

Projektarbeit 'Bauteileautomat'

Jan Krüger	Gregor Süß	Matthias Weißhaar
Friedrichstraße 24	August-Dürr Straße 9	Strümpfelbacher Straße 184
75417 Mühlacker	76133 Karlsruhe	71384 Weinstadt
Mtkl Nr: 37032	Mtkl Nr: 36496	Mtkl Nr: 30250

18. März 2014

Inhaltsverzeichnis

1. Einführung	3
1.1. Aufgabenstellung	3
1.2. Einleitung	3
1.3. Aufgabenverteilung	3
2. Mechanik	4
2.1. Greifer	4
2.1.1. Anforderungen	4
2.1.2. Realisierung des Greifers	4
2.1.3. Antrieb	4
2.1.4. Kugellager	7
2.1.5. Antrieb und Übersetzung Drehgelenk	8
2.1.6. Kugellager Drehgelenk	8
2.2. Achsen	8
2.2.1. Anforderungen X-Y-Z-Achse	8
2.2.2. Realisierung der Achsen	9
2.2.3. Antriebsmoment der Z-Achse	10
2.2.4. Linearführung Z-Achse	12
2.2.5. Kugelumlaufspindel der Z-Achse	12
2.2.6. Berechnungen der X-Achse	13
2.2.7. Linearführung der X-Achse	15
2.2.8. Berechnungen Y-Achse	15
2.2.9. Linearführung der Y-Achse	17
2.2.10. Kugelumlaufspindel der Y-Achse	17
2.3. Gestaltung des Rahmens	17
2.4. Daten und Komponenten des Automaten	19
2.4.1. X-Y-Z Achsen	19
2.4.2. Greifarm	19
2.5. Schmierung/Instandhaltung	20
2.6. Quellenangabe	21
2.7. Anhang	22
A. Anhang Mechanik	22
A.1. Drehgelenk und Greifer	22
A.2. Z-Achse	47
A.3. X-Achse	54
A.4. Y-Achse	63

1. Einführung

1.1. Aufgabenstellung

Für die Bereitstellung von elektronischen Bauteilen für die Studierenden der Elektrotechnik ist ein Ausgabeautomat zu entwickeln und zu erstellen. Der Automat ermöglicht den Studenten der Fakultät EIT zu jeder Tageszeit den Zugriff auf Elektronikbauteile (für ihre Studienprojekte und für den privaten Gebrauch). Der Automat soll viele kleine Fächer enthalten, damit aus einem reichhaltigen Sortiment an Bauteilen ausgewählt werden kann. Die Auswahl der Bauteile kann am Automaten oder vorab per Intranet erfolgen. Vor der Ausgabe der Teile ist eine Authentifizierung mit dem Studientausweis am Automaten erforderlich. Der Bauteilebestand und die Verrechnung der entnommenen Bauteile sollen über eine Datenbank protokolliert werden.

1.2. Einleitung

Der (Zeit-)Aufwand, der für die Erfüllung der Aufgabenstellung erforderlich ist, übersteigt das zeitliche Pensum einer Projektarbeit um ein vielfaches. Daher wurde die Aufgabenstellung in einer Gruppe bearbeitet und in drei Teile aufgeteilt. Ein besonderes Augenmerk lag auf einer klaren Trennung der Bereiche, damit eine enge Zusammenarbeit zwischen den Gruppenmitgliedern erreicht werden konnte. Im Hinblick auf die Ziele der Projektarbeit (Projektgruppen die voneinander abhängig sind, Arbeiten nach Pflichten- und Lastenheften, etc) erschien diese Vorgehensweise als die beste. Der Aufbau dieses Dokuments spiegelt die klare Trennung der Aufgabenbereiche wider. Es ist in die drei Bereiche Elektronik, Software und Mechanik gegliedert, die erst einmal für sich selbst stehen und zusammen die Gesamtheit der Projektarbeit darstellen. Ziel dieses Dokuments ist es, die Arbeit zu dokumentieren und dem Leser einen Ansatzpunkt zur Weiterentwicklung des Automaten zu geben.

1.3. Aufgabenverteilung

- Jan Krüger betreut den Bereich 'Elektronik'. Dieser Bereich beinhaltet die Konzeption, Entwicklung und den Aufbau der Steuerplatine, der Verkabelung des Automaten und das Testen der Komponenten. Weiterhin gehört die Absprache der Bedürfnisse für den mechanischen Aufbau mit dem Bereich 'Software' zu seinem Aufgabengebiet.
- Gregor Süß betreut den Bereich 'Software'. Er ist zuständig für die Konzeptionierung und Programmierung des Automaten.
- Matthias Weißhaar betreut den Bereich 'Mechanik'. Dieser Bereich beinhaltet die Konzeption, Entwicklung und den Aufbau der mechanischen Komponenten, wie auch den Funktionstest derselben.

2. Mechanik

Dieses Kapitel dokumentiert die mechanische Funktionsweise und die Berechnung der zugehörigen Komponenten. Der Automat soll ca. 1000 Boxen enthalten, um eine große Auswahl zu gewährleisten. Damit dies in einer kompakten Bauweise möglich ist, werden drei unterschiedlich große Boxen verwendet. Die Boxen befinden sich in verschiedenen Schächten. Ein Schacht besteht aus jeweils zwei L-Profilen, die mit Schrauben an den Aluminiumprofilen der Rückwand befestigt werden. Die Größe der Schächte ist jederzeit änderbar und somit für jede Boxengröße variabel einstellbar. Ein Greifer, der auf X-Y-Z-Achsen verschiebar ist, fährt den ausgewählten Schacht an und greift anschließend die entsprechende Box. An der Seite des Automaten ist ein Rutsche angebracht, die zur Ausgabe der Teile dient. Der Greifer fährt diese an und kann durch ein Drehgelenk die Box um 180° drehen und das gewünschte Teil auswerfen.

2.1. Greifer

2.1.1. Anforderungen

Der Greifer hat den sicheren Transport der Boxen zwischen den Schächten und der Rutsche zu gewährleisten. Er muss ein Drehgelenk beinhalten, das sich um 180° drehen lässt. Weiter sind vom Greifer zwei verschieden große Boxen mit einem maximalen Gewicht von 1000g zu befördern. Damit die Ausgabe der Teile nicht zu lange dauert, muss die Geschwindigkeit des Greifvorgangs entsprechend hoch sein.

2.1.2. Realisierung des Greifers

Der Greifmechanismus erfolgt über zwei 20cm lange Greifarme aus Aluminium, wobei ein Greifarm fest verbaut ist und der andere über eine Trapezgewindespindel verfahrbar ist. Für den Antrieb der Spindel werden zwei Zahnräder verwendet, welche mit einem Schrittmotor verbunden sind. Damit der bewegliche Greifarm nicht verkantet, wird er über eine zusätzliche Welle geführt. Moosgummi auf dem Greifarm erhöht die Haftkraft zwischen den Boxen und den Greifarmen. Der Drehmechanismus erfolgt ebenfalls über zwei Zahnräder und einen Schrittmotor. Ein Zahnrad ist auf einer Welle befestigt, die auf einer Seite fest mit dem Greifer verbunden ist und auf der anderen Seite in einem Rillenkugellager gelagert ist. Durch das zweite Zahnrad, das durch einen Schrittmotor angetrieben ist, kann die Welle mit dem Greifer rotiert werden.

2.1.3. Antrieb

Alle relevanten Eigenschaften (Presskraft, Verfahrensgeschwindigkeit und Schrittlänge) sind abhängig vom Schrittmotor des Greifmechanismus. Für die richtige Dimensionierung des Schrittmotors sind entsprechende Berechnungen erforderlich.

- Haltekraft des Greifarms

Das Drehmoment des Motors muss den sicheren Transport einer Box mit einem Gewicht von 1000g gewährleisten. Zur Berechnung des Drehmoments wird die Presskraft benötigt, die der

dynamische Greifarm auf die Box ausübt. Hier handelt es sich um einen Erfahrungswert, da verschiedene Berechnungsvariablen (z.b. Reibungskoeffizient von Polystrol und Moosgummi) nicht vorhanden sind. Der Wert wurde daher auf $F = 50N$ ausgelegt und bewußt höher gewählt, damit die Boxen auch bei kleinen Stößen und Vibrationen nicht aus dem Greifarmen rutschen können.

Durch die Umwandlung von einer Drehbewegung in eine Längsbewegung entsteht ein Wirkungsgrad, welcher durch den Steigungswinkel des Trapezgewindes und den Gewindereibungswinkel berechnet werden kann.

Den Steigungswinkel erhält man durch:

$$\tan(\alpha) = \frac{P}{d \cdot \pi} = \frac{20mm}{4mm \cdot \pi} = \frac{5}{\pi}$$

mit P: Spindelsteigung

d: Spindeldurchmesser

α : Steigungswinkel

Für ISO-Trapezgewinde mit geschmierter Mutter und einem Reibwert von $\mu = 0.04$ erhält man den Gewindereibungswinkel mit:

$$\rho = \mu \cdot 1.07 = 0.04 \cdot 1.07 = 0.043$$

mit ρ : Gewindereibungswinkel

μ : Reibwert

Mit dem Steigungswinkel und dem Gewindereibungswinkel kann nun der Wirkungsgrad berechnet werden:

$$\eta = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \rho)} = \frac{\tan\left(\frac{5}{\pi}\right)}{\tan\left(\frac{5}{\pi} + 0.043\right)} = 3.08$$

mit η : Wirkungsgrad

Das Antriebsdrehmoment der Spindel ergibt sich aus der Presskraft, der Steigung und dem Wirkungsgrad des Trapezgewindes:

$$M = \frac{F \cdot P}{1000 \cdot 2\pi \cdot \eta} = \frac{50N \cdot 4mm}{1000 \cdot 2\pi \cdot 3.08} = 0.01Nm$$

mit M: Antriebsmoment

F: Presskraft

Auf das Ergebnis müssen die Verluste durch die Lagerung und der Wirkungsgrad der Übersetzung aufgeschlagen werden. Zur Berücksichtigung dieser Verluste sollte die ausgewählte Leistung des Antriebs um 60% bis 100% über dem errechneten Wert liegen.

Mit dem Übersetzungsverhältnis der Zahnräder und den Verlusten des Greifmechanismus erhält man das geforderte Drehmoment des Motors durch:

Übersetzungsverhältnis der Zahnrräder:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{60} = 0.5$$

das Antriebsmoment des Schrittmotors:

$$M_{Motor} = M_{Spindel} \cdot i \cdot R = 0.01Nm \cdot 0.5 \cdot 1.6 = 8Nm$$

mit i: Übersetzungsverhältnis

R: Reibungsverluste

- Schrittlänge

Die Schrittlänge ist der kleinstmögliche Weg, den der Greifarm zurücklegen kann. Bei einem Schritt des Motors wird dieser Weg zurückgelegt. Alle anderen Wege ergeben sich als ein Vielfaches der Schrittlänge. Das weiche Moosgummi auf den Greifarmen und die Elastizität der Boxen erfordern eine feine Abstimmung der Presskraft der Greifarme. Für eine anwendungsgerechte Einstellung ist eine kleine Schrittlänge erforderlich.

Mit dem Übersetzungsverhältnis kann die Schrittlänge des Greifers berechnet werden:

$$S = \frac{P}{\frac{360^\circ}{\alpha}} \cdot i = \frac{4mm}{\frac{360^\circ}{1.8^\circ}} \cdot 0.5 = 0.01mm$$

mit α : Schrittwinkel des Elektromotors

P: Steigung der Trapezgewindespindel

Die geringe Schrittlänge ist ausreichend um die benötigte Presskraft einzustellen. Toleranzen des Gewindes oder der Schritte des Schrittmotors können vernachlässigt werden.

- Geschwindigkeit des Greifarms

Um einen Schacht anzufahren müssen die Greifarme schon in der richtigen Schachtgröße positioniert werden. Die Positionierung findet während der Anfahrt an die jeweiligen Schächte statt. Somit muss nur noch das tatsächliche Greifen in einem gesonderten Arbeitsgang stattfinden. Hier ist der Verfahrensweg so klein $s < 5mm$, dass die Geschwindigkeit größtenteils irrelevant ist.

2.1.4. Kugellager

Um das Kugellager richtig zu wählen und eine lange Lebensdauer zu garantieren, wird die nominelle Lebensdauer nach ISO 281 berechnet:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{627N}{10N}\right)^3 = 246492$$

mit p: Lebensdauerexponent (bei Kugellager p=3)

C: Dynamische Tragzahl in Kn (aus Lagertabelle des Herstellers)

P: Dynamische äquivalente Belastung

L_{10} : Lebensdauer in Millionen Umdrehungen bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit

Die nominelle Lebensdauer gibt an, wieviele Umdrehungen 90% der Lager erreichen oder überschreiten bis die ersten Anzeichen von Werkstoffermüdung auftreten. Mit mehreren Millionen Umdrehungen bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit ist für unsere Lager eine hohe Lebensdauer zu erwarten. Das Lager darf nicht zu groß dimensioniert werden, da ansonsten die Belastung der Lager zu gering wäre und kein Rollen der Wälzläger sondern Gleiten stattfindet. Gleitreibung sorgt für höheren Verschleiß und verkürzt daher die Lebensdauer.

Eine Lebensdauerberechnung ist für unsere Anwendung überflüssig, da die Kugellager nur sehr kleine Kräfte aufnehmen. Zur Vervollständigung wurde diese jedoch trotzdem durchgeführt.

2.1.5. Antrieb und Übersetzung Drehgelenk

Das Drehgelenk wird ebenfalls über einen Schrittmotor angetrieben. Da hier nur eine Drehung von 180° verlangt wird und der Motor ein hohes Drehmoment benötigt, wurde bei den Zahnrädern eine Übersetzung eingebaut.

Übersetzungsverhältnis der Zähnrräder:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{14}{70} = 0.2$$

mit z_1 : Zähnezahl₁

z_2 : Zähnezahl₂

Durch das Übersetzungsverhältnis von 0.2 kann nun ein kleinerer Schrittmotor verwendet werden, dieser benötigt jedoch für eine Umdrehung die 5-fache Schrittanzahl. Auch hier müssen wieder Verluste eingerechnet werden und der Motor muss entsprechend größer dimensioniert werden.

Das Drehmoment berechnet sich zu:

$$M = F \cdot s \cdot i \cdot R = 10N \cdot 70mm \cdot 0.2 \cdot 1.6 = 22.4Ncm$$

mit i: Übersetzungsverhältnis

R: Reibungsverluste

s: Länge(Kugellager-Greiferarm)

F: Gewichtskraft des Greifers

2.1.6. Kugellager Drehgelenk

Für die Ausgabe eines Bauteils rotiert das Kugellager 180° und anschließend wieder 180° zurück. Da nur eine Umdrehung pro Ausgabe am Kugellager notwendig ist, muss keine nominelle Lebensdauer für das Kugellager ausgerechnet werden. Es ist trotzdem wichtig, dass unser Kugellager mit einer mittleren Belastung betrieben wird. Das Verhältnis von dynamischer Tragzahl zu dynamischer äquivalenter Belastung sollte somit zwischen 8 und 15 liegen. Das Kugellager wird durch das komplette Gewicht von Greifer und Box radial belastet, welches mit 5kg ausgelegt wird. Eine axiale Belastung erfährt der Greifer nur durch die Beschleunigung der Z-Achse, welche hier gering ausfällt und somit vernachlässigt werden kann.

