**

Mittweida, 2023

Fakultät Ingenieurwissenschaften

DIPLOMARBEIT

Entwicklung eines Bohrauto- maten zur Bearbeitung von Sessellift - Hauptrahmen

Autor:

Herr Ing. Andreas Schmid

Studiengang:

Maschinenbau | Mechatronik

Seminargruppe:

KM19sMFA

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. WEIDERMANN Frank

Zweitprüfer:

Ing. Christoph KULMITZER, M.Sc. MBA

Einreichung:

Mittweida, 09/2023

Verteidigung/Bewertung:

Mariastein, 2023

Bibliografische Beschreibung:

Schmid, Andreas: Entwicklung eines Bohrautomaten zur Bearbeitung von Sessellift – Haupttrahmen – 2023 – 75 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida, Fakultät Ingenieurwissenschaften, Diplomarbeit, 2023

Referat:

Die nachstehende Arbeit beschreibt die maschinenbautechnische Realisierung einer Bearbeitungsmaschine für große, bereits gebogene Rundrohre, welche als Haupttrageelement für Sessellifte dienen. Für sämtliche Bearbeitungsschritte dient eine leistungsstarke Frässpindel, mit welcher vollautomatisiert die erforderlichen Bearbeitungswerkzeuge gespannt werden können und damit alle Bearbeitungspositionen über translatorische und rotatorische angetriebene Achsen angefahren werden können. Die Hauptzielsetzung war die Konzeption und Entwicklung einer kompakten Gesamtanlage zur universellen Bohrbearbeitung aller vorgegebenen Kundenprodukte innerhalb der geforderten Toleranzen und Taktzeiten.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	IX
Abkürzungsverzeichnis	X
1 Einleitung	1
1.1 <i>Motivation</i>	1
1.2 <i>Zielsetzung</i>	2
1.3 <i>Anforderungen</i>	3
1.4 <i>Auftraggeber</i>	4
1.5 <i>Bestandsanlage</i>	5
2 Recherche	6
2.1 <i>Grundlagen Rohrbiegen</i>	6
2.2 <i>Vorprozess & Konzeptvarianten</i>	7
2.3 <i>Marktübliche Bohrautomaten</i>	7
2.4 <i>Verkettete Automatisierungslösungen</i>	8
2.5 <i>3D-Rohrlasersysteme</i>	8
2.6 <i>Conclusio aus Recherche</i>	9
3 Variantenübersicht & Klassifizierung	10
3.1 <i>Serienteile</i>	10
3.2 <i>Auslaufteile</i>	11
3.3 <i>Neue Produkte</i>	11
3.4 <i>Produktklassifizierung</i>	12
4 Konzept Gesamtanlage	13
4.1 <i>Achskinematik (Bauteil & Spindel)</i>	13
4.2 <i>Anlagenlayout</i>	15
4.3 <i>Grundkonzept & Zykluszeiten</i>	15

4.4	<i>Produktaufnahme</i>	16
4.4.1	Methodik Bauteilausrichtung	17
4.4.2	Positionierung der Spannungspunkte	18
4.4.3	Ausführung der Spannungspunkte.....	18
4.4.4	Verstellung der Produktaufnahmen	20
5	FEM-Analyse	21
5.1	<i>Ermittlung der Spannkkräfte</i>	21
5.1.1	Grundlage bauteilbezogene Spannkraftermittlung.....	21
5.1.2	Definition Spannsequenz	22
5.1.3	FEM-Methode & Vernetzung.....	23
5.1.4	Definition der Randbedingungen & Ergebnisse	24
5.2	<i>Verformungsberechnung Produktaufnahme</i>	27
5.2.1	FEM-Methode & Vernetzung.....	28
5.2.2	Definition der Randbedingungen	28
5.2.3	Berechnungsergebnisse Bauteilaufnahme	29
6	Auslegung Spann-, & Klemmsysteme	31
6.1	<i>Grundfunktionen Hydrauliksystem & Komponenten</i>	31
6.2	<i>Hydraulikaggregat mit Ventilblock</i>	33
6.3	<i>Auslegung und Detailerklärung der Hauptfunktionen</i>	36
6.3.1	Spannen der Bauteile.....	36
6.3.2	Klemmung der Hauptrotationsachse	38
6.3.3	Hydraulische Rundtischklemmung	39
6.3.4	Hydraulischer Werkzeugeinzug.....	41
7	Hauptlagerung, Führungen & KGT	42
7.1	<i>Auslegung und Berechnung Hauptlagerung (B-Achse)</i>	42
7.1.1	Aufbau Lagerung & Komponenten	43
7.1.2	Systemdaten Lagerung & Prozesskräfte	43
7.1.3	Lagerberechnung & Ergebnisse	44
7.2	<i>Auslegung und Berechnung der Linearführungen</i>	45
7.2.1	Komponentenauswahl & Lastdaten.....	46
7.2.2	Berechnungsergebnisse Führungssysteme	47
7.3	<i>Auslegung und Berechnung des Kugelgewindetribs</i>	48
7.3.1	Komponentenbeschreibung & Anwendung KGT	49
7.3.2	Berechnungsergebnisse KGT	49
8	Auslegung Antriebstechnik	52
8.1	<i>Beschreibung der Einzelachsen</i>	53
8.1.1	A-Achse (rotatorisch)	53

8.1.2	B-Achse (rotatorisch).....	53
8.1.3	X-Achse (translatorisch)	54
8.1.4	Y-Achse (translatorisch)	55
8.1.5	Z-Achse (translatorisch)	55
8.2	<i>Berechnung B-Achse (TIA Selection Tool)</i>	56
8.2.1	Mechanische Parameter B-Achse	56
8.2.2	Ausgewählter Motor & Leistungsteil.....	57
8.2.3	Motorkennlinien	58
8.2.4	Ergebnisse Antriebsauslegung	60
8.2.5	Antriebsauswertung B-Achse	61
9	Werkzeugauswahl & Zerspanungskräfte	62
9.1	<i>Auswahl Zerspanungswerkzeuge</i>	62
9.2	<i>Strategie Vollbohren bzw. Aufbohren</i>	63
9.3	<i>Werkzeugaufnahmen / Winkelkopfadapter</i>	63
9.4	<i>Berechnung der Schnittkräfte</i>	64
9.4.1	Zielsetzung Schnittkraftberechnung.....	64
9.4.2	Berechnung Vollbohren	65
9.4.3	Berechnung spez. Schnittkraft k_c	66
9.4.4	Auszug Bearbeitungswerkzeuge bis $\varnothing 12\text{mm}$	66
9.4.5	Auszug Bearbeitungswerkzeuge von $\varnothing 13\text{-}\varnothing 22\text{mm}$	67
9.4.6	Berechnungsergebnisse Vollbohren	67
9.4.7	Definition Grenzdurchmesser Vollbohren	68
9.4.8	Berechnung Aufbohren	68
9.4.9	Berechnungsergebnisse Aufbohren.....	69
9.4.10	Werkzeugstrategie / Werkzeugbahnhof.....	70
9.5	<i>Auswahl Bearbeitungsspindel</i>	71
10	Zusammenfassung	74
Literatur	76
Anlagen	79
Anlagen, Teil 1	I
Anlagen, Teil 2	III
Anlagen, Teil 3	V
Anlagen, Teil 4	VIII
Selbstständigkeitserklärung		

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Eingespanntes Rohrende; Abgelängt & gebohrt	1
Abb. 2: Konfigurationsabbildung Sessel „EVO“	2
Abb. 3: Produktübersicht: Serie, Auslauf & neu geplante Produkte	3
Abb. 4: Rohteile; unterschiedliche Varianten.....	3
Abb. 5: Matterhorn “Glacier – ride”	4
Abb. 6: 6er – Sessel Evo-Comfort.....	4
Abb. 7: Bestandsequipment in Telfs Roboteranlage.....	5
Abb. 8: Auszug Rüstgestelle bei Produktwechsel.....	5
Abb. 9: Einflussfaktoren beim Rundrohrbiegen	6
Abb. 10: Plantec Bohrautomat für Stangenmaterial.....	7
Abb. 11: Automatisierungslösung für den Biegeprozess mit Be-, und Entladung	8
Abb. 12: 3D Rohrlaser TruLaser Tube 7000 der Fa. Trumpf	9
Abb. 13: 3D - Rohrlaseranwendung für rechteckiges Formrohr im Stangenformat	9
Abb. 14: 7x Serienteile (2, 4, 6 & 8er Sessellift)	10
Abb. 15: 4x Auslaufprodukte (4, 6 & 8er Sessellift)	11
Abb. 16: 4x neue Produkte (6, 8er Sessellift & Fahrradträger)	11
Abb. 17: Produkt - Klassifizierung am Bsp. LPE-8 (41349306).....	12
Abb. 18: 15x Kundenbauteile ausgerichtet in Einspannlage.....	12
Abb. 19: Analyse der Bearbeitungsrichtungen am Bsp.: 41349306_01	13
Abb. 20: Bauteilbezogene Bewegungsachsen	14

Abbildungsverzeichnis	V
Abb. 21: Spindelbezogene Bewegungsachsen.....	14
Abb. 22: Layout Bohrautomat (8,2x2,9m)	15
Abb. 23: Montage bauteilbezogene Achsen	15
Abb. 24: Montage spindelbezogene Achsen.....	16
Abb. 25: Kundenbauteilvarianz positioniert im Bauteilursprung	16
Abb. 26: Produktaufnahme mit Schwenkspanner, Spannprismen & Anbauteilen	17
Abb. 27: Ausrichtung aller Bauteile auf die Bezugsflächen in den Schenkelbereichen	18
Abb. 28: Hydraulik - Spannungspunkte Produktaufnahme	18
Abb. 29: Spannungspunkte & Prismen - Geometrie Punktauflage in den Kontaktstellen.....	19
Abb. 30: Darstellung Einpassmaße in Spannungspunkt 1.1 & 1.2.....	19
Abb. 31: Produktaufnahme auf Linearsystem	20
Abb. 32: Präzisionsrastbolzen	20
Abb. 33: Bauteilrahmen mit Produktaufnahmen	20
Abb. 34: Ziel & Methodik FEA	21
Abb. 35: CAD-Grenzmodell für LPE-8 Bauteil mit Prismen und Spanneisen	22
Abb. 36: Spannsequenz in Abhängigkeit der auftretenden Bauteilabweichungen.....	23
Abb. 37: FEM - Netz mit Elementgröße 20mm	23
Abb. 38: Randbedingungen FEA (Spannpunkt 1-3).....	24
Abb. 39: LPE-8 Bauteil – Gesamtverformungen	25
Abb. 40: Verformungen im Spannungspunkt 1 → 10,4mm.....	26
Abb. 41: Verformungen im Spannungspunkt 2 → 15,4mm.....	26
Abb. 42: Verformungen im Spannungspunkt 3 → 9,3mm.....	27
Abb. 43: CAD-Modell der Produktaufnahme mit LPE-8 Bauteil	27

Abb. 44: FEM – Netz Produktaufnahme.....	28
Abb. 45: Definition Randbedingungen zur Berechnung der Bauteilaufnahme	28
Abb. 46: Gesamtverformung Bauteilaufnahme inkl. Bauteil.....	29
Abb. 47: Vergleichsspannungen von Mises für Bauteil und Aufnahme.....	30
Abb. 48: montierte Bauteilaufnahme mit eingespanntem Hauptrohr.....	30
Abb. 49: Schwenkspanner für Spannungspunkt 1 und 2; Linearspanner für Spannungspunkt 3	31
Abb. 50: HSK – Schnittstelle (Werkzeugeinzug)	32
Abb. 51: Spannkopf zur Klemmung Hauptrotationsrahmen.....	32
Abb. 52: Rundtisch Schnittdarstellung mit Klemmring	32
Abb. 53: Gesamtübersicht Hydraulikkomponenten Bohrautomat	33
Abb. 54: Modul – Hydraulikaggregat mit Ventilblock	33
Abb. 55: Hydraulikplan Modulaggregat mit elektronischem Druckschalter	34
Abb. 56: Hydraulikplan – Ventilblock.....	35
Abb. 57: Hydraulikplan - Schwenkspanner 1-3.....	35
Abb. 58: Kinematik Schwenkzylinder (li./re.) / Linearzylinder (Mitte)	36
Abb. 59: effektive Spannkraft in Abhängigkeit des Betriebsdruckes mit Spanneisen.....	37
Abb. 60: Theoretische Zugkraft von Std. - Zylinder mit Kolben Ø50 / 63mm	37
Abb. 61: Einschubspanner - Baugruppe auf der Fest,- und Loslagerseite.....	38
Abb. 62: Kräfte und Momente am Bauteilrahmen (Auslegung hydr. Klemmung)	39
Abb. 63: Belastungsdaten FIBRO EM.NC.14 Rundtisch	40
Abb. 64: Funktionsprinzip hydraulische Zusatzklemmung EM.NC.14 Rundtisch	40
Abb. 65: Bearbeitungsspindel mit HSK 63 Werkzeugaufnahme und Stufenwerkzeug.....	41
Abb. 66: Hauptlagerung Führungen Kugelgewindetrieb (KGT).....	42

Abb. 67: Lagerstellen (B-Achse).....	42
Abb. 68: Fest-, und Loslagerung im Schnitt inkl. Komponenten.....	43
Abb. 69: CAD-Übersicht Linearführungen der jeweiligen Achsen inkl. Verfahrswege	45
Abb. 70: Vierreihiges Kugelumlaufsystem (Führungsschiene und Wagen).....	46
Abb. 71: Lastrichtungen Schienensystem.....	47
Abb. 72: verbauter KGT auf dem X-Portal	48
Abb. 73: Kenndaten Mutternsystem BASA	50
Abb. 74: Berechnungsergebnisse KGT	51
Abb. 75: Übersicht translatorische und rotatorische Bewegungsachsen.....	52
Abb. 76: Übersicht A-Achse - EM.NC.14 Rundtisch (FIBRO)	53
Abb. 77: Übersicht B-Achse	54
Abb. 78: Übersicht X-Achse	54
Abb. 79: Übersicht Y-Achse	55
Abb. 80: Übersicht Antrieb Z-Achse	56
Abb. 81: Antriebskomponenten B-Achse	56
Abb. 82: Mechanische Parameter B-Achse	57
Abb. 83: 5 A Leistungsteil mit 2,7 kW Nennleistung Achsverbund im Schaltschrank	57
Abb. 84: Motordaten SIMOTICS S – 1FG1 Getriebemotor	58
Abb. 85: Motorauslegung Servomotor	59
Abb. 86: Drehmoment / Drehzahl – Verlauf; Motorausgang (Servo) $M_{\max}=5,8\text{Nm}$	59
Abb. 87: Drehmoment / Drehzahl – Verlauf; Getriebeausgang (Stirnrad) $M_{\max}=777\text{Nm}$.	60
Abb. 88: Drehmoment / Drehzahl – Verlauf; B-Achse (Zahnkranz) $M_{\max}=4.265\text{Nm}$	60
Abb. 89: Ausnutzung Getriebemotor	60

Abb. 90: Ausnutzung Achsmodul	61
Abb. 91: Trace – Aufzeichnung B-Achse.....	61
Abb. 92: HSS / VHM – Bohrer.....	62
Abb. 93: Auszug Bearbeitungswerkzeuge.....	63
Abb. 94: Bearbeitungswerkzeuge in unterschiedlichen HSK-A 63 Aufnahmen.....	63
Abb. 95: TA13.CP Winkelkopf mit VHM – Bohrer.....	64
Abb. 96: Berechnungsformeln Vollbohren	65
Abb. 97: Leistungsparameter VHM-Bohrer vom Hersteller HAM	66
Abb. 98: Ø18mm Vollbohrer mit VHM – Wechselkopf	67
Abb. 99: Berechnungsergebnisse Vollbohren (Ø6-12 HAM-WZ; Ø14-22 Ingersoll-WZ) ..	68
Abb. 100: Berechnungsformeln Aufbohren	69
Abb. 101: Berechnungsergebnisse Aufbohren	70
Abb. 102: pneumatischer Werkzeugbahnhof mit 26 Werkzeugwechsellätzen	70
Abb. 103: Hybridspindel	71
Abb. 104: Hybridspindel mit WZ - Schmierung.....	71
Abb. 105: Leistungs-, und Momentenkennlinie (Siemens – Spindel).....	72
Abb. 106: Bohrautomat (skizzierte Darstellung)	75

Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Querschnitt & Gewicht – Serienprodukte.....	10
Tab. 2: Querschnitt & Gewicht -- Auslaufprodukte.....	11
Tab. 3: Querschnitt & Gewicht – Neue Produkte	11
Tab. 4: Einpassmaße aller Produktdurchmesser im Prisma (SP1.1 & 1.2)	19
Tab. 5: Gesamtverformung je Spannpunkt in Abhängigkeit der Spannkraft.....	25
Tab. 6: Dimensionen & Kräfte der eingesetzten Spanner im Vgl. Std.-Zylinder.....	36
Tab. 7: Leistungsdaten Vollbohren TCM-Austria	44
Tab. 8: Aufstellung verbaute SCHAEFFLER Linearsysteme	46
Tab. 9: Lastdaten verbaute Führungssysteme.....	47
Tab. 10: Berechnungsergebnisse Linearführungen	48
Tab. 11: Systemdaten KGT	49
Tab. 12: Spez. Schnittkraft $k_{c1.1}$ und Anstiegswert m_c	66
Tab. 13: Leistungs-, und Drehmomentbedarf Spindel.....	72

Abkürzungsverzeichnis

Abb.	Abbildung
AG	Aktiengesellschaft
Bgr.	Baugröße
Bzw.	Beziehungsweise
Ca.	Circa
CAD	Computer aided design
Fa.	Firma
FEA	Finite Elemente Analyse
FEM	Finite Elemente Methode
HSK	Hohlschaftkegel
HSS	Schnellarbeitsstahl
Inkl.	Inklusive
KGT	Kugelgewindetrieb
Li.	Links
Lt.	Laut
Re.	Rechts
ROI	Return on Invest
SP	Spannpunkt
Spez.	Spezifisch
Std.	Standard
Tab.	Tabelle
TIA	Totally intgrated automation
Vgl.	Vergleich
VHM	Vollhartmetall
Z.B.	Zum Beispiel

1 Einleitung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines 5-Achs Bohrautomaten zum hydraulischen Spannen und Bearbeiten von Rundrohr Hauptrahmen unterschiedlicher Sessellifftypen der Fa. LEITNER AG (Abb.1). Das Sonderbetriebsmittel Bohrautomat soll für eine große Produktpalette von Tragrohren universell einsetzbar sein. Die einzelnen Bearbeitungsschritte an den Bauteilen umfassen im Wesentlichen das Ablängen der Rohrenden mit einem geeigneten Werkzeug und das Einbringen aller Bohrungen, welche in weiterer Folge für die Montage aller Anbauteile der Sessellifte erforderlich sind. Die Einhaltung der vorgegebenen Toleranzen der Bohrbearbeitungen und der geforderten Taktzeiten gelten als essenzielle Hauptanforderungen.

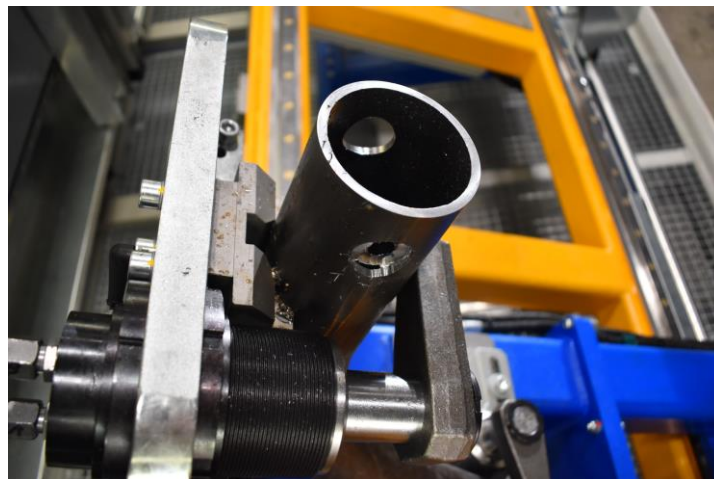


Abb. 1: Eingespanntes Rohrende; Abgelängt & gebohrt

1.1 Motivation

Heutzutage sind Seilbahnen als modernes, sicheres, problemloses und umweltverträgliches Transportmittel nicht mehr wegzudenken. Neben der typischen Anwendung in Ski-gebieten, werden Seilbahnen immer häufiger in urbanen Gebieten eingesetzt. Kuppelbare Sesselbahnen gehören hinsichtlich Förderleistung zu den effizientesten Systemen am Markt.¹

Eine wichtige Komponente stellt hierbei der Hauptrahmen dar, welcher aus gebogenen Rundrohren besteht. Diese, in drei Dimensionen gebogenen Rohre, dienen als

¹ Quelle: LEITNER (2023), online

Tragstruktur für die Sitzbank, Haube, Sicherheitsbügel und Haupttraverse. Die für den Montage-, und Oberflächenveredelungsprozess erforderlichen Bohrungen, werden mit dem, in dieser Arbeit beschriebenen, Bohrautomaten eingebracht.

Dieses neu konzeptionierte und entwickelte Sonderbetriebsmittel ist bis dato einzigartig und ist in dieser Form auf dem Markt nicht erhältlich. Hauptgrund hierfür sind die großen Abmessungen und speziellen Geometrien von diesen Haupttrahmen.



Abb. 2: Konfigurationsabbildung Sessel „EVO“²

1.2 Zielsetzung

Im Zuge der DA, wird die Entwicklung und Umsetzung einer kompakten Gesamtanlage zur Bearbeitung der unterschiedlichen Haupttrahmen / Tragrohre beschrieben. Neben Einhaltung der vorgegebenen Toleranzen und Taktzeiten, war die Realisierung einer universellen Produktaufnahme mit kurzen Rüstzeiten eine der Hauptanforderungen kunden-seits. Dabei sollen 2er bis 8er Sesselliftrahmen und auch Fahrradträger mit der neuen Sonderanlage durchgängig fertigbar sein.

Die Abmessungen, Bohrungsdimensionen und Bearbeitungspositionen unterscheiden sich hierbei zwischen den unterschiedlichen Produkten maßgeblich. Dies wiederum erfordert ein hohes Maß an Flexibilität in den Bewegungsachsen des Bohrautomaten. Die Produktaufnahme muss entsprechend universell gestaltet sein, um sämtliche Zugänglichkeiten der Frässpindel mit den zugehörigen Bearbeitungswerkzeugen zu ermöglichen.

Weiters soll die Option der Integration und Inbetriebnahme neuer geplanter Produkte gegeben sein. In Summe geht es um 15 verschiedene Kundenprodukte, welche mit dieser Automatisierungsanlage fertigbar sein müssen und dabei das vorgegebene Material-, und Stundenbudget nicht überschritten werden darf, um die entsprechenden Produktionszahlen zu erreichen und den geforderten ROI nicht zu überschreiten.

² Quelle: LEITNER (2023), online



Abb. 3: Produktübersicht: Serie, Auslauf & neu geplante Produkte

1.3 Anforderungen

Seitens Auftraggeber wurden nachstehende Hauptanforderungen an das neue Betriebsmittel im kundenseitigen Lastenheft spezifiziert.

- Anlagengröße (Footprint) ca. 50% im Vergleich zur Bestandsanlage
- Maschinenverfügbarkeit >99%
- Universelles Produkt – Spann-, und Bearbeitungskonzept
- Kurze Rüstzeit bei Produktwechsel (<15min)
- Maschinen-, und Prozessfähigkeit sicherstellen
- Geforderte Toleranzen einhalten
- Geforderte Zykluszeiten einhalten (15min)
- Machbarkeit aller Einzelbearbeitungsschritte sicherstellen
- Dynamischer Werkzeugwechselbahnhof
- Einfache, selbsterklärende Maschinenbedienung
- Geforderte Maschinenlebensdauer: 15 Jahre



Abb. 4: Rohteile; unterschiedliche Varianten

1.4 Auftraggeber

Die Fa. LEITNER AG, mit Hauptsitz in Sterzing (Südtirol), produziert seit dem Jahr 1888 Seilbahnen und ist heute einer der weltweit führenden Hersteller von Seilförderanlagen. LEITNER, ein Südtiroler Unternehmen, ist Teil der Unternehmensgruppe High Technology Industries (HTI), die auch Pisten-, und Ketten - Nutzfahrzeuge (PRINOTH), Windkraftanlagen (LEITWIND) und Beschneigungsanlagen (DEMACLENKO) herstellt. Die Leitner AG hat international Projekte verwicklicht, darunter auch die höchste Dreiseil - Umlaufbahn der Welt am Klein Matterhorn (Abb.5).³

Im Geschäftsjahr 2021 erwirtschaftete die HTI-Gruppe mit 73 Tochtergesellschaften sowie 127 Verkaufs-, und Servicestellen einen Umsatz von 859 Mio. €, mit weltweit mehr als 3.750 Mitarbeitern.

Der Bohrautomat wird für den Unternehmens-Standort in Telfs (Nordtirol) projiziert und produziert und soll dort in die bestehende Produktion eingebunden werden und eine bereits bestehende Anlage ersetzen. Mit dem neuen Bohrautomaten kann beispielsweise das Tragrohr vom 6er Sessel *Evo-Komfort* gefertigt werden (Abb.6).



Abb. 5: Matterhorn "Glacier – ride"⁴



Abb. 6: 6er – Sessel Evo-Comfort⁵

³ Quelle: LEITNER (2023), online

⁴ Quelle: LEITNER (2023), online

⁵ Quelle: LEITNER (2023), online

1.5 Bestandsanlage

Aktuell werden die Hauptrahmen am Standort Telfs mit einer Roboteranlage bearbeitet. Der 6-Achs - Knickarmroboter ist mit einer Elekterspindel und einer unterstützenden Greifzange ausgestattet, welche die auftretenden Bearbeitungskräfte aufnimmt. Zur Erweiterung des Arbeitsbereiches und auch um alle Bearbeitungslöcher zu erreichen, ist der Roboter selbst auf einer 7. Achse montiert (Abb.7).

Die Zykluszeiten sind produktabhängig zwischen 25-30min pro Hauptrahmen entsprechend hoch, da der Roboter je nach Type nur bestimmte Kräfte und Momente aufbringen kann. Die Achsantriebe weisen nach 10 Jahren sehr hohen Verschleiß auf, wodurch die Prozessfähigkeit nicht mehr gegeben ist und das Ausfallrisiko steigt.

Das Umrüsten auf ein anderes Produkt oder auch das Einlernen eines neuen Produktes ist mit hohem mechanischem Aufwand verbunden. Die Spannarme und auch Verbindungstraverse muss beim Produktwechsel komplett umgebaut werden (Abb.8). Die Rüstzeit hierbei liegt bei ca. einem halben Tag mit 2 Mann. Die Verschmutzung durch den hohen Einsatz von Kühlschmierstoff ist ebenfalls beträchtlich.



Abb. 7: Bestandsequipment in Telfs | Roboteranlage

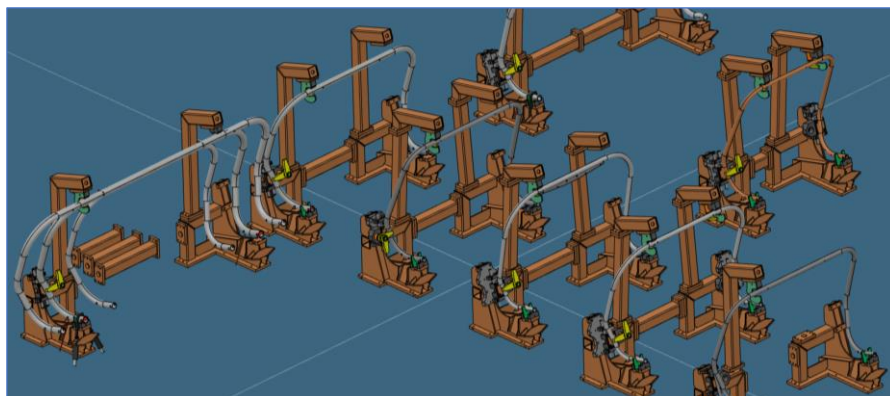


Abb. 8: Auszug Rüstgestelle bei Produktwechsel

2 Recherche

Ausgangspunkt für die Recherche betreffend eines alternativen Fertigungsmittels bzw. Fertigungsverfahren ist, die im Lastenheft vorgegebene Positionsgenauigkeit aller unterschiedlichen Bohrbearbeitungen von $\pm 0,3\text{mm}$ am fertigen Sessellift - Hauptrahmen. Diese einzuhaltenden Positionstoleranzen als Hauptanforderung, schließt ein Bearbeitungsverfahren zum Einbringen der Bohrungen bereits vor erfolgtem Biegeprozess fertigungstechnisch aus. Bereits vor dem Biegeprozess eingebrachte Bohrungen würden abhängig vom Biegeverfahren, Rohrdimension, Biegewinkeln, Wandstärke, Werkstoff und Bohrungspositionen teils großen Querschnittsdeformationen unterliegen. Die Rundheit und Positionsgenauigkeit der Bohrungen können aus vorher genannten Gründen nicht gewährleistet werden. Der komplexe kinematische 3D – Freiform – Biegeprozess zur Herstellung der Rohteile unterliegt der Sensitivität der schwankenden Eingangsgrößen (Abb.9), was einen präzisen, wiederholgenauen Biegeprozess ausschließt.

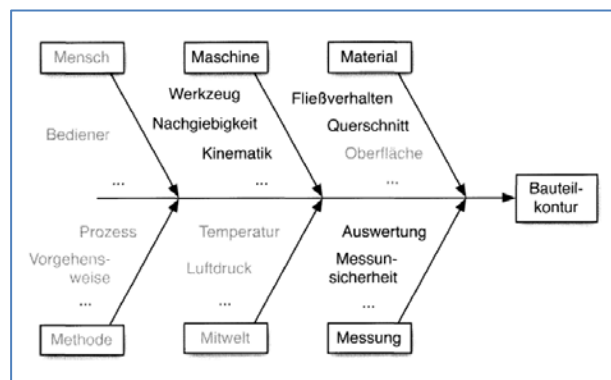


Abb. 9: Einflussfaktoren beim Rundrohrbiegen⁶

2.1 Grundlagen Rohrbiegen

Beim industriellen Biegeprozess wird das Halbzeug mit einem Biegemoment beaufschlagt und so um den Biegemittelpunkt gebogen. Dies führt auf der konvexen, der Biegeachse abgewandten Seite des Bauteils, zu axialen Zugspannungen und auf der gegenüberliegenden konkaven Seite zu axialen Druckspannungen. Zwischen den Randfasern befindet sich im mittleren Bereich des Rohres eine neutrale Faser, welche weder Zug- noch Druckspannungen ausgesetzt ist. Aufgrund der axialen Spannungen treten auf der Außenseite eine Dehnung, an der Innenseite eine Stauchung des Werkstückwerkstoffs auf. Im durch Zug belasteten Bereich kommt es wegen der Volumenkonstanz metallischer Werkstoffe zur Ausdünnung, auf der Druckseite zur Aufdickung der Rohrwand, was zu

⁶ Franz, W.-D.: Springer, 1961

einer Deformation des Rohrquerschnitts führt (Ovalisierung). Bei geringer Belastung tritt anfänglich eine elastische Dehnung der äußeren sowie eine elastische Stauchung der inneren Rohrwand ein. Bei zunehmender Krümmung wird in den Randfasern die Streckgrenze erreicht. Der Werkstoff erfährt beginnend von den Randfasern eine plastische Umformung. Bei Entlastung des Rohres kommt es unabhängig etwaiger Querschnittsveränderungen zur Relaxation der elastischen Anteile der induzierten Spannungen bis durch die Zug-, und Druckspannungen ein statisches Gleichgewicht eintritt (Rückfederung beim Biegeprozess).⁷

2.2 Vorprozess & Konzeptvarianten

Die Fa. Leitner hat eine funktionstaugliche 3D-Rohrbiegemaschine zur Herstellung der Tragrohre betriebsmitteltechnisch in ihrem Bestand. Sprich der Biegeprozess muss zwingend in der Fertigungskette vor dem Bohrprozess erfolgen. Die im Biegeprozess auftretenden Toleranzen müssen über ein reproduzierbares Spannkonzent im Bohrautomaten ausgeglichen werden. Daher kommt für das Konzept eines möglichen Betriebsmittels nur eine Roboteranlage mit Frässpindel oder ein speziell konzipierter Mehrachs – Bohrautomat, ebenfalls mit Bearbeitungsspindel, in Frage. Bei beiden möglichen Konzepten ist ein definierter, reproduzierbarer Spannprozess, abgestimmt auf die Tragrohr – Geometrien, als wesentlicher Vorprozess essenziell. Die Realisierung der Erreichbarkeit aller Bearbeitungspositionen mittels Spindel, bezogen auf die Bauteilgröße-, und Komplexität, ist ebenso bei beiden Konzepten die größte Herausforderung.

2.3 Marktübliche Bohrautomaten

Auf dem Markt gibt es verschiedene Standard – Bohrautomaten für unterschiedliche Rohrquerschnitte. Marktübliche Bohrautomaten sind in der Regel für gerade Rohre, vereinzelt für 2D - gebogene Geometrien, entwickelt worden (Abb.10). Bohrautomaten für dreidimensionale Geometrien, wie im Falle des Tragrohres, konnten bei der Marktrecherche nicht gefunden werden.



Abb. 10: Plantec Bohrautomat für Stangenmaterial⁸

⁷ Franz, W.-D.: Springer, 1961

⁸ Quelle: Plantec (2023), online

2.4 Verkettete Automatisierungslösungen

Automatisierte verkettete Systeme für die chaotische Rohrbearbeitung mit Fokus auf den Biegeprozess, sind bei einzelnen Herstellern auf Wunsch erhältlich (Abb.11). Die Automatisierung beschränkt sich hierbei verstärkt auf den Zuführ-, und Entladeprozess der Roh-, bzw. Fertigteile. Das Handling bei diesen Sonderlösungen wird oftmals mit Industrierobotern realisiert. Nebenprozesse wie das Abtrennen oder auch Entgraten der Rohre sind bei Sonderlösungen mit integriert. Ein Sonderbetriebsmittel für einen kombinierten 3D - Biege-, und Bohrprozess war während der Recherche nicht zu finden. Auch gilt es zu erwähnen, dass verkettete Automatisierungslösungen aufgrund der Nutzung verschiedener Technologien und Module einen größeren Footprint aufweisen.



Abb. 11: Automatisierungslösung für den Biegeprozess mit Be-, und Entladung⁹

2.5 3D-Rohrlasersysteme

Eine effiziente Lösung zur Bearbeitung von Rohren hinsichtlich Bohrungen, Ausschnitte unterschiedlichster Konturen oder auch das Ablängen, stellen 3D-Rohrlasersysteme dar (Abb.12). Diese sind für diverse Rohteil – Querschnitte erhältlich. Die marktüblichen Rohrlasersysteme benötigen eine Vorschubeinheit zum Zustellen der Rohteile. Die Vorschubeinheit muss je nach Schnittgeometrie simultan zu den Translations-, und Rotationsachsen des Laserkopfs arbeiten. Der Rohrlaser kann somit nur Rohteile im Stangenformat verarbeiten (Abb.13).

⁹ Quelle: Blechonline (2023), online



Abb. 12: 3D Rohrlaser TruLaser Tube 7000 der Fa. Trumpf¹⁰



Abb. 13: 3D - Rohrlaseranwendung für rechteckiges Formrohr im Stangenformat¹¹

2.6 Conclusio aus Recherche

Während der Recherche konnte keine Systemlösungen, welche den Anforderungen aus dem Katalog in Kapitel 1.3 entspricht, gefunden werden. Für eine Kombination oder Verkettung aus Biege-, Bearbeitungs-, und Ablängprozess, für spezifische Bauteilgeometrien, bedarf es einer Sonderanlage, weshalb in der vorliegenden Arbeit dieses Konzept weiter forciert wird. Die Einzelprozesse sind in ihrer Sensitivität und Komplexität entsprechend anspruchsvoll, was die Entwicklung hinsichtlich der Flexibilität der Anlage durchaus erschwert. Die erforderlichen Bearbeitungsschritte der großen, komplexen und dreidimensionalen Geometrien der Sessellift – Hauptrahmen, sind für die am Markt erhältlichen Systeme nicht abbildbar. Initial war somit schnell klar, dass für die Fa. Leitner lediglich eine Bauteil-, und prozessgebundene Entwicklung eines Sonderbetriebsmittels in Frage kommt und daher der Startschuss für den Bohrautomaten gelegt wurde.

