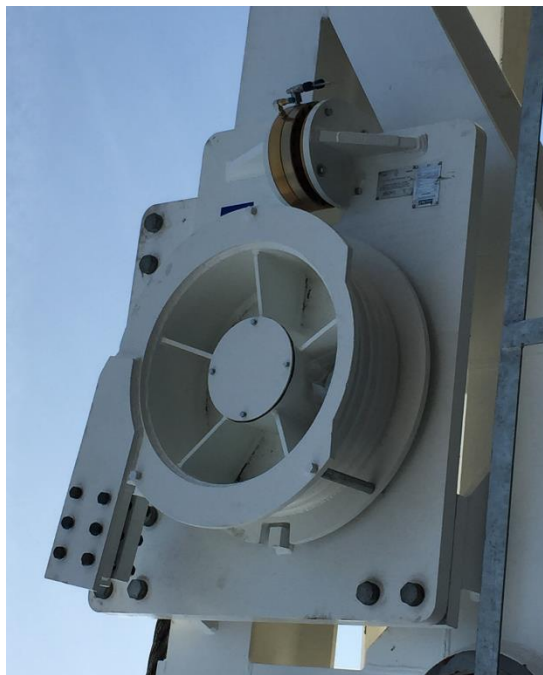


# Praxistransferbericht

Thema:

Auslegung eines Totseilankers

DA – 150 – 1 5/8" – W – RH



an der Privaten Hochschule für Wirtschaft und Technik  
Vechta/Diepholz/Oldenburg

<b>Vorgelegt von:</b>	Pascal Stegemerten (Matrikelnummer: 146837)
<b>Fachsemester:</b>	3. Semester
<b>Prüfer:</b>	Prof. Dr. Peter Junglas
<b>Prüfungszeitraum:</b>	13.07.2015 – 15.01.2016
<b>Abgabetermin:</b>	15.01.2016

## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	II
Abbildungsverzeichnis .....	III
Formelverzeichnis .....	IV
<b>1 Die Problemstellung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Die Firma Bentec .....	1
1.2 Die Aufgabenstellung .....	1
<b>2 Der Totseilanker .....</b>	<b>3</b>
2.1 Die Bohranlage .....	3
2.2 Aufbau und Funktion des Totseilankers .....	5
<b>3 Berechnungen an der Trommel und Achse .....</b>	<b>8</b>
3.1 Kraftübertragung am Kraftsensor .....	8
3.2 Auslegung der Achse .....	10
3.3 Durchbiegung der Achse .....	12
3.4 Abscherung der Achse .....	14
<b>4 Die Seilklemme .....</b>	<b>15</b>
4.1 Aufbau der Seilklemme .....	15
4.2 Berechnung der Klemmkraft .....	16
4.3 Berechnung und Auswahl der Schrauben .....	17
<b>5 Zusammenfassung .....</b>	<b>19</b>
5.1 Der Praxistransfer .....	19
5.2 Ausblick .....	19
Literaturverzeichnis .....	21

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Flaschenzugsystem einer Bohranlage .....	4
Abbildung 2: Aufbau eines Totseilankers .....	5
Abbildung 3: Kräfte an der Trommel .....	9
Abbildung 4: Kräfte an der Achse .....	10
Abbildung 5: Freigemachte Kräftesystem an der Achse .....	11
Abbildung 6: Zusammensetzung einer Seilklemme .....	15
Abbildung 7: FEM-Analyse der Halteplatte .....	20

## Formelverzeichnis

Formel 1: Erforderliches Widerstandsmoment gegen Biegung.....	11
Formel 2: Widerstandsmoment eines Kreisquerschnitts .....	12
Formel 3: Durchbiegungsformel.....	13
Formel 4: Flächenträgheitsmoment eines Kreisquerschnitts .....	13
Formel 5: Maximale Querkraft.....	14
Formel 6: Zulässige Abscherfestigkeit .....	14
Formel 7: Seilreibung.....	16
Formel 8: Haftreibung .....	17

# **1 Die Problemstellung**

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Totseilanker statisch berechnet werden und seine Funktion erläutert werden. Dabei wird Wissen aus dem ersten und zweiten Semester des Maschinenbaustudiums an einer realen Problemstellung des Ausbildungsbetriebes angewandt. In dieser Arbeit werden besonders Inhalte des Moduls Technische Mechanik und Werkstofftechnik thematisiert.

Hierzu wird zunächst in den folgenden Kapiteln der Aufbau einer Bohranlage beschrieben und anschließend die Funktionsweise eines Totseilankers erklärt. Nachfolgend werden dann statische Berechnungen an gewählten Beispielen durchgeführt.

## **1.1 Die Firma Bentec**

Die Bentec GmbH ist ein weltweit führendes Unternehmen in der Herstellung von Tiefbohranlagen und Bohrequipment. Der Hauptsitz ist im niedersächsischen Bad Bentheim. Verschiedene Zweigstellen sind über den Globus verteilt, u.a. in Tyumen (Russland) mit eigener Fertigung. Die Bentec GmbH ist eine Tochtergesellschaft der KCA Deutag Gruppe. Die Bentec kann auf eine über 125 Jahre alte Firmengeschichte zurückblicken.

Die Produktpalette der Bentec ist grundsätzlich in mechanische und elektrische Komponenten unterteilt. Zu den mechanischen Produkten gehören u.a. Top Drive, Hebwerke, Pumpen, Rollenblöcke und auch Totseilanker. Zu der elektrischen Produktpalette gehören moderne Steuerungs- und Messsysteme, Power Control Rooms und Driller Kabinen.

## **1.2 Die Aufgabenstellung**

Neben dem eigenen Bohrequipment gehören auch die Konstruktion und Herstellung von kompletten Bohranlagen zum Geschäftsfeld der Bentec. Die Bohranlagen werden grundsätzlich im Tiefbohrbereich zur Öl- und Gasförderung auf dem Festland genutzt. Die Anlagen werden nach ihrem Einsatzgebiet gruppiert, Artic Rigs

für Tleftemperaturbereich bis ca. -50 °C, Desert Rigs für die Wüste und hohe Temperaturen, Euro Rigs für den europäischen Raum mit hohen Sicherheits- und Umwelтанforderungen und hohem Automatisierungsgrad. Desweiterн werden immer wieder Spezialanlagen konstruiert und gefertigt, sogenannte Special Rigs.