2.2. Achsen

2.2.1. Anforderungen X-Y-Z-Achse

Um eine hohe Auswahlmöglichkeit im Automaten zu erreichen, muss dieser möglichst viele Boxen enthalten. Deshalb ist die größtmögliche Anzahl an Schächten im Automaten unterzubringen. Die

L-Profile, welche die Schächte bilden, müssen sehr eng aneinander gereiht werden. Das Spiel zwischen den Schächten ist somit sehr gering und die Achsen müssen die jeweiligen Schächte präzise anfahren. Die Ausgabezeit des Produktes ist für den Kunden wichtig und muss berücksichtigt werden. Damit der Kunde nicht zu lange auf sein gekauftes Bauteil warten muss, sind Verfahrensgeschwindigkeit und Beschleunigung der Achsen ebenfalls zu berücksichtigen und richtig zu dimensionieren. Die Achsen müssen platzsparend im Automaten untergebracht werden und dürfen die Maße des Automaten nicht unnötig vergrößern. Da die Verfahrenswege der Achse unterschiedlich lang sind, müssen die Berechnungen einzeln stattfinden. Der Automat soll eine lange Lebensdauer erreichen.

2.2.2. Realisierung der Achsen

Für den Vorschub der Achsen wurden Kugelumlaufspindeln verwendet, die jeweils mit zwei Linearführungen ein Linearmodul bilden. Die zwei Profilschienenführungen tragen die Masse des Greifmechanismus und garantieren die Einhaltung der linearen Bewegungsrichtung. Die Kugelumlaufspindel hat eine geringe Schrittänge, welche sich im μm Bereich einreihen, was für den Bauteileautomat ausreichend ist. Durch die geringe Reibung der Kugelumlaufspindel wird ein hoher Wirkungsgrad der Motoren und geringer Verschleiß erreicht, was zu einer hohen Lebensdauer der Achsen führt. Die Positioniergenauigkeit der Kugelumlaufspindel ist hoch und entspricht den Anforderungen unseres Automaten.

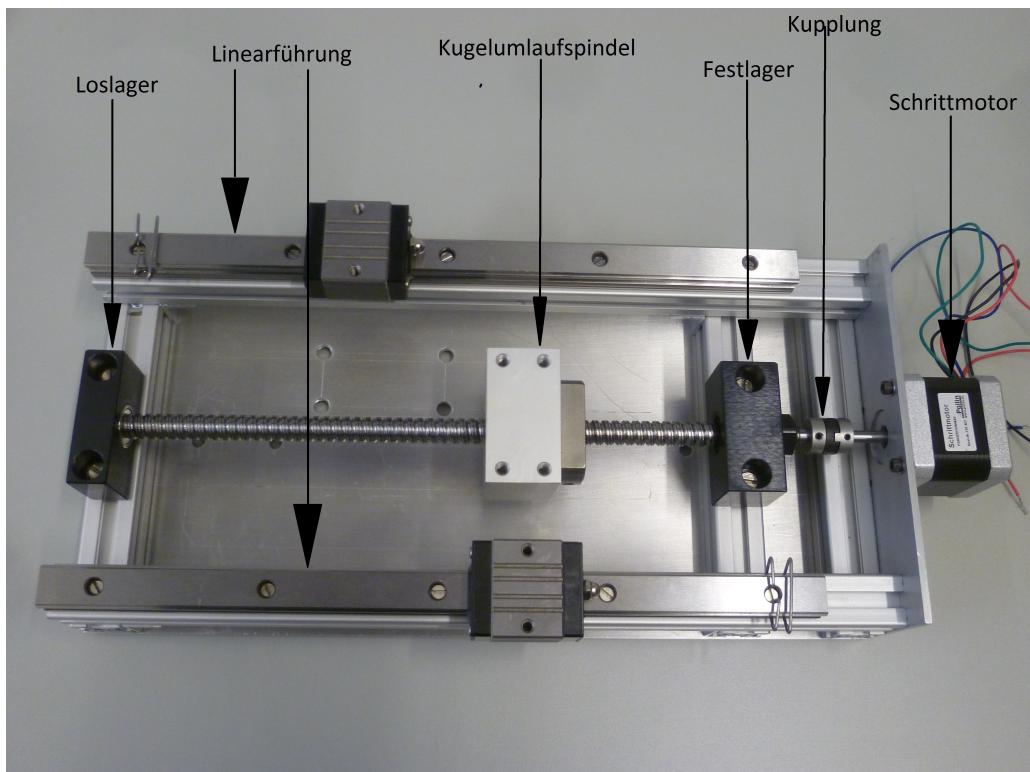


Abbildung 1: Z-Achse

Der Antrieb der Achsen erfolgt über einen Schrittmotor, welcher über eine Oldham-Kupplung mit der Welle verbunden ist. Die Kupplung überträgt das Drehmoment des Motors an die Welle und kann geringe parallele Versätze ausgleichen, die durch Fertigungsfehler entstehen können.

2.2.3. Antriebsmoment der Z-Achse

Die Bewegung der Z-Achse muss, wie der Greifmechanismus, getrennt von den anderen Bewegungen stattfinden. Die Beschleunigung und Verfahrensgeschwindigkeit darf daher nicht zu gering ausfallen. Trotz Reibung und Wirkungsgrad der Kugelumlaufspindel muss das Antriebsmoment des Schrittmotors so gewählt werden, dass eine akzeptable Verfahrenszeit erreicht werden kann.

- **Reibungskraft**

Die Reibungskraft, die in den Linearführungen auftritt, kann mit der folgenden Formel berechnet werden:

$$F_R = \mu \cdot m \cdot g + f = 0.003 \cdot 5 \text{kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 5 \text{N} = 0.1 \text{N} + 5 \text{N} = 5.1 \text{N}$$

mit μ : Dynamischer Reibungskoeffizient

m : Masse des Greifers

g : Erdbeschleunigung

f : Dichtungsbeständigkeit

Aus der Rechnung ist ersichtlich, dass die Masse des Greifers kaum eine Rolle auf die Reibungskraft hat. Der Großteil der Reibung entsteht durch die verschiedenen Dichtungselemente der Linearführung (z.b. Dichtungslippe), welche nicht von der Last abhängig sind.

- **Beschleunigung**

Der maximal verfahrbare Weg der Z-Achse beträgt $s = 186 \text{mm}$. Die Hälfte dieses Weges soll in einer Zeit von maximal $t = 3 \text{s}$ zurückgelegt werden. Somit ist auch gegeben, dass die Z-Achse auf der anderen Hälfte wieder gebremst werden kann.

Beschleunigung: $\ddot{x}_a = a$

Geschwindigkeit: $\dot{x}_v = a \cdot t$

Verfahrensweg: $x_s = 0.5 \cdot a \cdot t^2$

Aus dem Verfahrensweg und der Zeit ergibt sich eine konstante Beschleunigung von:

$$a = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \frac{2 \cdot 93 \text{mm}}{9 \text{s}^2} = 21 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

Die notwendige Kraft für die Beschleunigung erhält man aus der Masse des Greifers:

$$F_a = m \cdot a = 5\text{kg} \cdot 0.021 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0.11\text{N}$$

- **Antriebsmoment**

Mit der Reibungskraft, der notwendigen Kraft für die Beschleunigung und einem Wirkungsgrad von $\eta = 0.9$ der Kugelumlaufspindel kann nun das erforderliche Antriebsmoment berechnet werden:

$$M = \frac{(F_R + F_a) \cdot P}{2\pi \cdot \eta} = \frac{(5.1\text{N} + 0.11\text{N}) \cdot 4\text{mm}}{2\pi \cdot 0.9} = 3.69\text{Nm}\text{m}$$

mit F_R : Reibungskraft

F_a : Kraft für Beschleunigung

P: Steigung Kugelumlaufspindel

η : Wirkungsgrad Kugelumlaufspindel

Auch hier müssen noch die Verluste durch die Lagerung der Kugelumlaufspindel hinzugerechnet werden. Zusätzlich sollte noch eine Sicherheit mit eingerechnet werden. Insgesamt sollte das Antriebsmoment um das 1.5fache erhöht werden.

$$M_{\text{Schrittmotor}} = M \cdot 1.5 = 3.69\text{Nm}\text{m} \cdot 1.5 = 5.54\text{Nm}\text{m}$$

Der gewählte Schrittmotor muss somit ein Drehmoment von mindestens $M_{\text{Schrittmotor}} = 5.5\text{Nm}\text{m}$ aufweisen.

2.2.4. Linearführung Z-Achse

- **Momente**($M_A/M_B/M_C$)

Die zulässigen statischen Momente der Linearführungen dürfen nicht überschritten werden, damit ein sauberer Lauf und eine lange Lebensdauer garantiert wird. Zudem wird eine Sicherheit von 3 eingebaut, damit Mehrbelastungen durch dynamische Bewegungen nicht zu einer Überlast führen. Die statischen Momente M_B und M_C sind nicht vorhanden oder sehr gering und können vernachlässigt werden. Das kritische Moment M_A ergibt sich durch die Gewichtskraft des Greifers und der Länge des Greifers. Das Moment wird auf zwei Linearführungen aufgeteilt und muss eine Sicherheit beinhalten.

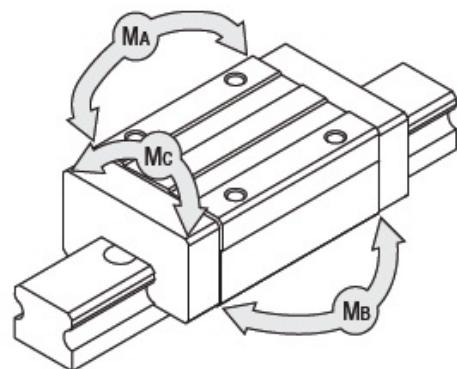


Abbildung 2: Momente

$$M_A > \frac{m \cdot g \cdot l \cdot s}{2} = \frac{5kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.1m \cdot 3}{2} = 7.5Nm$$

mit m: Masse

g: Erdbeschleunigung

l: Länge

s: Sicherheit

Das zulässige statische Moment der beiden Linearführungen muss mindestens 7.5Nm betragen.

- **Nennnutzungsdauer**

Die Nennnutzungsdauer gibt den Verfahrensweg an, den 90% der Linearführungen desselben Typs unter identischen Bedingungen zurücklegen können ohne dabei Schäden zu erleiden. Die Linearführungen des Bauteileautomats werden unter fast perfekten Bedingungen betrieben (kein Schmutz, keine hohen Temperaturen, niedrige Last). Der Anspruch der Lebensdauer für den Bauteileautomat wird damit weit übertragen und eine Berechnung wird überflüssig. Dies gilt auch für die X-Y-Achsen.

2.2.5. Kugelumlaufspindel der Z-Achse

- **Zulässige Axiallast**

Eine Berechnung der zulässigen Axiallast ist für die X-Z-Achsen nicht notwendig. Die Axialkräfte (Beschleunigungskraft) sind zu gering, um die zulässige Axiallast zu überschreiten.

- **Zulässige Drehzahl**

Die Zulässige Drehzahl der Kugelumlaufspindel wird durch die kritische Drehzahl festgelegt. Die kritische Drehzahl ist diejenige Drehzahl, bei der ein Kugelgewindetrieb Resonanzerscheinungen zeigt. Sie ist abhängig vom Nenndurchmesser, der Spindellänge sowie der Lagerungsart.

$$N_c = g \cdot \frac{d}{l^2} \cdot 10^7 (\text{min}^{-1}) = 15.1 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \cdot \frac{7.8\text{mm}}{185\text{mm}^2} \cdot 10^7 = 573 \frac{1}{\text{s}}$$

mit N_c : Kritische Drehzahl

d: Spindel-Kerndurchmesser

g: Faktor für Lagerart

l: Eingespannte Spindellänge

Die Drehzahl der Kugelumlaufspindel der Z-Achse wird weit unter der zulässigen Drehzahl betrieben und muss somit nicht berücksichtigt werden. Auch die X-Y-Achsen werden weit unter den zulässigen Drehzahlen betrieben.

- **Nennnutzungsdauer**

Auch hier ist die Lebensdauer sehr hoch, da das Gewicht größtenteils von den Linearführungen getragen wird und auf unsere Kugelumlaufspindel kaum Kräfte wirken. Nur die Beschleunigungskraft wirkt axial auf die Spindel, diese ist jedoch so klein das eine Berechnung überflüssig wird. Dies gilt auch für die X-Achse.

2.2.6. Berechnungen der X-Achse

Die X-Achse ist für die horizontale Anfahrt der Schächte zuständig und muss mit ca. 1m Länge auch eine ausreichend hohe Geschwindigkeit und Beschleunigung aufweisen. Auch hier ist keine Hubkraft notwendig, da das gesamte Gewicht radial auf die Lineareinheit wirkt.

- **Beschleunigung und Geschwindigkeit**

Die Berechnung der Z-Achse zeigt, dass die Beschleunigung kaum eine Auswirkung auf das Antriebsmoment hat. Somit kann die Beschleunigung vernachlässigt werden, da der Schrittmotor bewusst höher gewählt wird, um im Betrieb Spiel zu haben und ggf. die Verfahrensgeschwindigkeit zu erhöhen.

- **Antriebsmoment**

Das Antriebsmoment der X-Achse folgt auf der gleichen Berechnung wie das Antriebsmoment der Z-Achse. Da die Masse der Z-Achse noch mitverschoben wird, ändert sich die Gewichtskraft. Zudem besitzt die Kugelumlaufspindel eine ander Steigung als die Z-Achse. Somit ergibt sich:

$$F_R = m \cdot g \cdot \mu + f = 10\text{kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.005 + 5\text{N} = 5.5\text{N}$$

Das Antriebsmoment erhält man durch:

$$M = \frac{F_R \cdot P}{2\pi \cdot \eta} = \frac{5.5N \cdot 10mm}{2\pi \cdot 0.9} = 9.7Nm$$

Aufgrund von Verlusten sollte auch hier der Motor höher dimensioniert werden.

$$M_{Schriftmotor} = M \cdot 1.5 = 9.7Nm \cdot 1.5 = 14.6Nm$$

- **Durchbiegung der X-Achse**

Durch die Gewichtskraft der Z-Achse und des Greifers kann es zu einer Durchbiegung der X-Achse kommen. Die Durchbiegung muss berechnet werden und ggf. bei der Justierung des jeweiligen Schachtes berücksichtigt werden. Es wird die maximale Biegung der Aluminiumprofile berechnet, auf denen die X-Achse verläuft.

Die maximale Durchbiegung erhält man mit:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{(48 + \frac{29 \cdot m}{l}) \cdot E \cdot I} = \frac{5kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.55m^3}{(48 + \frac{29 \cdot 47mm}{820mm}) \cdot 70000 \frac{N}{mm^2} \cdot 0.9cm^4} = 0.86mm$$

mit E: Elastizitätsmodul

I: Flächenmoment

l: Länge der X-Achse

F: Gewichtskraft (Greifer, Z-Achse)

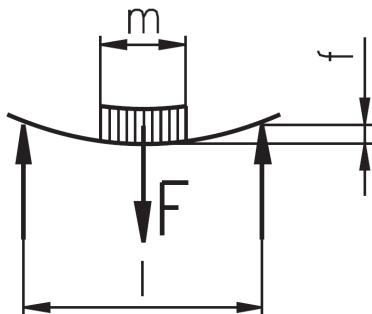


Abbildung 3: Z-Achse

Mit einer maximalen Durchbiegung von 0.86mm müssen die Anfahrtswege der Schächte individuell justiert werden und die Schritte der Schrittmotoren auf die jeweiligen Schächte angepasst werden.

