

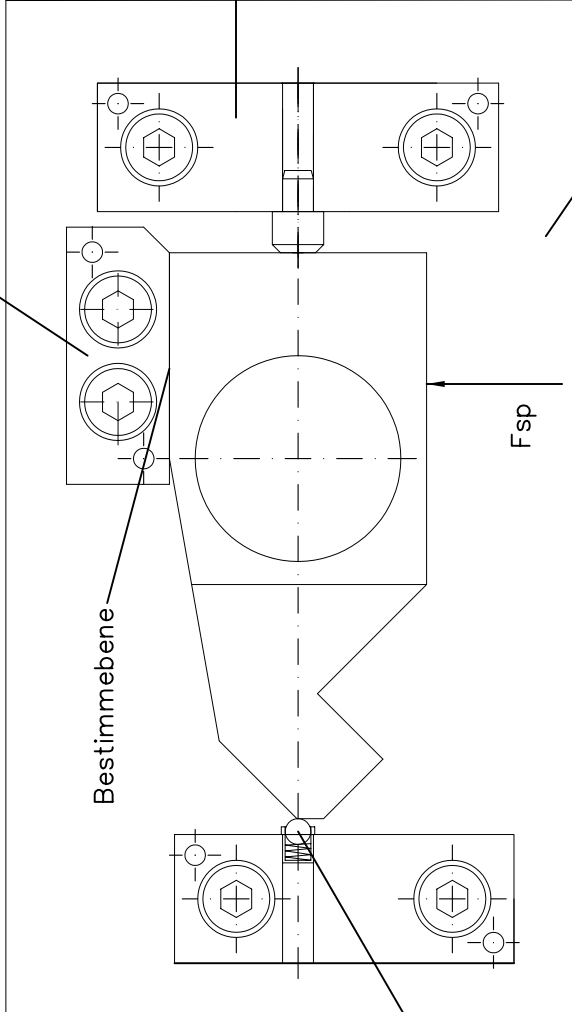
Beleg Vorrichtungskonstruktion

Datum: 14.07.05

Inhaltsverzeichnis:

- Aufgabenstellung	S. 01-02
- Entwurfsskizzen Lage	S. 03-04
- Entwurfsskizzen Spannung	S. 05-06
- Fertigungsplan	S. 07
- Funktionsbeschreibung	S. 08
- Montagebeschreibung	S. 08
- Skizze zur Berechnung	S. 09
- Berechnungen	S. 10-13
- Stückliste	S. 14
- Zusammenbauzeichnung	S. 15