Eine dieser Anlagenaufträge, für Special Rigs, gewann Bentec Anfang 2015. Der Auftrag umfasst eine Offshore Anlage im Kaspischen Meer für die aserbaidische Firma Nobel Oil und soll im Frühjahr 2016 ausgeliefert werden. Für diese Anlage war es notwendig viele bereits bestehende Komponenten den Anforderungen an die neue Anlage anzupassen. Daraus ergab sich der Arbeitsauftrag einen neuen Totseilanker anhand der bestehenden Konstruktion auszulegen.

## **2 Der Totseilanker**

Für jede Bohranlage ist ein Totseilanker ein notwendiger Bestandteil. Um die Funktion eines Totseilankers besser zu verstehen, wird erst der grobe Aufbau einer Bohranlage beschrieben um dann den Aufbau und die Funktion eines Totseilankers zu erläutern.

### **2.1 Die Bohranlage**

Eine Bohranlage besteht aus vielen Einzelkomponenten. Eine Anlage lässt sich grob in drei große Baugruppen einteilen. Die ersten beiden Baugruppen bestehen aus Mast und Unterbau, diese bilden das Grundgerüst einer Anlage. Die dritte wichtige Komponente ist die Tankanlage.

In der Tankanlage wird die Bohrspülung gelagert und aufbereitet. Die Bohrspülung hat verschiedene Funktionen. Zum einem kühlt sie den Bohrkopf und fördert Bohrklein aus dem Bohrloch. Darüber hinaus stabilisiert die Spülung das Bohrloch.

Durch Spülpumpen wird der Druck der Spülung auf bis zu 500 bar erhöht und über Hochdruckleitungen zum Top-Drive geleitet. Dort wird die Spülung in den Bohrstrang geleitet. In mehreren tausend Metern Tiefe wird der Bohrkopf gekühlt und Gestein gelöst. Das Gestein wird über den Ringraum zwischen Bohrstrang und Bohrloch nach oben gespült und dort aufgefangen. Danach wird die Spülung über Schüttelsiebe, Desander, Desilter, Mud Gas Separator und Degasser gereinigt und dem Spülungskreislauf wieder zugeführt, damit keine Spülung verloren geht.

Um den Bohrstrang mit zunehmender Länge und damit auch steigendem Gewicht heben und senken zu können, wird er über ein im Mast integriertes Flaschenzugsystem bewegt. In Abbildung 1 ist dieses System vereinfacht dargestellt. Durch mehrmaliges Einscheren des Seiles zwischen Rollenblock (Traveling Block) und Mastkrone (Crown Block) ergibt sich der Flaschenzug. Das eine Ende des Seils, die sogenannte Fastline endet im Hebewerk (Drawwork). Durch auf und abrollen des Seils bewegt das Hebewerk den Rollenblock auf und ab. Am Rollenblock hängt der Top Drive an dem der Bohrstrang verschraubt ist. Der Top Drive über-

trägt ein Drehmoment auf den Bohrstrang, damit auch auf den Bohrkopf. Der Top Drive ist in Schienen gelagert, um auch Drehmoment übertragen zu können und sich nicht selber zu drehen.

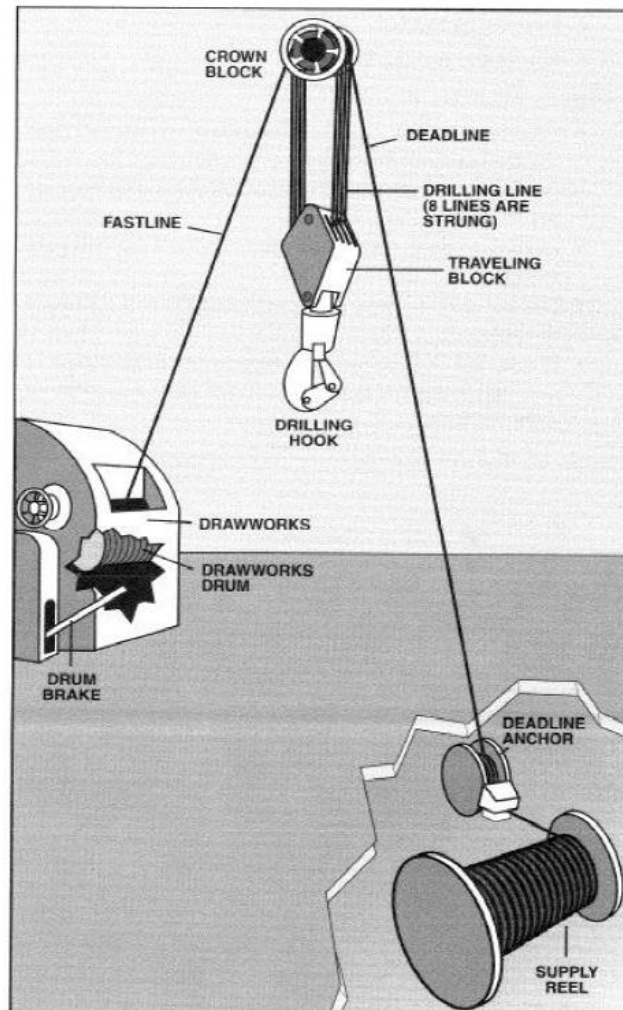


Abbildung 1: Flaschenzugsystem einer Bohranlage [1]

Das andere Ende des Seils, die sogenannte Deadline ankert am Toteseilanker (Deadline Anchor). Im Gegensatz zur Fastline bewegt sich die Deadline nicht, bei Bewegung des Rollenblocks. Die Fastline wird viel bewegt beim Senken und Heben des Rollenblocks. Daher auch die Benennung Deadline für keine Bewegung und Fastline für viel Bewegung. [2]



## 2.2 Aufbau und Funktion des Totseilankers

Der Bentec Totseilanker besteht aus 4 Hauptkomponenten Halteplatte, Seiltrommel, Seilklemme und Kraftsensor (Abb. 2). Die Halteplatte wird am Mast befestigt. In der Platte ist eine Achse eingeschweißt und hinter der Platte wird diese noch einmal mit Rippen verstärkt. Auf der Achse wird die Seiltrommel gelagert. Auf der Trommel wird die Deadline aufgewickelt und dann an der Seilklemme gehalten. Durch das Seil wird eine Zugkraft auf die Trommel ausgeübt, diese führt zu einer Drehbewegung der Trommel. Das erzeugte Drehmoment wird durch den Kraftsensor bzw. Halteplatte gestoppt.