¹⁰ Quelle: Trumpf (2023), online

¹¹ Quelle: USE – Metalltechnik (2023), online

3 Variantenübersicht & Klassifizierung

Zur Bearbeitung in der Maschine wurden 15 verschiedene Varianten an Sessellift – Hauptrahmen definiert, welche sich in Größe und Gewicht deutlich unterscheiden. Die Hauptabmessungen der verschiedenen Varianten sind dabei in den Tabellen 1-3 dargestellt. Weiters untergliedern sich die Hauptrahmen in Serien-, und Auslauftteile sowie neue geplante Produkte (Abb.14-16). Die Produktvielfalt erstreckt sich beginnend vom 2er – bis zum 8er – Sessellift sowie verschiedene Ausführungen von Fahrradträgern.

Bei den Rohteilen handelt es sich durchgängig um warmgefertigte nahtlos gezogene Rundrohre aus S355J2H (1.0576). Dies ist ein unlegierter Qualitätsbaustahl mit einer Zugfestigkeit von 470-630N/mm². Die Querschnitte der Tragrohre reichen dabei von Ø50x4mm bis Ø90x5mm.

3.1 Serienteile

Während der Entwicklung des Bohrautomaten galt den 7 Serienteilen der größte Fokus betreffend Spann-, und Bearbeitungsprozess. Der größte Kundenbedarf und damit einhergehend die höchsten Stückzahlen werden über die freigegebenen Serienteile abgerufen.

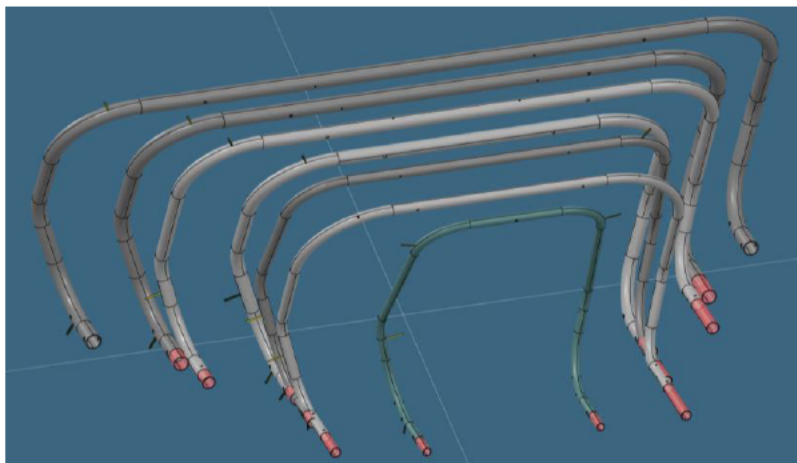


Abb. 14: 7x Serienteile (2, 4, 6 & 8er Sessellift)

Tab. 1: Querschnitt & Gewicht – Serienprodukte

Benennung – Hauptrahmen - Serienprodukte	Dimension [mm]	Gewicht [kg]
51112666_02-MAIN FRAME-CHAIR	50x4	23,2
41051768_00-ARCEAU-SIEGE_QUATRE_PLACES	60,3x5	41,9
51260072_01-CHAIR FRAME-FOUR SEATER CHAIR	60,3x5	40,3
51008493_02-CHAIR FRAME-FOUR SEATER CHAIR	76,1x4	42,3
51013636_01-arceau	76,1x6,3	73,4
41227283_01-CHAIR FRAME	88,9x5	76,4
41349306_01-CHAIR FRAME CD8	88,9x5	85,1

3.2 Auslaufteile

Da endkundenseitig alte, ausgelaufene Produkte (z.B. im Ersatzteillfall) abgerufen werden können, muss mit dem neuen Bohrautomaten die Herstellbarkeit auch für die ausgelaufenen Produkte sichergestellt sein.

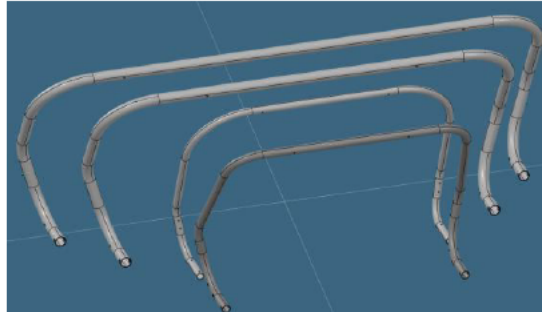


Abb. 15: 4x Auslaufprodukte (4, 6 & 8er Sessellift)

Tab. 2: Querschnitt & Gewicht -- Auslaufprodukte

Benennung – Hauptrahmen - Auslaufprodukte	Dimension [mm]	Gewicht [kg]
51115889_01-MAIN FRAME CHAIR SA4 70DX4.5	70x4,5	41,8
PF3081880_G-ARCEAU SIEGE CONFORT TSF4	60,3x4	31,7
51008507_03-CHAIR FRAME-SIX SEATED CHAIR	88,9x5	72,0
51008498_02-CHAIR_FRAME-EIGHT_SEATED	88,9x5	84,2

3.3 Neue Produkte

Geplante, nicht serienfreie Produkte, müssen hinsichtlich Machbarkeit geprüft werden und somit die Herstellbarkeit in weiterer Folge sicherzustellen. Dadurch wollte der Kunde etwaige spätere Umbauten an der Anlage im Vorhinein bereits ausschließen.

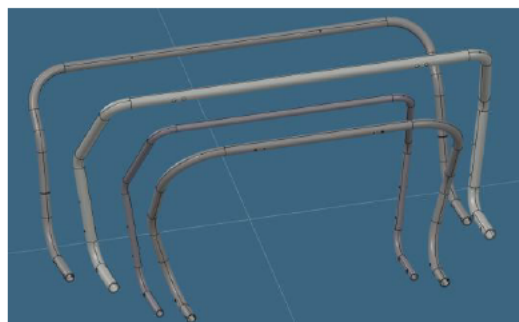


Abb. 16: 4x neue Produkte (6, 8er Sessellift & Fahrradträger)

Tab. 3: Querschnitt & Gewicht – Neue Produkte

Benennung – Hauptrahmen – neue Produkte	Dimension [mm]	Gewicht [kg]
41458159_00-CHAIR FRAME	76,1x4	46,1
K3-41-7005	60,3x6,3	52,5
K3-41-1000	90x7,1	103,9
41411095_01-TRANSPORT FRAME	76,1x6,3	74,4

3.4 Produktklassifizierung

Jedes einzelne Kundenbauteil wurde in einer Produktmatrix (Abb.17) erfasst und entsprechend der einzelnen Bearbeitungsschritte klassifiziert. Die Klassifizierung ist dabei wie folgt aufgebaut:

- Hauptbearbeitungen
 - Ablängprozess
 - Bohrprozess

Alle erforderlichen Bohrbearbeitungsschritte wurden in folgende Merkmale unterteilt:

- Normallage / Winkellage
- Einseitige Bearbeitung / durchgehende Bearbeitung
- Bohrungsdimension (nach Allgemeintoleranz / Übergangspassung)
- Funktion der Bohrung (Montage, Galvanik, Entlüftung)

Bezeichnung: LPE 8 Artikel-Nr.: 41349306 Durchmesser: 88,90 mm Wandstärke: 5,00 mm		41349306								
ABLÄNGEN		Ablängen LS		Ablängen RS						
Gesamtlänge		300,00 mm		150,00 mm						
Anzahl Arbeitsschritte		2		1						
Werkzeug		Scheibenfräser ø100mm		Scheibenfräser ø100mm						
BOHREN		Bohrung 1	Bohrung 2	Bohrung 3	Bohrung 4	Bohrung 5	Bohrung 6	Bohrung 7	Bohrung 8	
Bearbeitung 1		ø	32,00 mm	11,50 mm	25,00 mm	11,50 mm	7,40 mm	18,00 mm	11,50 mm	7,40 mm
Ausf.		durchgehend	einseitig innen	durchgehend	einseitig außen	einseitig außen	durchgehend	durchgehend	einseitig außen	Normallage
Lage		Normallage	Normallage	Normallage	Winkellage	Winkellage	Normallage	Normallage	Normallage	Normallage
Winkellopf										
Werkzeug										
Funktion					Galvanikbohrung	Galvanikbohrung				
Anmerkung				ø25 - H12					Bohrung in Bügelmitte	

Abb. 17: Produkt - Klassifizierung am Bsp. LPE-8 (41349306)

Ziel war es, einen detaillierten Überblick betreffend der unterschiedlichen Geometrien, Bearbeitungspositionen und Bearbeitungsrichtungen zu schaffen. Dies galt als wesentliche Grundlage für die Konzeption der Produktaufnahme inkl. Spannungspunktdefinitionen.

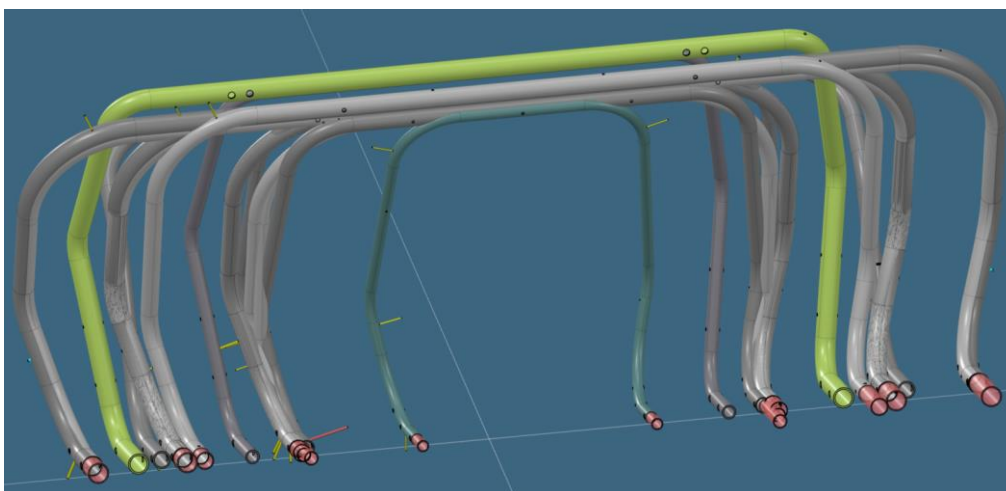


Abb. 18: 15x Kundenbauteile ausgerichtet in Einspannlage

4 Konzept Gesamtanlage

Zu Beginn der Konzeptphase galt es eine Grundsatzentscheidung für das Zusammenspiel der Kinematik zwischen Bauteil (Hauptrahmen) und Bearbeitungswerkzeug (Frässpindel) zu fassen. Ist es sinnvoller das Bauteil zur Spindel zu bewegen oder vice versa? Die Basis dafür wurde nach detaillierter Analyse aller notwendigen Bearbeitungsrichtungen bezogen auf die gesamte Produktpalette geschaffen (Abb.19).

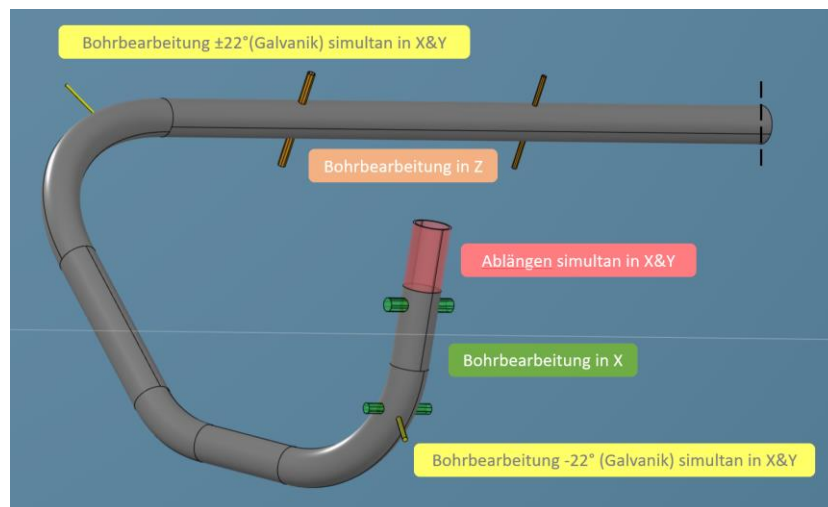


Abb. 19: Analyse der Bearbeitungsrichtungen am Bsp.: 41349306_01

4.1 Achskinematik (Bauteil & Spindel)

Eine stationäre Produktaufnahme bzw. ein fest eingespanntes, ortsfestes Bauteil zu bearbeiten, ist demnach nur mit einem 6-Achs Industrieroboter, montiert auf einer 7. Achse realisierbar. Nur mit dieser Robotik – Konfiguration wären die Erreichbarkeiten bei den Bauteilen in dieser Dimension machbar. Jedoch wurde aufgrund der bereits bestehenden Nachteile einer Roboteranlage (siehe Bestandsequipment), dieses Grundkonzept bereits in der frühen Konzeptphase nicht weiterverfolgt.

Ein Mix aus rotatorischen und translatorischen Bewegungsachsen wurde in der Konzeptausarbeitung als machbar und zielführend verabschiedet. Dadurch wird der Hauptrahmen in Position und Lage der Bearbeitungsspindel zugeführt. Die Bohrbearbeitung hinsichtlich Richtung und Orientierung wird mittels der verfügbaren Bewegungsachsen auf dem Spindelportal bewerkstelligt. Auf der Bauteilseite wird für die Hauptdrehung der Bauteile um die X-Achse eine Rotationsachse definiert. Für den erforderlichen Zustellhub des kompletten Y-Schlittens wird eine Linearachse in Y-Richtung definiert. Somit werden die Produkte dreh-, und schiebbar in Bearbeitungslage in Richtung der Bearbeitungsspindel bewegt (Abb.20).

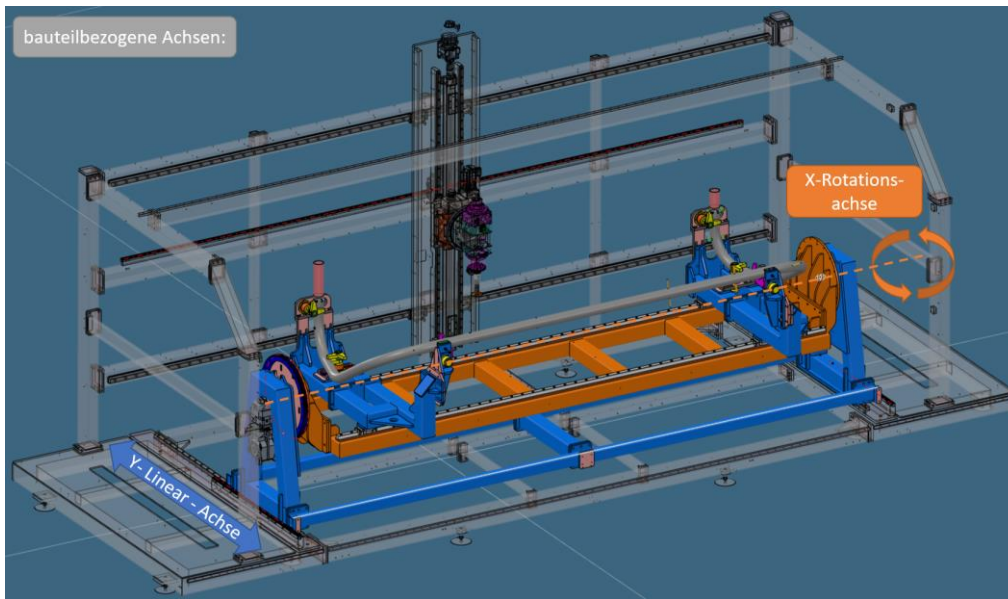


Abb. 20: Bauteilbezogene Bewegungsachsen

Um möglichst flexibel in der Bewegungsfreiheit der Frässpindel zu sein und auch alle entsprechenden Zustellungen der Spindel zu den Bearbeitungspositionen zu gewährleisten, ergab sich für das Bearbeitungsportal eine drehbare Achse um Y und zwei lineare Achsen in X&Z Richtung (Abb.21). Durch den Einsatz eines Rundtisches mit montierter Spindel können Bohrungen in X&Z Richtung realisiert werden. Dabei wird die X-Achse zum Anfahren beider Bauteilschenkel und natürlich auch den übrigen Bauteilbereiche benötigt.

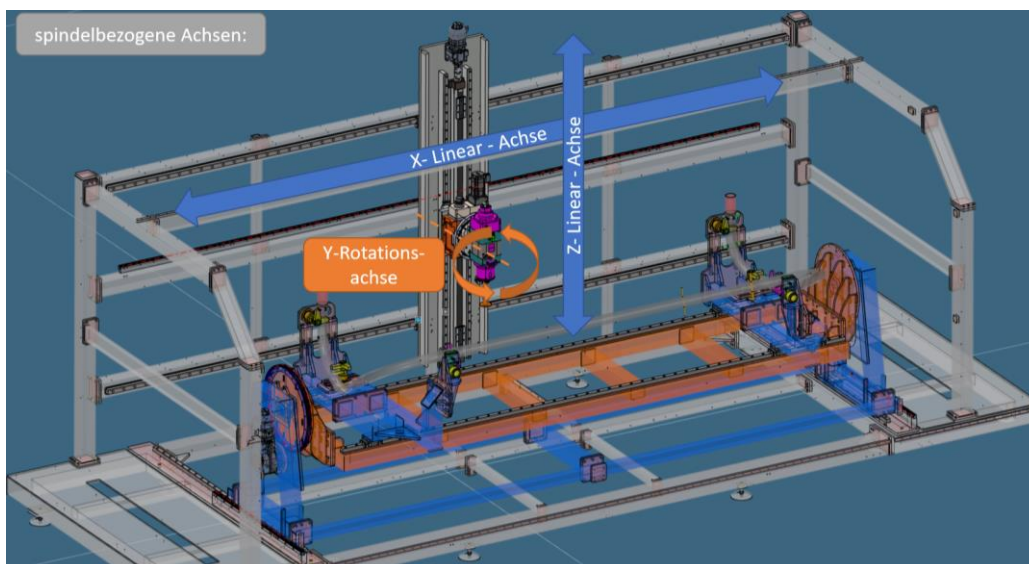


Abb. 21: Spindelbezogene Bewegungsachsen

4.2 Anlagenlayout

Alle maximalen Verfahrswege und Drehwinkel der Achsen wurden anhand vom größten Hauptrahmen definiert, wodurch der Maschinenrahmen den Anforderungen entsprechend, konstruiert werden konnte (Abb.22). Es konnte mit diesem neuen Konzept eine Footprint – Reduktion von ca. 40% im Vergleich zur Bestandsanlage erreicht werden. Auf knapp 24m² statt den bisher erforderlichen 40m² kann die neue Anlage in der Halle der Fa. Leitner untergebracht werden.

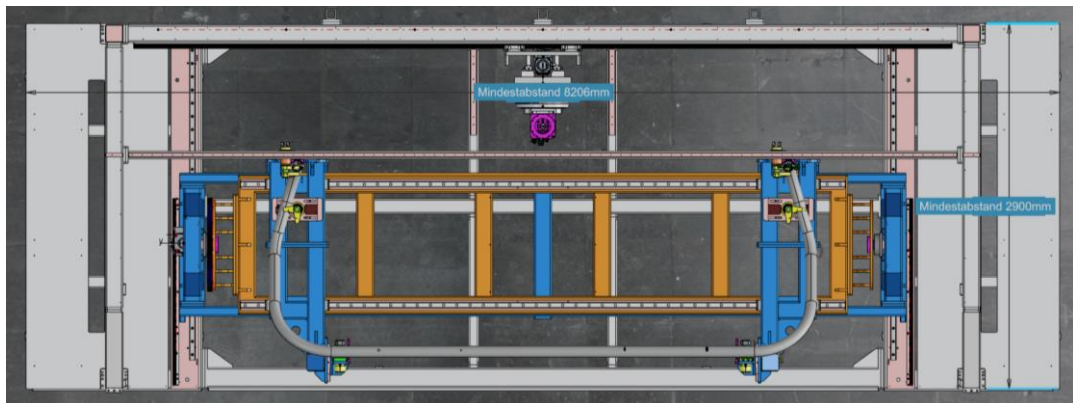


Abb. 22: Layout Bohrautomat (8,2x2,9m)

4.3 Grundkonzept & Zykluszeiten

Ein weiterer wichtiger Aspekt bezogen auf das Konzept eines Mehrachsensystems, stellt die Einhaltung der geforderten Zykluszeiten dar. Die Taktzeiten können durch Simultanfahrten mehrerer Achsen demzufolge reduziert bzw. überhaupt erst eingehalten werden.

Das Grundkonzept des Bohrautomaten besteht aus einer Kombination von drehbaren und linearen Achsen im Verbund. Dadurch ergaben sich die erforderlichen bauteilbezogenen (Abb.23) und auch spindelbezogenen (Abb.24) Bewegungsachsen. Das Grundkonzept wurde in der Konzeptfreigabe bestätigt und konstruktiv weiterverfolgt bzw. ausgearbeitet.

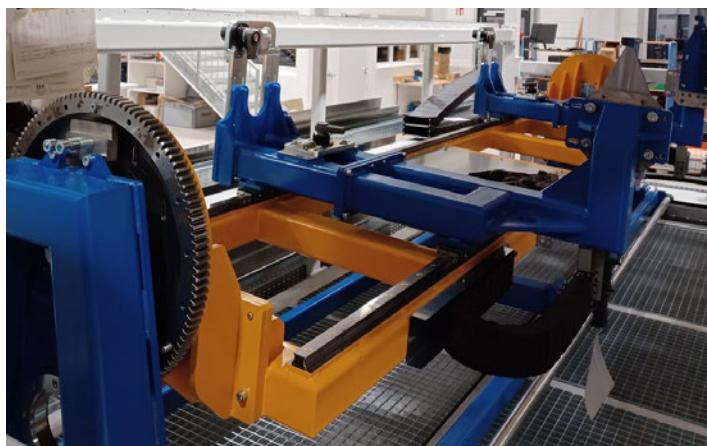


Abb. 23: Montage bauteilbezogene Achsen



Abb. 24: Montage spindelbezogene Achsen

4.4 Produktaufnahme

Ein definierter, wiederholgenauer und prozesssicherer Spannvorgang aller Kundenprodukte wurde zu Beginn der Konzeption der Produktaufnahme als wichtigster und essenzieller Vorprozess definiert. Die geforderte Maßhaltigkeit aller Bearbeitungen am Sessel lift – Hauptrahmen ist maßgeblich vom Spannprozess abhängig. Eine der größten Herausforderungen bei der Entwicklung dieses Bohrautomaten stellt die Vorgabe und Umsetzung dieser universalen Bauteilspannaufnahmen dar.

Die Kundenprodukte weisen teils große Varianzen in den Abmessungen und Dimensionen auf (Abb.25). Auch in der Geometrie, speziell im Hinblick auf die Biegeverläufe, sind die Produkte unterschiedlich. Nicht nur die Geometrieunterschiede der einzelnen Roh-teile, sondern auch die bauteilspezifischen Bohrungen in Position und Dimension mussten bei der Ausführung der Spannaufnahmen berücksichtigt werden.

Eine detaillierte Analyse zur Zugänglichkeit der Bohrspindel samt Bearbeitungswerkzeuge zu den einzelnen Bearbeitungspositionen wurde zudem simultan zum Entwicklungsprozess durchgeführt. Die beim Biegeprozess auftretenden Bauteilabweichungen und Toleranzen, müssen bestmöglich bei der Ausführung der Spannpunktaufgaben und der Spannmittel ausgeglichen werden. Um reproduzierbare Bearbeitungsergebnisse zu erhalten, werden die Bauteile in Zwangslage gespannt („CAD-Null“). Die Spannsequenz der einzelnen Spannpunkte spielt dabei eine wichtige Rolle und wurde dementsprechend flexibel bzw. einstellbar realisiert.

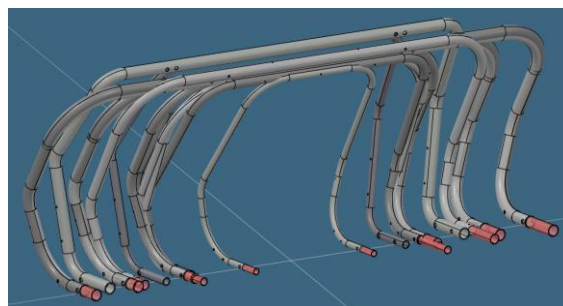


Abb. 25: Kundenbauteilvarianz positioniert im Bauteilursprung

Das bedienerfreundliche Beladen und Entladen der Bauteile mittels Pneumatik – Manipulator war ein weiterer Faktor zur Gestaltung der Aufnahmen. Auch die für den Kunden relevante Umrüstzeit von ~15min, ist bei der Konstruktion der Bauteilaufnahmen berücksichtigt worden. Im Vergleich beträgt die Umrüstzeit beim Bestandsequipment erfahrungsgemäß ca. einem halben Arbeitstag.

Die Konzeption, Berechnung und Konstruktion dieser Produktaufnahmen (Abb.26) war bei der Entwicklung des Bohrautomaten eines der wesentlichen und komplexen Kernthemen.

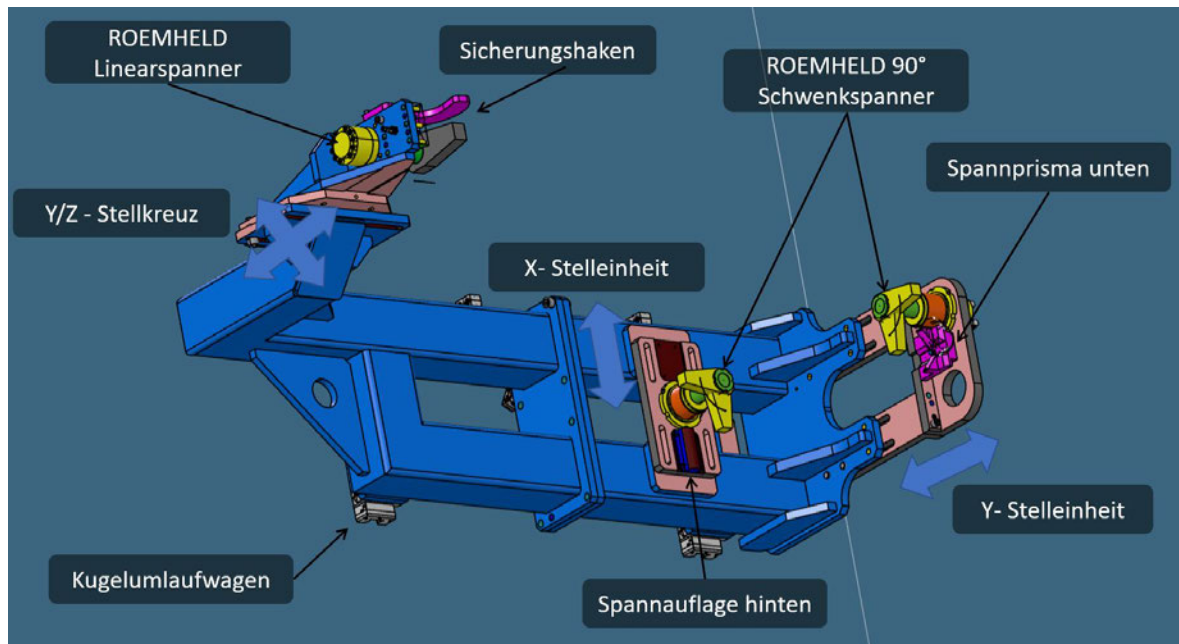


Abb. 26: Produktaufnahme mit Schwenkspanner, Spannprismen & Anbauteilen

4.4.1 Methodik Bauteilausrichtung

Zu Konzept-, und Konstruktionsbeginn der Produktaufnahme wurde initial eine detaillierte Bauteilanalyse durchgeführt. Ziel dieser Analyse war es, einen möglichst äquidistanten Geometriebereich über alle Kundenprodukte hinweg zu finden. Nachdem die Kundenbauteile mit Hilfe des CAD-Programmes übereinandergelegt wurden, konnten die Spannungspunkte wie nachfolgend dargestellt ermittelt werden.

Bei detaillierter Bewertung der seitlichen Schenkelbereiche der Hauptrahmen wurde klar, dass in diesem Bereich eine produktübergreifende Ausrichtung am ehesten möglich und machbar sein wird (Abb.27). Diese Analyse war ein wichtiger Bestandteil, damit nicht alle Spannungspunkte verstell-, und einstellbar ausgeführt werden müssen. Auch die Festigkeit und Steifigkeit kann bei der Umsetzung eines starren Spannungspunktes deutlich höher ausgeführt werden. In weiterer Folge sind auch entsprechende Synergien in der Ablaufprogrammierung der einzelnen Bauteile zu erwarten.

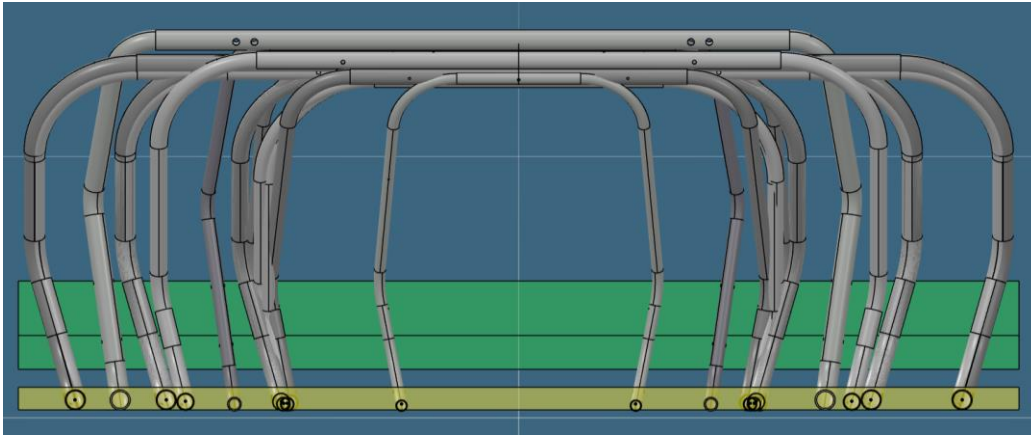


Abb. 27: Ausrichtung aller Bauteile auf die Bezugsflächen in den Schenkelbereichen

4.4.2 Positionierung der Spannpunkte

Um die Bearbeitungskräfte, resultierend aus dem Bohrprozess, speziell im Bauteilbereich der Schenkel bzw. der größten Bohrungen bestmöglich beherrschen zu können, wurde der Spannpunkt 1.1 & 1.2 möglichst nahe bei den definierten Bereichen gewählt (Abb.28). Ein weiteres Kriterium zur optimalen Positionierung dieser Spannpunkte war es, die zu erwartenden maschinendynamischen Schwingungen möglichst gering zu halten. Die Zugänglichkeit der Bearbeitungswerkzeuge und Spindel musste dabei stets beachtet werden.

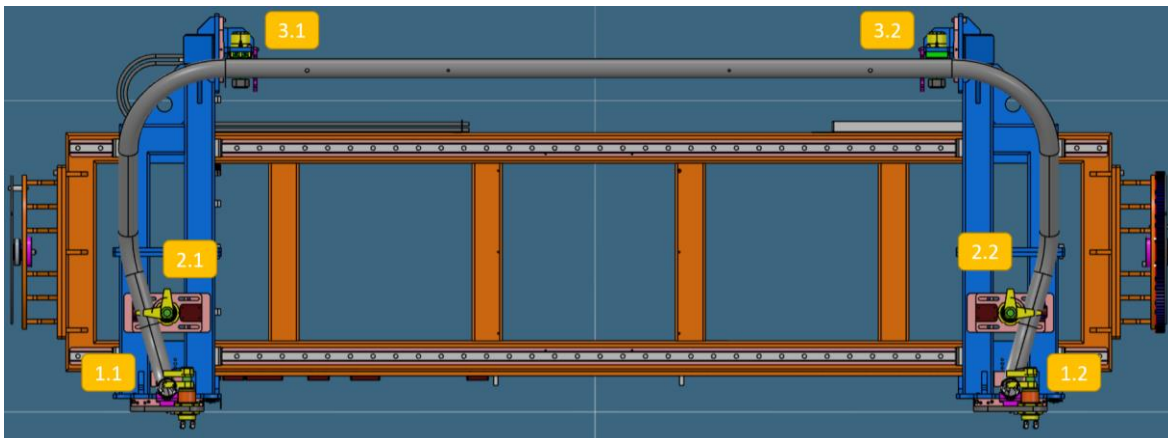


Abb. 28: Hydraulik - Spannpunkte Produktaufnahme

4.4.3 Ausführung der Spannpunkte

Bei der Ausführung der Spannprismen wurde besonders auf die Art der Gestaltung der Kontaktstellen Bauteil zu Prisma geachtet. Aufgrund der teils großen Abweichungen der Rohteile erschien eine Punktauflage als geeignet, weshalb alle Kontaktstellen bombiert ausgeführt wurden (Abb.29).

Eine Linienauflage oder gar vollflächige Aufnahme der Bauteile würde eine Überbestimmung in Bezug auf die Biegetoleranzen bedeuten und weitaus größere Spannkkräfte der Schwenkspanner erfordern. Die Ausführung als Punktauflage begünstigt den Spannprozess in Bezug auf den Ansatz des Spannens in Zwangslage. Die Bauteile können mit deutlich weniger Kraftaufwand in Richtung avisiertener Lage gedrückt werden.

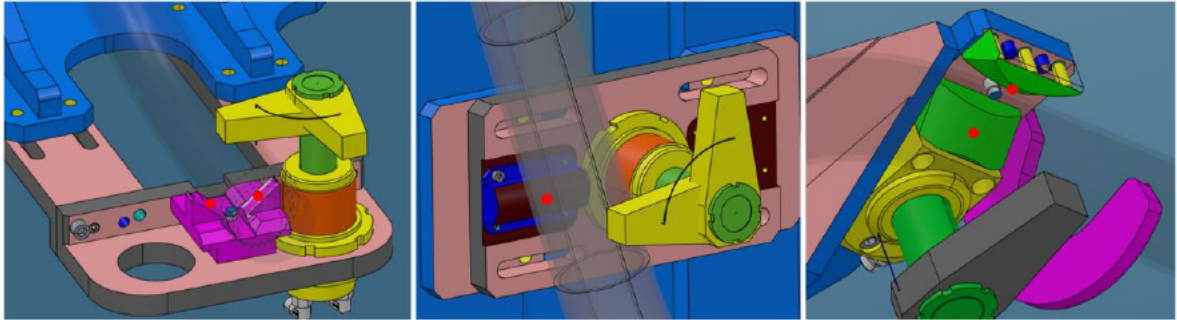


Abb. 29: Spannpunkte & Prismen - Geometrie | Punktauflage in den Kontaktstellen

Die richtige Wahl des Öffnungswinkels der Prismen und die daraus resultierende Lage im gespannten Zustand der Bauteile war essenziell (Tab.4). Bezogen auf die Bauteildurchmesser – Varianz von Ø50mm bis Ø90mm in Verbindung mit dem definierten 100° - Öffnungswinkel, ergab sich der erforderliche Spannhub für die Schwenkspanner. Die Prismen - Geometrie hatte auch einen Einfluss auf die Spannlage der Bauteile und auch in die Bearbeitungspositionen der unterschiedlichen Bohrungen (Abb.30). Um Langzeitschäden der Prismen und zu hohe Druckspannungen zu vermeiden, wurden diese aus einem 1.2312 (40CrMnMoS 8-6) Werkzeugstahl gefertigt.

Tab. 4: Einpassmaße aller Produktdurchmesser im Prisma (SP1.1 & 1.2)

	#	R [mm]	Ø [mm]	H [mm]
Serie	1	44,45	88,9	85
	2	44,45	88,9	85
	3	30,15	60,3	66,3
	4	38,05	76,1	76,7
	5	38,05	76,1	76,7
	6	30,15	60,3	66,3
	7	25	50	59,6
Neu	8	38,05	76,1	76,7
	9	38,05	76,1	76,7
	10	44,45	88,9	85
	11	30,15	60,3	66,3
Auslauf	12	44,45	88,9	85
	13	44,45	88,9	85
	14	35	70	72,7
	15	30,15	60,3	66,3

Abb. 30: Darstellung Einpassmaße in Spannpunkt 1.1 & 1.2

4.4.4 Verstellung der Produktaufnahmen

Damit die Umrüstzeit von 15min beim Produktwechsel eingehalten werden kann, wurde ein lineares Profilschienen - Führungssystem der Fa. INA mit zugehörigen vierreihigen Kugelumlaufwägen eingeplant und umgesetzt (Abb.31). Somit ist eine schnelle Verstellmöglichkeit in X-Richtung gegeben, welche manuell und ohne großen Kraftaufwand vom Bedienpersonal durchgeführt werden kann.

