

# Projektarbeit

Mess-System zur Ermittlung der  
Betriebsparameter von Espressomaschinen

## Berechnungen

**Verfasser:**

<u>Name:</u>	<u>Semestergruppe:</u>	<u>Matrikelnummer:</u>
Czernin, Sebastian	FAB6	08859918
Pytlik, Jonas	MBB6	14707117

**Betreuer:** Herr Dipl.-Ing. Armin Rohnen LbA

**Abgabe:** 25.02.2021

## Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur .....	3
1. Einleitung.....	6
2. Festigkeitsnachweis Drucksensoradapter .....	6
2.1. Festigkeitsnachweis Klebeverbindung Drucksensor .....	6
2.2. Festigkeitsnachweis an der geringste Wandstärke .....	7
3. Festigkeitsnachweis Brühgruppe.....	8
3.1. Axiale Belastung .....	8
3.2. Belastung durch Querkräfte .....	9
3.2.1. Berechnung Abscherspannung des Zylinderstifts .....	10
3.2.2. Berechnung Flächenpressung .....	10
3.2.3. Berechnung der Schubspannung an der Brühgruppe .....	11
4. MATLAB® Live Skript zur Berechnung des Ausgleich-Gewichts .....	12
5. Berechnung der Anschlagschraube .....	14
5.1. Kräfte an der Schraube.....	14
5.2. Auslegung der Schraube.....	14
5.3. Festigkeitsklasse, Reibwert der Schraube festlegen .....	14
5.4. Nenndurchmesser $d$ der Schraube .....	14
5.5. Spannkraft $F_{sp}$ .....	15
5.6. Kontrolle der Flächenpressung.....	15
5.7. Nötiges Anziehdrehmoment .....	17
5.8. Prüfung des Muttergewindes im Gehäuse.....	17
5.9. Anmerkungen .....	17
6. Literaturverzeichnis.....	19
7. Abbildungsverzeichnis .....	20

## Nomenklatur

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\alpha$	$\frac{1}{K}$	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\delta_S$	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit der Schraube
$\delta_T$	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile
$\mu_G$	-	Reibungszahl im Gewinde
$\mu_K$	-	Reibungszahl in der Kopfauflage
$\mu_{ges}$	-	Gesamtreibungszahl
$\sigma_K$	$\frac{N}{mm^2}$	Zugspannung der Klebeverbindung
$\sigma_M$	$\frac{N}{mm^2}$	Montagezugspannung
$\sigma_{bzul}$	$\frac{N}{mm^2}$	zulässige Biegespannung
$\tau_a$	$\frac{N}{mm^2}$	Abscherspannung
$\tau_{azul}$	$\frac{N}{mm^2}$	zulässige Abscherspannung
$\tau_{Gesamt}$	$\frac{N}{mm^2}$	Resultierende Gesamtspannung
$\tau_{KBzul}$	$\frac{N}{mm^2}$	zulässige Spannung an der Klebeverbindung
$\tau_K$	$\frac{N}{mm^2}$	Scherspannung
$\tau_t$	$\frac{N}{mm^2}$	Torsionsspannung
$\tau_{zul}$	$\frac{N}{mm^2}$	zulässige Schubspannung
$\phi$	-	Kraftverhältnis
$A$	$mm^2$	Fläche
$A_N$	$mm^2$	Nennquerschnitt der Schraube
$A_p$	$mm^2$	Auflagefläche Schraubenkopf/Mutter
$A_S$	$mm^2$	Wirkende Fläche der Scherung
$A_Z$	$mm^2$	Wirkende Fläche der Zugbeanspruchung

$A_3$	$mm^2$	Kernquerschnitt des Schraubengewindes
$B$	$mm$	Höhe der Klebeverbindung
$d$	$mm$	Nenn Durchmesser
$d_2$	$mm$	Flankendurchmesser des Schraubengewindes
$d_3$	$mm$	Kerndurchmesser des Schraubengewindes
$d_K$	$mm$	wirksamer Reibungsdurchmesser in der Schraubenkopf- oder Mutterauflage
$D_I$	$mm$	Innendurchmesser
$D_A$	$mm$	Außendurchmesser
$E_S$	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitäts-Modul des Schraubenwerkstoffes
$E_M$	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitäts-Modul Mutter
$F_B$	$N$	Betriebskraft
$F_{BW}$	$N$	Resultierende Kraft des Brühwassers
$F_{Kl}$	$N$	Klemmkraft
$F_{Sp}$	$N$	Spannkraft
$F_U$	$N$	Umfangskraft
$F_V$	$N$	Vorspannkraft
$F_{VM}$	$N$	Montagevorspannkraft
$F_Z$	$N$	Vorspannkraftverlust
$F_{ZS}$	$N$	Kraft pro Zylinderstift
$g$	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung = $9,81 \frac{m}{s^2}$
$f_Z$	$\mu m$	Setzbetrag
$H_1$	$mm$	Flankenüberdeckung des Gewindes
$K_A$	-	Anwendungsfaktor
$l_1$	$mm$	Länge des Muttergewindes
$l_{Ge}$	$mm$	Längenzuschlag Gewinde
$l_M$	$mm$	Längenzuschlag Mutter
$m$	$kg$	Masse
$M_A$	$Nm$	Anziehdrehmoment
$n$	-	Anzahl der Zylinderstifte/Schrauben

$P$	$mm$	Gewindesteigung
$p$	$\frac{N}{mm^2}$	Druck
$p_f$	$\frac{N}{mm^2}$	Flächenpressung
$p_G$	$\frac{N}{mm^2}$	Grenzflächenpressung
$p_{zul}$	$\frac{N}{mm^2}$	Zulässige Flächenpressung
$R_{p0,2}$	$\frac{N}{mm^2}$	0,2%-Streckgrenze
$R_m$	$\frac{N}{mm^2}$	Zugfestigkeit
$W_t$	$mm^3$	Torsionswiderstandsmoment

## 1. Einleitung

In diesem Dokument befinden sich die gesammelten Berechnungen der Projektarbeit Mess-System zur Ermittlung der Betriebsparameter von espressomaschinen, welche für die Auslegung der konstruierten Bauteile benötigt wurden.