2.2.7. Linearführung der X-Achse

- **Momente**($M_A/M_B/M_C$)

Die statischen Momente M_B und M_C sind nicht vorhanden oder sehr gering und können vernachlässigt werden. Das kritische Moment M_A ergibt sich durch die Gewichtskraft des Greifers, die Gewichtskraft der Z-Achse und der Breite des Greifers. Auch hier beinhaltet das Linearmodul zwei Linearführungen. Somit wird das Moment aufgeteilt und kann halbiert werden.

$$M_A > \frac{m \cdot g \cdot l \cdot s}{2} = \frac{10kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.5m \cdot 3}{2} = 29.5Nm$$

mit m: Masse

g: Erdbeschleunigung

l: Länge

s: Sicherheit

Das zulässige statische Moment der beiden Linearführungen muss mindestens 29.5Nm betragen.

2.2.8. Berechnungen Y-Achse

Für die Y-Achsen sind bestimmte Verfahrensgeschwindigkeiten erforderlich, da bei einer Länge von 1,7m die Anfahrtzeit des gewünschten Schachtes von Bedeutung ist. Der Schrittmotor muss das Haltemoment und das Beschleunigungsmoment aufnehmen können.

- **Beschleunigung und Geschwindigkeit**

Die Y-Achse soll die Hälfte ihrer Hublänge $s = 0.85m$ in $t = 2s$ verschieben. Das Antriebsmoment ist somit auch ausreichend um die Konstruktion in der anderen Hälfte der Hublänge wieder zum Stillstand zu bringen. Die maximale Verfahrenszeit der Y-Achse beträgt somit $t = 4s$.

Beschleunigung: $\ddot{x} = a$

Geschwindigkeit: $\dot{x} = a \cdot t$

Hublänge: $x = 0.5 \cdot a \cdot t^2$

Aus der Hublänge und Zeit ergibt sich eine konstante Beschleunigung von:

$$a = \frac{2 \cdot x}{t^2} = \frac{2 \cdot 0.85m}{(2s)^2} = 0.425 \frac{m}{s^2}$$

mit x: Hublänge

t: Zeit

- **Antriebsmoment**

Das erforderliche Antriebsmoment für den Schrittmotor ergibt sich aus dem Haltemoment und der benötigten Kraft der Beschleunigung. Da die gesamte Konstruktion durch zwei Y-Achsen angetrieben wird, teilt sich das Antriebsmoment auf die zwei Schrittmotoren auf und kann halbiert werden.

Die Kraft ergibt sich aus der zu tragenden Masse, welche auf 15kg ausgelegt wird (X-Achse, Z-Achse, Greifer, Box), und aus den Beschleunigungen.

$$F = m \cdot (a + g) = 15\text{kg} \cdot (0.425 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) = 153.5\text{N}$$

Mit der Steigung der Kugelumlaufspindel, dem Wirkungsgrad und der Kraft erhält man das Antriebsmoment.

$$M = \frac{F \cdot P}{2\pi \cdot \eta} = \frac{153.5\text{N} \cdot 10\text{mm}}{2\pi \cdot 0.9} = 271.5\text{Nm}$$

mit a: Beschleunigung

g: Erdbeschleunigung

m: Masse

P: Steigung Kugelumlaufspindel

Auch hier muss eine Sicherheit von 20% eingerechnet werden, da Verluste durch Lagerung und Reibung entstehen. Man erhält somit ein Antriebsmoment je Schrittmotor von:

$$MM_{\text{Schrittmotor}} = \frac{M \cdot \eta_{\text{Verlust}}}{2} = \frac{271.5\text{Nm} \cdot 1.2}{2} = 162.9\text{Nm}$$

- **Rastmoment**

Das Rastmoment definiert das maximale Drehmoment, das am stromlosen Motor anliegen kann, ohne dass er sich dreht. Dies ist besonders wichtig bei Stromausfall. Da die Kugelumlaufspindel keine Selbsthemmung besitzt würde die Y-Achse nach unten stürzen. Durch das Rastmoment $M_{\text{Rast}} = 0.068\text{Nm}$ der zwei Schrittmotoren könnte die Y-Achse abgebremst werden und nach einiger Zeit zum Stillstand kommen. Da die Masse des Greifers und der Achsen unter dem angenommenen Wert liegen wird und die Verluste nicht genau bestimmt werden können, muss dies noch im Betrieb getestet werden und möglicherweise eine zusätzliche Sicherheit bei Stromausfall eingebaut werden.

2.2.9. Linearführung der Y-Achse

- **Momente**($M_A/M_B/M_C$)

Auch hier sind die statischen Momente M_B und M_C nicht vorhanden oder sehr gering und können vernachlässigt werden. Das kritische Moment M_A ergibt sich durch die Gewichtskraft des Greifers, die Gewichtskraft der Z-Achse und X-Achse und der halben Länge der X-Achse. Durch die zwei Linearmodule mit jeweils zwei Linearführungen teilt sich das Moment auf die vier Schlitzen der Linearführung auf.

$$M_A > \frac{m \cdot g \cdot l \cdot s}{4} = \frac{15\text{kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.5\text{m} \cdot 3}{4} = 55.2\text{Nm}$$

2.2.10. Kugelumlaufspindel der Y-Achse

- **Zulässige Axiallast**

Die zulässige Axiallast ist eine Maximallast, die einschließlich einer Sicherheitstoleranz vor dem Abknicken einer Gewindewelle aufgebracht werden darf. Die Y-Achse ist senkrecht im Automaten eingebaut und wird daher stark axial belastet. Somit muss die zulässige Axiallast überprüft werden und darf nicht überschritten werden.

$$P = m \cdot \frac{d^4 \cdot 10^4}{l^2} = 10 \frac{\text{kg} \cdot \text{mm}^2}{\text{s}^2} \cdot \frac{16.3^4 \text{mm}^4}{1700^2 \text{mm}^2} \cdot 10^4 \text{m} = 2.44\text{kN}$$

mit P: Zulässige Axiallast

m: Faktor basierend auf Lagerart

d: Kerndurchmesser

l: Abstand zwischen den Belastungspunkten

Jede Achse kann somit ein Axiallast von maximal 2.44kN aufnehmen. Dies ist ausreichend und wird nicht überschritten.

2.3. Gestaltung des Rahmens

Der Aufbau des Rahmens besteht aus Aluminiumprofilen. Diese bilden große Gestaltungsspielräume und einen schnellen Aufbau. Die Aluminiumprofile können nachträglich schnell demontiert werden und kleine Änderungen am Automaten sind ohne großen Aufwand zu realisieren. Die L-Profile der Schächte, welche auf die Aluminiumprofile montiert sind, können jederzeit verändert werden. Somit ist die Größe der Schächte sehr variabel. Sobald der Automat eine höhere Kapazität von großen Boxen benötigt, können die schmalen Schächte zu Breiten Schächten umgebaut werden und umgekehrt.

Der Automat ist mit Kunststoffplatten verkleidet. Um den Studenten die Funktionsweise des Automaten zu zeigen, wird an der Vorderseite ein Teil mit Plexiglas ausgefüllt. Zur Bedienung des Automaten

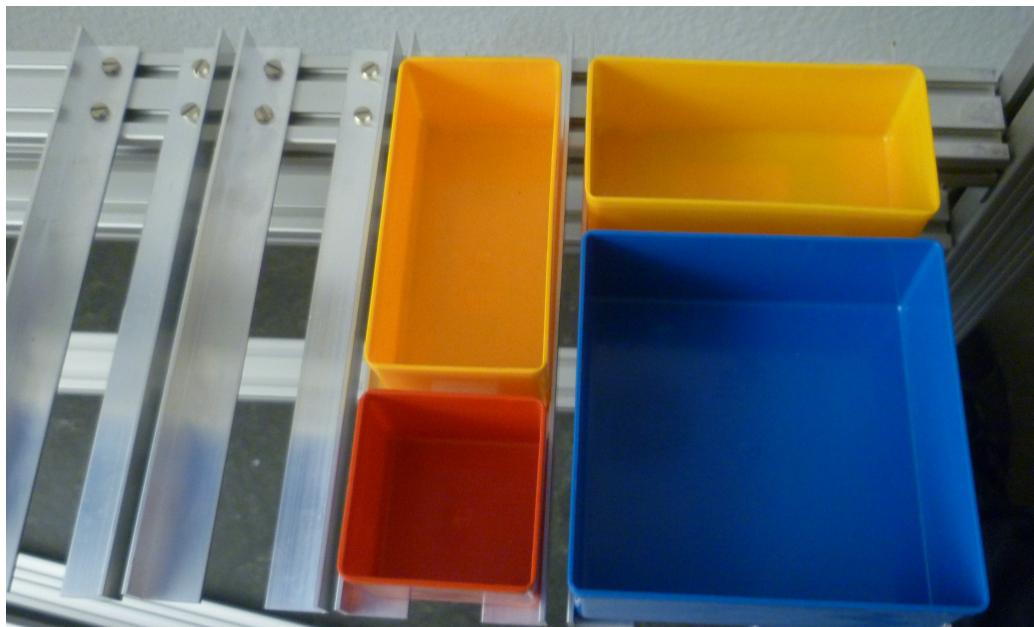


Abbildung 4: Schäfte für die Lagerung der Boxen

befindet sich an der Vorderseite ein Touchscreen. Die Bezahlung der entnommenen Teile erfolgt per Kartenlesegerät, welches noch nachträglich am Automat montiert wird. Rechts vom Automaten wird eine kleine Tür mit Schloss eingebaut. Somit kann der Automat schnell befüllt werden, ohne die Verkleidung abschrauben zu müssen.

Unter der Tür befindet sich die Ausgabe, wo die Studenten die gekauften Teile entnehmen. Die gekauften Teile werden mit einer Rutsche zum Ausgabefach befördert. Die Elektronik befindet sich am Boden des Automaten. Der Greifer kann hier nicht hinfahren, da seitlich die Motoren der Y-Achse verbaut sind. Der Platz kann daher für die Elektronik benutzt werden.

2.4. Daten und Komponenten des Automaten

Die wichtigsten Daten des Bauteileautomaten im Überblick:

- Grundmaße:** Die Grundmaße des Bauteileautomaten in Höhe, Breite und Tiefe sind ca.: 2000mmx1000mmx7500mm
- Gewicht:** Das Gesamtgewicht des Automaten ohne Inhalt der Boxen beträgt ca. 75kg.
- Kapazität:** Der Automat kann ca. 1000 rote Boxen zur selben Zeit lagern.
- Ausgabezeit:** Der Automat braucht durchschnittlich ca. 10s, um ein gewünschtes Teil zur Ausgabe zu befördern.

Die Daten der drei verschiedenen Boxen:

Farbe	Länge x Höhe x Breite	Gewicht	Werkstoff
■ rote Box	54 x 45 x 54	0.1kg	Polystyrol (PS)
■ gelbe Box	108 x 45 x 54	0.22kg	Polystyrol (PS)
■ blaue Box	108 x 45 x 108	0.35kg	Polystyrol (PS)

2.4.1. X-Y-Z Achsen

Die zugehörigen Komponenten der X-Y-Z Achsen:

Achse	Gewindetriebe	Kupplung	Linearführungen	Motor
Z-Achse	BSSC1004-280-SWC5	MCO15-5-6	SSVR24-280	PSM42BYGHW603
X-Achse	BSSC1510-835-SWC7	MCO20-6.35-10	SVRN28-820	ST5918X1008
Y-Achse	BSSC2010-1670-SWC7	MCO20-6.35-12	SVRL28-1700	ST5918L1008

Achse	Führungswagen	Loslager	Festlager
Z-Achse	BNFA1004C-30	BUV8	BSV8S
X-Achse	BNFA1510C-30	BUV12	BSV12
Y-Achse	BNFA2010C-30	BUV15	BSV15

Alle Komponenten für die Achsen sind von *MiSUMi*. Die verschiedene Maße und die technischen Eigenschaften der einzelnen Komponenten können im Anhang oder unter www.misumi-europe.de nachgeschlagen werden.

2.4.2. Greifarm

Komponenten des Greifarms:

	Festlager	Loslager	Motor	Zahnrad ₁	Zahnrad ₂
Greifmechanismus	16002	N202-E-TVP2	PSM42BYGHW603	416-010-0022	416-010-0066
Drehgelenk	16002	nicht vorhanden	PSM42BYGHW603	416-010-0014	416-010-0070

	Mutter	Trapezgewinde	Welle	Linearkugellager
Greifmechanismus	MTSPNR20	MTSRX20	PSFRM12	LMK12
Drehgelenk	nicht vorhanden	nicht vorhanden	nicht vorhanden	

Die Komponenten für den Greifarm wurden teilweise in der Elektrotechnikwerkstatt gefertigt. Verschiedene Maße und technische Eigenschaften sind aus den technischen Zeichnungen oder aus der CAD-Datei zu entnehmen. Die restlichen Komponenten wurden bei *MiSUMi* bestellt (www.misumi-europe.de), *G&G Antriebstechnik* (www.gg-antriebstechnik.de), *ekugellager* (www.ekugellager.de), *Pollin* (www.pollin.de) und *Nanotec* (www.de.nanotec.com) bestellt. Wichtige technische Größen und Maße können auf der angegebenen Homepage nachgeschlagen werden oder den angehängten Datenblättern entnommen werden.

2.5. Schmierung/Instandhaltung

Um einen ruhigen Lauf des Automaten zu garantieren, müssen die Kugelumlaufspindeln, Linearführungen und Kugellager geschmiert werden. Somit wird die Reibung minimiert und eine maximale Lebensdauer der Komponenten erreicht. Auch ohne Schmutzeinwirkung ist eine einmalige Lebensdauerschmierung erfahrungsgemäß nicht ausreichend. Es sollte regelmäßig eine Kontrolle der Schmierung stattfinden und ggf. eine Nachschmierung erfolgen.