Anschlagstück mit BG=2

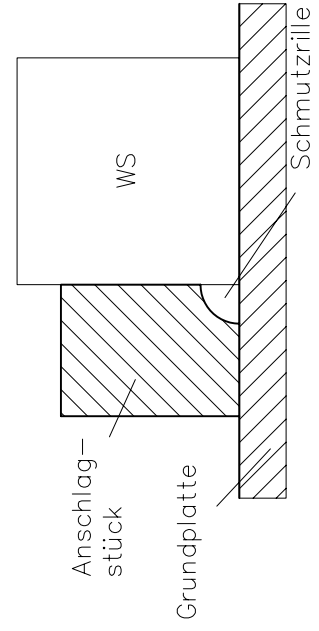


federndes Anschlagstück zur Vermeidung von Überbestimmung

Anschlag BG=1
z.B. Bolzen oder Schraube

F_{sp}

WS auf Grundplatte der Bohrvorrichtung
> hohe Genauigkeit nötig: Schablen



Anschlagstück

Grundplatte

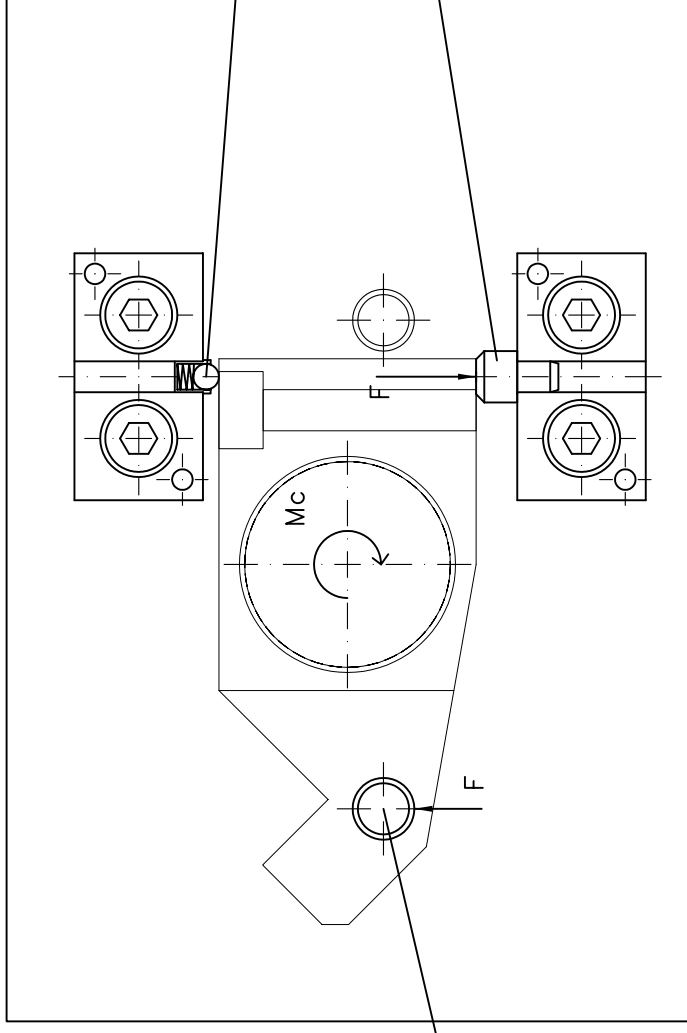
WS

Schmutzrinne

1. Variante:

Einfach, aber Problem bei Umspannung des Werkstückes

Maststab					
Bearb.	Datum	Name		Lage 1	
	Gepr.				
	Norm				
Zust.	Änderung	Datum	Name	Blatt	
				Bl.	



federndes Anschlagstück zur Vermeidung von Überbestimmung

Anschlagbolzen mit BC=1

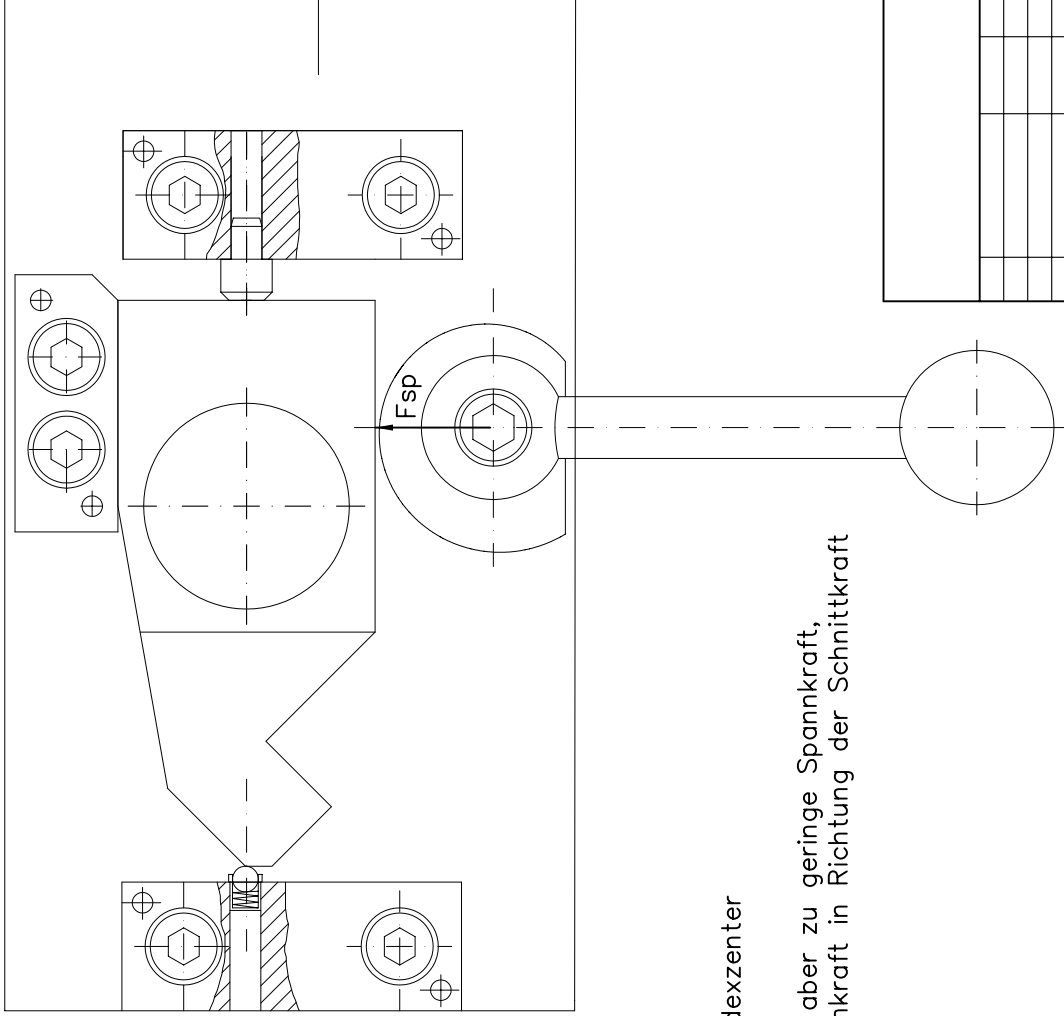
langer Bolzen mit BC=4
gleichzeitige Lagebestimmung und Kraftaufnahme
(muss großzügig dimensioniert werden, um Verformungen zu minimieren)

2. Variante:

Einfach, Umspannung des Werkstückes zur Senkungsbearbeitung möglich. Bolzen kann große Kräfte aufnehmen.

