



FESTIGKEITS- UND FUNKTIONSNACHWEIS
VON VERBUNDANKERN UND
BEFESTIGUNGSSCHRAUBEN
AM BEISPIEL VON TROCKEN AUFGESTELLTEN
KREISELPUMPEN

Fakultät für Ingenieur- und Naturwissenschaften
der Hochschule Merseburg

Bachelorarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Bachelor of Engineering

vorgelegt von

Pascal Osterburg

geboren am 24.07.1996 in Wolfen

im März 2018

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Wolf-Dietrich Knoll
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Florian Finger

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, die vorliegende Abschlussarbeit selbstständig und nur unter Verwendung der von mir angegebenen Quellen und Hilfsmittel verfasst zu haben. Sowohl inhaltlich als auch wörtlich entnommene Inhalte wurden als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit hat in dieser oder vergleichbarer Form noch keinem anderem Prüfungsgremium vorgelegen.

Datum: _____ Unterschrift: _____

Abstract

For rapid calculations the importance of using computers continues to grow. More and more demanding customers of the company KSB SE & Co. KGaA require load data for the correct design of their foundations. In addition to these calculations, proof of strength of bolted connections is frequently requested in this context.

Aim of the thesis is to verify the strength and functionality of chemical anchors and bolts for the fixation of dry-installed centrifugal pumps.

It points out in detail how the verification is done. A program for an automated calculation of several different pump installations has been developed in the programming language "Microsoft Excel Visual Basic for Applications" for the company KSB SE & Co. KGaA. It is able to gather various input data based on already existing or new series and gives information about the strength of the bolts and chemical anchors. Diverse results are provided for the verification. In order to create trustworthiness to the results of the calculation tool, the finite-element-method has been used. The possibility of adapting the calculations is realized by many different freely adjustable parameters in the program.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	I
Abstract	II
Abbildungsverzeichnis	i
Tabellenverzeichnis	iii
Abkürzungsverzeichnis	iv
Formelzeichenverzeichnis	ix
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufgabe und Ziel der Bachelorarbeit	1
1.3 Aufbau der Arbeit	2
2 Grundlagen	3
2.1 Trocken aufgestellte Spiralgehäusepumpen der Baureihe Sewatec	3
2.2 3. Newtonsches Axiom	4
2.3 Superpositionsprinzip	4
2.4 Schraubenverbindungen	5
2.4.1 Festigkeitsklassen	5
2.4.2 Befestigungsschrauben	6
2.4.3 Scheiben	6
2.4.4 Chemische Verbundanker	7
2.4.5 Vorspannung einer Schraubenverbindung	8
2.4.6 Vorspannkraftverlust	8
2.4.7 Anziehverfahren	8
2.4.8 Schraubenbaukästen	9
2.5 Visual Basic for Applications	9
2.6 Finite Elemente Methode	9
3 Berechnungsgrundlagen	10
3.1 Berechnungsvorgehen	10
3.2 Befestigungsschraubenberechnung	10
3.2.1 Indizierung	10
3.2.2 Annahmen für die Berechnung	11

3.2.3	Freischnitt des Aggregates	12
3.2.4	Berechnung der Einzelkräfte und Momente	14
3.2.5	Berechnung der Reaktionskräfte	15
3.2.5.1	Pumpengehäuse mit vier Befestigungsschrauben	15
3.2.5.2	Pumpengehäuse mit acht Befestigungsschrauben	22
3.2.6	Worst Case Betrachtung	23
3.2.7	Berechnung der benötigten Schraubenvorspannkraft	24
3.2.8	Berechnung des Anziehdrehmomentes	29
3.2.9	Maximale Schraubenkraft, Flächenpressung und Mindesteinschraubtiefe	30
3.3	Verbundankerberechnung	32
3.3.1	Annahmen für die Berechnung	32
3.3.2	Indizierung	33
3.3.3	Freischnitt des Aggregates	34
3.3.4	Berechnung der Reaktionskräfte	35
3.3.4.1	Resultierende Kräfte durch Kräfte in z-Richtung	35
3.3.4.2	Resultierende Kräfte durch Momente um die x- und y-Achse	36
3.3.4.3	Überlagerung der resultierenden Kräfte	36
3.3.5	Worst Case Betrachtung für die Verbundanker	37
3.3.6	Kriterien zur Überprüfung der Festigkeit und Funktion des Verbundankers	37
4	Automatisierung	39
4.1	Befestigungsschraubenberechnung	39
4.2	Verbundankerberechnung	44
5	Vergleich Berechnungstool und Finite-Elemente-Methode (FEM)	47
5.1	3D Modell	47
5.2	Befestigungsschrauben	49
5.2.1	Ermittlung der wirkenden Kräfte	49
5.2.1.1	Methode 1 - Berechnung der Kräfte über Normalspannungen	49
5.2.1.2	Methode 2 - Berechnung der Kräfte über Lagerkräfte	52
5.2.1.3	Überprüfung der vollständigen Kraftaufnahme an den Schrauben des Pumpenfußes	53
5.2.1.4	Diskussion und Interpretation der Ergebnisse	55
5.3	Verbundanker	56
5.3.1	Ermittlung der wirkenden Kräfte	56
5.3.2	Diskussion und Interpretation der Ergebnisse	57
6	Zusammenfassung	58
6.1	Zusammenfassung der Ergebnisse	58
6.2	Ausblick für weitere Arbeit	59
	Literaturverzeichnis	B