## 2. Festigkeitsnachweis Drucksensoradapter

(Sebastian Czernin)

### 2.1. Festigkeitsnachweis Klebeverbindung Drucksensor

Es wird zunächst überprüft, ob die gewählte Verklebung des Drucksensors mit dem Druckmessadapter den beaufschlagten Druck standhält. Dabei werden zunächst die entstehenden Spannungen an der Klebeverbindung berechnet.

Folgende Größen werden als gegeben vorausgesetzt:

Max. auftretender Druck:  $p = 18 \text{ bar}$

Zulässige Spannung der Klebeverbindung mit Aluminium:

$$\tau_{kbzul} = \tau_{KBzul} \cdot 0,8 = 11,5 \cdot 0,8 = 9,2 \frac{N}{mm^2} \text{ [Maschinenelemente: S.111]}$$

$$\text{mit } \tau_{KBzul} = 11,5 \frac{N}{mm^2} \text{ [Farnell, 2014: S. 2]}$$

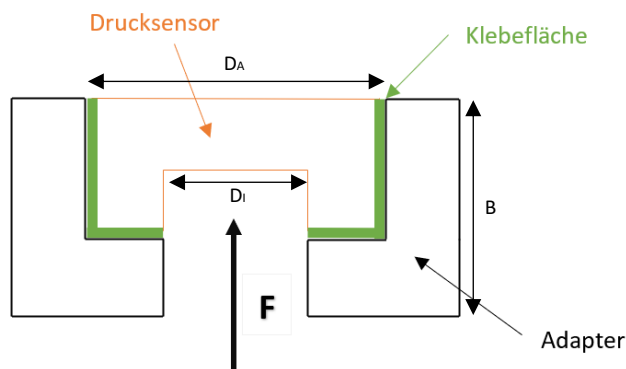


Abbildung 1: Klebefläche Druckmessadapter

An der Klebeverbindung wirken zwei verschiedene Belastungen, welche zunächst berechnet werden:

Zugbeanspruchung:

$$\sigma_K = \frac{F_{BW} \cdot K_A}{A_Z} \text{ [Formelsammlung: S. 26] (1)}$$

Dabei wird die auftretende Kraft über  $F_{BW} = p \cdot A = 1,8 \cdot 73,59 = 132,46 \text{ N}$  berechnet.

$$\text{mit: } p = 18 \text{ bar} = 1,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A = \frac{D_I^2 \cdot \pi}{4} = \frac{9,68^2 \cdot \pi}{4} = 73,59 \text{ mm}^2$$

$$\text{Wirksame Fläche: } A_Z = \frac{D_A^2 - D_I^2}{4} \cdot \pi = \frac{18,17^2 - 9,68^2}{4} \cdot \pi = 185,7 \text{ mm}^2$$

Anwendungsfaktor:  $K_A = 1,05$  [Tabellenbuch: TB 3-5]

$$\sigma_K = \frac{F_{BW} \cdot K_A}{A_Z} = \frac{132,46 \cdot 1,05}{185,7} = 0,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Scherung:

$$\tau_K = \frac{F_{BW} \cdot K_A}{A_S} \text{ [Formelsammlung: S. 25] (2)}$$

$$\text{mit: } A_S = \pi \cdot D_A \cdot B = \pi \cdot 17,9 \text{ mm} \cdot 6,35 \text{ mm} = 357,09 \text{ mm}^2$$

$$\tau_K = \frac{F_{BW} \cdot K_A}{A_S} = \frac{132,46 \cdot 1,05}{357,09} = 0,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die daraus entstehende Gesamtbelastung wird über folgende Formel berechnet und anschließend mit der zulässigen Spannung verglichen:

$$\tau_{\text{Gesamt}} = \sqrt{\sigma_K^2 + \tau_K^2} = \sqrt{0,75^2 + 0,39^2} = 0,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \ll 9,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3)$$

Somit ist die auftretende Gesamtbelastung weitaus kleiner als die zugelassene Belastung der Klebeverbindung.

## 2.2. Festigkeitsnachweis an der geringste Wandstärke

Als nächstes wird überprüft, ob der Messadapter das Anziehmoment an die Brühgruppe standhält. Dabei wird die Torsionsspannung an der dünnsten Wandstärke im Adapter berechnet und mit der zulässigen Torsionsspannung verglichen. Das Anziehmoment wird auf  $M_A = 11,3 \text{ Nm}$  [vgl. Würth, 2005: S. 11] für Festigkeitsklasse 8.8 festgelegt.

