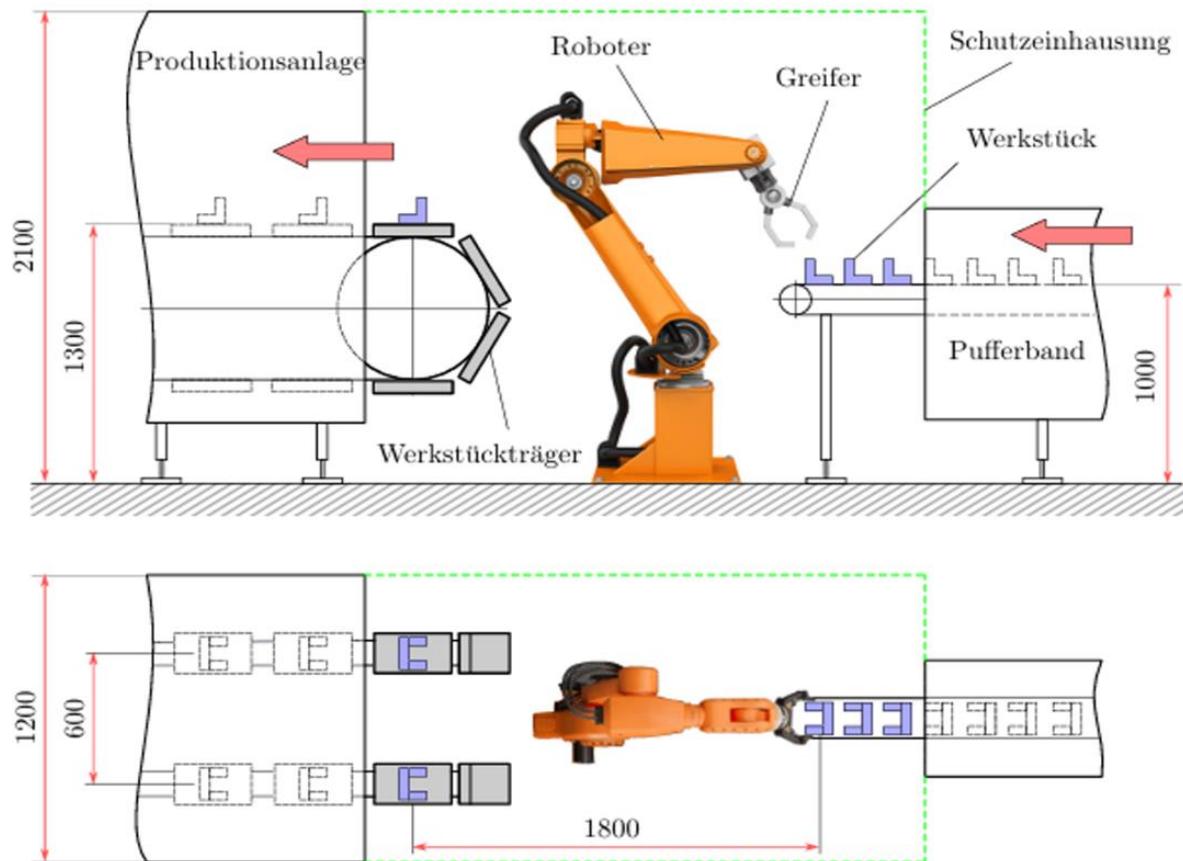


# Auslegung Greifer

## Aufgabe

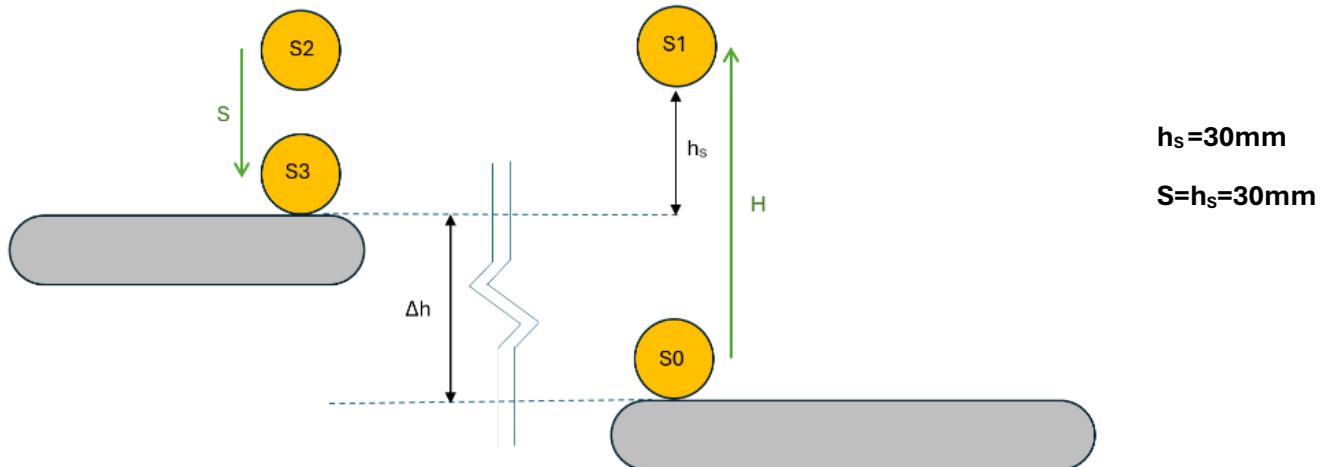
Ein Roboter soll Werkstücke von dem Pufferförderband auf zwei Förderbänder einer Produktionsanlage aufteilen wie in Abbildung 1. skizziert wurde.