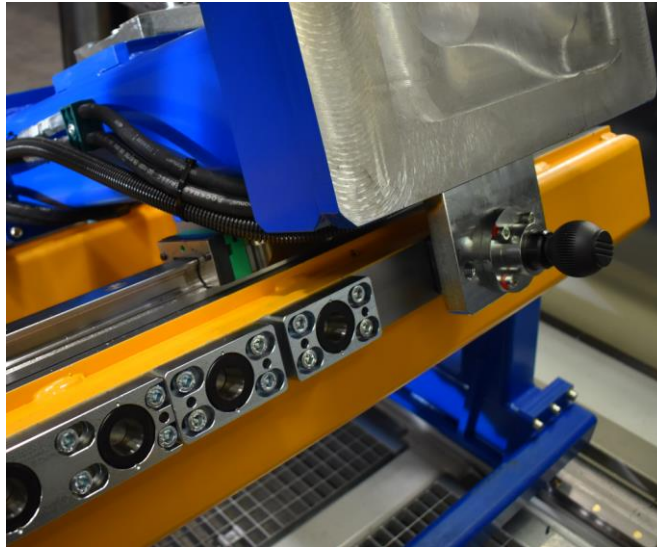


Abb. 31: Produktaufnahme auf Linearsystem

Zum raschen Positionieren und Fixieren der definierten Einstellpositionen je nach Produkt, wurde ein konischer, arretierbarer Präzisionsrastbolzen der Fa. Halder eingesetzt (Abb.32). Durch die präzise Ausführung der konischen Passfläche des Rastbolzens und der Buchse wird eine hohe Wiederholgenauigkeit der beiden Elemente erreicht und eine reproduzierbare Produktumstellung sichergestellt (Abb.33).

Präzisionsrastbolzen
22130.0175



Abb. 32: Präzisionsrastbolzen

Abb. 33: Bauteilrahmen mit Produktaufnahmen

5 FEM-Analyse

Zur analytischen Ermittlung der erforderlichen Spannkkräfte an den Spannungspunkten bei der Produktaufnahme, wurden entsprechende Finite – Elemente – Analysen (FEA) durchgeführt. Einerseits waren Berechnungen zur richtigen Auswahl der Spannmittel für einen definierten Spannprozess notwendig und andererseits waren Berechnungsergebnisse für eine ausreichende Dimensionierung und Gestaltung der Produktaufnahmen essenziell (Abb.34).

Aufbauend auf die erforderlichen Spannkkräfte konnte nachfolgend die Auslegung des Hydrauliksystems und deren Komponenten durchgeführt werden. Die beim Spannprozess auftretenden Kräfte müssen über die Produktaufnahmen ohne merkliche Verformungen und mit entsprechend Sicherheit gespannt werden können.

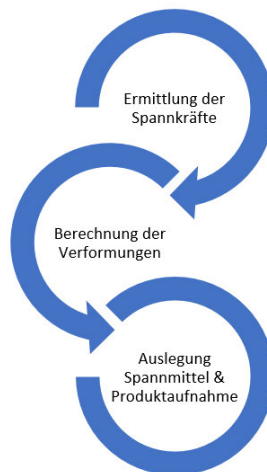


Abb. 34: Ziel & Methodik FEA

5.1 Ermittlung der Spannkkräfte

5.1.1 Grundlage bauteilbezogene Spannkraftermittlung

Mittels Bewertung der maximal zulässigen Bauteilabweichungen, konnte die Basis für die Ermittlung der Spannkkräfte geschaffen werden. Diese Abweichungen sind als Grundlage gewählt, um anhand der FEA die maximal erforderlichen Kräfte für eine Verformung in Zwangslage zu ermitteln.

Hierfür wurden die Informationen bezüglich der vorgegebenen zulässigen Allgmeintoleranzen für Winkelmaße in den 2D - Zeichnungen der Kundenprodukte herangezogen. Anhand dieser definierten Grenzmaße wurde ein 3D - Modell im CAD als Rohteil parametrisch aufgebaut, um die zulässigen Maßabweichungen für die unterschiedlichen

Simulationsmodelle zu generieren. Ein derartiges Modell wurde für das LPE-8 Bauteil vorbereitet, da hier die größten Kräfte vermutet werden. Dieses weist den größten Durchmesser in Verbindung mit der größten Wandstärke auf ($\text{Ø}89\text{mm} \times 5\text{mm}$).

Da die Studentenversion der verwendeten Softwarelösung von ANSYS eine niedrige Grenze der zulässigen Knoten und Elemente aufweist, ist das Modell, wie in Abb. 35 ersichtlich, stark reduziert worden bzw. die Elementgröße entsprechend groß gewählt. Trotz der Einschränkungen bei den Knoten und Elementen, gibt es keine signifikanten Einschränkungen in Bezug auf das Ergebnis, da zum Ergebnisvergleich mit einem gröberen Netz gestartet wurde. Nachfolgende Vereinfachungen wurden genutzt.

- Bauteilsymmetrie
- Elementgröße
- Deaktivierung diverser Konstruktionselemente
- Begrenzung auf die betroffenen Komponenten

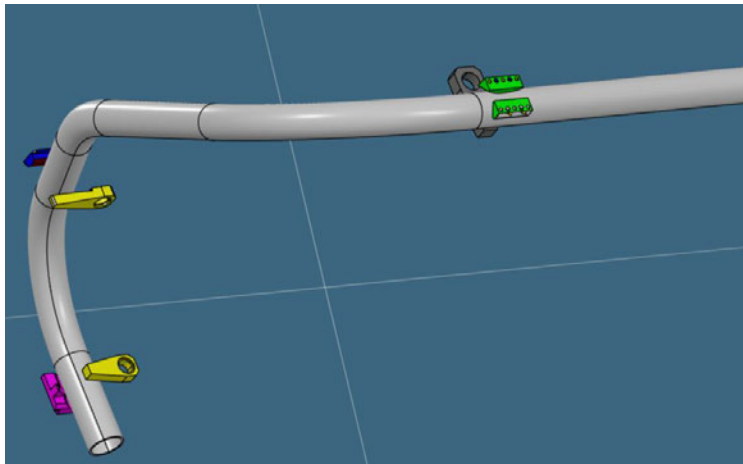


Abb. 35: CAD-Grenzmodell für LPE-8 Bauteil mit Prismen und Spanneisen

5.1.2 Definition Spannsequenz

Zweiter wesentlicher Ansatz zur korrekten Ermittlung der Spannkkräfte war die Definition einer geeigneten Spannsequenz. Grundgedanke dabei war, zuerst jene Bauteilbereiche mit den tendenziell größten Abweichungen in Zwangslage zu bringen. Mittels einer durchgeführten Messserie im Vorfeld, konnte ermittelt werden, dass die beiden horizontalen Schenkelbereiche die größten Abweichungen aufweisen und daher bezogen auf die Spannreihenfolge zu Beginn des Spannprozesses gespannt werden sollen (Spannrichtung: Z-).

Zur Ausrichtung und Fixierung der Y-Lage, wurde als zweiter Schritt im Spannprozess der vertikale Schenkelbereich gewählt (Spannrichtung: Y+). Um die Bauteile auch in das obere Spannprisma zu drücken, wurde der horizontale Bauteilbereich als letzter Spannschritt gewählt (Spannrichtung: Z+).

Weitere mögliche Spannreihenfolgen wurden im Laufe der Inbetriebnahme – Phase an der Anlage durchgeführt. Es konnte festgestellt werden, dass die initial angedachte Reihenfolge die besten Ergebnisse brachte und daher auch so beibehalten wurde (Abb.36).

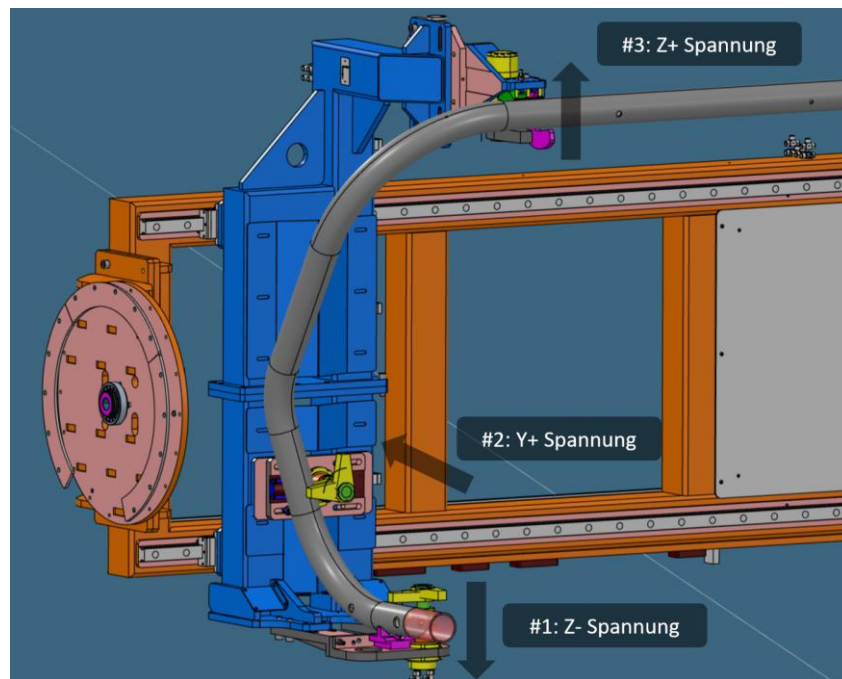


Abb. 36: Spannsequenz in Abhängigkeit der auftretenden Bauteilabweichungen

5.1.3 FEM-Methode & Vernetzung

Die statisch – mechanische – Analyse wurde mit einem linear – elastischen Verhalten (Isotrope Elastizität) berechnet. Für das E-Modul wurden 210.000MPa angesetzt und die Querkontraktionszahl mit 0,3 gewählt. Das Modell wurde mit Elementgröße 20mm vernetzt (Abb. 37).

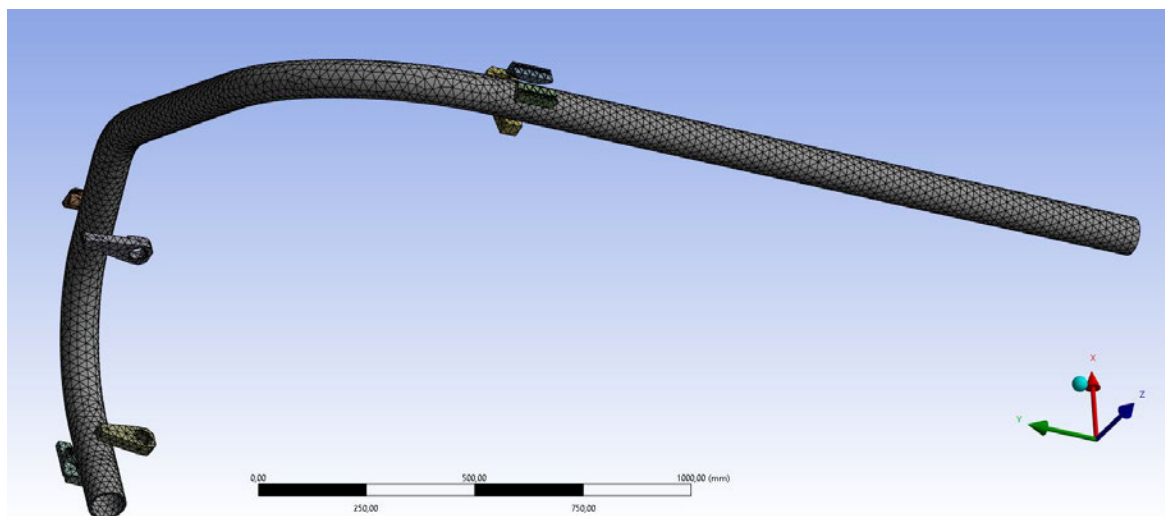


Abb. 37: FEM - Netz mit Elementgröße 20mm

5.1.4 Definition der Randbedingungen & Ergebnisse

Für ein aussagefähiges Analyseergebnis war die richtige Definition aller Randbedingungen wichtig. Die Grundflächen der Spannprismen wurden als fixierte Lagerung definiert. Diese Aufnahmepunkte sind konstruktiv fest mit der Produktaufnahme verschraubt und verstiftet. Die Spannkräfte wurden anhand der vorliegenden Katalogdaten für hydraulische Schwenkspanner bezogen auf unterschiedliche Kolbendurchmesser je Spannpunkt so gewählt, dass die maximalen Bauteilabweichungen für eine CAD – Null Spannprozess dementsprechend verformt und in Zwangslage gebracht werden können.

Die Berechnungsergebnisse ergaben für den Spannpunkt 1 & 2 eine erforderliche Spannkraft von 10.500N (Kolben Ø50mm) und für den Spannpunkt 3 eine Kraft von 16.500N (Kolben Ø63mm) – Abb.38.

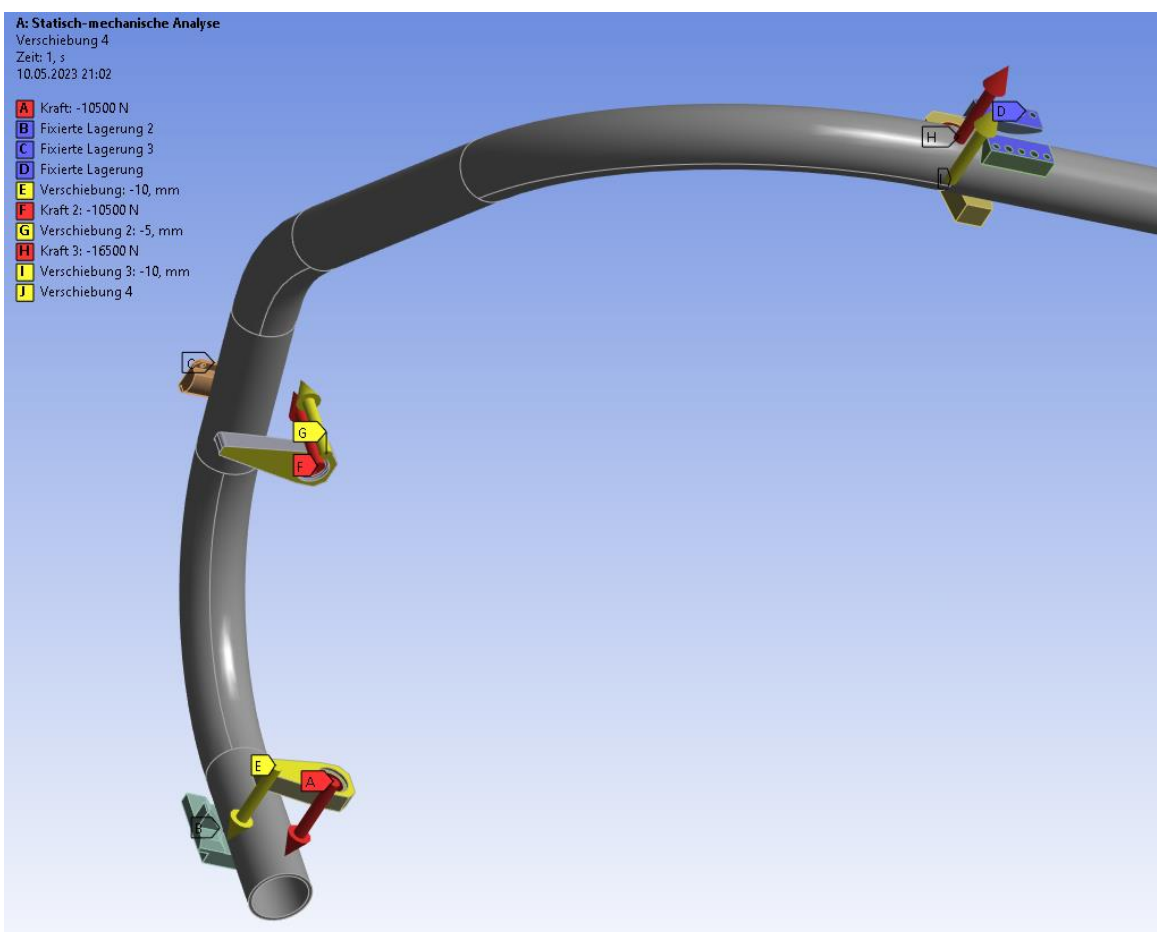


Abb. 38: Randbedingungen FEA (Spannpunkt 1-3)

Mit Hilfe der ermittelten Kräfte konnten nun die auftretenden Gesamtverformungen (Abb.39) berechnet und den zulässigen Grenzwerten gegenübergestellt werden. Die maximal zu erreichenden Verformungen müssen größer sein als die maximal zulässigen Bauteilabweichungen (Tab.5). Nur somit kann ein prozesssicheres Spannen erreicht werden.

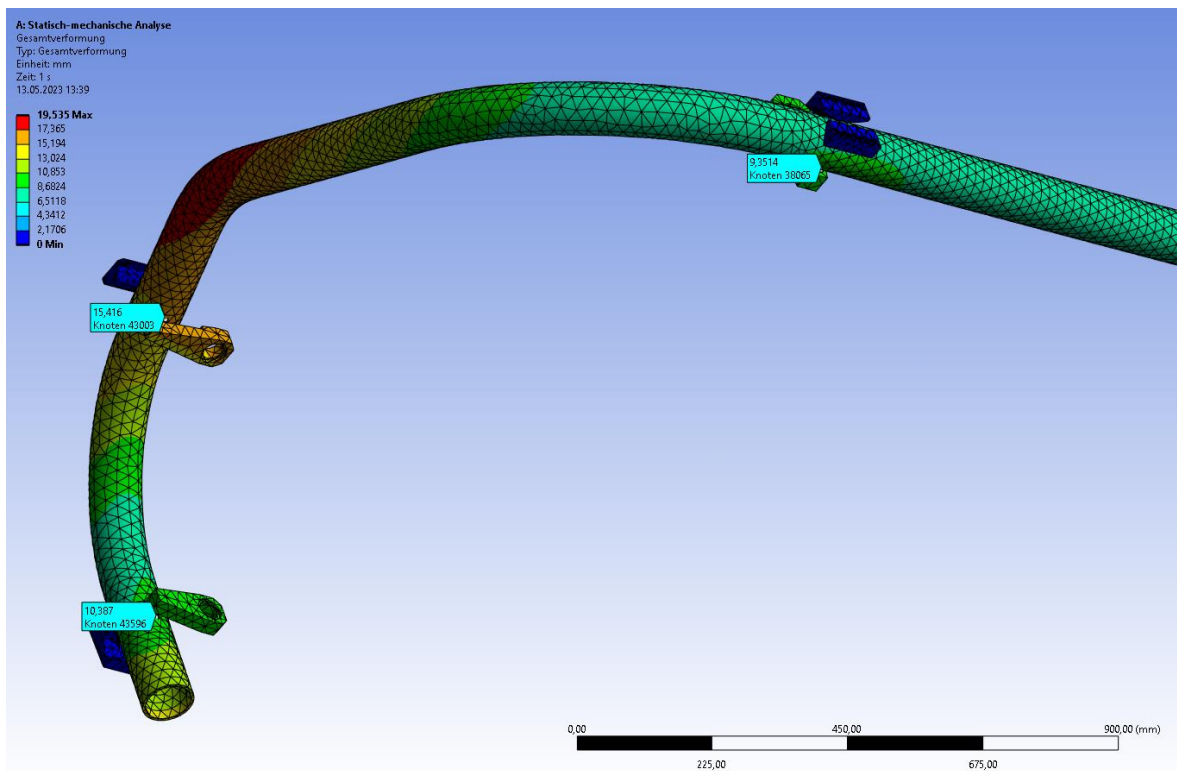


Abb. 39: LPE-8 Bauteil – Gesamtverformungen

Tab. 5: Gesamtverformung je Spannungspunkt in Abhängigkeit der Spannkraft

Gesamtverformungen in Abhängigkeit der Spannkräfte	hydraulische Spannkraft	Spannpunkt Gesamtverformung	max. mögliche Gesamtverformung
Spannpunkt 1	10.500N	10,4mm	12,5mm
Spannpunkt 2	10.500N	15,4mm	18,3mm
Spannpunkt 3	16.500N	9,3mm	14,7mm

Nachstehende Abbildungen zeigen die Gesamtverformungen im Bereich der Spannungspunkte 1-3 (Abb. 40-42). Die maximalen Verformungen treten jeweils im Kontaktpunkt zwischen Spanneisen und Bauteil auf.

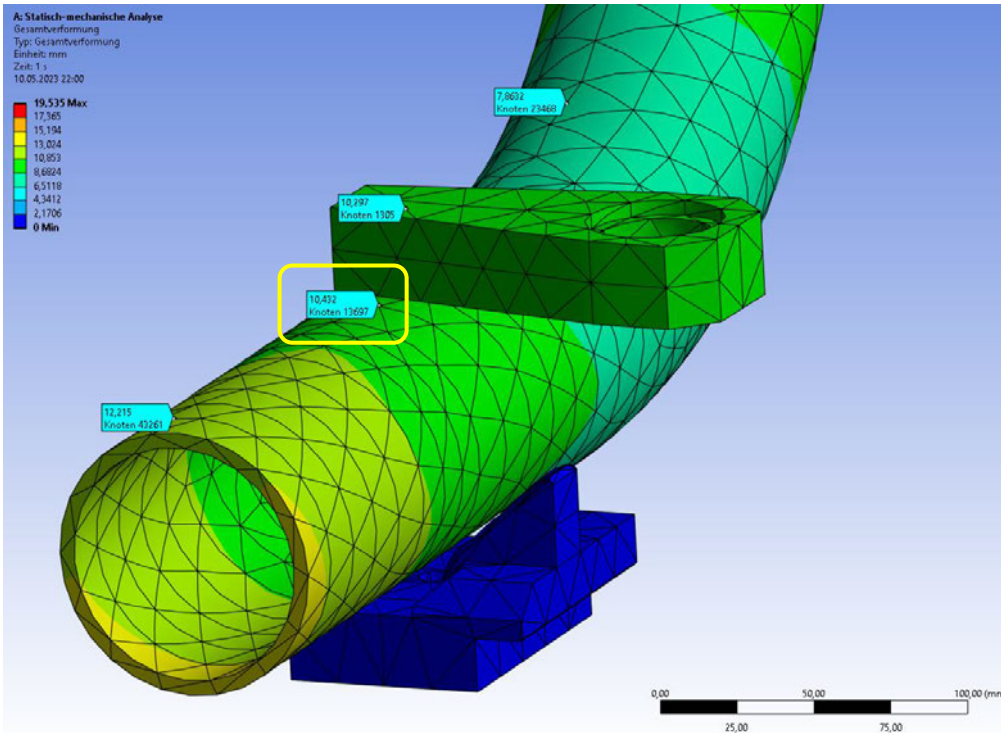


Abb. 40: Verformungen im Spannungspunkt 1 → 10,4mm

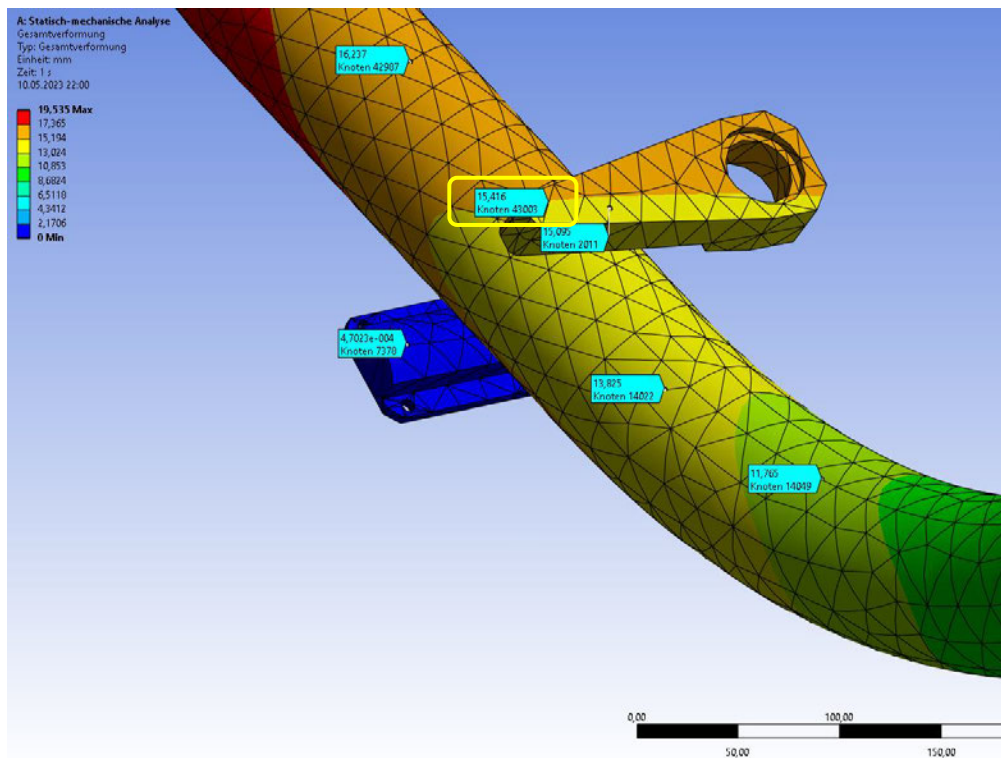


Abb. 41: Verformungen im Spannungspunkt 2 → 15,4mm

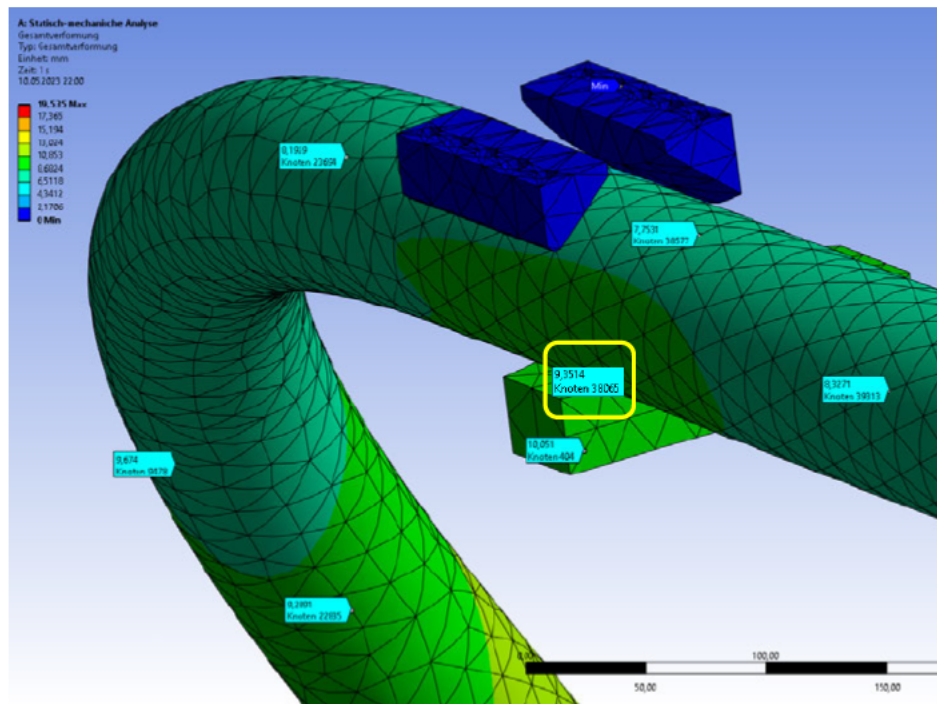


Abb. 42: Verformungen im Spannungspunkt 3 → 9,3mm

5.2 Verformungsberechnung Produktaufnahme

Die, durch die hydraulischen Schwenkspanner, aufzubringenden Kräfte in Abhängigkeit der Bauteilabweichungen werden unmittelbar auf die Komponenten der Produktaufnahme übertragen. Die Aufnahme muss daher so dimensioniert sein, dass die elastischen Verformungen geringer sind als die einzuhaltenden Positionstoleranzen der zu fertigenden Bohrungen am Bauteil.

Mit Verformungen $< 0,5\text{mm}$ können die Bohrbearbeitungen entsprechend positions-, und wiederholgenau durchgeführt werden. Dieser Grenzwert wurde anhand der Toleranzangaben der einzelnen Bauteilzeichnungen ermittelt. Die zu erwartenden Verformungen der Bauteilaufnahme wurden mittels geeignetem Berechnungsmodell ermittelt (Abb. 43).

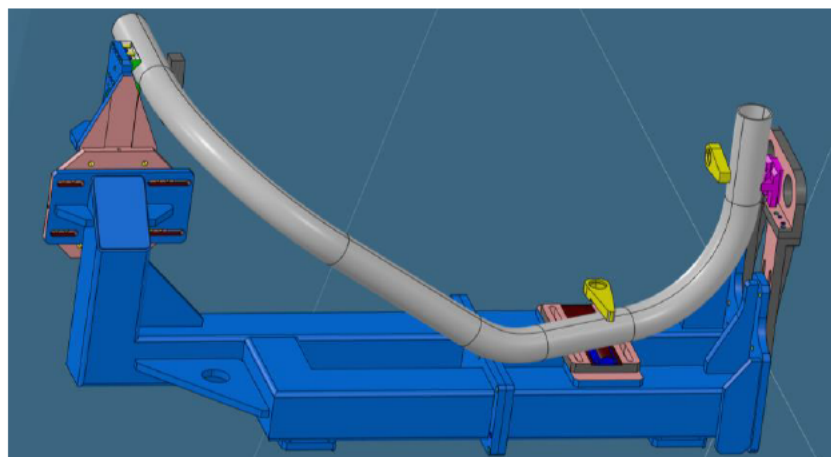


Abb. 43: CAD-Modell der Produktaufnahme mit LPE-8 Bauteil

5.2.1 FEM-Methode & Vernetzung

Die statisch – mechanische – Analyse wurde wiederum mit einem linear – elastischen Verhalten (Isotrope Elastizität) berechnet.

E-Modul = 210.000MPa | Querkontraktionszahl = 0,3 | Elementgröße = 20mm/50mm (Abb. 44)

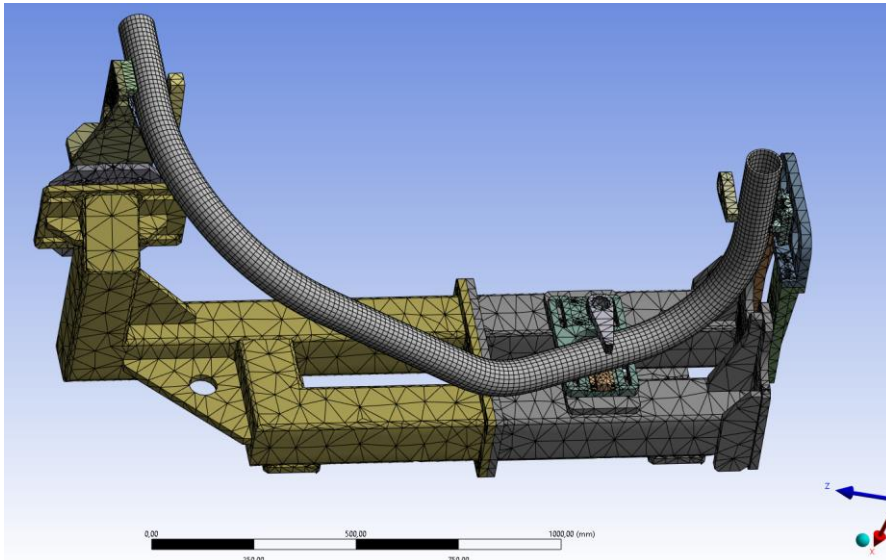


Abb. 44: FEM – Netz Produktaufnahme

5.2.2 Definition der Randbedingungen

Die Randbedingungen zur Berechnung der Bauteilaufnahme wurden wiederum bestmöglich an den vorherrschenden Fall angepasst. An den Schraubverbindungsstellen in Richtung Haupt – Drehaufnahme wurden fixierte Lagerungen definiert. Die Bauteilaufnahme war damit für die FEM – Berechnung fest eingespannt (Abb. 45). Die einzelnen Spannungspunkte wurden mit jenen Kräften beaufschlagt, welche im Zuge der maximalen Spannkraftermittlung definiert worden sind.

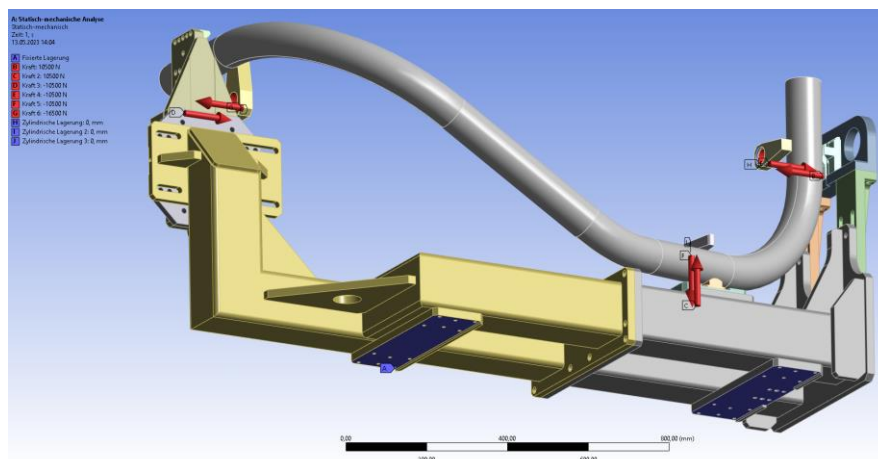


Abb. 45: Definition Randbedingungen zur Berechnung der Bauteilaufnahme

5.2.3 Berechnungsergebnisse Bauteilaufnahme

Die FEM - Analyse der Bauteilaufnahme ergab eine maximale Gesamtverformung von 0,4mm im Spannungspunkt 3. Somit war die Aufnahme für einen fähigen Prozess ausreichend dimensioniert. $\varepsilon_{ist} < \varepsilon_{zul}$

Die größten Verformungen treten im Spannungspunkt 3 auf (Abb. 46). Laut definierter Spannsequenz ist der Spannungspunkt 3 die letzte Spannung und mit den 16.500N die größte mögliche Spannkraft. Es war zu erwarten, dass aufgrund dieser Gegebenheiten die Anbindungsgeometrie beim Spannungspunkt 3 der höchsten Gesamtverformung unterliegt.

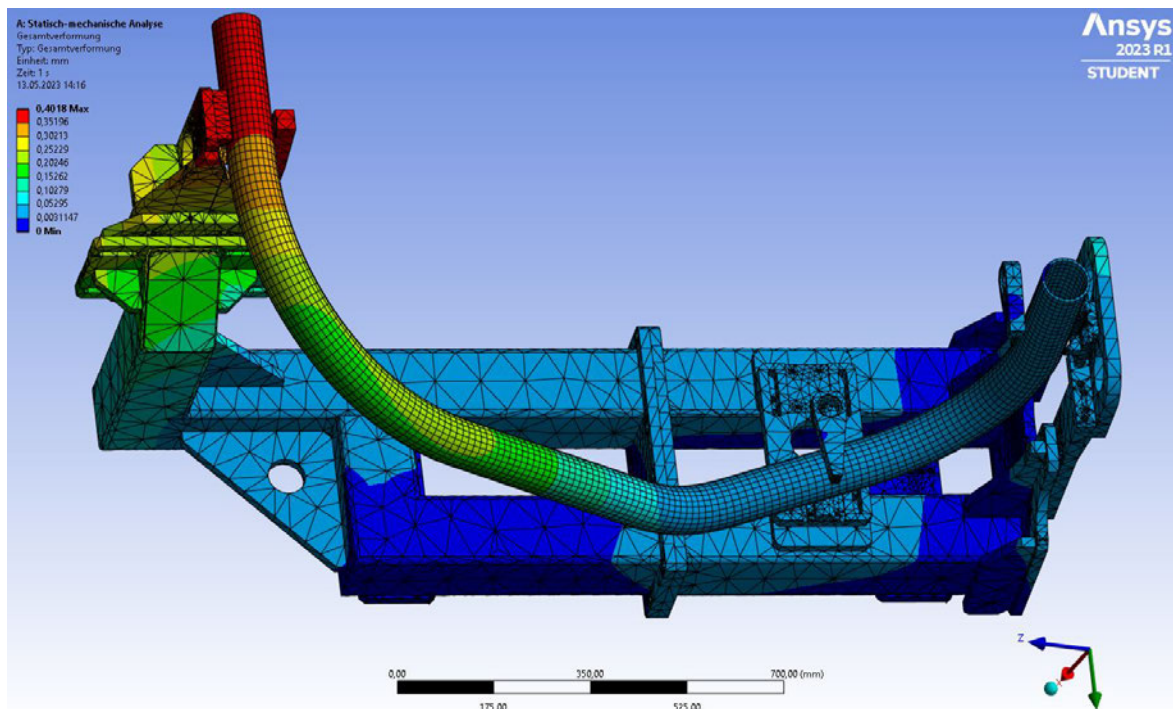


Abb. 46: Gesamtverformung Bauteilaufnahme inkl. Bauteil

Die im Bauteil und in der Aufnahme auftretenden Vergleichsspannungen von Mises, sind mit den maximalen 122MPa in Bezug auf einen S235JR Baustahl mit einer Zugfestigkeit von 360-510N/mm² vernachlässigbar (Abb.47).