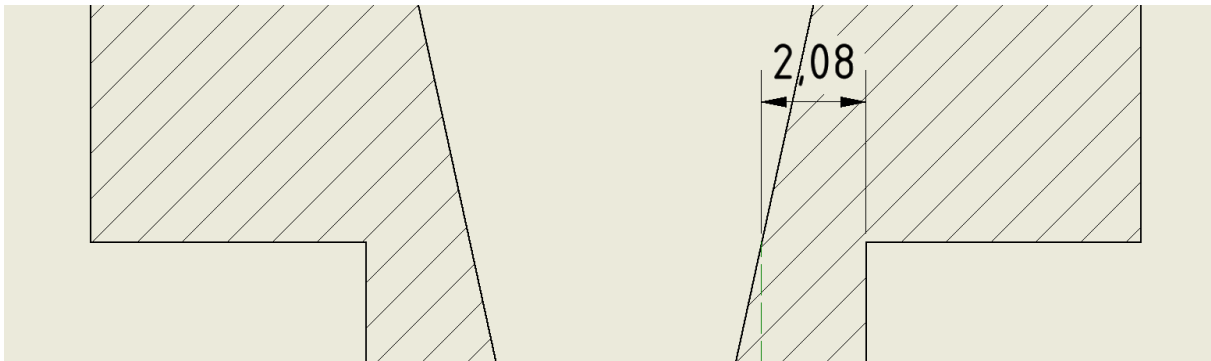


Abbildung 2: Wandstärke Messadapter

Die zulässige Torsionsspannung wird auf  $\tau_{zul.} = 100 \frac{N}{mm^2}$  [Tabellenbuch: TB 1-1] für Aluminium festgelegt.

Außendurchmesser an der geringste Wandstärke:  $D_A = 10 \text{ mm}$

Innendurchmesser an der geringste Wandstärke:  $D_I = 5,84 \text{ mm}$

Berechnung der auftretenden Torsionsspannung  $\tau_t$ :

$$\tau_t = \frac{M_A}{W_t} = \frac{11300}{173,51} = 65,13 \frac{N}{mm^2} < 100 \frac{N}{mm^2} \text{ [vgl. Anton Schweizer] (4)}$$

Das Torsionswiderstandsmoment  $W_t$  wird wie folgt berechnet:

$$\text{mit } W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D_A^4 - D_I^4)}{D_A} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{((10)^4 - (5,84)^4)}{10} = 173,51 \text{ mm}^3$$

[vgl. Anton Schweizer]

Ergebnis: Die geringste Wandstärke des Druckmessadapters reicht für das maximal auftretende Anziehdrehmoment aus.

### 3. Festigkeitsnachweis Brühgruppe

(Sebastian Czernin)

Beim Festigkeitsnachweis der Brühgruppe muss zwischen der axialen Belastung und der Belastung durch Querkräfte unterschieden werden.

#### 3.1. Axiale Belastung

Die Belastung durch Axialkräfte werden durch drei M6-Innensechskantschrauben mit Festigkeitsklasse 8.8 aufgenommen, mit welcher die Brühgruppe an den Kunststoffeinsatz angeschraubt wird.

Die auf die einwirkende Axialkraft der Schrauben wirkende Gesamtmasse setzt sich aus der Brühgruppe, dem Siebträger mit Kaffeepuck, den zwei Messadapters sowie des Kaffeemehls und des maximal durchfließenden Wassers zusammen und wird auf insgesamt 1.5 Kg festgelegt.



Die maximale axiale Betriebskraft  $F_B$  wird auf

$$F_B = \frac{m \cdot g}{n} = \frac{1,5 \cdot 9,81}{3} = 4,9 \text{ N (5)}$$

festgelegt.

$n$  = Anzahl der Schrauben

Die Klemmkraft  $F_{Kl}$  wird auf

$F_{Kl} = 10 \text{ N}$  pro Schraube festgelegt.

Durch die geringe auftretende Axialbelastung reicht eine M6 Schraube mit einer maximalen Belastungsgrenze von  $F_B < 1,6 \text{ kN}$  aus [Tabellenbuch: TB 8-13].

Außerdem werden selbstschneidende M6 Gewindeeinsätze für die Befestigung am Kunststoffeinsatz verwendet. Die Auszugskraft liegt bei 8kN und somit weit oberhalb der auftretenden Belastung [vgl. KVT Solutioneering, 2019].

Gewählte Schraube: Innensechskantschraube M6x20 Stahl 8.8 (ISO 4762:2004)

Gewählter Gewindeeinsatz: TRISERT Gewindeeinsatz M6x12, [vgl. KVT Solutioneering, 2019]

### 3.2. Belastung durch Querkräfte

Für die Belastung der Querkräfte werden zwischen der Brühgruppe und dem Kunststoffeinsatz drei 6x24 mm Zylinderstifte eingesetzt. Die Querbelastungen entstehen durch das Einsetzen des Norm-Siebträgers an die Brühgruppe. Die dabei auftretenden Kräfte wurden mithilfe einer zuvor durchgeführten Messung ermittelt. Dabei lag die maximal auftretende Kraft bei 55 N [vgl. Armin Rohnen, Testmessung Siebträger]

Gewählter Zylinderstift: Zylinderstift 6x24 mit 60 HRC (DIN 6325:1971)

Die auftretende Umfangskraft an der Brühgruppe wurde wie folgt ermittelt:

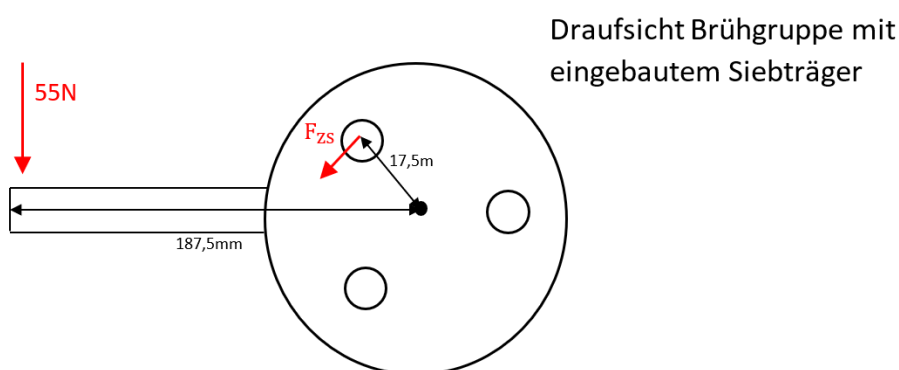


Abbildung 3: Kräfte am Siebträger

$$M_A = 55 \cdot 187,5 = 10315 \text{ Nmm}$$

$$F_U = \frac{10315 \text{ Nmm}}{17,5 \text{ mm}} = 432,14 \text{ N}$$

Somit ergibt sich bei drei Zylinderstifte eine Umfangskraft pro Zylinderstift von:

$$F_{ZS} = \frac{432,14 \text{ N}}{3} = \mathbf{144,05 \text{ N}}$$

Beim Festigkeitsnachweis der Zylinderstifte werden auf zwei Belastungen eingegangen.

### 3.2.1. Berechnung Abscherspannung des Zylinderstifts

Zulässige Abscherspannung des Zylinderstifts aus Stahl:

$$\tau_{azul} = 0,15 \cdot R_m = 0,15 \cdot 700 = 105 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

[Formelsammlung: S. 88]

mit  $R_m = 700 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  (60 Härte nach Rockwell) [vgl. InnoRat GmbH, Zugfestigkeit – Härte]

$$\tau_a = \frac{4 \cdot K_A \cdot F_{ZS}}{3 \cdot d^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 1,05 \cdot 144,05}{3 \cdot 6^2 \cdot \pi} = \mathbf{1,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \ll \mathbf{105 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \quad (6)$$

[Formelsammlung: S.88, Nr. 6]

$$K_A = 1,05 \text{ [Tabellenbuch: TB 3-5]}$$

Daraus folgt, dass die auftretende Abscherspannung der Zylinderstifte weitaus geringer ist als die zulässige Spannung.

### 3.2.2. Berechnung Flächenpressung

Da die zulässige Flächenpressung auf den Kunststoffeinsatz weitaus geringer ist als die des Zylinderstifts, wird nur die Belastung auf den Kunststoffeinsatz berücksichtigt.

$$p_{zul} = 0,8 \cdot \sigma_{bzul} = 0,7 \cdot 55 = 44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

[Formelsammlung: S.92]

$$\sigma_{bzul} = 55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ [vgl. Ensinger GmbH, 2020]}$$

$$p_f = \frac{K_A \cdot F_{ZS} \cdot (6 \cdot \frac{s}{2} + 4 \cdot s)}{d \cdot s^2} = \frac{1,05 \cdot 144,05 \cdot (6 \cdot 6 + 4 \cdot 12)}{6 \cdot 12^2} = \mathbf{14,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} < \mathbf{44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \quad (7)$$

[Formelsammlung: S.92, Nr. 26]

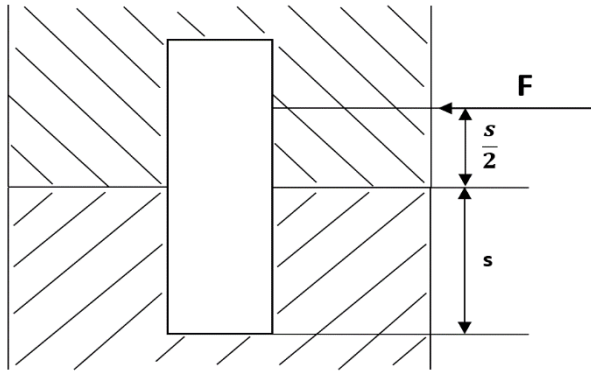


Abbildung 4: Kraft auf Zylinderstift

Daraus folgt, dass die auftretende Flächenpressung an den Zylinderstiften geringer ist als die zulässige Flächenpressung.

### 3.2.3. Berechnung der Schubspannung an der Brühgruppe

Bezüglich der vom Siebträger verursachten Torsion wird zusätzlich noch die Schubspannung an der dünnsten Wandstärke der Brühgruppe berechnet und mit der zulässigen Torsionsspannung von PA12 verglichen. Dabei wird vereinfacht angenommen, dass der befestigte Kunststoffeinsatz fest auf dem bodenlosen Siebträger sitzt.