## Betrachtung der Bewegungsabläufe

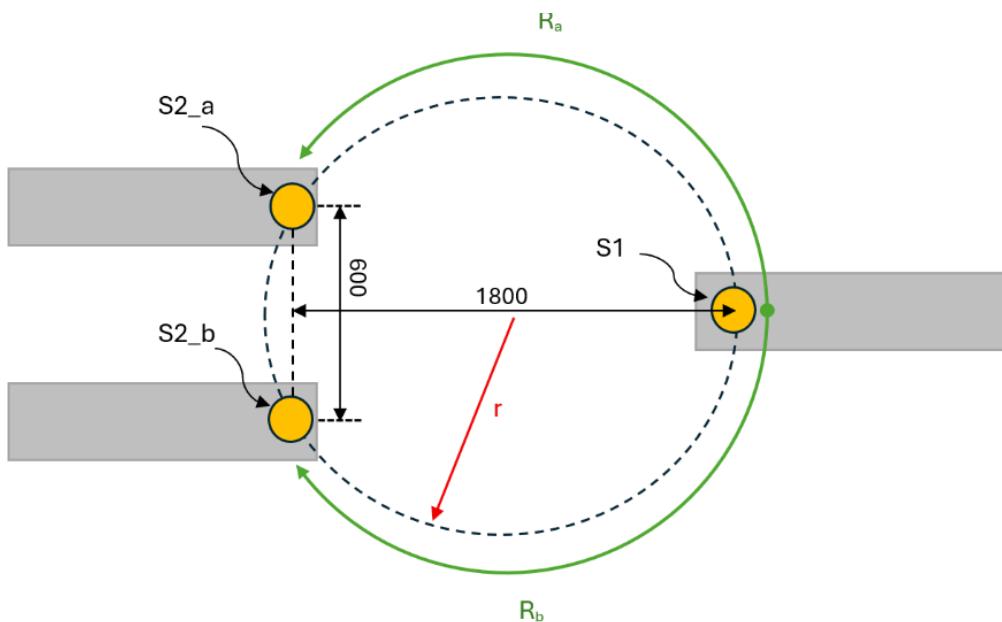
Die Verwendung eines Knickarmroboter gibt in gewisser Weise die Bewegung vor, denn der kürzest weg würde zu einer Eigenkollision des Roboters führen. Somit scheint es hier sinnvoll den Werkstückpfad in rein rotatorische und translatorische Komponenten aufzuteilen. Die translatorischen Komponenten sind das Aufheben und senken des Werkstücks von der Aufnahme zu Ablage.

Translatorisch:



$$H = 1300\text{mm} - 1000\text{mm} + h_s = 0,33\text{m}$$

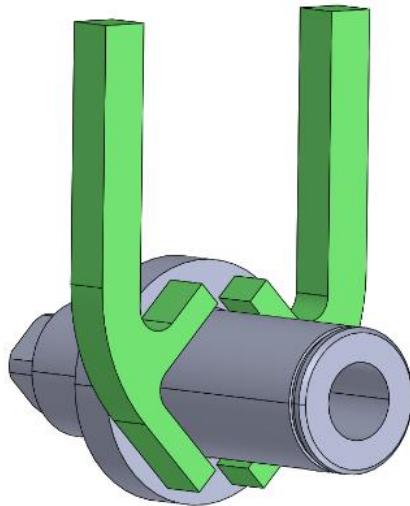
Rotatorisch:



$$r = \sqrt{\left(\frac{600\text{mm}}{2}\right)^2 + \left(\frac{1800\text{mm}}{2}\right)^2} = 0,949\text{m}$$

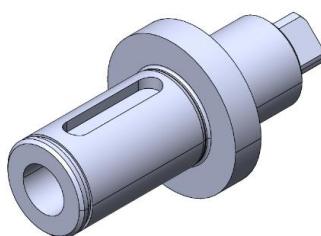
## Greifkonzept

Das vorliegende Greiferkonzept ist speziell für das sichere Handling des gezeigten Wellen bzw. Flanschteils ausgelegt. Dabei bildet der Formschluss das Wirkprinzip des Greifvorgangs. Somit wird das Werkstück durch einen Formschluss gehalten und es bedarf keiner Reibkräfte für das Anheben. Rein die Form der Backen fixieren das Werkstück. Die Geometrien von Werkstück zu Greifer bilden einen Formschluss.



Konstruktiv wird dies durch einen Prismengreifer gelöst. Die im 3D-Modell grün dargestellten v-förmigen Greiferarme. Diese Klauen besitzen einen Öffnungswinkel von 90. Diese Prismenform ist für zylindrische Bauteile sehr effektiv, denn beide Greiferbacken umschließen das wellenförmige Werkstück. Durch die schrägen Flächen der 90°-Klauen wird das Werkstück beim Zugreifen automatisch exakte in der Mitte zentriert. Der Angriffspunkt wurde nahe dem Schwerpunkt des Werkstückes gewählt. Die Backen greifen den zylindrischen Schaft des Bauteils an, der sich passgenau zwischen dem vorderen Zapfen und dem dickeren Flansch befindet.

Masse Werkstück



Werkstoff: 1.7244

$$\rho := 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V := 56 \text{ cm}^3$$

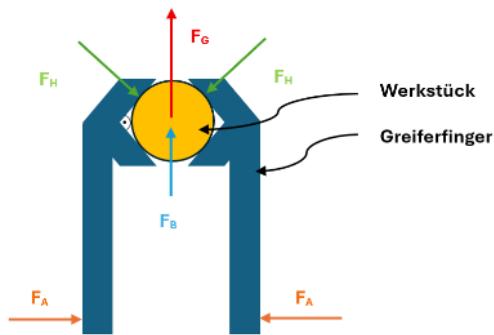
$$m := V \cdot \rho = 0.437 \text{ kg}$$

## Lastfälle

Beim Transport des Werkstücks vom Pufferband zur Produktionsanlage treten unterschiedliche Lastfälle auf.

Die Belastungen unterscheiden sich insbesondere zwischen dem Anheben des Werkstücks, dem anschließenden Schwenken zum Ablageband sowie dem kontrollierten Ablegen. Die Beschleunigungen, die auf das Werkstück wirken ergeben sich aus der Simulation, welche durch die Taktzeit vorgegeben ist.

### Lastfall 1 [Anheben]:



$$a := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

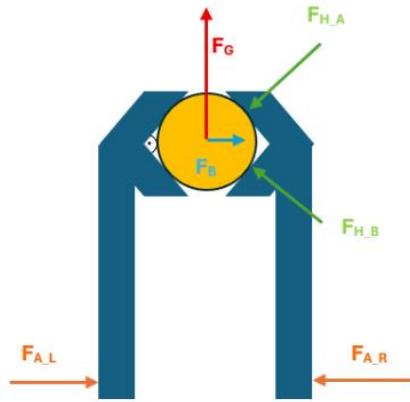
$$F_G := m \cdot g \quad F_B := m \cdot a$$

$$F_G + F_B = 2 \cdot F_{H1} \cdot \cos(45^\circ) \xrightarrow{\text{solve}, F_{H1}} \frac{6.1571837251272414357 \cdot \text{m} \cdot \text{kg}}{\text{s}^2}$$

$$F_{H1} := 6.157 \text{ N}$$

$$F_A := F_{H1} \cdot \sin(45^\circ) = 4.354 \text{ N}$$

**Lastfall 2 [Schwenken]:**



$$a := 15 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_G := m \cdot g \rightarrow \frac{4.285008 \cdot \text{m} \cdot \text{kg}}{\text{s}^2}$$

$$F_B := m \cdot a$$

$$\text{I: } F_{HA} \cdot \cos(45) + F_{HB} \cdot \cos(45) - F_B = 0 \quad +$$

$$\text{II: } F_{HA} \cdot \sin(45) - F_{HB} \cdot \sin(45) - F_G = 0$$

$$\text{III: } \sin(45) = \cos(45) \quad (\text{Sonderfall})$$

$$\text{I+II: } 2 \cdot F_{HA} \cdot \cos(45) - F_B - F_G = 0$$

$$F_{HA} := \frac{F_B + F_G}{2 \cdot \cos(45)} \rightarrow \frac{6.2361752786568954446 \cdot \text{m} \cdot \text{kg}}{\text{s}^2} + \frac{4.0784586322416096208 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{HA} := 10.315 \text{ N}$$