2.6. Quellenangabe

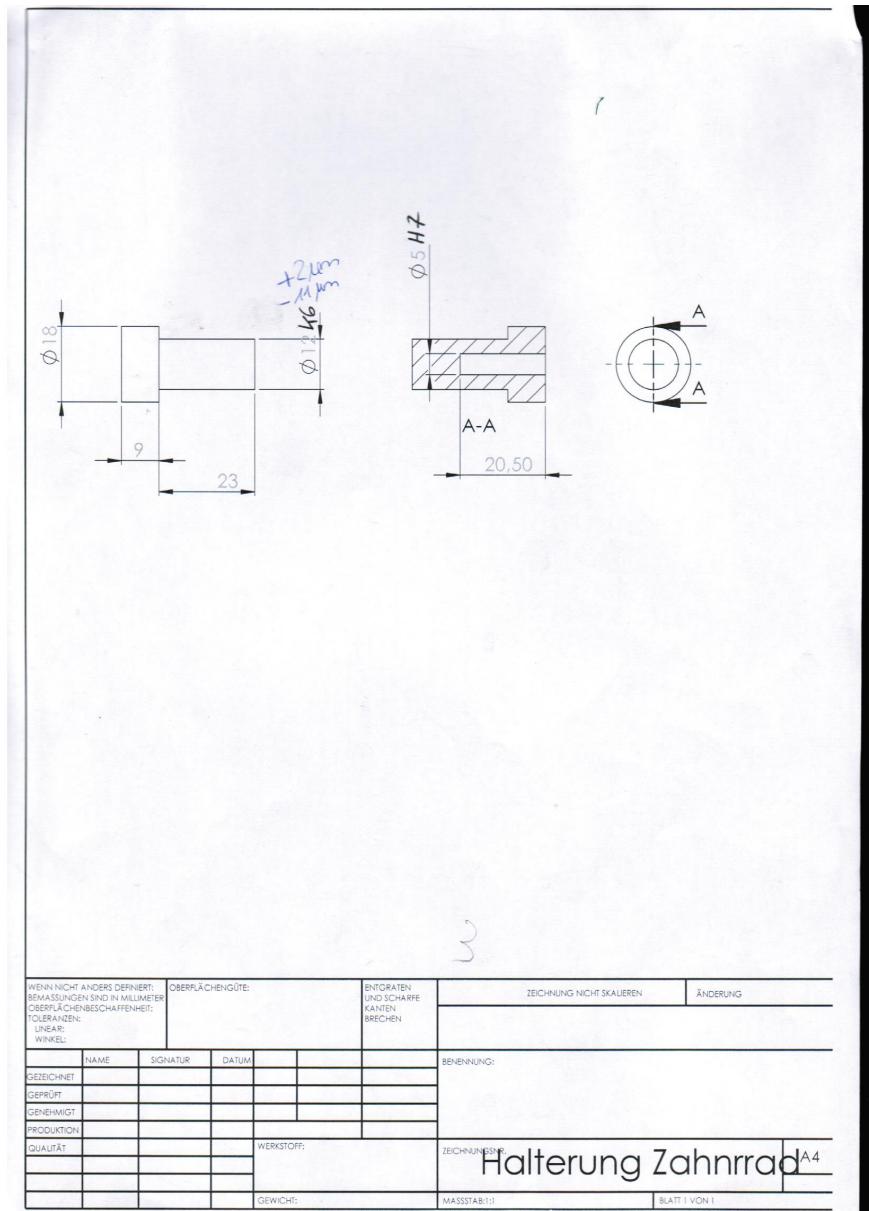
www.misumi-europe.de
www.gg-antriebstechnik.de
www.gg-antriebstechnik.de
www.ekugellager.de
www.pollin.de
www.de.nanotec.com
www.wikipedia.de
 Tabellenbuch Metall

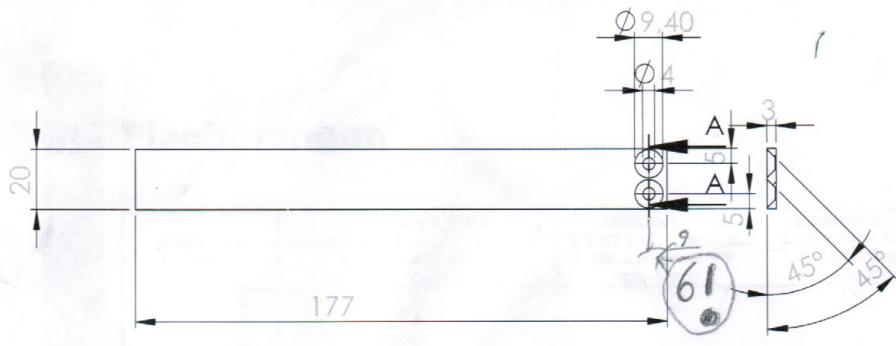
2.7. Anhang

A. Anhang Mechanik

A.1. Drehgelenk und Greifer

Verschiedene Maße und wichtige Daten des Drehgelenks und des Greifers können aus den Technischen Zeichnungen und aus den Datenblättern der folgenden Seiten entnommen werden.

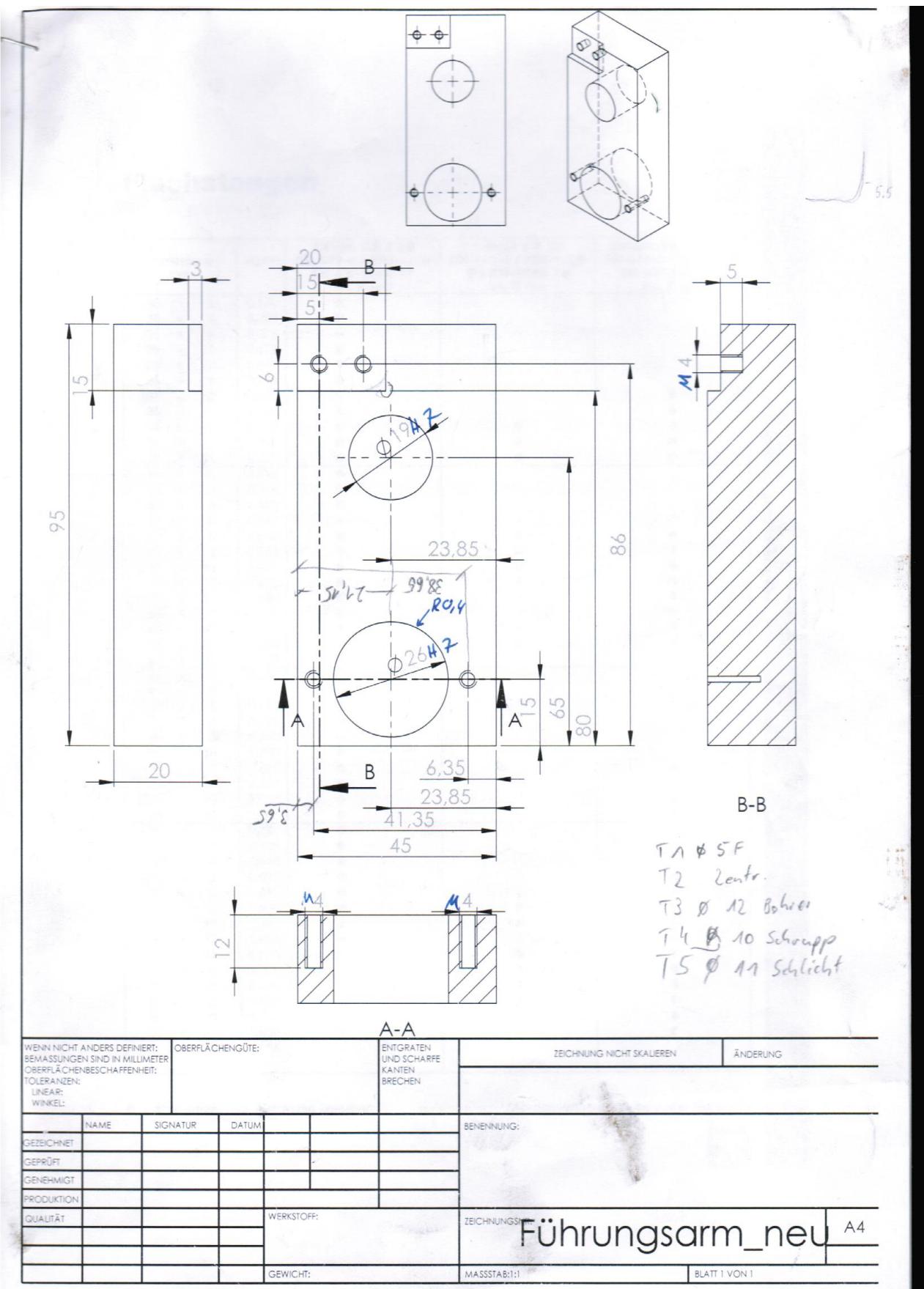


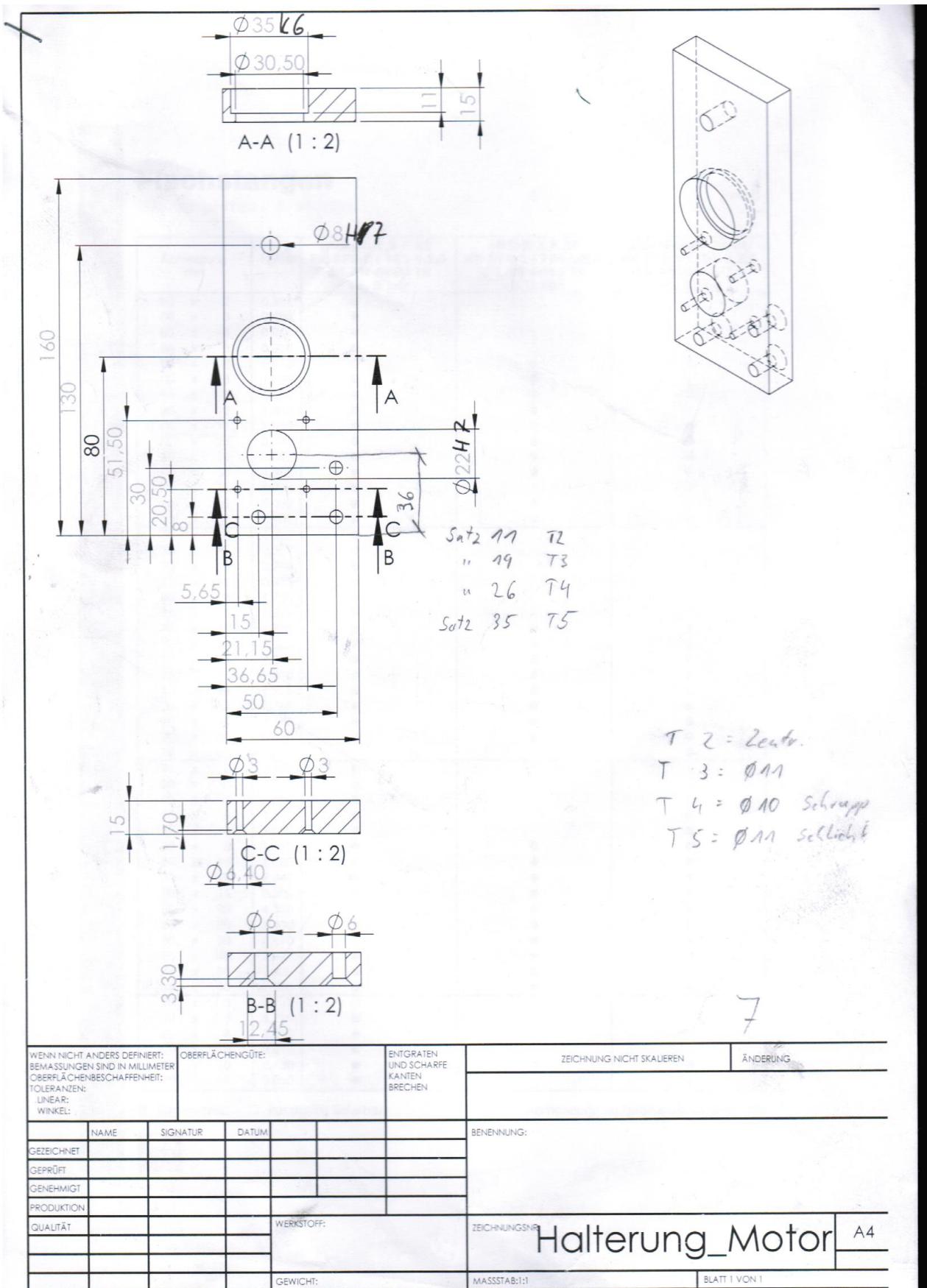


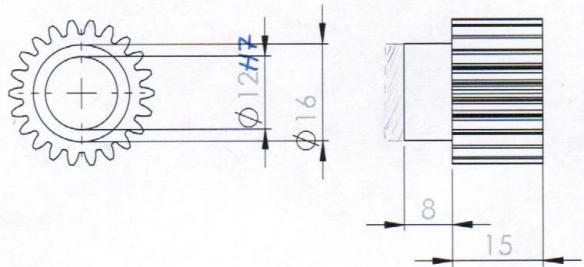
2 x Stück

2

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:			ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM				
GEPRÜFT							
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF: <i>Al</i>	ZEICHNUNGSNR. Greifarm1	MASSSTAB:1:1	A4
				GEWICHT:		BLATT 1 VON 1	

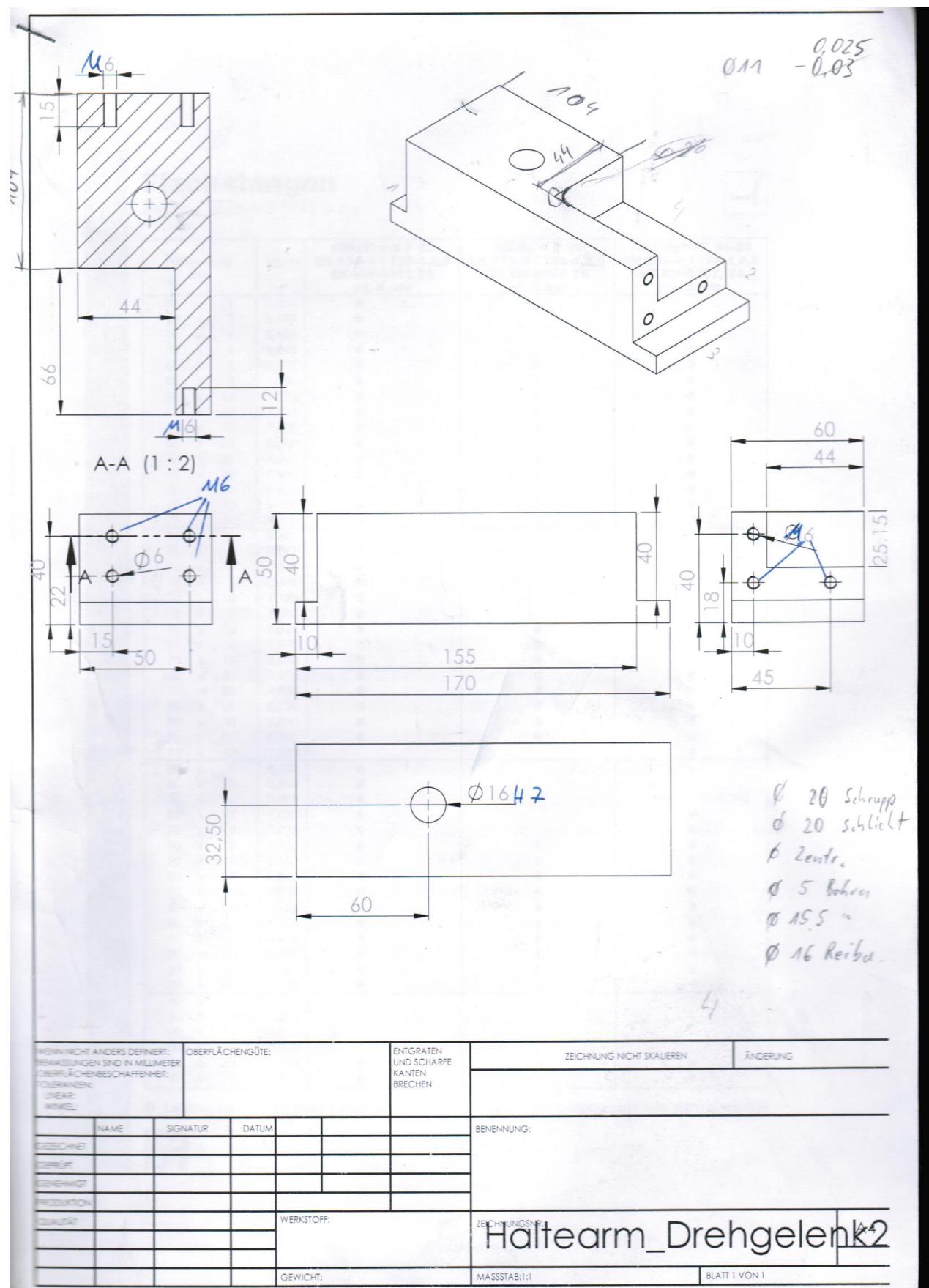


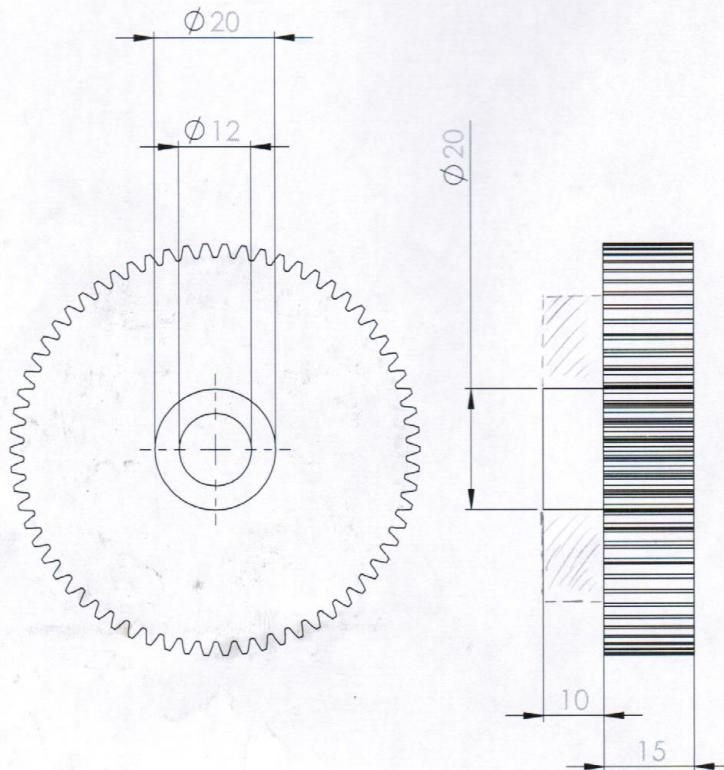




1. Hirn 2mm verkürzen
2. Bohrung Ø12 H7

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR; WINKEL:			OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM				
GEPRÜFT						BENENNUNG:	
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT			WERKSTOFF:	C45		ZEICHNUNGSNR.	416-010-0022
			GEWICHT:				
						A4	