Die am Kraftsensor übertragene Kraft kann gemessen werden. Dadurch kann die Hakenlast bestimmt werden.

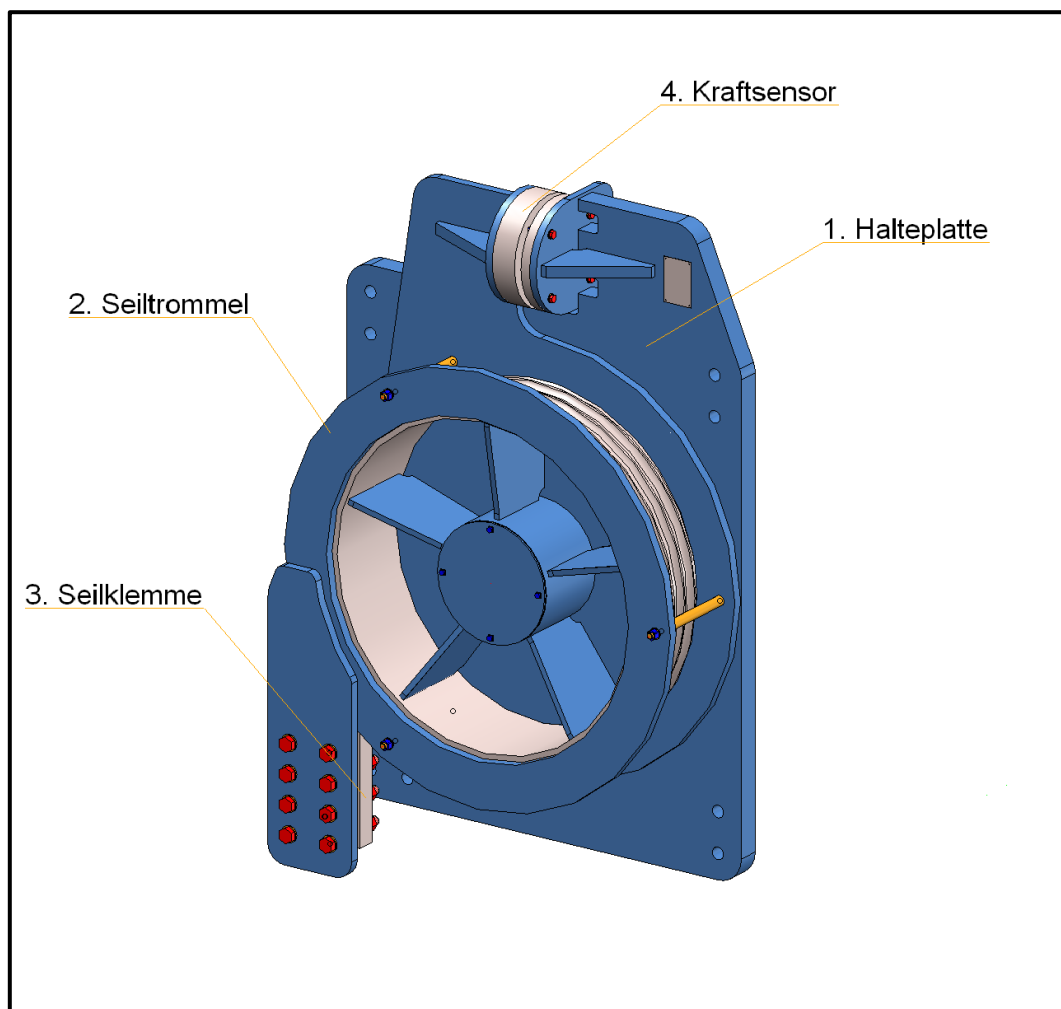


Abbildung 2: Aufbau eines Totseilankers

Der Totseilanker dient noch weiteren Funktionen, außer die Deadline fest zu klemmen und wie oben beschrieben die Hakenlast zu bestimmen. Des Weiteren kann durch den Totseilanker einfach Seil nachgezogen werden.

Durch häufiges auf und abfahren des Rollenblocks kommt es zur Abnutzung vor allem der Fastline. Durch die Abnutzung bzw. bei Beschädigung des Seils muss das Seil getauscht werden. Der komplette Tausch ist sehr aufwendig und kann nicht bei errichtetem Mast durchgeführt werden. Um diesen Arbeitsprozess zu umgehen, wird ein längeres Seil genutzt. Das überschüssige Seil befindet sich auf einer Vorratsrolle (Abbildung 1 Supply Reel). Diese Rolle befindet sich am Ende der Deadline und ist nach dem Totseilanker angeordnet. Somit wirkt keine Kraft mehr auf die Reservetrommel.

Sobald das Seil beschädigt ist, muss das Seil nachgezogen werden. Dafür wird der Bohrstrang abgelegt und der Top Drive in seine Führungsschienen verbolzt. Der Rollenblock wird am höchsten Punkt des Mastes befestigt. Auf das Seil wirkt dann nur noch das Eigengewicht, somit kann die Seilklemme gelöst werden. Im nächsten Arbeitsschritt kann das Hebewerk das Seil solange nachziehen bis die beschädigte Stelle außerhalb des Lastbereiches ist.

Außerdem ist die Bestimmung der aktuellen Hakenlast eine wichtige Funktion des Totseilankers. Die gemessene Kraft wird dem Driller in seiner Kabine angezeigt. Diese Funktion ist nicht nur für eine mögliche Überlast der Anlage wichtig, sondern auch zum Bohren an sich. Der Bohrkopf benötigt eine gewisse Kraft um auf die Bohrsohle gedrückt zu werden, damit Gestein gelöst werden kann. Dieses geschieht nur über das Eigengewicht des Bohrstranges. Damit aber nicht das komplette Gewicht auf den Bohrkopf abgelegt wird, ist die momentane Hakenlast entscheidend. Bei zu hoher Last kommt es zur Beschädigung des Bohrkopfes bzw. Bohrgestänges. Diese Funktion ist vor allem bei tiefen Bohrungen notwendig. [2]  
Am Anfang einer Bohrung werden sogar extra schwere Stangen in den Bohrstrang eingebaut um mehr Kraft auf den Bohrkopf ausüben zu können.

