

# **Technische Hochschule Ingolstadt**

**Fakultät: Maschinenbau**

**Studiengruppe: MB7**

**Studienschwerpunkt „Entwicklung und Konstruktion“**

***Rechnergestützte Auslegung und Analyse von Tragkonsolen***

Abschlussarbeit zur Erlangung des akademischen Grades  
Bachelor of Engineering (B. Eng.)

vorgelegt von

**Gurleen Kaur**

ausgegeben am: 25.11.2020

abgegeben am: 12.01.2021

Erstprüferin: Prof. Dr. Elke Feifel

Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Dallner Rudolf

## Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die Arbeit selbständig verfasst, noch nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt, keine anderen als die angegebenen Quellen oder Hilfsmittel benützt sowie wörtliche und sinngemäße Zitate als solche gekennzeichnet habe.

Ingolstadt, 12.01.2021

Gurleen Kaur

# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis.....	IV
Abkürzungsverzeichnis.....	V
Symbolverzeichnis .....	VI
1. Einleitung .....	1
2. Grundlagen .....	2
2.1 Werkstoffmechanische Eigenschaften in Verbindung mit Fertigungsverfahren.....	2
2.2 Die FKM-Richtlinie.....	5
2.3 VDI-Richtlinie 2330.....	6
3. Variantenvergleich.....	7
4. Methodik .....	8
4.1 Berechnungsablauf in FEM .....	8
4.1.1 Randbedingungen.....	8
4.1.2 Konvergenzstudie .....	9
4.2 Auslegung der Tragkonsole.....	12
4.2.1 Statische Analyse.....	12
4.2.2 Dynamische Analyse.....	13
4.3 Dimensionierung der Schraubenverbindung.....	15
4.4 Auswertung in KISSsoft.....	17
5. Rechnerischer Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie .....	18
5.1 Statischer Festigkeitsnachweis.....	18
5.1.1 Beanspruchung.....	18
5.1.2 Festigkeit.....	18
5.1.3 Sicherheitsfaktoren .....	21
5.1.4 Nachweis .....	22
5.2 Ermüdungsfestigkeitsnachweis .....	23
5.2.1 Beanspruchung.....	23

5.2.2	Festigkeit.....	23
5.2.3	Sicherheitsfaktoren .....	32
5.2.4	Nachweis .....	33
5.3	Vergleich der Ergebnisse .....	34
5.4	Zusammenfassung der Ergebnisse .....	35
6.	Rechnerischer Festigkeitsnachweis nach VDI-Richtlinie 2230.....	36
6.1	Grunddaten .....	36
6.2	Nachgiebigkeit von Schraube und Bauteil .....	38
6.3	Kräfte an der Schraubenverbindung.....	40
6.4	Nachweis .....	42
6.5	Vergleich der Ergebnisse .....	44
6.6	Ergebnisbewertung .....	45
7.	Ausblick.....	46
	Literaturverzeichnis .....	VII
	Anhang .....	48

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1 Gefüge von GJS .....	3
Abbildung 2.2 Gefüge von GJL.....	3
Abbildung 2.3 Ablauf vom statischen und dynamischen Festigkeitsnachweis.....	6
Abbildung 3.1 Verallgemeinerte Skizze des Modellaufbaus.....	7
Abbildung 4.1 Skizze Kraftfläche in Draufsicht .....	9
Abbildung 4.2 Netzfeinheit bei Walzprofil.....	10
Abbildung 4.3 Netzfeinheit bei Gussvariante ohne Seitenwand .....	10
Abbildung 4.4 Netzfeinheit bei Gussvariante mit Seitenwand .....	10
Abbildung 4.5 Konvergenzstudie .....	11
Abbildung 4.6 Belastungsarten.....	13
Abbildung 4.7 Skizze einer Flanschverbindung .....	15
Abbildung 5.1 Effektiver Durchmesser.....	19
Abbildung 5.2 Auswahl der Sicherheitsfaktoren gegen Bruch und Fließen .....	21
Abbildung 5.3 Haigh-Diagramm.....	30
Abbildung 5.4 Skizze Bauteil-Wöhlerkennlinie für 2. Hauptspannung.....	32
Abbildung 5.5 Auswahl der Material-Sicherheitsfaktoren .....	32
Abbildung 6.1 Schraubenverbindung.....	38
Abbildung 6.2 Verspannungsschaubild Vorspannen.....	40
Abbildung 6.3 Verspannungsschaubild schwellende Belastung.....	42

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1 Bemaßung der verschiedenen Konsolen .....	8
Tabelle 4.1 Materialkennwerte.....	9
Tabelle 4.2 Vergleichswerte und Streckgrenze für statische Analyse .....	12
Tabelle 4.3 Vergleichswerte und Zugfestigkeit für dynamische Analyse .....	14
Tabelle 4.4 Kräfte an Schraubenverbindung.....	16
Tabelle 6.1 Abmessung der Schraube.....	36
Tabelle 7.1 Statische und dynamische Traglasten.....	46

## Abkürzungsverzeichnis

ANSYS	ANSYS Workbench
CAD	Computer Aided Design
CATIA	Konstruktionssoftware CATIA V5
DIN	Deutsches Institut für Normung
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau
GJL	Grauguss mit Lamellengraphit
GJS	Gusseisen mit Kugelgraphit
KISSsoft	Berechnungssoftware KISSsoft
S235	Unlegierter Baustahl
TGL	Technische Normen, Gütevorschriften und Lieferbedingungen
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

## Symbolverzeichnis

Zeichen	Erklärung	Einheit
<b>Festigkeitsnachweis der Tragkonsole</b>		
$a_{BK}$	Zyklischer Auslastungsgrad	-
$a_G$	Konstante (Stützzahl)	-
$a_{GH}$	Überlagerung der zyklischen Auslastungsgrade	-
$a_M$	Konstante (Bauteil-Dauerfestigkeit)	-
$a_{R,\sigma}$	Konstante (Rauheitsfaktor)	-
$a_{SK}$	Vergleichsspannungsgrad	-
$A$	Bruchdehnung	%
$A_{\sigma,st}$	Hoch beanspruchte Oberfläche	mm <sup>2</sup>
$A_{ref,st}$	Referenzoberfläche	mm <sup>2</sup>
$b_G$	Konstante (Stützzahl)	-
$b_M$	Konstante (Bauteil-Dauerfestigkeit)	-
$d_{eff}$	Effektiv Durchmesser	mm
$d_{eff,N}$	Effektiver Normdurchmesser	mm
$\varepsilon_0$	Minimale ertragbare Dehnung	%
$\varepsilon_{ertr}$	Ertragbare Dehnung	%
$\varepsilon_{pl,W}$	Ertragbare wechselflastische Dehnung	-
$\varepsilon_{ref}$	Referenzdehnung	%
$E$	E-Modul	MPa
$f_{W,\sigma}$	Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor	-
$F$	Überlastfall	-
$F_a$	Dynamische Belastung	N
$F_{a,zul}$	Zulässige Belastung für die dynamische Auslegung	N
$F_{max}$	Statische Belastung	N
$F_{zul}$	Zulässige Belastung für die statische Auslegung	N
$G_\sigma$	Spannungsgefälle	N/mm <sup>2</sup>
$h$	Mehrachsigkeit	-
$j_{ges}$	Gesamtsicherheitsfaktor (statisch)	-
$j_m$	Nachweis gegen Bruch	-
$j_p$	Nachweis gegen Fließen	-
$j_D$	Gesamtsicherheitsfaktor (dynamisch)	-
$j_F$	Materialfaktor	-
$j_G$	Gussfaktor	-
$j_S$	Lastfaktor	-
$k_\sigma$	Bauteil-Wöhlerexponent	-
$k_{st}$	Weibull-Exponent	-
$K_d$	Technologischer Größenfaktor	-
$\tilde{K}_f$	Kerbwirkungszahl	-
$K_p$	Plastische Formzahl	-
$K_{t,\sigma}$	Formzahl für eine Ersatzstruktur	-



$K_A$	Anisotropiefaktor	-
$K_{AK,\sigma}$	Mittelspannungsfaktor	-
$K_{BK,\sigma}$	Betriebsfaktor	-
$K_{NL,E}$	Faktor für GJL	-
$K_{R,\sigma}$	Rauheitsfaktor	-
$K_S$	Schutzsicherheitsfaktor	-
$K_T$	Temperaturfaktor	-
$K_V$	Randschichtfaktor	-
$K_{WK}$	Konstruktionsfaktor	-
$L_e$	Elastische Grenzlast	N
$L_p$	Vollplastische Traglast	N
$M_\sigma$	Mittelspannungsempfindlichkeit	-
$n'$	Konstante (Stützzahl)	-
$n_\sigma$	Stützzahl	-
$n_{bm}$	Bruchmechanische Stützzahl	-
$n_{pl}$	Plastische Stützzahl	-
$n_{st}$	Statische Stützzahl	-
$n_{vm}$	Verformungsmechanische Stützzahl	-
$N_D$	Knickpunktzyklenzahl	-
$N_{D,\sigma}$	Zyklenzahl	-
$P_{\ddot{U}}$	Überlebenswahrscheinlichkeit	%
$r$	Radius der Tragkonsole	mm
$R$	Spannungsverhältnis	-
$R_e$	Streckgrenze für Stahlbauteile	MPa
$R_m$	Zugfestigkeit	MPa
$R_{m,N,min}$	Minimale Zugfestigkeit	MPa
$R_{m,N}, R_{p,N}$	Normfestigkeiten	MPa
$R_{m,bm}$	Referenz-Zugfestigkeit	MPa
$R_p$	Fließgrenze (verallgemeinert für Streckgrenze und 0,2% Dehngrenze)	MPa
$R_{p0,2}$	0,2%-Dehngrenze für Gussbauteile	MPa
$R_Z$	Mittlere Rautiefe	$\mu\text{m}$
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Hauptspannungen	MPa
$\sigma_{a,zul}$	Zulässige Ausschlagsamplitude für die dynamische Auslegung	MPa
$\sigma_{b,zul}$	Zulässige Biegespannung	MPa
$\sigma_m$	Mittelspannung	MPa
$\sigma_{m1}, \sigma_{m2}, \sigma_{m3}$	Spannung am Nachweispunkt (KISSsoft)	MPa
$\sigma_o$	Oberspannung	MPa
$\sigma_u$	Unterspannung	MPa
$\sigma_v$	Vergleichsspannung	MPa
$\sigma_{w,zd}$	Werkstoff-Wechselfestigkeit	MPa
$\sigma_{zul}$	Zulässige Spannung für die statische Auslegung	MPa
$\sigma_{AK}$	Bauteil-Dauerfestigkeit	MPa
$\sigma_{BK}$	Bauteil-Betriebsfestigkeit	MPa
$\sigma_H$	Hydrostatische Spannung	MPa
$\sigma_{SK}$	Statische Bauteilfestigkeit	MPa
$\sigma_{WK}$	Bauteil-Wechselfestigkeit	MPa
$s$	Dicke der Tragkonsole	mm

$v$	Querkontraktionszahl	-
$x, y, z$	Achsenbezeichnung eines kartesischen Koordinatensystems	-

### Schraubenverbindung

$\alpha$	Steigungswinkel	°
$\alpha_A$	Anziehfaktor	-
$A_p$	Gepresste Fläche am Bauteil unter dem Schraubenkopf	mm <sup>2</sup>
$A_N$	Nennquerschnitt	mm <sup>2</sup>
$A_B$	Ersatzquerschnitt der verspannten Bauteile	mm <sup>2</sup>
$A_K$	Kernquerschnitt	mm <sup>2</sup>
$A_S$	Spannungsquerschnitt	mm <sup>2</sup>
$\beta$	Teilflankenwinkel	°
$d$	Nenn Durchmesser	mm
$d_2$	Flankendurchmesser	mm
$d_K$	Kerndurchmesser	mm
$d_S$	Spannungsdurchmesser	mm
$D_A$	Breite der Tragkonsole	mm
$D_I$	Durchmesser des Durchgangslochs	mm
$D_K$	Kopfauflegedurchmesser	mm
$\delta_B$	Nachgiebigkeit des Bauteils	mm/N
$\delta_S$	Nachgiebigkeit der Schraube	mm/N
$f_{BM}$	Setzbetrag der Bauteile	mm
$f_{SM}$	Setzbetrag der Schraube	mm
$f_Z$	Setzbetrag	µm
$F_a$	Kraftausschlag	N
$F_A$	Axialkraft	N
$F_{Ao}$	Oberlast	N
$F_{Au}$	Unterlast	N
$F_{BA}$	Flanscentlastungskraft	N
$F_K$	Klemmkraft	N
$F_M$	Montagevorspannkraft	N
$F_Q$	Querkraft	N
$F_S$	Schraubenkraft	N
$F_{SA}$	Zusätzliche Schraubenkraft	N
$F_V$	Vorspannkraft	N
$F_Z$	Vorspannverluste	N
$l_K$	Klemmlänge	mm
$\mu_G$	Reibzahl im Gewinde	-
$\mu_K$	Reibzahl der Auflagefläche	-
$\mu_T$	Reibungskoeffizient	-
$M$	Metrisches Gewinde	-
$M_A$	Anziehmoment	Nm
$n$	Krafteinleitungsfaktor	-

$\rho$	Reibwinkel	°
$p$	Flächenpressung	MPa
$P$	Steigung des Gewindes	mm
$r_m$	Mittlerer Auflageradius	mm
$\sigma_l$	Leibung	MPa
$\sigma_A$	Ausschlagsfestigkeit	MPa
$\sigma_{SA}$	Spannungsdifferenz	MPa
$S_D$	Sicherheit gegen Dauerbruch	-
$S_F$	Sicherheit gegen Fließen	-
$S_P$	Sicherheit gegen Pressen	-
$\tau_a$	Scherspannung	MPa
$\phi$	Kräfteverhältnis	-
$x_2$	Variable	-

# 1. Einleitung

Eisen ist das meistverwendete Metall weltweit und wird als Basiswerkstoff in allen Formen und Bereichen im täglichen Leben eingesetzt. Es ist das gebräuchlichste Konstruktionswerkstoff in der Maschinenbauindustrie. Die Gründe dafür liegen in seiner Verfügbarkeit, die es preiswerter machen im Vergleich zu anderen Werkstoffen. Allein in Deutschland werden jährlich bis zu 50 Millionen Tonnen Stahl und ca. 4 Millionen Tonnen Gusseisen hergestellt.<sup>1</sup>

Dabei ist der Maschinenbau nach dem Straßenfahrzeugbau der zweitwichtigste Abnehmerbereich für die Gusskomponente, dessen Anteil am gesamten Gussabsatz bei 25 bis 30 % liegt. Im Maschinenbau sind Gusskomponenten prägende Elemente der Gesamtkonstruktion.<sup>2</sup> Ein viel verwendetes Bauteil stellt die Tragkonsole dar, die durch unterschiedliche Anforderungen wie Unterstützung beim Abfangen von Kräften oder durch Verbindungen an anderen Bauteilen, mit unterschiedlichen Beanspruchungen belastet wird. Die Tragkonsole aus Gusseisen gehört zu den maßgebenden Varianten im Maschinenbau, dabei sind Variationen in Herstellung und Werkstoff kaum zu finden.

Durch hohe Anforderungen an die gestalteten Gussbauteile müssen bereits im frühen Stadium des Designs Richtlinien zur Gestaltung der Komponente beachtet werden. Ferner werden durch diese hohen Anforderungen und dem Wettbewerbsmarkt gegensätzliche Standards geschaffen, die schwer sind einzuhalten und miteinander zu vereinbaren. Die Kosten sollen zum einen niedrig gehalten werden, zum anderen muss die Konstruktion optimal ausgelegt sein und auch den ökologischen Standards genügen.<sup>3</sup>

Für eine optimale Auslegung der Gusskomponente müssen die zulässigen Beanspruchungen aufeinander abgestimmt sein und durch rechnerische Sicherheitsnachweise entsprechend der gültigen Richtlinien geprüft werden, um die ergebenden Belastungen für das örtliche Gefüge zuzulassen. Der fortschreitenden technischen Entwicklung und den Ansprüchen an Innovationsfähigkeit und Hochtechnologieeinsätzen tragen die Unternehmen durch verstärkten Leichtbau sowie durch Optimierung von Komponenten Rechnung.<sup>4</sup>

Um diese Ziele umzusetzen, wird mit Computer Aided Design-Konstruktionen (CAD) und Finite Elemente Methoden-Analysen (FEM) operiert. Daneben können Variationen in den Bauteileigenschaften die gewünschten Effekte hervorrufen. Die zugrundeliegende Forschungsfrage der Arbeit lautet: „Wie kann die Variation von Werkstoff und Konstruktion durch eine rechnergestützte Simulation zur Optimierung von Bauteilen beitragen?“. Diese Themenstellung ist vor allem für Konstrukteure und Analysten relevant, die durch die große

---

<sup>1</sup> Vgl. Magin 2016.

<sup>2</sup> Vgl. Bundesverband der Deutschen Gießerei-Industrie e.V. a.

<sup>3</sup> Vgl. Bundesverband der Deutschen Gießerei-Industrie e.V. 2007b, S. 7.

<sup>4</sup> Vgl. Bundesverband der Deutschen Gießerei-Industrie e.V. a.

Varianz von Normen und Richtlinien eine Vielfalt an Optimierungs- und Gestaltungsmöglichkeiten haben.

## 2. Grundlagen

### 2.1 Werkstoffmechanische Eigenschaften in Verbindung mit Fertigungsverfahren

Der vorliegende Abschnitt thematisiert, inwiefern eine funktionsgerechte Werkstoffauswahl in Verbindung mit den Fertigungsverfahren die vorliegende Belastung eines Bauteils, in diesem Fall Tragkonsole, beeinflusst. Verglichen werden dabei Gusseisen mit Kugelgraphit (GJS) und Walzstahl bzw. Stahl. Beide Werkstoffe zählen zu den Untergruppen von Eisen und unterscheiden sich im Wesentlichen durch den Kohlenstoffanteil, der bei GJS über 2 % liegt und bei Stählen unter 2 %.<sup>5</sup> Die Eisenbasiswerkstoffe sind nach wie vor die gebräuchlichsten Konstruktionswerkstoffe. Gründe hierfür sind:

- Kostengünstige Verfahren für die Gewinnung von Roheisen aus Erz.
- Durch verschiedene Verfahren (Wärmebehandlung, Härtung, Vergütung, etc.) können Streckgrenze und Zugfestigkeit variiert werden und ideal für den benötigten Bereich angepasst werden.
- Eisenbasiswerkstoffe können durch Zugabe von metallischen und nichtmetallischen Legierungselementen die Festigkeitskennwerte zusätzlich variieren und somit an verschiedene Bauteilanforderungen angepasst werden.
- Eisenbasiswerkstoffe können beliebig oft stofflich wiederverwertet werden. Diese Eigenschaft resultiert aus der Tatsache, dass Eisen- und Stahlschrott ohne Einschränkungen eingeschmolzen werden können. Ausgenommen werden dabei die Einschränkungen durch die Zusammensetzung von Schrott und legierten Elementen, da beispielsweise aus legiertem Schrott kein unlegierter Stahl hergestellt werden kann.<sup>6</sup>

#### Gusseisen

Bei komplexen Bauteilgeometrien mit vorzugsweise hoher Festigkeit bietet sich vor allem Gusseisen an, da es durch den niedrigen Schmelzpunkt und die dünnflüssige Schmelze eine gute Gießbarkeit aufweist, die durch Zugabe von Silicium verstärkt werden kann. Anzumerken ist, dass Gusseisen durch seinen hohen Kohlenstoffanteil nicht für das Schmieden geeignet ist, weil es zu Sprödigkeit und Härte führt. Unterschieden wird zwischen weißem und grauem

---

<sup>5</sup> Vgl. Grote 2014, S. 242.

<sup>6</sup> Vgl. Magin 2016.

Gusseisen, wobei sich beide Bezeichnungen auf die Bruchfläche beziehen. Bei ersterem liegt der Kohlenstoff in Form von Graphit vor und bei grauen Gusseisen (Grauguss) in Form von Zementit. Aus den unterschiedlichen Gefügebildungen und Ausscheidungen von Kohlenstoff resultieren die verschiedenen Sorten von Gusseisen. Am häufigsten wird Gusseisen mit Lamellengraphit (GJL) verwendet, das im Vergleich zu Stahl durch eine geringe Zähigkeit und Verformbarkeit gekennzeichnet ist. Dort liegt, anders als bei GJS, der Graphit in Lamellenstruktur vor. GJS hat eine deutlich höhere Zähigkeit und Festigkeit als GJL, da durch jede Lamelle im Gefüge eine Kerbe entsteht, infolgedessen Dauerschwingfestigkeit, Zugfestigkeit und Bruchdehnung abnehmen. Durch Wärmebehandlung oder Zugabe von Legierungselementen können diese Eigenschaften verbessert werden mit dem Ziel zur Festigung eines ferritischen Grundgefüge.<sup>7</sup>

Ebenso effektiv wäre dabei die Herstellung eines Härtings- oder Vergütungsgefüges oder eine Randschichtbehandlung, da die Temperaturen einer Wärmebehandlung bereits beim Gießen von GJS herrschen.<sup>8</sup> Die unterschiedliche Gefügestruktur von GJS und GJL sind in Abbildungen 2.1 und 2.2 dargestellt.

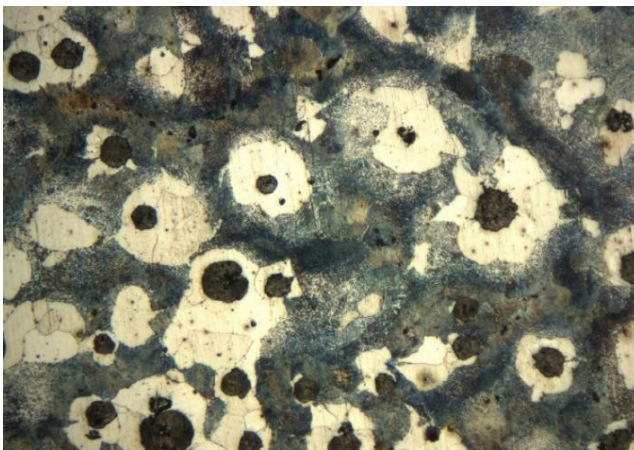


Abbildung 2.1 Gefüge von GJS  
Quelle: Gießereigesellschaft Böhmerfeld 2018



Abbildung 2.2 Gefüge von GJL  
Quelle: Gießereigesellschaft Böhmerfeld 2018

## Stahl

Die vielseitige Verwendung von Stahl als Konstruktionswerkstoff ist auf die Eigenschaften zurückzuführen, die durch Legierungselemente und Wärmebehandlung variabel sind. Stahl zeichnet sich durch eine hohe Festigkeit, gute Bruchdehnung, Steifigkeit und Umformbarkeit aus, die sich den unterschiedlichsten Anforderungen anpassen. Anzumerken ist, dass sich diese Gruppe von Merkmalen durch die Gefügebestandteile von Stahl – genauer: durch die Abkühlgeschwindigkeit und den Kohlenstoffanteil – sowie den Anteil anderer

---

<sup>7</sup> Vgl. Grote 2014 S. 260-261.

<sup>8</sup> Vgl. Magin 2016.

Legierungselemente erklären lassen.<sup>9</sup>

Wie Gusseisen wird auch Stahl in verschiedene Gruppen unterteilt. In Bezug auf die chemische Zusammensetzung wird zwischen legierten und unlegierten Stählen unterschieden, bei den Anforderung und Gebrauchseigenschaften zwischen Grund-, Qualitäts- und Edelstählen. Maßgebend für die Auswahl der Stahlsorte sind insbesondere die Mindestwerte für die Streckgrenze und Zugfestigkeit, ebenso relevant bei der Tragkonsole, die Kerbearbeit. Vorwiegend im Maschinenbau eingesetzt wird unlegierter Baustahl wegen seiner mechanischen Eigenschaften wie Schweißeignung.<sup>10</sup>

### **Fertigungsverfahren**

Die im Rahmen der Arbeit analysierten Tragkonsolen basieren hinsichtlich der Fertigungsverfahren auf Gieß- und Walzprozessen.

#### Gießen

Das Gießen gehört zu der Hauptgruppe Urformen unter den Fertigungsverfahren und ist nach DIN 8580, eine Norm vom Deutschen Institut der Normung (DIN) für die Einteilung und Begriffe der Fertigungsverfahren, als formschaffendes Verfahren definiert, das aus formlosem Stoff einen festen Körper schafft. Zu den wesentlichen Vorteilen zählen, dass komplexe Bauteilstrukturen herstellbar sind, eine sehr gute Werkstoffausnutzung gewährleistet ist und fast alle Bauteile verarbeitbar sind. Im Gegensatz dazu gelten als Nachteile die Gefahr von Poren- und Lunkerbildung, das Risiko einer Gefügeänderung und die relativ lange Abkühlungszeit. Ein weiterer Nachteil ist, dass sich das Gießen bei kleinen Losgrößen und geringen Stückzahlen kaum rentiert.<sup>11</sup>

#### Walzen

Das Walzen wird nach DIN 8580 als Druckumformverfahren in die Hauptgruppe der Umformverfahren eingeordnet und gilt als Verfahren, dass die Umlagerung von Stoffteilchen erzwingt. Das Walzen weist gegenüber anderen Fertigungsverfahren einen geringen Materialverlust bei der Fertigung, hohe Genauigkeit und Oberflächengüte und geringe Fertigungszeiten auf. Dagegen nachteilig ist, dass in den meisten Fällen besonders normierte Werkzeuge benötigt werden und sich deswegen das Walzen erst bei größeren Serien rentiert.<sup>12</sup>

---

<sup>9</sup> Vgl. Grote 2014, S. 248-249.

<sup>10</sup> Vgl. Lehberger 2019, S. 47-48.

<sup>11</sup> Vgl. Lehberger 2019, S. 217 f ; Grote, 2014, S. 1347.

<sup>12</sup> Vgl. Lehberger 2019, S. 239-245.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass durch die Verbindung zwischen GJS mit dem Gießen und Stahl mit dem Walzen vor allem die werkstoffmechanischen Eigenschaften der Tragkonsole verbessert und variiert. In Anhang 1 ist ein direkter Vergleich zwischen GJS und dem verwendeten unlegierten Baustahl S235 vermerkt.

## 2.2 Die FKM-Richtlinie

Der Rechnerische Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, FKM-Richtlinie, ist 1994 in Kraft getreten und wurde auf Grundlage der früheren Richtlinie 2260 von dem Verein Deutscher Ingenieure (VDI), ehemaliger TGL-Standards (Technische Güte- und Lieferbedingungen) und mithilfe weiterer Quellen weiterentwickelt. Es handelt sich um eine vom Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. veröffentlichte Richtlinie, die ein allgemeines Verfahren zur Berechnung der Festigkeit für Bauteile vorlegt. Die neueste Version, die sechste, überarbeitete Ausgabe der FKM-Richtlinie ist seit 2012 verfügbar und wurde in den Bereichen des statischen Festigkeitsnachweises und durch ein verbessertes Berechnungskonzept in der FKM-Richtlinie mit den neusten Forschungsergebnissen überarbeitet.<sup>13</sup>

Die Richtlinie ist für folgende Anwendungsfälle ausgerichtet:

- für stab-, flächen- und volumenförmige Bauteile,
- Stahl, zuzüglich nichtrostend, bei Bauteiltemperaturen von -40 °C bis 500 °C,
- Eisengusswerkstoffe bei Bauteiltemperatur von -25 °C bis 500 °C,
- Aluminiumwerkstoffe bei Bauteiltemperatur von -25 °C bis 200 °C,
- für Bauteile, die durch Schweißen oder nicht spannender Bearbeitung hergestellt sind,
- für eine Auslegung mit Nennspannung und örtlichen Spannungen.