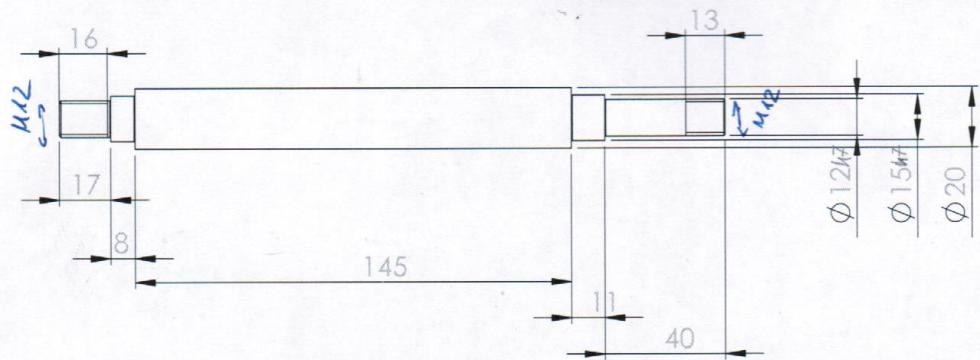


1. Stirn von Ø50 auf Ø20 verkleinern

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BENASCHUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR; WINDEL;		OBERFLÄCHENGÜTE:			ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM				
GEPRÜFT							
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF: <i>C45</i>		ZEICHNUNGSNR. <i>416-010-000200 0066</i>	A4
				GEWICHT:		MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1

1 Trapezgewinde

$L = 221 \text{ mm}$

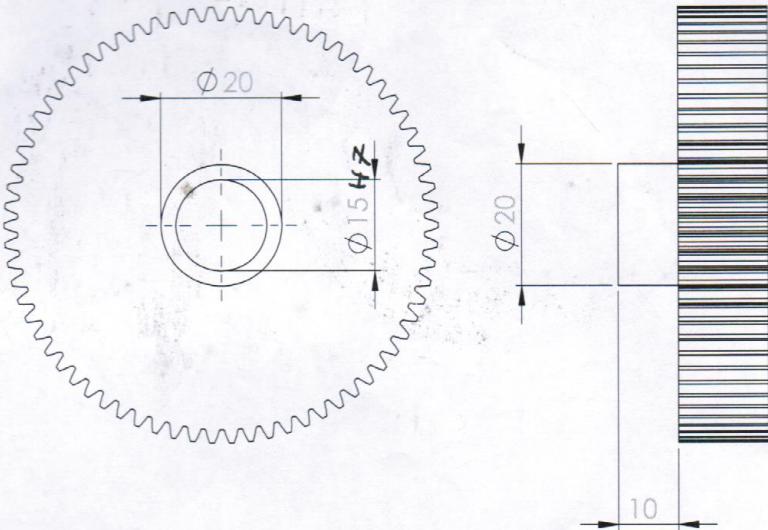


1. 2x M12 Gewinde

(bestellt)

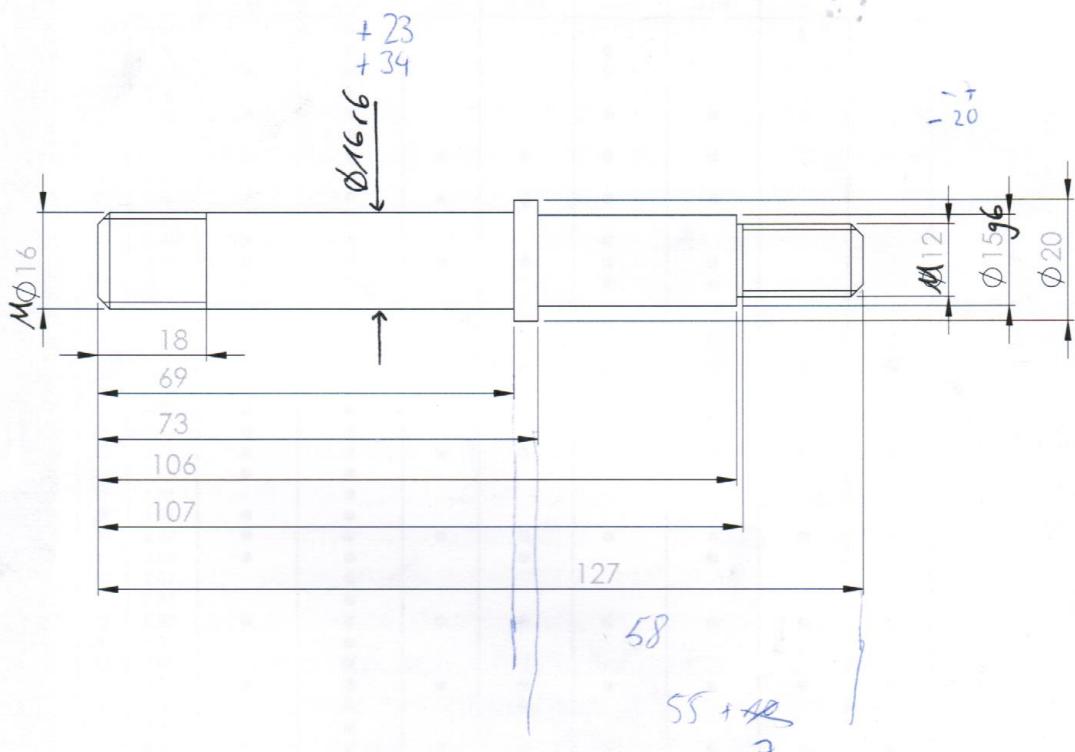
5

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSTUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:			OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM				
GEPRÜFT							
GEHEMMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF: <i>CSE</i>		ZEICHNUNGSNR. <i>Welle_bestellt</i>	A4
				GEWICHT:		MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1

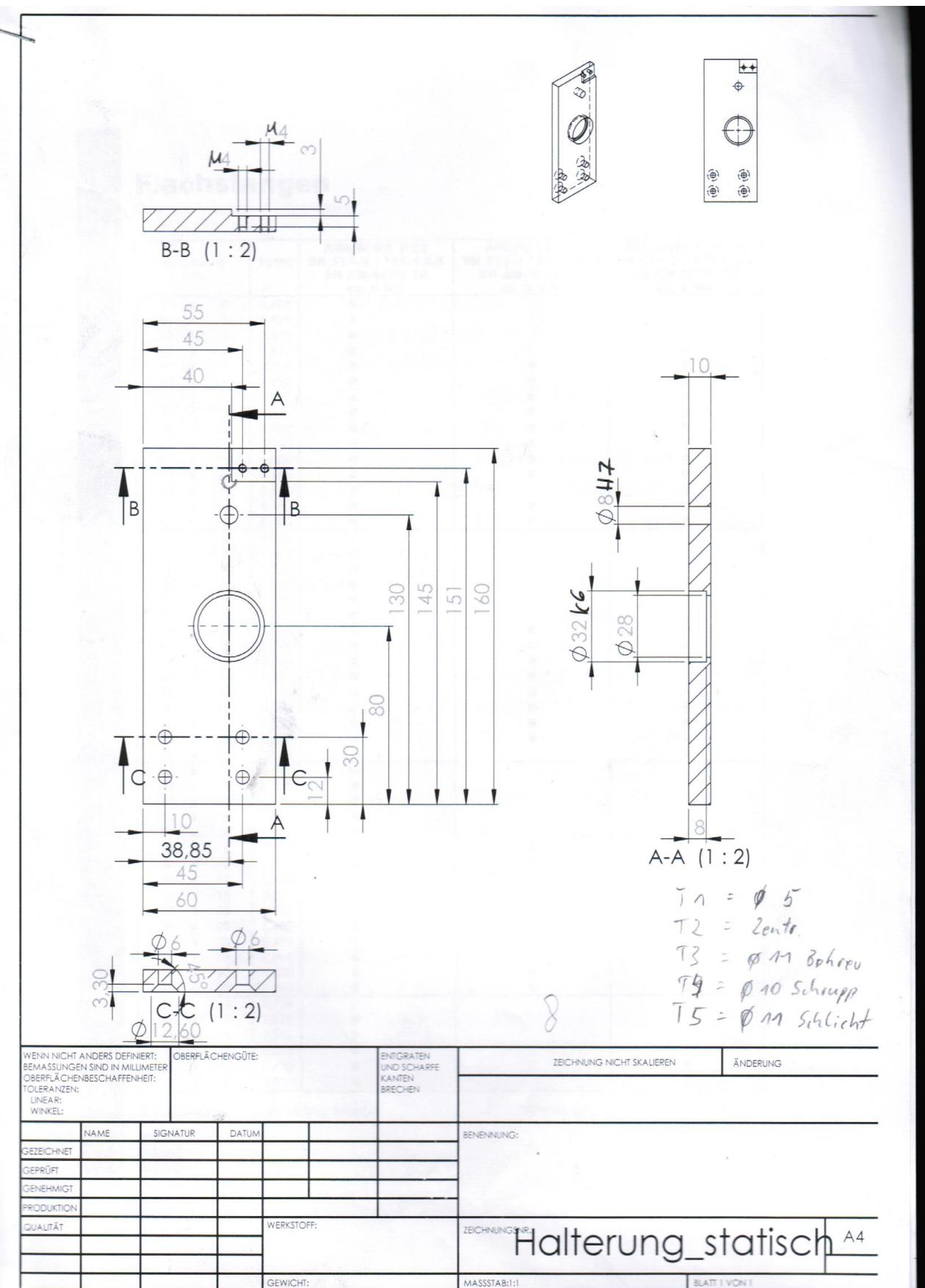


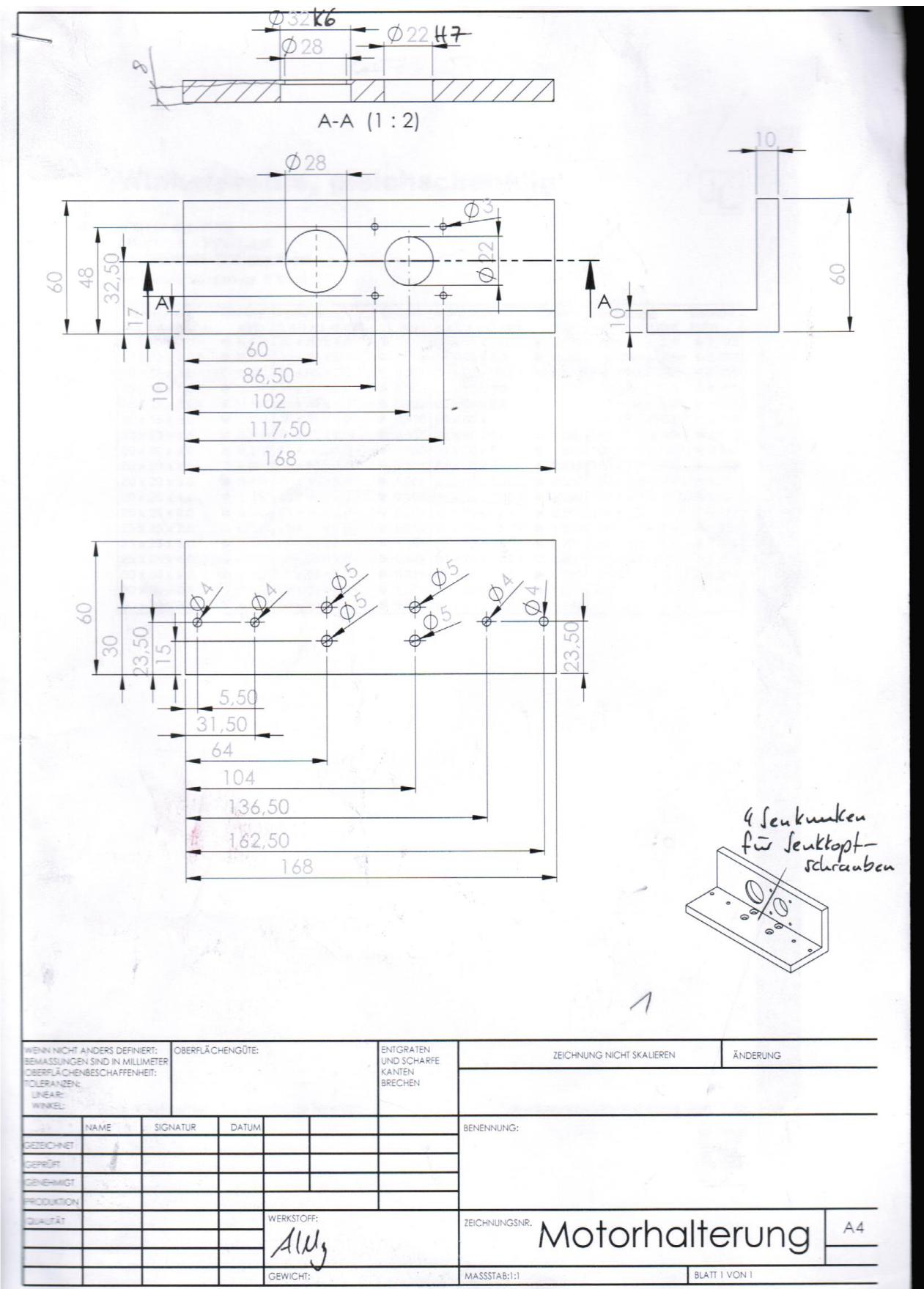
1. Stirn verkleinen auf Ø20
2. Bohrung auf Ø15 H7

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSTUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR; WINKEL:			OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM				
GEPRÜFT							
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.	416-010-0070
				GEWICHT:		MASSSTAB:1:1	A4
						BLATT 1 VON 1	