Totseilanker bei der Bentec werden über unten stehendes Schema benannt. Dies ist das Beispiel für den neu ausgelegten Totseilanker.

DA – 150 – 1  $\frac{5}{8}$ " – W – RH

DA = Deadline Anchor

150 = 150 x 1000 lbf (Seilzugkraft in pound-force)

1  $\frac{5}{8}$ " = Durchmesser des Seils (in Zoll)

W = Wall mounted (an einer Wand zu montieren)

RH = Right Hand (rechtsdrehend)

Die Neukonstruktion wurde notwendig, weil bisherige Totseilanker nur eine maximal zulässige Seilzugkraft bis 100000 lbf hatten. Daraus resultierte die Anpassungskonstruktion, denn für die neue Anlage war eine höhere zulässige Seilzugkraft von 150000 lbf notwendig.

### 3 Berechnungen an der Trommel und Achse

In diesem Kapitel soll an gewählten Beispielen grundsätzliche Kräfte am Totseilan-ker berechnet werden.

Für alle Bauteile einer Bohranlage werden von den Kunden der Firma Bentec Zerti-fikate des „American Petroleum Institute“ (API) verlangt. Das API schreibt vor mit welchen Sicherheitsfaktoren Bauteile ausgelegt werden müssen, aber auch weiter-führende technische Richtlinien sind einzuhalten um die Zertifikate zu erhalten.

Für Totseilanker gilt die API 8C und ein genereller minimaler Sicherheitsfaktor von 2,25 für alle Berechnungen. [3 S.167]

Aus diesem Grund erfolgen die meisten Angaben für die Spezifikation eines Tot-seilankers in amerikanischen Maßeinheiten.

#### 3.1 Kraftübertragung am Kraftsensor

Durch die Kraft, welche das Seil überträgt, wird die Trommel gegen den Krafts-ensor gedreht bzw. gegen die Halteplatte. (Abb. 3)

Für den Totseilanker ist wie oben beschrieben eine Seilzugkraft von 150000 lbf notwendig. Daraus ergibt sich als Seilzugkraft in Newton von:

$$1 \text{ lbf} \cong 4,44822 \text{ N}$$

$$150000 \text{ lbf} = 667233,3 \text{ N} \approx 670 \text{ kN}$$

Für einfacheres Rechnen wird für die Seilzugkraft ein Wert von 670 kN angenom-men. Daraus resultiert mit Sicherheitsfaktor von 2,25 eine Seilzugkraft:

$$F_{\text{Seil}} = 670 \text{ kN} * 2,25 = 1507,5 \text{ kN}$$

Jetzt kann das in Abbildung 3 dargestellte Kräftesystem berechnet und  $F_{\text{Druck}}$  ermit-telt werden. Als Drehpunkt wird das Zentrum der Trommel gewählt.

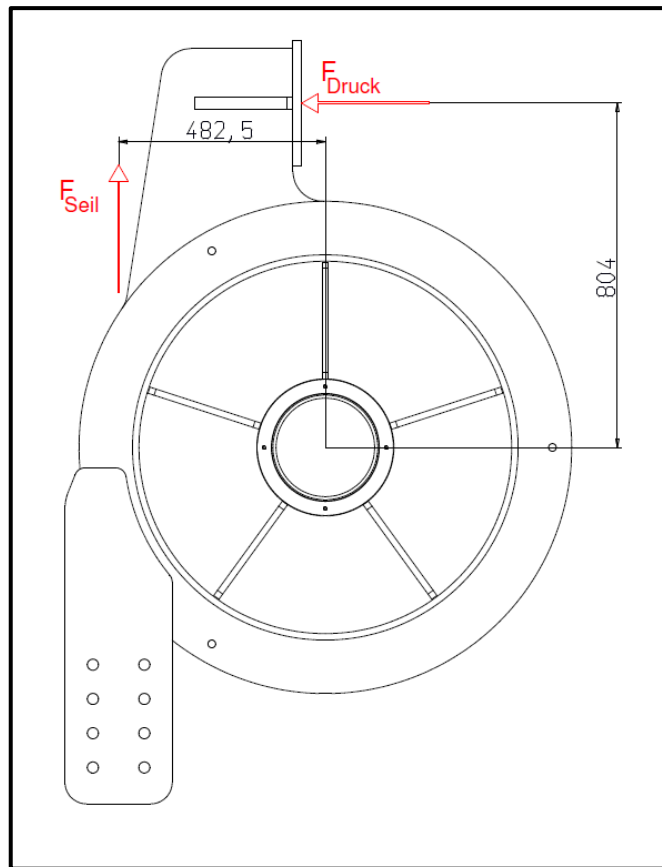


Abbildung 3: Kräfte an der Trommel

$$-F_{Seil} \cdot l_1 + F_{Druck} \cdot l_2 = 0$$

Für die Hebelarmlängen ist aus Abbildung 3 zu entnehmen:

$$l_1 = 482,5 \text{ mm}$$

$$l_2 = 804 \text{ mm}$$

$$F_{Druck} = \frac{1507,5 \text{ kN} \times 0,4825 \text{ m}}{0,804 \text{ m}} \approx 904,7 \text{ kN}$$

Der ermittelte Wert ist für die spätere Auslegung der Halteplatte noch wichtig, aber auch für die Wahl des Kraftsensors. Der Kraftsensor ist ein Zukaufbauteil und wird nach der übertragenen Kraft ausgewählt.

### 3.2 Auslegung der Achse

Für die Auslegung der Achse kann die gleiche Seilzugkraft wie oben angenommen werden. Also  $F_{\text{Seil}} = 1507,5 \text{ kN}$ . Es ergibt sich für die Achse in Abbildung 4 dargestelltes System. In der Abbildung sind auch noch einmal die Rippen zur Verstärkung der Halteplatte dargestellt.