Der für alle Anwendungsbereiche einheitliche Berechnungsablauf beschreibt den statischen und dynamischen Festigkeitsnachweis. Der dynamischen Festigkeitsnachweis, auch Ermüdungsfestigkeitsnachweis, charakterisiert je nach Beanspruchungsarten Dauer-, Zeit- und Betriebsfestigkeitsnachweis. Zudem wird bei den Festigkeitsnachweisen zwischen der Nennspannung, die hauptsächlich in Wellen auftritt, und der örtlichen Spannungen, die bei flächen- und volumenförmigen Bauteilen vorkommen, unterschieden.<sup>14</sup>

In Abbildung 2.3 ist der Berechnungsaufbau des statischen Festigkeitsnachweises auf der linken Seite und der des Ermüdungsfestigkeitsnachweises auf der rechten Seite zu sehen. Das Allgemeine Vorgehen ist bei beiden Festigkeitsnachweisen ähnlich: die jeweiligen Kennwerte werden ermittelt, die Sicherheitsfaktoren für die Beanspruchung werden festgelegt

---

<sup>13</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 10.

<sup>14</sup> Vgl. Wächter 2017, S. 6-7.



und mit diesen Werten wird ein Nachweis durchgeführt. Bei dem FKM-Nachweis der Tragkonsolen in dieser Arbeit ist diesem Vorgang entsprechend verfahren worden, auf das in den folgenden Kapiteln genauer eingegangen wird.

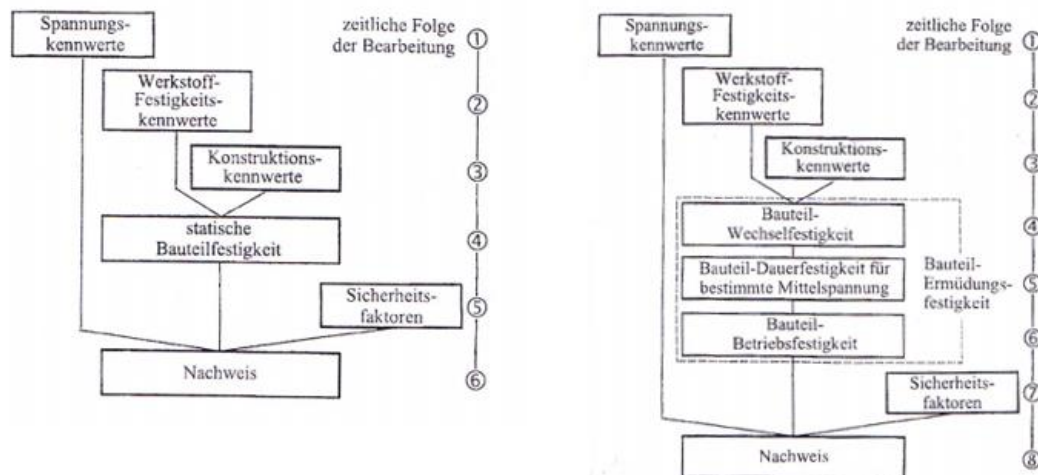


Abbildung 2.3 Ablauf vom statischen und dynamischen Festigkeitsnachweis  
Quelle: FKM-Richtlinie 2012, S. 15

Der Nachweis setzt sich aus der in Abbildung 2.3 ersichtlichen Bauteilen zusammen und ist dann erbracht, wenn die jeweiligen Kennwerte zusammen mit Beanspruchungen und benötigten Sicherheitsfaktoren einen Auslastungsgrad von höchstens 100 % erbringen.

## 2.3 VDI-Richtlinie 2330

Die Auslegung der Schraubenverbindung für die Tragkonsolen wurde anhand der VDI-Richtlinie 2230 ermittelt. Die Richtlinie beschreibt die systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen zylindrischer Einschraubverbindungen. Sie wird seit 40 Jahren in der Praxis angewendet und entstand unter Beachtung der Vorgaben und Empfehlungen der VDI-Richtlinie 1000. Ähnlich wie die bereits aufgeführte FKM-Richtlinie stellt die VDI-Richtlinie einen systematische Rechenablauf für Schraubenverbindungen dar, der die maximale Ausnutzung der Schraubentragfähigkeit gewährleistet.<sup>15</sup>

Zum Anwendungsbereich der Richtlinie zählen Stahlschrauben in hochbeanspruchten und hochfesten Schraubenverbindungen und einer Betriebsbelastung, die kraftschlüssig übertragen wird. Diese setzt sich vorwiegend aus einer statischen oder dynamischen Axialkraft zusammen, zudem können zusätzliche Biegemomente oder Querkräfte auftreten. Falls die Kontaktfläche in den inneren Fugen die zulässige Abmessung überschreitet, können die ermittelten Werte Ungenauigkeiten aufweisen. Außerdem sind die Werkstoffeigenschaften, mit der die Richtlinie operiert, nur auf Raumtemperaturen ausgelegt, sodass bei niedrigen oder

<sup>15</sup> Vgl. VDI 2230 2015, S. 3.

hohen Temperaturen diese Werte beachten werden müssen. Nicht berücksichtigt in der Richtlinie werden extreme Beanspruchung (Korrosion), stoßartige und stochastische Beanspruchung.<sup>16</sup>

### 3. Variantenvergleich

Auf den Grundlagen der bereits angeführten Eigenschaften und Anforderungen werden in den folgenden Kapiteln drei Modellvarianten gegenübergestellt.

Die Modelle sind eingeteilt in

- Konsole als Walzprofil ohne seitliche Aussteifung
- Konsole als Gussbauteil ohne seitliche Aussteifung
- Konsole als Gussbauteil mit seitlichen Aussteifungen.

Im Allgemeinen lehnt sich die Geometrie der analysierten Tragkonsolen der handelsüblichen Gusskonsole<sup>17</sup> an. Zudem entspricht das Walzprofil einem gleichschenkligen Winkelprofil nach EN 10056-1.

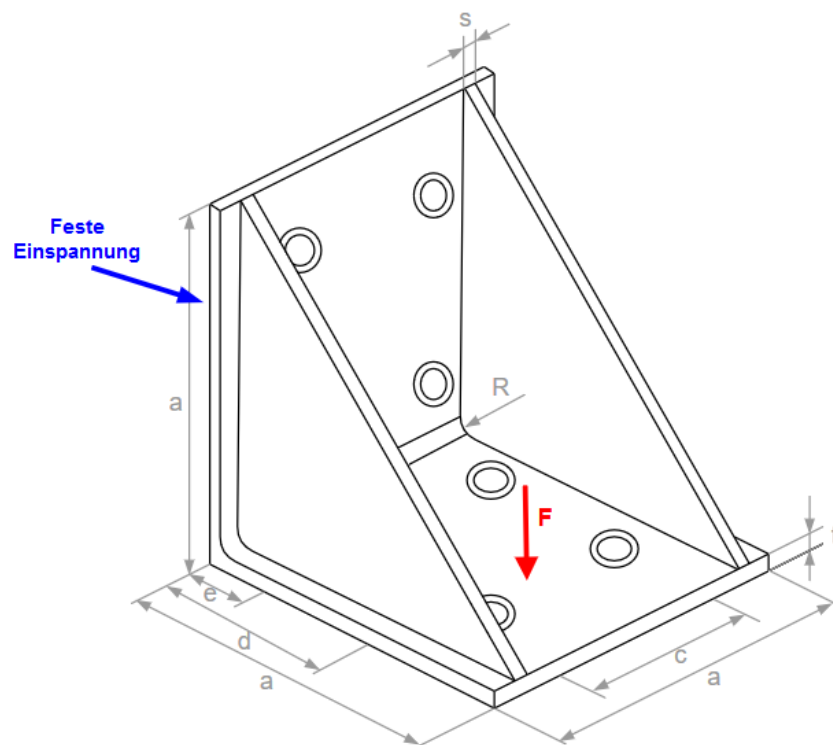


Abbildung 3.1 Verallgemeinerte Skizze des Modellaufbaus  
Quelle: Eigene Aufnahme

Die in Abbildung 3.1 aufgezeigte Skizze mit der Tabelle 3.1 umfasst den Modellaufbau der Tragkonsole für die einzelnen Varianten.

In der Skizze ebenfalls abgebildet ist die seitliche Versteifung, die nur für eine Konsole relevant

<sup>16</sup> Vgl. VDI 2230 2015, S. 5-6.

<sup>17</sup> Vgl. IBF Automation.

ist. In der Skizze außer Acht gelassen sind die Abrundungsradien an den verschiedenen Außenkanten. Diese sind im Bereich von 2 bis 3 mm ausgelegt.

Die Auslegung gilt für eine Konsole, die an einer Platte  $t = 20$  mm mit vier Schrauben montiert ist und mit statischer und dynamischer Betriebskraft belastet wird.

	Walzprofil	Guss ohne Seitenwand	Guss mit Seitenwand
Breite/Höhe a in mm	100	100	100
c in mm	50	50	50
d in mm	75	75	75
e in mm	30	30	30
Dicke t in mm	9	9	9
Radius R in mm	12	5	5
Seitenwanddicke s in mm	-	-	6,1
Bohrungsdurchmesser in mm	9	9	9

*Tabelle 3.1 Bemaßung der verschiedenen Konsolen*

Quelle: Eigene Darstellung

## 4. Methodik

### 4.1 Berechnungsablauf in FEM

Neben dem eigentlichen Festigkeitsnachweis für die Auslegung der Tragkonsolen besteht ein wesentlicher Aufwand in der Ermittlung der inneren Beanspruchungen. Hierfür wird das Finite Elemente (FE) Programm ANSYS Workbench (ANSYS) angewendet. Im Rahmen der Bachelorarbeit wurde sich auf eine Berechnung mit örtlichen Spannungen beschränkt. Betrachtet wird somit nur die höchstbeanspruchte Stelle, welche die Kerbe darstellt.

#### 4.1.1 Randbedingungen

Für die Berechnung in ANSYS wurden die drei Modellvarianten zunächst mittels CAD in CATIA V5 (CATIA) konstruiert (siehe Anhang 2). Für eine gleichmäßige Kraftübertragung wurde zudem eine Kraftfläche konstruiert, die in ANSYS mit einer Dicke von 1 mm festgelegt wurde. Die Kraftfläche ist bei allen Varianten analog mit den Abmaßen, die in Abbildung 4.1 dargestellt sind, angelegt worden. Als nächster Schritt wurden die Modelle in ANSYS implementiert. Die Schraubenverbindung an der Stahlplatte wird durch eine feste Einspannung in ANSYS simuliert. Die Krafteinleitung findet über eine negative Kraft  $F$  in z-Richtung statt, die auf die Kraftfläche wirkt und somit eine Verformung nach unten darstellt.

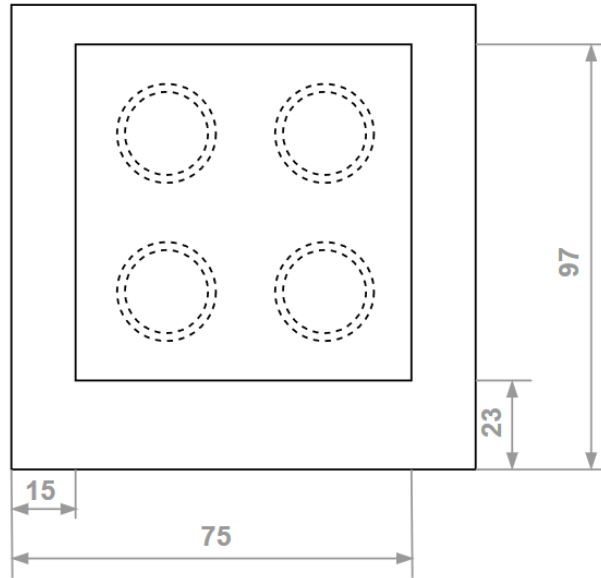


Abbildung 4.1 Skizze Kraftfläche in Draufsicht  
Quelle: Eigene Darstellung

#### 4.1.2 Konvergenzstudie

Nach der Implementierung in ANSYS wurde eine Konvergenzstudie mit den Modellen durchgeführt. Das Ziel der Studie war es, die Anzahl der Elemente herauszufinden, bei denen die Spannungsgröße, in diesem Fall die Vergleichsspannung  $\sigma_V$ , in der höchstbeanspruchten Stelle konstant bleibt. Sobald Anzahl und Größe der Elemente, bei denen sich der Wert dem Endwert mit einem geringen relativen Fehler von ungefähr  $< 1\%$  annähert, gefunden ist, kann immer mit dem gleichen Elementnetz gerechnet werden. Jedoch kann mit steigender Elementanzahl auch die Berechnungszeit steigen. Um den Aufwand für eine Netzfeinheitsstudie so gering wie möglich zu halten, wurde ausgehend von einem groben Netz, das automatisch bei ANSYS generiert wird, bei allen Modellen die Berechnungen durchgeführt. In ANSYS wird eine „Convergence“-Funktion bereitgestellt, die auf Grundlage der adaptiven Netzverfeinerung arbeitet und somit Elementgröße und Anzahl für jeden Lösungsschritt automatisch an die Komplexität der Kerbe anpasst. Das Netz wird dabei mit quadratischen Tetraederelementen generiert. Der E-Modul  $E$  und die Querkontraktionszahl  $\nu$  sind in ANSYS nach Tabelle 4.1 hinterlegt.

	Walzprofil	Gussvariante ohne Seitenwand	Gussvariante mit Seitenwand
E-Modul $E$ in MPa	210.000	170.000	170.000
Querkontraktionszahl $\nu$	0,30	0,27	0,27

Tabelle 4.1 Materialkennwerte  
Quelle: Eigene Darstellung

In den Abbildungen 4.2 bis 4.4 ist der Vergleich zwischen dem groben Netz (erster Lösungsschritt) und dem auskonvergierten Netz (letzter Lösungsschritt) aufgezeigt.

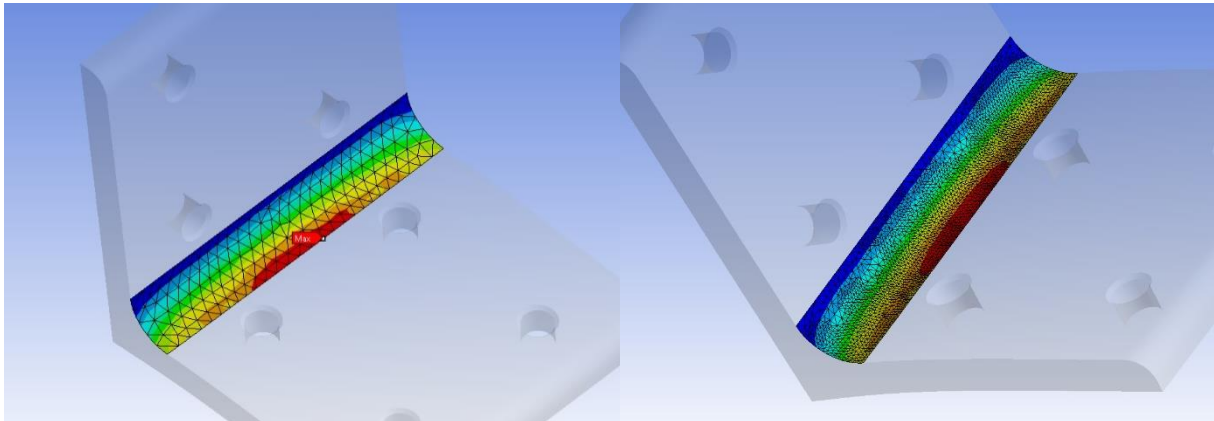


Abbildung 4.2 Netzfeinheit bei Walzprofil  
Quelle: Screenshot von ANSYS

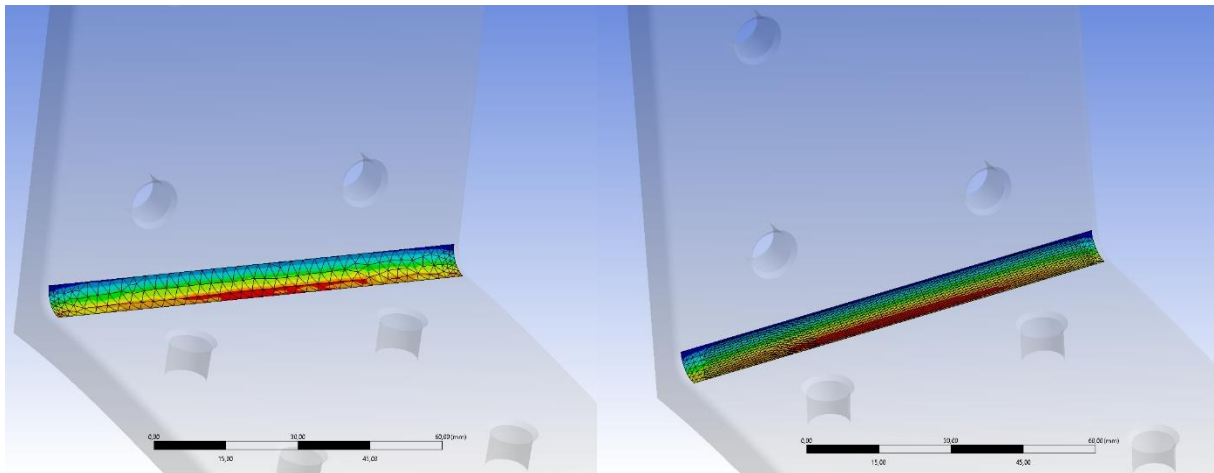


Abbildung 4.3 Netzfeinheit bei Gussvariante ohne Seitenwand  
Quelle: Screenshot von ANSYS

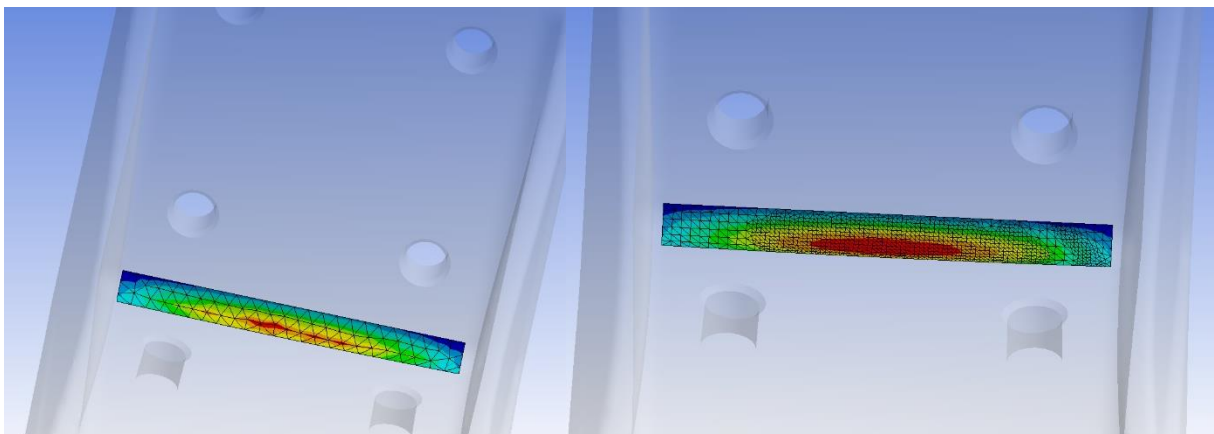


Abbildung 4.4 Netzfeinheit bei Gussvariante mit Seitenwand  
Quelle: Screenshot von ANSYS

Neben der automatischen Netzverfeinerung wurde zudem ein „Mapped Face Meshing“ auf die Kerben gelegt. Das Face Meshing führt zu einer übersichtlichen Strukturierung des Netzes an der ausgewählten Stelle und vermeidet dadurch Verzerrung und Spannungsspitzen.

Die Abhängigkeit der Vergleichsspannungen wurde in ANSYS in drei Lösungsschritte unterteilt. Das auskonvergierte Netz hat bei dem Walzprofil eine Abweichung von 0,687 % bei circa 167.000 Elementen, die Gussvariante ohne Seitenwand 1,17 % bei circa 146.000 Elementen und die Gussvarianten mit Seitenwand eine Abweichung von 2,18 % bei circa 151.000 Elementen (siehe Anhang 3). Das Diagramm in Abbildung 4.5 zeigt den Verlauf der Vergleichsspannungen in Abhängigkeit der drei Lösungsschritte. Der stationäre Endwert, die Vergleichsspannungen  $\sigma_{zul}$  wurden mit der Formel 1.1 in Kapitel 4.2.1 berechnet. Für das weitere Vorgehen wurde mit den auskonvergierten Netzen gerechnet, da diese eine ausreichende Genauigkeit aufweisen.

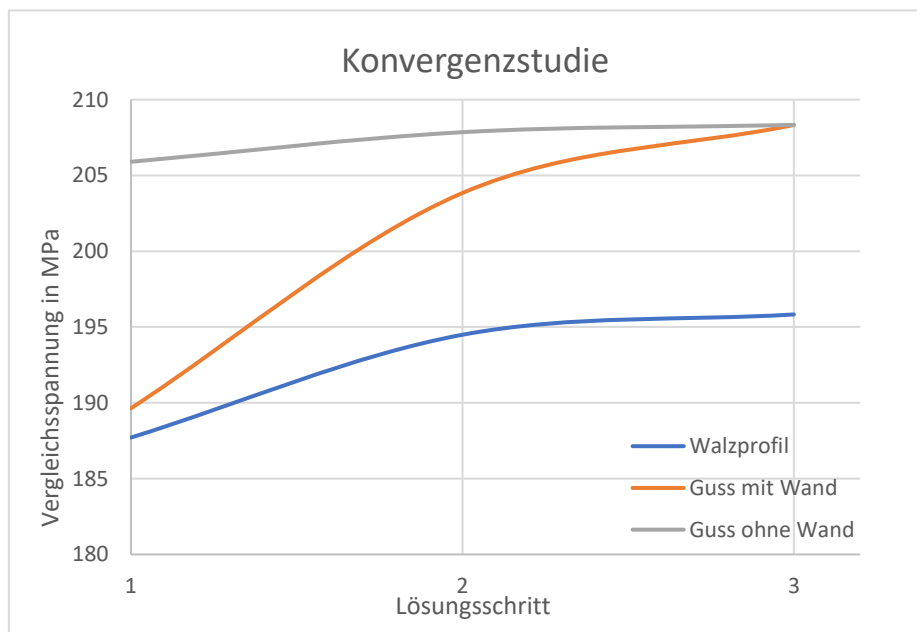


Abbildung 4.5 Konvergenzstudie  
Quelle: Eigene Darstellung

## 4.2 Auslegung der Tragkonsole

### 4.2.1 Statische Analyse

Für eine optimale Auslegung der Tragkonsole, hinsichtlich der bereits aufgezählten Eigenschaften der Konstruktion und Werkstoffkunde, wird anhand einer statischen Analyse geprüft, wie hoch die maximale Traglast der verschiedenen Tragkonsolen ist. Die Last wird bei der statischen Analyse als konstant und ruhend angenommen. Bei dem ersten Rechendurchlauf wird mit einem Vergleichswert operiert, welcher am Ende der Berechnung durch ein Rückwärtsverfahren nachjustiert wird, um den Vergleichsspannungsgrad  $a_{SK}$  für die jeweilige Variante effizient zu nutzen. Für den Vergleichswert wird angenommen, dass die zulässige Spannung  $\sigma_{zul}$  durch

$$\sigma_{zul} \leq \frac{R_p}{1,2} \quad (1.1)$$

berechnet wird.

Die Werte für die Fließgrenze  $R_p$ , der jeweiligen Variante sind aus Tabelle 4.2 zu entnehmen. Es ist anzumerken, dass die Fließgrenze als verallgemeinerter Begriff für die Streckgrenze  $R_e$  bei dem Walzprofil und für die 0,2%-Dehngrenze  $R_{p0,2}$  bei den Gussvarianten steht. Der Vergleichswert stellt einen Quotienten zwischen der Fließgrenze und der üblichen Sicherheit<sup>18</sup> gegen Fließen für duktile Werkstoffe dar. Daraus ergeben sich die Werte für  $\sigma_{zul}$  in der Tabelle 4.2.

	Walzprofil	Guss ohne Seitenwand	Guss mit Seitenwand
$R_p$ in MPa	235	250	250
$\sigma_{zul}$ in MPa	196	208	208
$F_{zul}$ in N	5657	4511	25221

Tabelle 4.2 Vergleichswerte und Streckgrenze für statische Analyse

Quelle: Eigene Darstellung

Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass die zulässige Spannung der Gussbauteile identisch und im Vergleich zu dem Walzprofil höher sind. Dieser Unterschied basiert auf der Tatsache, dass die Fließgrenze und somit die Elastizität bei GJS höher ist als bei S235.

Um die zulässige Belastung  $F_{zul}$  für die Tragkonsolen zu berechnen, wurde die Konsole in ANSYS mit 1 N in negativer z-Richtung beansprucht und über den Dreisatz die Kraft  $F_{zul}$  ermittelt. Exemplarisch ist die Rechnung für das Walzprofil aufgezeigt:

$$1 \text{ N} \cong 0,0346 \text{ MPa}$$

$$5657 \text{ N} \cong 195 \text{ MPa}$$

<sup>18</sup> Vgl. Decker 2018a, S. 112.

Das gleiche Vorgehen wurde bei beiden Gussvarianten angewendet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.2 angegeben. Aus den Ergebnissen lässt sich erschließen, dass die Gussvariante mit Seitenwand eine deutlich höhere Kraft aufnehmen kann als die anderen Varianten. Zudem ist zu erwähnen, dass das Walzprofil ca. 20 % zusätzlicher Kraft aufnehmen kann als die Gussvariante ohne Seitenwand.

In Anhang 4 sind die Modelle in ANSYS dargestellt. Im Kontrast zu dem analysierten Bereich, der Kerbe, sind ebenfalls Ausschnitte der vollständigen Tragkonsole eingefügt. Hier ist kritisch anzumerken, dass der Vergleich der zulässigen Vergleichsspannungen aufzeigt, inwiefern Spannungsspitzen die simulierten Ergebnisse beeinträchtigen.

Für die Ermittlung der maximalen Traglast wird mithilfe der berechneten Vergleichswerte ein statischer Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie durchgeführt, auf den in Kapitel 5 näher eingegangen wird.

#### 4.2.2 Dynamische Analyse

Ähnlich zu der bereits aufgeführten statischen Analyse wird bei der dynamischen Untersuchung geprüft, wie hoch die maximale Traglast ist, um eine optimale Auslegung der Tragkonsole für die verschiedenen Varianten zu ermitteln. Die dynamische Traglast wird als schwelkend angenommen.