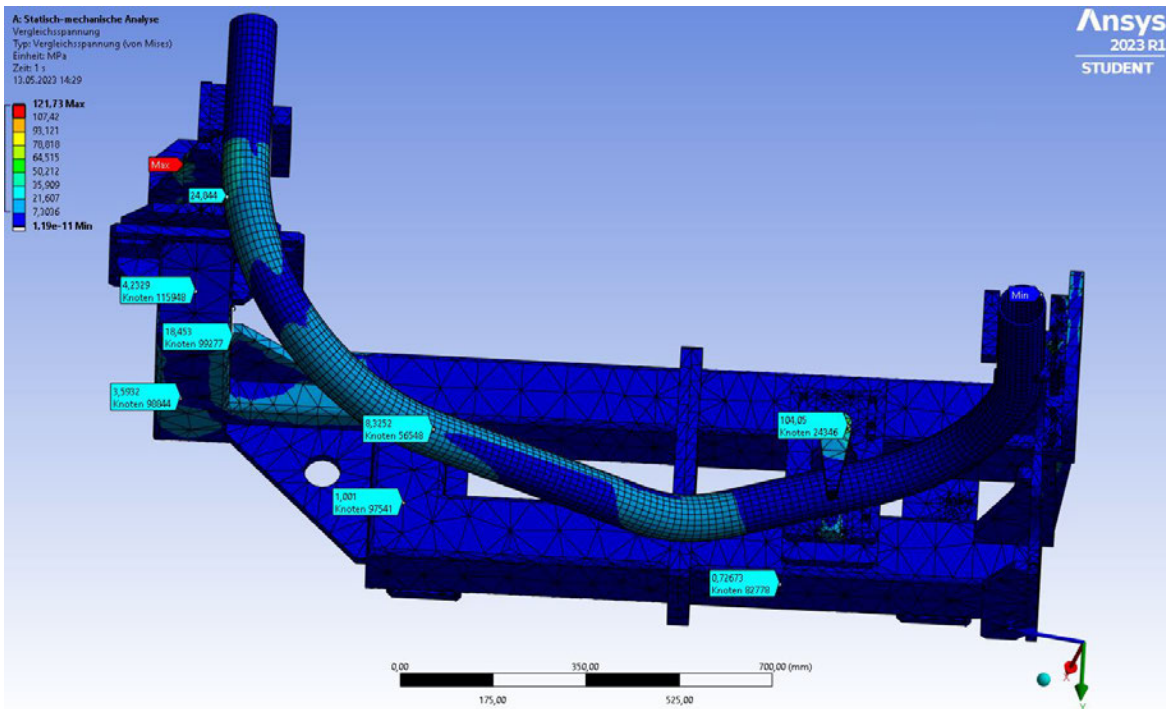


Abb. 47: Vergleichsspannungen von Mises für Bauteil und Aufnahme

Anhand der vorliegenden Analyseergebnisse konnten die Komponenten der Bauteilaufnahme in dieser Ausführung in die Fertigung gegeben werden (Abb.48).



Abb. 48: montierte Bauteilaufnahme mit eingespanntem Hauptrohr

6 Auslegung Spann-, & Klemmsysteme

Zum Aufbringen der erforderlichen Spannkräfte wurden dabei pneumatische, elektrische und hydraulische Systeme verglichen. Da weder elektrische noch pneumatische Systeme solch hohe Kräfte innerhalb eines begrenzten Bauraums übertragen können, wurde eine hydraulische Spannsystem herangezogen.

Nachfolgend wird die Auslegung des Hydrauliksystems im Detail vorgestellt. Die Basis dafür bilden die Ergebnisse aus der FEA, welche im vorangegangenen Kapitel vorgestellt wurden. Aufbauend kann nun das erforderliche Spannsystem ausgelegt werden und Schemata zur Realisierung erstellt werden.

6.1 Grundfunktionen Hydrauliksystem & Komponenten

Auf Basis der Berechnungsergebnisse der FEA wurde ein hydraulisches Komplettsystem ausgelegt, welches in der Lage ist, die hohen erforderlichen Spannkräfte für das ange-dachte Spannen in Zwangslage aufzubringen. Damit die Bauteile Be-, und Entladen werden können, muss der Spannpunkt 1 und 2 mit 90° Schwenkspannern ausgeführt werden. Beim Spannpunkt 3 reicht eine lineare Bewegung des Spannhubes aus (Abb.49).



Abb. 49: Schwenkspanner für Spannpunkt 1 und 2; Linearspanner für Spannpunkt 3

Das Hydrauliksystem wurde auch für weitere Funktionen konzipiert. Das Spannen und Lösen der Bearbeitungswerkzeuge auf der Frässpindel erfolgt hydraulisch mittels HSK A-63 Schnittstelle (Abb.50: Werkzeugeinzug).

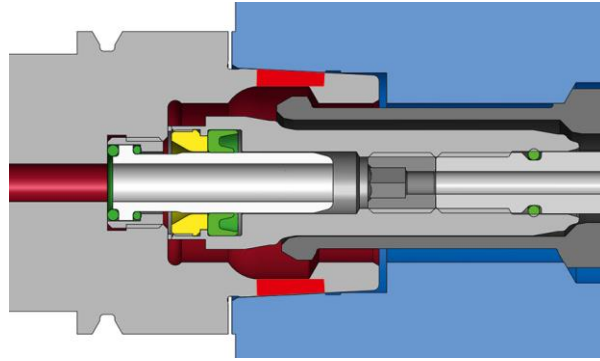


Abb. 50: HSK – Schnittstelle (Werkzeugeinzug)¹²

Damit die Bearbeitungskräfte am Hauptrotationsrahmen abgefangen werden können, wird dieser im ruhenden Zustand mit zwei baugleichen Spannköpfen (Abb.51) geklemmt und somit ist die Rotationsachse samt Bauteilaufnahmen gegen Verdrehung gesichert.

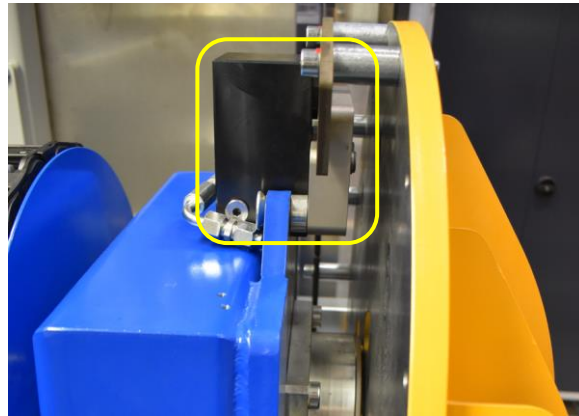


Abb. 51: Spannkopf zur Klemmung Hauptrotationsrahmen

Die Fixierung und Klemmung des Rundtisches, auf dem die Spindel montiert ist, erfolgt ebenfalls hydraulisch über einen Klemmring (Abb.52). Sämtliche Klemmmechanismen dienen der Stabilisierung des Gesamtsystems aufgrund der hohen Bearbeitungskräfte.

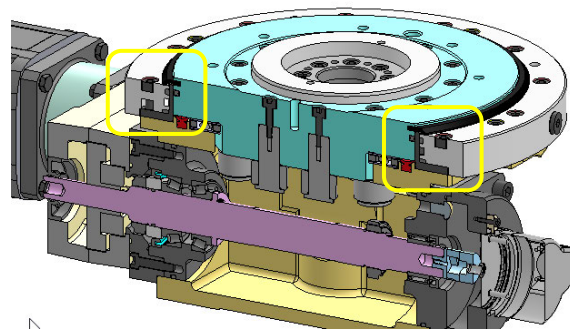


Abb. 52: Rundtisch Schnittdarstellung mit Klemmring

¹² Quelle: Eropräzisa (2023), online

In der nachfolgenden Abb. 53 sind alle Hydraulikkomponenten mit Funktionsbezeichnung dargestellt:

- Bauteil Spannen mit Schwenkspannern
- Rundtischklemmung zur Fixierung der Y-Rotationsachse
- Werkzeugeinzug über HSK-A63 Schnittstelle
- Klemmung der Hauptrotationsachse mit Spannköpfen

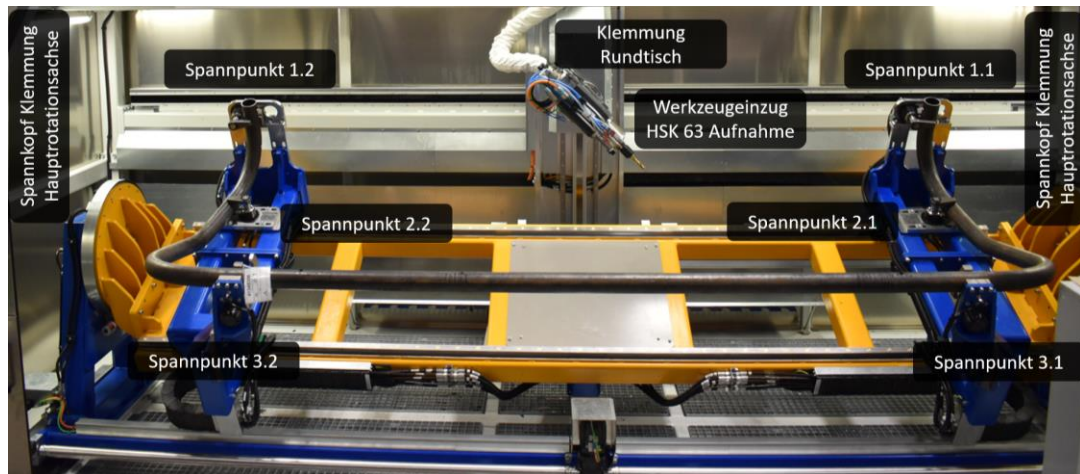


Abb. 53: Gesamtübersicht Hydraulikkomponenten Bohrautomat

6.2 Hydraulikaggregat mit Ventilblock

Gemäß den Anforderungen an das Gesamt – Hydrauliksystem und dem Einsatz oben beschriebener Verbraucher kam ein Hydraulik – Modulaggregat (Abb.54) vom Hersteller Roemheld mit nachstehenden technischen Daten zum Einsatz.

Förderstrom: $Q = 3,3 \text{ l/min}$ | Nennleistung: $P = 2,2 \text{ kW}$ | Betriebsdruck $p = 250 \text{ bar}$

Die Ausführung beinhaltet eine elektrische Ölstands-, und Temperaturkontrolle inklusive Druckfilter.



Abb. 54: Modul – Hydraulikaggregat mit Ventilblock

Das Hydraulikaggregat wurde für den Abschaltbetrieb konzipiert, wodurch auf den Einsatz eines Ölkühlers verzichtet werden konnte. Bei dieser Betriebsart wird das Aggregat bei Unterschreitung einer vordefinierten Schalthysterese automatisch gestartet. Somit können die Schallemissionen am Arbeitsplatz und auch der Energieverbrauch entsprechend geringgehalten werden.

Ein nachgeschalteter elektronischer Druckschalter B0 (Abb.55) mit digitaler Druckanzeige und analogem Ausgangssignal liefert eine visuelle Information zur Überprüfung des korrekt eingestellten Spanndruckes je Rohrvariante.

Nach der Aggregatsgrenze (P1 & R1 – Strang), sind die einzelnen Wegesitzventile zur Steuerung der einzelnen Verbraucher angebaut.

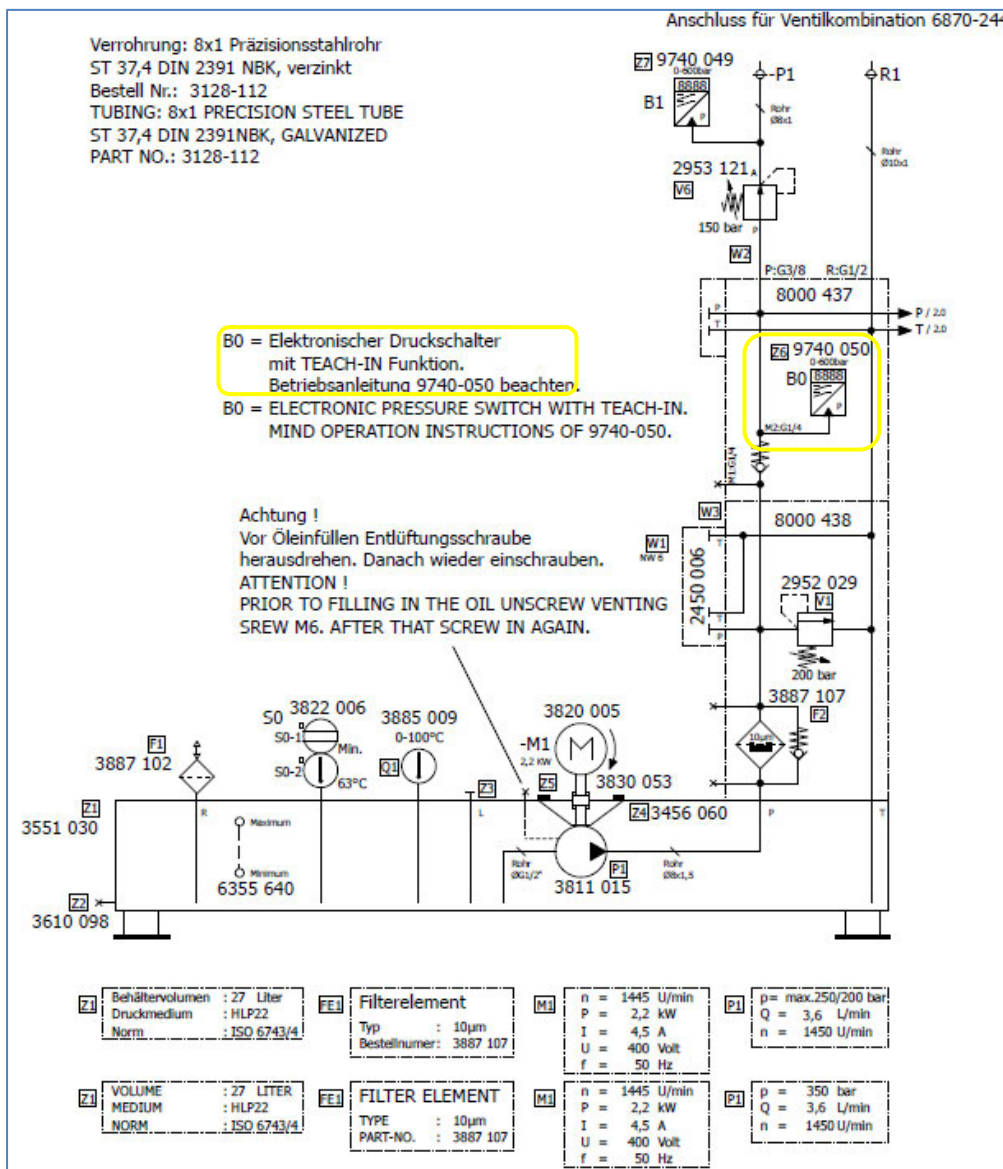


Abb. 55: Hydraulikplan Modulaggregat mit elektronischem Druckschalter

Der am Aggregat angebaute Ventilblock ist für folgende Hauptfunktionen ausgelegt worden, welche im Hydraulikplan - Ventilblock (Abb. 56) ersichtlich sind:

1. Klemmung des Bauteilrahmens mit Spannköpfen (4/3 Wegesitzventil)
2. Werkzeugeinzug HSK-A63 – Frässpindel (4/3 Wegesitzventil)
3. Rundtischklemmung – Frässpindel (3/2 Wegesitzventil)
4. Ventilblock für Schwenkspanner – Rohrspannung (4/3 Wegesitzventil)

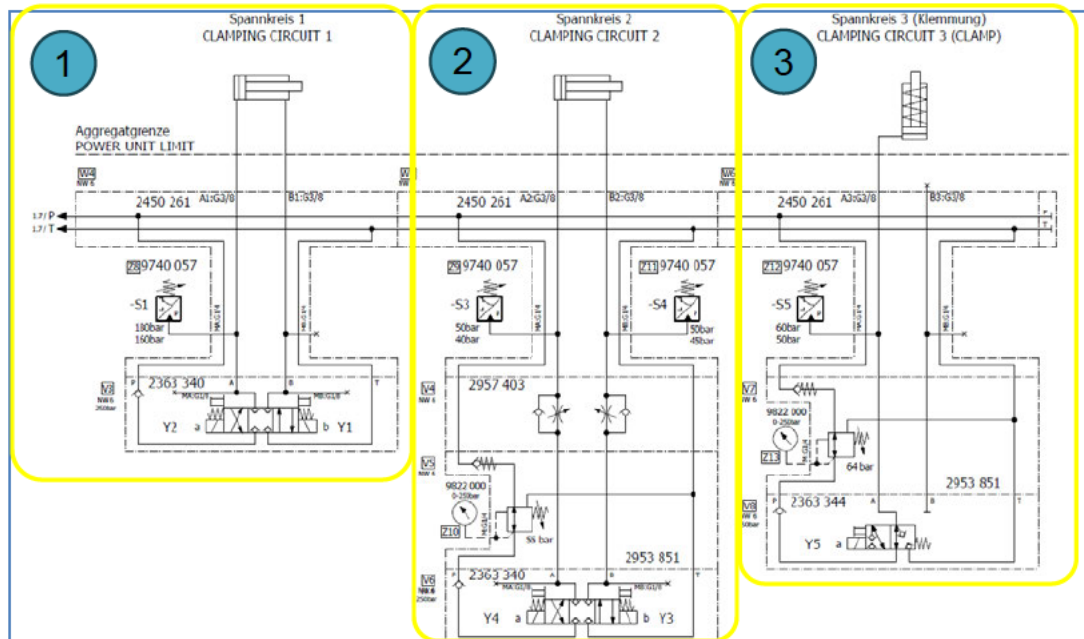


Abb. 56: Hydraulikplan – Ventilblock

Der vorgegebene zulässige Druck für den HSK-A63 Werkzeugeinzug und die hydraulische Rundtischklemmung werden in den einzelnen Kreisen über Druckregelsitzventile begrenzt. Die Ansteuerung der drei Schwenkspanner erfolgt über einen eigenständigen Ventilblock, welcher in einen Klemmenkasten am Bauteilrahmen montiert ist (Abb. 57).

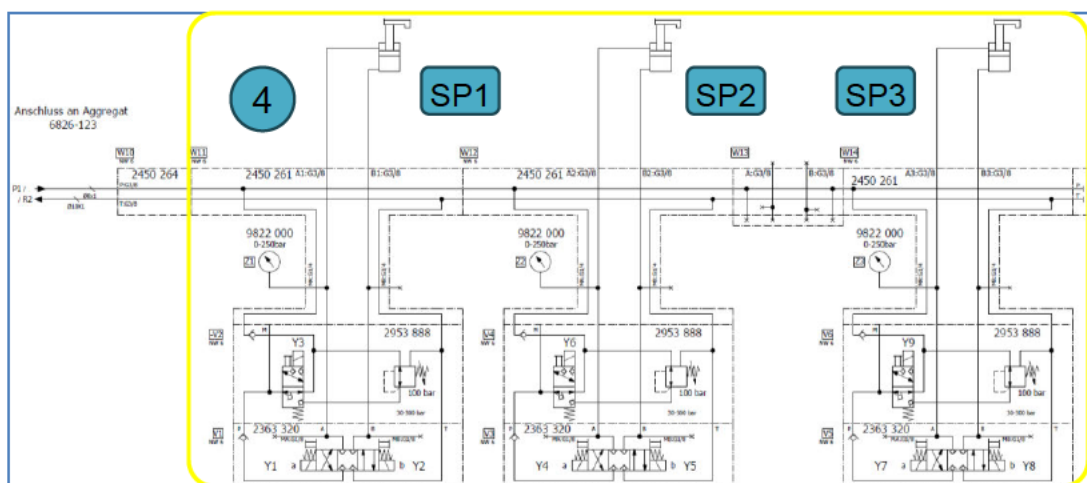


Abb. 57: Hydraulikplan - Schwenkspanner 1-3

Die Wegesitzventile im abgeschlossenen Klemmenkasten auf dem Hauptrotationsrahmen werden während der gesamten Spannzeit bestromt und bleiben durchgeschaltet. Die durch die kontinuierliche Ansteuerung entstehende Wärme im Ventilkasten wird über eine pneumatische Überdruck - Belüftungsmaßnahme abgeführt, um die maximale Temperatur von 50°C nicht zu überschreiten.

6.3 Auslegung und Detaillierung der Hauptfunktionen

In den nachfolgenden Unterkapiteln wird näher auf die Auswahl, Auslegung und Berechnung der hydraulischen Hauptfunktionen, wie in Abb. 53 bereits dargestellt, eingegangen.

6.3.1 Spannen der Bauteile

Da die Spannpunkte 1 & 2 (Abb.53) zum Be-, und Entladen der Bauteile frei von Störkon-turen sein müssen, kamen dafür 90° Schwenkspanner (Abb.49 – SP1&2) mit Überlastsi-cherung vom selben Hersteller zum Einsatz. Für den Spannpunkt 3 war ein Linearspanner ausreichend (Abb.49 – SP3).

Der hydraulische Schwenkspanner ist ein Zugszylinder, bei dem ein Teil des Gesamthubes als Schwenkhub zum Drehen des Kolbens genutzt wird. Die passende Baugröße konnte anhand der Ergebnisse der FEA gewählt werden (Abb. 58)

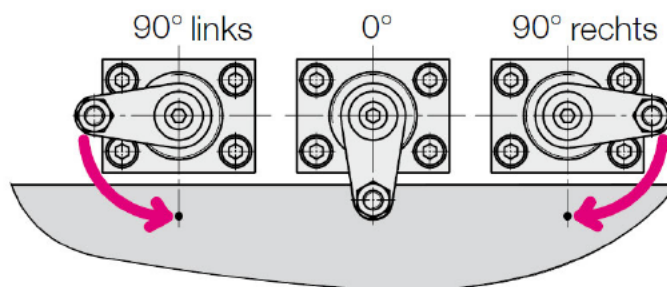


Abb. 58: Kinematik Schwenkzylinder (li./re.) / Linearzylinder (Mitte)¹³

In Tab.6 sind die Dimensionen & Kräfte der verwendeten Schwenkspanner angeführt.

Tab. 6: Dimensionen & Kräfte der eingesetzten Spanner | im Vgl. Std.-Zylinder

Spannpunkt	Kolben Ø [mm]	Stangen Ø [mm]	Spannhub s [mm]	Spannkraft F [N] bei 200bar	Kraft F [N] Rücklauf
1.1 & 1.2	50	40	50	10.500	14.137
2.1 & 2.2	50	40	50	10.500	14.137
3.1 & 3.2	63	50	50	16.500	23.075

¹³ Roemheld (2023), online

Bei einem Schwenkspanner wird durch das Spanneisen ein Moment erzeugt und damit die Kolbenführung belastet. Die zusätzliche Reibungskraft geht bei der Spannkraft verloren. Je länger das Spanneisen, umso schlechter ist dessen effektive Spannkraft. Nachstehend ein Diagramm zu den effektiven Spannkraften der eingesetzten Spanner bei 200bar Betriebsdruck (Abb.59) und im Vergleich die theoretischen Zugkräfte bei einem Standard – Linearzylinder mit 50 bzw. 63mm Kolbendurchmesser (Abb.60).

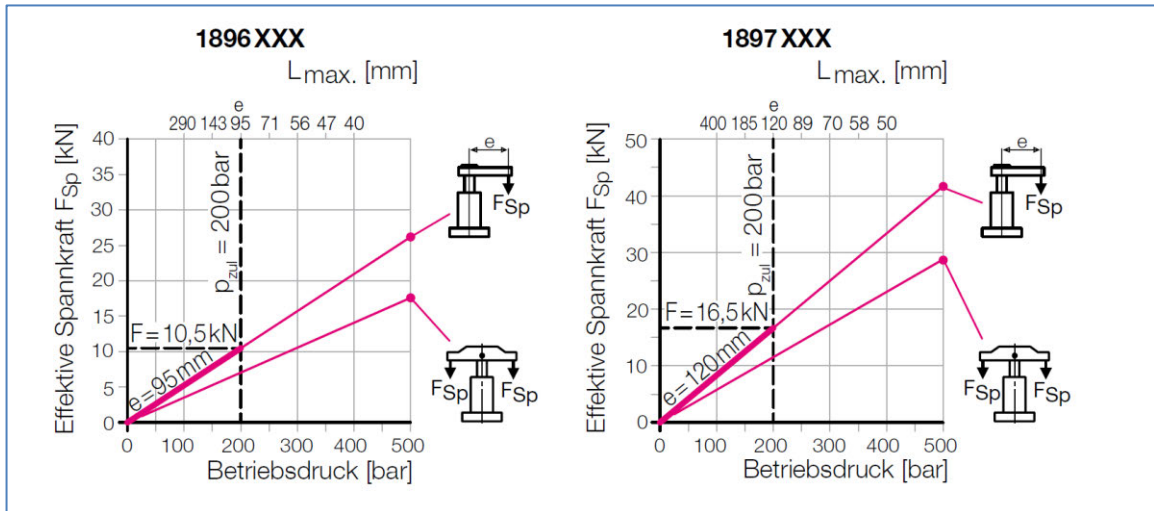


Abb. 59: effektive Spannkraft in Abhängigkeit des Betriebsdruckes mit Spanneisen¹⁴

Spannpunkt 1:									
∅ Kolben								∅ Stange	
dk	50 mm	0,05 m	F=p*A					dst	40 mm
									0,04 m
	A=	0,001963495 m ²						A=	0,000706858 m ²
	p=	200 bar	20.000.000 Pa						
	F=	39.270 N	4.003 kg	Vorlauf				F=	14.137 N
									1.441 kg
									Rücklauf
Spannpunkt 2:									
∅ Kolben								∅ Stange	
dk	50 mm	0,05 m	F=p*A					dst	40 mm
									0,04 m
	A=	0,001963495 m ²						A=	0,000706858 m ²
	p=	200 bar	20.000.000 Pa						
	F=	39.270 N	4.003 kg	Vorlauf				F=	14.137 N
									1.441 kg
									Rücklauf
Spannpunkt 3:									
∅ Kolben								∅ Stange	
dk	63 mm	0,063 m	F=p*A					dst	50 mm
									0,05 m
	A=	0,003117245 m ²						A=	0,00115375 m ²
	p=	200 bar	20.000.000 Pa						
	F=	62.345 N	6.355 kg	Vorlauf				F=	23.075 N
									2.352 kg
									Rücklauf

Abb. 60: Theoretische Zugkraft von Std. - Zylinder mit Kolben Ø50 / 63mm

¹⁴ Roemheld (2023), online

6.3.2 Klemmung der Hauptrotationsachse

Ein essenzielles Anlagenmerkmal betreffend der rotatorischen Achsklemmung und Stabilisierung während der unterschiedlichen Bearbeitungsschritte ist die Integration einer hydraulischen Klemmung für den gesamten Bauteilrahmen auf beiden Lagerseiten. Das Getriebespiel vom Servogetriebemotor und Zahnflankenspiel zwischen Stirnrad und Zahnkranz konnte somit ausgegrenzt werden.

Diese Spannkopfklemmung wurde vom Grundprinzip ähnlich einer Hydraulikbremse ausgeführt. Fokus dabei war, die Bauteile positionsgenau und definiert zu halten und somit den auftretenden Bearbeitungskräften entgegenzuwirken. Hauptkomponente dieser Klemmung war ein einfachwirkender Spannkopf - Einschubspanner vom Hersteller HILMA mit 39kN Spannkraft bei 200bar Betriebsdruck (Abb.61).

Die Bremsscheibe, welche montagebedingt segmentweise ausgeführt ist, wurde aus einem 1.0503 (C45) unlegiertem Vergütungsstahl gefertigt und im Nachgang auf ca. 60 HRC langzeitnitriert (Abb.61). Somit konnten Druckstellen durch den leicht bombierten Kolben auf der Bremsscheibe vermieden werden.

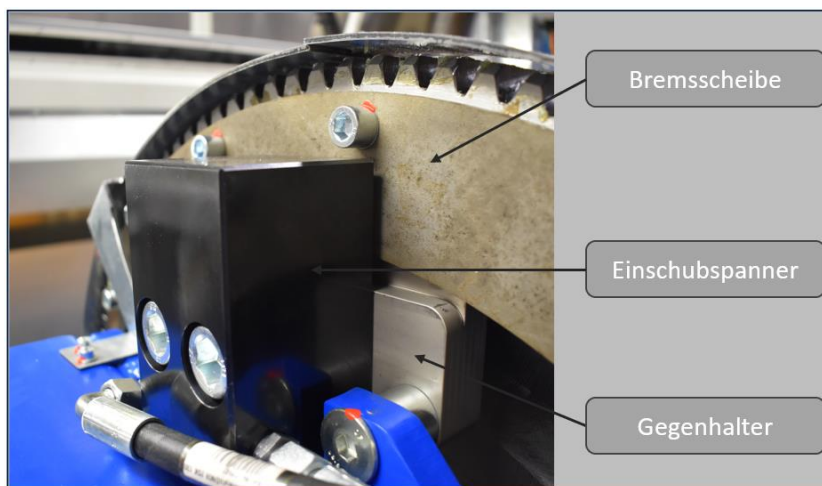


Abb. 61: Einschubspanner - Baugruppe auf der Fest,- und Loslagerseite

Die Berechnung der Haftreibungskraft und des daraus resultierenden maximalen Haltemoments am Bauteilrahmen bezogen auf die Hauptrotationsachse wurde wie folgt durchgeführt und ist in Abb. 62 symbolisch dargestellt:

$$F_{R,Haft,max} = \mu_H * F_N$$

$F_{R,Haft,max}$ Haftreibung [N]

μ_H Haftreibungszahl

F_N Normalkraft [N]

Die Haftreibungszahl μ_H wurde für eine Stahl auf Stahl Materialpaarung mit 0,2 gewählt. Die Normalkraft entspricht der Spannkraft des Einschubspanners und liegt bei 39.000N bei 200bar.

$$F_{R,Haft,max} = 0,2 * 39.000 \text{ N} \rightarrow F_{R,Haft,max} = 7.800 \text{ N je Einschubspanner}$$

Der Radialabstand der beiden Einschubspanner zur Hauptlagerachse beträgt 294mm (l_B). Folglich ergibt sich das maximale Haltemoment ($M_{H,max}$) bezogen auf die hydraulische Rotationsklemmung:

$$M_{H,max} = 2 * F_{R,Haft,max} * l_B = 2 * 7.800 \text{ N} * 0,294\text{m} = 4.586 \text{ Nm}$$

Die an den Bauteilenden maximalen Kräfte F_1 & F_2 berechnen sich wie folgt:

$$F_1 * l_1 = 2 * F_{R,Haft,max} * l_B$$

$$F_2 * l_2 = 2 * F_{R,Haft,max} * l_B$$

$$\underline{F_1 = 5.593 \text{ N}}$$

$$\underline{F_2 = 4.453 \text{ N}}$$

Die auftretenden Bearbeitungskräfte an diesen beiden Bauteilenden dürfen nicht größer sein als die beiden Haltekräfte F_1 & F_2 , damit der Bauteilrahmen nur über die hydraulische Klemmung gehalten werden kann. In der Inbetriebnahme - Phase stellte sich die Klemmung als ausreichend groß dimensioniert dar.

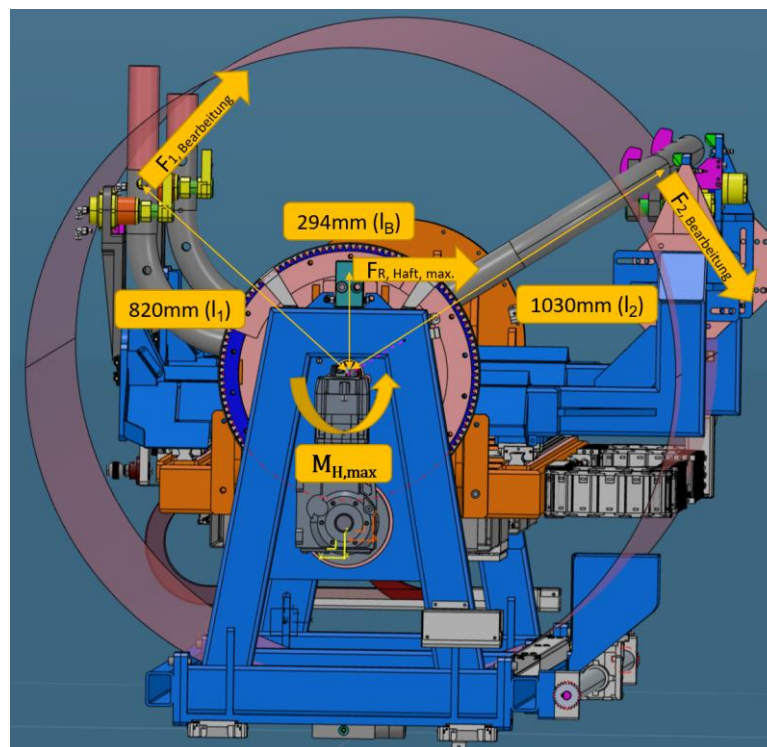


Abb. 62: Kräfte und Momente am Bauteilrahmen (Auslegung hydr. Klemmung)

6.3.3 Hydraulische Rundtischklemmung

Die Bearbeitungsspindel ist auf der spindelbezogenen Y-Rotationsachse, welche über einen Rundtisch realisiert wurde, fest verschraubt montiert. Die unterschiedlichen Bearbeitungsrichtungen werden über den Rundtisch vom Hersteller FIBRO (Type: EM.NC.14) positioniert. Diese definierten Bearbeitungspositionen werden mittels hydraulischer Klemmfunktion spielfrei gehalten.

Die auftretenden Bearbeitungskräfte und Momente werden durch diese Klemmfunktion bestmöglich von den starren Komponenten des Rundtisches abgefangen und dadurch die beweglichen Antriebseinzelteile vorbeugend gegen zu hohe statische und dynamische Belastungen geschützt. Die zulässigen Kräfte und Momente für den EM.NC.14 Rundtisch sind in Abb. 63 zu sehen.

Zul. Aufbautendurchmesser	mm	1.800
Zul. Axialkraft am positionierten Schaltteller $F_{A \text{ stat}}$	N	20.000
Zul. Radialkraft am positionierten Schaltteller $F_{R \text{ stat}}$	N	12.500
Zul. Kippmoment am positionierten Schaltteller $M_{K \text{ stat}}$	Nm	4.500
Zul. Kippmoment am positionierten Schaltteller (verst. Lagerung) $M_{K \text{ stat}}$	Nm	13.500
Zul. Kippmoment am drehenden Schaltteller $M_{K \text{ dyn}}$	Nm	1.500
Zul. Kippmoment am drehenden Schaltteller (verst. Lagerung) $M_{K \text{ dyn}}$	Nm	4.500
Zul. Tangentialmoment am positionierten Schaltteller $T_{A \text{ stat}}$	Nm	320
Zul. Tangentialmoment mit hydraulischer Schalttellerklemmung T_{Kl}	Nm	1.200

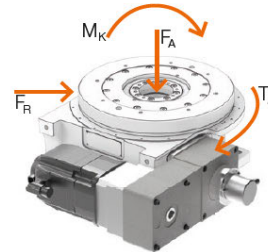


Abb. 63: Belastungsdaten FIBRO EM.NC.14 Rundtisch¹⁵

Der drehbare Teil des Rundtisches wird während der einzelnen Bearbeitungsschritte über einen hydraulisch betätigten L-förmigen Klemmring mit einem maximalen Klemmdruck von 64bar gehalten. Bei diesem Klemmprozess geht der starr montierte Klemmring eine kraftschlüssige Verbindung mit dem Schaltteller ein. Ein Klemmmoment M_{KL} von 1700Nm kann mit dem EM.NC.14 (Abb. 64) damit erreicht werden. Über die hydraulische Klemmfunktion kann eine höhere Steifigkeit erreicht werden. Die Getriebebauteile werden dadurch wesentlich entlastet.