In Abbildung 5 ist das freigeschnittene Kräftesystem dargestellt. Aufgrund dessen,

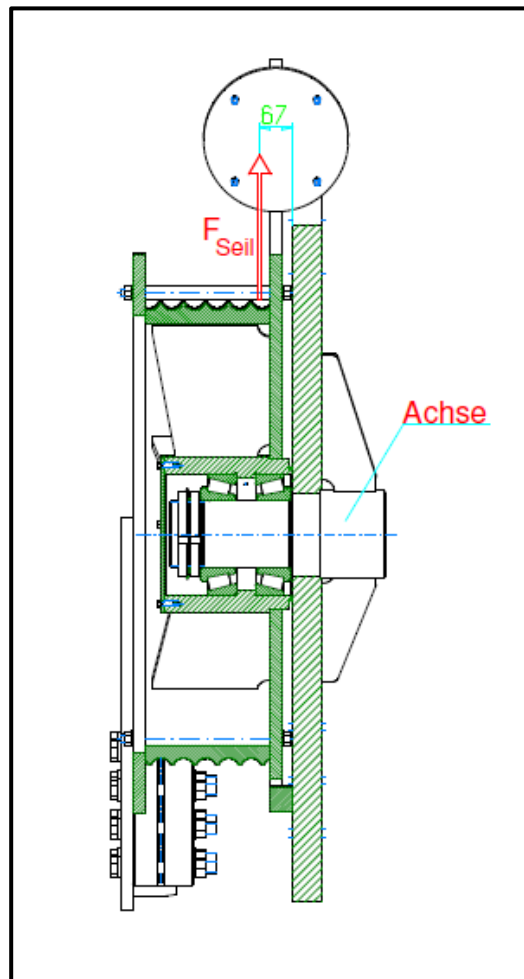


Abbildung 4: Kräfte an der Achse

dass nur die Seilzugkraft und die Einspannung vorhanden sind, kann das System schnell errechnet werden.

Mit dem Drehpunkt an der Einspannung ergeben sich folgende Gleichungen:

$$M_A = F_{\text{Seil}} \times l_3$$

$$M_A = 1507,5 \text{ kN} \times 67 \text{ mm} = 101002,5 \text{ kNmm}$$

$$V_A = F_{\text{Seil}} = 1507,5 \text{ kN}$$

$V_A$  wird später für den Abschnitt 3.4 nochmal einmal wichtig.

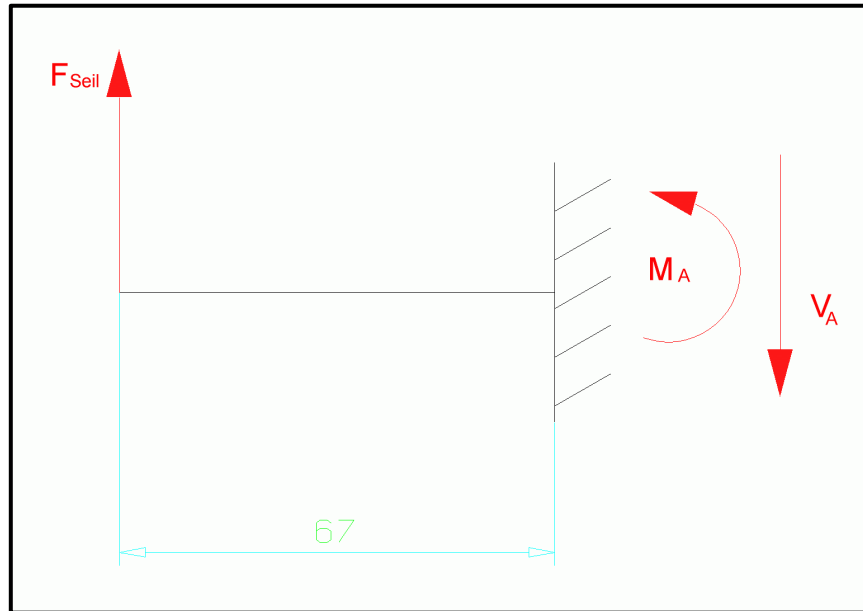


Abbildung 5: Freigemachte Kräftesystem an der Achse

Daraus resultiert das in dem System auf der Achse ein maximales Biegemoment von 101002,5 kNmm wirkt. Der Bereich beschränkt sich auf den Bereich zwischen Seilangriffspunkt und Halteplatte.

Für die Achse ist der Werkstoff 25CrMo4 vorgegeben. Die Streckgrenze  $R_e$  liegt bei dem Werkstoff nach DIN EN 10083-3 bei: [4]

$$R_e = 450 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Aus dem vorhandenen Biegemoment und der zulässigen Spannung des Werkstoffes kann das erforderliche Widerstandsmoment der Achse ermittelt werden.

$$W_{\text{erf}} = \frac{M_A}{\sigma_{\text{zul}}} \quad [5 \text{ S. 29}]$$

Formel 1: Erforderliches Widerstandsmoment gegen Biegung

Für  $\sigma_{\text{zul}}$  ist der Wert der Streckgrenze anzunehmen.

$$W_{erf} = \frac{101002,5 \text{ kNmm} \times 1000}{450 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 224450 \text{ mm}^3$$

Durch die Formel für das Widerstandsmoment für Kreisquerschnitte, kann jetzt der erforderliche Durchmesser der Achse ermittelt werden.

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} \quad [5 \text{ S. 35}]$$

Formel 2: Widerstandsmoment eines Kreisquerschnitts

Durch Umformung und Einsetzen der entsprechenden Werte ergibt sich folgende Gleichung:

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \times W_{erf}}{\pi}}$$
$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 224450 \text{ mm}^3}{\pi}} \approx 131,74 \text{ mm}$$

Daraus resultiert, dass die Achse in dem betrachteten Bereich einen minimalen Durchmesser von 131,74 mm haben muss.

Auf die Achse müssen Kegelrollenlager verbaut werden. Für den minimalen Durchmesser der Achse ist der nächst größere Innendurchmesser der erhältlichen Kegelrollenlager 140 mm. Somit wurde der Durchmesser der Achse mit 140 mm gewählt. Dadurch steigen natürlich die Materialkosten der Achse, aber es ist keine Spezialanfertigung für das Lager notwendig. Außerdem senkt es die Durchbiegung der Achse.