> gewählte Variante

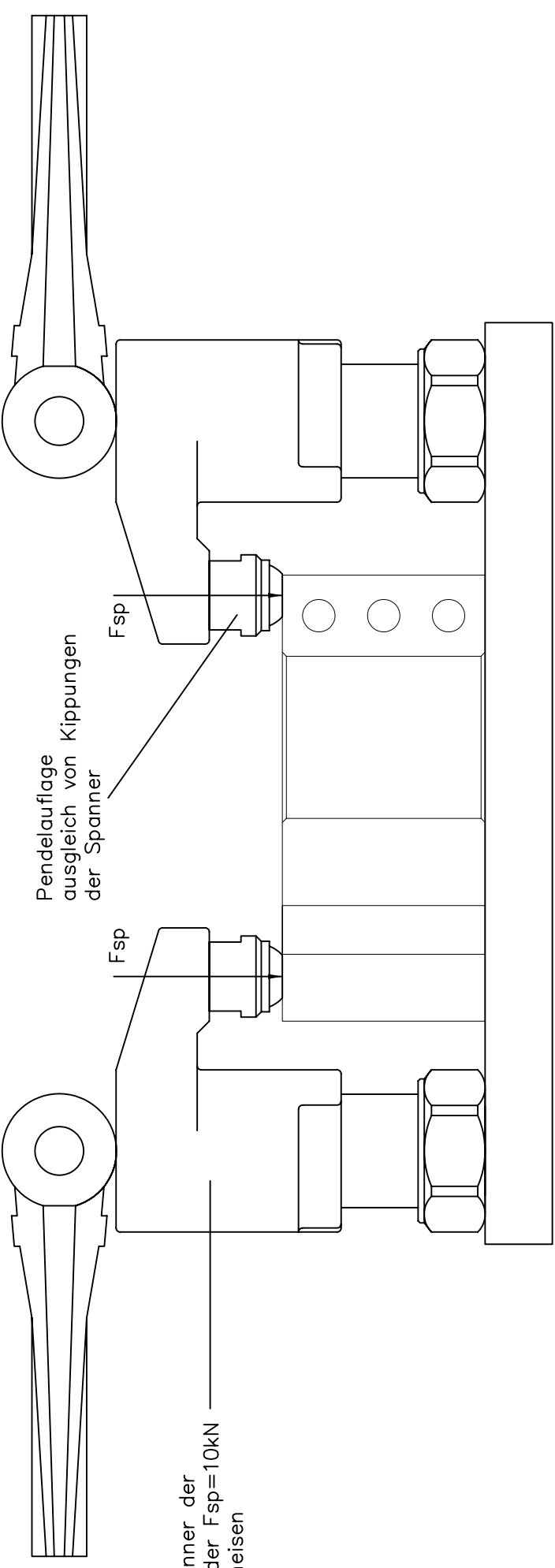
Maßstab							
Bearb.	Gepr.	Norm	Datum	Name		Datum	Name
Lage 1							
Zust.	Änderung		Datum	Name			
						Blatt	
						Bl.	



1. Variante:
Spannung durch Handexzenter

geringe Kosten, wohl aber zu geringe Spannkraft,
außerdem wirkt Spannkraft in Richtung der Schnittkraft

Maßstab																					
Bearb.	Datum	Name																			
														Gepr.	Norm						
Zust.	Änderung	Datum	Name																		
Spannung1													Blatt	Bl.							



Aufsitzzspanner der
Firma Halder $F_{sp}=10\text{kN}$
vgl. Spanneisen

Pendelaufgabe
ausgleich von Kippungen
der Spanner

2. Variante:
Spannung durch Aufsitzspanner

hohe Spannkraft, höhere Kosten
Spannkraft direkt in Maschinentisch, ungleiche Richtung zur Schnittkraft

- > gewählte Variante, da Umspannung des Werkstückes besser realisierbar, Spannkraft höher und nicht in Schnittkraftrichtung gerichtet

	Maßstab	
	Datum	Name
	Bearb.	Gepr.
	Norm	
Zust.	Änderung	Datum
		Name
Spannung2		
		Blatt
		Bl.

Fertigungsplan

Maschine: 3 Achsen, CNC

0. Kauf des Rohteils: Vierkant 50mmx50mmx120mm
1. Ablängen auf 112mm und Entgraten
2. Oberfläche Fräsen: Schlichten auf 50mm
3. Länge 110mm Fräsen
4. Breite 50mm Fräsen
5. 3 Bohrungen mit Durchmesser 15mm/9mm/M8
6. Bohrung 12mm H7
7. 10° Schräge und 45° Schräge mit M8 Fräsen
8. 45° Schräge 30mm, anliegende 18mm Fläche und Stirnfläche Fräse
9. 2x Durchmesser 9mm und M8 Bohrung fertigen
- 10. Bohrung 40H7 und Senkung 1x45°**
11. 10er Nut Fräsen und 2x Bohrung M4
12. Schlitzen mit Scheibenfräser bei 40H7 Bohrung
13. Schlitzen mit Scheibenfräser bei 12H7 Bohrung
14. Entgraten

Fertigungskritik

Die Schritt 10 sollte zu Schritt 5 getauscht werden, da die 3 Bohrungen (Schritt 5) für Probleme bei der Lagebestimmung führen. Die Werkstückbearbeitung sollte außerdem vom "Groben" zum "Feinen" erfolgen und nicht mitten in der Detailarbeit noch solch eine große Bohrung gefertigt werden.

Funktionsbeschreibung

Diese Vorrichtung ist zur Herstellung der Bohrung 40H7 und 2er Senken 1x45° vorgesehen.