Abbildungsverzeichnis

2.1	Pumpenaggregat mit direkt gekuppeltem Antrieb, Grundplatte, Kupplung, Kupplungsschutz und Motorhöhenverstellung [1]	3
2.2	Verdeutlichung drittes Newtonsches Gesetz am Beispiel eines Festlagers	4
2.3	Festigkeitsklasse Schraube für unlegierte und legierte Stähle	5
2.4	Festigkeitsklasse Schraube für nichtrostende Stähle	5
2.5	Befestigungsschraube nach DIN EN ISO 4017 mit Regelgewinde bis zum Kopf	6
2.6	Scheibe nach DIN EN ISO 7090 [2]	7
2.7	Verbundanker mit Mörtelpatrone nach ZN1505	7
3.1	Freischnitt Sewatec in xz-Ebene	12
3.2	Freischnitt Sewatec in yz-Ebene	13
3.3	Freischnitt Sewatec in xy-Ebene	14
3.4	Moment um die z-Achse am Saugstutzen: resultierende Kraftkomponenten, Hebel, Winkel	18
3.5	Moment um die z-Achse am Druckstutzen: resultierende Kraftkomponenten, Hebel, Winkel	20
3.6	resultierenden Querkraft	21
3.7	Annahme für die Berechnung der acht Befestigungsschrauben	22
3.8	Nachgiebigkeit der installierten Schraube	25
3.9	Nachgiebigkeit der verspannten Teile im Allgemeinen	26
3.10	Verspannungsschaubild [3]	27
3.11	Freischnitt Verbundankerberechnung Sewatec in xz-Ebene	34
3.12	Freischnitt Verbundankerberechnung Sewatec in yz-Ebene	35
4.1	Graphical User Interface [grafische Benutzeroberfläche] (GUI) Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Grundeinstellungen	40
4.2	GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Einstellungen für die Montage	41
4.3	GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Ergebnismenü - ausreichende Dimensionierung	42
4.4	GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Ergebnismenü - unzureichende Schraubendimensionierung inklusive Versagenskriterium	43
4.5	GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Ergebnismenü - Druckbelastung der Schraube	43
4.6	GUI Verbundanker - Einstellungsmenü	44
4.7	GUI Verbundanker - Ergebnismenü - ausreichende Dimensionierung	45

4.8	GUI Verbundanker - Ergebnismenü - unzureichende Dimensionierung	45
4.9	GUI Verbundanker - Ergebnismenü - keine Zugbelastung	46
5.1	Baugruppe mit Originalteilen in vereinfachter Darstellung	47
5.2	Baugruppe in vereinfachter Darstellung	48
5.3	Baugruppe in stark vereinfachter Darstellung	49
5.4	Pfad - Normalspannung entlang des Schraubenschaftes in axialer und Querschnittsrichtung für M36 A4-50	50
5.5	Pfad - Normalspannung entlang des Schraubenschaftes in axialer und Querschnittsrichtung für M36 8.8	51
5.6	Lagerreaktionskraft am Installationspunkt mit der maximalen Zugbelastung	52
5.7	Lagerreaktionskraft am Installationspunkt 11	53
5.8	Lagerreaktionskraft	54
5.9	Lagerreaktionskraft Ergebnis	54
5.10	Reaktionskraft am Verbundankerinstallationspunkt 11	56
5.11	Lagerreaktionskraft am Verbundankerinstallationspunkt 11	57