### 3.3 Durchbiegung der Achse

Jetzt kann noch die Durchbiegung der Achse bestimmt werden. Aufgrund des dargestellten Kräftesystems in Abbildung 5, kann die maximale Durchbiegung  $f_{\max}$  mit Formel berechnet werden.



$$f_{max} = \frac{F \times l^3}{3 \times E \times I} \quad [5]$$

Formel 3: Durchbiegungsformel

Für F und I sind  $F_{Seil}$  und  $I_1$  anzunehmen. Für E, das Elastizitätsmodul, kann der Standardwert von Stahlwerkstoffen angenommen werden.

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2} \quad [5 \text{ S. 39}]$$

Die letzte Unbekannte I, das Flächenträgheitsmoment, lässt sich aus einer Formel für kreisförmige Querschnittsflächen berechnen.

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64} \quad [5 \text{ S. 35}]$$

Formel 4: Flächenträgheitsmoment eines Kreisquerschnitts

Für d wird der tatsächliche Durchmesser von 140 mm gewählt.

$$I = \frac{\pi \times (14 \text{ cm})^4}{64} \approx 1885,74 \text{ cm}^4$$

Dann ergibt sich für die Formel 3:

$$f_{max} = \frac{F_{Seil} \times l_3^3}{3 \times E \times I} = \frac{1507500 \text{ N} \times (67 \text{ mm})^3}{3 \times 210000 \frac{N}{mm^2} \times 18857400 \text{ mm}^4} \approx 0,0381 \text{ mm}$$

Es kommt nur zu einer Durchbiegung von ca. 0,038 mm der Achse und dieses auch nur unter der Annahme des Sicherheitsfaktors von 2,25. Dieser Wert ist ein tolerierbarer Wert in diesem Bereich der Konstruktion.

### 3.4 Abscherung der Achse

Durch die bereits vorher ermittelte Querkraft  $V_A$  bzw.  $F_{Seil}$ , die auf die Achse wirken, könnte es zum Abscheren der Achse kommen (Abb. 5).

Für die maximal zulässige Querkraft gilt folgende Formel:

$$F_{qmax} = A \times \tau_{azul} \quad [5 \text{ S.28}]$$

Formel 5: Maximale Querkraft

Die Querschnittsfläche kann berechnet werden mit dem Durchmesser 140 mm.

$$A = d^2 \times \frac{\pi}{4} = (140 \text{ mm})^2 \times \frac{\pi}{4} = 15393,8 \text{ mm}^2$$

Die Berechnung von  $\tau_{azul}$  ist mit Hilfe der Zugfestigkeit  $R_m$  von 25CrMo4 zu berechnen. Nach DIN EN 10083-3 [4] liegt Zugfestigkeit des Stahls bei:

$$R_m = 700 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{azul} = 0,85 \times R_m \quad [5 \text{ S.28}]$$

Formel 6: Zulässige Abscherfestigkeit

Wird Formel 6 in Formel 5 eingesetzt, ergibt sich folgende Gleichung.

$$F_{qmax} = A \times 0,85 \times R_m = 15393,8 \text{ mm}^2 \times 0,85 \times 700 \frac{N}{mm^2} = 9159311 \text{ N}$$

Die zulässige ermittelte Kraft ist Faktor sechs größer, als die vorhandene Querkraft von ca. 1507,5 kN. Somit ist ein ausreichend großer Sicherheitsfaktor vorhanden.

## 4 Die Seilklemme

In diesem Kapitel wird die Seilklemme näher betrachtet. Die Seilklemme ist eine wichtige Komponente des Totseilankers. Die Klemme funktioniert über Reibungskräfte, die über die Vorspannkkräfte der verbauten Schrauben erzeugt werden.

### 4.1 Aufbau der Seilklemme

Die Seilklemme besteht Grundsätzlich aus 2 Seilklemmenhälften (Abbildung 6), diese bestehen aus einem Rotguss. Rotguss ist ein auf CuSn-Legierung. Aufgrund seiner geringen Zugfestigkeit  $R_e$  und guten Gleiteigenschaften, wird dieser Werkstoff ausgewählt,

$$R_e \approx 300 \frac{N}{mm^2} \quad [6]$$

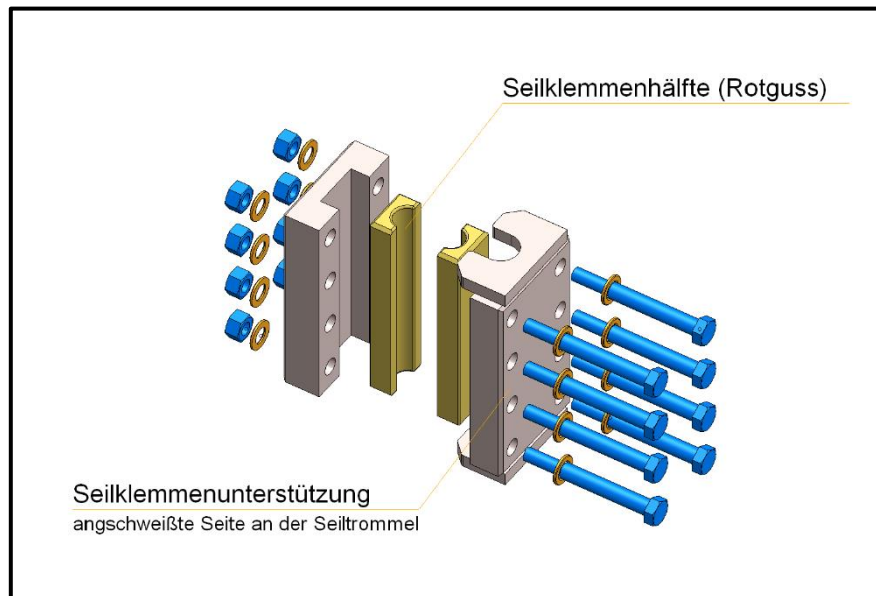


Abbildung 6: Zusammensetzung einer Seilklemme

Die geringe Zugfestigkeit dieses Materials verhindert das bereits beim Klemmen des Seils einer Beschädigung am Seil entsteht. Dadurch wird vermieden, dass das Seil beim Nachziehen auf seiner ganzen gebrauchten Länge nachgezogen werden muss.