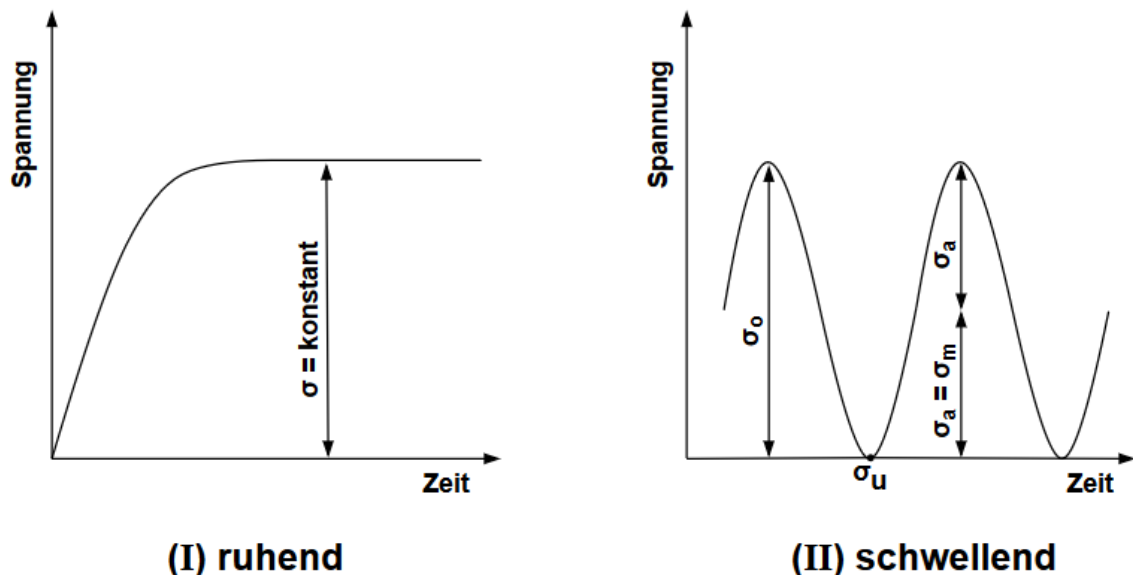


Abbildung 4.6 Belastungsarten  
Quelle: Eigene Darstellung

In Abbildung 4.6 sind die statische (I) und die schwelkende (II) Belastungsart abgebildet. Bei der schwelkenden Belastung schwingt die Spannung zwischen einer Oberspannung  $\sigma_o$  und einer Unterspannung  $\sigma_u$ , wobei  $\sigma_u = 0$  beträgt. Das bedeutet, dass im Fall der Tragkonsole



von einer maximalen Last und einer völligen Entlastung auszugehen ist, die Spannung bleibt somit nur im positiven Bereich. Der Höchstwert erweist sich als konstant.

Die Vergleichswerte für die zulässige Ausschlagsamplitude  $\sigma_{a,zul}$ , für die die Tragkonsolen optimal ausgelegt werden, ist mit

$$\sigma_{a,zul} \leq 0,1 \cdot R_m \quad (1.2)$$

definiert. Die Werte für die Zugspannung  $R_m$  sind in Tabelle 4.3 aufgelistet. Der Vergleichswert für die zulässige Ausschlagsamplitude  $\sigma_{a,zul}$  ist in Anlehnung zur zulässigen Spannung nach dem Decker<sup>19</sup> getroffen und wird über ein Verhältnis mit der Zugfestigkeit zu

$$\frac{\sigma_{b,zul}}{R_m} \approx \frac{360 \text{ MPa}}{37 \text{ MPa}} \approx 0,10 \quad (1.3)$$

berechnet. Die Vergleichswerte sind ebenfalls in Tabelle 4.3 aufgezählt. Die Werte für die Gussvarianten sind höher als beim Walzprofil. Der Grund hierfür liegt darin, dass Baustahl eine geringere Zugfestigkeit aufweist als GJS.

	Walzprofil	Guss ohne Seitenwand	Guss mit Seitenwand
$R_m$ in MPa	360	400	400
$\sigma_{a,zul}$ in MPa	36	40	40
$F_{a,zul}$ in N	1040	866	4842

Tabelle 4.3 Vergleichswerte und Zugfestigkeit für dynamische Analyse

Quelle: Eigene Darstellung

Für die Ermittlung der schwellenden Belastung wurde in ANSYS, wie bereits bei der statischen Analyse beschrieben, die Konsole mit 1 N in negativer z-Richtung belastet und mittels des Dreisatzes der Vergleichswert berechnet. Die Rechnung für das Walzprofil kann beispielsweise wie folgt angegeben werden:

$$1 \text{ N} \cong 0,0346 \text{ MPa}$$

$$1040 \text{ N} \cong 36 \text{ MPa}$$

Die Werte für alle Varianten sind in Tabelle 4.3 vermerkt. Deutlich erkennbar ist, dass die Gussvariante mit Seitenwand die höchste Kraft aufnehmen kann. Zwischen Walzprofil und Gussvariante ohne Seitenwand kann das Walzprofil circa 17 % höhere Kräfte aufnehmen. Die Modelle sind jeweils für die Kerbe und für die vollständige Konsole in ANSYS in Anhang 5 dargestellt.

Die Berechnung der maximalen schwellenden Traglast wird ähnlich der statischen Analyse anhand der Vergleichswerte und einem Ermüdungsfestigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie durchgeführt und durch eine Rückwärtsrechnung ideal für den zyklischen Auslastungsgrad  $a_{BK}$  ausgelegt. Dies wird in Kapitel 5 ausführlich erklärt.

<sup>19</sup> Vgl. Decker 2018a, S. 113.

### 4.3 Dimensionierung der Schraubenverbindung

Im Fokus dieses Kapitels liegt die funktionsgerechte Auslegung der Flanschverbindung. Für eine zweckgemäße Nutzung der Tragkonsole ist diese durch vier Schrauben an einer Stahlplatte verschraubt. Um die Schraubenverbindung rechnerisch auszulegen und somit die Kräfte und Verformungen an der Schraube zu ermitteln, erfolgt die Dimensionierung der Schraubenverbindung auf der Grundlage der Ergebnisse aus dem Ermüdungsfestigkeitsnachweis. Die dort ermittelte Betriebskraft  $F_a$ , die auf die Tragkonsole wirkt, wird zwischen der Axialkraft  $F_A$  und der Querkraft  $F_Q$  unterschieden.

Die erforderliche Schraubenabmessung beschränkt sich dabei darauf, dass nur die obere Schraubenreihe die verschiedenen Kräfte aufnimmt. Die Axialkraft wird über das Momentengleichgewicht ermittelt und wirkt ebenso wie die Querkraft zu jeweils 50 % auf eine Schraube. Darüber hinaus wird vereinfacht angenommen, dass die Betriebskraft  $F_a$  zentriert auf die Konsole wirkt. Eine Skizze der Flanschverbindung ist in Abbildung 4.7 sichtbar.

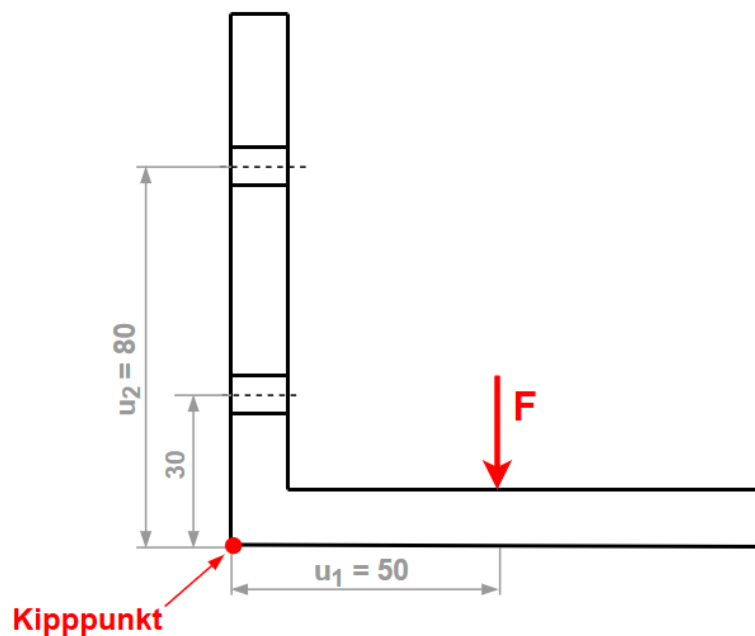


Abbildung 4.7 Skizze einer Flanschverbindung  
Quelle: Eigene Darstellung

Für die Berechnung der Axialkraft  $F_A$  wird am Kippunkt ein Momentengleichgewicht aufgestellt:

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= -u_1 \cdot F_a + u_2 \cdot F_A \\ \Leftrightarrow F_A &= \frac{u_1}{u_2} \cdot F_a\end{aligned}\quad (1.4)$$

Die Querkraft  $F_Q$  lässt sich aus

$$F_Q = \frac{F_a}{2}\quad (1.5)$$

berechnen. Da die Betriebskraft  $F_a$  schwellend wirkt, gilt für die Oberlast  $F_{Ao}$  die Formel 1.4 und für die Unterlast  $F_{Au} = 0$ . In Tabelle 4.4 sind die Ergebnisse für alle Varianten aufgelistet. Auf den Wert für die schwellende Betriebskraft  $F_a$  wird in Kapitel 5 ausführlicher eingegangen.

	Walzprofil	Guss ohne Seitenwand	Guss mit Seitenwand
$F_a$ in N	2921	1534	8601
$F_{Ao}$ in N	1825	951	5376
$F_Q$ in N	1460	768	4300

Tabelle 4.4 Kräfte an Schraubenverbindung

Quelle: Eigene Darstellung

Für eine erste Abmessung der Schrauben ist eine Vordimensionierung anhand der berechneten Werte für Axial- und Querkraft ausreichend. Zuerst ist mit der Bedingung

$$F_{Amax} \leq F_{Qmax} \cdot \mu_T \quad (1.6)$$

zu prüfen, welche der Kräfte maßgebend ist. Der Reibungskoeffizient  $\mu_T$ <sup>20</sup> wird für die jeweiligen Materialpaarungen auf

$$\mu_T = 0,10$$

festgelegt, um eine ausreichende Sicherheit bei einer dynamischen Beanspruchung zu gewährleisten. Da die Tragkonsole stark querbeansprucht wird, ist das Produkt zwischen Querkraft und Reibungskoeffizient größer als die Axialkraft bei allen Varianten und die Vordimensionierung wird mit der jeweiligen Querkraft durchgeführt. In Anhang 6 ist der Vorgang der Vordimensionierung exemplarisch mit dem Walzprofil durchgeführt worden. Durch die Vordimensionierung ergibt sich für die jeweiligen Variante eine Schraube

- M12 x 8.8 für das Walzprofil,
- M10 x 8.8 für die Gussvariante ohne Seitenwand,
- M20 x 8.8 für die Gussvariante mit Seitenwand.

Zur Prüfung der Schraubenverbindungen wird ein Festigkeitsnachweis nach VDI-Richtlinie 2230 in Kapitel 6 durchgeführt.

<sup>20</sup> Vgl. Decker 2018b, S. 120.

#### 4.4 Auswertung in KISSsoft

Die Auslegung der Tragkonsole und den damit verbundenem Festigkeitsnachweis kann durch verschiedene Methoden gelöst werden. Im Rahmen dieser Bachelorarbeit wurde die Auswertung des Festigkeitsnachweises per Hand durchgeführt sowie mithilfe der Software KISSsoft (KISSsoft). KISSsoft ist ein Berechnungsprogramm, das vorwiegend in Industriegetriebe, Fahrzeugbau, Turbotriebgebau, Windkraft und weiteren Sonderbereichen seine Anwendung findet. Durch zahlreiche Design- und Optimierungsmöglichkeiten sowie dem Einsatz von international anerkannten Berechnungsnormen ist KISSsoft eine flexibel einsetzbare Berechnungssoftware.<sup>21</sup>

Durch wenige Parametereinstellungen kann geprüft werden, ob die Betriebskraft bei der Auslegung der Konsole für statische und dynamische Belastung zulässig ist. Bei der Schraubenverbindung in KISSsoft besteht die Möglichkeit, durch Eingabe unterschiedlicher Parameter den Nenndurchmesser für die Schraube berechnen zu lassen. Dieser fällt in der Regel circa zwei Durchmesser zu groß aus.

Hinsichtlich der Berechnungsmethoden orientiert sich KISSsoft stellenweise weder an der FKM-Richtlinie noch an VDI-Richtlinie 2230, woraus leichte Abweichungen in den Ergebnissen resultieren. Außerdem sind verschiedene Grunddaten wie Streckgrenzen, Zugfestigkeit, E-Modul in KISSsoft oftmals unterschiedlich definiert, was ebenfalls zu Abweichungen führen kann. Für einen äquivalenten Ergebnisvergleich werden diese Unterschiede bei der Berechnung in KISSsoft angepasst.

---

<sup>21</sup> Vgl. KISSsoft 2020.

## 5. Rechnerischer Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie

### 5.1 Statischer Festigkeitsnachweis

Im Folgenden wird ein statischer Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie durchgeführt, der eine optimale Auslegung der Betriebskraft berechnet. Die Auswertung basiert auf dem zuvor durchgeführten FKM-Nachweis mit den Vergleichswerten aus Kapitel 4.2.1, der im Anhang 8 angeführt ist. Der FKM-Nachweis wurde durch ein Rückwärtsverfahren ideal auf den Vergleichsspannungsgrad  $a_{SK}$  ausgelegt, wodurch das Bauteil zu 100 % belastet wird. Zudem ist anzumerken, dass der Festigkeitsnachweis in diesem Kapitel nur für das Walzprofil durchgeführt wurde. Die Werte der Gussvarianten sind in Anhang 9 vermerkt.

#### 5.1.1 Beanspruchung

Der statische Festigkeitsnachweis wird mit der Vergleichsspannung nach Mises  $\sigma_V$  (Gestaltänderungsenergiehypothese) durchgeführt. Die Vergleichsspannung wird in ANSYS durch Angabe der belastenden Kraft  $F_{\max} = 4628 \text{ N}$  ermittelt. Die resultierende Vergleichsspannung  $\sigma_V = 160 \text{ MPa}$  liegt in der Kerbe am maximal beanspruchten Punkt, der im Folgenden als kritische Stelle betrachtet wird.

Die hydrostatische Spannung  $\sigma_H$  lässt sich ebenfalls in ANSYS ermitteln. Hierfür wird die kritische Stelle ausgewählt. Mittels einer benutzerdefinierten Lösung werden die drei Hauptspannungen eingetragen, die über den Körper gemittelt werden sollen. Hierfür ergibt sich eine Spannung von  $\sigma_H = 77,0 \text{ MPa}$ .

Die Mehrachsigkeit berechnet sich für alle Materialien einheitlich aus

$$h = \frac{\sigma_H}{\sigma_V}. \quad (2.1)$$

Für das Walzprofil lässt sich mit der Gl. 2.1 eine Mehrachsigkeit berechnen von

$$h = \frac{77,0 \text{ MPa}}{160 \text{ MPa}} = 0,481.$$

#### 5.1.2 Festigkeit

##### **Werkstofffestigkeit**

Die erforderlichen Werkstoffkennwerte werden für den statischen Festigkeitsnachweis durch die Zugfestigkeit  $R_m$  und die Fließgrenze  $R_p$  definiert. Für die Berechnung der Kennwerte werden die Norm-Zugfestigkeit  $R_{m,N}$  und Norm-Fließgrenze  $R_{p,N}$  herangezogen, die für einen effektiven Durchmesser  $d_{eff,N}$  festgelegt sind und eine Überlebenswahrscheinlichkeit<sup>22</sup> von  $P_{\dot{U}} = 97,5 \%$  aufweisen. Zugfestigkeit und Fließgrenze sind für den Normdurchmesser von  $d_{eff,N} = 40 \text{ mm}$  bei der FKM-Richtlinie<sup>23</sup> mit  $R_{m,N} = 360 \text{ MPa}$  und  $R_{p,N} = 235 \text{ MPa}$  für S235

---

<sup>22</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 68.

<sup>23</sup> Vgl. Ebd. S. 113.

hinterlegt. Die Umrechnung der Normwerte für die spezifischen Auslegung der Konsole erfolgt über

$$\begin{aligned} R_m &= K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} , \\ R_p &= K_{d,p} \cdot K_A \cdot R_{p,N} . \end{aligned} \quad (2.2)$$

Dabei steht  $K_d$  für den technologischen Größenfaktor und  $K_A$  für den Anisotropiefaktor. Die Ermittlung der Faktoren  $K_d$  erfolgt über den effektiven Durchmesser  $d_{eff}$ , der je nach Querschnittsform aus der FKM-Richtlinie zu entnehmen ist. Für die Tragkonsole wird der Querschnitt Nummer 3 herangezogen, da die Breite der Konsole wesentlich größer als die Dicke ist. Für das Walzprofil tritt durch die Verwendung von Baustahl Fall 2 ein. Die Gussvarianten werden Fall 1 zugeordnet. In Abb. 5.1 ist der effektive Durchmesser dargestellt.

Nr.	Querschnittsform	Fall 1	Fall 2
3		2s	s

Abbildung 5.1 Effektiver Durchmesser

Quelle: In Anlehnung an FKM-Richtlinie 2012, S. 70

Der Durchmesser entspricht der Dicke  $s$  der Tragkonsole, woraus sich ein Durchmesser von  $d_{eff} = 9 \text{ mm}$  für das Walzprofil ergibt. Der technologische Größenfaktor  $K_d^{24}$  resultiert aus der Bedingung

$$d_{eff} \leq d_{eff,N} : K_{d,m} = K_{d,p} = 1 . \quad (2.3)$$

Der Anisotropiefaktor  $K_A^{25}$  für Walzteile mit einer Zugfestigkeit bis 600 MPa beträgt  $K_A = 0,90$ . Mit den verschiedenen Faktoren kann durch die Gl. 2.2 die Werkstoffkennwerte

$$R_m = 1 \cdot 0,90 \cdot 360 \text{ MPa} = 324 \text{ MPa}$$

$$R_p = 1 \cdot 0,90 \cdot 235 \text{ MPa} = 212 \text{ MPa}$$

für das Walzprofil errechnet werden.

### **Bauteilfestigkeit**

Die statische Bauteilfestigkeit  $\sigma_{SK}$  bezeichnet die ertragbare Vergleichsspannung am Nachweispunkt, der kritischen Stelle. Die Berechnung erfolgt mit

$$\sigma_{SK} = R_p \cdot n_{pl} . \quad (2.4)$$

<sup>24</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 69.

<sup>25</sup> Vgl. Ebd. S. 71.

Die plastische Stützzahl  $n_{pl}$  stellt die Ausschöpfung der Tragreserven eines Bauteils dar, zu Fließbeginn bis zur vollplastischen Traglast. Berechnet wird sie über das Doppelkriterium

$$n_{pl} = \text{MIN} \left( \sqrt{E \cdot \frac{\varepsilon_{ertr}}{R_p}} ; K_p \right). \quad (2.5)$$

Die ertragbare Dehnung  $\varepsilon_{ertr}$  hängt von der Mehrachsigkeit  $h$  und der Bruchdehnung  $A$  des Werkstoffes ab und wird ermittelt durch

$$\varepsilon_{ertr} = \varepsilon_0 + 0,3 \cdot \left( \frac{\varepsilon_{ref} - \varepsilon_0}{0,3} \right)^{3 \cdot h}. \quad (2.6)$$

Dabei ist  $\varepsilon_0$  die minimale ertragbare Dehnung bei hoher Mehrachsigkeit und  $\varepsilon_{ref}$  die Referenzdehnung. Die FKM-Richtlinie<sup>26</sup> definiert die minimale ertragbare Dehnung für Stahl mit  $\varepsilon_0 = 5 \%$  und die Referenzdehnung  $\varepsilon_{ref}$  gleich der Bruchdehnung  $A = 17 \%$ . Aus diesen Werten lässt sich mit der Gl. 2.6 eine ertragbare Gesamtdehnung errechnen von

$$\varepsilon_{ertr} = 0,05 + 0,3 \cdot \left( \frac{0,17 - 0,05}{0,3} \right)^{3 \cdot 0,481} = 13,0 \%.$$

Für die Bestimmung der plastischen Stützzahl  $n_{pl}$ , welche die Tragreserven bis zur vollplastischen Traglast kennzeichnet, muss die plastische Formzahl  $K_p$  herangezogen werden. Berechnet wird sie durch

$$K_p = \frac{\text{vollständige Traglast}}{\text{elastische Grenzlast}}, \quad (2.7)$$

wobei das Verhältnis angibt, um wieviel die elastische Grenzlast  $L_e$  am Nachweispunkt gesteigert werden kann, bevor die vollplastische Traglast  $L_p$  erreicht ist und es zum plastischen Kollaps kommt. Beide Werte wurden in ANSYS ermittelt. Das genaue Vorgehen wird in Anhang 7 beschrieben. Für die plastische Formzahl ergibt sich  $K_p = 1,06$ .

Der E-Modul  $E$  für S235 ist 210.000 MPa. In dem Doppelkriterium für die plastische Stützzahl liegen durch die ermittelten Werte folgender Vergleich vor

$$n_{pl} = \text{MIN} \left( \sqrt{210000 \text{ MPa} \cdot \frac{0,13}{212 \text{ MPa}}} ; 1,06 \right)$$

$$n_{pl} = \text{MIN}(11,4 ; 1,06).$$

Im weiteren wird mit einer plastischen Stützzahl von  $n_{pl} = 1,06$  gerechnet. Mit der Gl. 2.4 wird die Bauteilfestigkeit auf

$$\sigma_{SK} = 212 \text{ MPa} \cdot 1,06 = 224 \text{ MPa}$$

festgelegt.

<sup>26</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 75-76.

### 5.1.3 Sicherheitsfaktoren

Die erforderlichen Sicherheitsfaktoren für den statischen Festigkeitsnachweis setzen sich aus dem Lastfaktor  $j_S$  und dem Materialfaktor  $j_F$  zusammen. Die Sicherheitsfaktoren beziehen sich auf eine Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_0 = 97,5 \%$  der Festigkeitskennwerte. Im Allgemeinen wird der Sicherheitsfaktor durch

$$j = j_S \cdot j_F \quad (2.8)$$

definiert. Durch eine sichere Lastaufnahme der Tragkonsole kann für den Lastfaktor<sup>27</sup> ein  $j_F = 1$  angenommen werden. Der Materialfaktor setzt sich aus Einzel-Sicherheitsfaktoren zusammen, die speziell für das Walzprofil aus  $j_m$  (Nachweis gegen Bruch) und  $j_p$  (Nachweis gegen Fließen), in beiden Fällen bei normaler Temperatur, beinhalten. Für eine mittlere Schadensfolge bei hoher Auftretenswahrscheinlichkeit ergeben sich die folgenden Sicherheiten aus der Abbildung 5.2:

$$j_m = 1,85$$

$$j_p = 1,40$$

Der Gesamt-Sicherheitsfaktor bildet sich aus den Einzel-Sicherheitsfaktoren mit

$$j_{ges} = j_S \cdot \left[ j_Z \cdot \text{MAX} \left( \frac{j_m}{K_{T,m}} \cdot \frac{R_p}{R_m}; \frac{j_p}{K_{T,p}} \right) \right] \quad (2.9)$$

			Schadensfolgen		
			Hoch	Mittel	Niedrig
Wahrscheinlichkeit des Auftretens der Spannung oder Spannungskombination	Hoch	$j_m$	2,0	1,85	1,75
		$j_p$	1,5	1,4	1,3
	Niedrig	$j_m$	1,8	1,7	1,6
		$j_p$	1,35	1,25	1,2

Abbildung 5.2 Auswahl der Sicherheitsfaktoren gegen Bruch und Fließen  
Quelle: Wächter 2017, S. 55

Die in Gl. 2.9 angewendeten Faktoren  $K_{T,m}$  und  $K_{T,p}$  sind Temperaturfaktoren<sup>28</sup>, die bei normaler Temperatur

$$K_T = 1$$

betragen. Der zusätzliche Teil-Sicherheitsfaktor  $j_Z$  wird für die Gussvarianten benötigt, da er dort als Gussfaktor  $j_G$  fungiert.

Der Gesamt-Sicherheitsfaktor für das Walzprofil lässt sich aus den gegebenen Werten berechnen zu

$$j_{ges} = 1 \cdot \text{MAX} \left( \frac{1,85}{1} \cdot \frac{212 \text{ MPa}}{324 \text{ MPa}}; \frac{1,40}{1} \right) = 1,40.$$

<sup>27</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 80.

<sup>28</sup> Vgl. Ebd. S. 71.



#### 5.1.4 Nachweis

Der Nachweis wird durch die Berechnung des Auslastungsgrades  $a_{SK}$  für die Vergleichsspannung erbracht. Bei hoher Mehrachsigkeit muss weiterhin ein Nachweis der hydrostatischen Spannung geliefert werden, der in diesem Fall für alle drei Varianten der Tragkonsole nicht notwendig ist, da die Bedingung

$$h_{min} < h < h_{max} \quad (2.10)$$

erfüllt ist mit

$$-1,333 < 0,481 < 1,333.$$

Der Auslastungsgrad  $a_{SK}$  stellt den Quotienten zwischen der ertragbaren Spannung  $\sigma_{SK}$  und den Gesamt-Sicherheitsfaktor  $j_{ges}$  dar. Berechnet wird er aus:

$$a_{SK} = \frac{\sigma_V}{\sigma_{SK}/j_{ges}} \leq 1. \quad (2.11)$$

Damit der statische Festigkeitsnachweis erbracht ist, muss der Wert kleiner oder gleich eins sein. Der Auslastungsgrad ergibt sich zu:

$$a_{SK} = \frac{160 \text{ MPa}}{224 \text{ MPa}/1,40} = 1,00.$$

Somit ist die Tragkonsole für das Walzprofil hinsichtlich der statischen Festigkeit optimal ausgelegt.

## 5.2 Ermüdungsfestigkeitsnachweis

Im Folgenden wird ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie durchgeführt, der eine optimale Auslegung der dynamischen Betriebskraft umfasst. Die Auswertung basiert auf dem zuvor durchgeführten FKM-Nachweis mit den Vergleichswerten aus Kapitel 4.2.2, der im Anhang 8 angeführt ist. Der FKM-Nachweis wurde durch ein Rückwärtsverfahren ideal auf den zyklischen Auslastungsgrad  $a_{BK}$  ausgelegt, wodurch das Bauteil zu 100 % beansprucht ist. Zudem ist anzumerken, dass der Festigkeitsnachweis in diesem Kapitel nur für das Walzprofil durchgeführt wurde. Die Werte der Gussvarianten sind in Anhang 9 vermerkt.

### 5.2.1 Beanspruchung

Die Tragkonsole wird im dynamischen Zustand schwellend belastet mit einer Kraft  $F_a = 2921$  N. Diese Kraft wird in ANSYS auf die Kraftfläche aufgetragen und dabei wird eine Amplitudenspannung von  $\sigma_a = 101$  MPa ermittelt. Die schwellende Belastung wirkt als Einstufenkollektiv. Aufgrund der konstanten Amplitude und der Tatsache, dass die Mittelspannung  $\sigma_m$  gleich der Amplitudenspannung ist, gilt für das Spannungsverhältnis

$$R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{101 \text{ MPa} - 101 \text{ MPa}}{101 \text{ MPa} + 101 \text{ MPa}} = 0. \quad (3.1)$$

Für die Hauptspannungsrichtung wird der Ermüdungsfestigkeitsnachweis einzeln berechnet und im Anschluss überlagert. Die Hauptspannungskomponenten

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 113 \text{ MPa}, \\ \sigma_2 &= 32,4 \text{ MPa}, \\ \sigma_3 &= 0,781 \text{ MPa} \end{aligned}$$

wurden für die Kerbe in ANSYS ermittelt. Da es sich um einen ebenen Spannungszustand handelt, weil die Kerbe nicht direkt belastet wird, wird als Hauptspannung  $\sigma_3 = 0$  angenommen.