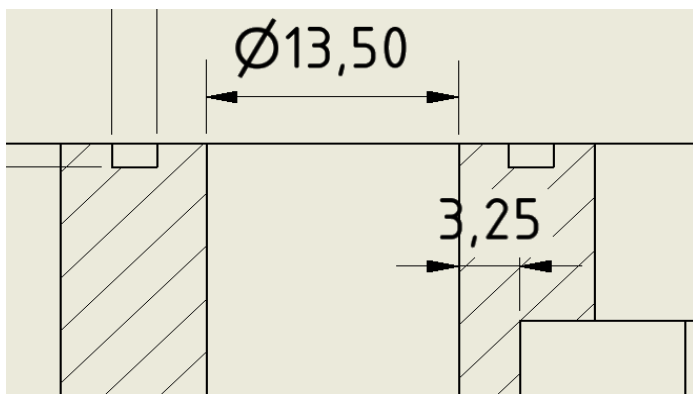


Abbildung 5: Dünnste Wandstärke an der Brühgruppe

Zur Vereinfachung wird außerdem die dünnste Bauteildicke der Brühgruppe als Nenndurchmesser benutzt.

$$\tau_{zul.} = 68 \frac{N}{mm^2} \text{ [vgl. Ensinger GmbH, 2020]}$$

$$\tau_t = \frac{M_A}{W_t} = \frac{10315}{1244,71} = 8,29 \frac{N}{mm^2} < 68 \frac{N}{mm^2} \text{ [vgl. Anton Schweizer] (8)}$$

$$\text{mit } W_t = \frac{\pi}{16} \times \frac{(D_A^4 - D_I^4)}{D_A} = \frac{\pi}{16} \times \frac{(20)^4 - (13,5)^4}{20} = 1244,71 mm^3$$

[vgl. Anton Schweizer]

#### 4. MATLAB® Live Skript zur Berechnung des Ausgleich-Gewichts (Jonas Pytlik)

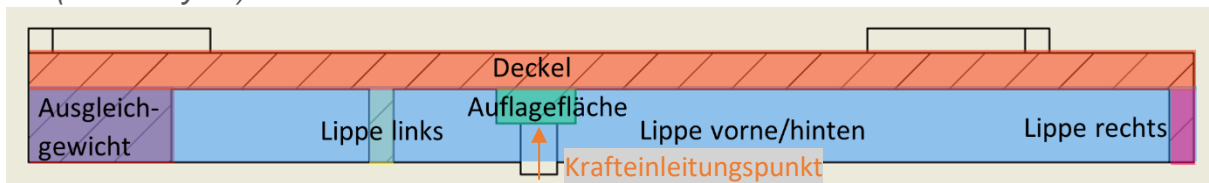


Abbildung 6: Schnitt durch Wägeplatte mit markierten Teilvolumina

```
% Skript zur Berechnung der nötigen Breite des Ausgleichsgewichts der
% Wägeplattform

% Erklärung der Variablen:
% Länge des Körpers:    l
% Breite des Körpers:   b
% Höhe des Körpers:     h
% Volumen des Körpers:  V
% horizontaler Abstand des Schwerpunkts zum Krafteinleitungspunkt:  s

% je Körper erfolgt jeweils eine eigene Indexierung nach dem Unterstrich

% Berechnung:
% Deckel
syms l_d b_d h_d V_d s_d
V_d=l_d*b_d*h_d;

l_d=60; b_d=96.1; h_d=3; s_d=5.95;

% Lippen vorne und hinten zusammen
syms l_vh b_vh h_vh V_vh s_vh
V_vh= 2*l_vh*b_vh*h_vh;

l_vh=2; b_vh=96.1; h_vh=4; s_vh=5.95;

% Lippe rechts
syms l_lr b_lr h_lr V_lr s_lr
V_lr=l_lr*b_lr*h_lr;

l_lr=56; b_lr=2; h_lr=4; s_lr=53;

% Lippe links
syms l_ll b_ll h_ll V_ll s_ll
V_ll=l_ll*b_ll*h_ll;

l_ll=56; b_ll=2; h_ll=4; s_ll=13;

% Ausgleich-Gewicht
```

```
syms l_g b_g h_g V_g s_g
V_g=l_g*b_g*h_g;
```

```
l_g=56; h_g=4; s_g=42.1-b_g/2;
```

```
% Volumen der Auflagefläche
```

```
syms l_a b_a h_a V_a s_a
V_a=l_a*b_a*h_a;
```

```
l_a=20; b_a=3.5+3; h_a=3.2; s_a=0.25;
```

```
% Abstand des Gesamtschwerpunkts zum Krafteinleitungspunkt der Wägezelle
% soll 0 sein (horizontale Abstände vom Krafteinleitungspunkt der Wägezelle
% nach rechts hier positiv, nach links
% negativ).
```

```
G=(V_d*s_d + V_vh*s_vh + V_lr*s_lr - V_ll*s_ll - V_g*s_g - V_a*s_a)/(V_d +
V_vh + V_lr + V_ll + V_g + V_a)==0
```

G =

$$\frac{119 b_d h_d l_d - \frac{b_a h_a l_a}{4} - 13 b_{ll} h_{ll} l_{ll} + 53 b_{lr} h_{lr} l_{lr} + \frac{119 b_{vh} h_{vh} l_{vh}}{10} + b_g h_g l_g \left( \frac{b_g}{2} - \frac{421}{10} \right)}{b_a h_a l_a + b_d h_d l_d + b_g h_g l_g + b_{ll} h_{ll} l_{ll} + b_{lr} h_{lr} l_{lr} + 2 b_{vh} h_{vh} l_{vh}} = 0$$

```
% nötige Breite des Ausgleich-Gewichts
```

```
b_g=solve(G, b_g)
```

b\_g =

$$\begin{pmatrix} -\frac{\sigma_1 - 421 h_g l_g}{10 h_g l_g} \\ \frac{\sigma_1 + 421 h_g l_g}{10 h_g l_g} \end{pmatrix}$$

where

$$\sigma_1 = 10 \sqrt{\frac{h_g l_g (177241 h_g l_g + 50 b_a h_a l_a - 1190 b_d h_d l_d + 2600 b_{ll} h_{ll} l_{ll} - 10600 b_{lr} h_{lr} l_{lr} - 2380 b_{vh} h_{vh} l_{vh})}{100}}$$

```
b_g=double(subs(b_g))
```

b\_g = 2×1

```
17.3473
66.8527
```

```
% nur ein Ergebnis sinnvoll:
```

```
b_g=min(b_g)
```

b\_g = 17.3473

## 5. Berechnung der Anschlagschraube

(Jonas Pytlik)

### 5.1. Kräfte an der Schraube

Die axiale Betriebskraft der Schraube  $F_B$  (höchste Überlast der Wägezelle) wird auf

$$F_B = -2kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

festgelegt.