Tabellenverzeichnis

3.1	Indizierung für die Befestigungsschrauben	10
3.2	Annahmen für die Berechnung der Befestigungsschrauben	11
3.3	maximale Zugbelastung am Installationspunkt	23
3.4	maximale Querkraftbelastung am Installationspunkt	24
3.5	Längen für Nachgiebigkeit der Schraube	25
3.6	Querschnitte für Nachgiebigkeit der Schraube	26
3.7	Ersatzquerschnitt verspannte Teile	27
3.8	Kennwerte und Abmessungen zur Bestimmung des Anziehdrehmomentes [4]	29
3.9	Annahmen für die Berechnung der Verbundanker	33
3.10	Indizierung für die Verbundankerberechnung	33
3.11	maximale Zugbelastung für den Verbundanker am Installationspunkt 11 . . .	37
5.1	Befestigungsschrauben: Lagerreaktionskrafte FEM und Tool im Vergleich .	53
5.2	Verbundanker: Lagerreaktionskrafte FEM und Tool im Vergleich	57

Abkürzungsverzeichnis

VBA Visual Basic for Application

GUI Graphical User Interface [grafische Benutzeroberfläche]

KSB Klein, Schanzlin, Becker SE und Co. KGaA

FEM Finite-Elemente-Methode

CAD Computer Aided Design

Formelzeichenverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
F_a	N	äußere Kraft für Erklärung des 3. Newtonschen Axioms
F_b	N	Gegenkraft für Erklärung des 3. Newtonschen Axioms
Für Berechnung der resultierenden Kräfte:		
a	m	Länge in Freischnitt 3.1 und 3.11
b	m	Breite des Pumpenfußes
D_2	m	Länge in Freischnitt 3.11
E_l	m	Abstand zwischen den Verbundankern
f	m	Länge in Freischnitt 3.1
f_{Kipp}	1	Faktor zur Berücksichtigung des Kippmomentes
f_{Kurz}	1	Faktor zur Berücksichtigung des Kurzschlussmomentes
f_N	Hz	Netzfrequenz
$F_{D,x}$	N	Kraft am Druckflansch in x-Richtung
$F_{D,y}$	N	Kraft am Druckflansch in y-Richtung
$F_{D,z}$	N	Kraft am Druckflansch in z-Richtung
F_G	N	Gewichtskraft
$F_{G,GP}$	N	Gewichtskraft der Grundplatte
$F_{G,K}$	N	Gewichtskraft der Kupplung
$F_{G,Mot}$	N	Gewichtskraft des Motoraggregates
$F_{G,Pu}$	N	Gewichtskraft des Pumpenaggregates
$F_{i,j}$	N	Kraft aus Bilanzierung an der Befestigungsschraube
$F_{m,n}$	N	resultierende Kraft in z-Richtung an der Installationsstelle des Verbundankers
$F_{m,n_{F_z}}$	N	resultierende Kraft in z-Richtung an der Installationsstelle des Verbundankers verursacht durch F_z
$F_{m,n_{M_{D,y}}}$	N	resultierende Kraft in z-Richtung an der Installationsstelle des Verbundankers verursacht durch $M_{D,y}$
$F_{m,n_{M_{S,y}}}$	N	resultierende Kraft in z-Richtung an der Installationsstelle des Verbundankers verursacht durch $M_{S,y}$
$F_{m,n_{M_x}}$	N	resultierende Kraft in z-Richtung an der Installationsstelle des Verbundankers verursacht durch die Momente um die x-Achse
$F_{Q,res,ij}$	N	resultierende Querkraft am Installationspunkt der Befestigungsschraube
$F_{Q,res,ijk}$	N	resultierende Querkraft am Installationspunkt der Befestigungsschraube
$F_{S,x}$	N	Kraft am Saugflansch in x-Richtung
$F_{S,y}$	N	Kraft am Saugflansch in y-Richtung
$F_{S,z}$	N	Kraft am Saugflansch in z-Richtung
$F_{U,Mot}$	N	Unwuchtkraft verursacht durch den Motor
$F_{U,Pu}$	N	Unwuchtkraft verursacht durch die Pumpe
$F_{x,Dx,ij}$	N	Kraft in x-Richtung am Installationspunkt der Befestigungsschraube aufgrund der Einwirkung $F_{D,x}$