Das Werkstück wird mit Hilfe eines 12mm Zylinderstiftes (5) in langer Ausführung, einem Anschlagbolzen (4) und einem Druckstück (3) lagebestimmt.

Der Zylinderstift (5) nimmt gleichzeitig den Hauptanteil der auftretenden Verfahrenskräfte auf.

Um eine Überbestimmung zu vermeiden, wurden Anschlagbolzen (4) und Druckstück (3) kurz ausgeführt. Das Werkstück liegt somit an den bereits bearbeiteten Außenflächen und der 12H7 Bohrung an.

Die Hauptkräfte entstehen beim Bohren. Daher wird die Berechnung auf das Bohren ausgelegt. Da es sich mit einem Durchmesser von 40mm um eine sehr große Bohrung handelt, wird in 2 Schritten mit relativ geringem Vorschub von $f=2\text{mm}$ gebohrt, um die Zerspankräfte und die damit erforderlichen Spannkkräfte gering zu halten.

Die Spannkraft wird mit Hilfe zweier Aufsitzspanner, welche drehbar und verschiebbar sind, auf das Werkstück aufgebracht und in den Maschinentisch abgeleitet. Eine Spannung an der Seitenflächen des Werkstückes ist nicht ratsam, da dies zu einer Verformung des Werkstückes beim Spannen und damit zu Ungenauigkeiten führen würde.

Um eventuelle Schiefstellungen der Aufsitzspanner, welche in Folge der Freimaße in der T-Nut, auftreten könnten, werden an den Aufsitzspannern Pendelauflagen angebracht.

Da der Senker einen größeren Durchmesser als 40mm besitzt, muß hierbei einer der Aufsitzspanner gelöst und weggedreht werden, um Kollisionen zu vermeiden. Die Spannkraft verringert sich dabei um die Hälfte, was aber bei den geringen Schnittkräften beim Fertigen der Senkung kein Problem darstellt.

Damit die Senkung auf beiden Seiten gefertigt werden kann, ist ein Umspannen des Werkstückes erforderlich.

Montagebeschreibung

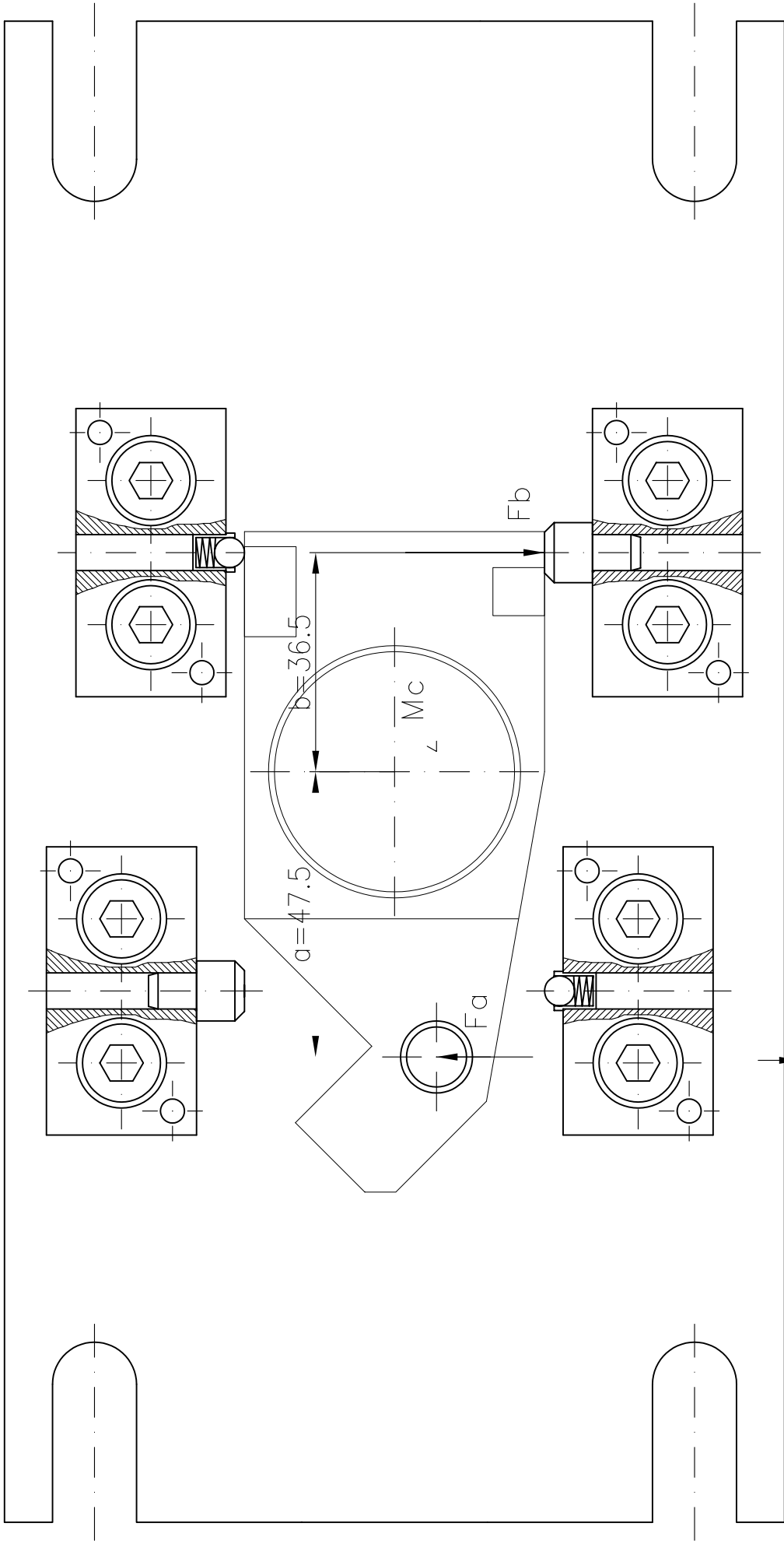
Zuerst werden die Zylinderstifte (9, 5) in die dafür vorgesehenen Bohrungen eingesetzt. Der 12mm Zylinderstift (5) muß eingepresst werden. In die Anschlagstücke (2) werden in je 2 ein federndes Druckstück (3) bzw. ein Anschlagbolzen (4) in die mittige Bohrung eingesetzt. Danach können die 4 Anschlagstücke (2) aufgesetzt und mit den Zylinderschrauben (10) festgeschraubt werden.