Die Klemmkraft zur Sicherung des Anschlags  $F_{Kl}$  wird auf

$$F_{Kl} = 20 N$$

festgelegt.

### 5.2. Auslegung der Schraube

Die Auslegung der Schraube folgt A 8-1 der Formelsammlung auf S. 78.

### 5.3. Festigkeitsklasse, Reibwert der Schraube festlegen

Es wird angenommen, dass eine kleine Festigkeitsklasse der Schraube ausreichen wird, da nur eine verhältnismäßig kleine Belastung vorliegt. Der Werkstoff des Gehäuses PA12 wird vermutlich ausschlaggebend sein. Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass die Schraube die **Festigkeitsklasse 4.6** hat.

Als Reibwert wird der Mittelwert für Trockenlauf von PA12 auf Stahl angenommen [vgl. Licharz GmbH, 2020: S. 65]:

$$\mu_{ges} = 0,35$$

$$\mu_G = 0,35$$

$$\mu_K = 0,35$$

### 5.4. Nenndurchmesser d der Schraube

Es wird eine Anschlagschraube mit Regelgewinde angestrebt, da solche Schrauben leicht verfügbar sind. Dabei sollte das Gewinde eine möglichst kleine Steigung aufweisen, um den Anschlag präzise einstellen zu können, ohne die Wägezelle zu überlasten.

Da der Messbereich der Wägezelle von 300 g nicht vollends ausgeschöpft wird, sondern nur bis 203 g und die Wägezelle darüber hinaus auch noch auf bis zu 150 % des Messbereichs sicher überlastet werden kann [vgl. Zemic, 2020], wird eine Gewindesteigung von 0,5 mm als ausreichend zur Einstellung des Überlastschutzes angesehen.

Es wird also eine M3 Schraube mit Nenndurchmesser  $d = 3 mm$  und einer Regelgewindesteigung  $P = 0,5 mm$  ausgewählt.

Der Spannungsquerschnitt ist  $A_S = 5,03 mm^2$  [Tabellenbuch: TB 8-1]

### 5.5. Spannkraft $F_{sp}$

Da in TB 8-14 keine Spannkraft für die gewählte Festigkeitsklasse zu finden ist, wird die Spannkraft über die Formel für Schaftschrauben berechnet.

Zuerst die Montagezugspannung  $\sigma_M$  nach Gleichung 8.32:

$$\sigma_M = \frac{0,9 R_{p0,2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{3}{d}(0,159P + 0,577\mu_G)d\right)^2}} \quad [\text{Maschinenelemente: S. 273}]$$

$$\text{mit } R_{p0,2} = 400 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,6 = 240 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{aus Festigkeitsklasse der Schraube})$$

$$\sigma_M = 183,602 \frac{N}{mm^2}$$

Daraus die Spannkraft  $F_{sp} = \sigma_M \cdot A_S = 924 N$  nach Gleichung 8.33a [Maschinenelemente: S. 273]

### 5.6. Kontrolle der Flächenpressung

Es wird die Flächenpressung  $p$  unter dem Mutterkopf kontrolliert nach der Formel

$$p_f = \frac{F_{sp}}{0,9A_p} \quad [\text{Formelsammlung: S. 62, Nr. 5}]$$

$$\text{mit } A_p = 7,5 mm^2 \quad [\text{Tabellenbuch: TB 8-8}]$$

$$p_f = 137 \frac{N}{mm^2}$$

Zur Ermittlung der Grenzflächenpressung  $p_G$  wird der Kunststoff des Gehäuses betrachtet. HP macht keine Angabe zur Druckfestigkeit des zum 3D-Druck verwendeten PA12 Kunststoffes [vgl. HP Deutschland GmbH, 2020]. Deswegen wird als Referenzwert die Druckfestigkeit vom PA12 der Firma Ensinger verwendet:

$$p_G = 55 \frac{N}{mm^2} \quad [\text{vgl. Ensinger GmbH, 2020}].$$

Dieser Wert ist kleiner, als die ermittelte Flächenpressung. Das liegt daran, dass die Flächenpressung unter der Annahme ermittelt wurde, dass 90% der Mindestdehngrenze des Werkstoffs der Schraube ausgenutzt werden.

Tatsächlich liegt aber eine Vorspannkraft  $F_V$  vor. Beim Anziehen des Anschlags liegt eine Montagevorspannkraft  $F_{VM}$  vor, die sich aus den oben festgelegten Klemm- und Betriebskräften ableiten lässt und um den Vorspannkraftverlust  $F_Z$  größer ist, als  $F_V$ . Beim Anziehen der Schraube sollte der Kunststoff aber auch keinen Schaden erleiden, darum wird nach  $F_{VM}$  geprüft:

$$F_{VM} = k_A [F_{Kl} + F_B(1 - \phi) + F_Z] \quad [\text{Maschinenelemente: S. 272, Gl. 8.29}]$$

Es wird der Anziehungsfaktor  $k_A = 4,0$  angesetzt [Tabellenbuch: TB 8-11; Anziehen mit Hand].