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$F_{x,M_{D,z},ij}$	N	resultierende Kraft in x-Richtung aufgrund des Einflusses $M_{D,z}$ am Installationspunkt der Befestigungsschraube
$F_{x,M_{S,z},ij}$	N	resultierende Kraft in x-Richtung aufgrund des Einflusses $M_{S,z}$ am Installationspunkt der Befestigungsschraube
$F_{x,Sx,ij}$	N	Kraft in x-Richtung am Installationspunkt der Befestigungsschraube aufgrund des Einwirkung $F_{S,x}$
$F_{y,Dy,ij}$	N	Kraft in y-Richtung am Installationspunkt der Befestigungsschraube aufgrund des Einwirkung $F_{D,y}$
$F_{y,M_{D,z},ij}$	N	resultierende Kraft in y-Richtung aufgrund des Einflusses $M_{D,z}$ am Installationspunkt der Befestigungsschraube
$F_{y,M_{S,z},ij}$	N	resultierende Kraft in y-Richtung aufgrund des Einflusses $M_{S,z}$ am Installationspunkt der Befestigungsschraube
$F_{y,Sy,ij}$	N	Kraft in y-Richtung am Installationspunkt der Befestigungsschraube aufgrund des Einwirkung $F_{S,y}$
F_z	N	Kräfte in z-Richtung (Kräftebilanz)
$F_{z,ij}$	N	resultierende Kraft in z-Richtung am Installationspunkt der Befestigungsschraube
$F_{z,ijk}$		
g	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung (Ortsfaktor) abhängig vom Standort
G	$\frac{mm}{s}$	Wuchtgüte
G_{Mot}	$\frac{mm}{s}$	Wuchtgüte des Motors
G_{Pu}	$\frac{mm}{s}$	Wuchtgüte der Pumpe
H_1	m	Länge in Freischnitt 3.12
i	m	Länge in Freischnitt 3.1
K	m	Länge in Freischnitt 3.11
l_D	m	Hebel zwischen Angriffspunkt des Einflusses $M_{D,z}$ und dem Installationspunkt der Befestigungsschraube
$l_{S_i,j}$	m	Hebel zwischen Angriffspunkt des Einflusses $M_{S,z}$ und dem Installationspunkt der Befestigungsschraube
m_{GP}	kg	Masse der Grundplatte
m_K	kg	Masse der Kupplung
m_{med}	kg	Masse des Füllmediums
m_{Mot}	kg	Masse des Motoraggregates
$m_{rot,Pu}$	kg	Rotormasse der Pumpe
$M_{D,x}$	Nm	Moment am Druckflansch um die x-Achse
$M_{D,y}$	Nm	Moment am Druckflansch um die y-Achse
$M_{D,z}$	Nm	Moment am Druckflansch um die z-Achse
M_{Mot}	Nm	Motormoment (abhängig vom Betriebszustand)
$M_{Mot,Kipp}$	Nm	Motormoment beim Umkippen des Motors

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$M_{Mot,Kurz}$	Nm	Motormoment bei Anliegen eines Kurzschlusses
$M_{Mot,Nenn}$	Nm	Motornennmoment
$M_{S,x}$	Nm	Moment am Saugflansch um die x-Achse
$M_{S,y}$	Nm	Moment am Saugflansch um die y-Achse
$M_{S,z}$	Nm	Moment am Saugflansch um die z-Achse
$M_{x,ij}$	Nm	Momente um die x-Achse, gedreht um den Punkt ij (Momentenbilanz)
$M_{x_m,n}$	Nm	Momente um die x-Achse, gedreht um den Punkt mn (Momentenbilanz)
$M_{y,ij}$	Nm	Momente um die y-Achse, gedreht um den Punkt ij (Momentenbilanz)
n	min^{-1}	Drehzahl
n_y	m	Länge in Freischnitt 3.2
n_2	m	Länge zur Berechnung von n_y
n_5	m	Länge zur Berechnung von n_y
p	1	Polpaarzahl des Motors
P_{Nenn}	W	Motornennleistung
u	1	Faktor für die Berechnung der Verbundanker
y	m	Länge in Freischnitt 3.1
z_{BS}	1	Anzahl der Befestigungsschrauben
z_{VA}	1	Anzahl der Verbundanker
π	1	Kreiszahl
φ	°	Winkel zur Bestimmung der Querkraftanteile aufgrund des Einflusses $M_{D,z}$ an den Installationspunkten der Befestigungsschrauben
$\psi_{i,j}$	°	Winkel zur Bestimmung der Querkraftanteile aufgrund des Einflusses $M_{S,z}$ an den Installationspunkten der Befestigungsschrauben
Für Schrauben- und Verbundankerberechnung:		
a	1	Faktor der berücksichtigt, ob die Schraube im elastischen oder überelastischen Bereich angezogen wird
A_{ers}	mm^2	Ersatzquerschnitt des virtuellen Druckkörpers in Hohlzylinderform
A_N	mm^2	Querschnitt der Schraube bezogen auf den Gewindenndurchmesser
A_P	mm^2	gepresste Fläche am Schraubenkopf bzw. Mutter
A_S	mm^2	Spannungsquerschnitt des Gewindes
A_3	mm^2	Kernquerschnitt des Gewindes
d	mm	Nennndurchmesser des Verbundankers
d_i	mm	Bohrungsdurchmesser
d_S	mm	Spannungsdurchmesser