In die Aufsitzspanner (7) werden nun die Pendelauflagen (8) und die T-Nut-Muttern (11) geschraubt.

Im nächsten Schritt werden die 2 Aufsitzspanner (7) von außen in die T-Nuten eingeführt und mittels einer Mutter (SW36) eingestellt, so dass sie möglichst spielfrei in den Nuten gleiten.

Um ein rausrutschen der Aufsitzspanner zu vermeiden, wird an den äußeren Enden der Nuten ein Abschlußblech (12) mit je zwei Senkschrauben (6) befestigt.

Die ganze Vorrichtung kann nun mit Hilfe von 4 T-Nuten-Muttern (11) und dazugehörigen Sechskantschrauben (14) auf den Maschinentisch befestigt werden.



Maßstab

Zust.	Änderung	Datum	Name	Datum			Name	Blatt	Bl.
				Bearb.	Gepr.	Norm			

Skizze Rechnung

Berechnung

Werkstoff: St50 (E295) $K_{1c} := 1990 \frac{\text{N}}{\text{mm}^{2+K_{2c}}}$ $K_{2c} := -0.26$

Bohren mit Spiralbohrer $\sigma := 120\text{Grad}$ $f := 0.2\text{mm}$

Abstand Bohrermitte zu 12mm Zylinderstift: $l_a := 47.5\text{mm}$

Abstand Bohrermitte zu Anschlagbolzen: $l_b := 36.5\text{mm}$

Schritt 1: Bohren ins Volle $d_1 := 20\text{mm}$ $\Pi K_{iV} := 1.25$ $z_1 := 2$

Schritt 2: Aufbohren $d_2 := 40\text{mm}$ $\Pi K_{iA} := 1.1$ $z_2 := 3$

$$h_1 := \frac{f}{z_1} \cdot \sin\left(\frac{\sigma}{2}\right) \quad h_1 = 0.0866 \text{ mm}$$

$$h_2 := \frac{f}{z_2} \cdot \sin\left(\frac{\sigma}{2}\right) \quad h_2 = 0.0577 \text{ mm}$$

$$k_{c1} := K_{1c} \cdot h_1^{K_{2c}} \cdot \Pi K_{iV} \quad k_{c1} = 4699 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$k_{c2} := K_{1c} \cdot h_2^{K_{2c}} \cdot \Pi K_{iA} \quad k_{c2} = 4595 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Schnittkräfte:

$$F_{c1} := \frac{d_1 \cdot f}{4} \cdot k_{c1} \quad F_{c2} := \frac{(d_2 - d_1) \cdot f}{4} \cdot k_{c2}$$

$$F_{c1} = 4699 \text{ N} \quad F_{c2} = 4595 \text{ N}$$

$$F_{c1.\text{gesamt}} := 2F_{c1} \quad F_{c2.\text{gesamt}} := 2F_{c2}$$

$$F_{c1.\text{gesamt}} = 9398 \text{ N} \quad F_{c2.\text{gesamt}} = 9190 \text{ N}$$

Schnittmomente:

$$M_{c1} := 2F_{c1} \cdot \frac{d_1}{4} \quad M_{c2} := 2F_{c2} \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{4}$$

$$M_{c1} = 46.99 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_{c2} = 45.949 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Vorschubkraft: für ungünstigen Fall: $k := 0.8$

$$F_{f1} := k \cdot 2F_{c1} \quad F_{f2} := k \cdot 2F_{c2}$$

$$F_{f1} = 7518 \text{ N} \quad F_{f2} = 7352 \text{ N}$$

Da sich die Passivkräfte beim Bohren aufheben und die Vorschubkraft in den Maschinentisch direkt abgeleitet wird, reduziert sich die Belastung auf Zylinderstift, Anschlagstück und erforderliche Spannkraft nur auf die Schnittkraftkomponente. Beim Reiben werden nur minimale Späne abgenommen. Damit wird das auftretende Schnittmoment vernachlässigbar klein. Ähnliches gilt auch für das Senken. Die Spannkraft ist nicht unbedingt nötig, da keine Kräfte aufgenommen werden müssen, welche nicht durch den Zylinderstift, bzw. das Anschlagstück und Maschinentisch schon aufgenommen werden. Die Vorschubkraft würde nahezu als "Spannkraft" genügen. Um eine vollflächige Auflage zu gewährleisten und evtl. Stöße beim Bohren, besonders beim Anbohren, aufzunehmen, verwende ich 2 Aufsitzspanner der Fa. Halder mit einer maximalen Spannkraft von jeweils 10kN, welche auch die gesamten Schnittkräfte beim Bohren aufnehmen könnten.