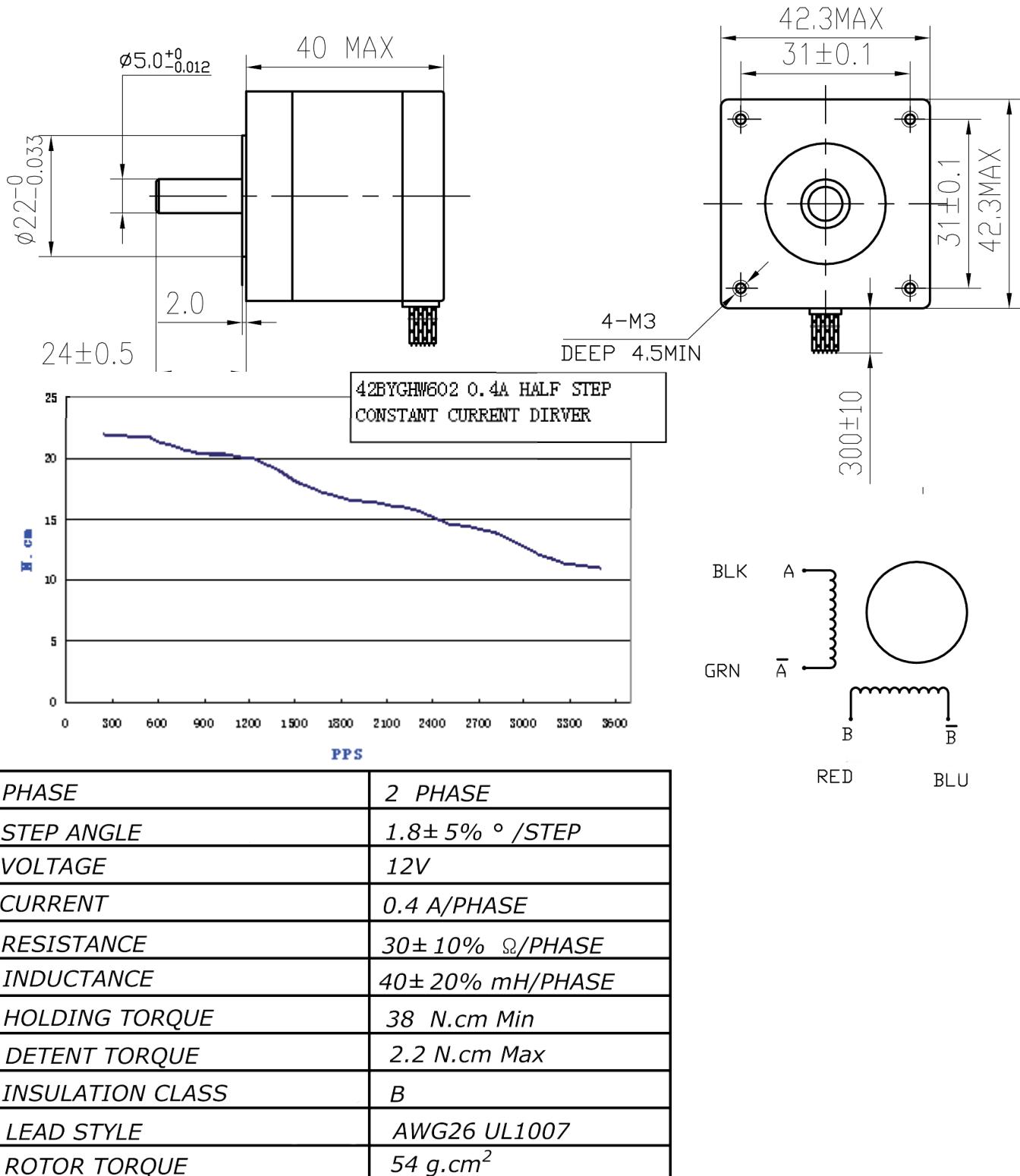
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSTUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:				OBERFLÄCHENGÜTE:	ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM				
GEPRÜFT							
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR: Welle_drehgelenk_neu	
						MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1
				GEWICHT:			





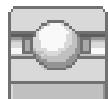
Schrittmotor PSM42BYGHW603

Best.Nr. 310 453



Diese Bedienungsanleitung ist eine Publikation von Pollin Electronic GmbH, Max-Pollin-Straße 1, 85104 Pförring.
Alle Rechte einschließlich Übersetzung vorbehalten. Reproduktion jeder Art, z.B. Fotokopie, Mikroverfilmung oder die
Erfassung in elektronischen Datenverarbeitungsanlagen, bedürfen der schriftlichen Genehmigung des Herausgebers.
Nachdruck, auch auszugsweise, verboten. Diese Bedienungsanleitung entspricht dem technischen Stand bei Drucklegung.
Änderung in Technik und Ausstattung vorbehalten.

©Copyright 2011 by Pollin Electronic GmbH

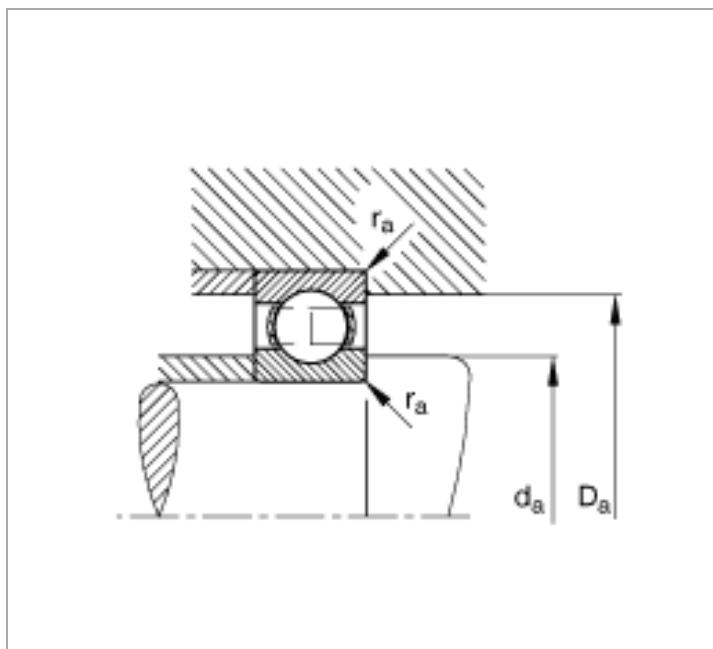
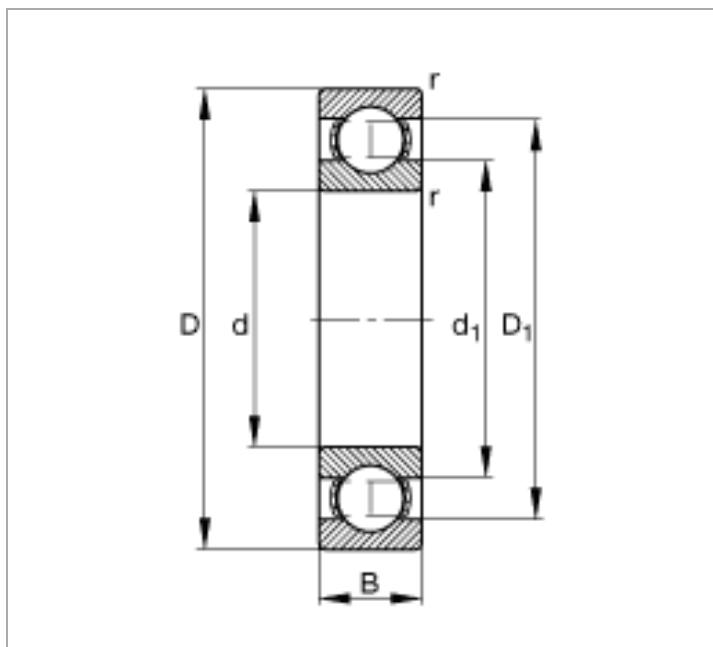


Rillenkugellager 16002 (Baureihe 160)

Hauptabmessungen nach DIN 625-1

Das vorliegende Datenblatt ist nur eine Übersicht über Maße und Tragzahlen zum gewählten Produkt. Bitte beachten Sie unbedingt alle Hinweise in diesen Übersichtsseiten. Weiterführende Informationen finden Sie für viele Produkte unter dem Menüpunkt "Beschreibung". Außerdem können Sie umfangreiches Informationsmaterial auch über die Katalogauswahl (<http://www.fag.de/content.fag.de/de/mediathek/library/library.jsp>) oder Telefon +49 (91 32) 82 - 28 97 bestellen.

d	15 mm
D	32 mm
B	8 mm
D ₁	26,9 mm
d ₁	20,5 mm
D _a	30 mm
max	
d _a	17 mm
min	
r _a	0,3 mm
max	
r _{min}	0,3 mm
m	0,027 kg Gewicht
C _r	5900 N dynamische Tragzahl, radial
C _{0r}	2850 N statische Tragzahl, radial
f ₀	13,9
n _G	33500 1/min Grenzdrehzahl
n _B	20000 1/min Bezugsdrehzahl
C _{ur}	144 N Ermüdungsgrenzbelastung, radial





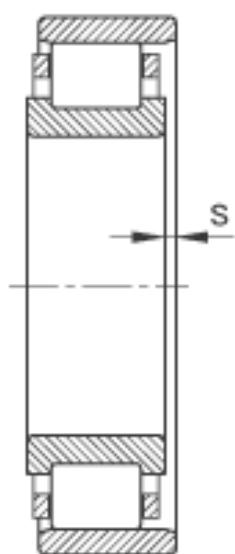
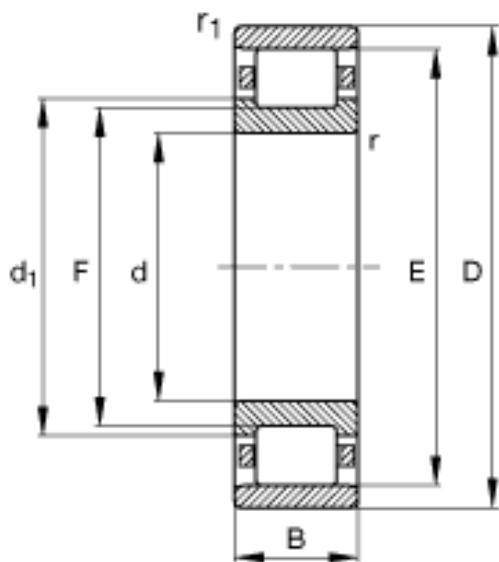
Zylinderrollenlager N202-E-TVP2 (Baureihe N2..-E)

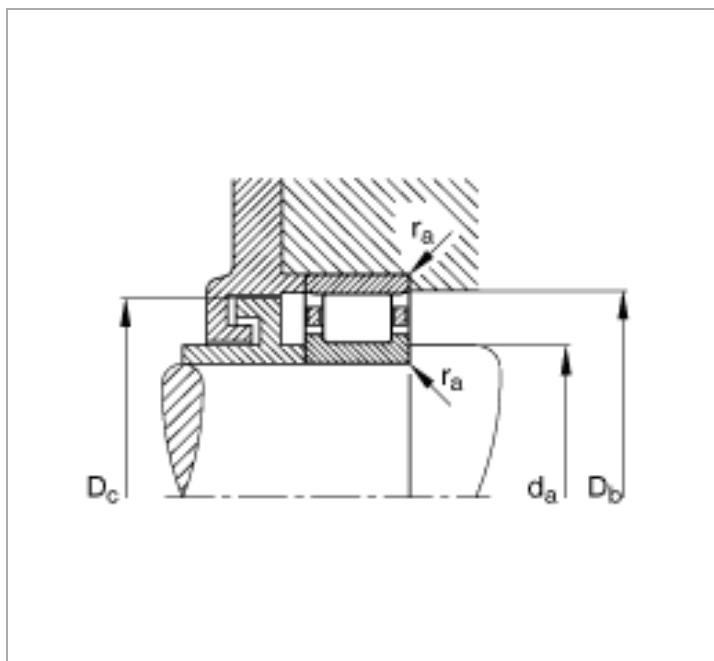
Hauptabmessungen nach DIN 5412-1, Loslager, zerlegbar,
mit Käfig

Das vorliegende Datenblatt ist nur eine Übersicht über Maße und Tragzahlen zum gewählten Produkt. Bitte beachten Sie unbedingt alle Hinweise in diesen Übersichtsseiten. Weiterführende Informationen finden Sie für viele Produkte unter dem Menüpunkt "Beschreibung". Außerdem können Sie umfangreiches Informationsmaterial auch über die Katalogauswahl (<http://www.fag.de/content.fag.de/de/mmediathek/library/library.jsp>) oder Telefon +49 (91 32) 82 - 28 97 bestellen.

d	15 mm
D	35 mm
B	11 mm
d ₁	21,6 mm
D _a	32,6 mm
max	
d _a	17,4 mm
min	
D _b	31 mm
min	
D _c	29 mm
max	
E	30,3 mm
F	19,3 mm
r ₁	0,3 mm
min	
r _{a1}	0,3 mm
max	
r _a	0,6 mm
max	
r _{min}	0,6 mm
s	0,5 mm Axiale Verschiebbarkeit aus der Mittellage
m	0,047 kg Gewicht
C _r	15100 N dynamische Tragzahl, radial
C _{0r}	10400 N statische Tragzahl, radial

nc	27000 1/min Grenzdrehzahl
nb	17600 1/min Bezugsdrehzahl
Cur	1610 N Ermüdungsgrenzbelastung, radial





Antriebstechnik

Stirnräder Modul 1

Stirnräder Modul 1,5

Stirnräder Modul 2

Stirnräder Modul 2,5

Stirnräder Modul 3

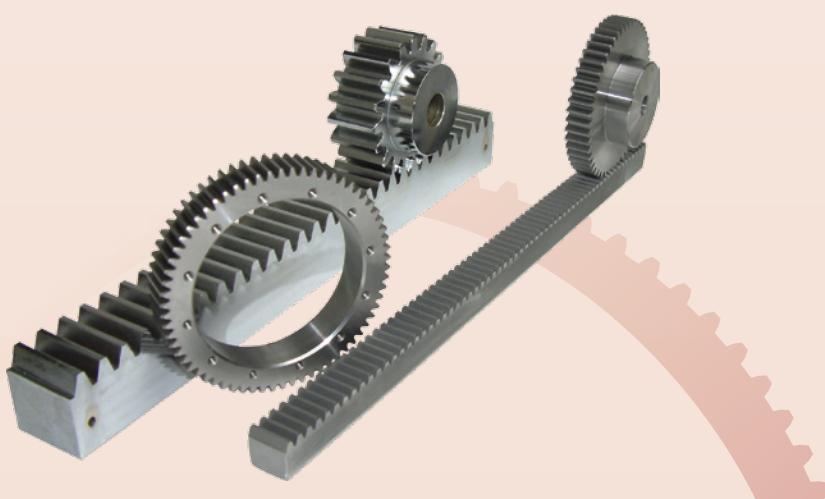
Stirnräder Modul 4

Stirnräder Modul 5

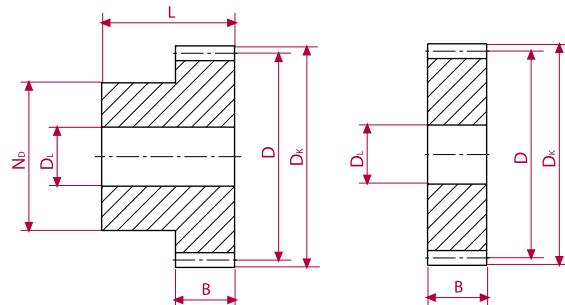
Stirnräder Modul 6

Stirnräder Modul 8

Sonderanfertigungen komplett nach Ihrer Zeichnung sowie
mechanische Bearbeitung von Standardteilen auf Anfrage.