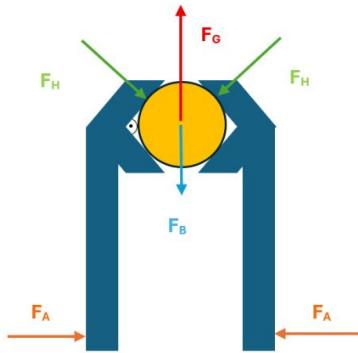
$$\text{aus I: } F_{HB} := \frac{F_B - F_{HA} \cdot \cos(45)}{\cos(45)} = 2.157 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{HB} := 2.157 \text{ N}$$

$$F_{AR} := F_{HB} \cdot \cos(45) + F_{HA} \cdot \cos(45) \rightarrow 6.5518158445347247691 \cdot N$$

$$F_{AL} := 0 \text{ N}$$

### Lastfall 3 [Absenken]:



$$a := -3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_G := m \cdot g = 4.285 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} \quad F_B := m \cdot a = -1.31 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

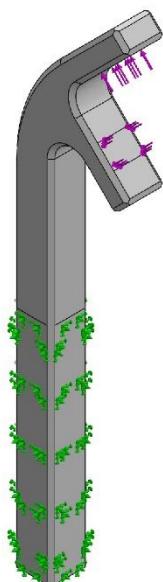
$$F_G + F_B = 2 \cdot F_{H3} \cdot \cos(45) \xrightarrow{\text{solve }, F_{H3}} 2.8312235765102305319 \cdot N$$

$$F_{H3} := 2.831 \text{ N}$$

$$F_A := F_{H3} \cdot \sin(45^\circ) = 2.002 \text{ N}$$

## Finite Elemente Analyse

Es ist zu erkennen das der Lastfall zwei das Schwenken der kritische Lastfall ist da sich, die größte Kraft auf nur einen der Finger auswirkt, mit dem größten Betrag, dies ist der Kreisbewegung geschuldet die dadurch entstehende Zentrifugalbeschleunigung



Modellname: Finger\_FEM2  
Aktuelle Konfiguration: Default

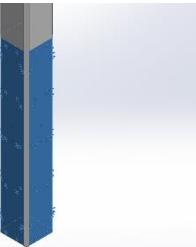
### Volumenkörper

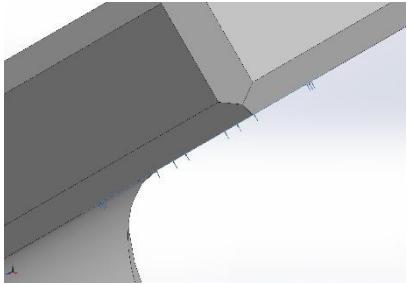
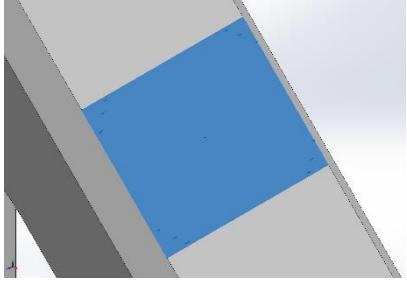
Dokumentname und Referenz	Behandelt als	Volumetrische Eigenschaften	Dokumentpfad/Datum der Änderung
Cut-Extrude4 	Volumenkörper	Masse: 0,0144256 kg Volumen: 1,41427e-05 m^3 Dichte: 1 020 kg/m^3 Gewicht: 0,14137 N	C:\Users\arthur\OneDrive\FH\PDE\CAD\Finger_FEM2.SLDPRT

<b>Studienname</b>	Statisch 1
<b>Analyseart</b>	Statisch
<b>Vernetzungstyp</b>	Volumenkörpervernetzung
<b>Thermische Auswirkung:</b>	Ein
<b>Wärmeoption</b>	Temperaturbelastung berücksichtigen
<b>Temperatur bei Nulldehnung</b>	298 Kelvin
<b>Flüssigkeitsdruckauswirkungen von SOLIDWORKS Flow Simulation einbeziehen</b>	Aus
<b>Solver-Typ</b>	Automatisch
<b>Inplane-Auswirkung:</b>	Aus
<b>Soft Spring:</b>	Aus
<b>Massenträgheitsentlastung:</b>	Aus
<b>Inkompatible Verbindungsoptionen</b>	Automatisch
<b>Große Verschiebung</b>	Aus
<b>Freie Körperkräfte berechnen</b>	Ein
<b>Reibung</b>	Aus
<b>Adaptionsmethode verwenden:</b>	Aus

<b>Einheitensystem:</b>	SI (MKS)
<b>Länge/Verschiebung</b>	mm
<b>Temperatur</b>	Kelvin
<b>Winkelgeschwindigkeit</b>	rad/s
<b>Druck/Spannung</b>	N/m <sup>2</sup>