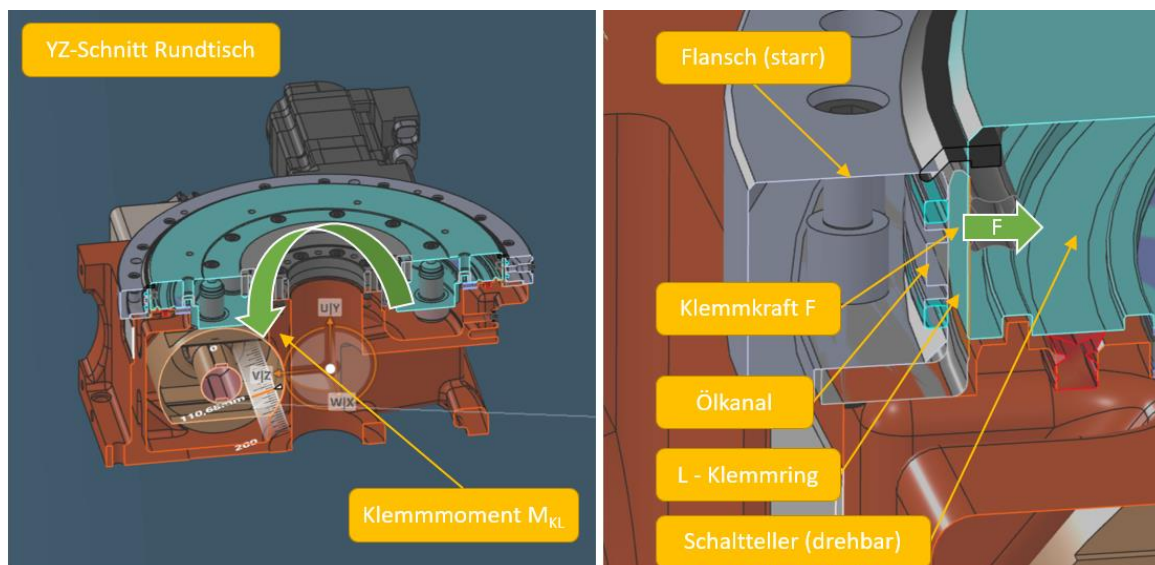


Abb. 64: Funktionsprinzip hydraulische Zusatzklemmung EM.NC.14 Rundtisch

¹⁵ Quelle: FIBRO (2023), Katalogblatt

6.3.4 Hydraulischer Werkzeugeinzug

Zum Spannen der Bearbeitungswerkzeuge dient ein integriertes Spannsystem (Abb. 65). Das Spannen erfolgt über eine Federsäule, welche mit dem Spannsystem verbaut ist. Das Lösen des Werkzeugs erfolgt über eine hydraulische Löseeinheit am Spindelgehäuse.

Das Spannsystem besitzt einen HSK-Spannsatz zur Fixierung der Werkzeuge. Dieser Werkzeugeinzug wird beim Werkzeugwechsel über ein 4/3 Wegeventil gelöst bzw. gespannt.

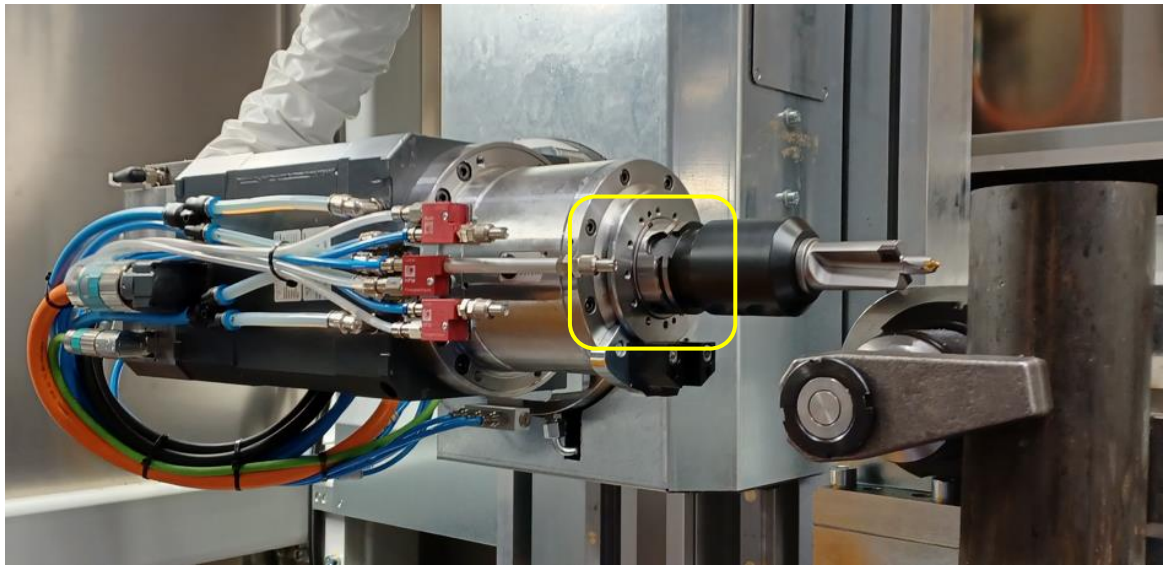


Abb. 65: Bearbeitungsspindel mit HSK 63 Werkzeugaufnahme und Stufenwerkzeug

7 Hauptlagerung, Führungen & KGT

In diesem Kapitel wird im Detail auf die Auslegung und Berechnung der Hauptlagerstellen der B-Achse (Bauteilrahmen) eingegangen. Die Linearführungen, welche als Tragelemente der unterschiedlichen Achsen dienen, werden in weiterer Folge auch berechnet. Zuletzt wird die Auslegung des Kugelgewindetriebs der Z-Achse beschrieben (Abb.66).

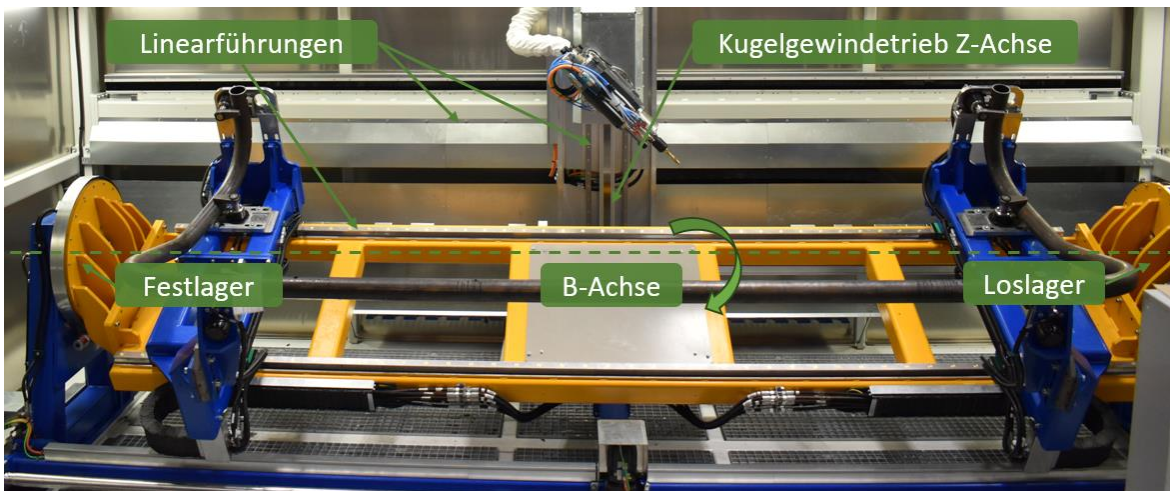


Abb. 66: Hauptlagerung | Führungen | Kugelgewindtrieb (KGT)

7.1 Auslegung und Berechnung Hauptlagerung (B-Achse)

Die bauteilbezogene Rotationsachse (B-Achse), welche zur Manipulation des gespannten Bauteils dient, wurde entsprechend der Fest-, und Loslagerstelle hinsichtlich der statischen und dynamischen Belastungen berechnet und dimensioniert (Abb.67). Das Gesamtgewicht der kompletten Bauteilaufnahme samt Bauteilgewicht und auftretenden Bearbeitungskräfte galten als wesentliche Parameter für die Berechnung der Hauptlagerung.

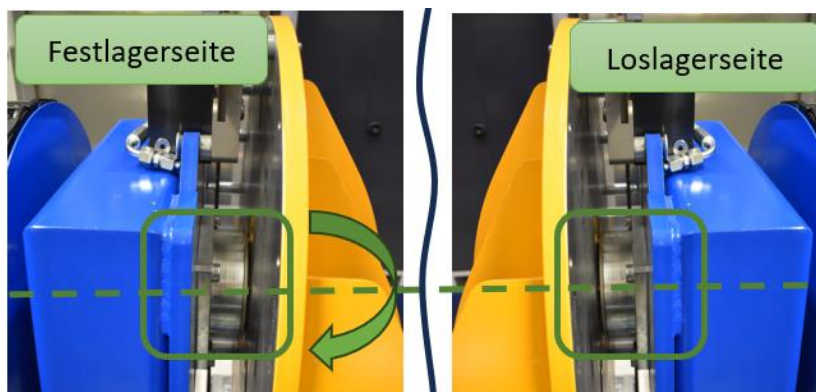


Abb. 67: Lagerstellen (B-Achse)

7.1.1 Aufbau Lagerung & Komponenten

Die Hauptlagerung wurde klassisch mit einer Festlagerseite und einer Loslagerseite realisiert (Abb.68). Die Festlagerung wurde mit zwei aneinander liegenden Schrägrillenkugellagern in X-Anordnung auf der Antriebseite (Zahnkranz) umgesetzt. Diese Lageranordnung eignet sich gut für kombinierte Belastungen, sprich bei simultanem Auftreten von axialen und radialen Belastungen. Ein axial spielfreies Festlager wurde gewählt, um die Bearbeitungstoleranzen einhalten zu können.

Die Loslagerstelle wurde mit einem Zylinderrollenlager ausgeführt. Dieses eignet sich für hohe radiale Belastungen und für zwangsfreie Axialverschiebungen der Welle gegenüber dem Gehäuse (Loslagerfunktion).

Die Abdichtung beider Lagerstellen wurde mit speziellen Dichtscheiben umgesetzt, um etwaiger Verschmutzung vorzubeugen. Die Lageraufnahmen wurden aus Kostengründen und der besseren Lagerhaltung als Gleichteil konstruiert und auf der Loslagerseite mit einem Distanzring ausgeglichen. Beide Lagertypen sind für eine Lebensdauer – Fettschmierung in Kombination mit den Dichtscheiben geeignet.

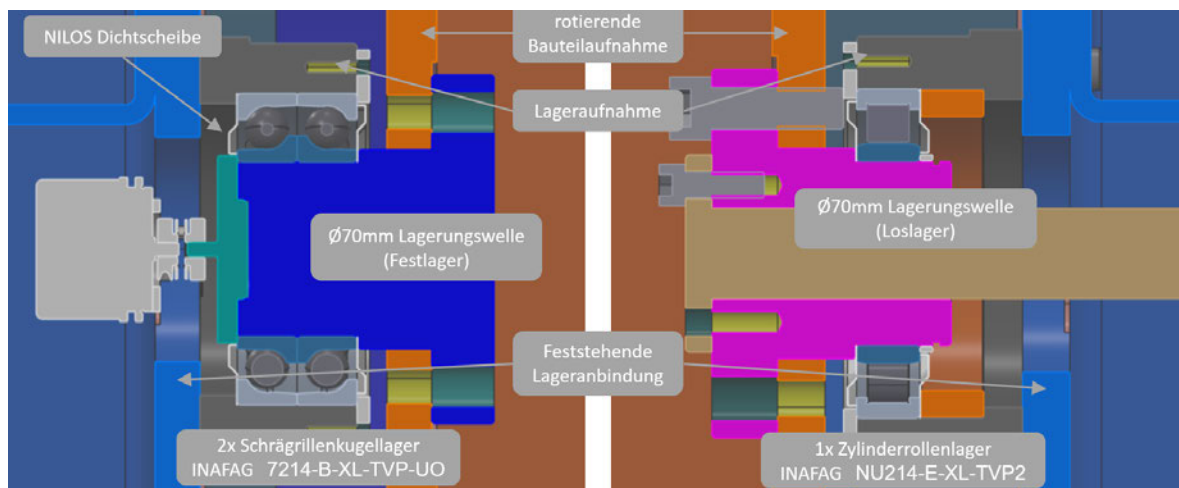


Abb. 68: Fest-, und Loslagerung im Schnitt inkl. Komponenten

7.1.2 Systemdaten Lagerung & Prozesskräfte

Zum Zeitpunkt der Lagerauswahl, sprich im frühen Konstruktionsstadium konnte zur Ermittlung der Masse des Bauteilrahmens eine Messung im CAD durch entsprechende Materialzuweisungen durchgeführt werden. Aufgrund des frühen Konstruktionsstadiums musste jedoch vorerst eine Annahme über das finale Eigengewicht inkl. 20% Reserve mit dem zur Verfügung stehenden Reifegrad durchgeführt werden.

Auch die zu erwartenden Prozesskräfte waren zu diesem Zeitpunkt noch nicht vorhanden und mussten bereits vor der finalen Werkzeugauslegung angenommen werden. Zum späteren Zeitpunkt wurden entsprechende Kontrollmessungen und Berechnungen der

tatsächlichen Schnittkräfte bezogen auf die unterschiedlichen Bearbeitungswerkzeuge durchgeführt, um entsprechende Nachweise, Sicherheiten und Rückschlüsse auf die initialen Berechnungen zu erhalten.

CAD - Masse Bauteilrahmen mit Sicherheit (in der frühen Konstruktionsphase): 2350 kg
Maximale Vorschubkraft (Prozesskraft) für Vollbohren Ø15mm lt. Tab.7: 2646 N

Tab. 7: Leistungsdaten Vollbohren TCM-Austria¹⁶

Werkzeugdurchmesser	6	15	25	32
Drehzahl min-1	2122	849	509	398
Vorschub/Umdrehung in mm	0,147	0,28	0,4	0,4
Vorschubgeschw. Vf in mm/min	312	238	204	159
Wirkungsgrad 0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Zeitspanvolumen cm ³ /min	8,82	41,99	99,89	127,97
Drehmoment Nm	1,3	15,8	62,5	102,4
Leistungsbedarf kW	0,37	1,75	4,16	5,33
Vorschubkraft N	555,66	2646	6300	8064

7.1.3 Lagerberechnung & Ergebnisse

Die Lagerberechnung des Wellensystems wurde mit der Berechnungssoftware BEARINX von Schaeffler¹⁷ durchgeführt. Die Lastfalldaten wurden anhand der Materialdaten, Wellengeometrie, Drehzahl, Lagereinbau, Schmierung und den äußeren Belastungen (Masse und Prozesskraft) definiert.

1. Wälzlagerverhalten (ISO/TS16281):

Lager	Lhmr h	Lhr h	Lnr 10 ⁶ U	Lnmr/Lnr	n 1/min
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 1	2749419	8338064	2502	0.33	5.0
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 2	5111428	> 10000000	4296	0.36	5.0
NU214-E-XL-TVP2	7197516	> 10000000	12420	0.17	5.0

Tabellenerklärungen:
Lhmr: Modifizierte Referenz-Lebensdauer
Lhr: Nominelle Referenz-Lebensdauer
Lnr: Nominelle Referenz-Lebensdauer
Lnmr/Lnr: Lebensdauerfaktor
n: Äquivalente Drehzahl

2. Wälzlagerverhalten (statisch):

Lager	S0_w_min
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 1	12.639
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 2	16.430
NU214-E-XL-TVP2	8.130

Tabellenerklärungen:
S0_w_min: Wirksame statische Tragsicherheit

¹⁶ Quelle: TCM (2023), online

¹⁷ Quelle: SCHAEFFLER (2023), online

3. Leistungsdaten (Lagerung):

Lager	C N	Cu N	CO N	SGI
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 1	74000	4300	62000	0.148
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 2	74000	4300	62000	0.148
NU214-E-XL-TVP2	141000	19500	138000	0.145

4. Belastungen:

Stützen	Lastfall	Fx N	Fy N	Fz N	My N m	Mz N m
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 1	Lastfall 1	-5076.97	5270.65	659.42	-26.316	210.339
7214-B-XL-2RS-TVP Festlager 2	Lastfall 1	5076.97	4775.51	596.36	22.883	-183.234
NU214-E-XL-TVP2	Lastfall 1	-	9953.83	1244.22	0.405	-3.219

Tabellenerklärungen:

Fx: Kraft in x-Richtung

Fy: Kraft in y-Richtung

Fz: Kraft in z-Richtung

My: Moment um y-Achse

Mz: Moment um z-Achse

Die Lagerberechnung ergab ausreichende Lebensdauerwerte und Tragsicherheiten. Die ausgewählten Lagertypen sind somit für die geplante Anwendung mit entsprechender Sicherheit geeignet und können konstruktiv eingesetzt werden.

7.2 Auslegung und Berechnung der Linearführungen

Zur Realisierung der translatorischen Achsen (X, Y, Z) und Einstellung der beiden Produktaufnahmen auf die jeweiligen Bauteilgrößen, kamen Profilschienen – Führungssysteme zum Einsatz. Nachfolgende Abbildung (Abb.69) zeigt die Verstellachsen am Bohrautomaten. Nachfolgend wird deren Auslegung und Ausführung im Detail erklärt.

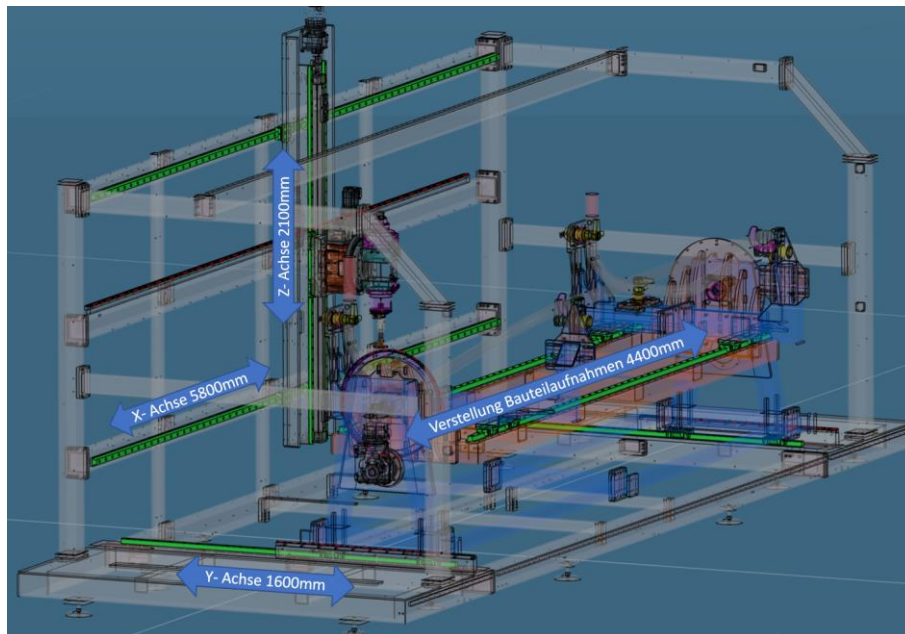


Abb. 69: CAD-Übersicht Linearführungen der jeweiligen Achsen inkl. Verfahrswege

7.2.1 Komponentenauswahl & Lastdaten

Die verwendeten Typen und Längen der einzelnen Führungssysteme sind in Tab.8 aufgeführt.

Tab. 8: Aufstellung verbaute SCHAEFFLER Linearsysteme

Linearführungen	Schienenausführung	Schielenlänge [mm]	Wagenausführung
X-Achse	TKVD45-G3-6500-47.5-47.5	6500	KWVE45-B-430/910/430-V1-G3
Y-Achse	TKVD45-G3-2500.42.5/42.5	2500	KWVE45-B-430/910/430-V1-G3
Z-Achse	TKVD30-G3-2600-20-20	2600	KWVE30-B-430/910/430-V1-G3
Bauteilaufnahme	TKVD45-G3-4800-37.5-37.5	4800	KWVE45-B-430/910/430-V1-G3

Dabei handelt es sich um kompakte Linearführungen mit hoher Steifigkeit und Tragfähigkeit. Sie nehmen Kräfte und Momente um alle Achsen auf und sind mit unterschiedlichen Genauigkeiten und Vorspannungsklassen erhältlich. Dadurch eignen sie sich besonders für Anwendungen mit hohen Führungs- und Positionieranforderungen (Abb.70).

Diese Anforderungen müssen für eine mehrachsige Bearbeitungsmaschine zwingend erfüllt werden. Um die auftretenden Kräfte und Momente bestmöglich aufnehmen zu können und dabei auch die Dynamikanforderungen erfüllen zu können, fiel die Wahl auf vierreihige Kugelumlaufeinheiten in unterschiedlichen Baugrößen. Die Führungswagen wurden dabei mit speziellen Schmier-, und Dichtungskits ausgestattet, um der starken Verschmutzung durch Spanbildung bei der Bohrbearbeitung entgegen wirken zu können. Die Ablaufgenauigkeit hängt im Wesentlichen von der Geradheit, Genauigkeit und Steifigkeit der Pass-, und Montageflächen der Umgebungsstruktur ab.

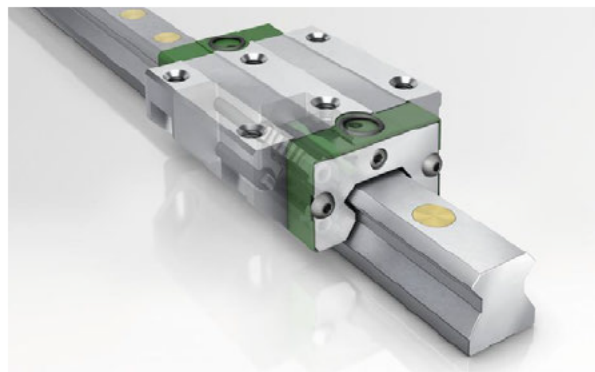


Abb. 70: Vierreihiges Kugelumlaufsystem (Führungsschiene und Wagen)¹⁸

¹⁸ Quelle: SCHAEFFLER (2023), online

Die Kugelreihen stehen in O-Anordnung mit Zweipunktkontakt auf den Laufbahnen. Die Einheiten sind aus allen Richtungen, außer in Bewegungsrichtung, belastbar und nehmen Momente um alle Achsen auf (Abb.71). Vierreihige Kugelumlaufeinheiten KUVE ermöglichen Beschleunigungen bis zu 150m/s^2 und Geschwindigkeiten bis zu 6m/s .

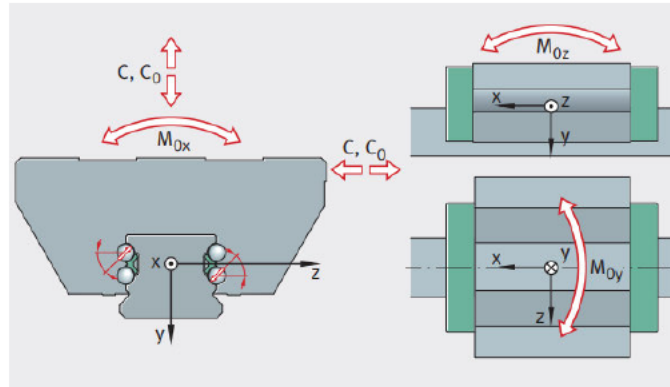


Abb. 71: Lastrichtungen Schienensystem¹⁹

In nachstehender Tab. 9 sind die Lastdaten der verbauten Führungen der Baugröße 30 & 45 ersichtlich.

Tab. 9: Lastdaten verbaute Führungssysteme²⁰

Lastdaten	C Tragzahl dynamisch	Co Tragzahl statisch	Mox statisches Moment um X	Moy statisches Moment um Y	Moz statisches Moment um Z
Bgr. 30	27.500 N	55.000 N	970 Nm	700 Nm	700 Nm
Bgr. 45	69.000 N	141.000 N	3.610 Nm	2.485 Nm	2.485 Nm

7.2.2 Berechnungsergebnisse Führungssysteme

Zur exakten Auslegung der Linearführungselemente in Bezug auf die nominelle Lebensdauer und statische Tragsicherheit müssen die Lagerbelastungen im statisch unbestimmten System und die innere Lastverteilung der Linearführungselemente berechnet werden. Das setzt ein komplexes Berechnungsverfahren voraus. Aus diesem Grund wurde das Wälzlager-Analyseprogramm BEARINX verwendet, mit dem Linear- und Führungselemente innerhalb des Gesamtsystems berechnet und somit sicher ausgelegt werden können (Tab. 10).

¹⁹ Quelle: SCHAEFFLER (2023), online

²⁰ Quelle: SCHAEFFLER (2023), online

Tab. 10: Berechnungsergebnisse Linearführungen

Ergebnisse	Bgr.	Massen [kg]	Prozesskraft F_{xyz} [N]	L_{hmin} minimale Lebensdauer [h]	L_{kmin} minimale Lebensdauer [km]	S_{omin} minimale statische Tragsicherheit	S_{dyn} minimale dynamische Tragsicherheit
X-Achse	45	520 X-Schlitten	2500 F_x	$> 1 \times 10^7$	1.027.104	40,79	21,74
Y-Achse	45	3100 Y-Schlitten	2500 F_y	83.532	15.042	9,41	20,27
Z-Achse	30	250 Z-Schlitten	2500 F_z	$> 1 \times 10^7$	1.340.418	50,78	23,76
Aufnahme	45	450 Aufnahme	2500 F_y	$> 1 \times 10^7$	219.099	19,57	14,24

7.3 Auslegung und Berechnung des Kugelgewindetriebs

Zur mechanischen Realisierung des translatorischen Bewegungsprofils in Z-Richtung wurde ein Kugelgewindetrieb vom Hersteller BOSCH – REXROTH auf dem X- Portal-schlitten verbaut (Abb.72).

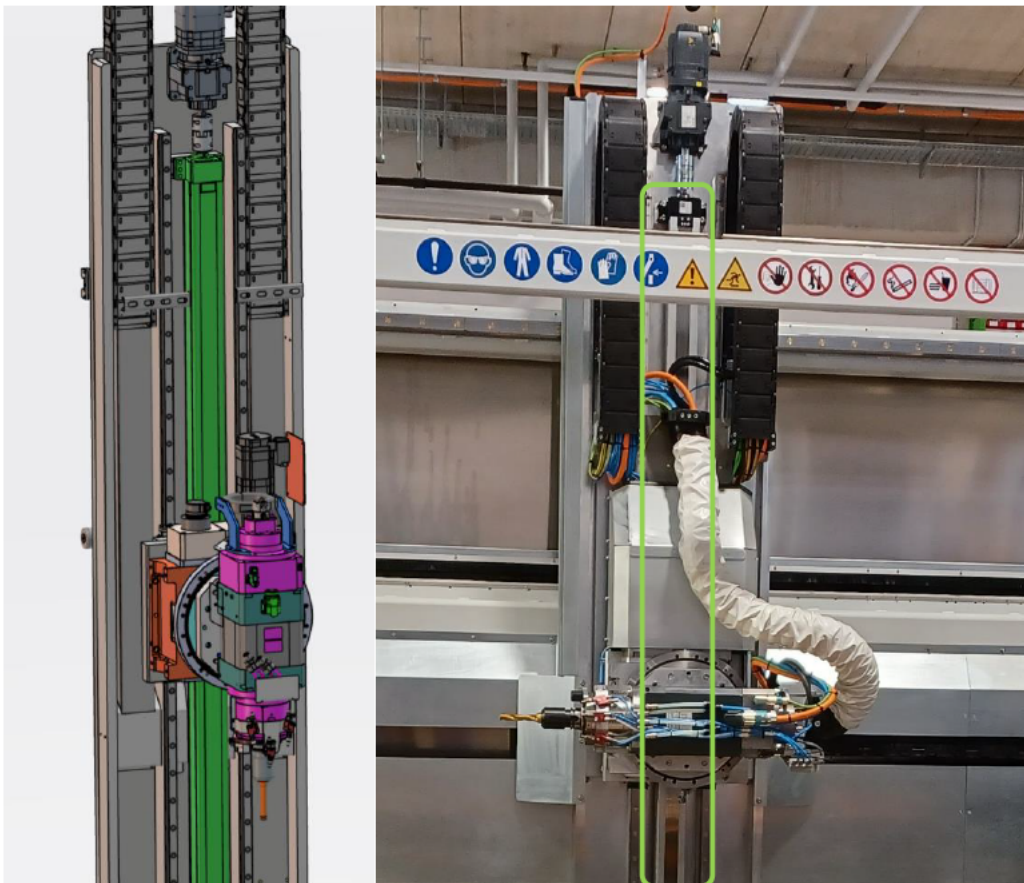


Abb. 72: verbauter KGT auf dem X-Portal

7.3.1 Komponentenbeschreibung & Anwendung KGT

Die guten Lauf-, und Dynamikeigenschaften in Verbindung mit der hohen Tragfähigkeit, dem hohen mechanischen Wirkungsgrad und der kompakten Bauweise eines Kugelgewindetriebs waren bei der Auswahl des Antriebssystems die maßgeblichen Faktoren. Die Mutter des Gewindetriebs ist fest mit dem Z-Schlitten, bestehend aus Rundtisch und Bearbeitungsspindel, verbunden und dient zum dynamischen Anfahren der jeweiligen Bearbeitungspositionen.

In weiterer Folge dient der Gewindetrieb für eine präzise Umsetzung der Vorschubbewegung bei Bearbeitungen in Z – Richtung. Der Kugelgewindetrieb besteht im Wesentlichen aus einer Präzisionsspindel, Flanschmutter, Fest-, und Loslagereinheit. Zum Schutz der Spindel vor Verschmutzung durch Späne, wurde ein geschlossenes System gewählt.

Angetrieben wird die Spindel über einen Servotriebemotor und als verbindungstechnisches Element wurde eine Klemmnabenkupplung verbaut. Zusätzlich wurde als Absturzsicherung auf beiden Führungsschienen ein pneumatisches Klemmelement vorgesehen, da Kugelgewindetriebe aufgrund der geringen Reibung zwischen Spindel und Mutter, keine Selbsthemmung aufweisen. Das maschinendynamische Verhalten hinsichtlich auftretender Schwingungen durch die Bohrbearbeitung, konnte durch den Einsatz der Klemmelemente ebenfalls verbessert werden.

7.3.2 Berechnungsergebnisse KGT

Folgende Systemdaten für die Auslegung des Kugelgewindetriebs wurden im Vorfeld definiert (Tab.11).

Tab. 11: Systemdaten KGT

Max. Verfahrweg in Z	2100mm
Max. Verfahrgeschwindigkeit	300mm/s
Lagermittenabstand	2390mm
Masse Z-Schlitten	300kg
Bearbeitungskraft (Vorschubkraft)	2500N

Die Wahl fiel auf das Std. - Mutternsystem BASA mit nachstehenden Kenndaten (Abb.73).

Standard BASA			
Baureihe der Mutter	ZEM-E-S		
Typ	Zylindrische Einzelmutter		
Materialnummer (Mutter)	R1512 370 52		
Größe (d ₀ xP) - Steigungsrichtung	32 x 20 R		
Vorspannklasse	C1 (Leichte Vorspannung)		
Toleranzklasse	T7 (52µm/300mm)		
			
Gewähltes Mutternsystem	Formelzeichen	Wert	Einheit
Dynamische Tragzahl	C	23600	[N]
Statische Tragzahl	C ₀	33700	[N]
Vorspannkraft	F _v	390	[N]
Spindelkerndurchmesser	d ₂	27.9	[mm]
Kugeldurchmesser	D _w	3.969	[mm]
Tragende Umläufe x Anzahl der tragenden Gänge	i	2.833x1	[-]
Drehzahlkennwert	d ₀ x n	150000	[-]
Spez. Massenträgheitsmoment der Spindel	J _{Spindel}	0.000639	[kgm ² /m]
Gesamtleerlaufdrehmoment des Gewindetriebes	T ₀	0.13	[Nm]
Maximal zulässige Geschwindigkeit*	v _{max,zul}	1.560	[m/s]
Maximal zulässige Beschleunigung	a _{max,zul}	50.00	[m/s ²]
Gewählter Betriebsfaktor	f _w	1.00	[-]

Abb. 73: Kenndaten Mutternsystem BASA²¹

Die Auslegung und Berechnung des Kugelgewindetriebs wurde mit dem Kalkulationstool Linear Motion Designer durchgeführt. Die aus der dynamischen Tragzahl und dynamischen Axialbelastung errechnete nominelle Lebensdauer (Abb.74), lässt entsprechende Rückschlüsse für den geeigneten Einsatz des gewählten Systems ziehen.

²¹ Quelle: BOSCH-REXROTH (2023), online

Verfahrensparameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Maximale Geschwindigkeit	v_{\max}	0.3000	[m/s]
Mittlere Geschwindigkeit aller Phasen	v_m	0.1633	[m/s]
Maximale Drehzahl	n_{\max}	900	[min ⁻¹]
Mittlere Drehzahl	n_m	490	[min ⁻¹]
Maximale Beschleunigung	a_{\max}	2.0000	[m/s ²]
Einschaltdauer der Achse	ED	56	[%]

Maximale Belastungen in allen Phasen	Formelzeichen	Wert	Einheit
Maximale Belastung in Phase 3	F_{\max}	3551	[N]
Statischer Sicherheitsfaktor	C_0/F_{\max}	8.54	[-]
Dynamischer Sicherheitsfaktor	C_{red}/F_{\max}	5.98	[-]
Maximales Moment in Phase T3	$M_{ta ges, max}$	13.9	[Nm]

Kritische Drehzahl	Formelzeichen	Wert	Einheit
Beiwert (kritische Drehzahl)	f_{ncr}	27.4	[-]
Zulässige Betriebsdrehzahl (0,8 von n_{cp})	n_{cp}	1109	[min ⁻¹]

Axiale Spindelbelastung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Beiwert (Knickung)	f_{Fc}	40.6	[-]
Zulässige axiale Spindelbelastung (0,5 von F_c)	F_{cp}	22311	[N]

Minimale Steifigkeit des Gewindetriebes ohne Anbauteile			
Steifigkeit der Mutter	R_{Mutter}	300	[N/μm]
Steifigkeit der Spindel	$R_{Spindel}$	59	[N/μm]
Steifigkeit der Lagerung	$R_{Lagerung}$	-	[N/μm]
Steifigkeit des Gewindetriebes ohne Anbauteile*	$R_{Gewindetrieb}$	49	[N/μm]

Dynamische äquivalente Gesamtbelastung der Mutter		
Dynamische Gesamtbelastung F_m [N]	Dynamische Tragzahl C_{red} [N]	Lastverhältnis C_{red}/F_m
991	21240	21.43

Nominelle Lebensdauer der Mutter			
L_{10} [km]	$L_{h,10}$ [h]	L_{10} [Umdrehungen]	Zyklen
1.97e+05	3.35e+05	9.84e+09	5.34e+07

Abb. 74: Berechnungsergebnisse KGT²²

Die errechneten Lebensdauerwerte ($L_{h,10}=3,35 \times 10^5$ h) bestätigen einen unbedenklichen Einsatz des AGK32x20mm Spindel-Systems für den mechanischen Antrieb des Z-Schlittens.

²² Quelle: BOSCH-REXROTH (2023), online

8 Auslegung Antriebstechnik

In diesem Kapitel werden die 5 Bewegungsachsen des Bohrautomaten (Abb.75) hinsichtlich ihrer antriebstechnischen Komponenten und Auslegung detailliert beschrieben. In weiterer Folge wird auf die B-Achse (Hauptrotation – Bauteilrahmen) berechnungstechnisch genauer eingegangen. Abschließend wird die Option zur Auswertung der Momente an der fertigen Anlage noch beschrieben.

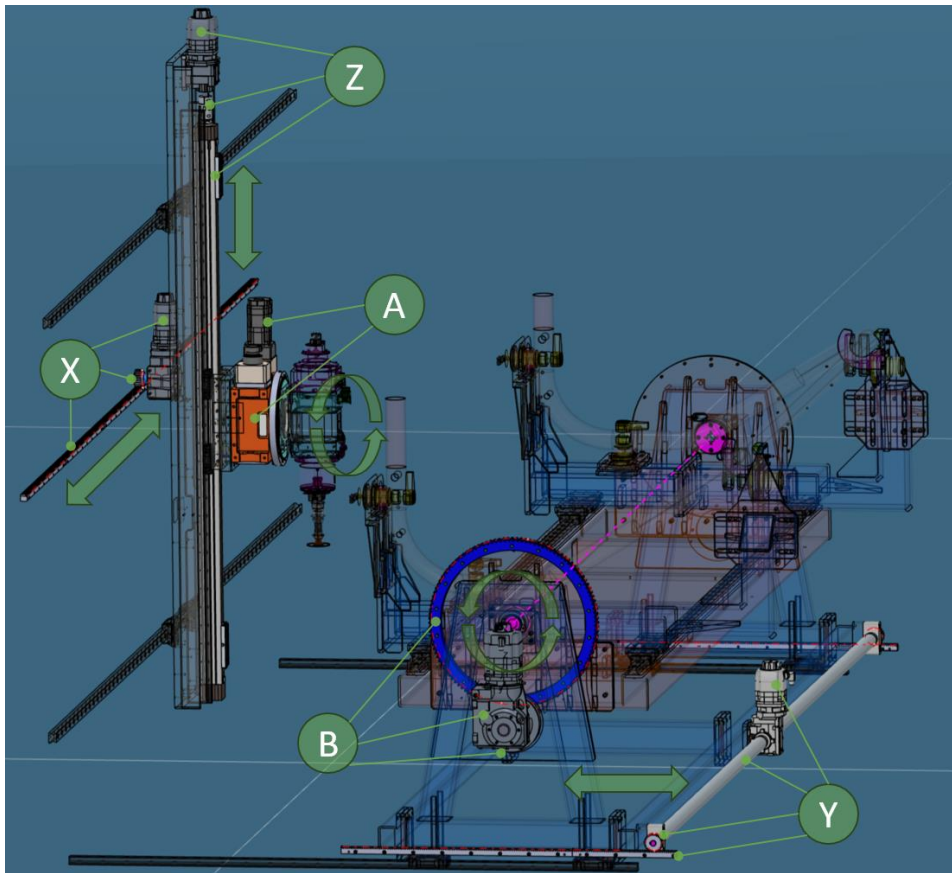


Abb. 75: Übersicht translatorische und rotatorische Bewegungsachsen

Die Projektierung der antriebstechnischen Auslegung der Bewegungsachsen wurde mit dem TIA Selection Tool von SIEMENS vorgenommen. Anhand der aus dem CAD vorgegebenen Mechanikparameter für die jeweiligen Einzelachsen konnten die einzelnen Antriebe im Auslegungstool definiert werden.