theoretisch erforderliche Spannkraft:

$$c_1 := 1.1 \qquad c_2 := 1.6$$

$$F_{sp} := c_1 \cdot c_2 \cdot F_{c1.gesamt} \qquad F_{sp} = 16540 \text{ N}$$

Handspannkraft für Spannexzenter:

$$l_{wirk} := 100\text{mm} \qquad \phi := 150\text{Grad} \qquad \mu := 0.1$$

$$R := 14\text{mm} \qquad k_f := 8 \qquad \text{aus Diagramm WV2-14 abgelesen}$$

$$F_H := \frac{\left(\frac{F_{sp} \cdot R}{2} \right)}{l_{wirk} \cdot k_f} \qquad F_H = 144.729 \text{ N} \qquad \text{OK!}$$

Die Festigkeit des 12mm Zylinderstiftes und der Schrauben des Anschlagstückes lege ich nach den maximalen Momenten für das Bohren aus.

$$F_{c1a} := \frac{M_{c1}}{l_a} \qquad F_{c1a} = 989 \text{ N}$$

$$F_{c1b} := \frac{M_{c1}}{l_b} \qquad F_{c1b} = 1287 \text{ N}$$

$$F_{c2a} := \frac{M_{c2}}{l_a} \qquad F_{c2a} = 967 \text{ N}$$

$$F_{c2b} := \frac{M_{c2}}{l_b} \qquad F_{c2b} = 1259 \text{ N}$$

für die maximale Belastung des 12mm Zylinderstiftes ergibt sich:

$$F_a := F_{c1a}$$

$$F_a = 989 \text{ N}$$

für die maximale Belastung des Anschlagbolzens ergibt sich:

$$F_b := F_{c1b}$$

$$F_b = 1287 \text{ N}$$

Festigkeitsnachweis für den Zylinderstift:

Werkstoff: S235

$$\tau_{a.zul} := 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$\sigma_{b.zul} := 190 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$P_{press.zul} := 98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$P_{gleit.zul} := 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Werte aus Tabellenbuch Roloff/Matek 15. Auflage

$$d_b := 12\text{mm} \quad l_g := 20\text{mm} \quad l_p := 20\text{mm}$$

Scherung:

$$\tau_a := \frac{4F_a}{3 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_b}{2}\right)^2} \quad \tau_a = 11.663 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$S_a := \frac{\tau_{a.zul}}{\tau_a} \quad S_a = 6.859 \quad \text{OK!}$$

Pressung:

$$P_{press} := \frac{F_a}{2 \cdot l_p \cdot d_b} \quad P_{press} = 2.061 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$S_{press} := \frac{P_{press.zul}}{P_{press}} \quad S_{press} = 47.551 \quad \text{OK!}$$

Gleitung:

$$P_{gleit} := \frac{F_a}{l_g \cdot d_b} \quad P_{gleit} = 4.122 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$S_{gleit} := \frac{P_{gleit.zul}}{P_{gleit}} \quad S_{gleit} = 7.278 \quad \text{OK!}$$

Biegung:

$$w_b := 0.1 \cdot d_b^3 \quad w_b = 172.8 \text{mm}^3$$
$$\sigma_b := \frac{F_a \cdot \left(\frac{l_p}{2} + \frac{l_g}{2}\right)}{4 \cdot w_b} \quad \sigma_b = 28.624 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$S_b := \frac{\sigma_{b.zul}}{\sigma_b} \quad S_b = 6.638 \quad \text{OK!}$$

Die Festigkeitswerte werden für den Baustahl S235, welcher ein üblicher Werkstoff für Zylinderstifte ist, mit großzügigen Sicherheiten erreicht.
Da der Zylinderstift auch ein Bestimmelement darstellt, sollte aber ein verschleißfester Werkstoff gewählt werden: z.B. 16MnCr5, welcher noch höhere Festigkeitswerte besitzt.