Zum Fixieren der Seilklemmen gibt es 2 Seilklemmenunterstützungsblöcke. Die eine Seite ist fest an die Seiltrommel angeschweißt. Die Blöcke werden gebohrt und mit acht Schrauben zusammengepresst. Zwischen den Blöcken befinden sich die Seilklemmen. Die erforderliche Klemmkraft für das Seil wird nur über Schrauben ausgeübt.

## 4.2 Berechnung der Klemmkraft

In diesem Abschnitt soll die erforderliche Klemmkraft errechnet werden. Wie im vorherigen Kapitel schon beschrieben muss von einer zulässigen Seilzugkraft von 670 kN ausgegangen werden. Durch die Umwicklung des Seils um die Trommel, kommt es zur Abnahme der Seilzugkraft. Somit muss nur noch weniger Klemmkraft aufgebracht werden. Diese Verminderung der Kraft kommt durch die Reibung zwischen Seil und Trommel zustande. Mithilfe von Formel 7 kann die Abnahme berechnet werden.

$$F_1 = F_2 \times e^{\mu \times \alpha} \text{ [5 S.10]}$$

Formel 7: Seilreibung

Aufgrund der Geometrie der Trommel kann das Seil viermal um die Trommel gewickelt werden. Daraus resultiert für den Umschlingungswinkel  $\alpha$ .

$$4 \times 360^\circ \cong 8\pi$$

Aus der Technischen Regel SEB 666211 [7] zur Konstruktion von Seiltrommeln kann für die Reibungszahl zwischen Seil und Trommel folgender Wert entnommen werden:

$$\mu = 0,1$$

Auch hier muss wieder mit einem Sicherheitsfaktor von 2,25 gerechnet werden. Es kann für  $F_1$  die maximale Seilzugkraft angenommen werden. Somit kann mit der Formel  $F_2$  bestimmt werden.

$$F_2 = \frac{F_{Seil}}{e^{\mu \times \alpha}} = \frac{1507,5 \text{ kN}}{e^{0,1 \times 8\pi}} = 122,11 \text{ kN}$$

$F_2$  ist die Kraft, die noch an der Seilklemme geklemmt werden muss.

### 4.3 Berechnung und Auswahl der Schrauben

Damit das Seil geklemmt werden kann, muss die Reibung, die durch die Klemme entsteht, größer als die vorher ermittelte Kraft  $F_2$  sein. Dafür wird jetzt zuerst die erforderliche Normalkraft  $F_N$  ermittelt. Die durch die Schrauben aufgebracht werden müssen um das Seil zuhalten. Es kann die Formel 8 für Haftreibung verwendet werden.

$$F_R = F_N \times \mu \quad [5 \text{ S.7}]$$

Formel 8: Haftreibung

Für die Formel muss die Reibungszahl  $\mu$  zwischen dem Stahlseil und der Rotgussklemme verwendet werden. Rotguss ist CuSn-Legierung, für diese Kombination gibt es Tabellenwerte.

$$\mu = 0,2 \quad [5 \text{ S.7}]$$

Jetzt kann die erforderliche Normalkraft berechnet werden.

$$F_N = \frac{F_R}{\mu} = \frac{122,11 \text{ kN}}{0,2} = 610,55 \text{ kN}$$

Aus dem Ergebnis resultiert das die Schrauben eine erforderliche Vorspannkraft in Höhe von  $F_N$  aufbringen müssen. Darüber hinaus war es die Vorgabe acht Schrauben zu verwenden. Dann ergibt sich für jede einzelne Schraube eine Vorspannkraft  $F_v$ . Schraubverbindungen müssen nach API noch mal zusätzlich einen Sicherheitsfaktor von 2,25 haben.

$$F_v = \frac{610,55 \text{ kN} \times 2,25}{8} = 171,72 \text{ kN}$$

Somit muss jede einzelne Schraube eine Vorspannkraft von  $F_v$  aufbringen.

Erfahrungsgemäß kommt es häufig vor, dass sich die Schrauben nach längerer Zeit nicht mehr lösen lassen. Dies liegt insbesondere an der hohen Belastung, aber auch an Korrosionseffekten innerhalb der Gewinde. Deshalb werden alle Schrauben und Muttern mit  $\text{MoS}_2$ , Molybdändisulfid, geschmiert.  $\text{MoS}_2$  senkt die Reibung im Gewinde, wodurch die Schrauben eine höhere Vorspannkraft aufbauen können. Außerdem führt es dazu, dass die Schrauben besser gelöst werden können. Der Reibkoeffizient sinkt in den Gewinden auf  $\mu_B$ . [8 S.434/750]

$$\mu_B = 0,08 [9]$$

Die Schrauben werden nach VDI Richtlinie 2230 ausgewählt [9]. Diese gibt realisierbare Vorspannkraft von Schrauben an und deren notwendigen Anzugsmomente. Die Schrauben konnten nach unterschiedlichen Kriterien ausgewählt werden. Entweder kann eine Schraube mit großen Durchmesser und geringer Festigkeitsklasse gewählt werden oder eine Schraube mit kleinerem Außendurchmesser und hoher Festigkeitsklasse. Es wird ein Mittelweg gewählt, der kostengünstig ist. Somit wird eine M24 Schraube mit 10.9 Festigkeitsklasse gewählt. Diese baut bei einem Anzugsmoment von 754 Nm eine Vorspannkraft  $F_s$  von 280 kN auf.

Die Vorspannkraft  $F_s$  ist relativ groß im Gegensatz zu der erforderlichen Kraft  $F_v$ . Jedoch besteht bei Schrauben die Gefahr, dass sie nicht auf das richtige Anzugsmoment angezogen werden und somit keine optimale Kraftübertragung gewährleisten. Somit wurde hier ein zusätzlicher Sicherheitsfaktor eingebaut um das Risiko zu minimieren.

## **5 Zusammenfassung**

Die Konstruktion des Totseilankers konnte rechtzeitig abgeschlossen werden und Anfang 2016 wurde die Fertigung im begonnen. Die Bohranlage soll Mitte des Jahres ausgeliefert werden. Die Konstruktion kann jetzt für weitere Projekte verwendet werden und ist eine Erweiterung des Produktportfolios der Firma Bentec.