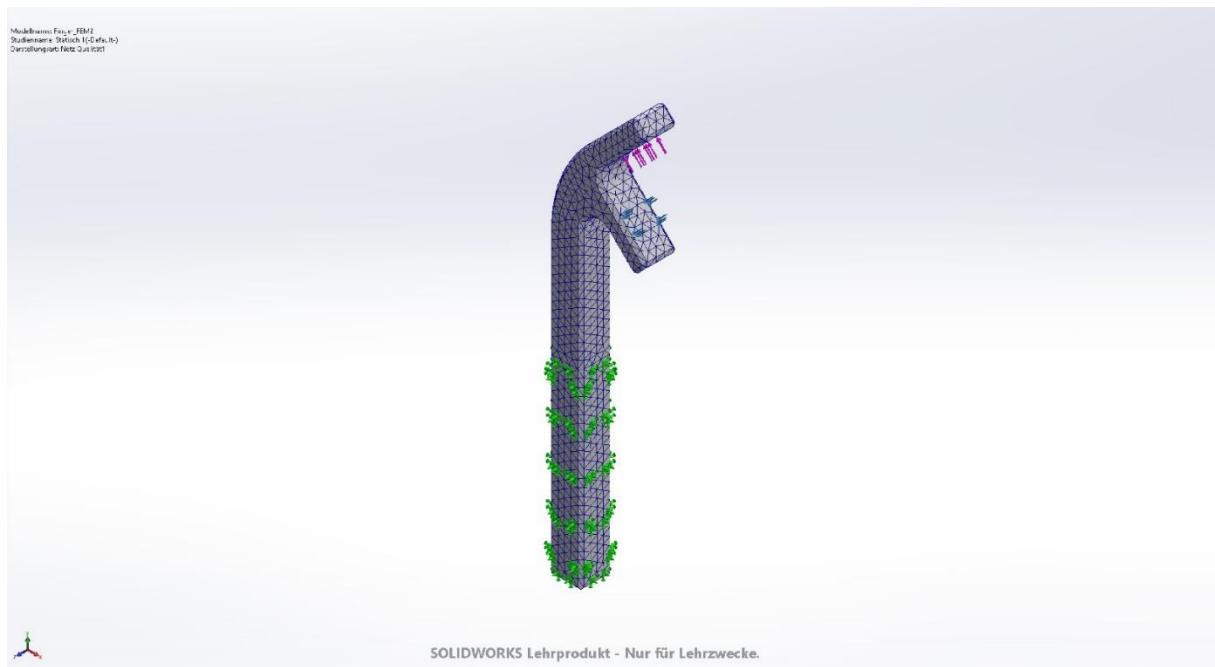
Modellreferenz	Eigenschaften
	<p>Name: <b>ABS</b>      Modelltyp: <b>Linear Elastisch</b>  <b>Isotrop</b>  <b>Unbekannt</b>      Standardversagenskriterium:      Zugfestigkeit: <b>3e+07 N/m<sup>2</sup></b>      Elastizitätsmodul: <b>2e+09 N/m<sup>2</sup></b>      Poissonsche Zahl: <b>0,394</b>      Massendichte: <b>1 020 kg/m<sup>3</sup></b>      Schubmodul: <b>3,189e+08 N/m<sup>2</sup></b></p>
Kurvendaten:N/A	

Einspannungsname	Einspannungsbild	Einspannungsdetails															
Fixiert-1		<b>Elemente:</b> 4 Flächen <b>Typ:</b> Fixierte Geometrie															
Resultierende Kräfte																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Komponenten</th> <th>X</th> <th>Y</th> <th>Z</th> <th>Resultierend</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Reaktionskraft(N)</td> <td>8,8247</td> <td>-5,76997</td> <td>-1,41433e-06</td> <td>10,5436</td> </tr> <tr> <td>Reaktionsmoment(N.m)</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>			Komponenten	X	Y	Z	Resultierend	Reaktionskraft(N)	8,8247	-5,76997	-1,41433e-06	10,5436	Reaktionsmoment(N.m)	0	0	0	0
Komponenten	X	Y	Z	Resultierend													
Reaktionskraft(N)	8,8247	-5,76997	-1,41433e-06	10,5436													
Reaktionsmoment(N.m)	0	0	0	0													

		Lastdetails (Lastfall 2)
Kraft-1		<b>Elemente:</b> 1 Fläche(n) <b>Typ:</b> Normalkraft anwenden <b>Wert:</b> 10,32 N
Kraft-2		<b>Elemente:</b> 1 Fläche(n) <b>Typ:</b> Normalkraft anwenden <b>Wert:</b> 2,16 N

<b>Vernetzungstyp</b>	Volumenkörpervernetzung
<b>Verwendeter Vernetzungstyp:</b>	Gemischtes kurvengestütztes Netz
<b>Jacobi-Punkte für Vernetzung hoher Qualität</b>	16 Punkte
<b>Maximale Elementgröße</b>	2,4192 mm
<b>Minimale Elementgröße</b>	2,4192 mm
<b>Netzqualität</b>	Hoch

<b>Gesamtknotenanzahl</b>	17121
<b>Gesamtelementanzahl</b>	10738
<b>Maximales Seitenverhältnis</b>	490,82
<b>% von Elementen mit Seitenverhältnis &lt; 3</b>	99,1
<b>Prozentsatz Elemente mit Seitenverhältnis &gt; 10</b>	0,745
<b>Prozentsatz verzerrte Elemente</b>	0
<b>Dauer bis zur Beendigung der Vernetzung (hh:mm:ss):</b>	00:01:12
<b>Computer-Name:</b>	



## Resultierende Kräfte

### Reaktionskräfte

Auswahlsatz	Maßeinheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Gesamtes Modell	N	8,8247	-5,76997	-1,41433e-06	10,5436

### Reaktionsmomente

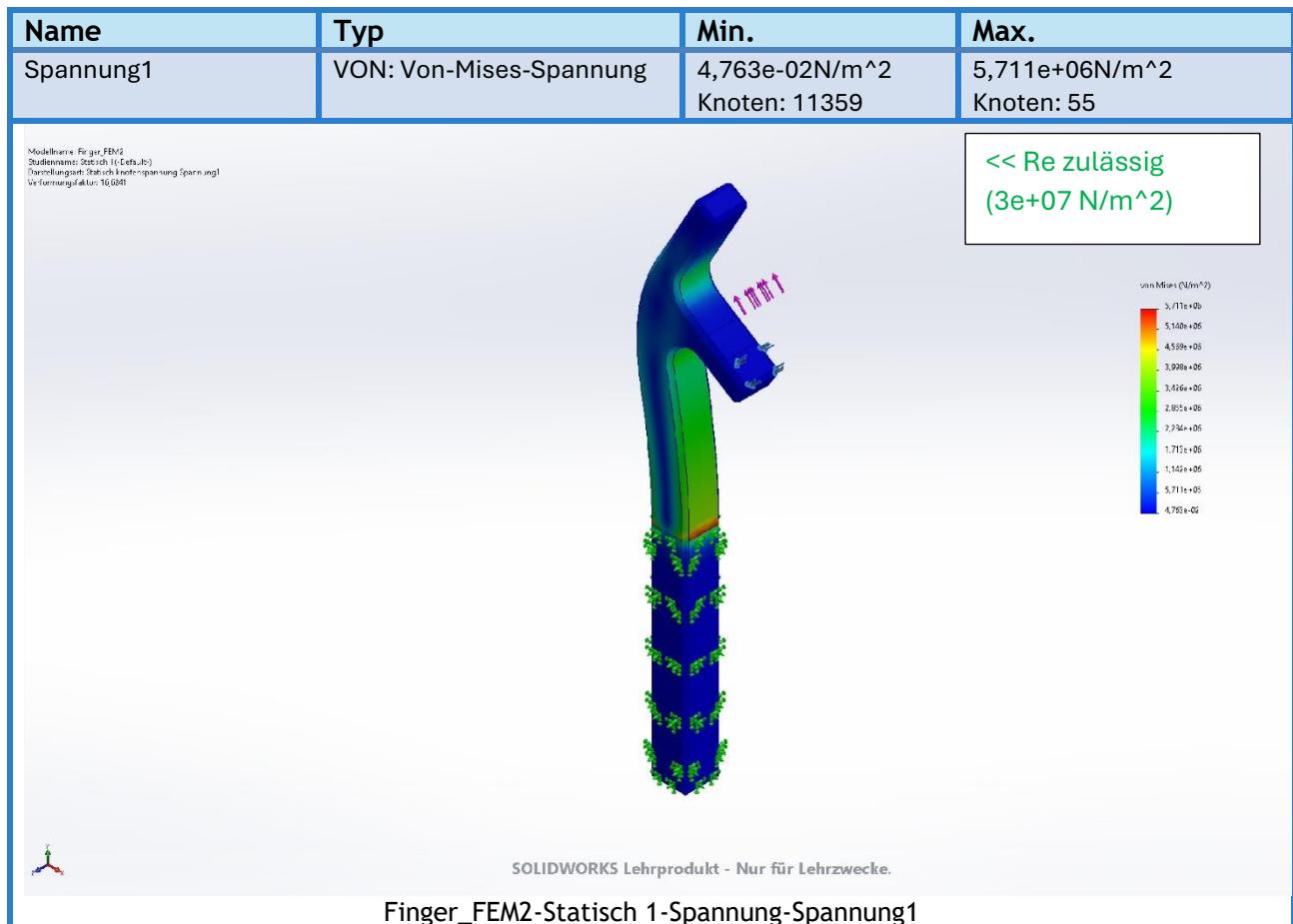
Auswahlsatz	Maßeinheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Gesamtes Modell	N.m	0	0	0	0