Festigkeitsnachweis für Innensechskantschrauben am Anschlagstück:

Kernquerschnitt für M8: $A_{d3} := 32.84 \text{mm}^2$

Zulässige Scherspannung 8.8: $\tau_{a.s.zul} := 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Es sind pro Anschlagstück 2 Schrauben vorhanden, daher doppelter Querschnitt

$$\tau_{a.s} := \frac{F_b}{2A_{d3}} \quad \tau_{a.s} = 19.601 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{a.s} := \frac{\tau_{a.s.zul}}{\tau_{a.s}} \quad S_{a.s} = 40.814 \quad \text{OK!}$$

Toleranzbetrachtung:

für 12mm Zylinderstift: Passung H7/g6

$$\text{H7:} \quad H7_o := 0.018 \text{mm} \quad \text{g6:} \quad g6_o := -0.006 \text{mm}$$

$$H7_u := 0.0 \text{mm} \quad g6_u := -0.017 \text{mm}$$

$$D_{\min} := 12 \text{mm} + H7_u \quad D_{\min} = 12 \text{mm}$$

$$D_{\max} := 12 \text{mm} + H7_o \quad D_{\max} = 12.018 \text{mm}$$

$$d_{\min} := 12 \text{mm} + g6_u \quad d_{\min} = 11.983 \text{mm}$$

$$d_{\max} := 12 \text{mm} + g6_o \quad d_{\max} = 11.994 \text{mm}$$

$$S_{\min} := D_{\min} - d_{\max} \quad S_{\min} = 0.006 \text{mm}$$

$$S_{\max} := D_{\max} - d_{\min} \quad S_{\max} = 0.035 \text{mm}$$

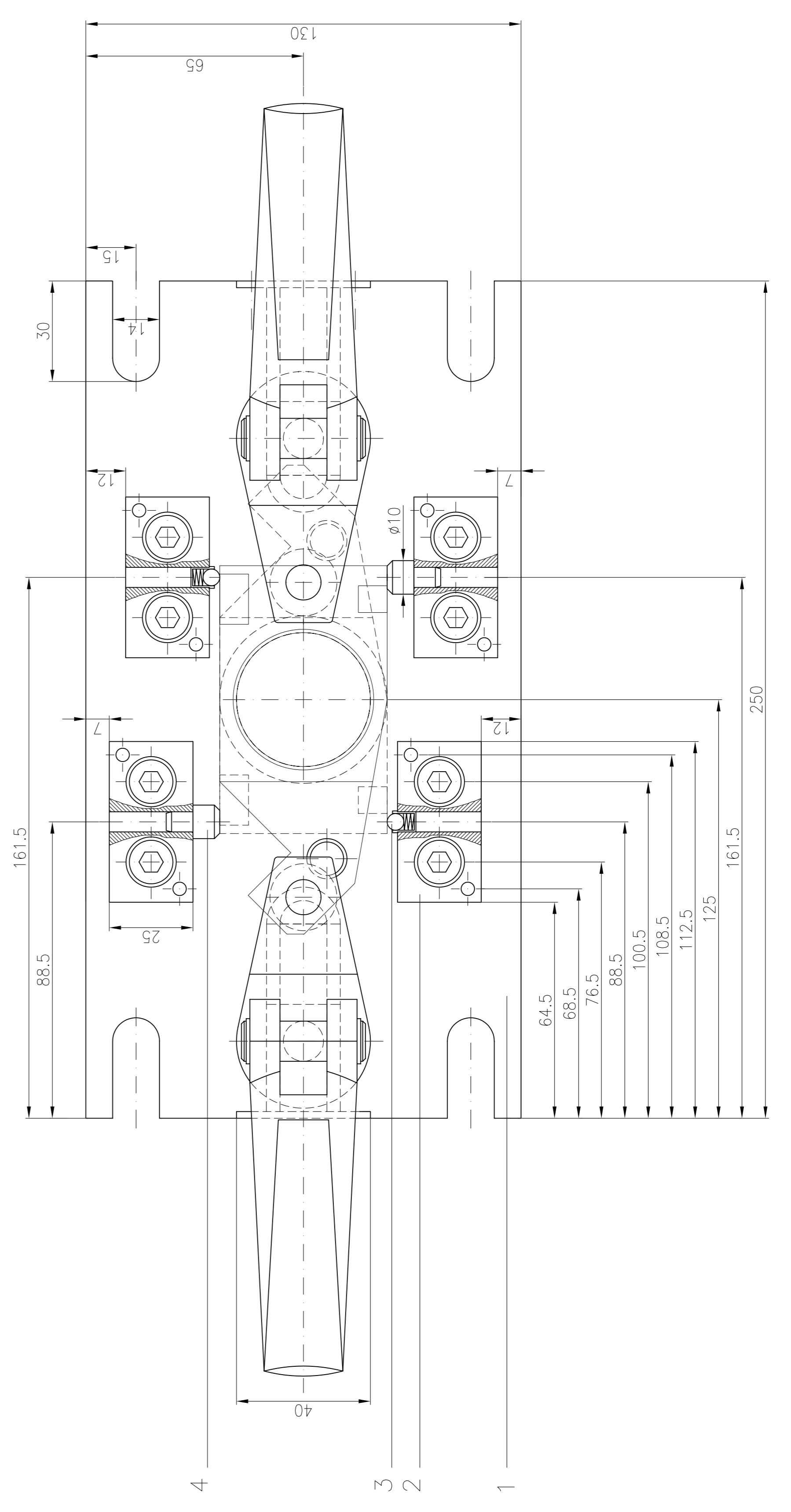
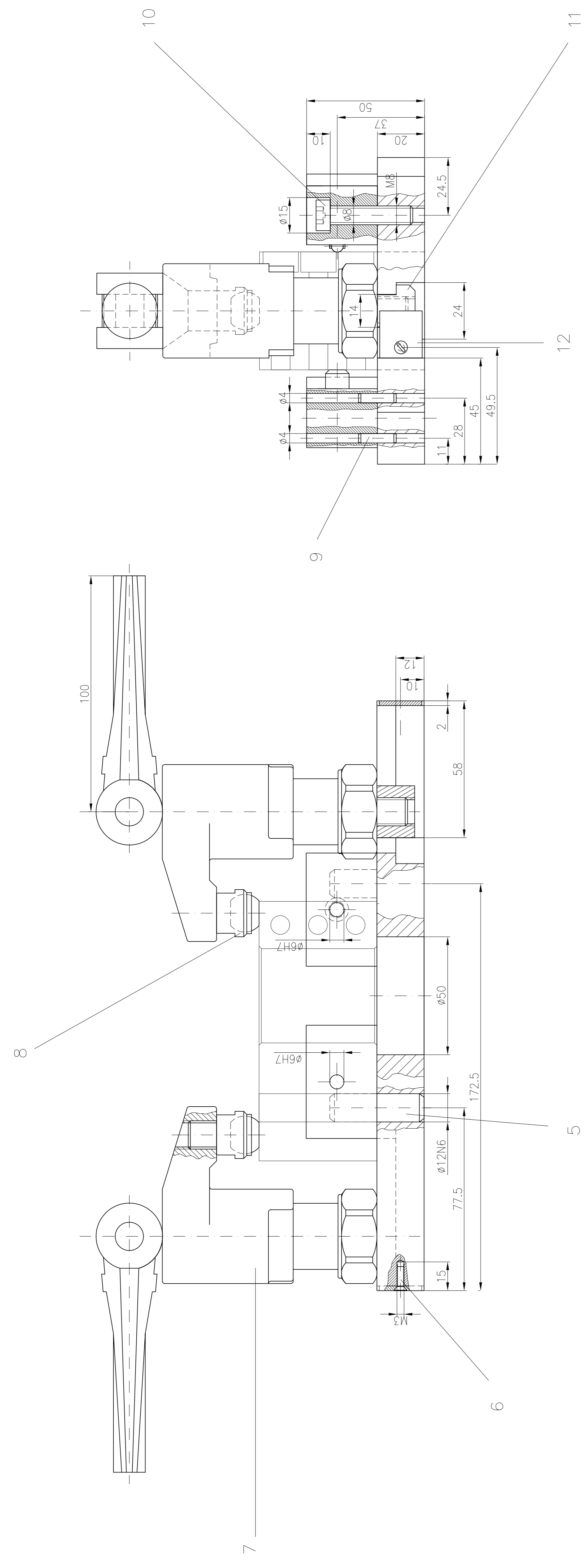
$$\Delta m_{\max} := \frac{D_{\max}}{2} - \frac{d_{\min}}{2} \quad \Delta m_{\max} = 0.018 \text{mm}$$