Das Kraftverhältnis  $\phi$ :

$$\phi = n \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} \quad [\text{Maschinenelemente: S. 264, Gleichung 8.17}]$$

Mit der elastischen Nachgiebigkeit der verspannten Teile  $\delta_T = 0$  [Formelsammlung: S. 63, Nr. 9] (es werden keine Teile verspannt)

wird das Kraftverhältnis

$$\phi = 0.$$

Der Vorspannkraftverlust  $F_Z$  ist

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T} \quad [\text{Formelsammlung, S. 64, Nr. 22}].$$

Setzbetrag  $f_Z$ : Er setzt sich hier aus einem Betrag für das Gewinde und einem Betrag für die Mutterauflage zusammen. Für das Gewinde wird eine gemittelte Rautiefe  $Rz = 25 \mu m$  angenommen. Laut einem Dienstleister für additive Fertigung ist ein Richtwert für den Mittenrauwert beim HP Jet Fusion  $Ra = 11 \mu m$  [vgl. 3Faktur GmbH, 2020]. Diesem Wert kann man durch die Tabelle 2-10 im Tabellenbuch überschlägig ein  $Rz = 39 \mu m$  zuordnen (grobe Näherung, die Tabelle gilt für spanend gefertigte Flächen).

Damit wird der Setzbetrag

$$f_Z = 3 \mu m + 3 \mu m = 6 \mu m \quad [\text{Tabellenbuch: TB 8-10 a)].$$

Die elastische Nachgiebigkeit der Schraube ist

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \frac{l_{Ge}}{A_3} + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \quad [\text{Formelsammlung: S.71, Nr. 9}].$$

$$E_S = 210000 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{E-Modul des Schraubenwerkstoffes})$$

[Maschinenelemente: S. 257]

$$l_{Ge} = 0,5 \cdot d = 1,5 \text{ mm} \quad (\text{Zuschlag für eingeschraubtes Gewinde})$$

[Maschinenelemente: S. 260]

$$d_3 = 2,387 \text{ mm} \quad A_3 = 4,475 \text{ mm}^2 \quad [\text{Tabellenbuch: TB 8-1}]$$

$$l_M = 6 \text{ mm} \quad (\text{Länge des Muttergewindes im Gehäuse})$$

$$E_M = 1600 \quad (\text{Druck-E-Modul PA12}) \quad [\text{vgl. Ensinger GmbH, 2020}]$$

$$A_N = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 7,069 \text{ mm}^2 \quad [\text{Formelsammlung: S. 63}]$$

$$\delta_S = 5,321 \cdot 10^{-4} \frac{mm}{N}$$

$$F_Z = 11,276 \text{ N}$$

$$F_{VM} = 47 \text{ N}$$

$$\text{Also } p = \frac{F_{VM}}{0,9 A_p} = 7,0 \frac{N}{mm^2} < p_G = 55 \frac{N}{mm^2} \quad \text{in Ordnung!}$$



Mit einer Sicherheit von  $S_M = \frac{p_G}{p} = 7,86$ .

### 5.7. Nötiges Anziehdrehmoment

$$M_A = F_{VM} \left[ 0,159 P + \mu_{Ges} \left( 0,577 d_2 + \frac{d_K}{2} \right) \right]$$

$$d_2 = 2,675 \text{ mm} \quad [\text{Tabellenbuch: TB 8-1}]$$

$$d_K \approx 2 \cdot 0,65 d = 3,9 \text{ mm} \quad [\text{Formelsammlung: S. 65}]$$

$M_A = 0,061 \text{ Nm}$  (Anmerkung siehe 5.9.)

### 5.8. Prüfung des Muttergewindes im Gehäuse

Oben wurde gezeigt, dass die Kunststoff-Auflagefläche des Gehäuses dem Druck der Sicherungsmutter standhält.

Im Folgenden wird noch das Gewinde des Gehäuses geprüft. Die Flächenpressung  $p$  im Gewinde ist

$$p_f = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \quad [\text{Maschinenelemente: S. 292, Gleichung 8.61}].$$

Die Betriebskraft  $F_B$  wird über die Schraube direkt in das Gewinde des Gehäuses geleitet. Damit ist die Kraft  $F$  im Gewinde unter Last:

$$F = F_{VM} - F_B = 67 \text{ N}.$$

$P = 0,5 \text{ mm}$  ist die Gewindesteigung.

$l_1 = l_M = 6 \text{ mm}$  ist die Länge des Muttergewindes im Gehäuse.

$d_2 = 2,675 \text{ mm}$  ist der Flankendurchmesser.

$H_1 = 0,271 \text{ mm}$  ist die Flankenüberdeckung nach Tabellenbuch: TB 8-1.

$$p_f = 2,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_G = 55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{in Ordnung!}$$

Mit einer Sicherheit von  $S_G = \frac{p_G}{p_f} = 22$ .

### 5.9. Anmerkungen

#### Selbsthemmung der Anschlagschraube

Bei einem Reibwert  $\mu_G = 0,35$  von Stahl auf PA12 (siehe 5.3.) ergibt sich ein Reibungswinkel  $\alpha = \arctan(0,35) = 19,3^\circ$ .