### 5.2.2 Festigkeit

#### Werkstoffkennwerte

Nach diesem Kapitel werden die erforderlichen Werkstoff-Festigkeitswerte für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis ermittelt. Es wird die Werkstoff-Wechselfestigkeit  $\sigma_{W,zd}$  bestimmt für eine Zyklenzahl  $N_{D,\sigma} = 10^6$ , die bei Wöhlerlinientyp I für Dauerfestigkeit steht. Berechnet wird sie mit

$$\sigma_{W,zd} = f_{W,\sigma} \cdot R_m. \quad (3.2)$$

Der Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor<sup>29</sup> für S235 liegt bei  $f_{W,\sigma} = 0,45$ . Die Wechselfestigkeit lässt sich mithilfe der Zugfestigkeit, die mit der Gl. 2.2 im statischen Festigkeitsnachweis berechnet wurde, mit der Gl. 3.2

$$\sigma_{Wzd} = 0,45 \cdot 212 \text{ MPa} = 146 \text{ MPa}$$

ermitteln.

### **Bauteil-Wechselfestigkeit**

Die Bauteil-Wechselfestigkeit  $\sigma_{WK,\sigma1}$  und  $\sigma_{WK,\sigma2}$  in den zwei Hauptspannungsrichtungen berechnet sich mithilfe der Konstruktionsfaktoren  $K_{WK,\sigma1}$  und  $K_{WK,\sigma2}$  aus der Zugdruckwechselfestigkeit und wird berechnet durch:

$$\begin{aligned} \sigma_{WK,\sigma1} &= \frac{\sigma_{W,zd}}{K_{WK,\sigma1}} \\ \sigma_{WK,\sigma2} &= \frac{\sigma_{W,zd}}{K_{WK,\sigma2}} . \end{aligned} \quad (3.3)$$

Die Konstruktionsfaktoren beinhalten für Stahlbauteile die folgenden Einflüsse:

- Stützzahl  $n_\sigma$
- Rauheitsfaktor  $K_R$
- Kerbwirkungszahl  $\widetilde{K}_f$
- weitere Faktoren

Die Stützzahl kann seit der aktuellen Auflage der FKM-Richtlinie durch zwei verschiedene Verfahren berechnet werden. Im Allgemeinen steht die Stützzahl für die verschiedenen Effekte, die durch die Konstruktion eine unterschiedliche Spannungsverteilung im Nachweispunkt aufweisen und somit durch die Stützzahl gewichtet werden. Berechnet wird sie entweder mit dem Vorgehen nach Stieler oder mit einem werkstoffmechanischen Vorgehen. Für einen Vergleich der beiden Vorgehensweisen und gegebenenfalls der Abweichungen wurden für alle drei Varianten beide Verfahren berücksichtigt.

Für die Berechnung der Stützzahlen wird zunächst das senkrecht zur Spannungsrichtung bezogene Spannungsgefälle  $G_\sigma$  benötigt. Da in diesem Fall das Spannungsgefälle direkt an der maximalen Spannung betrachtet wird, kann diese näherungsweise mit dem Radius  $r$  nach der Gleichung

$$G_\sigma = \frac{2}{r} \quad (3.4)$$

Berechnet werden. Bei dem Walzprofil mit dem Radius  $r = 12 \text{ mm}$  ergibt sich ein Spannungsgefälle von

$$G_{\sigma,1} = \frac{2}{12 \text{ mm}} = 0,167 \frac{1}{\text{mm}}.$$

---

<sup>29</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 87.

Für das fehlende Spannungsgefälle in der zweiten Hauptspannungsrichtung wird nach FKM-Richtlinie<sup>30</sup> mit einer Stützzahl von  $n_{\sigma,2} = 1$  gerechnet.

#### Stützzahl nach Stieler

Die Berechnung nach Stieler wird mit der Gleichung, für die  $0,1 \text{ mm}^{-1} < G_{\sigma} < 1 \text{ mm}^{-1}$  gilt,

$$n_{\sigma,1} = 1 + \sqrt{G_{\sigma,1} \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(a_G + \frac{R_m}{b_G \cdot \text{MPa}}\right)} \quad (3.5)$$

operiert. Die Konstanten  $a_G$  und  $b_G$  werden aus der Tabelle 4.3.2 der FKM-Richtlinie entnommen:

$$a_G = 0,50$$

$$b_G = 2700.$$

Daraus resultiert eine Stützzahl von

$$n_{\sigma,1} = 1 + \sqrt{0,167 \frac{1}{\text{mm}} \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(0,50 + \frac{324 \text{ MPa}}{2700 \cdot \text{MPa}}\right)} = 1,10.$$

#### Werkstoffmechanische Stützzahl

Die werkstoffmechanische Stützzahl besteht aus drei Einzelfaktoren

$$n_{\sigma} = n_{st} \cdot n_{vm} \cdot n_{bm}. \quad (3.6)$$

#### *Statische Stützzahl $n_{st}$*

Die statische Stützzahl ergibt aus dem Verhältnis einer hoch beanspruchten Oberfläche von einer Referenzprobe und der Tragkonsole

$$n_{st} = \left(\frac{A_{ref,st}}{A_{\sigma,st}}\right)^{\frac{1}{k_{st}}}. \quad (3.7)$$

Für die Referenzprobenoberfläche<sup>31</sup> gilt

$$A_{ref,st} = 500 \text{ mm}^2.$$

Diese ist in Bezug auf eine Rundprobe mit einem 8 mm-Durchmesser und einen zylindrischen Abstand von 20 mm. Die hoch beanspruchte Oberfläche der Tragkonsole, der Kerbe, kann sowohl in ANSYS als auch in CATIA entnommen werden und beträgt

$$A_{\sigma,st} = 1880 \text{ mm}^2.$$

Der Weibull-Exponent  $k_{st}$  für Stahl wird nach FKM-Richtlinie<sup>32</sup> mit  $k_{st} = 30$  angegeben. Die statische Stützzahl berechnet sich mit der Gl. 3.7 zu

$$n_{st} = \left(\frac{500 \text{ mm}^2}{1880 \text{ mm}^2}\right)^{\frac{1}{30}} = 0,957.$$

<sup>30</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 92.

<sup>31</sup> Vgl. Ebd. S. 91.

<sup>32</sup> Vgl. Ebd. S. 91.

### Verformungsmechanische Stützzahl $n_{vm}$

Die verformungsmechanische Stützzahl  $n_{vm}$  bezeichnet die Makrostützwirkung und wird nur für duktile Stähle und Aluminiumknetlegierungen verwendet. Für alle anderen Werkstoffe, in diesem Fall die beiden Versionen mit GJS, gilt

$$n_{vm} = 1. \quad (3.8)$$

Für Stahl wird es mit

$$n_{vm} = \sqrt{1 + \frac{E \cdot \varepsilon_{pl,W}}{\sigma_W} \cdot (n_{st})^{\frac{1}{n'} - 1}} \quad (3.9)$$

berechnet. Die dauerhaft ertragbare wechsellastische Dehnung  $\varepsilon_{pl,W}$ <sup>33</sup> wird für Stahl mit einer Zugfestigkeit  $\leq 600$  MPa durch

$$\varepsilon_{pl,W} = 2 \cdot 10^{-4}$$

definiert. Die Konstante<sup>34</sup>  $n'$  ist für Stahl mit

$$n' = 0,15$$

festgelegt. Die Werkstoff-Wechselfestigkeit  $\sigma_W$  und die statische Stützzahl  $n_{st}$  werden aus den vorherigen Rechnungen übernommen. Daraus ergibt sich eine verformungsmechanische Stützzahl von

$$n_{vm} = \sqrt{1 + \frac{210000 \text{ MPa} \cdot 2 \cdot 10^{-4}}{146 \text{ MPa}} \cdot (0,957)^{\frac{1}{0,15} - 1}} = 1,11.$$

### Bruchmechanische Stützzahl $n_{bm}$

Die bruchmechanische Stützzahl steht für das langsame Entstehen einer Rissbildung. Berechnen lässt sich diese Stützzahl mit Hilfe von

$$n_{bm} = \frac{5 + \sqrt{G \cdot mm}}{5 \cdot n_{vm} \cdot n_{st} + \frac{R_m}{R_{m,bm}} \cdot \sqrt{\frac{7,50 + \sqrt{G \cdot mm}}{1 + 0,20 \cdot \sqrt{G \cdot mm}}}} \quad (3.10)$$

Die Referenz-Zugfestigkeit  $R_{m,bm}$  für Stahl ist gemäß FKM-Richtlinie<sup>35</sup> mit

$$R_{m,bm} = 680 \text{ MPa}$$

festgelegt.

<sup>33</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 91.

<sup>34</sup> Vgl. Ebd. S. 92.

<sup>35</sup> Vgl. Ebd. S. 92.

Eingesetzt mit den bereits berechneten Werten ergibt sich eine bruchmechanische Stützzahl von

$$n_{bm} = \frac{5 + \sqrt{0,167 \frac{1}{mm} \cdot mm}}{5 \cdot 1,11 \cdot 0,957 + \frac{324 \text{ MPa}}{680 \text{ MPa}} \cdot \frac{7,50 + \sqrt{0,167 \frac{1}{mm} \cdot mm}}{\sqrt{1 + 0,20 \cdot \sqrt{0,167 \frac{1}{mm} \cdot mm}}}} = 0,815 .$$

Da der Wert kleiner als eins ist, gilt nach FKM-Richtlinie, dass

$$n_{bm} = 1 \quad (3.11)$$

ist.

Mit den berechneten Einzelfaktoren kann durch Gl. 3.6 die werkstoffmechanische Stützzahl für die Tragkonsole aus S235 berechnet werden:

$$n_{\sigma} = 0,957 \cdot 1,11 \cdot 1 = 1,06 .$$

Aus der Berechnung der Stützzahlen mithilfe beider Ansätze lässt sich folgern, dass sich beide Verfahren in Bezug auf das Ergebnis ähneln, aber darin unterscheiden, dass sich die Stützzahl nach Stieler hauptsächlich auf das Spannungsgefälle, während sich die werkstoffmechanische Stützzahl auf die Eigenschaften von Bauteil und Beanspruchung konzentriert. Im weiteren Verlauf wird mit der Stützzahl von Stieler gerechnet, weil diese größer ist und somit eine höhere Festigkeit aufweist.

### Rauheitsfaktor

Der Rauheitsfaktor gibt an, inwiefern die Oberflächenrauheit der Tragkonsole den Ermüdungsfestigkeitsnachweis beeinflusst. Berechnet wird der Rauheitsfaktor  $K_{R,\sigma}$  durch

$$K_{R,\sigma} = 1 - a_{R,\sigma} \cdot \lg\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \lg\left(\frac{2 \cdot R_m}{R_{m,N,min}}\right) . \quad (3.12)$$

Die mittlere Rauheit  $R_z$ <sup>36</sup> für Walzhaut liegt bei  $R_z = 200 \mu m$ . Die Konstante  $a_{R,\sigma}$  und die minimale Zugfestigkeit  $R_{m,N,min}$  für Stahl<sup>37</sup> ist definiert durch

$$a_{R,\sigma} = 0,22$$

$$R_{m,N,min} = 400 \text{ MPa} .$$

Werden diese Werte in Gl. 3.12 eingesetzt, ergibt sich ein Rauheitsfaktor von

$$K_{R,\sigma} = 1 - a_{0,22} \cdot \lg\left(\frac{200 \mu m}{\mu m}\right) \cdot \lg\left(\frac{2 \cdot 324 \text{ MPa}}{400 \text{ MPa}}\right) = 0,894 .$$

<sup>36</sup> Vgl. FKM-Richtlinie, 2012, S. 93.

<sup>37</sup> Vgl. Ebd. S. 93.

### Schätzwert der Kerbwirkungszahl

Der Schätzwert der Kerbwirkungszahl  $\widetilde{K}_f$  ist berechenbar durch die Formzahlen für eine Ersatzstruktur:

$$\widetilde{K}_f = \text{MAX}(K_{t,\sigma}/n_\sigma ; 1). \quad (3.13)$$

Die Formzahl für eine Ersatzstruktur wird berücksichtigt, wenn die Oberflächenrauheit, je nach Kerbschärfe, einbezogen werden soll. Für Näherungen soll gelten:

$$\begin{aligned} K_{t,\sigma 1} &= \text{MAX}(10^{0,066-0,36 \cdot \lg(r/b)} ; 1) \\ K_{t,\sigma 1} &= \text{MAX}(10^{0,066-0,36 \cdot \lg(12 \text{ mm}/100 \text{ mm})} ; 1) \\ K_{t,\sigma 1} &= \text{MAX}(1,05 ; 1) = 1,05. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Da in y-Richtung kein Radius vorhanden ist, wird für diesen Fall folgender Schätzwert aus der FKM-Richtlinie<sup>38</sup> verwendet:

$$K_{t,\sigma 2} = 2.$$

Mit den Form- und Stützzahlen lassen sich mit der G. 3.13 die Kerbwirkungszahlen der einzelnen Hauptspannungsrichtungen

$$\begin{aligned} \widetilde{K}_{f,1} &= \text{MAX}(1,05/1,10 ; 1) = 1 \\ \widetilde{K}_{f,2} &= \text{MAX}(2 / 1 ; 1) = 2 \end{aligned}$$

berechnen.

### Weitere Faktoren

Für den Konstruktionsfaktor werden ferner

- der Randschichtfaktor  $K_V$
- der Schutzsicherheitsfaktor  $K_S$
- der Faktor für GJL  $K_{NL,E}$

benötigt. Da die Tragkonsole ohne eine Randschichtverfestigung hergestellt wurde, beträgt der Randschichtfaktor<sup>39</sup>  $K_V = 1$ . Weil der Schutzsicherheitsfaktor ausschließlich bei Aluminiumgusswerkstoffen und der GJL Faktor nur bei GJL berücksichtigt werden, liegen diese bei eins<sup>40</sup>.

Der Konstruktionsfaktor wird mit der Gleichung

$$K_{WK,\sigma} = \frac{1}{n_\sigma} \left[ 1 + \frac{1}{\widetilde{K}_f} \cdot \left( \frac{1}{K_R} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S \cdot K_{NL,E}} \quad (3.15)$$

berechnet.

---

<sup>38</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 89.

<sup>39</sup> Vgl. Ebd. S. 95.

<sup>40</sup> Vgl. Ebd. S. 95.

Durch einsetzen der zuvor berechneten Faktoren, können für die Hauptspannungsrichtung folgende Konstruktionsfaktoren angegeben werden:

$$K_{WK,\sigma 1} = \frac{1}{1,10} \left[ 1 + \frac{1}{1} \cdot \left( \frac{1}{0,894} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 1,02$$

$$K_{WK,\sigma 2} = \frac{1}{1} \left[ 1 + \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{0,894} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 1,06.$$

Die Bauteil-Wechselfestigkeit kann nun unter Berücksichtigung der Konstruktionsfaktoren mit den Gleichungen aus 3.3 ermittelt werden

$$\sigma_{WK,\sigma 1} = \frac{\sigma_{W,zd}}{K_{WK,\sigma 1}} = \frac{146 \text{ MPa}}{1,02} = 143 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{WK,\sigma 2} = \frac{\sigma_{W,zd}}{K_{WK,\sigma 2}} = \frac{146 \text{ MPa}}{1,06} = 138 \text{ MPa}.$$

### **Bauteil-Dauerfestigkeit**

Bei der Bauteil-Dauerfestigkeit wird die Amplitude nach gegebener Mittelspannung berechnet. Im Allgemeinen wird die Amplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit über

$$\sigma_{AK} = K_{AK,\sigma} \cdot \sigma_{WK} \quad (3.16)$$

errechnet. Dabei steht  $K_{AK,\sigma}$  für den Mittelspannungsfaktor, welcher von Mittelspannungsempfindlichkeit, Mittelspannungsbereich und Überlastfall abhängig ist.

### **Mittelspannungsempfindlichkeit**

Die Mittelspannungsempfindlichkeit  $M_\sigma$  stellt die Veränderung der Amplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit in Abhängigkeit der Mittelspannung dar. Ermittelt wird diese über

$$M_\sigma = a_M \cdot 10^{-3} \cdot R_m / \text{MPa} + b_M. \quad (3.17)$$

Die Konstanten  $a_M$  und  $b_M$  werden durch die FKM-Richtlinie<sup>41</sup> für Stahl durch

$$a_M = 0,35$$

$$b_M = -0,1$$

definiert. Dadurch lässt sich für die Mittelspannungsempfindlichkeit

$$M_\sigma = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 324 \text{ MPa} / \text{MPa} - 0,1 = 0,0134$$

berechnen.

<sup>41</sup> Vgl. FKM-Richtlinie, 2012, S. 97.



### Mittelspannungsbereich

Im Allgemeinen sind vier Spannungsbereiche zu unterscheiden, die zwischen einem Druckschwellbereich und einem hohen Zugschwellbereich variieren. In Abbildung 5.3 ist ein Dauerfestigkeitsschaubild für Normalspannungen aufgezeigt, welches auch Haigh-Diagramm genannt wird. In diesem Diagramm werden die Mittelspannungsbereiche durch das Spannungsverhältnis  $R$  unterschieden.

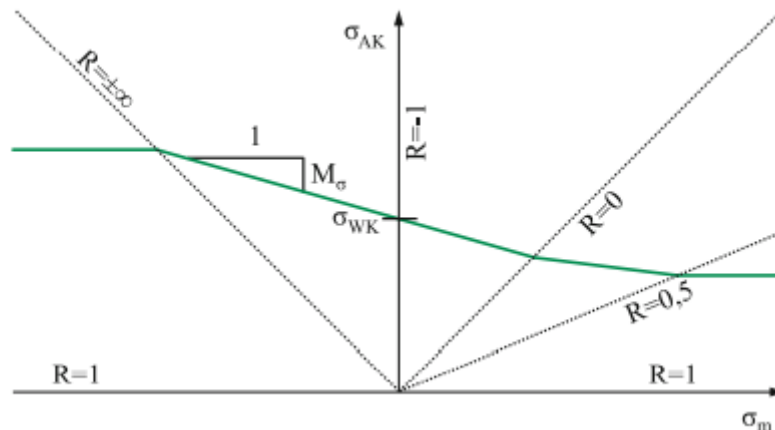


Abbildung 5.3 Haigh-Diagramm  
Quelle: Wächter, 2017, S. 89

Die schwelende Belastung der Traglast gehört durch das Spannungsverhältnis  $R = 0$  zu Bereich II, einem Druckwechselbereich.

Der Überlastfall stellt die mögliche Laststeigerung im Betrieb dar und wird in vier verschiedene Fälle unterteilt. Für die Auslegung der Tragkonsole wird der Überlastfall F2 betrachtet, bei dem das Spannungsverhältnis  $R$  konstant bleibt und der auch, der in der Praxis am häufigsten genutzte Lastfall ist.

Im Bereich II und im Überlastfall F2 wird der Mittelspannungsfaktor mit

$$K_{AK} = \frac{1}{1 + M_\sigma \cdot \sigma_m / \sigma_a} \quad (3.18)$$

berechnet. Durch die schwelende Belastung beträgt das Verhältnis zwischen Mittelspannung und Amplitudenspannung stets eins bei allen Hauptspannungen. Dadurch ergibt sich

$$K_{AK} = \frac{1}{1 + 0,0134 \cdot 1} = 0,987.$$

Damit lässt sich Amplitude der Dauerfestigkeit für die Hauptspannung wie folgt berechnen:

$$\sigma_{AK,1} = 0,9868 \cdot 143,10 \text{ MPa} = 141 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{AK,1} = 0,9868 \cdot 137,64 \text{ MPa} = 136 \text{ MPa}.$$

## Bauteil-Betriebsfestigkeit

Die Bauteil-Betriebsfestigkeit berechnet die Amplitude je nach Spannungskollektiv und Bauteil-Wöhlerlinie. Berechnet wird sie mittels der Gleichung

$$\sigma_{BK} = K_{BK,\sigma} \cdot \sigma_{AK} \quad (3.19)$$

Der Betriebsfestigkeitsfaktor  $K_{BK,\sigma}$  ist von Spannungskollektiv und Wöhlerlinie abhängig. In diesem Fall wird wegen des Einstufenkollektivs mit der Bauteil-Wöhlerlinie Typ I gerechnet. Für einen Nachweis der Dauerfestigkeit und einer Grenzspannungsamplitude bei  $N = \infty$  gilt für den Betriebsfestigkeitsfaktor<sup>42</sup>

$$K_{BK,\sigma} = 1 \text{ für } \bar{N} \geq N_D \quad (3.20)$$

Mit der zuvor aufgeführten Gl. 3.16 und dem Betriebsfestigkeitsfaktor berechnet sich die Bauteil-Betriebsfestigkeit zu

$$\sigma_{BK,1} = 1 \cdot 141 \text{ MPa} = 141 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{BK,2} = 1 \cdot 136 \text{ MPa} = 136 \text{ MPa}.$$

Zusätzlich muss für jede Spannungskomponente die Bedingung der Begrenzung der Maximalamplitude gelten, wenn

$$\begin{aligned} \sigma_{BK} &\geq \sigma_{BK,max}, & \text{dann} \\ \sigma_{BK} &= \sigma_{BK,max} \text{ und } K_{BK} = \frac{\sigma_{BK,max}}{\sigma_{AK}}. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Berechnet wird  $\sigma_{BK,max}$  mit

$$\begin{aligned} \sigma_{BK,max} &= 0,75 \cdot R_P \cdot n_{pl} \\ \sigma_{BK,max} &= 0,75 \cdot 324 \text{ MPa} \cdot 1,06 = 168 \text{ MPa}. \end{aligned} \quad (3.22)$$

Damit ist die Bedingung nicht erfüllt und es kann mit dem Wert der Bauteil-Betriebsfestigkeit, der durch Gl. 3.19 berechnet wurde, fortgefahren werden.

Die Bauteil-Wöhlerkennlinie stellt den Zusammenhang zwischen der Spannungsamplitude und der ertragbaren Lastwechsel dar und wird für jede Spannungskomponente einzeln bestimmt. In Abbildung 5.4 ist eine Skizze der Wöhlerkennlinie für die 2. Hauptspannung aufgezeigt. Die Knickpunktzyklenzahl  $N_D$  und der Bauteil-Wöhlerexponent  $k$  sind durch die FKM-Richtlinie<sup>43</sup> festgelegt und ist für das Walzprofil und die Gussvarianten gleich

$$\begin{aligned} N_D &= 10^6 \\ k_\sigma &= 5. \end{aligned}$$

Durch die Wöhlerlinie wird der Zusammenhang zwischen der Spannungsamplitude und der Lastwechsel kenntlich und speziell in Abbildung 5.4 unter den Varianten verglichen. Es wird ersichtlich, dass für die gleiche Knickpunktzyklenzahl das Walzprofil eine kleinere Spannungsamplitude im Vergleich zu den Gussvarianten.

<sup>42</sup> Vgl. FKM-Richtlinie, 2012, S. 104.

<sup>43</sup> Vgl. Ebd. S. 103.

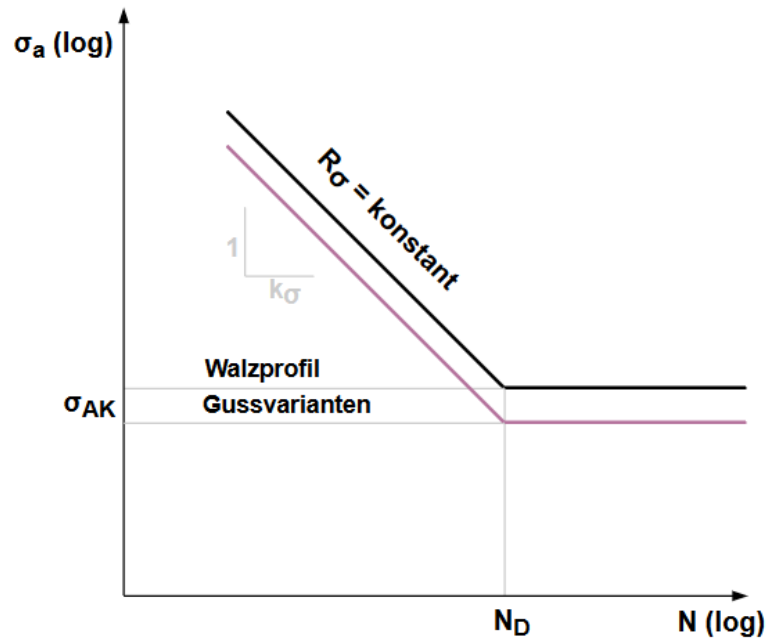


Abbildung 5.4 Skizze Bauteil-Wöhlerkennlinie für 2. Hauptspannung  
Quelle: Eigene Darstellung

### 5.2.3 Sicherheitsfaktoren

Ähnlich wie bei den Sicherheitsfaktoren im statischen Festigkeitsnachweis gelten diese bei einer mittleren Überlebenswahrscheinlichkeit von  $P_{\bar{0}} = 97,5 \%$  und sind in Teilsicherheitsfaktoren untergliedert.

Der Last-Sicherheitsfaktor<sup>44</sup>  $j_S$  wird als eins angenommen. Der Grund hierfür liegt darin, dass es sich um eine sichere Lastaufnahme handelt.

Für den Material-Sicherheitsfaktor  $j_F$  kann mit der Abbildung 5.5 ein Wert von

$$j_F = 1,40$$

ermittelt werden. Dieser gilt für eine mittlere Schadensfolge bei keiner regelmäßigen Inspektion.

$j_F$	Schadensfolgen			
	Hoch	Mittel	Niedrig	
Regelmäßige Inspektion (im Sinne der Schadensfrüherkennung)	Nein	1,5	1,4	1,3
	Ja	1,35	1,25	1,2

Abbildung 5.5 Auswahl der Material-Sicherheitsfaktoren  
Quelle: Wächter, 2014, S. 107

<sup>44</sup> Vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 107.

Der Gesamt-Sicherheitsfaktor  $j_D$  lässt sich aus

$$j_D = j_S \cdot \frac{j_F}{K_{T,D}} \quad (3.23)$$

berechnen. Der Temperaturfaktor  $K_{T,D}$ <sup>45</sup> beträgt bei normalen Temperaturen eins. Für den Gesamt-Sicherheitsfaktor ergibt sich

$$j_D = 1 \cdot \frac{1,40}{1} = 1,40.$$

#### 5.2.4 Nachweis

Für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis muss mit jeder Spannungskomponente ein Nachweis erbracht werden. Der zyklische Auslastungsgrad berechnet sich aus

$$a_{BK,\sigma} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{BK}/j_D} \quad (3.24)$$

Mit den eingesetzten Werten für die Spannungskomponente ergibt sich

$$a_{BK,\sigma 1} = \frac{113 \text{ MPa}}{141 \text{ MPa}/1,40} = 1,12$$

$$a_{BK,\sigma 2} = \frac{32,4 \text{ MPa}}{136 \text{ MPa}/1,40} = 0,334.$$

Für den zyklischen Auslastungsgrad für zusammengesetzte Spannungsarten gilt

$$a_{BK,\sigma v} = q \cdot a_{NH} + (1 - q) \cdot a_{GH} \leq 1. \quad (3.25)$$

Für Stahl<sup>46</sup> ist  $q = 0$ . Die Überlagerung  $a_{GH}$  wird über

$$a_{GH} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(s_{a,1} - s_{a,2})^2 + (s_{a,2} - s_{a,3})^2 + (s_{a,3} - s_{a,1})^2]} \quad (3.26)$$

berechnet, wobei  $s_{a,1}$ ,  $s_{a,2}$  und  $s_{a,3}$  für  $a_{BK,\sigma 1}$ ,  $a_{BK,\sigma 2}$  und  $a_{BK,\sigma 3}$  stehen.