$$T_{d1} := S_{\max} \quad T_{d1} = 0.035 \text{mm}$$

Damit ist der Laufsitz etwas eng gewählt und die Passung besitzt kaum Spiel.
Die benötigte Genauigkeit wird erreicht

Pos.	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Werkstoff/Bemerkung
1	2	3	4	5	6
1	1	Stck.	Grundplatte	V55.1.1	E295
2	4	Stck.	Anschlagstück	V55.1.2	E295
3	2	Stck.	Federndes Druckstück	EH 2008.006	Fa. Halder
4	2	Stck.	Anschlagbolzen	EH 2263.002	Fa. Halder
5	2	Stck.	Zylinderstift	ISO 2338-B-12g6x40-St	16MnCr5
6	4	Stck.	Senkschraube	ISO 2009-M3x12	E295
7	2	Stck.	Aufsitzspanner	EH 2331.052	Fa. Halder
8	2	Stck.	Pendelaufgabe	EH 2273.020	Fa. Halder
9	8	Stck.	Zylinderstift	ISO 2338-B-4m6x16-St	S235
10	8	Stck.	Zylinderschraube	DIN 7984-M8x35-8.8	E295
11	6	Stck.	T-Nut Mutter	EH 2301.751 (DIN508)	Fa. Halder
12	2	Stck.	Abschlußblech	V55.1.3	E295
13	4	Stck.	Unterlegscheibe	DIN EN ISO 7089-M12	E295
14	4	Stck.	Sechskantschraube	DIN EN 24014-M12x50	E295
15		Stck.			
16		Stck.			
17		Stck.			
18		Stck.			
19		Stck.			
20		Stck.			
21		Stck.			
22		Stck.			
23		Stck.			
24		Stck.			
25		Stck.			

						<i>Masstab</i>	
				<i>Datum</i>	<i>Name</i>		
				<i>Bearb.</i>			
				<i>Gepr.</i>			
				<i>Norm</i>			
						<i>Blatt</i>	
<i>Zust.</i>	<i>Aenderung</i>	<i>Datum</i>	<i>Name</i>				



Verwendungsbereich		(Zul. Abw.)	(Oberfl.)	(Gewicht)
		ISO 2768-mk	ISO 13715	(Werkstoff, Halbzeug)
		Bearb.	Name	(Rohteil-Nr.)
		Gepr.		(Modell- oder Gesenk-Nr.)
		Norm		
		Datum		
Zust.	Änderung	Datum	Namend. Ursprung	Ersatz durch
				Bla