G&G Antriebstechnik GmbH • Dieselstraße 102 • D-33334 Gütersloh
Fon (05241)40349-0 • Fax (05241)40349-22 • www.gg-antriebstechnik.de

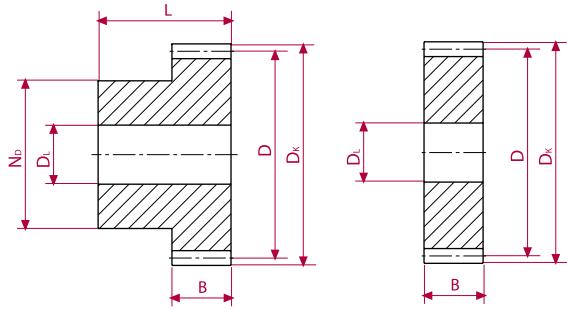


Stirnräder Modul 1

G&G Bestell-Nr.	Zz	D _k	D	N _D	D _L
416-010-0012	12	14.0	12.0	9	5
416-010-0013	13	15.0	13.0	10	5
416-010-0014	14	16.0	14.0	11	5
416-010-0015	15	17.0	15.0	12	6
416-010-0016	16	18.0	16.0	13	6
416-010-0017	17	19.0	17.0	14	8
416-010-0018	18	20.0	18.0	15	8
416-010-0019	19	21.0	19.0	15	8
416-010-0020	20	22.0	20.0	16	8
416-010-0021	21	23.0	21.0	16	8
416-010-0022	22	24.0	22.0	16	8
416-010-0023	23	25.0	23.0	18	8
416-010-0024	24	26.0	24.0	20	8
416-010-0025	25	27.0	25.0	20	8
416-010-0026	26	28.0	26.0	20	8
416-010-0027	27	29.0	27.0	20	8
416-010-0028	28	30.0	28.0	20	8
416-010-0029	29	31.0	29.0	20	8
416-010-0030	30	32.0	30.0	20	8
416-010-0031	31	33.0	31.0	25	10

geradverzahnt
20° Eingriffswinkel
Gesamtbreite L = 25 mm
Zahnbreite B = 15 mm

bis Zähnezahl 70 mit einseitiger Nabe
ab Zähnezahl 72 als Stirnrad scheibe
Material C45



Stirnräder Modul 1

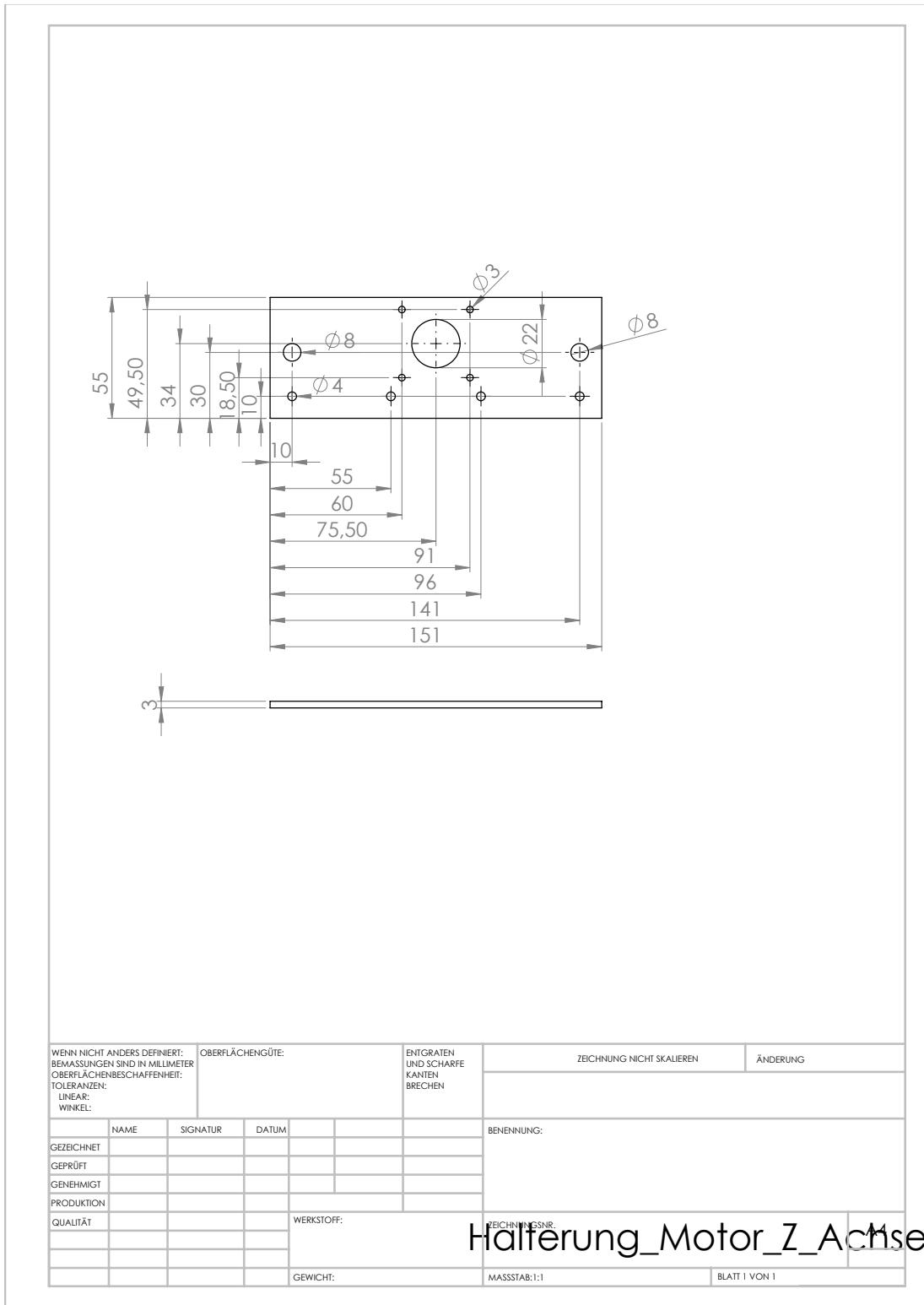
G&G Bestell-Nr.	Zz	D _K	D	N _D	D _L
416-010-0051	51	53.0	51.0	40	12
416-010-0052	52	54.0	52.0	40	12
416-010-0053	53	55.0	53.0	40	12
416-010-0054	54	56.0	54.0	40	12
416-010-0055	55	57.0	55.0	40	12
416-010-0056	56	58.0	56.0	40	12
416-010-0057	57	59.0	57.0	40	12
416-010-0058	58	60.0	58.0	40	12
416-010-0059	59	61.0	59.0	40	12
416-010-0060	60	62.0	60.0	40	12
416-010-0061	61	63.0	61.0	50	12
416-010-0062	62	64.0	62.0	50	12
416-010-0063	63	65.0	63.0	50	12
416-010-0064	64	66.0	64.0	50	12
416-010-0065	65	67.0	65.0	50	12
416-010-0066	66	68.0	66.0	50	12
416-010-0067	67	69.0	67.0	50	12
416-010-0068	68	70.0	68.0	50	12
416-010-0069	69	71.0	69.0	50	12
416-010-0070	70	72.0	70.0	50	12

geradverzahnt
20° Eingriffswinkel
Gesamtbreite L = 25 mm
Zahnbreite B = 15 mm

bis Zähnezahl 70 mit einseitiger Nabe
ab Zähnezahl 72 als Stirnradscheibe
Material C45

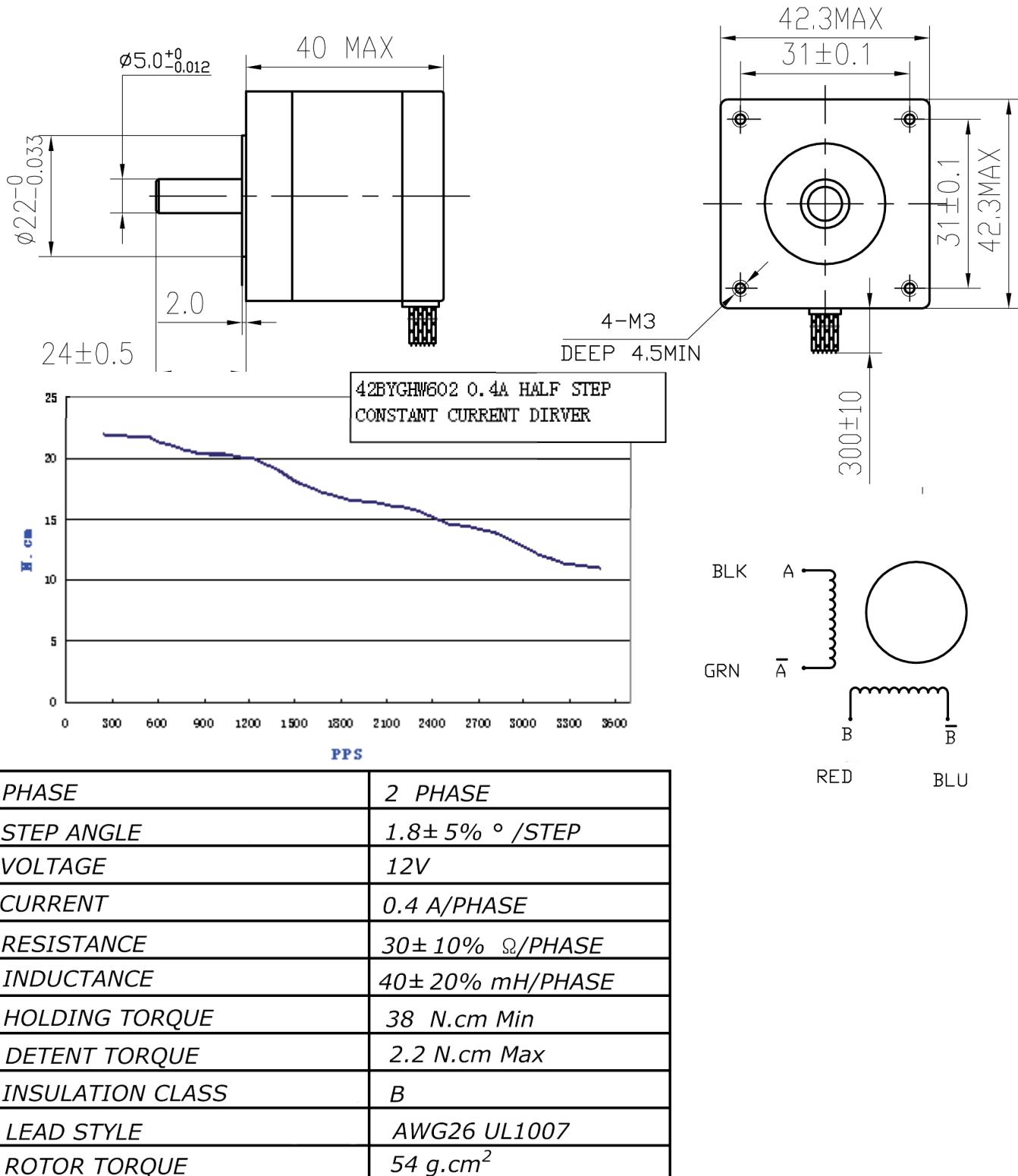
A.2. Z-Achse

Verschiedene Maße und wichtige Daten der Z-Achse können aus den Technischen Zeichnungen und aus den Datenblättern der folgenden Seiten entnommen werden.