Das M3 Regelgewinde besitzt einen Steigungswinkel von  $\varphi = 3,41^\circ$  [Tabellenbuch: TB 8-1], also ist das Gewinde der Anschlagschraube selbsthemmend im PA12 Gehäuse.

Anziehdrehmoment

Rechnet man mit einer Klemmkraft  $F_{Kl} = 100 \text{ N}$ , so ergibt sich unter dem Mutterkopf eine Pressung  $p = 54,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_G = 55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , mit einem Anziehdrehmoment  $M_A = 0,48 \text{ Nm}$ . Das **Anziehdrehmoment** sollte also **zwischen 0,061 Nm und 0,48 Nm** liegen.

## 6. Literaturverzeichnis

Anton Schweizer	Anton Schweizer, Wellen und Achsen, Online, <a href="https://www.schweizer-fn.de/festigkeit/wellen_achsen/wellen_achsen_start.php">https://www.schweizer-fn.de/festigkeit/wellen_achsen/wellen_achsen_start.php</a> , Letzter Zugriff 21.02.2021.
Armin Rohnen, Testmessung Siebträger	Dipl.-Ing. Armin Rohnen LbA, Testmessung auftretende Kräfte an der Brühgruppe durch den Siebträger.
DIN 6325:1971	DIN 6325:1971, Zylinderstifte, gehärtet, Toleranzfeld m6, Beuth Verlag, Berlin.
Ensinger GmbH, 2020	Ensinger GmbH, TECAMID 12 natural, Online, <a href="https://www.ensingerplastics.com/de-de/halbzeuge/produkte/pa12-tecamid-12-natural#/product-technical-detail-collapse-item-1-lvl-1">https://www.ensingerplastics.com/de-de/halbzeuge/produkte/pa12-tecamid-12-natural#/product-technical-detail-collapse-item-1-lvl-1</a> , letzter Zugriff: 21.02.2021.
Farnell, 2014	Farnell, TDS LOCTITE® EA 9480™, Online, <a href="http://www.farnell.com/datasheets/2907894.pdf">http://www.farnell.com/datasheets/2907894.pdf</a> , Letzter Zugriff: 21.02.2021.
Formelsammlung	Wittel, Herbert et alii, 2019: Roloff/Matek Maschinenelemente: Formelsammlung, 15. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden.
HP Deutschland GmbH, 2020	HP Deutschland GmbH, HP 3D Printing materials for the HP Jet Fusion 4200 3D Printing Solution, Online, <a href="https://h20195.www2.hp.com/V2/getpdf.aspx/4AA7-7085ENW.pdf">https://h20195.www2.hp.com/V2/getpdf.aspx/4AA7-7085ENW.pdf</a> , letzter Zugriff: 30.12.2020.
InnoRat GmbH	InnoRat GmbH, Umrechnung Zugfestigkeit – Härte, Online, <a href="https://innorat.ch/Umrechnung%20Zugfestigkeit%20%E2%80%93%20H%C3%A4rte_u2_93.html">https://innorat.ch/Umrechnung%20Zugfestigkeit%20%E2%80%93%20H%C3%A4rte_u2_93.html</a> , Letzter Zugriff: 21.02.2021.
ISO 4762:2004	ISO 4762:2004, Zylinderschrauben mit Innensechskant, Beuth Verlag, Berlin.
KVT Solutioneering, 2019	KVT Solutioneering, Tapex Gewindeeinsätze, Online, <a href="https://www.kvt-fastening.de/-/media/kvt/download-center/catalogs/kataloge_de_at/kvt_tappex_02-2019.pdf">https://www.kvt-fastening.de/-/media/kvt/download-center/catalogs/kataloge_de_at/kvt_tappex_02-2019.pdf</a> , Letzter Zugriff: 25.02.2021
Licharz GmbH, 2020:	Licharz GmbH, Konstruieren mit Kunststoffen, Online, <a href="https://www.licharz.de/downloads/de/04_Konstruktionshinweise/01_Konstruieren%20mit%20Kunststoffen.pdf">https://www.licharz.de/downloads/de/04_Konstruktionshinweise/01_Konstruieren%20mit%20Kunststoffen.pdf</a> , letzter Zugriff: 30.12.2020.
Maschinenelemente	Wittel, Herbert et alii, 2019: Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung, 24. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden.
Tabellenbuch	Wittel, Herbert et alii, 2019: Roloff/Matek Maschinenelemente: Tabellenbuch, 24. Aufl., Springer Vieweg, Wiesbaden.
Würth, 2005	Würth, Technische Informationen zu Verbindungselementen Datenblatt, Online, <a href="https://www.wuerth.de/web/media/downloads/pdf/meinwuerth_1/ihrebranche_1/nfz/dino/dino.pdf">https://www.wuerth.de/web/media/downloads/pdf/meinwuerth_1/ihrebranche_1/nfz/dino/dino.pdf</a> , Letzter Zugriff 21.02.2021.

## 7. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Klebefläche Druckmessadapter .....	6
Abbildung 2: Wandstärke Messadapter .....	8
Abbildung 3: Kräfte am Siebträger .....	9
Abbildung 4: Kraft auf Zylinderstift .....	11
Abbildung 5: Dünnschicht Wandstärke an der Brühgruppe .....	11
Abbildung 6: Schnitt durch Wägeplatte mit markierten Teilvolumina .....	12