### Freie Körperkräfte

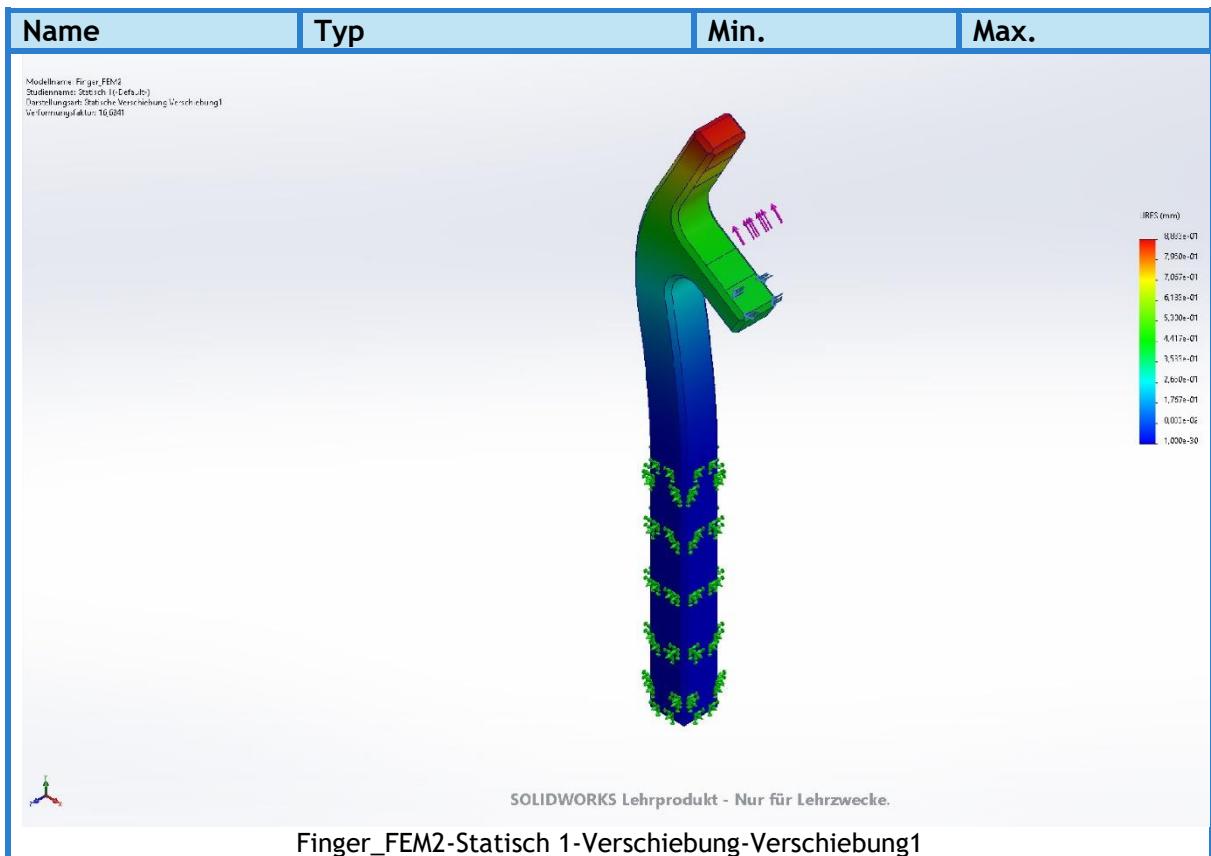
Auswahlsatz	Maßeinheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Gesamtes Modell	N	6,85341e-06	7,29346e-06	-1,47492e-06	1,01163e-05