Schrittmotor PSM42BYGHW603

Best.Nr. 310 453

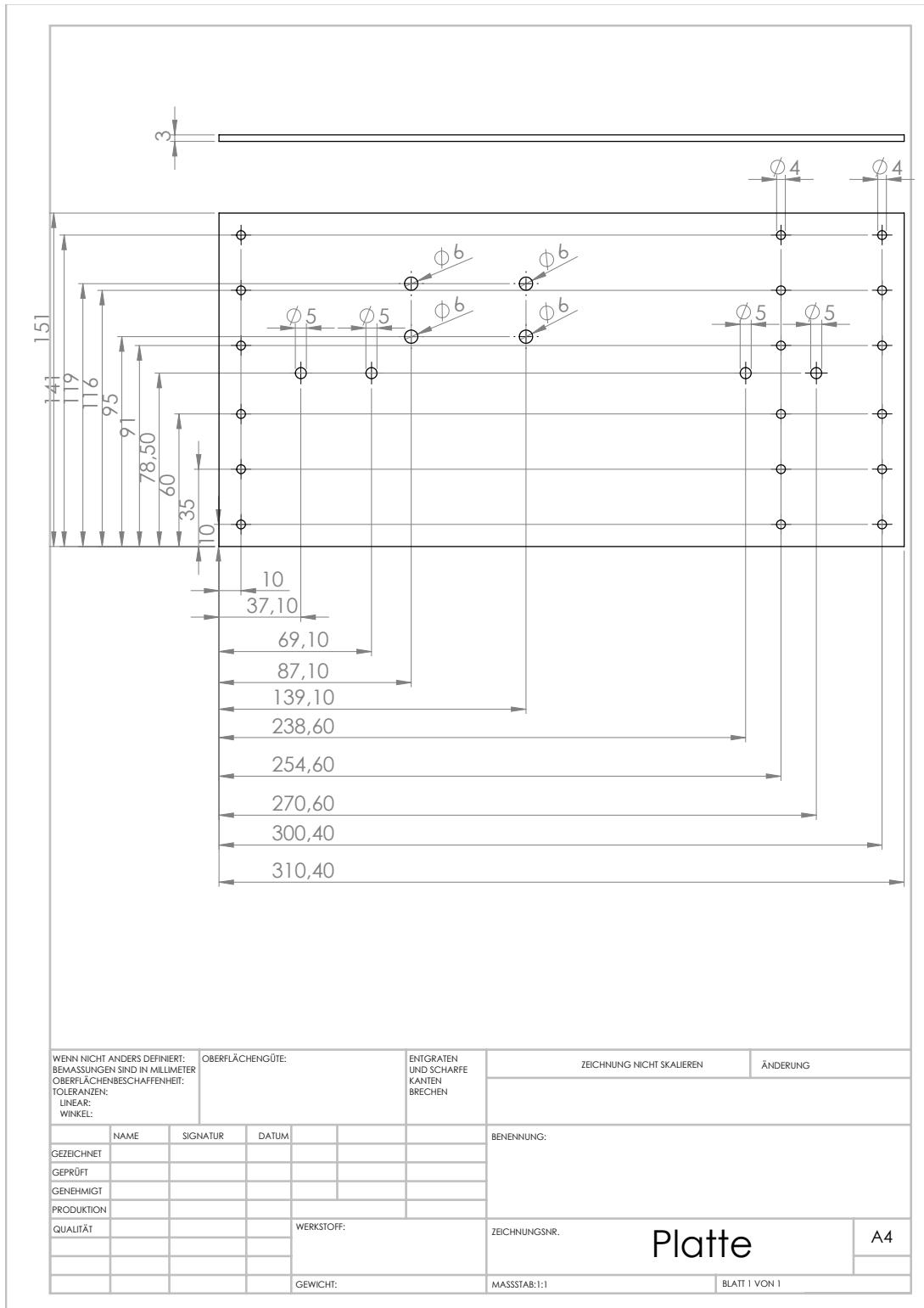


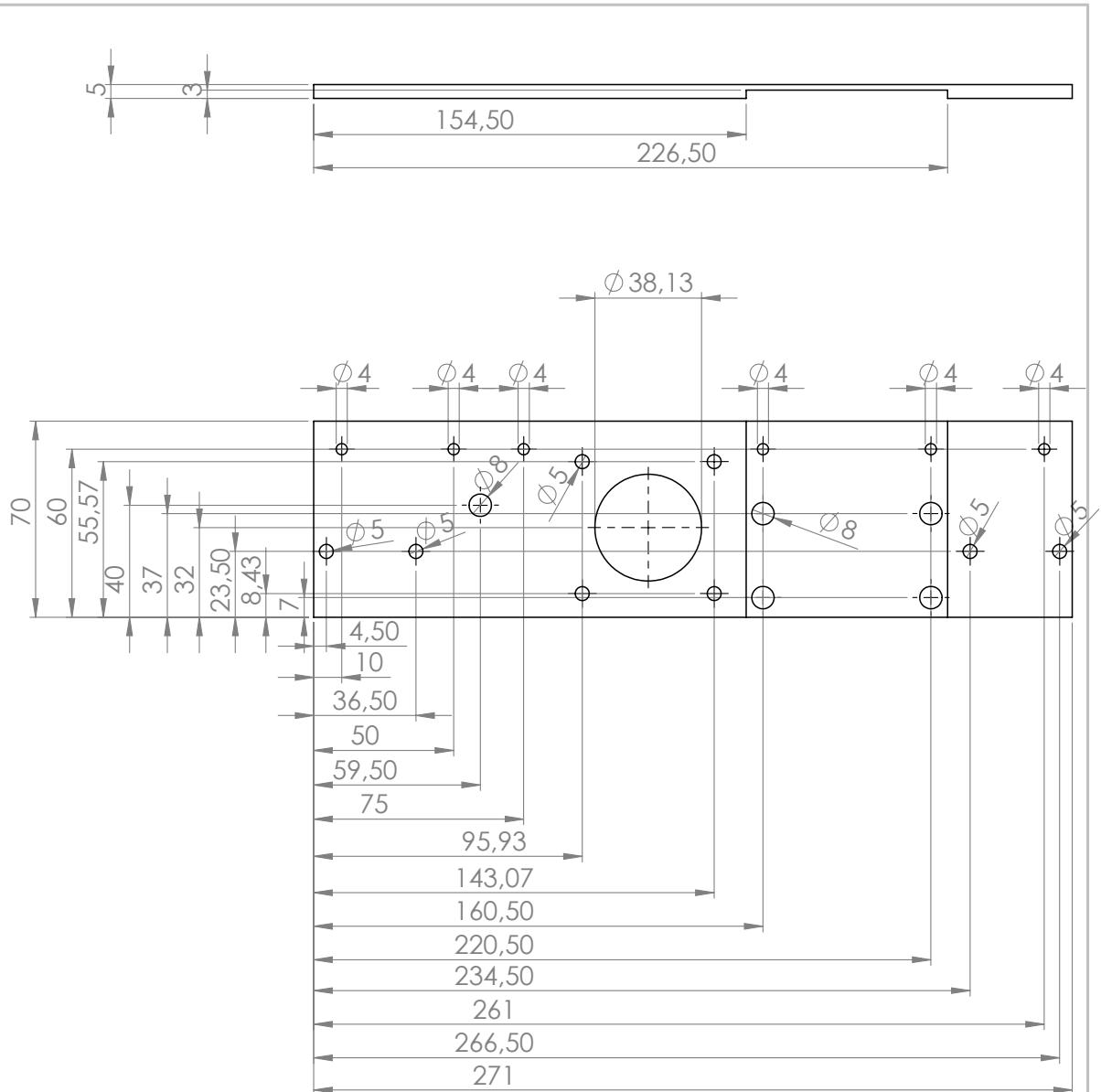
Diese Bedienungsanleitung ist eine Publikation von Pollin Electronic GmbH, Max-Pollin-Straße 1, 85104 Pförring.
Alle Rechte einschließlich Übersetzung vorbehalten. Reproduktion jeder Art, z.B. Fotokopie, Mikroverfilmung oder die
Erfassung in elektronischen Datenverarbeitungsanlagen, bedürfen der schriftlichen Genehmigung des Herausgebers.
Nachdruck, auch auszugsweise, verboten. Diese Bedienungsanleitung entspricht dem technischen Stand bei Drucklegung.
Änderung in Technik und Ausstattung vorbehalten.

©Copyright 2011 by Pollin Electronic GmbH

A.3. X-Achse

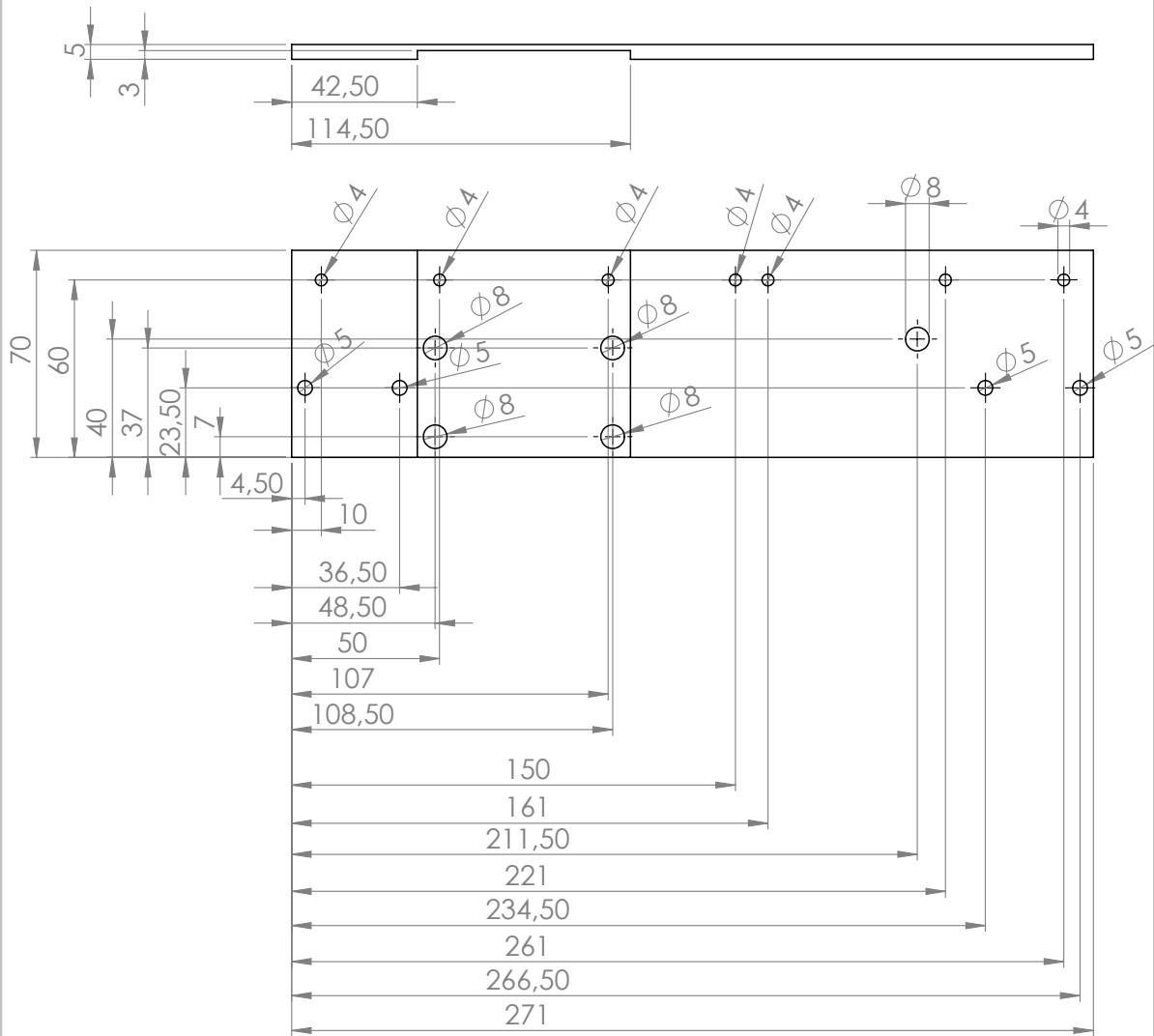
Verschiedene Maße und wichtige Daten der X-Achse können aus den Technischen Zeichnungen und aus den Datenblättern der folgenden Seiten entnommen werden.





WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSTUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:				OBERFLÄCHENGÜTE:	ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
	NAME	SIGNUR	DATUM		BENENNUNG:		
GEZEICHNET							
GEPRÜFT							
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF:	ZEICHNUNGSNR.		A4
				GEWICHT:	MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1	

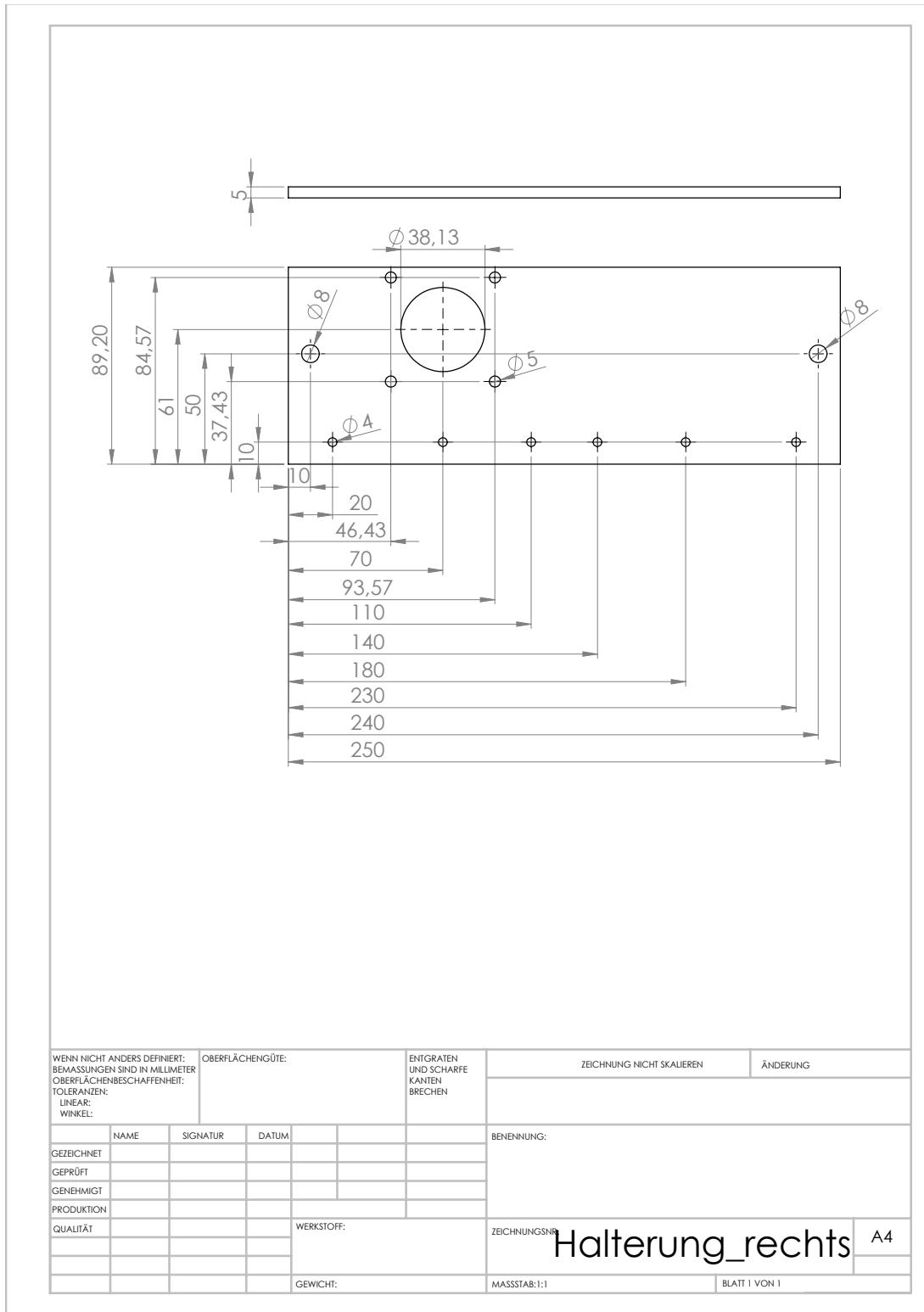
Befestigung_x_Achse_recht

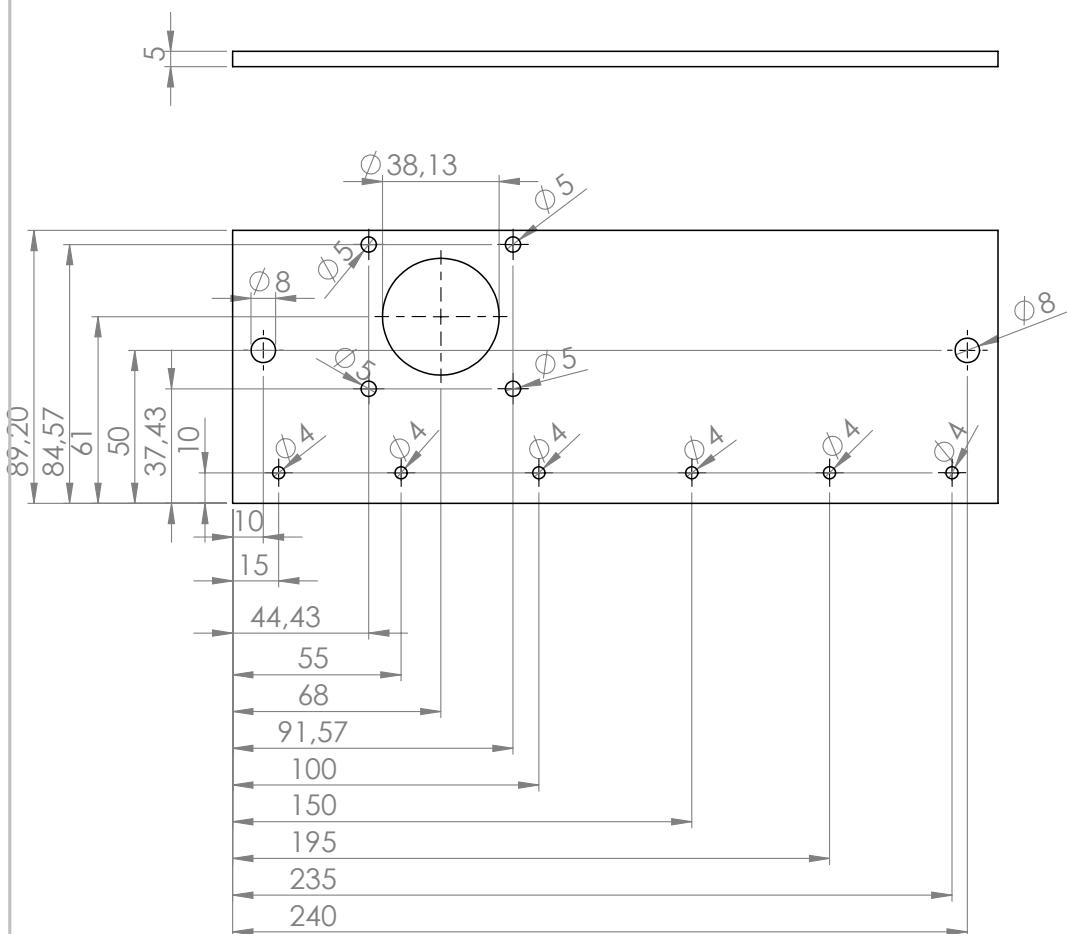


WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSTUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:				OBERFLÄCHENGÜTE:	ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM			BENENNUNG:	
GEPRÜFT							
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.	Befestigung_x_Achse A4
				GEWICHT:		MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1

A.4. Y-Achse

Verschiedene Maße und wichtige Daten der Y-Achsen können aus den Technischen Zeichnungen und aus den Datenblättern der folgenden Seiten entnommen werden.





WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSTUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:				OBERFLÄCHENGÜTE:	ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
GEZEICHNET	NAME	SIGNUR	DATUM			BENENNUNG:	
GEPRÜFT							
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF:	ZEICHNUNGSNR. Motorplatte_y.Achse^{A4}		
				GEWICHT:	MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1	