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
d_w	mm	Auflagedurchmesser des Schraubenkopfes bzw. der Mutter
d_2	mm	Flankendurchmesser des Gewindes
d_{2max}	mm	Außendurchmesser der Scheibe
d_3	mm	Kerndurchmesser des Gewindes
D_A	mm	äußerster Durchmesser der verspannten Teile 3.9
D_{ers}	mm	Ersatzdurchmesser des virtuellen Druckkörpers in Hohlzylinderform
E_S	MPa	Elastizitätsmodul der Schraube
E_T	MPa	Elastizitätsmodul der verspannten Teile
f_S	mm	Verformung durch zusätzliche Zugbelastung der Schraube aufgrund der Betriebskraft
f_T	mm	Verformung bzw. Entspannung der verspannten Teile durch Entlastung aufgrund der Betriebskraft
f_Z	mm	Setzbetrag
F_B	N	Betriebskraft
F_{BS}	N	Zusatzkraft der Schraube
F_{BT}	N	Entlastungskraft der verspannten Teile
F_{Kl}	N	Klemmkraft
F_N	N	Normalkraft
F_R	N	Reibungskraft
$F_{S,ges}$	N	Gesamtschraubkraft
F_{SP}	N	Spannkraft der Schraube
F_{Vmin}	N	minimaler Wert der Schraubenvorspannkraft
F_{Vmax}	N	maximaler Wert der Schraubenvorspannkraft
F_V	N	Schraubenvorspannkraft
F_{V90}	N	Schraubenvorspannkraft bei 90% Ausnutzung der Mindestdehngrenze des Werkstoffs der Schraube
F_{VM}	N	Montagevorspannkraft der Schraube
F_Z	N	Setzkraft
$F_{0,2}$	N	Streckgrenzenkraft
g_1	mm	Höhe des Pumpenfußes
h_1	mm	Höhe der Scheibe
k_A	1	Anziehungsfaktor der Schraube
l_G	mm	Berechnung elastische Nachgiebigkeit der Schraube - Gewindelänge im Klemmlängenbereich
l_{Ge}	mm	Berechnung elastische Nachgiebigkeit der Schraube - Zuschlag für eingeschraubtes Gewinde
l_{GP}	mm	Höhe des Bauteils der Grundplatte in das die Schraube geschraubt wird
l_K	mm	Berechnung elastische Nachgiebigkeit der Schraube - Zuschlag für Sechskantschraubenkopf

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
l_{KI}	mm	Klemmlänge
l_{VA}	mm	Länge des Verbundankers
M_A	Nm	Anziehdrehmoment
$M_{A,zul}$	Nm	zulässiges Anziehdrehmoment
M_G	Nm	Gewindemoment
M_{RA}	Nm	Reibungsmoment an der Auflagefläche des Schraubenkopfes bzw. der Mutter
n	1	Krafteinleitfaktor
p	MPa	Flächenpressung
P_h	mm	Steigung des Gewindes
p_G	MPa	Grenzflächenpressung
R_e	MPa	Streckgrenze des Werkstoffes
R_M	MPa	Zugfestigkeit des Werkstoffes
$R_{P_{0,2}}$	MPa	Mindestdehngrenze bzw. -streckgrenze des Werkstoffes
S_A	1	Sicherheitsabstand zur Streckgrenzenkraft
S_B	1	Sicherheitsfaktor für die Betriebskraft
S_R	1	Sicherheit gegen Rutschen
W_t	mm^3	polares Widerstandsmoment für die Berechnung der Torsionsspannung
x	1	Berechnungsfaktor für den Ersatzquerschnitt der verspannten Teile
z_{Tr}	1	Anzahl der Trennfugen
β	°	Flankenwinkel Gewinde
δ_S	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit der Schraube
δ_T	$\frac{mm}{N}$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile
Δ_f	mm	Verformung 3.10
μ_G	1	Gewindereibungswert
μ_K	1	Kopfreibungswert
μ_{Tr}	1	Reibungskoeffizient in der Trennfuge
ν	1	Ausnutzungsgrad des Schraubenwerkstoffes
ρ'	°	reduzierter Reibungswinkel
σ_M	MPa	Montagezugspannung
τ_t	MPa	Torsionsspannung im Gewinde
φ	°	Steigungswinkel Gewinde
Φ	1	Kraftverhältnis