Aufgrund der hohen Anforderungen, wie hochdynamisches und exaktes Positionieren sowie eine präzise Bewegungsführung, fiel die Wahl auf Servomotoren der Baureihe SIMOTICS S. Dabei handelt es sich um permanentmagneterregte Synchronmotoren mit integriertem Absolutwertgeber und angebauten Getriebe. Die Ansteuerung der Antriebe erfolgt über Achsmodule im drehzahl-veränderbaren Umrichterbetrieb.

8.1 Beschreibung der Einzelachsen

In den folgenden Unterkapiteln werden die antriebstechnischen Systeme für die 5 Bewegungsachsen beschrieben.

8.1.1 A-Achse (rotatorisch)

Die rotatorische A-Achse wurde über einen Rundtisch mit entsprechender Positioniergenauigkeit von ± 45 Winkelsekunden realisiert, um die vorgegebenen Fertigungstoleranzen einhalten zu können. Durch den externen Drehgeber direkt auf der Steuerkurvenwelle kann diese Genauigkeit gewährleistet werden. Weiteres essenzielles Auswahlkriterium war die Baugröße 14, welche die hohen Bearbeitungskräfte und Momentbelastungen aufnehmen kann.

Die Hauptkomponente des Rundtisches sind in Abb.76 dargestellt und die technischen Daten in den Anlagen, Teil 2 beigelegt.

1. SIEMENS - 1FK7042-2AF71-1UH0 Synchronservomotor 0,82kW
2. FIBRO – Fibrotor Rundtisch EM.NC.14 mit hydraulischer Schalttellerklemmung

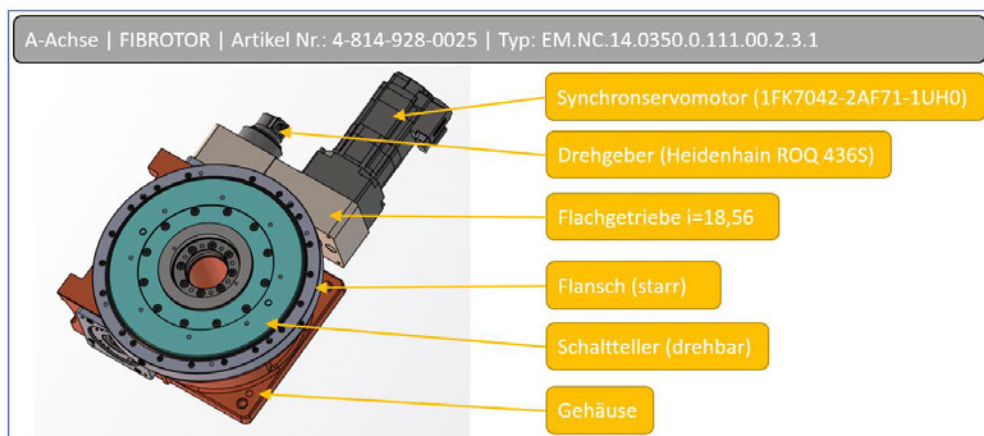


Abb. 76: Übersicht A-Achse - EM.NC.14 Rundtisch (FIBRO)

8.1.2 B-Achse (rotatorisch)

Die B-Achse (Abb.77) muss aufgrund der hohen Masse des Bauteilrahmens samt Bauteilaufnahmen und der Polardistanz des Massenschwerpunkts zur Drehachse die höchste Trägheit überwinden und dadurch auch das höchste Drehmoment aufbringen.

Bei der Auslegung der B-Achse war daher ein entsprechend hohes Übersetzungsverhältnis erforderlich ($i_{ges}=933,3$). An der Ausgangswelle des Getriebemotors ist aufgrund der gegebenen mechanischen Parameter ein Abtriebsdrehmoment von 777Nm erforderlich, um den Bauteilrahmen entsprechend dynamisch bewegen zu können.

1. SIEMENS - 1FG1507-5RF14-2FS1-Z Servotriebemotor 1,67kW
2. WMH – Stirnrad | Modul 6 | Teilkreis $\varnothing=120\text{mm}$ | Zähnezahl $z=20$
3. Zahnkranz | Modul 6 | Teilkreis $\varnothing=732\text{mm}$ | Zähnezahl $z=122$

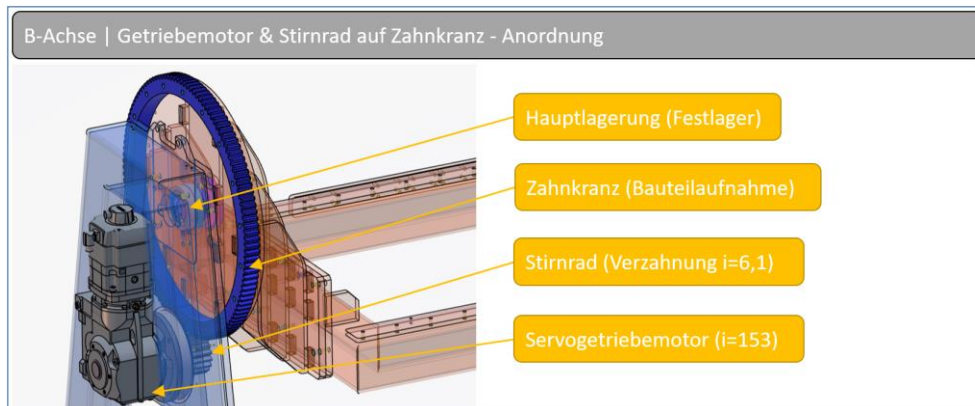


Abb. 77: Übersicht B-Achse

8.1.3 X-Achse (translatorisch)

Die translatorische X-Achse (Abb.78) hat mit 5800mm den höchsten Verfahrweg zu bewerkstelligen und wurde daher mit einer maximalen Verfahrgeschwindigkeit von 0,5m/s ausgelegt.

Auf den X-Schlitten ist die Z-Achse mit Kugelgewindetrieb, Rundtisch und Bearbeitungsspindel montiert. Um den linken und rechten Schenkel der Bauteile, so wie die einzelnen Werkzeugbahnhofplätze dynamisch und innerhalb der geforderten Zykluszeit anzufahren, stand bei der antriebstechnischen Auslegung dieser Horizontalachse ein hohes dynamisches Verhalten im Vordergrund. Die Vorschubkräfte für seitliche Bearbeitungen mussten bei der Auslegung ebenso berücksichtigt werden.

1. SIEMENS - 1FG1502-1RD26-2AR1-Z Servotriebemotor 0,77kW
2. WMH – Stirnrad | Modul 3 | Teilkreis $\varnothing=75\text{mm}$ | Zähnezahl $z=25$
3. WMH – Zahnstange | Modul 3 | geradverzahnt

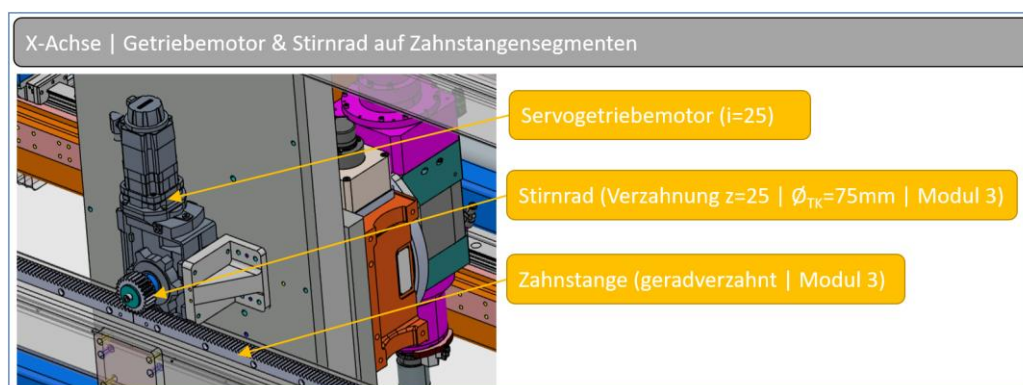


Abb. 78: Übersicht X-Achse

8.1.4 Y-Achse (translatorisch)

Damit das spezifizierte Produktspektrum gespannt und bearbeitet werden kann muss der Y-Schlitten ein Führungsabstand von 5560mm aufweisen. Bei der Antriebsgestaltung lag der Fokus auf der symmetrischen Anordnung aller Antriebskomponenten, damit ein exaktes Gleichlaufverhalten gewährleistet werden kann (Abb.79).

Die Y-Achse muss für bestimmte Sonderbearbeitungen wie Galvanik-, und Entlüftungsbohrungen an den Tragrohren simultan mit der X-Achse angesteuert werden. Um diese Simultanfahrten präzise zu gewährleisten, wurden die Verbindungswellen mit hoher Torsionssteifigkeit und beidseitig steifen Naben ausgeführt. Weiters wurde bei den Lagerböcken doppelte Rillenkugellager mit reduzierter Lagerluft verbaut und bei den Stirnrädern und Zahnstangen Verzahnungsqualität 6 gewählt.

1. SIEMENS - 1FG1501-6RE04-2AA2 Servogetriebemotor 1,55kW
2. ZIMM – Verbindungswelle VWZ-60-2760-25SN_25SN-SO | mit steifer Nabe
3. WMH – Stirnrad | Modul 3 | Teilkreis $\varnothing=75\text{mm}$ | Zähnezahl $z=25$
4. WMH – Zahnstange | Modul 3 | geradverzahnt

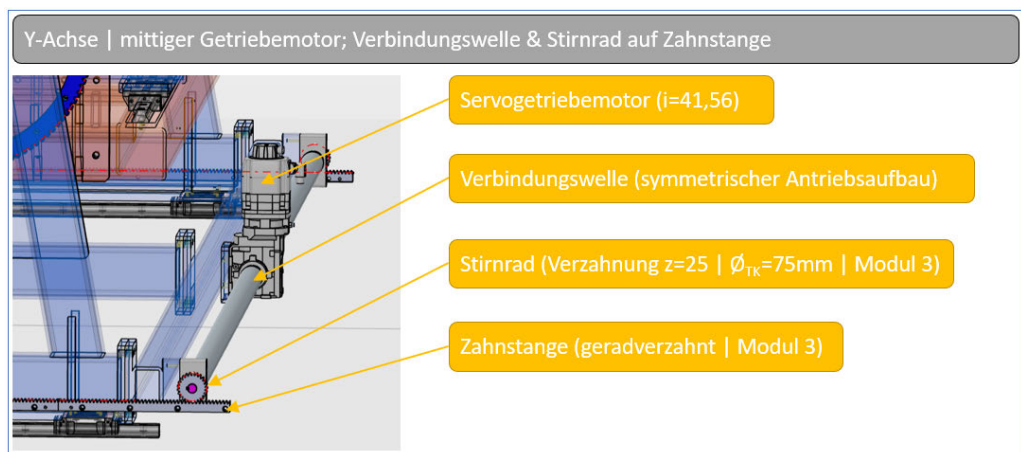


Abb. 79: Übersicht Y-Achse

8.1.5 Z-Achse (translatorisch)

Der Z-Schlitten bestehend aus Spindel und Rundtisch wird in Z-Richtung über einen Servogetriebemotor verbunden und mit einem Kugelgewindetrieb dynamisch angetrieben (Abb.80). Vorschubkräfte für Bearbeitungen in Achsrichtung mussten bei der Antriebsauslegung ebenfalls mit einberechnet werden.

Die hohe Tragfähigkeit, die guten Laufeigenschaften und der hohe mechanische Wirkungsgrad des Kugelgewindetriebs standen bei der Auslegung der Antriebskomponenten im Vordergrund.

1. SIEMENS - 1FG1102-1RE04-2AA1 Servoantriebsmotor 1,55kW
2. ZIMM – Klemmnabenkupplung KUZ-KK-32-25N_16
3. BOSCH-REXROTH – Kugelgewindetrieb AGK 32x20

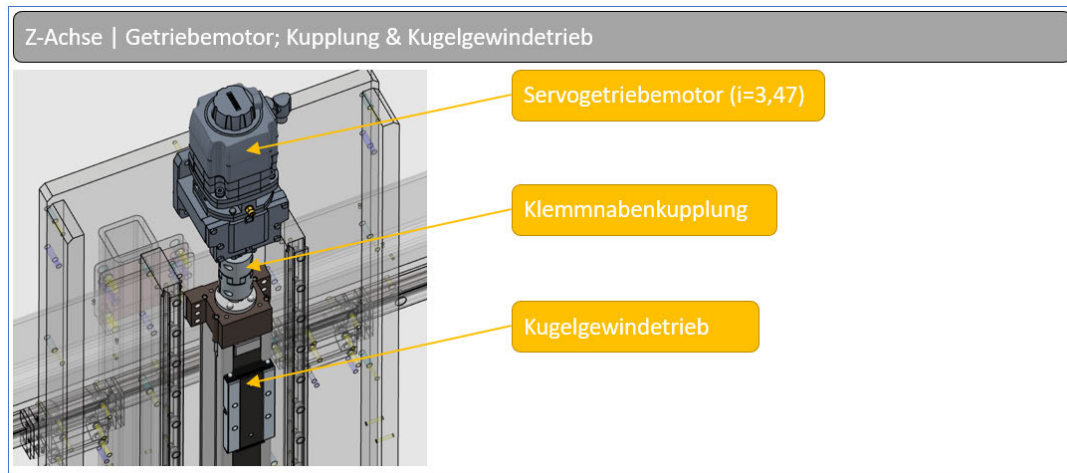


Abb. 80: Übersicht Antrieb Z-Achse

8.2 Berechnung B-Achse (TIA Selection Tool)

Der Antriebsstrang der B-Achse wurde auf die Anforderungen der Hauptrotation des Bauteilrahmens ausgelegt. Nachstehend ersichtlich die wesentlichen Komponenten (Abb.81).

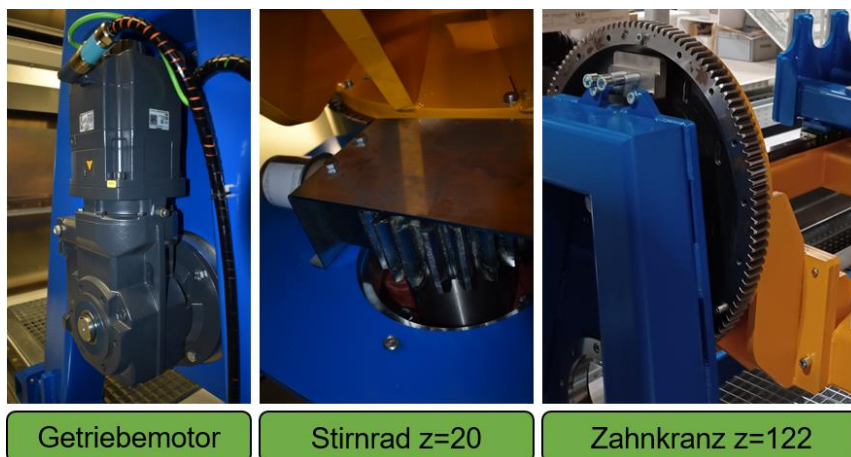


Abb. 81: Antriebskomponenten B-Achse

8.2.1 Mechanische Parameter B-Achse

Die wesentlichen Eingabeparameter zur Berechnung des Antriebs der B-Achse wurden über die Polardistanz des Massenmittelpunkts zur Drehachse, die Gesamtmasse des Bauteilrahmens, das daraus resultierende Gesamtträgheitsmoment, die Übersetzung des Motorgetriebes und die Übersetzung von Stirnrad auf Zahnkranz definiert (Abb.82).

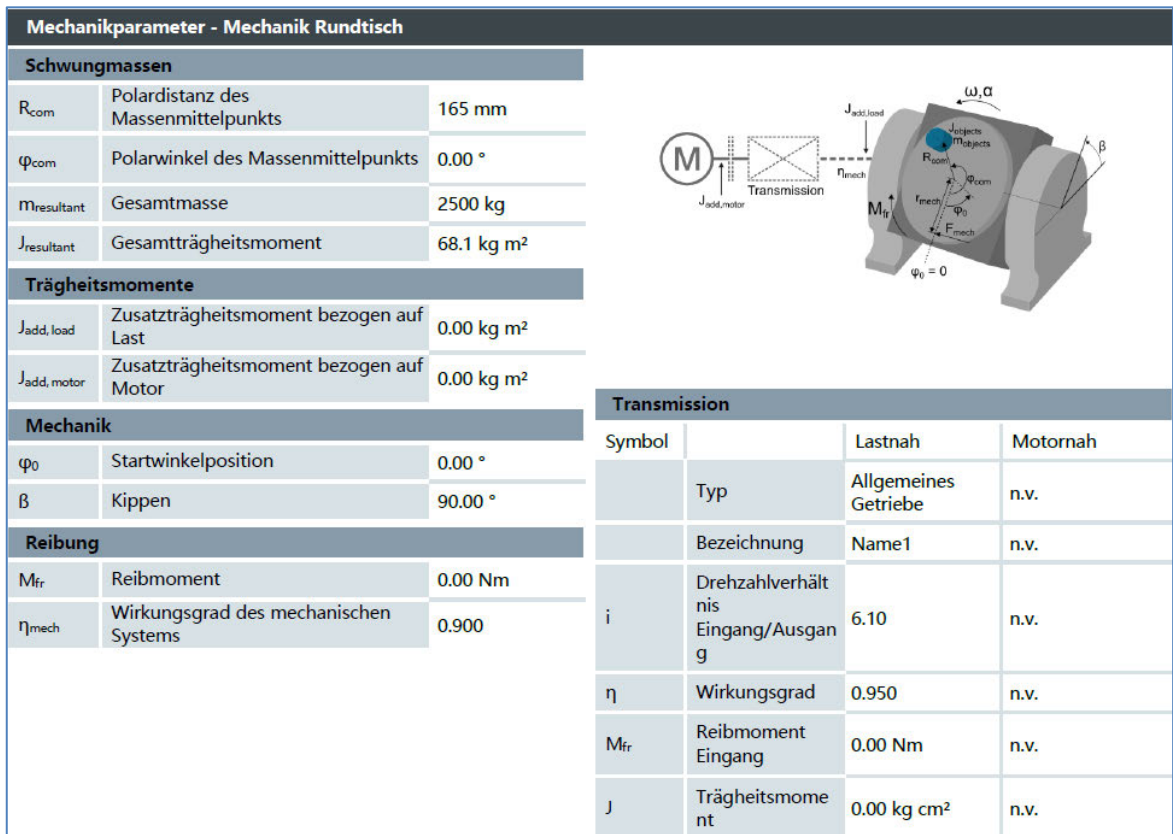


Abb. 82: Mechanische Parameter B-Achse

8.2.2 Ausgewählter Motor & Leistungsteil

Aus den mechanischen Parametern ergaben sich folgende Komponenten lt. Auslegungstool. Für die B-Achse ist ein 5A - SMM (Single Motor Modul) in der Bauform Booksize D-Type mit einer Abtastzeit von 125µs und einer Medium Performance erforderlich (Abb.83).

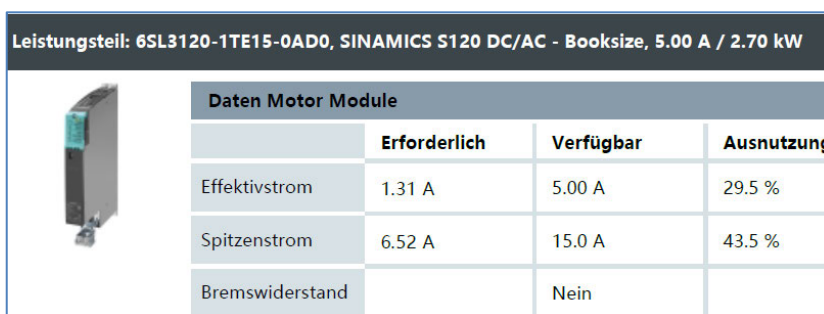



Abb. 83: 5A Leistungsteil mit 2,7 kW Nennleistung | Achsverbund im Schaltschrank

Lt. Auslegung ist ein SIMOTICS S Servomotor der Type 1FG1 mit 4500 1/min Nenndrehzahl und 3,55Nm Nennmoment notwendig. Nachgeschaltet ist ein dreistufiges Kegelradgetriebe mit $i = 153,18$, womit ein max. Abtriebsdrehmoment von 820Nm möglich ist (Abb.84).

Motordaten			
 SIMOTICS S - 1FG1, Kegelradgetriebe dreistufig K79, Compact, Stillstandsrehmoment 11.0 Nm, Bemessungsdrehzahl 4500 1/min, Getriebeübersetzung 153.18, Selbstkühlung (IC410)			
1FG1508-5RF14-2FE2-Z D14+G34+G53+G99+K07+K23+N24+Q93+W50			
Motor		Katalog	Verfügbar
Stillstandsrehmoment	$M_{1,0}$	11.0 Nm	11.0 Nm
Stillstandsstrom	I_0	12.2 A	12.2 A
Leistung	P_{NM}	1.673 kW	2.10 kW
Bemessungsdrehzahl	$n_{1,NM}$	4500 1/min	4040 1/min
Bemessungsdrehmoment	$M_{1,NM}$	3.55 Nm	4.96 Nm
Bemessungsstrom	I_N	4.65 A	5.95 A
Maximale Drehzahl	$n_{1,max,M}$	6000 1/min	
Maximales Moment	$M_{1,max,M}$	37.0 Nm	
Referenzspannung		425 V	382 V
Achshöhe		80.0 mm	
Trägheitsklasse		Compact	
Kühlart		Selbstkühlung (IC410)	
Getriebemotor			
Statisches Abtriebsmoment	$M_{2,0}$	820 Nm	820 Nm
Max. verfügbares Drehmoment	$M_{2,dyn,max}$	5.35 Nm	
Max. verfügbare Drehzahl	$n_{2,max}$	29.4 1/min	
Motorbremse			
Maximales dynamisches Bremsmoment	$M_{1,Br,Max}$	0.00 Nm	
Dynamisches Bremsmoment	$M_{1,Br}$	25.0 Nm	25.0 Nm
Versorgungsspannung		DC	
Einfallzeit	t_1	65.0 ms	65.0 ms *
Trennzeit	t_2	220 ms	
*Einfallzeit t_1 wird geschätzt als $t_{11}+t_{12}/2$ nach VDI 2241			

Betriebsbedingungen	
Umgebungstemperatur	40.0 °C
Aufstellhöhe	1000 m
Getriebe	
Getriebe	K79
Getriebeübersetzung	i 153.18
Getriebestufen	3
Bemessungsabtriebsdrehmoment	$M_{2,rated}$ 820 Nm
Max. Abtriebsdrehmoment	$M_{2,Max}$ 820 Nm
Max. Abtriebsdrehmoment (Not-Aus)	$M_{2,Em,Off}$ 1394 Nm
Max. Antriebsdrehzahl	$n_{1,max}$ 4500 1/min
Wellenlänge	80.0 mm
Wellendurchmesser	40.0 mm

Abb. 84: Motordaten SIMOTICS S – 1FG1 Getriebemotor²³

8.2.3 Motorkennlinien

Über das TIA Selection Tool kann die Drehmoment - Kennlinie des Servomotors auf Basis der Lastdaten ausgewertet werden. Der Spitzenlastpunkt liegt bei 5,80 Nm bei einer Drehzahl von 0 U/min (Abb.85).

Der Antrieb benötigt daher im Stillstand das größte Drehmoment zum Halten des Bauteilrahmens. Kurzzeitig wäre sogar ein Maximaldrehmoment von 37,0 Nm verfügbar.

Im S1 Dauerbetrieb überschreitet der Motormomenten – Lastzyklus die thermische Grenzkennlinie nicht, wodurch ein Überhitzen des Antriebs ausgeschlossen werden kann. Der thermisch relevante Lastpunkt liegt bei 1,13 Nm und einer Drehzahl von 205 U/min.

²³ Quelle: SIEMENS (2023), online

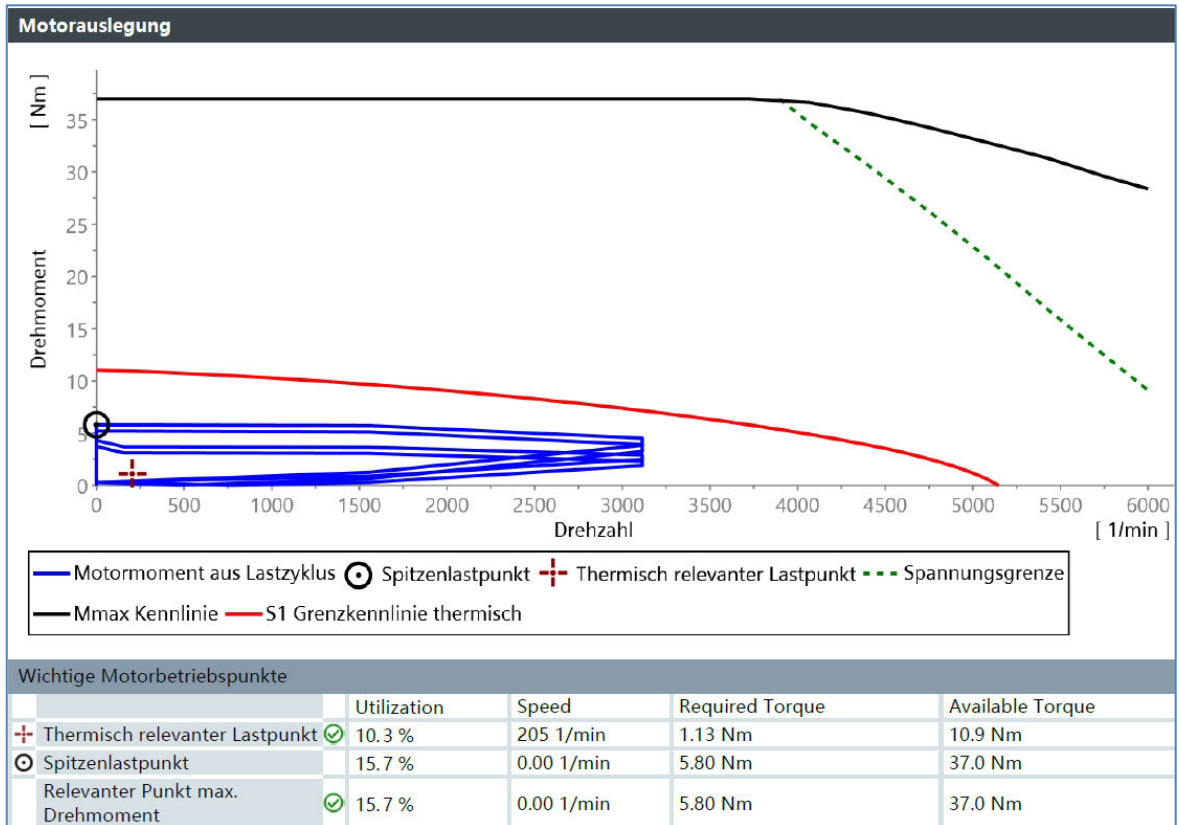


Abb. 85: Motorauslegung Servomotor

Auf Basis des definierten Bewegungsprofils, hinsichtlich der zeitlichen Abfolge der B-Achse innerhalb eines Bearbeitungszyklus, konnte der Momentenverlauf am Motorausgang (Servo) abgebildet werden (Abb.86).

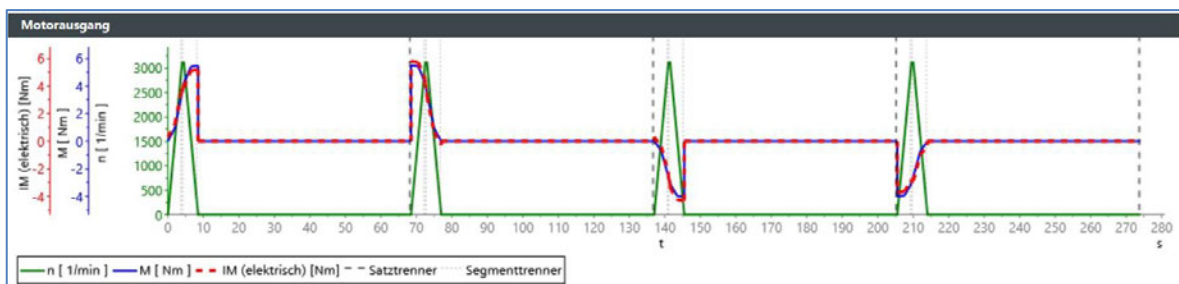


Abb. 86: Drehmoment / Drehzahl – Verlauf; Motorausgang (Servo) | $M_{max}=5,8Nm$

Analog dazu konnten die zeitlichen Momentenverläufe an der Getriebewelle (Abb.87) und am Zahnkranz bzw. an der B-Achse selbst ausgewertet werden (Abb.88).

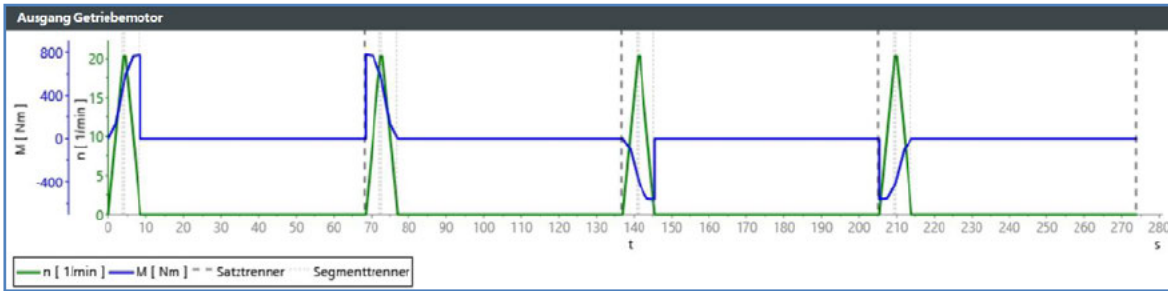


Abb. 87: Drehmoment / Drehzahl – Verlauf; Getriebeausgang (Stirnrad) | $M_{max}=777Nm$

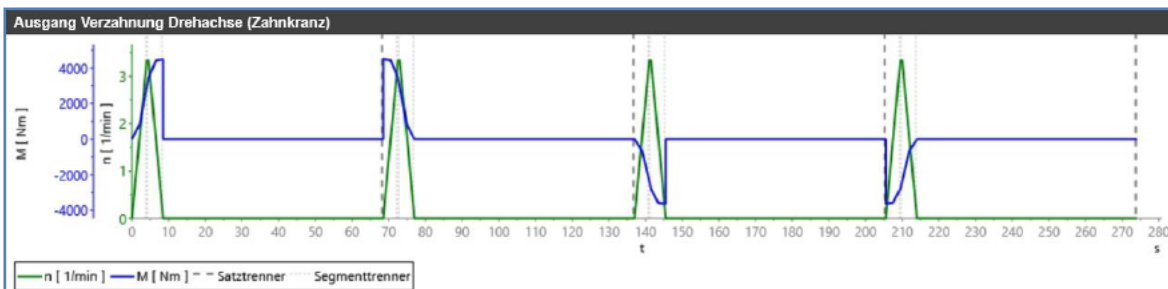


Abb. 88: Drehmoment / Drehzahl – Verlauf; B-Achse (Zahnkranz) | $M_{max}=4.265Nm$

8.2.4 Ergebnisse Antriebsauslegung

Die Ergebnisse der Antriebsauslegung ergaben hinsichtlich Motor-, und Getriebeausnutzung auf Basis der Lastdaten erforderliche Ergebniswerte welche durchgehend unter den zur Verfügung stehenden Drehzahlen, Momenten, Temperaturen und Strömen liegen (Abb.89 & 90). Der Einsatz der ausgelegten Komponenten für den vorliegenden Anwendungsfall ist daher unbedenklich.

Ausnutzung Motor			SIEMENS	
Achse 5 Drehachse Bauteilrahmen				
Max. mechanisches Moment	✓	5.80 Nm	Erforderlich	Verfügbar
Max. Drehzahl	✓	3110 1/min	37.0 Nm	6000 1/min
Getriebeausnutzung				
Öltemperatur	✓	44.0 °C	Erforderlich	Verfügbar
Mechanische Ausnutzung (Drehmoment)	✓	93.0 %	90.0 °C	100 %
Mechanische Ausnutzung (Radialkraft)	?	n.v.		100 %
Abtriebsdrehmoment	✓	777 Nm		820 Nm
Antriebsdrehzahl	✓	3110 1/min		4500 1/min
Mechanische Bremse				
Bremseenergie	ⓘ	Ist		Grenzwert
				1900 J
Motorströme				
Effektivstrom		1.31 A		
Max. Strom		6.52 A		
Generatorischer Maximalstrom		4.22 A		
Stillstandsstrom		12.2 A		
Drehzahl				
Feldschwächfaktor		546		
Frequenz bei max. Drehzahl		208 Hz		
Trägheit				
Fremdträgheitsmoment J_{ext}		1.13 kg cm ²		
Eigentragheitsmoment J_{int}		35.4 kg cm ²		
Verhältnis (J_{ext} / J_{int}) λ		0.0319		

Abb. 89: Ausnutzung Getriebemotor

Parameter Motor Module				
Typbeschreibung: SINAMICS S120 DC/AC - Booksize, D-Typ, Single Motor Module, Bemessungsleistung 2.70 kW				
Artikelnummer(n): Power Module: 6SL3120-1TE15-0AD0				
Daten Motor Module				
Bemessungsleistung	2.70 kW			
Max. Strom	15.0 A			
Bemessungsstrom	5.00 A			
Ausnutzung Motor Module				
	Ist	Grenzwert	Einheit	
Dauerstromausnutzung	29.5	100	%	✓
Ausnutzung max. Strom	43.5	100	%	✓
Ausgangsfrequenz	208	1300 Hz	Hz	✓
Pulsfrequenz	2.00	2.00 - 16.0	kHz	✓

Abb. 90: Ausnutzung Achsmodul

8.2.5 Antriebsauswertung B-Achse

Das TIA – Portal verfügt über Auswertungsfunktionen, sogenannten Trace - Aufzeichnungen der Drehzahl-, und Drehmomenten – Istwerte. Diese Aufzeichnungen wurden für alle Antriebe an der fertigen Anlage durchgeführt, um entsprechende Rückschlüsse auf die vorgelagerten Auslegungen und Berechnungsergebnisse zu ziehen.

Die B-Achse hat lt. dieser Auswertung im Stillstand bei 0 U/min ein Ist – Drehmoment von 4,16 Nm. Im Vergleich zum berechneten Spitzenlastpunkt von 5,80 Nm, liegt der reale Wert um 28% unter diesem Wert (Abb.91). Dies lässt sich über den Wirkungsgrad erklären.

Der Wirkungsgrad des mechanischen Systems wurde mit 0,9 angenommen. Die realen Werte lassen somit auf einen besseren Wirkungsgrad des Systems schließen, welcher im Zusammenhang der Leichtgängigkeit der Hauptlagerung steht.