Daraus ergibt sich für

$$a_{GH} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(1,124 - 0,334)^2 + (0,334)^2 + (-1,12)^2]} = 1,00.$$

Der zusammengesetzte Auslastungsgrad für die Tragkonsole als Walzprofil ergibt

$$a_{BK,\sigma v} = 1 \cdot a_{GH} = 1,00.$$

Die Tragkonsole ist somit optimal für die schwelende Belastung ausgelegt.

<sup>45</sup> Vgl. FKM-Richtlinie, 2012, S. 88.

<sup>46</sup> Vgl. Ebd. S. 109.

### 5.3 Vergleich der Ergebnisse

Soll eine Vergleichsrechnung der Festigkeitsnachweise in KISSsoft durchgeführt werden, müssen die Beanspruchung und die Werkstoffdaten in der Berechnungssoftware hinterlegt werden. Für die Basisdaten wurde bei allen drei Varianten ein volumenförmiges Bauteil mit Überlastfall F2 angegeben. Zudem muss zur Berechnung des jeweiligen Spannungsgefälles bei den Basisdaten der Radius für die Kerbe angegeben werden. Der Radius wurde der entsprechenden Tragkonsole für die x-Richtung angepasst. Die Faktoren in den Grunddaten wurden lediglich insofern geändert, als dass die hochbeanspruchte Oberfläche aus Kapitel 5.2.2 für jede Konsole eingetragen wurde. Das weitere Vorgehen unterscheidet zwischen statischer und dynamischer Auswertung, sodass diese getrennt aufgeführt werden.

#### **Statischer Nachweis**

Bei dem statischen Nachweis wurde die Spannung am Nachweispunkt  $\sigma_{m1}$  als konstant angenommen und mit den jeweiligen Werten der Vergleichsspannung  $\sigma_v$  aus Kapitel 5.1.1 operiert. Da die Beanspruchung im statischen Nachweis konstant ist, wurden die Spannungen  $\sigma_{m2}$ , und  $\sigma_{m3}$  gleich null gesetzt. In die Betriebsdaten wurde außerdem die plastische Formzahl, wie sie in Kapitel 5.1.2 berechnet wurde, eingetragen. Im Fall der Werkstoffdaten wurde für die jeweilige Variante der Werkstoff hinterlegt, dessen weitere Eigenschaften wie Zugfestigkeit, Streckgrenze, etc. bereits in der KISSsoft Datenbank hinterlegt sind. Anzumerken ist, dass wegen der Walzbehandlung des Walzprofils die Zugfestigkeit  $R_m$  und Streckgrenze  $R_e$  manuell angepasst wurden. Der Grund hierfür liegt darin, dass die Berechnungssoftware bei der Umrechnung der Normwerte den Anisotropiefaktor  $K_A$  für Walzteile nicht berücksichtigt, sondern mit dem Wert aus der FKM-Richtlinie für Längsbearbeitungsrichtungen verfährt. Der Rauheitsfaktor  $R_Z$  und der effektive Durchmesser  $d_{eff}$  wurden den vorangegangenen Berechnungen entnommen. Für den weiteren Rechnungsverlauf sind keine zusätzlichen Informationen notwendig. Aus den mittels KISSsoft ermittelten Ergebnissen zeigt sich, dass mit den angegebenen Daten ein Vergleichsspannungsgrad von  $a_{SK} = 100 \%$  erzielt wird. Dieser stimmt mit dem bereits berechneten Vergleichsspannungsgrad aus dem statischen Festigkeitsnachweis vollständig überein.

#### **Ermüdungsfestigkeitsnachweis**

Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis unterscheidet sich vom statischen Nachweis in KISSsoft dadurch, dass die Spannungen am Nachweis nicht als konstant angenommen werden, sondern wie in der bereits ausgeführten Rechnung in Kapitel 5.2 als schwellend betrachtet wird. Die Spannungen am Nachweispunkt  $\sigma_{m1}$  und  $\sigma_{m2}$  stellen die Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  dar. Als Lastkollektiv wird die Einstufenbeanspruchung für beide Spannungen ausgewählt,

zur Aufbringung der schwellenden Last für den Nachweis  $\sigma_m = \sigma_a$  angenommen. Die Basisdaten und Werkstoffdaten werden dabei aus dem statischen Nachweis übernommen. Die Berechnung mittels KISSsoft für den dynamischen Auswertung ermittelt eine hundertprozentige Auslastung des Walzprofils und für die Gussvarianten eine 100,75 %-ige Auslastung. Abweichungen zwischen den mithilfe der Berechnungssoftware ermittelten Werten und den Daten der FKM-Richtlinie können auftreten, da sich KISSsoft nicht in allen Gebieten streng an die FKM-Richtlinie hält und zudem stellenweise die Grundwerte in KISSsoft unterschiedlich hinterlegt sind. Da die Abweichung bei den Gussvarianten unter 1 % liegt, wird diese nicht weiter analysiert.

#### 5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

In Bezug auf den Festigkeitsnachweis für sowohl die statische als auch die dynamische Belastung wird resümiert, dass die Kräfte für die statische Belastung wesentlich höher angenommen werden, als zulässig ist. Konträr dazu werden diese bei der dynamischen Belastung wesentlich niedriger eingeschätzt. Durch die ausführliche Berechnung in Kapitel 5 wurde aufgezeigt, inwiefern die Werkstoffe und Geometrien hinsichtlich ihrer Beanspruchung variieren. Zudem wurde durch die genaue Berechnung aufgezeigt, durch welche Faktoren eine zusätzliche Optimierung sinnvoller wäre. Durch das genaue Anführen der Ergebnisse war es möglich, einen Vergleich zwischen der Berechnung gemäß der FKM-Richtlinie und derjenigen mithilfe des Berechnungsprogramms KISSsoft zu ziehen. Besonders augenfällig ist dabei, dass spezielle Umformverfahren, die bei der Bearbeitung besonders querbeansprucht werden, in KISSsoft nicht berücksichtigt werden und somit eigene Werte für eine exakte Berechnung hinterlegt werden müssen. Bei dem Vergleich der einzelnen Varianten untereinander ist zudem anzumerken, dass nach dem Vorgehen der FKM-Richtlinie nahezu keine Unterschiede zwischen den beiden Gussvarianten bestehen. Werkstoffkennwerte wie auch Konstanten sind für beide Varianten nahezu einheitlich, obwohl zwischen den Varianten ein bedeutsamer Unterschied hinsichtlich der Betriebskräfte liegt. Die Simulation in ANSYS war in vielen Bereichen der Festigkeitsnachweise vorteilig, da durch die Simulation des Betriebszustandes eventuelle Fehler in der Berechnung im frühen Verlauf des Nachweises behoben werden konnten. Durch die Konstruktion in CAD konnten die Bauteile bereits vor der Simulation und Festigkeitsberechnung veranschaulicht und somit individuell verschiedene Abmaße bereits im Vorfeld geändert werden. Folglich konnten potenzielle Fehler in der Berechnung vermieden werden und im Hinblick auf die Forschungsfrage der Vergleich der Varianten gesichert werden. Unter Berücksichtigung der Ergebnisse der Nachweise kann davon ausgegangen werden, dass die standardmäßige Gusskonsole verglichen mit den anderen Varianten wesentlich höhere Kräfte aufnehmen und daher als vorteilig angesehen werden kann. Nichtsdestotrotz kann aber als kostengünstigere Alternative das Walzprofil in Betracht gezogen werden.

## 6. Rechnerischer Festigkeitsnachweis nach VDI-Richtlinie 2230

Der Rechnerische Festigkeitsnachweis wird nach VDI-Richtlinie 2230 durchgeführt und basiert auf der Vordimensionierung in Anhang 6. Exemplarisch wird das Vorgehen anhand der Schraubenverbindung mit der Walzvariante durchgeführt. Für die Gussvariante sind die Ergebnisse in Anhang 10 hinterlegt.

### 6.1 Grunddaten

Die Axialkraft  $F_A$  und die Querkraft  $F_Q$  berechnen sich wie in Kapitel 4.3 erläutert mit den Gleichungen 1.4 und 1.5 zu

$$F_A = \frac{u_1}{u_2} \cdot F_a = \frac{50 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} \cdot 2921 \text{ N} = 1825 \text{ N}$$

$$F_Q = \frac{F_a}{2} = \frac{2921 \text{ N}}{2} = 1460 \text{ N}.$$

### Abmessungen

Für die Schraubenverbindung mit dem Walzprofil wird eine Zylinderschraube mit Innensechskant DIN EN ISO 4762 M12 x 8.8 – 25 verwendet. Die Stahlplatte, an der die Tragkonsole verschraubt wird, ist aus unlegierten Baustahl S235 und hat eine Dicke von  $d = 20 \text{ mm}$ . Die Abmessungen der Schraube sind in Tabelle 6.1 angegeben:

<b>Schraube mit metrischen ISO-Gewinde</b>	
Nenn Durchmesser $d$ in mm	12
Steigung des Gewindes $P$ in mm	1,75
Kopfauflegedurchmesser $D_K$ in mm	18
Durchmesser des Durchgangsloches $D_I$ in mm	13,5
<b>Abmessungen und Querschnitte für das gewählte Gewinde</b>	
Flankendurchmesser $d_2$ in mm	10,863
Kerndurchmesser $d_K$ in mm	9,853
Spannungsdurchmesser $d_S$ in mm	10,358
Nennquerschnitt $A_N$ in $\text{mm}^2$	113
Spannungsquerschnitt $A_S$ in $\text{mm}^2$	84,3
Kernquerschnitt $A_K$ in $\text{mm}^2$	76,3

Tabelle 6.1 Abmessung der Schraube  
Quelle: In Anlehnung an Decker 2018b, S. 70

### Reibzahlen, Winkel und Anziehungsfaktor

Die Reibzahlen  $\mu_G$  für das Gewinde und  $\mu_K$  der Auflagefläche werden für die Schraube durch verschiedene Oberflächen- und Schmierzustände angegeben.

Für die Reibzahlen wurden anhand der VDI-Richtlinie<sup>47</sup> folgende Werte ermittelt:

$$\mu_G = 0,12$$

$$\mu_K = 0,12.$$

Der Steigungswinkel  $\alpha$  gibt den Winkel an, unter dem die Kraft am Gewindegang angreift, und wird über

$$\tan \alpha = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} \quad (4.1)$$

berechnet. Mit den Werten aus Tabelle 6.1 ergibt sich ein Steigungswinkel

$$\tan \alpha = \frac{1,75 \text{ mm}}{10,863 \text{ mm} \cdot \pi} = 0,05155.$$

Der Reibungswinkel  $\rho$  bezeichnet den Winkel, unter welchem die aus der Flächenpressung  $p$  resultierende Kraft am Gewindegang angreift. Berechnet wird diese über

$$\tan \rho = \mu_G / \cos \beta. \quad (4.2)$$

Der Teilflankenwinkel  $\beta$  beträgt für ein metrisches Gewinde  $\beta = 30^\circ$ . Daraus ergibt sich für den Reibungswinkel

$$\tan \rho = \frac{0,12}{\cos 30^\circ} = 0,1392.$$

Für den Anziehungsfaktor  $\alpha_A$ <sup>48</sup> wird ein drehmomentgesteuertes Anziehen mit einem Drehschrauben angenommen und ist somit durch den Wert

$$\alpha_A = 1,70$$

definiert. Die zulässige Montagevorspannkraft, mit der die Schaftschraube am maßgebenden Querschnitt  $A_S$  beansprucht werden kann, wird über

$$F_{M,zul} = \frac{\sigma_v \cdot A_S}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{2 \cdot d_2 \cdot \tan(\alpha + \rho)}{d_s}\right)^2}} \quad (4.3)$$

berechnet.

Die zulässige Vergleichsspannung  $\sigma_v$  mit einer Streckgrenze<sup>49</sup> von  $R_{p0,2} = 640 \text{ MPa}$  ergibt sich aus

$$\sigma_v = 0,9 \cdot R_{p0,2} = 0,9 \cdot 640 \text{ MPa} = 567 \text{ MPa}. \quad (4.4)$$

Für die zulässige Montagvorspannkraft bedeutet dies einen Wert von

$$F_{M,zul} = \frac{567 \text{ MPa} \cdot 84,3 \text{ mm}^2}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{2 \cdot 10,863 \text{ mm} \cdot (0,0516 + 0,1392)}{10,375}\right)^2}} = 39910 \text{ N}.$$

<sup>47</sup> Vgl. Decker, 2018b, S. 73.

<sup>48</sup> Vgl. Ebd. S. 72.

<sup>49</sup> Vgl. Ebd. S. 71.



## 6.2 Nachgiebigkeit von Schraube und Bauteil

Durch das Anziehen der Schraubenverbindung wird die Schraube gedehnt und die verschraubten Bauteile werden gestaucht. Dabei wird unter der Elastischen Nachgiebigkeit die Verlängerung oder Verkürzung bei Einheitskraft (1 N) verstanden.<sup>50</sup> Die Nachgiebigkeit der Schraube setzt sich aus den Einzelementen zusammen, wobei die unterschiedlichen Querschnitte und Längen der Schraube berücksichtigt werden. Die Schnittdarstellung der Schraubenverbindung ist durch Abbildung 6.1 aufgezeigt.

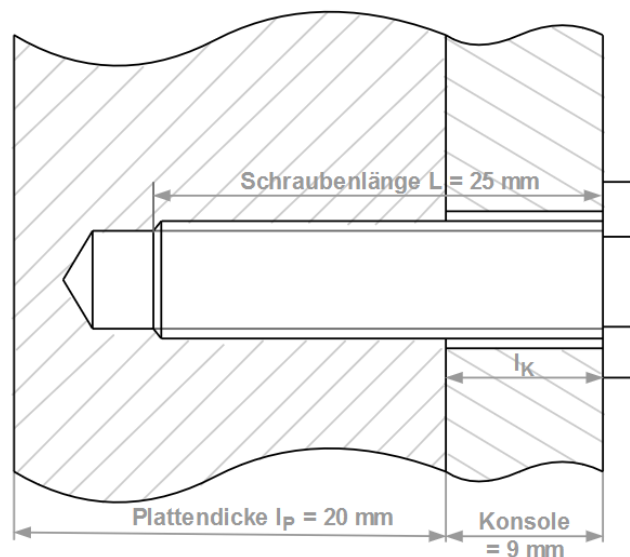


Abbildung 6.1 Schraubenverbindung  
Quelle: Eigene Darstellung

Die Nachgiebigkeit der Schraubenverbindung für das Walzprofil setzt sich zusammen aus

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \cdot \left( \overset{\text{Schraubenkopf}}{\frac{0,4 \cdot d}{A_N}} + \overset{\text{freies Gewinde}}{\frac{\tilde{l}_{fG}}{A_S}} + \overset{\text{eingeschraubtes Gewinde}}{\frac{0,5 \cdot d}{A_K}} + \overset{\text{Bauteilgewinde}}{\frac{0,4 \cdot d}{A_N}} \right). \quad (4.5)$$

Die maßgebende Klemmlänge beträgt in der Schraubenverbindung  $l_K = 9 \text{ mm}$ . Das E-Modul für die Stahlschraube ist  $E = 210000 \text{ MPa}$ .

Durch Einsetzen der Werte ergibt sich

$$\begin{aligned} \delta_S &= \frac{1}{210000 \text{ MPa}} \cdot \left( \frac{0,4 \cdot 12 \text{ mm}}{113 \text{ mm}^2} + \frac{9 \text{ mm}}{84,3 \text{ mm}^2} + \frac{0,4 \cdot 12 \text{ mm}}{113 \text{ mm}^2} + \frac{0,4 \cdot 12 \text{ mm}}{113 \text{ mm}^2} \right) \\ &= 1,34 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \end{aligned}$$

<sup>50</sup> Vgl. Decker 2018a, S. 308.

Die Nachgiebigkeit der verspannten Bauteile, in diesem Fall der Konsole, wird sinngemäß zur Nachgiebigkeit der Schraube über

$$\delta_B = \frac{L_K}{E_B \cdot A_B} \quad (4.6)$$

berechnet. Dabei wird der Ersatzquerschnitt der verspannten Bauteile  $A_B$  bei

$$D_A \geq D_K + L_K \quad (4.7)$$

$$100 \text{ mm} \geq 18 \text{ mm} + 9 \text{ mm} = 27 \text{ mm}$$

mit

$$A_B = \frac{\pi}{4} \cdot (D_K^2 - D_f^2) + \frac{\pi}{4} \cdot D_K \cdot L_K \cdot [(x_2 + 1)^2 - 1]. \quad (4.8)$$

Die Variable  $x_2$  wird berechnet durch

$$x_2 = \sqrt[3]{L_K \cdot D_K / (L_K + D_K)^2} \quad (4.9)$$

$$x_2 = \sqrt[3]{9 \text{ mm} \cdot 18 \text{ mm} / (9 \text{ mm} + 18 \text{ mm})^2} = 0,606.$$

Der Ersatzquerschnitt ergibt sich daraus zu

$$A_B = \frac{\pi}{4} \cdot ((18 \text{ mm})^2 - (13,5 \text{ mm})^2) + \frac{\pi}{4} \cdot 18 \text{ mm} \cdot 9 \text{ mm} \cdot [(0,6057 + 1)^2 - 1] = 212 \text{ mm}^2.$$

Mit der Gl. 4.6 wird nun die Nachgiebigkeit der Bauteile berechnet:

$$\delta_B = \frac{9 \text{ mm}}{210000 \text{ MPa} \cdot 212 \text{ mm}^2} = 2,02 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}.$$

Das Kräfteverhältnis im Betriebszustand wird durch

$$\Phi_K = \frac{\delta_B}{\delta_S + \delta_B} \quad (4.10)$$

ermittelt. Durch das Einsetzen der Nachgiebigkeit ergibt sich

$$\Phi_K = \frac{2,02 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}}{1,34 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + 2,02 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} = 0,131.$$

### **Vorspannverluste durch Setzen**

Neben der elastischen Formänderung kann Setzerscheinigung auftreten. Dadurch verändern sich Dicke der Bauteile und Lage der Schraube um einen Setzbetrag  $f_Z$ . Nach VDI 2230<sup>51</sup> kann für eine gemittelte Rautiefe  $R_Z$  von 10  $\mu\text{m}$  bis 40  $\mu\text{m}$  bei einer Schubbelastung ein Setzbetrag

von

$$f_Z = 10 \mu\text{m}$$

auftreten. Mit dem Kräfteverhältnis errechnen sich die Vorspannverluste  $F_Z$  zu

$$F_Z = \frac{f_Z \cdot \Phi_K}{\delta_B} = \frac{10 \mu\text{m} \cdot 0,136}{2,02 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} = 6480 \text{ N}. \quad (4.11)$$

<sup>51</sup> Vgl. Decker 2018b, S. 76.

Die Vorspannkraft  $F_V$ , die durch das Setzen verbleibt, berechnet sich aus

$$F_V = F_{M,zul} - F_Z = 39910 \text{ N} - 6712 \text{ N} = 33430 \text{ N}. \quad (4.12)$$

Die Setzbeträge der Schraube und der Konsole werden über die Gleichungen

$$f_{SM} = F_{M,zul} \cdot \delta_S = 39910 \text{ N} \cdot 1,34 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} = 0,0535 \text{ mm} \quad (4.13)$$

$$f_{BM} = F_{M,zul} \cdot \delta_B = 39910 \text{ N} \cdot 2,02 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} = 0,00808 \text{ mm} \quad (4.14)$$

berechnet. Das Vorspannen der Schraubenverbindung wird über die Abbildung 6.2 mit dem Verspannungsschaubild grafisch dargestellt.

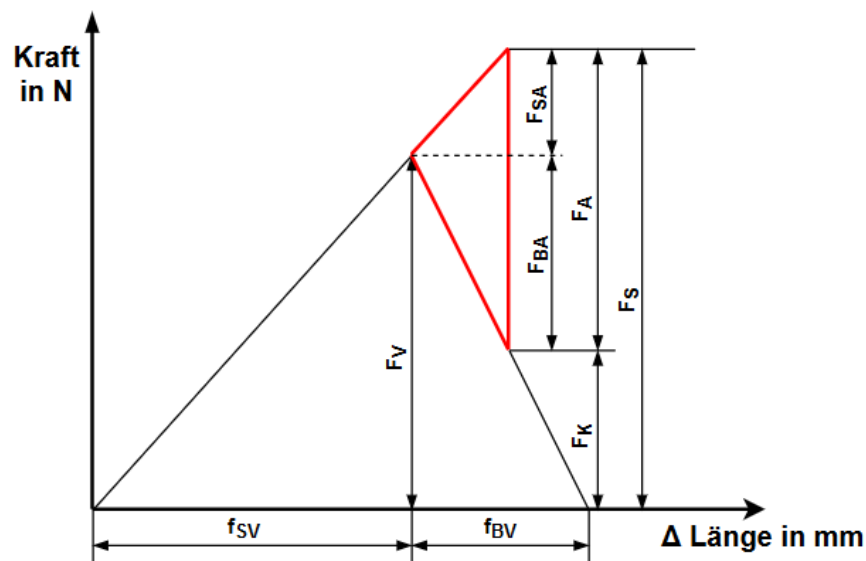


Abbildung 6.2 Verspannungsschaubild Vorspannen  
Quelle: In Anlehnung an Decker 2018a, S. 312

### 6.3 Kräfte an der Schraubenverbindung

Bei der Berechnung der Schraubenkräfte wird der für die Schraube ungünstigste Fall angenommen und somit mit einem Kräfteinleitungsfaktor von

$$n = 1$$

gerechnet. Durch das Setzen an der Schraubenverbindung wird die Schraube zusätzlich neben der Klemmkraft und der äußeren Betriebskraft belastet. Die Schraube wird dadurch weiter gedehnt und der Flansch gleichzeitig weniger gestaucht. Die Kraft muss eine zusätzliche Beanspruchung  $F_{SA}$  aufbringen. Berechnet wird die zusätzliche Schraubenkraft durch

$$F_{SA} = n \cdot \Phi_K \cdot F_A. \quad (4.15)$$

Für die Betriebskraft gilt in diesem Fall  $F_A = F_{Ao}$ . Dadurch kommt es zu einer zusätzlichen Schraubenkraft von

$$F_{SA} = 1 \cdot 0,131 \cdot 1825 \text{ N} = 239 \text{ N}.$$

Durch die Zusatzkraft an der Schraube wirkt am Bauteil eine Flanscentlastungskraft von

$$F_{BA} = F_A - F_{SA} \quad (4.16)$$

$$F_{BA} = 1825 \text{ N} - 239 \text{ N} = 1586 \text{ N}.$$

Weil die Schrauben durch eine schwingende Betriebskraft beansprucht werden, wird die Schraube mit einem Kraftausschlag  $F_a$  belastet, der sich berechnen lässt aus

$$F_a = 0,5 \cdot n \cdot \Phi_K \cdot (F_{Ao} - F_{Au}) \quad (4.17)$$

$$F_a = 0,5 \cdot 1 \cdot 0,131 \cdot (1825 \text{ N} - 0) = 120 \text{ N}.$$

### **Vorzuschreibendes Schraubenanziehmoment**

Damit die Schraubenverbindung auf eine bestimmte Montagevorspannkraft  $F_M$  angezogen werden kann, muss ein Anziehmoment  $M_A$  betrachtet werden. Die maximale Montagevorspannkraft lässt sich über

$$F_{M,max} = \alpha_A \cdot (F_K + F_{BA} + F_Z) \quad (4.18)$$

ermitteln. Die Klemmkraft  $F_K$  wurde bereits in Kapitel 4.3 erwähnt und lässt sich über

$$F_K = F_Q \cdot \mu_T \quad (4.19)$$

$$F_K = 1460,4 \text{ N} \cdot 0,10 = 14604 \text{ N}$$

berechnen. Daraus ergibt sich eine maximale Montagevorspannkraft von

$$F_{M,max} = 1,7 \cdot (14603 \text{ N} + 1586 \text{ N} + 6480 \text{ N}) = 38539 \text{ N}.$$

Die minimale Montagevorspannkraft berechnet sich aus

$$F_{M,min} = \frac{F_{M,max}}{\alpha_A} = \frac{38539 \text{ N}}{1,7} = 22670 \text{ N}. \quad (4.20)$$

Das vorzuschreibende Anziehmoment  $M_A$  kann berechnet werden mit

$$M_A = F_M \cdot (0,16 \cdot P + 0,58 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot r_m). \quad (4.21)$$

Die mittlere Auflageradius  $r_m$  berechnet sich aus

$$r_m = 0,25 \cdot (D_K + D_I) = 0,25 \cdot (18 \text{ mm} + 13,5 \text{ mm}) = 7,875 \text{ mm}. \quad (4.22)$$

Damit kann durch Gl. 4.21 das Anziehmoment wie folgt angegeben werden:

$$M_A = 38919 \text{ N} \cdot (0,16 \cdot 1,75 \text{ mm} + 0,58 \cdot 0,12 \cdot 10,863 \text{ mm} + 0,12 \cdot 7,875 \text{ mm})$$

$$M_A = 76,3 \text{ Nm}.$$

Die Schraubenkraft  $F_S$  wird mit der Oberlast  $F_{Ao}$  und der Klemmkraft  $F_K$  berechnet:

$$F_S = F_{Ao} + F_K = 1825 \text{ N} + 14604 \text{ N} = 16429 \text{ N} \quad (4.23)$$

Die Abbildung 6.3 veranschaulicht die berechneten Kräfte im Verspannungsschaubild grafisch.

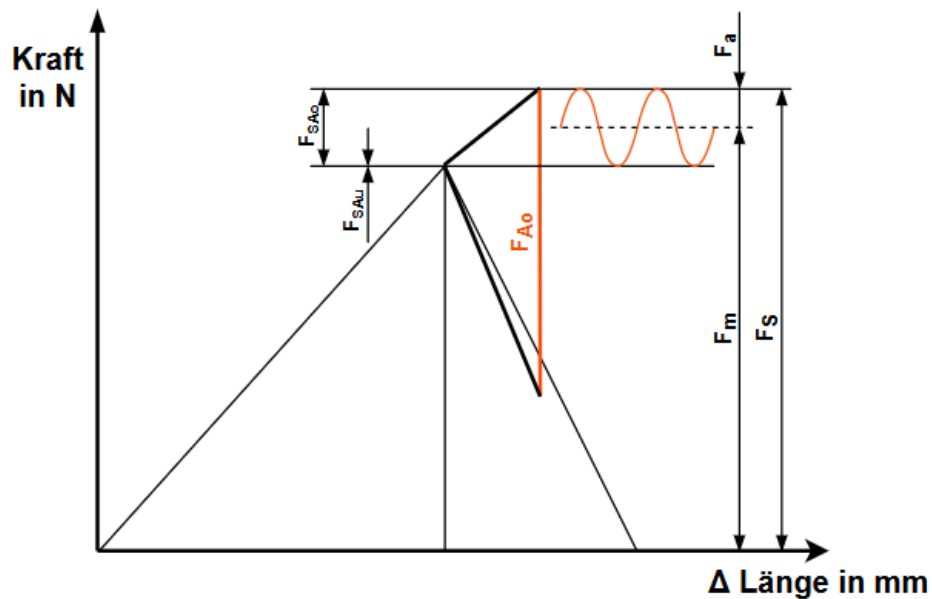


Abbildung 6.3 Verspannungsschaubild schwelende Belastung  
Quelle: In Anlehnung an Decker 2018a, S. 316

#### 6.4 Nachweis

Mit dem Schraubenanziehmoment  $M_A$  wird festgelegt, dass die Spannungsdifferenz  $\sigma_{sa}$  im maßgebenden Schraubenquerschnitt die zulässige Vergleichsspannung  $\sigma_v$  nicht überschreitet. Da die Beanspruchung auf Grund des Setzens abnimmt und dadurch eine Spannungszunahme durch die Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  berücksichtigt wird, muss eine Sicherheit der 0,1-fachen Dehngrenze beachtet werden:

$$\sigma_{sa} = \frac{F_{SA}}{A_S} \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \quad (4.24)$$

$$\frac{239 \text{ N}}{84,3 \text{ mm}^2} \leq 0,1 \cdot 640 \text{ MPa}$$

$$2,84 \text{ MPa} \leq 64 \text{ MPa}$$

Für die schwelende Belastung muss die Sicherheit gegen Dauerbruch der Schraube berechnet werden. Dabei muss der Spannungsausschlag  $\sigma_a$  unter dem Wert der zulässigen Spannung liegen. Die zulässige Spannungsausschlag  $\sigma_{a,zul}$  wird über die Ausschlagsfestigkeit  $\sigma_A$ <sup>52</sup> wie folgt berechnet:

$$\sigma_{a,zul} = 0,9 \cdot \sigma_A = 0,9 \cdot 50 \text{ MPa} = 45 \text{ MPa} . \quad (4.25)$$

<sup>52</sup> Vgl. Decker 2018b, S. 76.