1 Einleitung

1.1 Motivation

Hinsichtlich der stetig steigenden Nachfrage von Berechnungen in der Firma Klein, Schanzlin, Becker SE und Co. KGaA (KSB) erhalten Automatisierungen zunehmend Zuspruch. Besonders im Bereich der Fundamentlastberechnung für horizontal aufgestellte Spiralgehäusepumpen ist ein Anstieg der Nachfrage zu verzeichnen. In diesem Zusammenhang wünschen die anspruchsvollen KSB-Kunden oftmals zusätzlich Festigkeits- und Funktionsnachweise von installierten Schrauben. Derzeit existieren diesbezüglich keine Automatisierungen und es wird auf externe Schraubenberechnungsprogramme, wie beispielsweise MDesign, zurückgegriffen. In dieses Programm müssen verschiedene äußere manuell berechnete Lasten aufwendig eingegeben werden. Für die Umsetzung einer effizienten Berechnung mit wenig Einarbeitungszeit ist eine Programmierung, in der der Anwender nur im kleinen Maße Einstellungen vornehmen muss, von großer Bedeutung. Dazu ist die Neuentwicklung eines leicht zu bedienenden Programms erforderlich.

1.2 Aufgabe und Ziel der Bachelorarbeit

Das Ziel der Arbeit besteht darin, eine schnelle Abwicklung von kundenspezifischen Berechnungswünschen, durch Schaffung eines Berechnungsalgorithmus mit Hilfe von Microsoft Excel Visual Basic for Application (VBA), zu realisieren, welcher die Festigkeit und Funktion der installierten Befestigungsschrauben und Verbundanker überprüft. Die Aufgabenstellung der Bachelorarbeit umfasst dabei folgende Schwerpunkte:

- Festigkeits- und Funktionsnachweise der Befestigungsschrauben am Fuß der horizontal aufgestellten Spiralgehäusepumpen und der installierten Verbundanker in der Grundplatte
- Automatisierung der Berechnungen auf Basis des Programms Microsoft Excel VBA
- Überprüfung getroffener Annahmen zur Fundamentlast- bzw. Verbundankerberechnung und der automatisierten Schraubenberechnung mit Hilfe der FEM
- Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei der Umstellung der Schraubenbaukästen

1.3 Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 vereint Vorkenntnisse, die für das Verständnis der Arbeit notwendig sind. In diesem Kapitel werden allgemeine Informationen zur Baureihe, die die Arbeit behandelt, bereitgestellt. Des Weiteren werden einige für die Berechnung notwendige Grundbegriffe, sowie die im Verlauf der Arbeit verwendeten Programme, erklärt.

Kapitel 3 erklärt die vollständige Berechnung, die in ein Programm zu implementieren ist. Dazu werden sämtliche Berechnungsschritte, anhand von zuvor getroffenen Annahmen, sukzessive erklärt.

Kapitel 4 stellt die Umsetzung der Berechnung innerhalb eines Berechnungstools dar, wobei die Funktionsweise des entwickelten Programms für den Anwender erklärt wird.

Kapitel 5 vergleicht die Ergebnisse des programmierten Berechnungsprogramms mit einem am Markt etablierten FEM-Programm. Ziel dieses Kapitels ist eine Validierung des entwickelten Programmes.

Kapitel 6 fasst die Ergebnisse der Bachelorarbeit zusammen und führt Möglichkeiten zur Fortsetzung der Arbeit auf.

2 Grundlagen

2.1 Trocken aufgestellte Spiralgehäusepumpen der Baureihe Sewatec

Die von der Firma KSB eingesetzten trocken aufgestellten Kreiselpumpen der Baureihe Sewatec werden in der Abwassertechnik verwendet. Diese Pumpen wurden für das Fördern von Schmutzwasser, Abwasser mit Fäkalien, feststoffbeladenem Flusswasser, sowie Roh-, Beleb- und Faulschlamm und ähnlichen Einsatzzwecken konstruiert. Sie werden vertikal und horizontal in verschiedenen Varianten aufgestellt. Die Arbeit beschäftigt sich ausschließlich mit der horizontalen Aufstellung (siehe Abbildung 2.1). Dabei wird die gesamte Einheit, bestehend aus der Pumpe (1) mit dem Lagerträger, sowie der Kupplung (10) (meist Lamellenkupplung), die als Verbindungselement zwischen Pumpen- und Motorwelle dient, zusammen mit dem Motor (8) auf einer Grundplatte (3) aufgeschraubt. Am Pumpengehäuse werden vier bzw. acht Befestigungsschrauben (2) installiert. Für die Befestigung des Stützfußes (11) auf der Grundplatte werden zwei Schrauben (6) eingesetzt. Die Grundplatte wird auf einem Fundament (5) mittels chemischer Verbundanker (4) befestigt. Zum Einsatz kommen Konstellationen mit vier, sechs und acht Klebeankern [5] [1].