### Freie Körpermomente

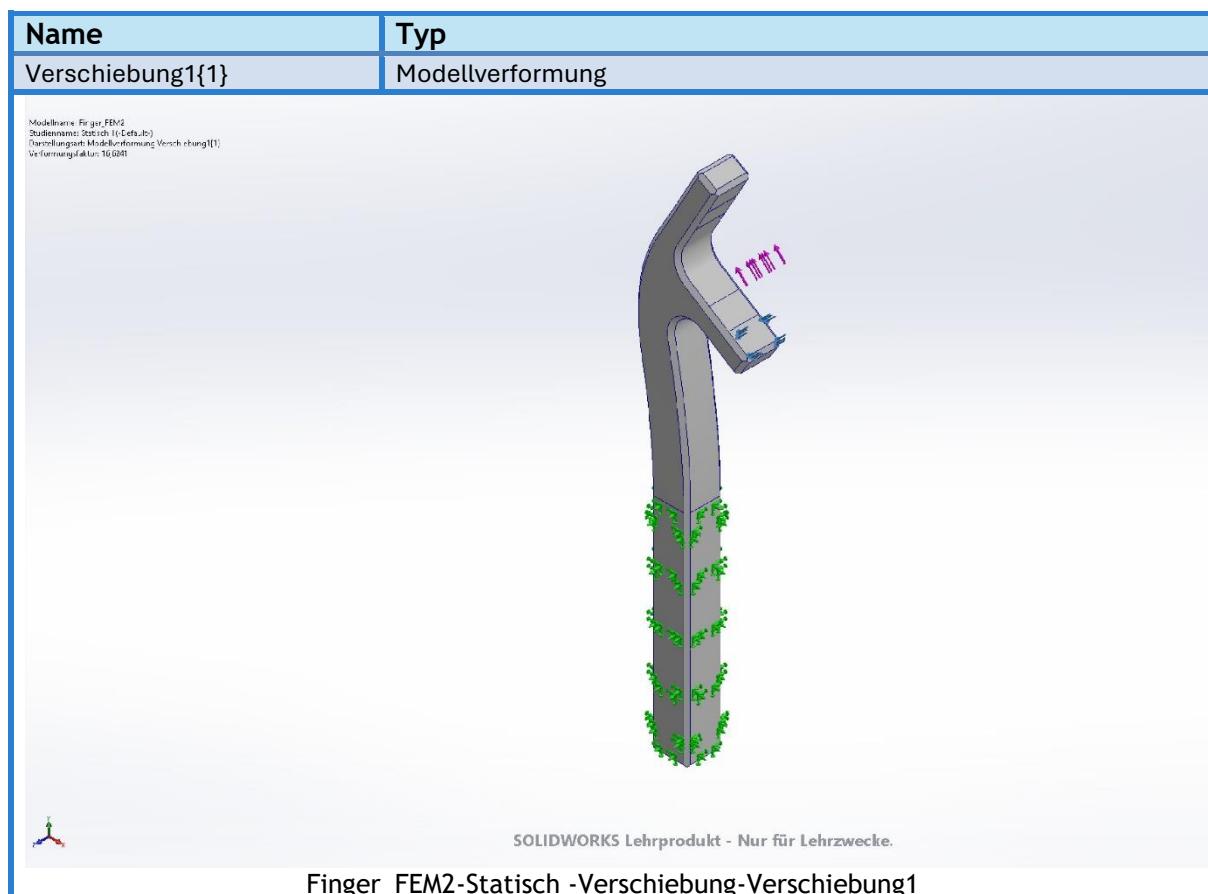
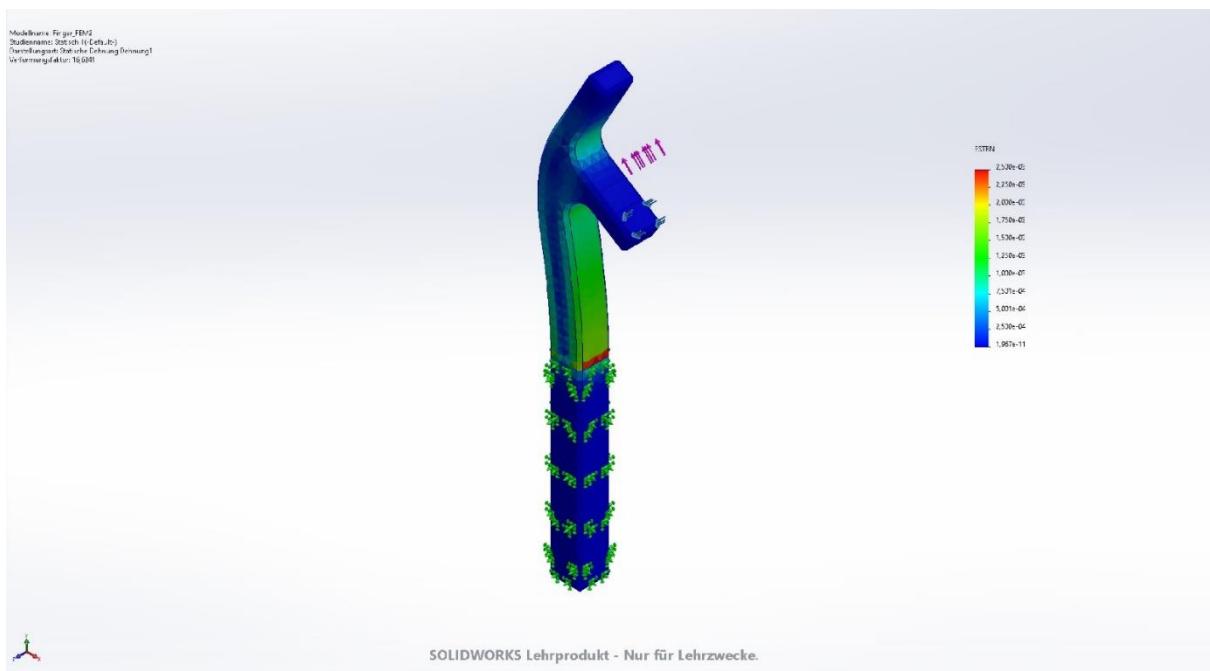
Auswahlsatz	Maßeinheiten	Summe X	Summe Y	Summe Z	Resultierend
Gesamtes Modell	N.m	0	0	0	1e-33



Name	Typ	Min.	Max.
Verschiebung1	URES: Resultierende Verschiebung	0,000e+00mm Knoten: 9	8,833e-01mm Knoten: 12020



Name	Typ	Min.	Max.
Dehnung1	ESTRN: Äquivalente Dehnung	1,967e-11 Element: 1158	2,500e-03 Element: 5946



## Bewertung

Die maximale von-Mises-Spannung beträgt:

$$\sigma_{\max} = 5,71 \text{ MPa}$$

Die im Material hinterlegte Zugfestigkeit von ABS liegt bei:

$$\sigma_{zul} = 30 \text{ MPa}$$

Damit wird die zulässige Spannung deutlich unterschritten. Die maximale auftretende Spannung beträgt nur etwa 19 % der Zugfestigkeit.

Es ergibt sich somit ein Sicherheitsfaktor von ungefähr:

$$S \approx \frac{30}{5,71} \approx 5,3$$

Der Greiferfinger ist damit unter den angesetzten Lasten mechanisch klar ausreichend dimensioniert.

## Verformungsverhalten

Die maximale resultierende Verschiebung beträgt:

$$u_{\max} = 0,883 \text{ mm}$$

Diese Verschiebung tritt an der Spitze des Fingers auf und ist für einen Kunststoffbauteil dieser Geometrie und Belastung als gering einzustufen.