### **5.1 Der Praxistransfer**

An diesem Praxistransferbericht wird deutlich, dass gelernte theoretische Inhalte an praktischen Aufgabenstellungen angewandt werden und Problemstellungen innerhalb des Betriebes bewältigt werden können. Vor allem Inhalte der Module Technische Mechanik und Werkstofftechnik wurden angewendet. Die gewählten Beispiele zeigen wie aufwendig die Berechnungen schon für einfache Bauteile sind. Dabei wurden noch nicht alle Komponenten des Totseilankers in diesem Bericht berechnet. Zum Teil, weil es den Rahmen dieser Arbeit nicht möglich war. Aber auch aufgrund des bisher noch fehlenden theoretischen Wissens. Zum Beispiel ist die komplette Schweißkonstruktion innerhalb dieses Berichtes nicht betrachtet worden. Jedoch sind wichtige Hauptkomponenten des Bauteils mit gelernten Arbeitsmethoden berechnet und ausgelegt worden.

Auch die Auswahl der Werkstoffe für alle verbauten Bleche wird nicht erläutert. Aufgrund der unterschiedlichen Einsatzbereiche des Totseilankers müssen die Materialien unter Umständen Temperaturen bis  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  aushalten, „normaler“ Stahl würde spröde unter diesen Bedingungen. [8 S. 97f]

### **5.2 Ausblick**

Abschließend kann verdeutlicht werden, dass viele Probleme schon selbstständig bearbeitet werden konnten, jedoch für eine komplette Lösung der Aufgabenstellung die noch Hilfe von erfahrenen Kollegen notwendig ist. Dieses war aber nach dem 2. Semester noch nicht anders zu erwarten.

Somit kann wahrscheinlich nach dem 3. Semester mit Hilfe der Inhalte des Moduls Konstruktion, die Passungswahl für die Achse und der Narbe, innerhalb der Seiltrommel, selbstständig erarbeitet werden. Desweiteren wird dann auch die Wahl des richtigen Rollenlagers mit dem vermittelten theoretischen Wissen möglich sein.

Zusätzlich wird auch mit Hilfe des Moduls Mess- und Regelungstechnik, die Wahl der Kraftsensor selbstständig möglich sein.

Darüber hinaus wurde eine der wichtigsten Komponenten des Totseilankers, die Halteplatte nicht statisch betrachtet. Dieses geschah mit Hilfe einer FEM-Analyse und wurde anschließend dementsprechend ausgelegt.

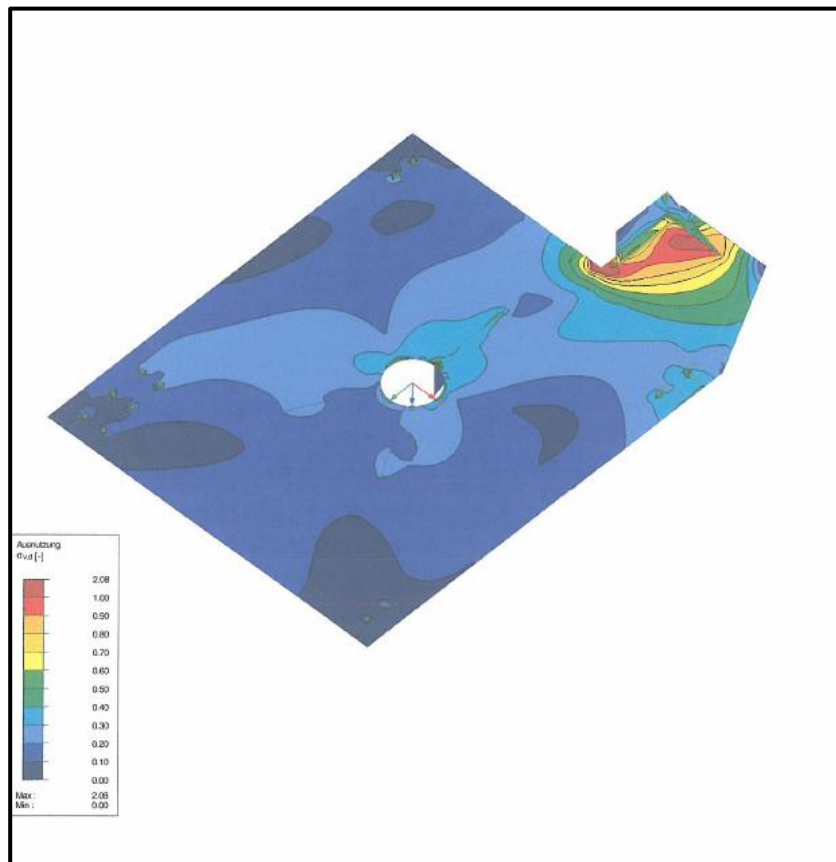


Abbildung 7: FEM-Analyse der Halteplatte

Die Inhalte des Moduls FEM sind die entscheidenden Inhalte die für die Auslegung des Totseilankers gefehlt haben. Hier kommt es aufgrund der vielen verschiedenen Verschraubungspunkte zu sehr schwankenden Spannungszuständen in der Platte.



## **Literaturverzeichnis**

- [1]** Bork, K. R.: The Rotary Rig and Its Components, 1995, S. 27
- [2]** Reich, Matthias: Auf Jagd im Untergrund, Bad Salzdetfurth: Verlag add-books, 2009
- [3]** Baker, Ron: A Primer of Oilwell Drilling, 6. Auflage, Austin: The University of Texas, 1951
- [4]** DIN EN 10083-3: Vergütungsstähle, Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2007
- [5]** Böge, Alfred: Formeln und Tabellen zur Technischen Mechanik, 23. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 1960
- [6]** DIN EN 1982-3: Kupfer- und Kupferlegierungen – Blockmetalle und Gussstücke, Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2008
- [7]** SEB 666211: Fördertechnik; Seiltrommeln; Anschlußmaße und technische Anforderungen, Berlin: Beuth, 1992
- [8]** Niemann, Gustav/Winter, Hans/Höhn, Bernd-Robert: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, in Höhn, Bernd-Robert (Hrsg.): Maschinenelemente, Band 1, 4. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 1982
- [9]** VDI 2230: Systematische Berechnung von hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubverbindungen, hrsg. von Verein Deutscher Ingenieure, Berlin: Beuth Verlag, 2003.