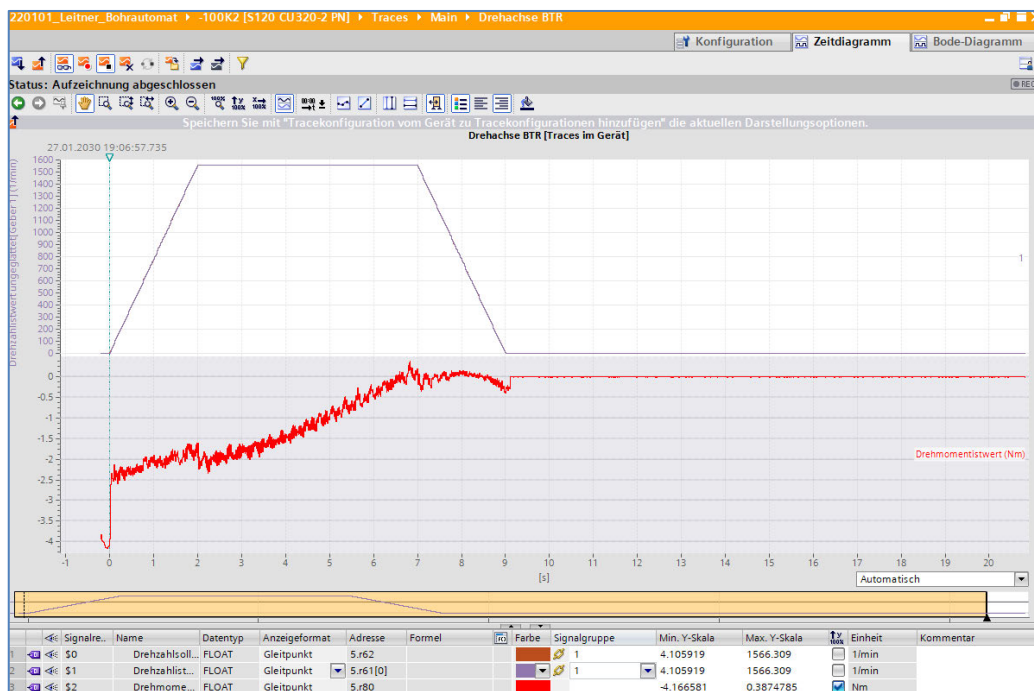


Abb. 91: Trace – Aufzeichnung B-Achse

9 Werkzeugauswahl & Zerspanungskräfte

In diesem Kapitel werden die für die Bearbeitung der Bohrungen verwendeten Werkzeuge dargestellt. Im ersten Teil wird dabei näher auf das Zerspanungswerkzeug selbst eingegangen und in weiterer Folge die daraus entstehenden Zerspanungskräfte. Anhand dieser Erkenntnis kann die Auswahl einer passenden Bearbeitungsspindel getroffen werden.

9.1 Auswahl Zerspanungswerkzeuge

Die akkurate Auswahl und Auslegung der Zerspanungswerkzeuge ist ein wesentliches Kriterium für eine Bearbeitungsmaschine. Nachstehende Anforderungen werden an die Bearbeitungswerkzeuge gestellt:

- Wirtschaftlichkeit
- Standzeit der Werkzeuge
- Zykluszeit (Zerspanungsparameter)
- Verfügbarkeit

Ein wesentliches Kriterium zur Auswahl eines Werkzeuges ist dabei dem Material zuzuschreiben. Hierbei unterscheidet man zwischen HSS (Schnellarbeitsstahl) und VHM (Vollhartmetall) (Abb.92). Vorteile VHM im Vergleich zu HSS:

- höherer Vorschub & höhere Schnittgeschwindigkeit (Leistungsparameter)
- kurze Spanbildung, selbst bei zähen und weichen Werkstoffen
- hervorragende Positioniergenauigkeit
- gute Zentrier-, und Führungseigenschaften
- höhere Standzeiten
- kürzere Bearbeitungszeiten
- hohe Steifigkeit



Abb. 92: HSS / VHM – Bohrer

Durch die Vorteile der Werkzeuge aus VHM, speziell was die Standzeit betrifft, fiel die Wahl dahingehend (Abb.93). Eine komplette Werkzeugaufistung ist in den Anlagen, Teil 4 hinterlegt.



Abb. 93: Auszug Bearbeitungswerkzeuge

9.2 Strategie Vollbohren bzw. Aufbohren

Ein weiteres essenzielles Entscheidungskriterium für die Werkzeugauswahl, war die Bearbeitungsstrategie hinsichtlich Vollbohren und Aufbohren. Im Falle vom Bohren ins Volle kann Zykluszeit eingespart und die Anzahl der Werkzeugwechsel reduziert werden.

Das Drehmoment, der Leistungsbedarf und die Bearbeitungskräfte steigen mit zunehmender Bohrungsgröße. Die daraus resultierenden maschinendynamischen Schwingungen im Gesamtsystem mussten mittels Reduktion der Vorschub-, und Schnittkraft unterhalb eines bestimmten Grenzbereichs gehalten werden.

In weiterer Folge wurde anhand von Berechnungsergebnissen ein Grenzdurchmesser eruiert, welcher für Vollbohren noch geeignet ist bzw. ab welchem Durchmesser eine zweistufige Bearbeitung erforderlich ist.

9.3 Werkzeugaufnahmen / Winkelkopfadapter

Bei den Werkzeugaufnahmen wurden Standard Schrumpffutter der Type HSK-A 63 eingesetzt (Abb.94). Der Hohlchaftkegel, kurz HSK genannt, wird als gängige Werkzeugaufnahme in Werkzeugmaschinen verwendet. Die HSK - Werkzeugschnittstelle ist nach DIN 69893 genormt. Im Vergleich zum Steilkegel ist der Hohlchaftkegel ca. 30% kleiner und ca. 50% leichter und dadurch für einen einfachen und schnellen Werkzeugwechsel gut geeignet.



Abb. 94: Bearbeitungswerkzeuge in unterschiedlichen HSK-A 63 Aufnahmen

Nicht alle Bohrungen in den unterschiedlichen Sessellifrahmen konnten in den Spindelhaupt - Bearbeitungsrichtungen (Z- & X±) gefertigt werden. Die in der XY-Ebene winkelig angestellten Galvanik-, und Entlüftungsbohrungen mussten mittels Winkelkopfaufnahmen im Simultan – Achsbetrieb bearbeitet werden.

Aufgrund der kompakten Bauform kamen TA13.CP Winkelköpfe vom Hersteller OMG zum Einsatz (Abb.95). Für diese Bearbeitungen kamen ausschließlich VHM – Bohrer und zugehörige Spannzangen vom Typ ER 20 zum Einsatz.



Abb. 95: TA13.CP Winkelkopf mit VHM – Bohrer

9.4 Berechnung der Schnittkräfte

Mittels Berechnungsformeln & Tabellenangaben konnte für die eingesetzten Bearbeitungswerkzeuge die Schnittkräfte und Leistungsparameter berechnet werden.

9.4.1 Zielsetzung Schnittkraftberechnung

Um die mechanischen und maschinendynamischen Belastungen für den zu fertigenden Durchmesserbereich von $\varnothing 6$ bis $\varnothing 34$ mm hinsichtlich Spindelauswahl, Prozesskräfte, Antriebsauslegung, Berechnung der hydraulischen Klemmungen (B-Achse & Rundtisch) zu bewerten, wurde eine Berechnungsmatrix für die einzelnen Durchmesser erstellt.

Die erforderlichen Leistungsparameter wie Schnittgeschwindigkeit und Vorschub wurden ebenfalls in die Berechnungen mit aufgenommen. Die Ermittlung eines Grenzdurchmessers, ab welcher Bohrungsgröße eine zweistufige Bearbeitung sinnvoll bzw. notwendig ist (Vorbohren und Aufbohren), war ebenfalls Ziel der Berechnungsserie.

9.4.2 Berechnung Vollbohren

Die Berechnungsformeln für Vollbohren sind in nachfolgender Abbildung 96 zu sehen.

<p>Drehzahl</p> $n = \frac{v_c \times 1000}{D_c \times \pi} \quad [\text{min}^{-1}]$																																																				
<p>Schnittgeschwindigkeit</p> $v_c = \frac{D_c \times \pi \times n}{1000} \quad [\text{m/min}]$																																																				
<p>Vorschubgeschwindigkeit</p> $v_f = f \times n \quad [\text{mm/min}]$																																																				
<p>Zeitspanvolumen (Vollbohren)</p> $Q = \frac{v_f \times \pi \times D_c^2}{4 \times 1000} \quad [\text{cm}^3/\text{min}]$	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>Drehzahl</td> <td>min⁻¹</td> </tr> <tr> <td>D_c</td> <td>Schneiddurchmesser</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>v_c</td> <td>Schnittgeschwindigkeit</td> <td>m/min</td> </tr> <tr> <td>v_f</td> <td>Vorschubgeschwindigkeit</td> <td>mm/min</td> </tr> <tr> <td>f_z</td> <td>Zahnvorschub</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>f</td> <td>Vorschub pro Umdrehung</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>Spanungsquerschnitt</td> <td>mm²</td> </tr> <tr> <td>Q</td> <td>Zeitspanvolumen</td> <td>cm³/min</td> </tr> <tr> <td>P_{mot}</td> <td>Antriebsleistung</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td>M_c</td> <td>Drehmoment</td> <td>Nm</td> </tr> <tr> <td>F_f</td> <td>Vorschubkraft</td> <td>N</td> </tr> <tr> <td>h</td> <td>Spanungsdicke</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>k_c</td> <td>Spezifische Schnittkraft</td> <td>N/mm²</td> </tr> <tr> <td>η</td> <td>Wirkungsgrad Maschine (0,7–0,95)</td> <td></td> </tr> <tr> <td>κ</td> <td>Einstellwinkel</td> <td>°</td> </tr> <tr> <td>k_{c1.1}*</td> <td>Spezifische Schnittkraft für 1 mm² Spanquerschnitt bei h = 1 mm</td> <td>N/mm²</td> </tr> <tr> <td>m_c*</td> <td>Anstieg der k_c-Kurve</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	n	Drehzahl	min ⁻¹	D _c	Schneiddurchmesser	mm	v _c	Schnittgeschwindigkeit	m/min	v _f	Vorschubgeschwindigkeit	mm/min	f _z	Zahnvorschub	mm	f	Vorschub pro Umdrehung	mm	A	Spanungsquerschnitt	mm ²	Q	Zeitspanvolumen	cm ³ /min	P _{mot}	Antriebsleistung	kW	M _c	Drehmoment	Nm	F _f	Vorschubkraft	N	h	Spanungsdicke	mm	k _c	Spezifische Schnittkraft	N/mm ²	η	Wirkungsgrad Maschine (0,7–0,95)		κ	Einstellwinkel	°	k _{c1.1} *	Spezifische Schnittkraft für 1 mm ² Spanquerschnitt bei h = 1 mm	N/mm ²	m _c *	Anstieg der k _c -Kurve	
n		Drehzahl	min ⁻¹																																																	
D _c		Schneiddurchmesser	mm																																																	
v _c		Schnittgeschwindigkeit	m/min																																																	
v _f		Vorschubgeschwindigkeit	mm/min																																																	
f _z		Zahnvorschub	mm																																																	
f		Vorschub pro Umdrehung	mm																																																	
A		Spanungsquerschnitt	mm ²																																																	
Q		Zeitspanvolumen	cm ³ /min																																																	
P _{mot}		Antriebsleistung	kW																																																	
M _c	Drehmoment	Nm																																																		
F _f	Vorschubkraft	N																																																		
h	Spanungsdicke	mm																																																		
k _c	Spezifische Schnittkraft	N/mm ²																																																		
η	Wirkungsgrad Maschine (0,7–0,95)																																																			
κ	Einstellwinkel	°																																																		
k _{c1.1} *	Spezifische Schnittkraft für 1 mm ² Spanquerschnitt bei h = 1 mm	N/mm ²																																																		
m _c *	Anstieg der k _c -Kurve																																																			
<p>Leistungsbedarf</p> $P_{\text{mot}} = \frac{Q \times k_c}{60000 \times \eta} \quad [\text{kW}]$																																																				
<p>Drehmoment</p> $M_c = \frac{D_c^2 \times k_c \times f}{8000} = \frac{P_c \times 9500}{n} \quad [\text{Nm}]$																																																				
<p>Vorschubkraft</p> $F_f = 0,63 \times \frac{f \times D_c \times k_c}{2} \quad [\text{N}]$																																																				
<p>Spezifische Schnittkraft</p> $k_c = \frac{k_{c1.1}}{h^{m_c}}$																																																				
<p>Spanungsdicke</p> $h = f_z \times \sin \kappa \quad [\text{mm}]$																																																				

Abb. 96: Berechnungsformeln Vollbohren²⁴

²⁴ Quelle: WALTER Tools (2023), online

9.4.3 Berechnung spez. Schnittkraft k_c

Zur Ermittlung der spezifischen Schnittkraft k_c , war ein Tabellenwert für die spezifische Schnittkraft $k_{c1.1}$ bezogen auf die Stahlsorte und Zugfestigkeit R_m notwendig (Tab.12). Die spezifische Schnittkraft $k_{c1.1}$ ist jene Schnittkraft, welche bei einer Spanungsdicke von 1mm und einer Spanungsbreite von 1mm auftritt (folglich 1mm² Spanungsquerschnitt). Der Anstiegswert m_c stellt dabei die Werkstoffkonstante dar.

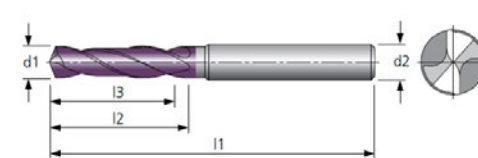
Tab. 12: Spez. Schnittkraft $k_{c1.1}$ und Anstiegswert m_c ²⁵

Beschreibung	Zugfestigkeit		spez. Schnittkraft	Anstiegswert
	min	max		
	R_m		$k_{c1.1}$	m_c
	[N/mm ²]		[N/mm ²]	
Unlegierte und niedriglegierte Stähle, C > 0,25 %, niedrige und mittlerer Festigkeit	350	750	1500	0,21
Unlegierte und niedriglegierte Stähle, C > 0,55 %, nicht vergütet	400	900	1700	0,25
Niedrig- und hochlegierte Stähle, niedrige Vergütungsstufe	750	1100	2000	0,25
Rostfreie ferritisch / martensitische Stähle, vergütet	800	1400	2200	0,25

9.4.4 Auszug Bearbeitungswerkzeuge bis Ø12mm

Für Bohrungsbearbeitungen bis Ø12mm kamen VHM-Spiralbohrer vom Hersteller HAM zum Einsatz (Abb.97). Für Stähle mit einer Zugfestigkeit $R_m < 800 \text{ N/mm}^2$ wird die Schnittgeschwindigkeit v_c mit 90m/min angegeben. Der Vorschub f in mm/U abhängig vom Bohrungsdurchmesser, konnte aus nachstehender Tabelle entnommen werden. Diese Vorgabewerte waren für die weitere Ermittlung der Leistungsdaten notwendig.

HAM 30-1621 / 1701 Vollhartmetall-Spiralbohrer
Superdrill *solid carbide spiral drill*



VHM Z 2 30° rechts DIN 6537 K

3 x D 5 x D Typ Werk DIN 6537

HSF 140° HPC SHRINK FIT

DIN 6535 HA DIN 6535 HB DIN 6535 HE

Material	Alu Knet-leg.	Alu Guss-leg.	Stahl < 800 N/mm ²	Stahl < 1200 N/mm ²	Stahl < 1600 N/mm ²	Stahl < 55 HRC	Stahl < 60 HRC	Stahl < 66 HRC	INOX < 800 N/mm ²	INOX > 800 N/mm ²	GG	GGG	hochw. Legierungen	Titan	NE-Metalle Cu-Leg.	Graphit & Faser-verbund	MMS	max.	ohne	AIR
30-1621 / 30-1701			●	●	●	●			○	○	●	●	○	○			●	●	○	○

● sehr gut geeignet / very suitable ○ bedingt geeignet / limited suitable

HAM 30-1621 / 30-1701

Werkstoffgruppe material group	Ø mm	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20
Stahl < 800 N/mm ²	v_c [m/min]	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
	f [mm/U]	0,100	0,150	0,180	0,200	0,250	0,300	0,350	0,350	0,400	0,450	0,500
	v_f [mm/min]	950	1080	1030	960	900	870	840	700	720	720	700
	n [1/min]	9500	7200	5700	4800	3600	2900	2400	2000	1800	1600	1400

Abb. 97: Leistungsparameter VHM-Bohrer vom Hersteller HAM²⁶

²⁵ Quelle: WALTER Tools (2023), online

²⁶ Quelle: HAM (2023), online

9.4.5 Auszug Bearbeitungswerkzeuge von Ø13- Ø22mm

Für Bohrbearbeitungen von Ø13mm bis Ø22mm kamen Wechselkopf – Vollbohrer vom Hersteller Ingersoll zum Einsatz (Abb.98). Bei diesem Werkzeugsystem wird in der Regel lediglich der VHM – Wechselkopf ersetzt.

Im Gegensatz zum VHM – Bohrer schwingt der Vollbohrer deutlich weniger aufgrund des weichen Stahl - Grundkörpers. Der Vollbohrer mit Wechselkopf eignet sich daher besonders zum einseitigen Durchbohren durch das gesamte Rundrohr. Die selbstzentrierende Schneide weist zudem ein sehr stabiles Anbohrverhalten bei der Bearbeitung von Rundrohren auf.

Der Vorschub f in mm/U wurde für die Vollbohrer reduziert um die Vorschubkraft $F_f < 2.500\text{N}$ zu halten. Diese maximale Prozesskraft wurde bei der Auslegung der Z-Achse samt Antrieb, des Rundtisches und der Hydraulikbremse (B-Achse) angesetzt.



Abb. 98: Ø18mm Vollbohrer mit VHM – Wechselkopf

9.4.6 Berechnungsergebnisse Vollbohren

Mittels den aus der HAM – Tabelle für VHM - Bohrer entnommenen Vorgabewerte für die Schnittgeschwindigkeit v_c und Vorschub pro Umdrehung f , konnten sämtliche weitere Zerspanungsgrößen für das Vollbohren berechnet werden (Abb.99):

- Drehzahl n
- Vorschubgeschwindigkeit v_f
- Zeitspanvolumen Q
- Leistungsbedarf P_{Mot}
- Drehmoment M_C
- Vorschubkraft F_f
- spez. Schnittkraft k_c
- Spannungsdicke h
- Spanungsquerschnitt je Schneide A
- Schnittkraft je Schneide F_C

Bohrung	Drehzahl	Schnitt - v	Vorschub - v	Vorschub/U	Zeitspanvol.	Leistungsbed.	Moment	Vorschubkraft	spez. Schnittkraft	Spannungsdicke	Spannungs Ø	Schnittkraft je Schneide
Ø	n [min ⁻¹]	v _c [m/min]	v _f [mm/min]	f [mm/U]	Q [cm ³ /min]	P _{Mot} [kW]	M _c	F _f [N]	k _c [N/mm ²]	h [mm]	A [mm ²]	F _c [N]
6	4.775	90	955	0,2	27	1,3	2,2	923	2.443	0,10	0,30	733
8	3.581	90	895	0,25	45	2,1	4,7	1.469	2.331	0,12	0,50	1.166
10	2.865	90	859	0,3	68	3,0	8,4	2.120	2.244	0,15	0,75	1.683
12	2.387	90	668	0,28	76	3,4	11,5	2.409	2.276	0,14	0,84	1.912
14	2.046	90	471	0,23	72	3,4	13,4	2.406	2.372	0,11	0,81	1.910
16	1.791	90	358	0,2	72	3,4	15,6	2.462	2.443	0,10	0,80	1.954
18	1.592	90	271	0,17	69	3,4	17,4	2.436	2.528	0,08	0,77	1.934
20	1.432	90	215	0,15	68	3,4	19,5	2.452	2.595	0,07	0,75	1.946
22	1.302	90	169	0,13	64	3,4	21,0	2.409	2.674	0,06	0,72	1.912
24	1.194	90	657	0,55	297	11,5	78,2	8.214	1.975	0,27	3,30	6.519
26	1.102	90	661	0,6	351	13,3	98,3	9.531	1.940	0,29	3,90	7.565
28	1.023	90	614	0,6	378	14,4	114,0	10.264	1.940	0,29	4,20	8.146
30	955	90	621	0,65	439	16,4	139,5	11.716	1.907	0,32	4,88	9.298

Abb. 99: Berechnungsergebnisse Vollbohren (Ø6-12 HAM-WZ; Ø14-22 Ingersoll-WZ)

9.4.7 Definition Grenzdurchmesser Vollbohren

Die für den Bearbeitungsprozess erforderliche Vorschubkraft F_f und Schnittkraft F_c , steigen mit zunehmendem Bohrungsdurchmesser. So auch das Drehmoment und der Leistungsbedarf der Bearbeitungsspindel.

Um die Bearbeitungskräfte in ein wirtschaftliches Verhältnis zu sämtlichen davon betroffenen Komponenten und deren Auslegungen bzw. Dimensionierung zu bringen, wurde eine Durchmesser – Obergrenze für das Vollbohren mit $\varnothing_{\text{Voll-max.}} = 22,0\text{mm}$ definiert. Die davon betroffenen Baugruppen und Komponenten sind in erster Linie:

- Bearbeitungswerkzeuge
- Bearbeitungsspindel
- Rundtisch
- Führungen, Antriebstechnik & Maschinenrahmen
- Hydrauliksystem

9.4.8 Berechnung Aufbohren

Mit steigenden Zerspanungskräften wirken auch entsprechend hohe maschinendynamische Schwingungen auf das Gesamtsystem. Während der Inbetriebnahme - Phase stellte sich heraus, dass die Bearbeitung ins Volle bis $\varnothing 22\text{mm}$ machbar ist.

Für alle Bohrungen ab $\varnothing 22\text{mm}$ wurde ein zweistufiger Bohrprozess definiert. Dadurch konnte bei der Auswahl der Spindel hinsichtlich Drehmoment und Leistungsbedarf eine vernünftige, kostenschonende Variante in Betracht gezogen werden.

Die Berechnungsformeln für Aufbohren sind in nachfolgender Abbildung 100 zu sehen.

Schnittgeschwindigkeit $v_c = \frac{D_c \times \pi \times n}{1000} \quad [\text{m/min}]$	Leistungsbedarf $P_c = \frac{Q \times k_c}{6000} \quad [\text{kW}]$ $P_{\text{mot}} = \frac{P_c}{\eta} \quad [\text{kW}]$	Spezifische Schnittkraft $k_c = \frac{k_{c1.1}}{h^{m_c}}$																																																												
Vorschub pro Umdrehung $f = f_z \times z \quad [\text{mm}]$	Drehmoment $M_c = \frac{P_c \times 9500}{\eta} \quad [\text{Nm}]$	Spannungsdicke $h = f_z \times \sin \kappa \quad [\text{mm}]$																																																												
Vorschubgeschwindigkeit $v_f = f \times n \quad [\text{mm/min}]$	Vorschubkraft $F_f = 0,63 \times \frac{f \times (D_c - D_p) \times k_c}{2} \quad [\text{N}]$																																																													
Zeitspanvolumen (Vollbohren) $Q = \frac{v_f \times \pi \times (D_c^2 - D_p^2)}{4 \times 1000} \quad [\text{cm}^3/\text{min}]$	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>Drehzahl</td> <td>min⁻¹</td> </tr> <tr> <td>D_c</td> <td>Schneiddurchmesser</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>D_p</td> <td>Startbohrung</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>z</td> <td>Zähnezahl</td> <td></td> </tr> <tr> <td>v_c</td> <td>Schnittgeschwindigkeit</td> <td>m/min</td> </tr> <tr> <td>v_f</td> <td>Vorschubgeschwindigkeit</td> <td>mm/min</td> </tr> <tr> <td>f_z</td> <td>Zahnvorschub</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>f</td> <td>Vorschub pro Umdrehung</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>Spannungsquerschnitt</td> <td>mm²</td> </tr> <tr> <td>Q</td> <td>Zeitspanvolumen</td> <td>cm³/min</td> </tr> <tr> <td>P_{mot}</td> <td>Antriebsleistung</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td>P_c</td> <td>Nutzleistung</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td>M_c</td> <td>Drehmoment</td> <td>Nm</td> </tr> <tr> <td>F_f</td> <td>Vorschubkraft</td> <td>N</td> </tr> <tr> <td>h</td> <td>Spannungsdicke</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>k_c</td> <td>Spezifische Schnittkraft</td> <td>N/mm²</td> </tr> <tr> <td>η</td> <td>Wirkungsgrad Maschine (0,7–0,95)</td> <td></td> </tr> <tr> <td>κ</td> <td>Einstellwinkel</td> <td>°</td> </tr> <tr> <td>k_{c1.1}*</td> <td>Spezifische Schnittkraft für 1 mm² Spannungsquerschnitt bei h = 1 mm</td> <td>N/mm²</td> </tr> <tr> <td>m_c*</td> <td>Anstieg der k_c-Kurve</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		n	Drehzahl	min ⁻¹	D _c	Schneiddurchmesser	mm	D _p	Startbohrung	mm	z	Zähnezahl		v _c	Schnittgeschwindigkeit	m/min	v _f	Vorschubgeschwindigkeit	mm/min	f _z	Zahnvorschub	mm	f	Vorschub pro Umdrehung	mm	A	Spannungsquerschnitt	mm ²	Q	Zeitspanvolumen	cm ³ /min	P _{mot}	Antriebsleistung	kW	P _c	Nutzleistung	kW	M _c	Drehmoment	Nm	F _f	Vorschubkraft	N	h	Spannungsdicke	mm	k _c	Spezifische Schnittkraft	N/mm ²	η	Wirkungsgrad Maschine (0,7–0,95)		κ	Einstellwinkel	°	k _{c1.1} *	Spezifische Schnittkraft für 1 mm ² Spannungsquerschnitt bei h = 1 mm	N/mm ²	m _c *	Anstieg der k _c -Kurve	
n	Drehzahl	min ⁻¹																																																												
D _c	Schneiddurchmesser	mm																																																												
D _p	Startbohrung	mm																																																												
z	Zähnezahl																																																													
v _c	Schnittgeschwindigkeit	m/min																																																												
v _f	Vorschubgeschwindigkeit	mm/min																																																												
f _z	Zahnvorschub	mm																																																												
f	Vorschub pro Umdrehung	mm																																																												
A	Spannungsquerschnitt	mm ²																																																												
Q	Zeitspanvolumen	cm ³ /min																																																												
P _{mot}	Antriebsleistung	kW																																																												
P _c	Nutzleistung	kW																																																												
M _c	Drehmoment	Nm																																																												
F _f	Vorschubkraft	N																																																												
h	Spannungsdicke	mm																																																												
k _c	Spezifische Schnittkraft	N/mm ²																																																												
η	Wirkungsgrad Maschine (0,7–0,95)																																																													
κ	Einstellwinkel	°																																																												
k _{c1.1} *	Spezifische Schnittkraft für 1 mm ² Spannungsquerschnitt bei h = 1 mm	N/mm ²																																																												
m _c *	Anstieg der k _c -Kurve																																																													

Abb. 100: Berechnungsformeln Aufbohren²⁷

9.4.9 Berechnungsergebnisse Aufbohren

Die Kräfte beim Aufbohren und in weiterer Folge Drehmoment und Leistungsbedarf der Spindel sind wesentlich geringer als jene Werte für den $\varnothing_{\text{Voll-max.}} = 22,0\text{mm}$. Diese umgesetzte Bearbeitungsstrategie trägt positiv zur Schonung der Gesamtanlage und deren Lebensdauer bei.

Durch sinnvolles Kombinieren der einzelnen Bearbeitungsschritte, konnten die Anzahl der dafür notwendigen Werkzeugwechsel reduziert werden und dadurch auch die geforderte Gesamtzykluszeit je Bauteil eingehalten werden.

²⁷ Quelle: WALTER Tools (2023), online

Die Berechnungsergebnisse für das Aufbohren $\varnothing 22$ bis $\varnothing 34$ mm sind in nachstehender Abbildung 101 zu sehen.

Start - Bohrung	Schneid - durchmesser	Drehzahl	Schnitt - v	Vorschub - v	Vorschub/U	Zeitspanvol.	Leistungsbed.	Moment	Vorschubkraft	spez. Schnittkraft	Spannungsdicke	Spannungs \varnothing	Schnittkraft je Schneide
D_p	$D_c = D_p + 6$	n [min^{-1}]	v_c [m/min]	v_f [mm/min]	f [mm/U]	Q [cm^3/min]	P_{Mot} [kW]	M_c	F_f [N]	k_c [N/mm 2]	h [mm]	A [mm 2]	F_c [N]
12	18	1.592	90	716	0,45	101	4,09	29,6	1.752	2.060	0,22	0,68	1.391
14	20	1.432	90	716	0,5	115	4,53	32,8	1.904	2.015	0,25	0,75	1.511
16	22	1.302	90	651	0,5	117	4,61	33,3	1.904	2.015	0,25	0,75	1.511
18	24	1.194	90	657	0,55	130	5,03	36,4	2.053	1.975	0,27	0,83	1.630
20	26	1.102	90	661	0,6	143	5,45	39,4	2.200	1.940	0,29	0,90	1.746
22	28	1.023	90	307	0,3	72	3,18	23,0	1.272	2.244	0,15	0,45	1.010
24	30	955	90	334	0,35	85	3,62	26,2	1.437	2.172	0,17	0,53	1.140
26	32	895	90	358	0,4	98	4,05	29,3	1.597	2.112	0,20	0,60	1.267
28	34	843	90	379	0,45	111	4,48	32,3	1.752	2.060	0,22	0,68	1.391

Abb. 101: Berechnungsergebnisse Aufbohren

9.4.10 Werkzeugstrategie / Werkzeugbahnhof

Für das Aufbohren wurden Wendeschneideplatten – Senkfräser eingesetzt (z.B. T03 & T04 – Abb.102).

Zum Ablängen der Überlänge an den Rohrenden wurde ein Scheibenfräser mit $\varnothing 100$ mm und 8 Stk. Wendeschneideplatten vom Hersteller Ingersoll verwendet (T01 – Abb.102).

Bei sämtlichen Bearbeitungswerkzeugen kamen Standardwerkzeuge mit einer Wiederbeschaffungszeit von ca. 3 Werktagen zum Einsatz. Somit können mögliche Anlagen - Stillstandszeiten bei Werkzeugbruch und im Falle nicht vorhandener Ersatzwerkzeuge, gering gehalten werden.



Abb. 102: pneumatischer Werkzeugbahnhof mit 26 Werkzeugwechsellätzen

9.5 Auswahl Bearbeitungsspindel

Als Herzstück des Bohrautomaten dient eine Hybridspindel vom Hersteller Siemens – Weiss in der Baugröße 100 (Abb.103). Bei dieser Spindelbauform ist der Hauptspindel – Motor direkt mit der Spindelachse gekoppelt (Hybrid).

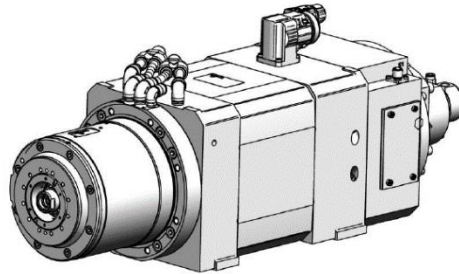


Abb. 103: Hybridspindel²⁸

Der Stator der Spindel wird über Kanäle mit einem Monoethylenglykol – Wassergemisch gekühlt.

Zur genauen Erfassung der Winkellage der Welle dient ein Drehgebersystem am hinteren Wellenende. Auf diese Weise ist es möglich, die Drehzahl zu regeln bzw. die Welle in jeder beliebigen Winkelstellung zu positionieren (z. B. beim Werkzeugwechsel).

Die Schmierung und Kühlung der Werkzeuge erfolgt über ein Minder Mengen – Schmier – system mit drei am Spindelkopf verbauten Sprühdüsen (Abb.104).



Abb. 104: Hybridspindel mit WZ - Schmierung

²⁸ Quelle: Siemens-Weiss (2023), Datenblatt

Basierend auf den Berechnungsergebnissen der Leistungs-, und Drehmomentbedarfe für die unterschiedlichen Bearbeitungsschritte, wurde die Type und Baugröße der Frässpindel mit Hilfe nachstehender Tabelle 13 definiert. Die erforderliche Leistung und das Drehmoment steigt mit den Bearbeitungsdurchmessern. Die Drehzahl der Werkzeuge nimmt hingegen mit steigendem Durchmesser ab.

Tab. 13: Leistungs-, und Drehmomentbedarf Spindel

Spindelauswahl			
Bohrung	Drehzahl	Leistungsbedarf	Moment
\varnothing	n [min^{-1}]	P_{Mot} [kW]	M_c [Nm]
6 (Voll)	4775	1,29	2,2
8 (Voll)	3581	2,06	4,7
10 (Voll)	2865	2,97	8,4
12 (Voll)	2387	3,37	11,5
14 (Voll)	2046	3,37	13,4
16 (Voll)	1791	3,45	15,6
18 (Voll)	1592	3,41	17,4
20 (Voll)	1432	3,43	19,5
22 (Voll)	1302	3,37	21,0
28 (Auf)	1.023	3,18	23,0
30 (Auf)	955	3,62	26,2
32 (Auf)	895	4,05	29,3
34 (Auf)	843	4,48	32,3

In Abb. 105 ist die Leistungs-, und Momentenkennlinie der Siemens – Weiss Spindel mit der Artikel – Nr. 180844-001 zu sehen.

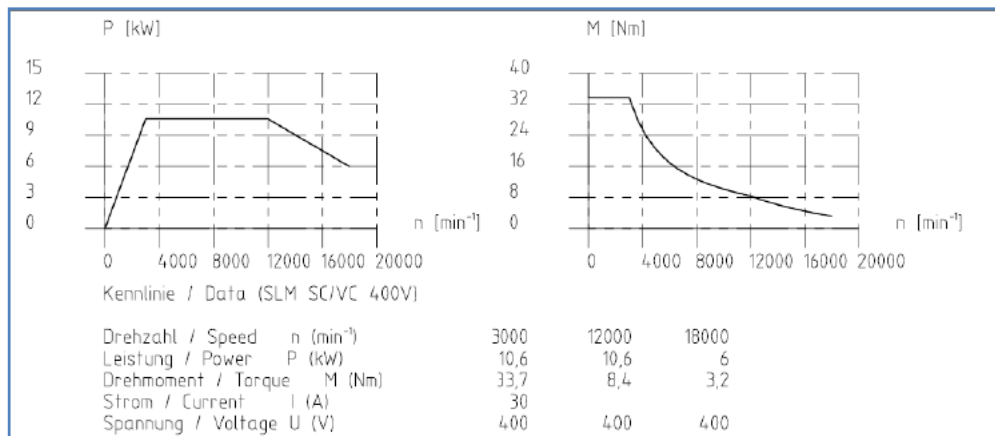


Abb. 105: Leistungs-, und Momentenkennlinie (Siemens – Spindel)²⁹

²⁹ Quelle: Siemens-Weiss (2023), Datenblatt

Die Leistung der Spindel steigt im unteren Drehzahlbereich bis ca. 3500 U/min linear an. Die Spindel benötigt jedoch für die niedrigen Drehzahlen bei den großen Durchmessern am meisten Leistung. Die errechneten Leistungsbedarfe bezogen auf die Durchmesser und Drehzahlen können innerhalb der Nennleistungskennlinie abgedeckt werden.

Das Drehmoment fällt mit steigender Drehzahl. Die Spindel verfügt über ein Nennmoment von 0 bis ca. 3500 U/min von 33,7Nm. Die berechneten erforderlichen Drehmomente befinden sich alle unterhalb der Drehmoment - Kennlinie.

Die ausgewählte Type und Baugröße der Frässpindel kann somit für die geplanten Bearbeitungen in Verbindung mit den definierten Leistungsparametern und Schnittwerten für den Bohrautomaten eingesetzt werden.

10 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Konzipierung, Konstruktion und Umsetzung eines 5-Achs Bohrautomaten zum Bearbeiten von Sessellift – Hauptrahmen.

Neben baulichen Vorgaben ist eine große Herausforderung bei der Entwicklung der Sonderanlage die hohe Bauteilvielfalt hinsichtlich unterschiedlicher Abmessungen und Geometrien. Der Spann-, und Bearbeitungsprozess muss universal für das komplette Produktspektrum gestaltet werden. Nach einer eingehenden Recherche des Stands der Technik wurde aus den möglichen Konzepten jenes gewählt, welches dem Anforderungskatalog am ehesten entspricht.

Im Zuge der Konzeptphase, wurde ein geeignetes Spann-, und Bearbeitungskonzept entwickelt. Als wesentliches Kriterium während dieser Phase, sind die Einhaltung der geforderten Toleranzen und Taktzeiten zu erwähnen. Die Machbarkeit aller Einzelbearbeitungen mittels leistungsstarker Frässpindel ist bei der Entwicklung der Anlage stets im Fokus. Durch die geeignete Wahl an translatorischen und rotatorischen Einzelachsen im Verbund, wird die erforderliche Achskinematik sichergestellt, um so flexibel alle Positionen anfahren zu können.

Mit Hilfe von FEM-Analysen konnte nachgewiesen werden, dass die eingesetzten Spannmittel ausreichend dimensioniert sind, um die Bauteile in Zwangslage zu fixieren. Die zulässigen Spannungen und maximalen Verformungen in den Produktaufnahmen konnten ebenso berechnet werden und die Detailkonstruktion für den Anwendungsfall freigegeben werden.

Auf Basis der FEA konnten sämtliche Komponenten, welche zum Spannen der Bauteile und Stabilisieren einzelner Bewegungsachsen dienen, entsprechend im hydraulischen Gesamtsystem ausgelegt werden.

Lagerungen, Führungen und Antriebe wurden mit den zur Verfügung stehenden Tools hinsichtlich Lebensdauer, Tragfähigkeiten und Auslastung mit ausreichend Sicherheit ausgelegt und berechnet. Mittels spezieller Auswertefunktionen konnten die tatsächlichen Antriebsparameter wie Drehzahl und Drehmoment an der fertigen Anlage aufgezeichnet werden, um entsprechende Rückschlüsse auf die vorgelagerten Auslegungen zu ziehen.