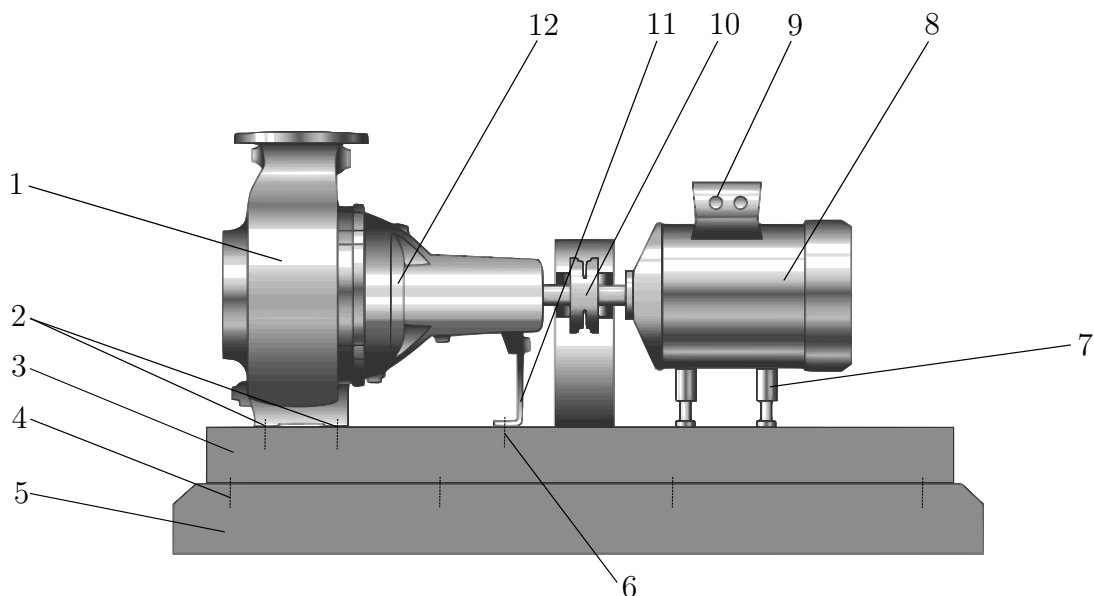


Abbildung 2.1: Pumpenaggregat mit direkt gekuppeltem Antrieb, Grundplatte, Kupplung, Kupplungsschutz und Motorhöhenverstellung [1]

Die Lagerträgereinheit (12) wird über Schraubenverbindungen mit dem Pumpengehäuse verbunden. Der über vier Schrauben auf der Motorständerkonstruktion der Grundplatte befestigte Motor realisiert den Antrieb. In einigen Fällen der horizontalen Aufstellung wird der Motor mittels Stellschrauben (7) befestigt. Diese ermöglichen eine Höhenverstellung des Motors. Die Drehzahl des Motors kann durch den Einsatz eines Frequenzumrichters (9) angepasst werden.

2.2 3. Newtonsches Axiom

Das von Isaac Newton im 17. Jahrhundert entdeckte Wechselwirkungsgesetz (drittes Newtonsches Gesetz) definiert, dass Kräfte immer paarweise auftreten. Wenn also ein Körper A mit einer Kraft F auf einen Körper B wirkt, so wirkt dieselbe Kraft in entgegengesetzter Richtung von Körper B auf Körper A [6]. In der Abbildung 2.2 wird das dritte Newtonsche Axiom visualisiert. Die Lagerreaktionskraft des dargestellten Festlagers F_b ist der äußeren angreifenden Kraft F_a in gleicher Größe entgegengerichtet (actio = reactio oder $F_b = -F_a$).

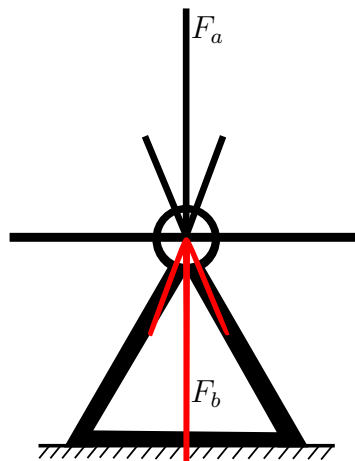


Abbildung 2.2: Verdeutlichung drittes Newtonsches Gesetz am Beispiel eines Festlagers

2.3 Superpositionsprinzip

Das Superpositionsprinzip wird in der Physik auch als Überlagerungsprinzip bezeichnet. Es ermöglicht die Überlagerung von Größen, die in Richtung und Betrag eindeutig definiert sind (z.B. Kräfte). Angewendet wird diese Vorgehensweise in zahlreichen Bereichen der technischen Mechanik. Mit Hilfe dieser Methode kann ein mechanisch kompliziertes Gesamtproblem durch das Aufstellen von Einzelproblemen strukturier- und lösbar gemacht werden.