Somit gilt für eine Sicherheit gegen Dauerbruch

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_S} \leq \sigma_{a,zul} \quad (4.26)$$

Mit den berechneten Werten von

$$\frac{120 \text{ N}}{84,3 \text{ mm}^2} = 1,42 \text{ MPa} \leq 45 \text{ MPa}$$

liegt der Spannungsaussschlag weit unter der zulässigen Grenze und kann somit als sicher gelten.

Durch die Schraubenkraft  $F_S$  wird der Schraubenkopf auf die Konsole gepresst. Damit sich die Konsole örtlich nicht zu stark verformt und dabei auch der Setzbetrag durch Kriechen zunimmt, muss die Flächenpressung  $p_B$  unter dem zulässigen Wert liegen.

$$p_B = \frac{F_S}{A_P} \leq p_{B,zul} \quad (4.27)$$

Die am Bauteil durch den Schraubenkopf gepresste Fläche wird über

$$A_P = \frac{\pi}{4} \cdot (D_K^2 - D_I^2) \quad (4.28)$$

$$A_P = \frac{\pi}{4} \cdot ((18 \text{ mm})^2 - (13,5 \text{ mm})^2) = 111 \text{ mm}^2$$

ermittelt. Die zulässige Flächenpressung nach VDI 2230<sup>53</sup> ist durch

$$p_{b,zul} = 300 \text{ MPa}$$

definiert.

Die Sicherheit gegen Flächenpressung ist in diesem Fall gewährleistet:

$$\frac{16429 \text{ N}}{111 \text{ mm}^2} = 148 \text{ MPa} \leq 300 \text{ MPa}$$

Zum Abschluss werden explizit die Sicherheiten der Schraubenverbindung nochmals angeführt:

Die Sicherheit gegen Fließen kann angegeben werden mit

$$S_F = \frac{F_{M,zul}}{F_{M,max}} = \frac{39910 \text{ N}}{38919 \text{ N}} = 1,04 \quad (4.29)$$

Die Sicherheit gegen Dauerbruch liegt bei

$$S_D = \frac{\sigma_{a,zul}}{\sigma_a} = \frac{45 \text{ MPa}}{1,47 \text{ MPa}} = 31,7 \quad (4.30)$$

Letztlich kann die Sicherheit gegen Pressen ermittelt werden durch

$$S_P = \frac{p_{B,zul}}{p_B} = \frac{300 \text{ MPa}}{148 \text{ MPa}} = 2,03 \quad (4.31)$$

Der Nachweis für die Schraubenverbindung ist somit erbracht und entspricht der VDI 2230 Norm.

---

<sup>53</sup> Vgl. Decker 2018b, S. 76.

## 6.5 Vergleich der Ergebnisse

Verglichen mit dem Festigkeitsnachweis in Kapitel 5 müssen im Fall der Schraubenberechnung mit KISSsoft wesentlich mehr Einstellungen geändert werden, um einen Vergleich mit der VDI-Richtlinie zu gewährleisten. Im Allgemeinen wurde für die Berechnung eine einzelne Schraubenverbindung unter Längs- und Querbearbeitung angenommen. Dabei wurden die schwellenden Betriebskräfte und die Querkraft für die jeweilige Variante festgelegt. Die Schraubendaten wurden durch eigene Eingabe vervollständigt. Der Grund hierfür liegt darin, dass bei den Schrauben in KISSsoft in den meisten Fällen eine Schaftlänge angenommen wird, welche bei der Auslegung der Schraubenverbindung nicht berücksichtigt wurde. Zudem entsprechen die Kennwerte für die Festigkeitsklasse 8.8 nicht dem VDI Standard und wurden somit in KISSsoft angepasst. Die Oberflächenrauheit für Gewinde und Kopfauflage wurden indessen nicht verändert. Zudem wurde der Anziehungsfaktor durch das Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel festgelegt. Bei der Angabe der verspannten Bauteile, welche in diesem Fall maßgebend die Konsole sind, wurden die Werte für Zugfestigkeit, Streckgrenze, etc. den Berechnungen aus Kapitel 5 angepasst. Die Stahlplatte wurde neben der Konsole nicht als verspanntes Bauteil definiert, um die Klemmlänge  $l_K = 9$  mm gemäß der VDI-Richtlinie festzulegen. Die Stahlplatte ist bereits in den Schraubendaten durch ein Sackloch ohne Tiefe definiert worden. Die Vorgaben bei der Schraubenberechnung wurden auf die zulässige Montagevorspannkraft  $F_M$  festgelegt. Die Kräfte durch das Setzen wurden durch den Setzbetrag  $f_Z$  bestimmt. Außerdem wurden die Reibzahlen für das Gewinde und Kopfauflage mit den festgelegten Werten ermittelt.

Die Ergebnisse der Schraubenverbindung weichen im Vergleich zu dem Festigkeitsnachweis und den bereits berechneten Werten ab. Es liegen Schwankungen zwischen ca. 100 – 200 N zu den berechneten Werten nach VDI-Richtlinie vor. Diese Schwankungen können auf verschiedene Ursachen zurückgeführt werden. Zum einen wird die Nachgiebigkeit in KISSsoft ausführlich berechnet. Dabei wird berücksichtigt, dass die Bauteile durch die Betriebslast nicht zentrisch belastet werden und es sich um Platten, nicht um Hohlzylinder, handelt. Die Nachgiebigkeit, die in Kapitel 6.2 berechnet wurde, ist vergleichbar mit der Flanschnachgiebigkeit in KISSsoft. Ein weiterer Grund für die Abweichung ist, dass in KISSsoft die Schraubenkraft  $F_S$  durch

$$F_S = F_{SA} + F_V$$

berechnet wird. Da die Schraubenkraft nach KISSsoft nur für das Anziehen der Schraubenverbindung wirkt, wird in Kapitel 6 mit der Langzeit wirkenden Schraubenkraft gerechnet. Außerdem ist zu erwähnen, dass die Basisinformationen bezüglich Schraubendaten, Werkstofffestigkeit sowie zulässige Spannungs- und Presswerte in diesem Fall stark von der FKM-Richtlinie abweichen und somit auch Unterschiede zwischen den Ergebnissen verursachen.

## 6.6 Ergebnisbewertung

Die Ergebnisse aus der Festigkeitsrechnung der Schraubenverbindungen ergeben, dass die verwendeten Schrauben für die jeweiligen Tragkonsole im Hinblick auf Flächenpressung, Dauerbruch und Fließen die Mindestsicherheit bieten. Bei allen drei Versionen ist die Sicherheit gegen Dauerbruch im hohen Maße erfüllt. Die Sicherheit gegen Pressen ist ebenfalls bei den Schraubenverbindungen ausreichend gegeben. In Bezug auf die Sicherheit gegen Fließen liegen die Gussvarianten im typischen Bereich bei einer Sicherheit von ca. 1,2. Das Walzprofil erreicht mit den Schraubenverbindungen nur den Mindestwert. Für eine optimale Auslegung der Schraubenverbindung würde sich deshalb eine Schraube mit größeren Abmaßen anbieten. Für das Walzprofil wurde eine weitere Auswertung mit einer Schraube M14 in KISSsoft ausgeführt. Die Sicherheit gegen Fließen liegt bei dieser Schraubenverbindung bei  $S_F = 1,68$  und somit über dem maßgebenden Bereich.

Im Allgemeinen entsprechen die Schrauben den Mindestsicherheiten für die Flanschverbindung zwischen Tragkonsole und der Stahlplatte. Kleinere Abmaße der Schrauben würden den Festigkeitsnachweis nicht erfüllen. Der Grund hierfür liegt primär in der hohen Querkraft, die die Schraube ausgehend von der Betriebskraft aufnehmen. Alternativ zu den berechneten Schraubenverbindungen können

- Passschrauben,
- Spannstift,
- Scherbuchsen,
- Drucksteckschrauben

verwendeten werden, um die hohe Querkraft aufzunehmen und gegebenenfalls die Schraubenabmaße zu verkleinern. Die Querkräfte werden dadurch über eine form- oder reibschlüssige Verbindung übertragen und in der zugehörigen Festigkeitsberechnung wird die Leibung  $\sigma_l$  und Abscherung  $\tau_\alpha$  berechnet.<sup>54</sup>

---

<sup>54</sup> Vgl. Decker 2018a, S. 323-324.



## 7. Ausblick

Ziel der Bachelorarbeit war es, eine Analyse und Auslegung von Tragkonsolen durchzuführen. Dabei lag ein besonderer Fokus auf der Fragestellung, inwiefern eine rechnergestützte Bearbeitung den Festigkeitsnachweis für die Tragkonsolen und die Schraubenverbindungen erleichtert. Die Ergebnisse der Analyse zeigen mit Blick auf die Konsolenauslegung, dass die standardmäßige Form der Konsole durchaus für die Gussvarianten mit Seitenwand gerechtfertigt ist. Verglichen mit dem Walzprofil und der Gussvariante ohne Seitenwand kann die Gussversion mit Seitenwand sowohl bei der statischen als auch bei der dynamischen Beanspruchung ein Vielfaches der Kräfte der anderen Varianten aufnehmen. In Tabelle 7.1 ist ein Vergleich für die Traglasten aufgeführt.

	<b>Walzprofil</b>	<b>Gussvariante ohne Seitenwand</b>	<b>Gussvariante mit Seitenwand</b>
<b>Statische Traglast <math>F_V</math> in N</b>	4629	2762	15441
<b>Dynamische Traglast <math>F_A</math> in N</b>	2921	1536	8601

*Tabelle 7.1 Statische und dynamische Traglasten*  
Quelle: Eigene Darstellung

Für kostengünstigere Alternativen können aber die beiden Versionen ohne Seitenwand durchaus herangezogen werden. Vor allem für das Walzprofil, welches ohnehin kostengünstiger ist, sind die Beanspruchungswerte für Anwendungen in diesem Beanspruchungsgrad geeignet. In direktem Vergleich zwischen Walzprofil und Gussvarianten ohne Seitenwand schneidet das Walzprofil besser ab. Mit einer bis zu doppelt so hohen statischen und dynamischen Betriebskraft weist das Walzprofil gute Ergebnisse auf. Die Festigkeit kann durch Wärmebehandlung oder andere Legierungselemente zudem gesteigert werden. Außerdem kann in Betracht gezogen werden, auch das Walzprofil per Schweißen mit Seitenversteifungen auszustatten. Problematisch wird es in diesem Fall in Bezug auf die Schweißnähte. Der Vergleich zwischen der Gussvariante mit Seitenversteifung und dem Walzprofil mit geschweißten Seitenversteifungen muss im Rahmen dieser Bachelorarbeit aus Gründen des Umfangs ausbleiben, stellt aber eine interessante Fragestellung für weiterführende Forschungen dar. Für eine höhere Festigkeit, Härte und einen höheren Verschleißwiderstand – vor allem um einer Rissbildung bei den Gussvarianten entgegenzuwirken – stellt eine Wärmebehandlung keine adäquate Lösung dar. Denn beim Gießen von GJS herrschen bereits die Temperaturen einer Wärmebehandlung. Hier könnte in Erwägung gezogen werden, ob die Änderung der gebundenen Kohlenstoffe, das Herstellen

eines Härtings- und Vergütungsgefüges oder eine Randschichtbehandlung die gewünschten Ergebnisse erzielen. Mit Blick auf die Flanschverbindung würde sich für die Verbindung der Gussvariante mit einer Seitenwand wegen der hohen Betriebskräfte eine Schraubenverbindung anbieten, die vor allem die Querkraft aufnimmt. Diese sind bereits in Kapitel 6.6 aufgezählt. Für das Walzprofil und die Gussvariante ohne Seitenwand bietet sich gemäß den Ergebnissen aus Kapitel 6 eine Schraubenverbindung mit den vermerkten Aspekten an, wie sie dort benannt ist.

Die Berechnungen mit den verwendeten Programmen für eine rechnergestützte Simulation haben für eine Veranschaulichung des Themas und Einarbeitung gesorgt und Fehler in den Berechnungen frühzeitig aufgezeigt. Wird dies auf Projekte in Unternehmen angewandt, so kann es zu einer Senkung der Entwicklungszeiten und somit zu einer Kostenverringerung in der Entwicklung kommen. Schwachstellen können frühzeitig erkannt werden, was positive Folgen wie die Reduktion der Versuchsreihen und die Kostenverminderung in der Produktion zeitigt. Durch die Verkürzung der Entwicklungszeiten können neue Produkte schneller auf den Markt gebracht werden. Zudem werden die wesentlichen Eigenschaften für eine Konstruktion überprüft und bereits erste Prototypen können gute Resultate erbringen.

## Literaturverzeichnis

BRAND, Michael, 2016. *FEM-Praxis mit Solidworks* [online]. *Simulation durch Kontrollrechnung und Messung verifizieren*. 3. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg [Zugriff am: 15.12.2020]. PDF e-Book. ISBN 978-3-658-09387-7. Verfügbar unter: [https://doi.org/10.1007/978-3-658-09387-7\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-658-09387-7_1)

BUNDESVERBAND DER DEUTSCHEN GIEßEREI-INDUSTRIE E.V., [kein Datum]. *Maschinenbau* [online]. Düsseldorf: Bundesverband der Deutschen Gießerei-Industrie, [kein Datum] [Zugriff am: 18.12.2020]. Verfügbar unter: <https://www.bdguss.de/einsatzgebiete-maerkte/maschinenbau/>

BUNDESVERBAND DER DEUTSCHEN GIEßEREI-INDUSTRIE E.V., 2007. *Gusseisen mit Kugelgraphit* [online]. *Herstellung – Eigenschaften – Anwendung*. Düsseldorf: Bundesverband der Deutschen Gießerei-Industrie [Zugriff am: 19.12.2020]. PDF. Verfügbar unter: [https://www.kug.bdguss.de/fileadmin/content/Publikationen-Normen-Richtlinien/buecher/Gusseisen\\_mit\\_Kugelgraphit\\_klein.pdf](https://www.kug.bdguss.de/fileadmin/content/Publikationen-Normen-Richtlinien/buecher/Gusseisen_mit_Kugelgraphit_klein.pdf)

DECKER, Karl-Heinz und andere, 2018. *Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung*. 20., neu bearbeitete Auflage. München: Hanser. ISBN 978-3-446-45029-5

DECKER, Karl-Heinz und andere, 2018. *Maschinenelemente: Tabellen und Diagramme*. 20., neu bearbeitete Auflage. München: Hanser. ISBN 978-3-446-45304-3

FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU E. V., 2012. *FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbau*. Frankfurt am Main: VDMA Verlag, 00.00.2012

GIEßEREIGESELLSCHAFT BÖHMERFELD MBH & CO., 2018. *Gusseisen mit Kugelgraphit (Sphäroguss)* [online]. Geseke: Gießereigesellschaft Böhmfeld, [kein Datum] [Zugriff am: 01.12.2020]. Verfügbar unter: <https://www.boehmfeld.de/werkstoffe/gusseisen-mit-kugelgraphit>

GIEßEREIGESELLSCHAFT BÖHMERFELD MBH & CO., 2018. *Gusseisen mit Lamellengraphit (Grauguss)* [online]. Geseke: Gießereigesellschaft Böhmfeld, [kein Datum] [Zugriff am: 01.12.2020]. Verfügbar unter: <https://www.boehmfeld.de/werkstoffe/gusseisen-mit-lamellengraphit>

GROTE, Karl-Heinrich und Jörg FELDHUSEN, 2014. *Dubbel [online]. Taschenbuch für den Maschinenbau*. 24., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin: Springer Viewegh [Zugriff am: 01.12.2020]. PDF e-Book. ISBN 978-3-642-38891-0. Verfügbar unter: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-38891-0>

IBF AUTOMATION GMBH, [kein Datum], *Serie 50 – Gusskonsole 100x100x100* [online]. Freudenberg: IBF Automation GmbH, [kein Datum] [Zugriff am: 23.14.2020]. Verfügbar unter: <https://www.aluminiumprofil.de/konsole-5.html>

KISSSOFT AG, 2020. *Unsere Geschichte* [online]. Bubikon: KISSsoft, [kein Datum] [Zugriff am: 10.12.2020]. Verfügbar unter: <https://www.kisssoft.com/de/facts/about-us/our-history>

LEHBERGER, Jürgen, Georg PYZALLA und Heinrich WEBER, 2019. *Technologie*. 17., Auflage. Köln: Westermann. ISBN 978-3-427-40610-5

MAGIN, Wolfgang, 2006. *Die Hitze macht's* [online]. *Einführung in die Werkstoffkunde – Eisenbasiswerkstoffe*. Leinfelden-Echterdingen: Konradin Verlag, 01.03.2006 [Zugriff am: 16.12.2020]. Verfügbar unter: <https://beschaffung-aktuell.industrie.de/rohstoffe/die-hitze-machts/>

OVERHAGEN, Christian, 2018. *Modelle zum Walzen von Flach- und Vollquerschnitten* [Dissertation]. Essen: Universität Duisburg-Essen

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V., 2015. *VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen: Zylindrische Einschraubenverbindung*. Düsseldorf: Beuth, 00.11.2015

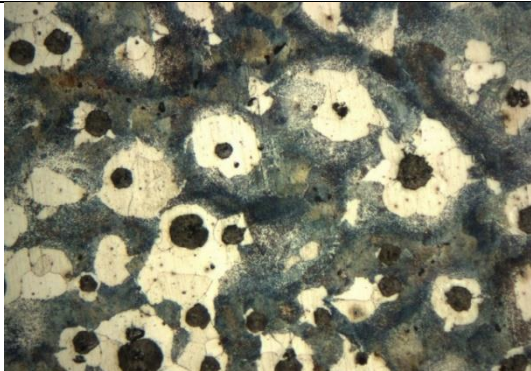
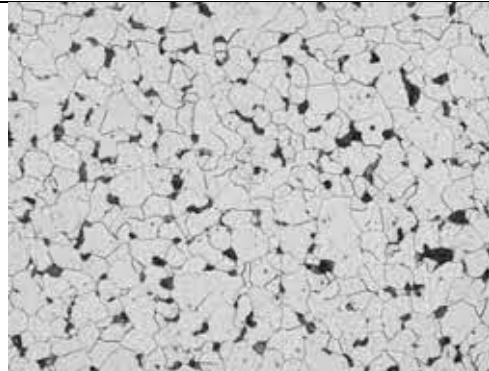
WÄCHTER, Michael, Christian MÜLLER und Alfons ESDERTS, 2017. *Angewandter Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie* [online]. *Kurz und bündig*. Wiesbaden: Springer Vieweg [Zugriff am: 20.09.2020]. PDF e-Book. ISBN 978-3-658-17459-0. Verfügbar unter: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-17459-0>

WÜRTH INDUSTRIE GMBH & CO, [kein Datum]. *Dimensionierung von metrischen Schraubenverbindungen* [online]. Bad Mergentheim: Würth Industrie [Zugriff am: 15.12.2020]. PDF. Verfügbar unter: [https://www.wuerth-industrie.com/web/media/de/pictures/wuerthindustrie/technikportal/dinokapitel/Kapitel\\_06\\_DINO\\_techn\\_Teil.pdf](https://www.wuerth-industrie.com/web/media/de/pictures/wuerthindustrie/technikportal/dinokapitel/Kapitel_06_DINO_techn_Teil.pdf)

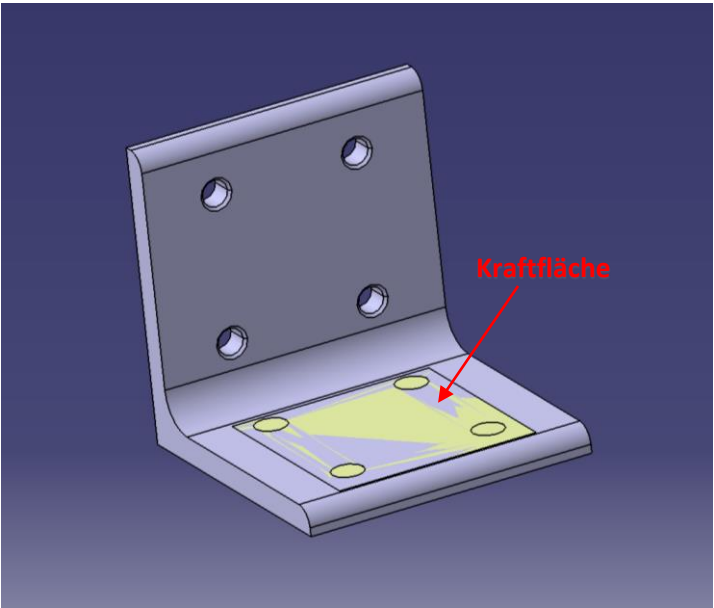
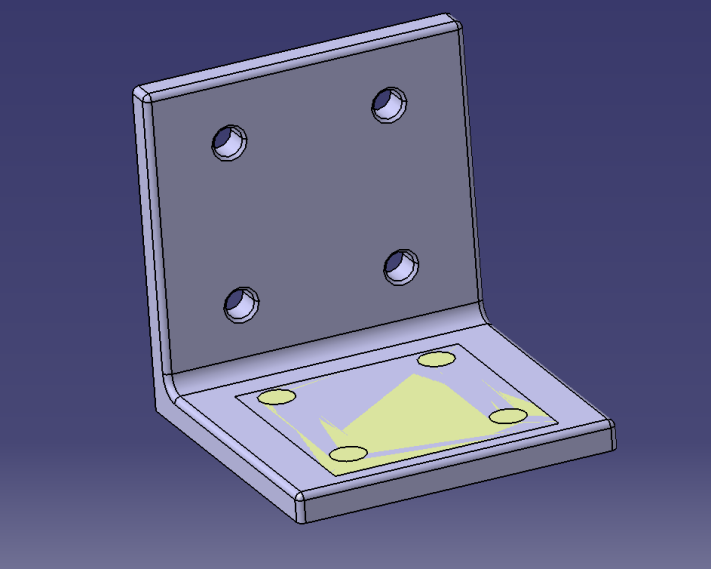
## Anhang

Anhang 1: Vergleich zwischen S235 und GJS-400-15.....	49
Anhang 2: CAD – Konstruktion.....	50
Anhang 3: Konvergenz .....	52
Konvergenztabelle.....	54
Anhang 4: Vergleichsspannungen für die statische Analyse in ANSYS.....	55
Anhang 5: Ausschlagsamplitude für die dynamische Analyse in ANSYS .....	57
Anhang 6: Vordimensionierung .....	59
Anhang 7: Berechnung der plastischen Formzahl $K_p$ .....	60
Anhang 8: FKM-Nachweis mit Vergleichswerten [Excel-Tabelle].....	61
Anhang 9: FKM-Nachweis mit optimaler Auslegung der Tragkonsole [Excel-Tabelle] .....	67
Anhang 10: Schraubenberechnung nach VDI 2230 [Excel-Tabelle].....	73

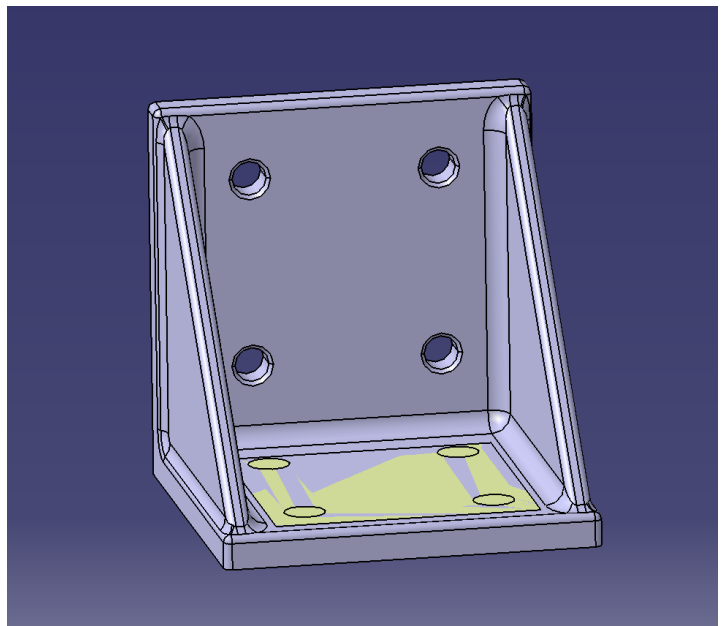
## Anhang 1: Vergleich zwischen S235 und GJS-400-15

	S235	GJS-400-15
Werkstoff	Unlegierter Baustahl	Gusseisen mit Kugelgraphit
Gefügezusammensetzung	Fast 100% Ferrit	Fast 100% Ferrit
Namensgebung	Steht für die Streckgrenze	Steht für Zugfestigkeit und Bruchdehnung
Zugfestigkeit $R_m$	250 MPa	400 MPa
Streckgrenze $R_p$	235 MPa	360 MPa
Bruchdehnung A	17 %	15 %
Schmelzpunkt	1250 – 1460 °C	1150 °C
Gefügausschnitt	 <p>Abbildung 1 Gefügebild GJS Quelle: Gießereigesellschaft Böhmerfeld, 2018a</p> <p>Kugelgraphitkristalle in dunklen, rundlichen Körnern – ca. 80 % Ferrit, 20 % Kugelgraphit</p>	 <p>Abbildung 2 Gefügebild S235 Quelle: Gießereigesellschaft Böhmerfeld, 2018b</p> <p>Ferrit (hell), Perlit (dunkel)</p>
Quelle: Lehberger 2019		

## Anhang 2: CAD – Konstruktion

	CATIA Modell
Walzprofil	 <p>A 3D CAD model of a metal bracket made from a rolled profile. The bracket has a vertical backplate with four circular holes and a horizontal base plate with four circular holes. A yellow triangular area on the base plate is highlighted, representing a force area. A red arrow points to this area with the label 'Kraftfläche'.</p>
Quelle: Screenshot von CATIA	
Gussvariante ohne Wand	 <p>A 3D CAD model of a cast variant of the bracket. It has the same basic shape as the rolled profile version but lacks the vertical backplate wall. The yellow triangular force area on the base plate is highlighted, and the entire model is shown with a thin, uniform wall thickness.</p>
Quelle: Screenshot von CATIA	