Über die Ermittlung von Zerspanungs-, und Schnittkräften konnten geeignete Bearbeitungswerkzeuge ausgewählt und Bearbeitungsstrategien entwickelt werden. Mit Hilfe der ermittelten Leistungsparameter konnte die Auswahl einer passenden Bearbeitungsspindel vorgenommen werden.

Nach ausführlichen Tests mit verschiedenen Produkten und Fahrzyklen, konnten nach erfolgter Optimierungsschleife die Serienprodukte mit einer Maschinenverfügbarkeit von >99% bearbeitet werden.

Als weiterer Meilenstein ist die vollständige Inbetriebnahme der restlichen Kundenbauteile zu erwähnen. Laut aktueller Prognose können die spezifizierten Zykluszeiten eingehalten bzw. noch reduziert werden. Somit wäre die Einsparung einer halben Schicht denkbar und der ROI kann dahingehend verbessert werden.

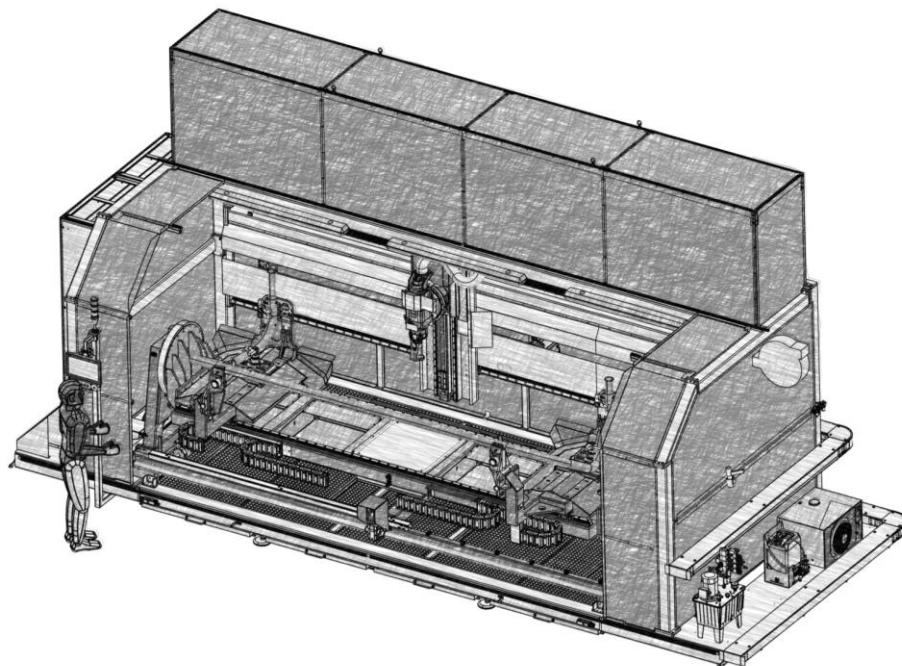


Abb. 106: Bohrautomat (skizzierte Darstellung)

Literatur

- Leitner (2023) Leitner AG Website, Produkte, Leitner Premium Sessel EVO, <https://www.leitner.com/produkte/seilbahnsysteme/premium-sessel-evo/> (abgerufen am 10.05.2023)
- Leitner (2023) Leitner AG Website, Geschichte, <https://www.leitner.com/unternehmen/geschichte/> (abgerufen am 10.05.2023)
- Leitner (2023) Leitner AG Website, Referenzen, <https://www.leitner.com/unternehmen/referenzen/detail/td28-matterhorn-glacier-ride/> (abgerufen am 12.05.2023)
- [FranzWD61] Franz, W.-D.: Das Kalt-Biegen von Rohren. Springer, 1961
- Plantec (2023) Plantec Website, Bohrautomaten, https://plantec-vertrieb.de/produkt/bohrautomat_kudu/ (abgerufen am 13.05.2023)
- Blechonline (2023) Blechonline, Automatisierungslösungen, <https://www.blechonline.de/automatisierungskonzepte-fuer-das-rohrbiegen> (abgerufen am 14.05.2023)
- Trumpf (2023) Trumpf Website, Produkte, Laser – Rohrschneidmaschine https://www.trumpf.com/de_AT/produkte/maschinen-systeme/laser-rohrschneidmaschinen/trulaser-tube-7000-fiber/ (abgerufen am 15.05.2023)
- USE-Metalltechnik (2023) USE-Metalltechnik, 3D-Rohrlaser, <https://www.use-metalltechnik.ch/dienstleistungen/3d-rohrlaser/> (abgerufen am 15.05.2023)

- Eropräzisa
(2023) Eropräzisa, Hohlschaftkegel HSK Fügeposition, <https://www.eropraezisa.com/newsbeitrag/eropraezisa-exper-tentipp-goldring-hohlschaftkegel-fuer-schnellere-werkzeug-wechsel-und-praezisere-fraesergebnisse> (abgerufen am 27.05.2023)
- Roemheld
(2023) Roemheld, Schwenkspanner, Katalogblatt B1.881 S.1&5, <https://ws.roemheld.de/de/produkte/schwenkspanner-mit-robuster-schwenkmechanik~pszAO1BEP7J0> (abgerufen am 05.06.2023)
- FIBRO (2023) FIBRO, Rundtisch EM.NC.14, Katalogblatt S.3, Anlagen Teil 2
- TCM (2023) TCM-Austria, Katalogblatt – Leistungsbedarf, <https://www.tcm-international.com/tool-management-produkte/stammdaten-tooltracer> (abgerufen am 10.06.2023)
- SCHAEFF-
LER (2023) SCHAEFFLER, Berechnungstool BEARINX, <https://medias-at.schaeffler.com/de/knowledgebase/linear-guidance-systems/mo-norail-guidance-systems/calculation-programs> (abgerufen am 20.06.2023)
- BOSCH-
REXROTH
(2023) Bosch-Rexroth, Auslegungstool für KGT, Linear motion designer, https://store.boschrexroth.com/Lineartechnik/Gewinde-triebe/Kugelgewindetriebe/Kugelgewindetriebe-BASA?cclcl=de_AT (abgerufen am 27.06.2023)
- SIEMENS
(2023) Siemens, Projektierungstool SIZER für Siemens Antriebe im TIA Selection Tool, <https://mall.industry.siemens.com/mall/de/WW/Catalog/Product/6SL3070-0AA00-0AG0> (abgerufen am 05.07.2023)
- WALTER
(2023) Walter tools, Engineering Gesamtkatalog 16/17, <https://www.walter-tools.com/de-de/search/pages/default.aspx?k=WALTER%20Engineering> (abgerufen am 15.07.2023)

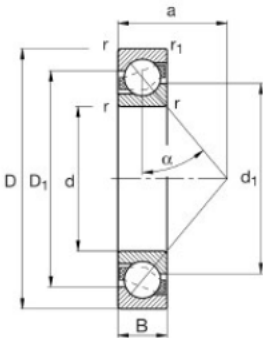
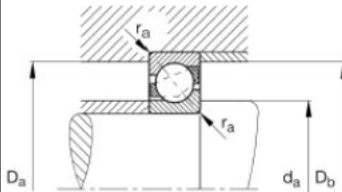

- HAM (2023) HAM Präzisionswerkzeuge, Katalog 23, https://ham-tools.com/ham_praezision_vhm_pkd_werkzeuge/katalogwerkzeuge/ (abgerufen am 25.07.2023)
- Siemens-Weiss (2023) Siemens-Weiss, Bedienungsanleitung, Hybridspindel 180844-001, <https://www.weissgmbh.com/de/produkte/> (abgerufen am 15.08.2023)

Anlagen

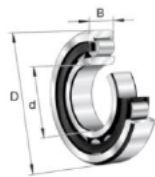
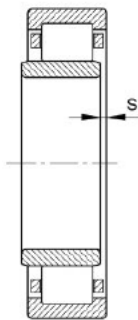
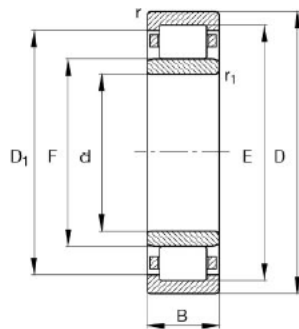
Teil 1	A-I
Teil 2	A-III
Teil 3	A-V
Teil 4	A-VIII

Anlagen, Teil 1

Technische Informationen 7214-B-XL-TVP-UO Schrägkugellager

		
		
		
Hauptabmessungen und Leistungsdaten		
d	70 mm	Bohrungsdurchmesser
D	125 mm	Außendurchmesser
B	24 mm	Breite
C_r	74.000 N	Dynamische Tragzahl, radial
C_{0r}	62.000 N	Statische Tragzahl, radial
C_{ur}	4.300 N	Ermüdungsgrenzbelastung, radial
n_G	7.200 1/min	Grenzdrehzahl
n_{3r}	5.400 1/min	Bezugsdrehzahl
	1,1 kg	\$(Gewicht)
Anschlußmaße		
$d_{a \min}$	79 mm	Minimaler Durchmesser der Wellenschulter
$D_{a \max}$	116 mm	Maximaler Durchmesser der Gehäuseschulter
$D_{b \max}$	119,4 mm	Maximaler Durchmesser der Gehäuseschulter
$r_{a \max}$	1,5 mm	Maximaler Hohlkehlradius an der Welle
$r_{a1 \max}$	1 mm	Maximaler Hohlkehlradius am Gehäuse
Abmessungen		
r_{\min}	1,5 mm	Minimaler Kantenabstand
$r_{1 \min}$	1 mm	Minimaler Kantenabstand
D_1	104 mm	Borndurchmesser der breiten Außenringseitenfläche
d_1	92,3 mm	Borndurchmesser der breiten Innenringseitenfläche
a	53 mm	Abstand Druckkegelspitze
α	40 °	Druckwinkel

Technische Informationen NU214-E-XL-TVP2 Zylinderrollenlager



FAG

X-life

Hauptabmessungen und Leistungsdaten

d	70 mm	Bohrungsdurchmesser
D	125 mm	Außendurchmesser
B	24 mm	Breite
C_r	141.000 N	Dynamische Tragzahl, radial
C_{0r}	138.000 N	Statische Tragzahl, radial
C_{ur}	19.500 N	Ermüdungsgrenzbelastung, radial
n_G	7.800 1/min	Grenzdrehzahl
n_{gr}	4.650 1/min	Bezugsdrehzahl
	1,16 kg	\$(Gewicht)

Anschlußmaße

$d_{a\min}$	79 mm	Minimaler Anlagedurchmesser Wellenschulter
$d_{a\max}$	82 mm	Maximaler Durchmesser der Wellenschulter
$d_{b\min}$	86 mm	Minimaler Wellenabsatz
$D_{a\max}$	116 mm	Maximaler Durchmesser der Gehäuseschulter
$r_{o\max}$	1,5 mm	Maximaler Freistichradius
$r_{a1\max}$	1,5 mm	Maximaler Freistichradius

Abmessungen

r_{\min}	1,5 mm	Minimaler Kantenabstand
$r_{1\min}$	1,5 mm	Minimaler Kantenabstand
s	1,2 mm	axialer Verschiebeweg
E	113,5 mm	Laufbahndurchmesser des Außenringes
F	83,5 mm	Laufbahndurchmesser des Innenringes
$D_{1\min}$	109,4 mm	Minimaler Borddurchmesser des Außenringes

Temperaturbereich

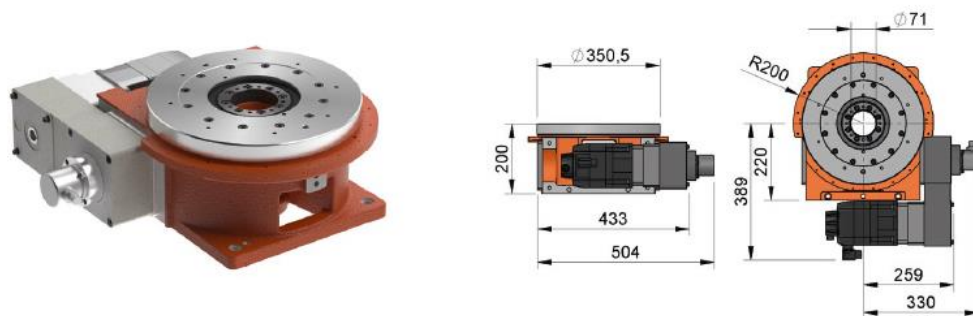
T_{\min}	-30 °C	Betriebstemperatur min.
T_{\max}	120 °C	Betriebstemperatur max.

Anlagen, Teil 2

Datenblatt EM.NC.14 Rundtisch, S.1

FIBROTOR® EM.NC.14

ABMESSUNGEN



CAD-Dateien und technische Daten können Sie unter www.fibrotor.de/downloads herunterladen.

BESTELLCODIERUNG · · · · · · ·

TECHNISCHE DATEN

CODIERUNG

Schalttellerabmessung	2	Standard-Abmessung Ø 410 mm	.0410
		verstärkte Schalttellerlagerung Ø 380 mm	.0380
		Schalttellerklemmung Ø 410 mm	.0410
		Einbau-Ausführung Ø 410 mm	.0410
Antriebsmotor	3	ohne Motor	.0
		Standard-Bremsmotor	.1
		AC-Servomotor	.7
		Sonderausführung	.9
Antriebsanordnung	4	siehe Antriebsanordnungen	.XXX
Teilung	5	frei programmierbar	.00
		ohne Zusatzbaugruppen	.0
		verstärkte Schalttellerlagerung	.1
		hydraulische Schalttellerklemmung	.2
		Einbauausführung	.1
		Einbauausführung mit Einbauring	.2
		vertikale Ausführung/vertikale Ausführung mit Grundplatte	.3 .4
		Zentrierung	.1
Zentrierflansch	.2		
Zentrierung und Zentrierflansch	.3		

ANTRIEBSANORDNUNGEN



Datenblatt EM.NC.14 Rundtisch, S.2

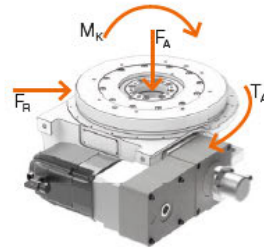
FIBROTOR® EM.NC.14

TECHNISCHE DATEN

Max. Drehzahl am Schaltteller		30 1/min
Teilgenauigkeit in Winkelsekunden	indirekte Messung	± 45°
	direkte Messung	± 10°
	Messung am Motor	± 100°
Teilgenauigkeit in Bogenlänge (Ø350 mm)	indirekte Messung	± 0,039 mm
	direkte Messung	± 0,0086 mm
	Messung am Motor	± 0,0866 mm
Planlauf des Schalttellers	bezogen auf Ø 350 mm	0,015 mm
Rundlauf der Zentrierbohrung	bezogen auf Ø 150 mm	0,015 mm
Planparallelität	bezogen auf Ø 350 mm	0,04 mm
Mittendurchgang	mit seitlicher Öffnung im Gehäuse	Ø 70 mm
Drehrichtung		beliebig
Arbeitslage	Standard	horizontal, Drehachse vertikal
	Drehtrommelausführung	vertikal, Drehachse horizontal
	Überkopf	auf Anfrage
Eigengewicht	ohne Motor	ca. 120 kg

BELASTUNGSDATEN HORIZONTALER EINSATZ*

Zul. Aufbautendurchmesser	mm	1.800
Zul. Axialkraft am positionierten Schaltteller $F_{A\ stat}$	N	20.000
Zul. Radialkraft am positionierten Schaltteller $F_{R\ stat}$	N	12.500
Zul. Kippmoment am positionierten Schaltteller $M_{K\ stat}$	Nm	4.500
Zul. Kippmoment am positionierten Schaltteller (verst. Lagerung) $M_{K\ stat}$	Nm	13.500
Zul. Kippmoment am drehenden Schaltteller $M_{K\ dyn}$	Nm	1.500
Zul. Kippmoment am drehenden Schaltteller (verst. Lagerung) $M_{K\ dyn}$	Nm	4.500
Zul. Tangentialmoment am positionierten Schaltteller $T_{A\ stat}$	Nm	320
Zul. Tangentialmoment mit hydraulischer Schalttellerklemmung T_{Kl}	Nm	1.200



*kombinierte Lasten nur nach Prüfung durch FIBRO

SCHALTZEITEN

Massenträgheitsmoment J	kgm ²	4	8	16	26	50	100	150
max. zul. Schalttellerdrehzahl	1/min	30	30	30	25	25	21	19
Beschleunigungszeit t_s	s	0,12	0,15	0,2	0,2	0,3	0,4	0,55
Gesamtuntersetzung i		96	96	96	120	120	120	120
Motordrehzahl	1/min	2.880	2.880	2.880	3.000	3.000	2.520	2.442
erforderliches Motormoment	Nm	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	12,8
Schwenkzeit t_s für 360°	s	2,22	2,25	2,30	2,70	2,80	3,36	3,6
Schwenkzeit t_s für 180°	s	1,22	1,25	1,30	1,50	1,60	1,93	2,13
Schwenkzeit t_s für 90°	s	0,72	0,75	0,80	0,90	1,00	1,21	1,39
Schwenkzeit t_s für 60°	s	0,55	0,58	0,63	0,70	0,80	0,98	1,14
Schwenkzeit t_s für 45°	s	0,47	0,50	0,55	0,60	0,70	0,86	1,00
Schwenkzeit t_s für 30°	s	0,39	0,42	0,47	0,50	0,60	0,74	0,84
Schwenkzeit t_s für 20°	s	0,33	0,36	0,41	0,43	0,53	0,66	0,70
Schwenkzeit t_s für 10°	s	0,28	0,31	0,36	0,37	0,47	0,58	0,53
Schwenkzeit t_s für 5°	s	0,25	0,28	0,33	0,33	0,43	0,54	0,40

Anlagen, Teil 3

Roemheld Datenblatt Schwenkspanner B 1.881 S. 1



Ausgabe 11-18

B 1.881

Schwenkspanner mit Überlastsicherung

Flansch unten und Gewinde, einfach und doppelt wirkend, max. Betriebsdruck 500 bar



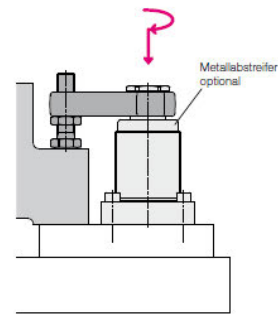
Vorteile

- 4 Baugrößen mit 3 Spannhüben lieferbar
- Flansch unten oder Gewindebefestigung
- Rohranschluss oder gebohrte Kanäle
- Einfach oder doppelt wirkende Funktion
- FKM-Abstreifer serienmäßig
- Metallabstreifer optional
- Verschiedene Spanneisen als Zubehör

Überlastsicherung

Die Überlastsicherung ist eine federbelastete austarbare Kupplung zwischen Kolben und Schwenkstange. Sie schützt die Schwenkmechanik vor Beschädigung bei

- blockiertem Schwenkvorgang
- zu hoher Schwenkgeschwindigkeit
- unsachgemäßer Spanneisenmontage.



Abstreifersystem siehe Seite 6.

Einsatz

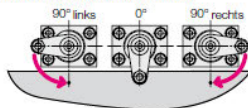
Hydraulische Schwenkspanner werden zum Spannen von Werkstücken eingesetzt, bei denen die Spannpunkte zum Be- und Entladen der Vorrichtung frei sein müssen.

Beschreibung

Der hydraulische Schwenkspanner ist ein Zugszylinder, bei dem ein Teil des Gesamthubes als Schwenkhub zum Drehen des Kolbens genutzt wird.

Schwenkrichtung

Wahlweise rechts oder links schwenkend und ohne Schwenken (0°) lieferbar.



Schwenkwinkel-Standard 90° ±2°

Optional sind 60°, 45° und 0° lieferbar. Weitere Schwenkwinkel in 5°-Stufung auf Anfrage lieferbar.

0°-Ausführung

Einsatz als Zugszylinder mit verdrehgesichertem Kolben und außermittiger Belastbarkeit nach Spannkraft-Diagramm.

Wichtige Hinweise!

Schwenkspanner sind ausschließlich zum Spannen von Werkstücken im industriellen Gebrauch vorgesehen und dürfen nur mit Hydrauliköl betrieben werden. Sie können sehr hohe Kräfte erzeugen. Das Werkstück, die Vorrichtung oder die Maschine müssen diese Kräfte aufnehmen können.

Im Wirkungsbereich von Kolbenstange und Spanneisen besteht Quetschgefahr. Der Hersteller der Vorrichtung oder Maschine ist verpflichtet wirksame Schutzmaßnahmen vorzusehen.

Die Schwenkbewegung darf nicht behindert werden, damit die Überlastsicherung nicht anspricht.

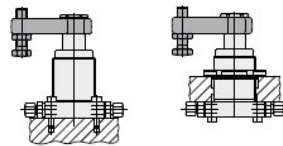
Bei einfach wirkenden Schwenkspannern unbedingt die Hinweise zur Federraumbelüftung auf Blatt G 0.110 beachten.

Betriebsbedingungen, Toleranzen und sonstige Angaben siehe Blatt A 0.100.

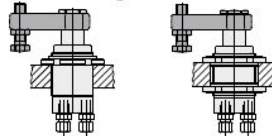
Einbau- und Anschlussmöglichkeiten

Rohrgewinde

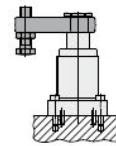
Flansch unten



Gewindeausführung

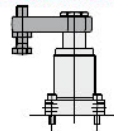


Gebohrte Kanäle



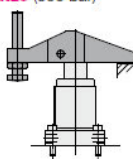
Zubehör

Spanneisen mit Druckschraube (200 bar)



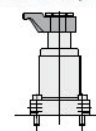
Hinweis: Berechnung der effektiven Spannkraft auf Seite 4

Spannpratze (500 bar)

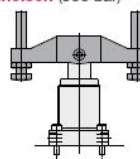


Die asymmetrische Spannpratze stützt sich auf eine Festauflage ab. Sehr hohe Spannkraft bei 500 bar.

Gekröpftes Spanneisen (300 bar)



Doppelspanneisen (500 bar)

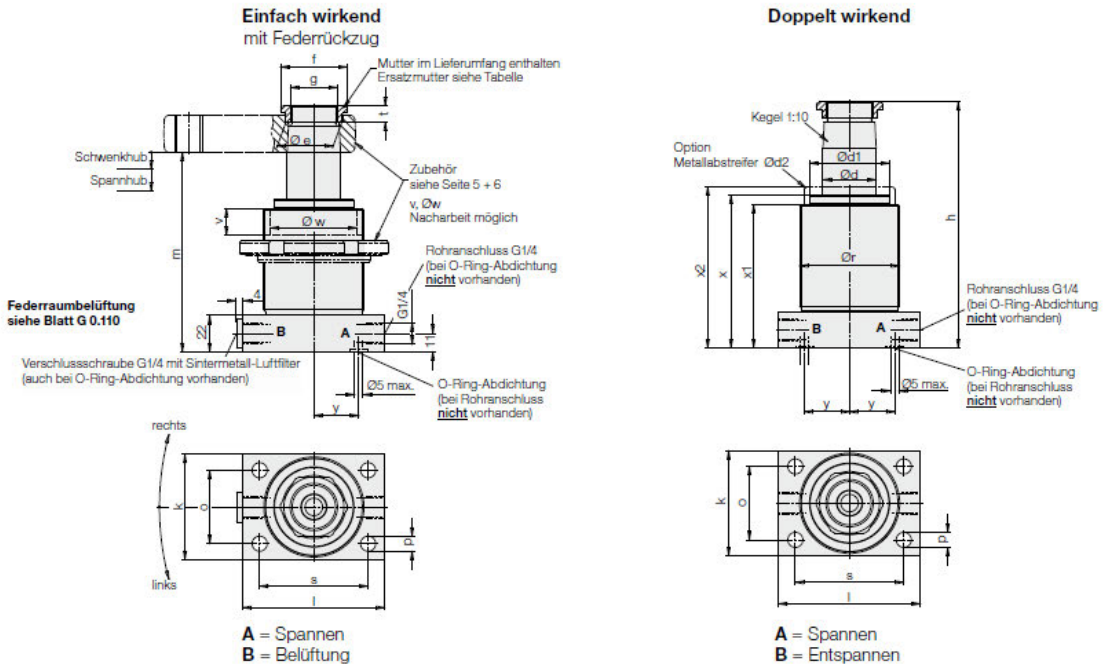


Das symmetrische Doppelspanneisen kann zwei Werkstücke gleichzeitig spannen, wobei die Zugkraft des Kolbens halbiert wird. Für eine waagerechte Ausgangslage sorgen eingebaute Federelemente.

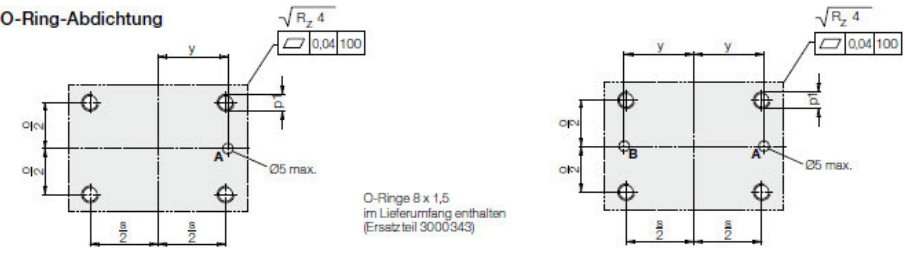
Roemheld Datenblatt Schwenkspanner B 1.881 S. 2

Abmessungen

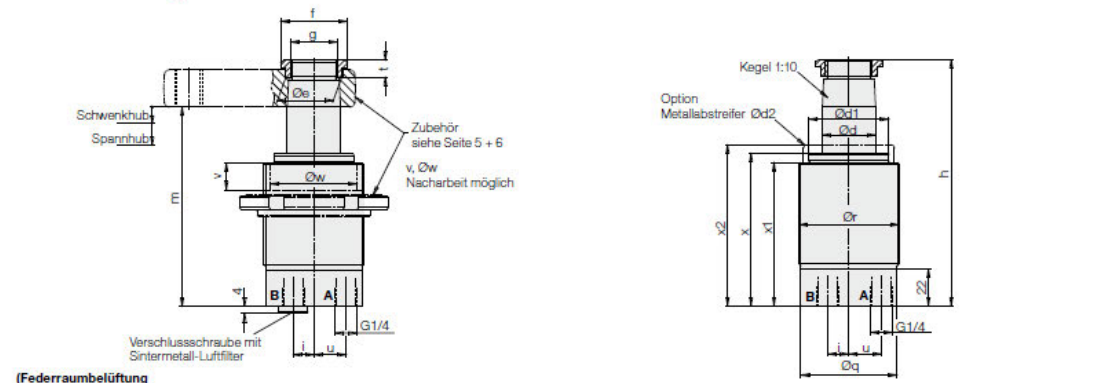
Flanschausführung mit Rohranschluss G 1/4 oder mit O-Ring-Abdichtung (siehe Tabelle)



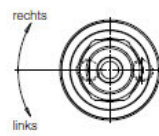
Anschlussbild für O-Ring-Abdichtung



Gewindeausführung mit Rohranschluss G 1/4



(Federraumbelüftung siehe Blatt A.0110)



Einbauage
 Senkrechte Einbauage bevorzugt!
 Waagerechte Einbauage ist mit Zubehör-Spanneisen (Seite 5+6) möglich, aber zusätzliche Volumenstromdrosselung erforderlich, damit die Überlastsicherung nicht anspricht. Die Verwendung schwererer Spanneisen ist deshalb nicht möglich!

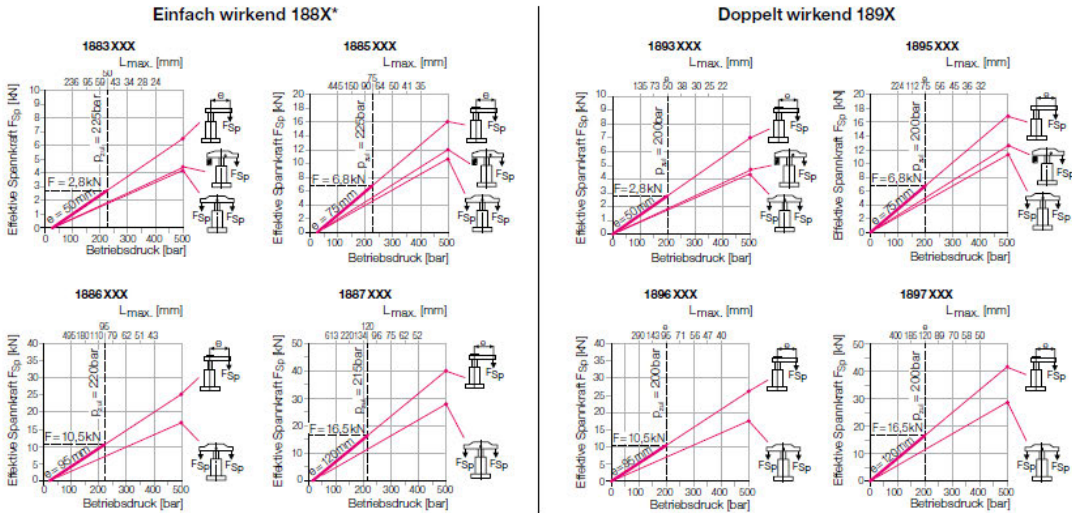
Werkstoffe

Kolben	Vergütungsstahl nitriert oder maßhartverchromt
Gehäuse	Vergütungsstahl nitriert
Dichtungen	NBR, PTFE (auf Wunsch FKM)
Abstreifer	FKM
Metallabstreifer	Nitrierstahl

Roemheld Datenblatt Schwenkspanner B 1.881 S. 3

Spannkräfte

Effektive Spannkraft in Abhängigkeit des Betriebsdruckes mit Zubehör-Spanneisen (Seite 5)



*) Bei einfach wirkenden Schwenkspannern ist die Federkraft berücksichtigt.

Einfach wirkende Schwenkspanner

Effektive Spannkraft

$$F_{sp} = \frac{p \cdot F}{A + (B \cdot L)} \leq F_{zul} \quad [kN]$$

Zulässige Spannkraft*

$$F_{zul} = \frac{C}{L} \quad [kN]$$

Zulässiger Betriebsdruck

$$p_{zul} = \frac{D}{L} + E + F \quad [bar]$$

L = Spanneisenlänge [mm] p = Druck [bar]

*) Bei einer gewünschten Spanneisenlänge L darf die Spannkraft den zulässigen Wert nicht überschreiten.

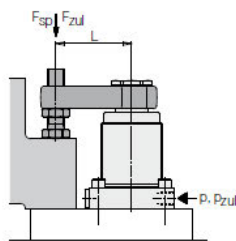
Die Konstanten (A...F) für die 4 Baugrößen sind der Tabelle zu entnehmen.

Konstante	1883	1885	1886	1887
A	56,59	22,1	14,15	8,67
B	0,297	0,097	0,0514	0,0288
C	140	510	997,5	1980
D	7923	11273	14111	17162
E	41,54	49,7	51,47	57
F	25	25	20	15

Spannkraftdiagramme

Verlauf der effektiven Spannkraft für die wichtigsten Zubehör-Spanneisen:

- Spanneisen komplett (L = e)**
Die Spannkraft kann bis zum maximalen Betriebsdruck direkt abgelesen werden. Die Spanneisenlängen Lmax im 50 bar Raster ermöglichen nur eine grobe Schätzung. Genaue Werte und die dazugehörigen Spannkräfte können mit den nebenstehenden Formeln errechnet werden.
- Spannpratze komplett**
Spannkraft bis 500 bar ablesbar.
- Doppelspanneisen komplett**
Spannkraft bis 500 bar entspricht der halben Zugkraft des Schwenkspanners.



Doppelt wirkende Schwenkspanner

Effektive Spannkraft

$$F_{sp} = \frac{p}{A + (B \cdot L)} \leq F_{zul} \quad [kN]$$

Zulässige Spannkraft*

$$F_{zul} = \frac{C}{L} \quad [kN]$$

Zulässiger Betriebsdruck

$$p_{zul} = \frac{D}{L} + E \quad [bar]$$

L = Spanneisenlänge [mm] p = Druck [bar]

*) Bei einer gewünschten Spanneisenlänge L darf die Spannkraft den zulässigen Wert nicht überschreiten.

Die Konstanten (A...E) für die 4 Baugrößen sind der Tabelle zu entnehmen.

Konstante	1893	1895	1896	1897
A	56,59	22,1	14,15	8,67
B	0,297	0,097	0,0514	0,0288
C	140	510	997,5	1980
D	7923	11273	14111	17162
E	41,54	49,7	51,47	57

Beispiel

Schwenkspanner einfach wirkend 1885 104
Zubehör-Spanneisen e = 75 mm
Gewünschte Sonderlänge L = 150 mm

1. Zulässige Spannkraft

$$F_{zul} = \frac{C}{L} = \frac{510}{150} = 3,4 \text{ kN}$$

2. Zulässiger Betriebsdruck

$$p_{zul} = \frac{D}{L} + E + F = \frac{11273}{150} + 49,7 + 25 = 150 \text{ bar}$$

Spannkraftberechnung

Bei einem Schwenkspanner wird durch das Spanneisen ein Moment erzeugt und damit die Kolbenführung belastet. Die zusätzliche Reibungskraft geht bei der Spannkraft verloren. Je länger das Spanneisen, um so schlechter ist der Wirkungsgrad.

Bei den nebenstehenden Berechnungen ist dies berücksichtigt. Die Konstanten wurden durch Messungen ermittelt.

Wichtig! Die Eingabe der Variablen muss in den vorgegebenen Einheiten erfolgen.

Beispiel

Schwenkspanner doppelt wirkend 1895 104
Zubehör-Spanneisen e = 75 mm
Gewünschte Sonderlänge L = 150 mm

1. Zulässige Spannkraft

$$F_{zul} = \frac{C}{L} = \frac{510}{150} = 3,4 \text{ kN}$$

2. Zulässiger Betriebsdruck





















$$p_{zul} = \frac{D}{L} + E = \frac{11273}{150} + 49,7 = 125 \text{ bar}$$

Anlagen, Teil 4

Werkzeugliste Teil 1:

Nr.	Artikelnummer ET	Abbildung	Bezeichnung ET	Menge verbaut
1	990-220101-001		WSP-Fräs Werkzeug	1
2	990-220101-002		VHM-Spiralbohrer Ø11mm	1
3	990-220101-003		Wendeplattenfräser 180° Ø28	1
4	990-220101-004		Wendeplattenfräser 180° Ø32	1
5	990-220101-005		VHM-Spiralbohrer Ø11,5mm	1
6	990-220101-006		WSP-Bohrwerkzeug Ø18mm	1
7	990-220101-007		Wendeplattenfräser 180° Ø35	1
8	990-220101-008		Wendeplattenfräser 180° Ø25	1
9	990-220101-009		VHM-Spiralbohrer Ø8mm	2
10	990-220101-010		VHM-Spiralbohrer Ø11,5mm	1
11	990-220101-011		VHM-Bohrer Ø14mm	2
12	990-220101-012		WSP-Bohrwerkzeug Ø22mm	1
13	990-220101-013		VHM-Bohrer Ø11mm	1
14	990-220101-014		VHM-Spiralbohrer Ø8mm	1

Werkzeugliste Teil 2:

Nr.	Artikelnummer ET	Abbildung	Bezeichnung ET	Menge verbaut
15	990-220101-015		VHM-Spiralbohrer Ø6mm	1
16	990-220101-016		VHM-Spiralbohrer Ø12mm	1
17	990-220101-017		VHM-Spiralbohrer Ø16mm	1
18	990-220101-018		VHM-Spiralbohrer Ø10mm	1
19	990-220101-019		Aufnahmewerkzeug	1
20	990-220101-020		Fräseraufnahme	3
21	990-220101-021		Fräseraufnahme	2
22	990-220101-022		Fräseraufnahme	3
23	990-220101-023		Fräseraufnahme	1
24	990-220101-024		Fräseraufnahme	1
25	990-220101-025		Fräseraufnahme	1
26	990-220101-026		Fräseraufnahme	1
27	990-220101-027		Fräseraufnahme	1
28	990-220101-028		Fräseraufnahme	1
29	990-220101-029		Fräseraufnahme	1
30	990-220101-030		Winkelkopf	4
31	990-220101-031		Wendeplatten	14
32	990-220101-032		Wendeplatten	8
33	990-220101-033		Bohrkopf Ø18	1
34	990-220101-034		Bohrkopf Ø22	1

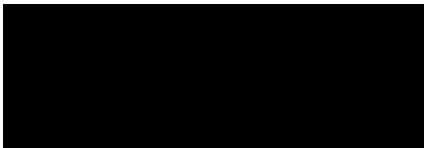
Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Mariastein, den 28.08.2023



Andreas Schmid