Die äquivalente Dehnung liegt mit maximal:

$$\varepsilon_{\max} = 2,5 \times 10^{-3}$$

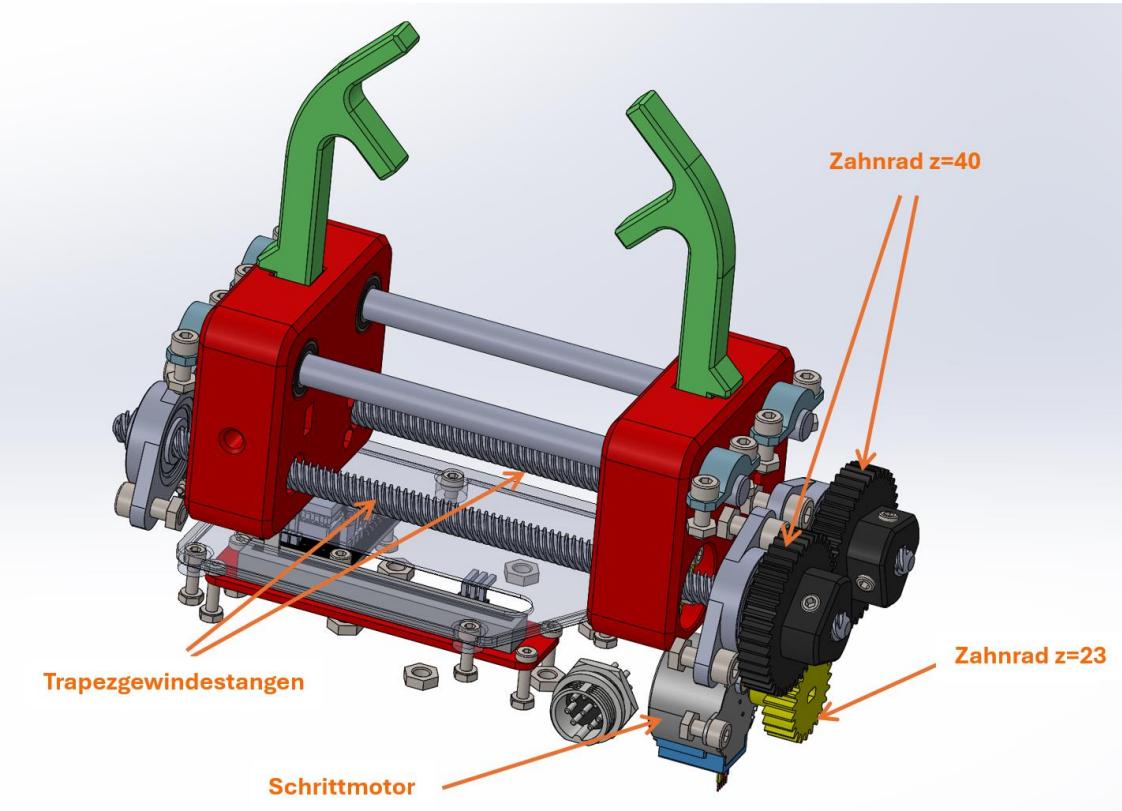
ebenfalls im unkritischen Bereich.

Die Verformung beeinflusst die Greiffunktion nicht nennenswert. Es ist weder mit einer relevanten Änderung der Greifgeometrie noch mit Funktionsbeeinträchtigungen zu rechnen. Das Werkstück sollte laut diesen nicht herausrutschen bzw. die Finger der Belastung Standhalten.

## Motorauslegung

Der Antrieb des Backengreifers erfolgt über einen Schrittmotor, dessen Drehbewegung über eine Zahnradstufe auf eine Trapezgewindespindel übertragen wird. Das Motorritzel mit  $Z_1 = 23$  Zähnen treibt ein Zahnrad mit  $Z_2 = 40$  Zähnen an, welches fest mit der Gewindespindel verbunden ist.

Durch diese Zahnradübersetzung wird die Drehzahl reduziert und das Drehmoment erhöht. Die Gewindespindel wandelt die Drehung anschließend in eine lineare Verschiebung der Greiferbacken um. Die verwendete Trapezgewindespindel besitzt eine Steigung von  $p = 8 \text{ mm}$  pro Umdrehung.



Gegeben:

- Zähnezahl Motorritzel:  $Z_1 = 23$
  - Zähnezahl Spindelzahnrad:  $Z_2 = 40$
  - Gewindesteigung:  $p = 8 \text{ mm/U}$
  - Gewünschte Backenkraft:  $F = 10.32 \text{ N} (\text{Lastfall 1})$
- 

### 1) Zahnradübersetzung

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$
$$i = \frac{40}{23} = 1.739$$

Bedeutung:

- Drehzahlreduktion:  $n_{\text{Spindel}} = 0.575 \cdot n_{\text{Motor}}$
  - Drehmomentverstärkung:  $M_{\text{Spindel}} = 1.739 \cdot M_{\text{Motor}}$
- 

### 2) Linearweg pro Motorumdrehung

Spindelweg pro Umdrehung:

$$s_{\text{Spindel}} = 8 \text{ mm/U}$$

Spindelumdrehungen pro Motorumdrehung:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{23}{40} = 0.575$$

Linearweg pro Motorumdrehung:

$$s_{\text{Motor}} = 8 \cdot \frac{23}{40}$$
$$s_{\text{Motor}} = 4.6 \text{ mm/U}$$

---

### 3) Erforderliches Drehmoment an der Spindel (ideal)

Zusammenhang Spindelkraft  $\leftrightarrow$  Drehmoment:

$$M_{\text{ideal}} = \frac{F \cdot p}{2\pi}$$

$$M_{\text{ideal}} = \frac{10.32 \cdot 0.008}{2\pi}$$

$$M_{\text{ideal}} = 0.0131 \text{ Nm}$$


---

#### 4) Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Spindel

Typischer Wirkungsgrad Trapezgewinde:

$$\eta_{\text{Spindel}} \approx 0.25 - 0.35$$

Für konservative Auslegung ( $\eta = 0.30$ ):

$$M_{\text{Spindel}} = \frac{M_{\text{ideal}}}{\eta_{\text{Spindel}}}$$

$$M_{\text{Spindel}} = \frac{0.0131}{0.30}$$

$$M_{\text{Spindel}} = 0.0438 \text{ Nm}$$


---

#### 5) Erforderliches Motordrehmoment

Unter Annahme Zahnradwirkungsgrad:

$$\eta_{\text{Zahnrad}} \approx 0.95$$

$$M_{\text{Motor}} = \frac{M_{\text{Spindel}}}{i \cdot \eta_{\text{Zahnrad}}}$$

$$M_{\text{Motor}} = \frac{0.0438}{1.739 \cdot 0.95}$$

$$M_{\text{Motor}} = 0.0265 \text{ Nm}$$

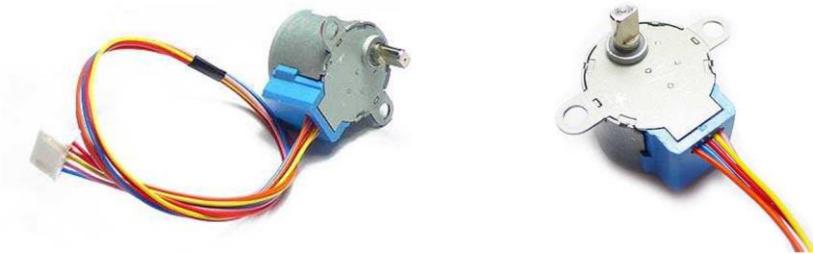
Die vorangegangene Drehmomentberechnung dient ausschließlich der sicherheitstechnischen Auslegung des Antriebssystems. Sie berücksichtigt den theoretisch ungünstigsten Fall, in dem der Antrieb aktiv die vollständige Greifkraft aufbringen muss.