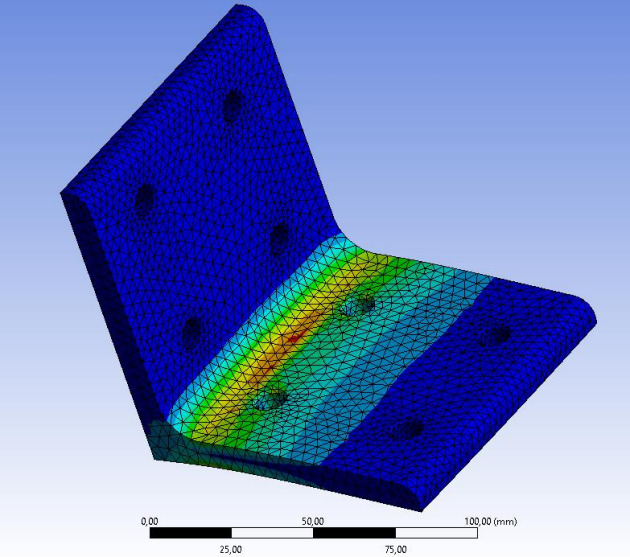
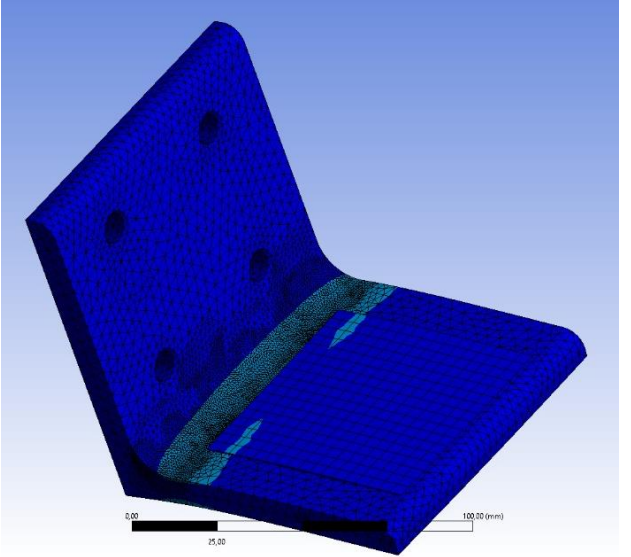
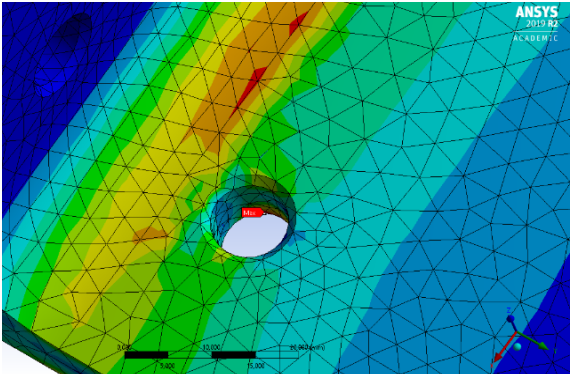
Gussvariante mit Wand



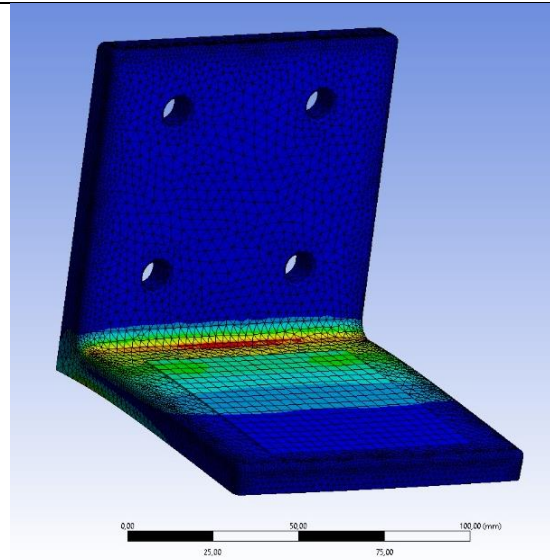
Quelle: Screenshot von CATIA



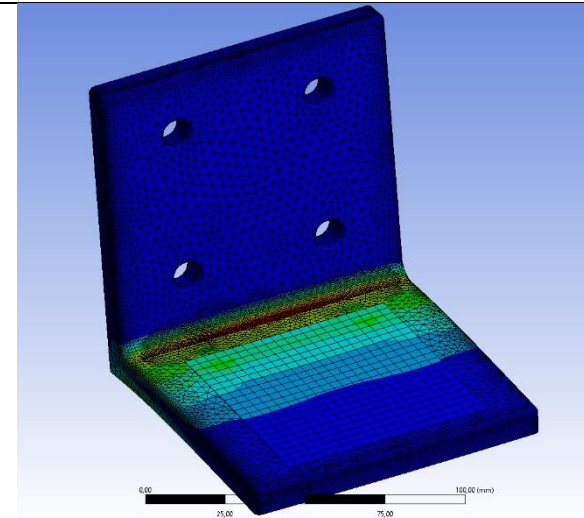
## Anhang 3: Konvergenz

	Grobe Vernetzung	Auskonvergiertes Netz
Netzverfeinerung über die ganze Tragkonsole am <b>Walzprofil</b>		
Besonders auffällig: Maximale Spannungsspitze tritt an der Bohrung auf		
Quelle: Screenshot von ANSYS		

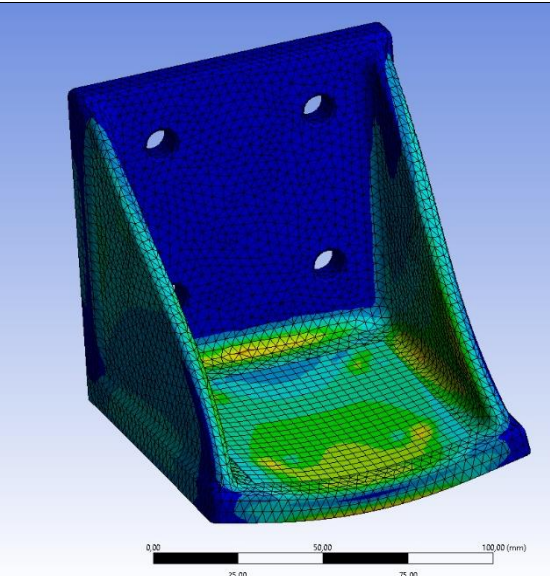
Netzverfeinerung über die ganze Tragkonsole an der  
**Gussvariante ohne  
Seitenwand**



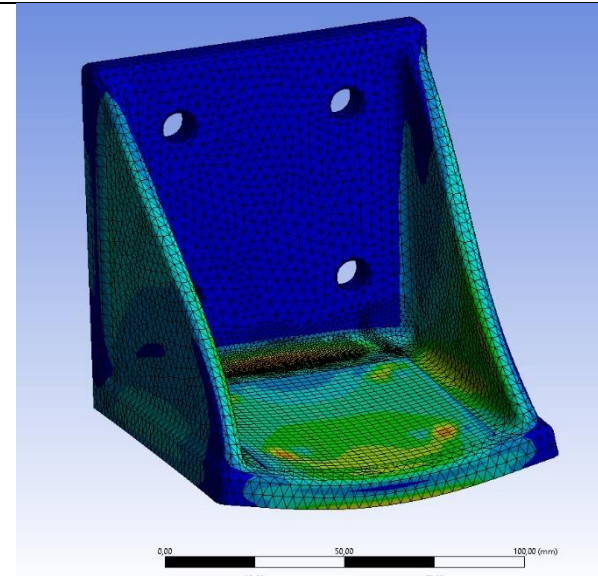
Quelle: Screenshot von ANSYS



Netzverfeinerung über die ganze Tragkonsole an der  
**Gussvariante mit  
Seitenwand**



Quelle: Screenshot von ANSYS



## Konvergenztabelle

Die folgende Tabelle 1 zeigt die Simulationsergebnisse von ANSYS zu der Konvergenzstudie der jeweiligen Varianten.

<b>Walzprofil</b>				
<b>Nummer</b>	Spannung in MPa	Knoten	Abweichung in %	Elemente
<b>1</b>	188	51793	10,0	33004
<b>2</b>	194	99454	3,55	66826
<b>3</b>	196	239045	0,687	167703
<b>Guss mit Wand</b>				
<b>Nummer</b>				
<b>1</b>	190	109222	10,0	70731
<b>2</b>	204	152032	7,21	101426
<b>3</b>	208	220671	2,18	151192
<b>Guss ohne Wand</b>				
<b>Nummer</b>				
<b>1</b>	206	153704	10,0	99638
<b>2</b>	208	203790	3,79	137516
<b>3</b>	208	216158	1,17	145915

Tabelle 1 Daten zur Konvergenzstudie aus ANSYS

Quelle: Eigene Darstellung

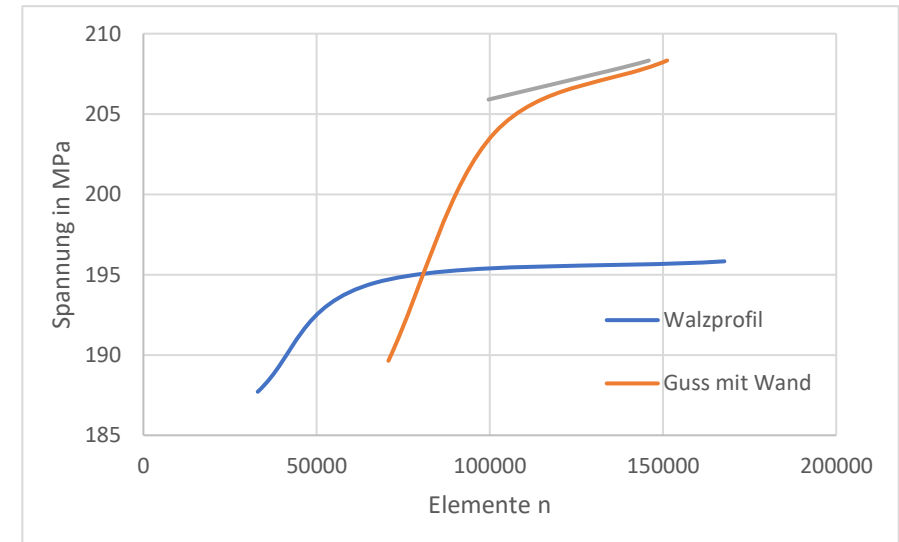
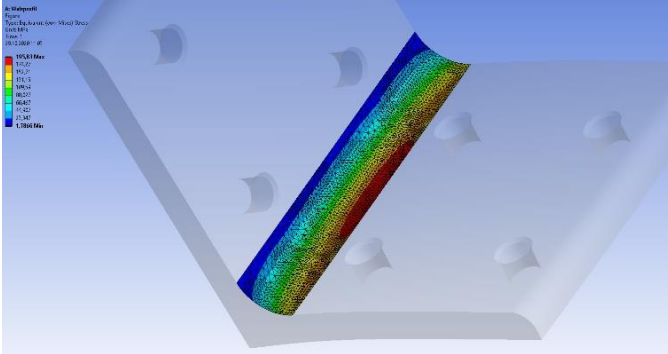
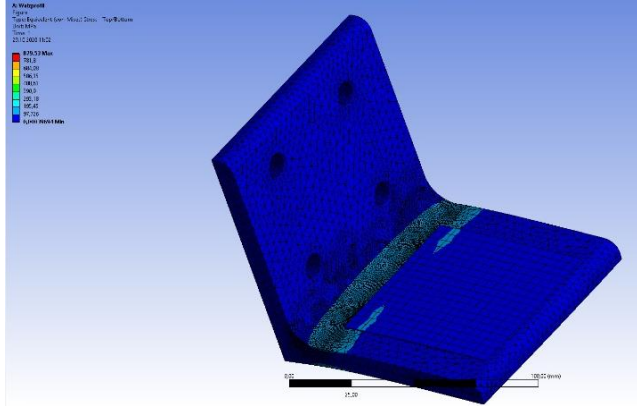
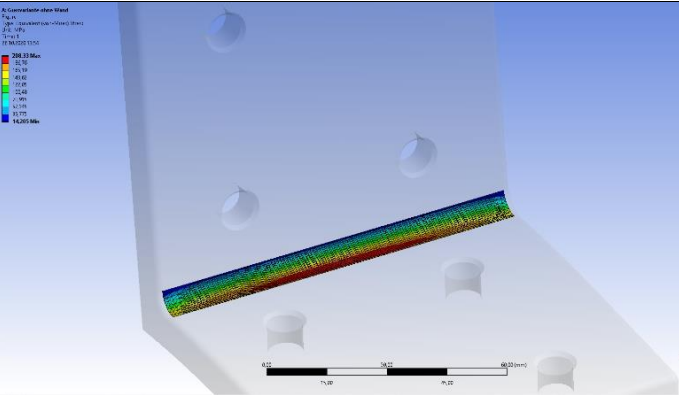
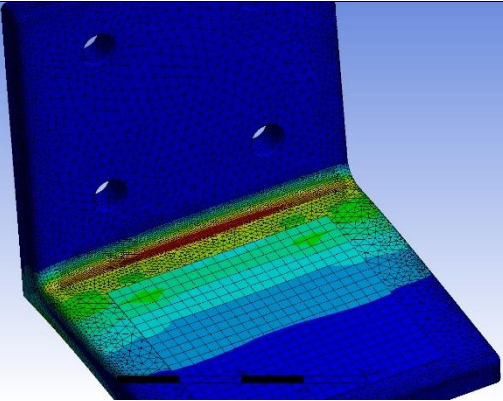


Abbildung 3 Konvergenzstudie

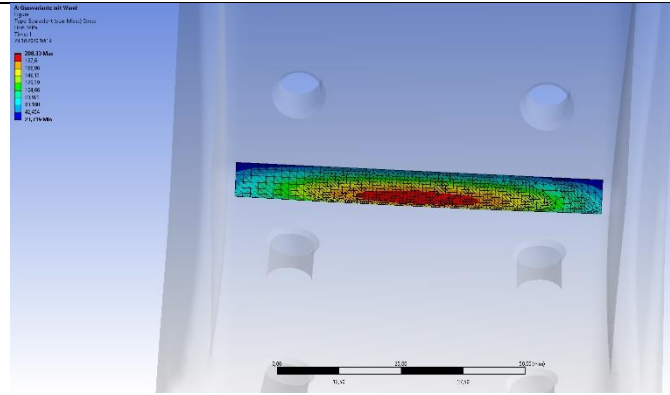
ANSYS hat die Konvergenz in drei Lösungsschritten ermittelt. Die nebenstehende Abbildung 3 zeigt die Spannung in Abhängigkeit der Elemente. Dabei ist zu erkennen, dass das Walzprofil stetig auf den stationären Endwert konvergiert ist, die Gussvarianten ohne Seitenwand schon zu Beginn eine hohe Anzahl an Elementen hat und somit die Elementanzahl nicht stark ansteigt und bei der Gussvariante mit Seitenwand während des Konvergenzablaufes ein rasanten Anstieg der Vergleichsspannung gibt.

Abbildung 4.5 basiert ebenfalls auf den Werten der Tabelle 1.

# Anhang 4: Vergleichsspannungen für die statische Analyse in ANSYS

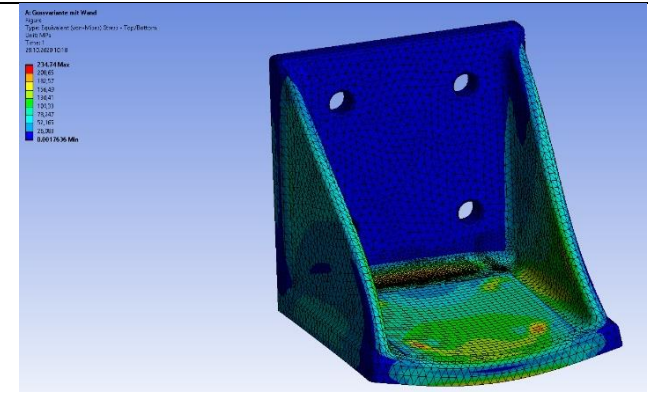
	Kerbe	Vollständige Konsole
<p>Walzprofil</p> <p>Quelle: Screenshot von ANSYS</p>	 <p>Vergleichsspannung <math>\sigma_V = 196 \text{ MPa}</math></p>	 <p>Vergleichsspannung <math>\sigma_V = 880 \text{ MPa}</math></p>
<p>Gussvariante ohne Seitenwand</p> <p>Quelle: Screenshot von ANSYS</p>	 <p>Vergleichsspannung <math>\sigma_V = 208 \text{ MPa}</math></p>	 <p>Vergleichsspannung <math>\sigma_V = 208 \text{ MPa}</math></p>

Gussvariante mit  
Seitenwand



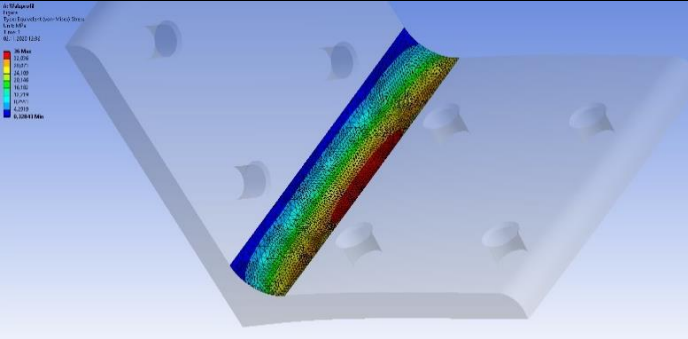
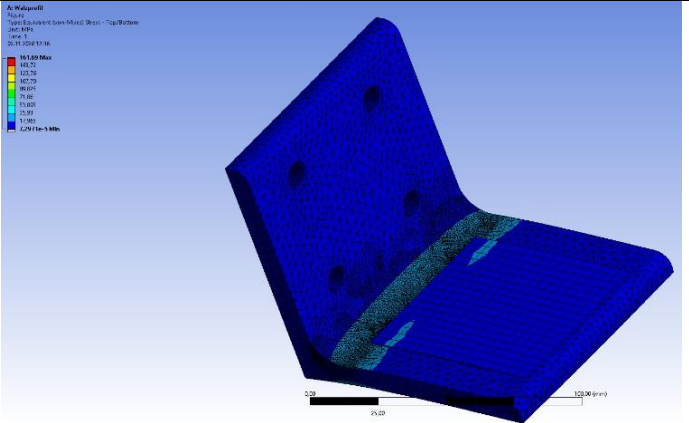
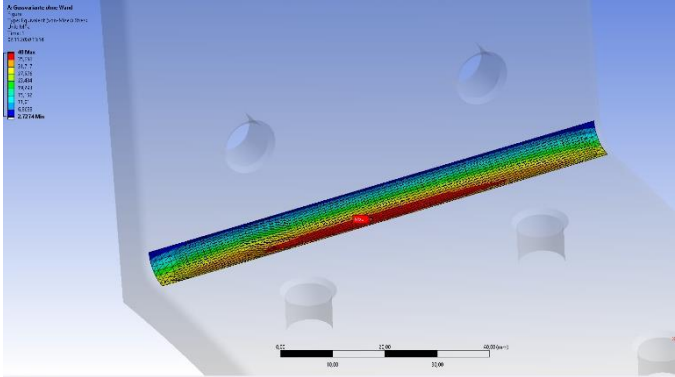
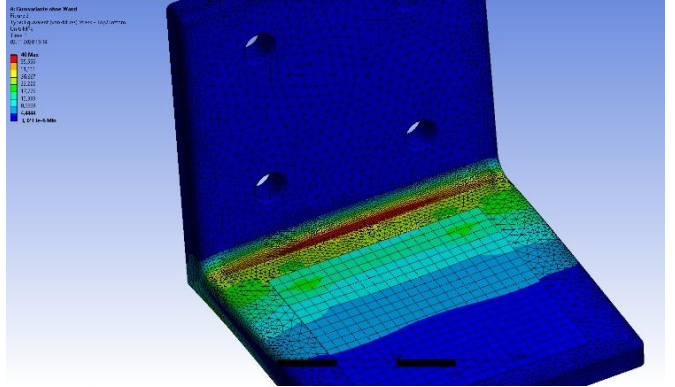
Vergleichsspannung  $\sigma_V = 208$  MPa

Quelle: Screenshot von ANSYS

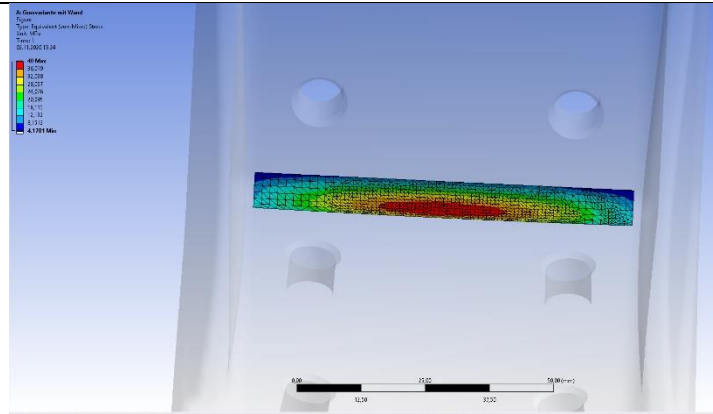


Vergleichsspannung  $\sigma_V = 235$  MPa

## Anhang 5: Ausschlagsamplitude für die dynamische Analyse in ANSYS

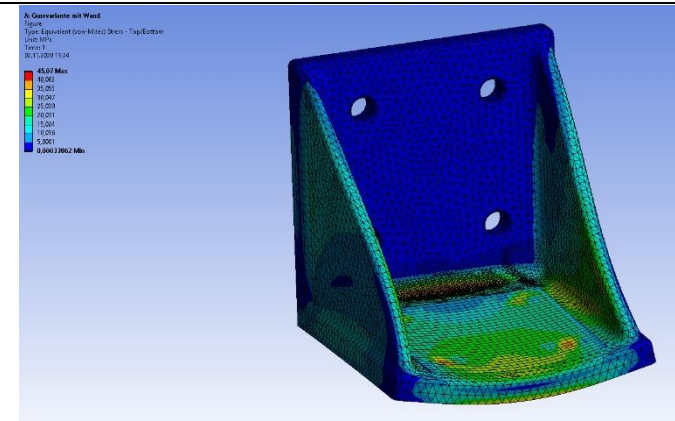
	Kerbe	Vollständige Konsole
Walzprofil	 <p>Quelle: Screenshot von ANSYS</p>	 <p>Quelle: Screenshot von ANSYS</p>
Gussvariante ohne Seitenwand	 <p>Quelle: Screenshot von ANSYS</p>	 <p>Quelle: Screenshot von ANSYS</p>
	Vergleichsspannung $\sigma_V = 36$ MPa	Vergleichsspannung $\sigma_V = 162$ MPa
	Vergleichsspannung $\sigma_V = 40$ MPa	Vergleichsspannung $\sigma_V = 40$ MPa

Gussvariante mit  
Seitenwand



Quelle: Screenshot von ANSYS

Vergleichsspannung  $\sigma_V = 40$  MPa



Vergleichsspannung  $\sigma_V = 45,1$  MPa

## Anhang 6: Vordimensionierung

Mit der unten abgebildeten Tabelle wird durch eine überschlägige Rechnung eine prinzipielle Abmessung für die Schraube ermittelt. In Spalte 1 ist die zulässige Montagevorspannkraft  $F_M$  dargestellt und in Spalte 2 – 4 die Nenndurchmesser mit der jeweiligen Festigkeitsklasse. Da es sich bei der Tragkonsolenauslegung um einen Standardfall handelt, wird mit der Festigkeitsklasse 8.8 gerechnet.

Das Vorgehen wird exemplarisch für das Walzprofil durchgeführt:

1. Zuerst wird in Spalte 1 mit  $F_Q$  (= 1460 N) die Kraft ausgewählt  $\Rightarrow$  Zeile 5
2. Die Maßgebende Kraft ist die Querkraft  $F_Q \Rightarrow + 4$  Zeilen
3. Das Anziehen erfolgt mit einfachen Drehschrauber  $\Rightarrow + 2$  Zeile

1	2	3	4
Kraft in N	Nenndurchmesser in mm		
	Festigkeitsklasse		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1.000	M3	M3	M3
→ 1.600	M3	M3	M3
2.500	M3	M3	M4
4.000	M4	M4	M5
6.300	M4	M5	M6
+ 4 → 10.000	M5	M6	M8
16.000	M6	M8	M10
+ 2 → 25.000	M8	M10	M12
40.000	M10	M12	M14
63.000	M12	M14	M16
100.000	M16	M18	M20
160.000	M20	M22	M24
250.000	M24	M27	M30
400.000	M30	M33	M36
630.000	M36	M39	

Tabelle 2 Vordimensionierung  
Quelle: Würth, S. 1787

Für die normgerechte Auslegung der Schraubenverbindung kann zu Beginn mit einer Schraube M12 x 8.8 gerechnet werden und gegebenenfalls der Durchmesser angepasst werden.



## Anhang 7: Berechnung der plastischen Formzahl $K_p$

Für die Berechnung der plastischen Formzahl  $K_p$  für das Walzprofil gilt für die Berechnung die Gleichung 2.7

$$K_p = \frac{\text{vollständige Traglast}}{\text{elastische Grenzlast}}$$

Dabei stellt das Verhältnis die Steigerung der elastischen Grenzlast  $L_e$  am Nachweispunkt dar, bevor es zum Erreichen der vollplastischen Traglast  $L_p$  und dadurch zum plastischen Kollaps kommt. Die elastische Grenzlast  $L_e$  wird durch Erreichen der Streckgrenze  $R_e = 235 \text{ MPa}$  in ANSYS ermittelt. Dabei wird vorgegangen wie bereits zur Ermittlung der statischen Betriebskraft in Kapitel 4.2.1 über Dreisatz. In diesem Fall sieht die Rechnung wie folgt aus:

$$1 \text{ N} \cong 0,0346 \text{ MPa}$$

$$6788 \text{ N} \cong 235 \text{ MPa}$$

Somit ergibt sich für die elastische Grenzlast von  $L_e = 6788 \text{ N}$ .

Für die Berechnung der plastischen Traglast wurde die Materialeigenschaft für das Walzprofil durch eine isotrope Elastizität angepasst. Dort würde die bereits genannte Streckgrenze hinterlegt. In Anschluss wurde die Konsole mit einer steigenden Kraft belastet und sobald im Spannungsschaubild die Spannung nicht verändert, kann die Kraft für den letzten steigenden Lastschritt als vollplastische Traglast angenommen werden. In diesem Fall ist die Streckgrenze am 8. Lastschritt erreicht worden und somit liegt eine plastische Traglast von  $L_p = 7200 \text{ N}$  vor. In der folgenden Abbildung 4 ist ein Ausschnitt für diesen Lastschritt angefügt.