In der praktischen Anwendung ist jedoch zu beachten, dass die verwendeten Trapezgewindespindeln aufgrund ihres geringen Steigungswinkels selbsthemmend wirken. Dadurch sind die Greiferbacken nach Erreichen der Zielposition mechanisch blockiert.

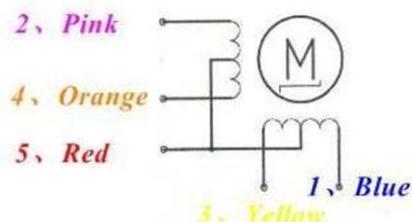
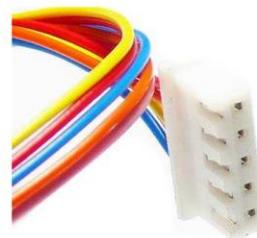
## Gewählter Motor

### 28BYJ-48 – 5V Stepper Motor

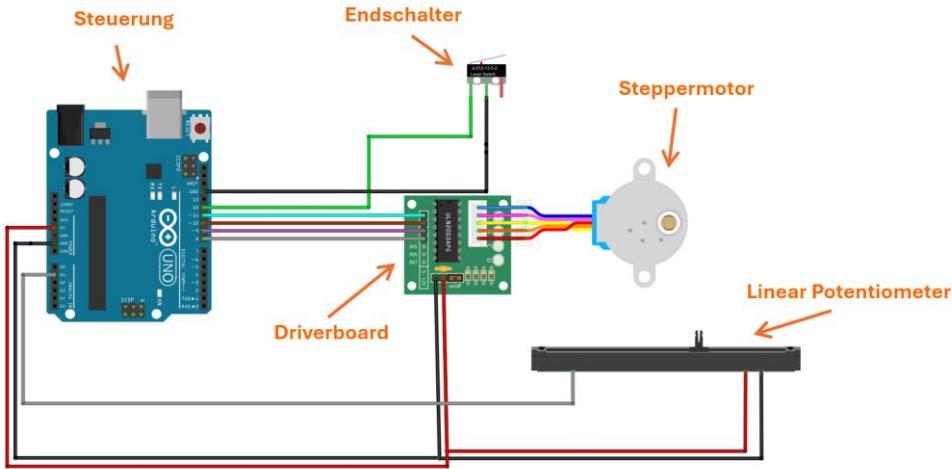
The 28BYJ-48 is a small stepper motor suitable for a large range of applications.



Rated voltage :	5VDC
Number of Phase	4
Speed Variation Ratio	1/64
Stride Angle	5.625°/64
Frequency	100Hz
DC resistance	50Ω±7%(25°C)
Idle In-traction Frequency	> 600Hz
Idle Out-traction Frequency	> 1000Hz
In-traction Torque	>34.3mN.m(120Hz)
Self-positioning Torque	>34.3mN.m
Friction torque	600-1200 gf.cm
Pull in torque	300 gf.cm
Insulated resistance	>10MΩ(500V)
Insulated electricity power	600VAC/1mA/1s
Insulation grade	A
Rise in Temperature	<40K(120Hz)
Noise	<35dB(120Hz, No load, 10cm)
Model	28BYJ-48 – 5V



## Elektronik



Das Steuerungs und Sicherheitskonzept des Backengreifers basiert auf einer Referenzfahrt beim Systemstart, der schrittisierten Positionsbestimmung des Schrittmotors sowie einer zusätzlichen sicherheitstechnischen Positionsüberwachung mittels linearem Potentiometer.

Nach dem Einschalten des Systems wird zunächst eine Referenzfahrt durchgeführt. Dabei fahren die Greiferbacken auseinander, bis der Endschalter betätigt wird. Diese Position definiert die eindeutig reproduzierbare Homingposition und stellt die mechanische Referenz des Systems dar. Durch das Anfahren des Endschalters wird die interne Schrittposition des Schrittmotors auf Null gesetzt, wodurch eine definierte Ausgangslage für alle weiteren Bewegungen geschaffen wird. Nach Abschluss dieser Referenzfahrt kennt die Steuerung die aktuelle Position der Greifermechanik.

Die anschließende Positionssteuerung erfolgt primär über die gezählten Motorschritte. Da die Anzahl der erforderlichen Schritte zwischen der Homingposition und der gewünschten Greifposition bekannt ist, kann die Zielposition rechnerisch bestimmt und präzise angefahren werden. Der Schrittmotor ermöglicht somit eine reproduzierbare und genaue Positionierung der Greiferbacken, ohne dass hierfür eine kontinuierliche Positionsrückmeldung erforderlich ist.

Zur zusätzlichen Absicherung des Systems ist ein lineares Potentiometer integriert, das die tatsächliche mechanische Position der Greiferbacken erfasst. Dieses dient ausschließlich sicherheitstechnischen Zwecken und übernimmt keine aktive Regelungsfunktion. Die gemessene Position wird verwendet, um zu überprüfen, ob die berechnete Zielposition tatsächlich erreicht wurde. Dadurch können mögliche Abweichungen, beispielsweise durch Schrittverluste des Motors, mechanische Blockaden oder andere Störungen, erkannt werden. Das Potentiometer stellt somit eine unabhängige Positionsüberwachung dar und erhöht die Zuverlässigkeit des Gesamtsystems.

Durch die Kombination aus Referenzfahrt, schrittbasierter Positionsbestimmung und externer Positionsüberwachung wird ein robustes und fehlertolerantes Steuerungskonzept realisiert. Im Falle einer erkannten Positionsabweichung kann die Steuerung geeignete Maßnahmen einleiten,

wie etwa einen Bewegungsstopp, eine erneute Referenzfahrt oder die Ausgabe einer Fehlermeldung. Auf diese Weise wird sowohl eine präzise Positionierung als auch eine erhöhte Betriebssicherheit des Greifers gewährleistet.