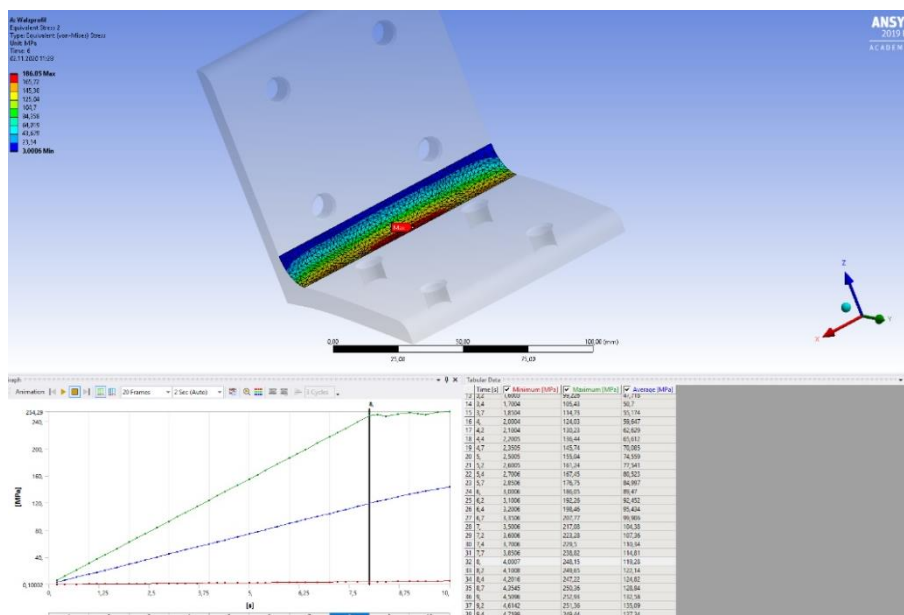


Abbildung 4 vollplastische Traglast

Quelle: Screenshot aus ANSYS

Das Nachjustieren für die statische und dynamische Traglast wurde anhand der berechneten Werte für den jeweiligen Auslastungsgrad durchgeführt. Da sowohl die statische Traglast als auch die dynamische Traglast linear mit den Auslastungsgraden verknüpft sind, wird durch Reduzierung der Kraft bei dem statischen Nachweis und Erhöhung der Kraft bei dem dynamischen Nachweis, die Kraft so lange verändert, bis die jeweiligen Auslastungsgrade eine hundertprozentige Auslastung der Tragkonsolen versprechen.

### Anhang 8: FKM-Nachweis mit Vergleichswerten

Geg:	Material	Streckgrenze R <sub>p</sub> in MPA	Zugfestigkeit R <sub>m</sub> in MPA	Dicke s in mm	E-Modul in MPA	Bruchdehnung A in %
Walzprofil nach EN10056-1	S235	235	360	9	210.000	17%
Guss ohne Wand	GJS-400-15	250	400	9	170.000	15%
Guss mit Wand	GJS-400-15	250	400	9	170.000	15%
	Walzprofil	Guss ohne Seitenwand	Guss mit Seitenwand	ANSYS	Anmerkung	
<b>Statischer Festigkeitsnachweis</b>						
Vergleichsspannung sigma <sub>zul</sub> in MPA	196	208	208			
max. Kraft F <sub>zul</sub> in N	5657	4511	25221	x	Vergleichskraft	
Hydrostatische Spannung sigma <sub>H</sub> in MPA	94,1	98,5	96,8	x		
Mehrschichtigkeit h	0,481	0,473	0,465		ebener Spannungszustand (Kerbe ist nicht belastet)	
<b>Werkstoffkennwerte</b>						
Probenstücknormwerte						
R <sub>m,N</sub> in MPA	360	400	400			
R <sub>p,N</sub> / R <sub>e,N</sub> in MPA	235	250	250		R <sub>e,N</sub> für Walzprofil	
d <sub>eff,N</sub> in mm	40	60	60			
Effektiver Durchmesser d <sub>eff</sub> in mm	9	18	18		Nr. 3: Walzprofil Fall 2, Guss Fall 1	
Technologischer Größenfaktor K <sub>d,m</sub>	1	1	1			
Technologischer Größenfaktor K <sub>d,p</sub>	1	1	1			
Anisotropiefaktor K <sub>A</sub>	0,9	1	1			
<u>Bauteil-Normwerte</u>						
R <sub>m</sub> in MPA	324	400	400			
R <sub>p</sub> in MPA	212	250	250			
<b>Druck- und Schubfestigkeitsfaktoren</b>						
Druckfestigkeitsfaktor f <sub>sigma</sub>	1	1	1			
Temperaturfaktor K <sub>T,m</sub>	1	1	1			

<b>Konstruktionskennwerte</b>					
Für Walzprofil					
Vollplastische Traglast $L_p$ in N	7200				x
Elastische Grenzlast $L_e$ in N	6788				x
Plastische Formzahl $K_p$	1,06				
Für Guss					
Plastische Formzahl $K_{p,a}$		1		1	
Minimum der ertragbaren Dehnung $\epsilon_0$	5%	4%		4%	
Referenzdehnung $\epsilon_{ref}$	17%	6%		6%	
Ertragbare Gesamtdehnung $\epsilon_{ertr}$	13,0%	4,64%		4,69%	
Plastische Stützzahl $n_{pl}$	1,06	1		1	
<b>Bauteilfestigkeit</b>					
$\sigma_{SK}$ in MPA	224	250		250	
<b>Sicherheitsfaktoren</b>					
Lastfaktor $j_S$	1	1		1	
Einzel-Sicherheitsfaktoren (Materialfaktoren)					Schadensfolge: mittel, Wahrscheinlichkeit: hoch
$j_m$	1,85	1,85		1,85	
$j_p$	1,4	1,4		1,4	
Teil-Sicherheitsfaktor für Guss					
$j_G$		1,4		1,4	Für nicht zerstörungsfrei geprüfte Bauteile
Gesamt-Sicherheitsfaktor $j_{ges}$	1,4	1,96		1,96	
<b>Nachweis</b>					
Vergleichsspannungsgrad $a_{SK}$	1,22	1,63		1,63	
Kontrolle der Mehrachsigkeit					
Da bei allen drei Varianten $h_{min} < h < h_{max}$ , Kontrolle nicht erforderlich.					

Dynamischer Festigkeitsnachweis					
sigma_a,zul in MPA	36	40	40		
F_a,zul in N	1040	866	4842	x	Vergleichskraft
sigma_1 in MPA	40,4	44,7	44,5	x	
sigma_2 in MPA	11,5	11,9	11,2	x	
sigma_3 in MPA	0,28	1,13	1,06	x	ebener Spannungszustand, sigma_3 wird als 0 angenommen
Spannungsverhältnis R	0	0	0		schwellende Belastung
<b>Werkstoffkennwerte</b>					
Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor f_W,sigma	0,45	0,34	0,34		
Wechselfestigkeit sigma_W,zd in MPA	146	136	136		
<b>Temperaturfaktor</b>					
Temperaturfaktor K_T,D	1	1	1		Normale Temperatur
<b>Konstruktionswerte</b>					
<u>Stützzahlen</u>					
Stützzahl nach Stieler					
Kerbradius r_1 in mm	12	5	5		
Spannungsgefälle G_sigma,1	0,167	0,4	0,4		
Konstante a_G	0,5	0,05	0,05		
Konstante b_G	2700	3200	3200		
n_sigma,1	1,10	1,42	1,42		
n_sigma,2	1	1	1		In sigma_2 Richtung kein Spannungsgefälle, deswegen n_sigma,2 = 1
Werkstoffmechanische Stützzahl					
Statische Stützzahl n_st	0,957	0,960	0,985		
Referenzoberfläche A_ref,st in mm^2	500	500	500		
hochbeanspruchte Oberfläche A_sigma,st in mm^2	1879,6	752,99	578,75	x	
Weibull-Exponent	30	10	10		

<i>Verformungsmechanische Stützzahl <math>n_{vm}</math></i>	1,11	1	1
wechselplastische Dehnugn $\epsilon_{pl,W}$	$2 \cdot 10^{-4}$		
$n_{Strich}$	0,15		
<i>Bruchmechanische Stützzahl <math>n_{bm,1}</math></i>	1,02		
Referenzzugfestigkeit $R_{m,bm}$ in MPA	680		
Spannungsgradient $G_1$	0,167		
$n_{sigma,1,2}$	1,081	0,960	0,985
<b><u>Rauheitsfaktor</u></b>			
mittlere Rauheit $R_z$ in mm	0,2	0,2	0,2
Konstante $a_{R,sigma}$	0,22	0,16	0,16
Konstante $R_{m,N,min}$ in MPA	400	400	400
<i>Rauheitsfaktor <math>K_{R,sigma}</math></i>	1,03	1,03	1,03
Kerbwirkungszahl $K_f$	2	1,5	1,5
Randschichtfaktor $K_V$	1	1	1
Schutzfaktor $K_S$	1	1	1
Faktor $K_{NL,E}$	1	1	1
<i>Konstruktionsfaktoren <math>K_{WK,sigma,1}</math></i>	0,897	0,688	0,688
<i>Konstruktionsfaktoren <math>K_{WK,sigma,2}</math></i>	0,984	0,978	0,978
<b>Bauteilfestigkeit</b>			
<i>Bauteil-Wechselfestigkeit <math>\sigma_{WK,1}</math> in MPA</i>	163	198	198
<i>Bauteil-Wechselfestigkeit <math>\sigma_{WK,2}</math> in MPA</i>	148	139	139
<b>Bauteil-Dauerfestigkeit</b>			
<i>Mittelspannungsempfindlichkeit <math>M_{sigma}</math></i>	0,0134	0,22	0,22
Konstante $a_M$	0,35	0,35	0,35
Konstante $b_M$	-0,1	0,08	0,08
Eigenspannungsfaktor $K_{E,sigma}$	1	1	1

<b>Dauerfestigkeitsschaubild</b>					
Überlastungsfall 2 / Bereich 2					Spannungsverhältnis R konstant, für R = 0
Mittelspannungsfaktor $K_{AK}$	0,987	0,820	0,820		$K_{AK} = K_{AK,1} = K_{AK,2}$ , $\sigma_m/\sigma_a = 1$
Dauerfestigkeit $\sigma_{AK,1}$ in MPA	160	162	162		
Dauerfestigkeit $\sigma_{AK,2}$ in MPA	146	114	114		
<b>Bauteil-Betriebsfestigkeit</b>					
Einstufenkollektiv (konst. Amplitude)					
Bauteil-Wöhlerlinie Typ 1 (Stahl und Eisengusswerkstoffe)					
Betriebsfestigkeitsfaktor $K_{BK}$	1	1	1		$K_{BK} = K_{BK,1} = K_{BK,2}$ , Für $N = \infty$
$\sigma_{BK,1}$ in MPA	160	162	162		
$\sigma_{BK,2}$ in MPA	146	114	114		
<b>Bauteil-Wöhlerlinie</b>					
Knickpunktzyklenzahl $N_{D,\sigma}$	$10^6$	$10^6$	$10^6$		
$k_{\sigma}$	5	5	5		
<b>Begrenzung der Maximalamplitude</b>					
$\sigma_{BK,max}$ in MPA	168	188	188		
Betriebsfestigkeit $\sigma_{BK,1}$ in MPA	160	162	162		Vergleich, Bedingung nicht erfüllt
Betriebsfestigkeit $\sigma_{BK,2}$ in MPA	146	114	114		Vergleich, Bedingung nicht erfüllt
<b>Sicherheitsfaktoren</b>					
Last-Sicherheitsfaktor $j_S$	1	1	1		
Material-Sicherheitsfaktor $j_F$	1,4	1,4	1,4		regelmäßige Inspektion: nein, Schadenfolge: mittel
Gussfaktoren $j_G$		1,4	1,4		nicht zerstörungsfrei geprüfte Gussstücke
Gesamtsicherheitsfaktor $j_D$	1,4	1,96	1,96		

<b>Nachweis</b>				
zyklischer Auslastungsgrad $a_{BK,\sigma,1}$	0,314	0,484	0,484	
zyklischer Auslastungsgrad $a_{BK,\sigma,2}$	0,345	0,688	0,688	
$\sigma_{a,1} = \sigma_a$ in MPA	36	40	40	
<u>Überlagerung der Spannungsarten</u>				
Konstante q	0	0,264	0,264	
$a_{NH}$	0,345	0,688	0,688	
$a_{GH}$	0,331	0,612	0,612	
$a_{BK,\sigma_{av}}$	0,331	0,632	0,632	

### Anhang 9: FKM-Nachweis mit optimaler Auslegung der Tragkonsole

Geg:	Material	Streckgrenze R <sub>p</sub> in MPA	Zugfestigkeit R <sub>m</sub> in MPA	Dicke s in mm	E-Modul in MPA	Bruchdehnung A	hochbeanspruchte Fläche A in mm <sup>2</sup>
Walzprofil nach EN10056-1	S235	235	360	9	210.000	17%	1879,60
Guss ohne Wand	GJS-400-15	250	400	9	170.000	15%	752,99
Guss mit Wand	GJS-400-15	250	400	9	170.000	15%	578,75

	Walzprofil	Guss ohne Wand	Guss mit Wand	Anmerkung
--	------------	----------------	---------------	-----------

#### Statischer Festigkeitsnachweis

Vergleichsspannung sigma_v in MPA	160	128	128	
max. Kraft F_max in N	4629	2762	15441	max. Kraft für statische Sicherheit
Hydrostatische Spannung sigma_H in MPA	77,0	60,3	59,2	
Mehrachsigkeit h	0,481	0,473	0,464	ebener Spannungszustand (Kerbe ist nicht belastet)
<b>Werkstoffkennwerte</b>				
Probenstücknormwerte				
R <sub>m,N</sub> in MPA	360	400	400	
R <sub>p,N</sub> / R <sub>e,N</sub> in MPA	235	250	250	R <sub>e,N</sub> für Walzprofil
d_eff,N in mm	40	60	60	
Effektiver Durchmesser d_eff in mm	9	18	18	Nr. 3: Walzprofil Fall 2, Guss Fall 1
Technologischer Größenfaktor K <sub>d,m</sub>	1	1	1	
Technologischer Größenfaktor K <sub>d,p</sub>	1	1	1	
Anisotropiefaktor K <sub>A</sub>	0,9	1	1	
<b>Bauteil-Normwerte</b>				
R <sub>m</sub> in MPA	324	400	400	
R <sub>p</sub> in MPA	212	250	250	
<b>Druck- und Schubfestigkeitsfaktoren</b>				
Druckfestigkeitsfaktor f_sigma	1	1	1	
Temperaturfaktor K <sub>T,m</sub>	1	1	1	



<b>Konstruktionskennwerte</b>				
Für Walzprofil				
Vollplastische Traglast $L_p$ in N	7200			
Elastische Grenzlasterlast $L_e$ in N	6788			
Plastische Formzahl $K_p$	1,06			
Für Guss				
Plastische Formzahl $K_{p,a}$		1	1	Für Gussbauteile ist die plastische Formzahl durch die FKM-Richtlinie vorgegeben.
Minimum der ertragbaren Dehnung $\epsilon_0$	5%	4%	4%	
Referenzdehnung $\epsilon_{ref}$	17%	6%	6%	
Ertragbare Gesamtdehnung $\epsilon_{ertr}$	13,0%	4,64%	4,69%	
Plastische Stützzahl $n_{pl}$	1,06	1	1	
<b>Bauteilfestigkeit</b>				
$\sigma_{SK}$ in MPA	224	250	250	
<b>Sicherheitsfaktoren</b>				
Lastfaktor $j_S$	1	1	1	
Einzel-Sicherheitsfaktoren (Materialfaktoren)				Schadensfolge: mittel, Wahrscheinlichkeit: hoch
$j_m$	1,85	1,85	1,85	
$j_p$	1,4	1,4	1,4	
Teil-Sicherheitsfaktor für Guss				
$j_G$		1,4	1,4	Für nicht zerstörungsfrei geprüfte Bauteile
Gesamt-Sicherheitsfaktor $j_{ges}$	1,4	1,96	1,96	
<b>Nachweis</b>				
Vergleichsspannungsgrad $a_{SK}$	1,00	1,00	1,00	
Kontrolle der Mehrachsigkeit				
drei Varianten $h_{min} < h < h_{max}$ , Kontrolle nicht erforderlich.				
<b>KISSsoft</b>				
Auslastungsgrad $a_{SK,max}$	100%	100%	100%	Bei Walzprofil Zugfestigkeit und Streckgrenze auf Walzen abstimmen. ( $K_A$ - Wert)

## Dynamischer Festigkeitsnachweis

sigma_a in MPA	101	70,9	71,0	
F_a in N	2921	1536	8601	max. Kraft für Dauerfestigkeit
sigma_1 in MPA	113	79,3	79,0	
sigma_2 in MPA	32,4	21,2	19,9	
sigma_3 in MPA	0,781	2,01	1,88	ebener Spannungszustand, sigma_3 wird als 0 angenommen
Spannungsverhältnis R	0	0	0	schwellende Belastung
<b>Werkstoffkennwerte</b>				
Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor f_W,sigma	0,45	0,34	0,34	
Wechselfestigkeit sigma_W,zd in MPA	146	136	136	
<b>Temperaturfaktor</b>				
Temperaturfaktor K_T,D	1	1	1	Normale Temperatur
<b>Konstruktionswerte</b>				
Stützzahlen				
Stützzahl nach Stieler				
Kerbradius r_1 in mm	12	5	5	
Spannungsgefälle G_sigma,1	0,167	0,4	0,4	
Konstante a_G	0,5	0,05	0,05	
Konstante b_G	2700	3200	3200	
n_sigma,1	1,10	1,42	1,42	
n_sigma,2	1	1	1	In sigma_2 Richtung kein Spannungsgefälle, deswegen n_sigma,2 = 1
Werkstoffmechanische Stützzahl				
Statische Stützzahl n_st	0,957	0,960	0,985	
Referenzoberfläche A_ref,st in mm^2	500	500	500	
hochbeanspruchte Oberfläche A_sigma,st in	1880	753	579	
Weibull-Exponent	30	10	10	

<i>Verformungsmechanische Stützzahl n_vm</i>	1,11	1	1	Für Gussbauteile bereits von FKM-Richtlinie vorgegeben.
wechselplastische Dehnugn $\epsilon_{pl,W}$	$2 \cdot 10^{-4}$			
n_Strich	0,15			
<i>Bruchmechanische Stützzahl n_bm,1</i>	1			Die bruchmechanische Stützzahl wird für Gussbauteile nicht beachtet.
Referenzzugfestigkeit R_m,bm in MPA	680			
Spannungsgradient G_1	0,167			
n_sigma,1,2	1,06	0,960	0,985	
<b>Rauheitsfaktor</b>				
mittlere Rauheit R_z in Mikrometer	200	200	200	
Konstante a_R,sigma	0,22	0,16	0,16	
Konstante R_m,N,min in MPA	400	400	400	
<i>Rauheitsfaktor K_R,sigma</i>	0,894	0,889	0,889	
Kerbwirkungszahl K_f,1	1	1,01	1,01	
Kerbwirkungszahl K_f,2	2	1,5	1,5	
Formzahl für Ersatzstruktur K_t,sigma,1	1,05	1,44	1,44	
Randschichtfaktor K_V	1	1	1	
Schutzfaktor K_S	1	1	1	
Faktor K_NL,E	1	1	1	
<i>Konstruktionsfaktoren K_WK,sigma,1</i>	1,02	0,790	0,790	
<i>Konstruktionsfaktoren K_WK,sigma,2</i>	1,06	1,08	1,08	
<b>Bauteilfestigkeit</b>				
<i>Bauteil-Wechselfestigkeit sigma_WK,1 in MPA</i>	143	172	172	
<i>Bauteil-Wechselfestigkeit sigma_WK,2 in MPA</i>	138	126	126	
<b>Bauteil-Dauerfestigkeit</b>				
<i>Mittelspannungsempfindlichkeit M_sigma</i>	0,0134	0,22	0,22	
Konstante a_M	0,35	0,35	0,35	
Konstante b_M	-0,1	0,08	0,08	
Eigenspannungsfaktor K_E,sigma	1	1	1	

<u>Dauerfestigkeitsschaubild</u>				
Überlastungsfall 2 / Bereich 2				Spannungsverhältnis R konstant, für R = 0
Mittelspannungsfaktor $K_{AK}$	0,987	0,820	0,820	$K_{AK} = K_{AK,1} = K_{AK,2}$ , $\sigma_m / \sigma_a = 1$
Dauerfestigkeit $\sigma_{AK,1}$ in MPA	141	141	141	
Dauerfestigkeit $\sigma_{AK,2}$ in MPA	136	103	103	
<b>Bauteil-Betriebsfestigkeit</b>				
Einstufenkollektiv (konst. Amplitude)				
Bauteil-Wöhlerlinie Typ 1 (Stahl und Eisengusswerkstoffe)				
Betriebsfestigkeitsfaktor $K_{BK}$	1	1	1	$K_{BK} = K_{BK,1} = K_{BK,2}$ , Für $N = \infty$
$\sigma_{BK,1}$ in MPA	141	141	141	
$\sigma_{BK,2}$ in MPA	136	103	103	
<u>Bauteil-Wöhlerlinie</u>				
Knickpunktzyklenzahl $N_{D,\sigma}$	$10^6$	$10^6$	$10^6$	
$k_{\sigma}$	5	5	5	
<u>Begrenzung der Maximalamplitude</u>				
$\sigma_{BK,max}$ in MPA	168	188	188	
Betriebsfestigkeit $\sigma_{BK,1}$ in MPA	141	141	141	Vergleich, Bedingung nicht erfüllt
Betriebsfestigkeit $\sigma_{BK,2}$ in MPA	136	103	103	Vergleich, Bedingung nicht erfüllt
<b>Sicherheitsfaktoren</b>				
Last-Sicherheitsfaktor $j_S$	1	1	1	
Material-Sicherheitsfaktor $j_F$	1,4	1,4	1,4	regelmäßige Inspektion: nein, Schadenfolge: mittel
Gussfaktoren $j_G$		1,4	1,4	nicht zerstörungsfrei geprüfte Gussstücke
Gesamtsicherheitsfaktor $j_D$	1,4	1,96	1,96	
<b>Nachweis</b>				
zyklischer Auslastungsgrad $a_{BK,\sigma,1}$	1,12	1,10	1,10	$\sigma_a = \sigma_{a,1}$
zyklischer Auslastungsgrad $a_{BK,\sigma,2}$	0,334	0,403	0,379	$\sigma_a = \sigma_{a,2}$

<u>Überlagerung der Spannungsarten</u>				
Konstante q	0	0,264	0,264	
$a_{NH}$	1,12	1,10	1,10	
$a_{GH}$	1,00	0,96	0,97	
$a_{BK, \sigma_{av}}$	1,00	1,00	1,00	
<b>KISSsoft</b>				
Auslastungsgrad $a_{BK, KISS}$	100,00%	100,75%	100,75%	Bei Walzprofil sigma_zd geändert.

## Anhang 10: Schraubenberechnung nach VDI 2230

### Schraubenberechnung

	Walzprofil	Guss ohne Wand	Guss mit Wand	Anmerkungen
F <sub>a</sub> in N	2921	1536	8601	dynamische Auslastung an Konsole
Schraubenanzahl n	2	2	2	
Abstand zur Kippkante L <sub>x</sub> in mm	50	50	50	
Abstand zur Kippkante L <sub>y</sub> in mm	80	80	80	
F <sub>Q</sub> in N	1460	768	4300	Klemmkraft je Schraube
F <sub>K</sub> in N	14604	7680	43005	
F <sub>Ao</sub> in N	1825	960	5376	
F <sub>Au</sub> in N	0	0	0	
F <sub>S</sub> in N	16429	8640	48380	
<b>Überschlägige Dimensionierung</b>				
Reibungszahl $\mu_T$	0,1	0,1	0,1	
Vergleich von F <sub>A,max</sub> < F <sub>K</sub> in N	14604	7680	43005	F <sub>K</sub> größer, für Dim. F <sub>Q</sub>
4 Schritte für Ermittlung mit F <sub>Q</sub> , 1 Schritt für Anziehen mit Drehmomentschlüssel				
Schraube	M12x8.8	M10x8.8	M20x8.8	
	Gewinde	Festigkeitsklasse	Länge	E-Modul in MPA
Zylinderschraube mit Innensechskant DIN EN ISO 4762	M20 / M12 / M10	8.8	25	210000
		Werkstoff	Dicke t in mm	
Stahlplatte		S235	20	210000
Konsole		S235	9	210000
		GJS	9	70000
<b>Schraube mit metrischen ISO-Gewinde</b>				
Nenn Durchmesser d in mm	12	10	20	
Steigung des Gewindes P in mm	1,75	1,5	2,5	
Kopfauflegedurchmesser D <sub>K</sub> in mm	18	16	30	
Durchmesser des Durgangslotches D <sub>I</sub> in mm	13,5	11	22	

<b>Abmessungen und Querschnitte für das gewählte Gewinde</b>				
Flankendurchmesser d <sub>2</sub> in mm	10,863	9,026	18,376	
Kerndurchmesser d <sub>K</sub> in mm	9,853	8,16	16,933	
Spannungsdurchmesser d <sub>S</sub> in mm	10,358	8,593	17,655	
Nennquerschnitt A <sub>N</sub> in mm <sup>2</sup>	113	78,5	314	
Spannungsquerschnitt A <sub>S</sub> in mm <sup>2</sup>	84,3	58	245	
Kernquerschnitt A <sub>K</sub> in mm <sup>2</sup>	76,3	52,3	225	
<b>Festigkeit der Schraube</b>				
Streckgrenze R <sub>e</sub> /R <sub>p0,2</sub> in MPA	640	640	660	
zul. Vergleichsspannung sigma <sub>V</sub> von Streckgrenze	90%	90%	90%	
<b>Reibzahlen</b>				
Reibzahl im Gewinde μ <sub>G</sub>	0,12	0,12	0,12	
Reibzahl an der Auflagefläche μ <sub>K</sub>	0,12	0,12	0,12	
Anziehungsfaktor α <sub>A</sub>	1,7	1,7	1,7	Drehmomentgesteuertes Anziehen
Steigungswinkel tan α	0,05155	0,05318	0,04354	
Reibungswinkel tan ρ	0,1392	0,1392	0,1392	
Teilflankenwinkel β in °	30	30	30	
zul. Montagevorspannkraft F <sub>M,zul</sub> in N	39910	27369	121524	
<b>Nachgiebigkeit von Schraube/BT und Kraftverhältnis</b>				
Länge, freies (nicht eingeschraubtes) Gewinde in mm	9	9	9	
Klemmlänge l <sub>K</sub> in mm	9	9	9	
Breite des Bauteils D <sub>A</sub> in mm (Konsole)	100	100	100	
Querschnitte für nicht eingeschraubtes Gewinde				
A <sub>K</sub> in mm <sup>2</sup>	76,3	52,3	225	
Nachgiebigkeit der Schraube δ <sub>S</sub> in mm/N				
	1,34E-06	1,76E-06	6,45E-07	
mittlerer Auflageradius r <sub>m</sub> in mm				
	7,875	6,75	13	
Ersatzquerschnitt A <sub>B</sub> in mm <sup>2</sup>				
	212	197	479	
Faktor x <sub>2</sub>				
	0,606	0,613	0,562	





<b>Kontrollen</b>				
(1) Spannungsdifferenz $\sigma_{sa}$ in MPA	2,84	4,48	6,45	
Spannungsdifferenz kleiner als 10% der Dehngrenze in MPA	64	64	66	
(2) Spannungsausschlag $\sigma_a$ in MPA	1,42	2,24	3,22	
Kraftamplitude $F_a$ in N	120	130	790	
Mittelkraft des Lastspiels in der Schraube $F_m$ in N	16309	8510	47591	
Ausschlagfestigkeit $\sigma_A$ in MPA	50	50	40	
zul. Spannungsausschlag $\sigma_{A,zul}$ in MPA	45	45	36	
(3)zul. Flächenpressung $p_{B,zul}$ in MPA	300	480	480	
Flächenpressung $p_B$ in MPA	148	81	148	
<b>Sicherheiten</b>				
Sicherheit gegen Fließen $S_F$	1,04	1,29	1,24	
Sicherheit gegen Dauerbruch $S_D$	31,7	20,1	11,2	
Sicherheit gegen Pressung $S_P$	2,03	5,89	3,24	