2.4 Schraubenverbindungen

Die Schraube ist das am häufigsten eingesetzte Maschinen- bzw. Verbindungselement. Sie findet deshalb auch in verschiedenen Einsatzgebieten des Maschinenbaus ihre Anwendung [3].

2.4.1 Festigkeitsklassen

Stähle bilden entsprechend ihrer chemischen Zusammensetzung und Wärmebehandlung, sowie dem verwendeten Werkstoff verschiedene Eigenschaften aus. Anhand dieser Eigenschaften werden Schrauben in Festigkeitsklassen eingeteilt [2]. Es wird zwischen unlegierten/legierten [7] und nichtrostenden Stählen [8] unterschieden. Den Bezeichnungen der unlegierten bzw. legierten Schrauben sind die wichtigsten Werkstoffkennwerte zu entnehmen (siehe Abbildung 2.3).

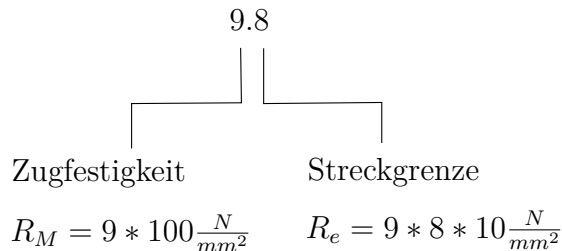


Abbildung 2.3: Festigkeitsklasse Schraube für unlegierte und legierte Stähle

Alle anderen Werkstoffkennwerte sind den Tabellen der DIN EN ISO 898-1 [7] zu entnehmen. Den nichtrostenden Stählen kann die Zugfestigkeit der Werkstoffbezeichnung entnommen werden (siehe Abbildung 2.4).

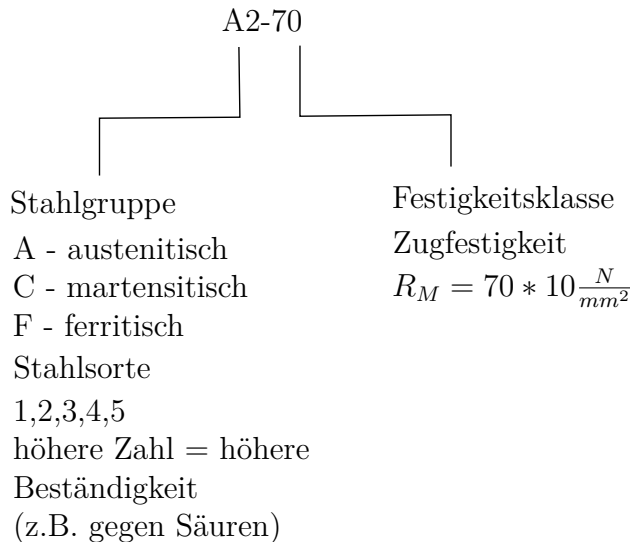


Abbildung 2.4: Festigkeitsklasse Schraube für nichtrostende Stähle

Andere Werkstoffkennwerte, wie die Streckgrenze R_e bzw. $R_{P_{0,2}}$ und die Bruchverlängerung, sind der DIN EN ISO 3506-1 [8] zu entnehmen.

2.4.2 Befestigungsschrauben

In der horizontalen und vertikalen Aufstellungsart der Abwasserpumpenbaureihe Sewatec verwendet die Firma KSB Befestigungsschrauben der DIN EN ISO 4017 (siehe Abbildung 2.5) [9].

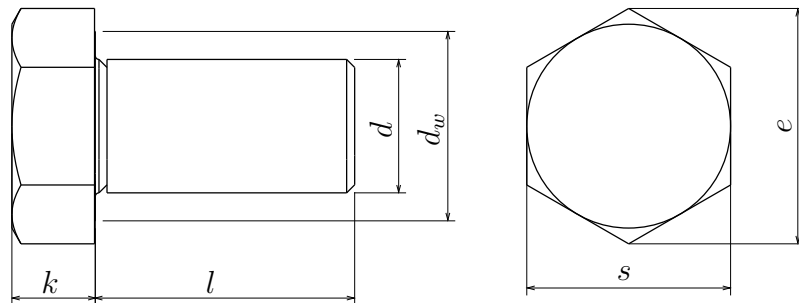


Abbildung 2.5: Befestigungsschraube nach DIN EN ISO 4017 mit Regelgewinde bis zum Kopf

Diese Sechskantschrauben besitzen Regelgewinde bis zum Schraubenkopf und verbinden das Pumpengehäuse, sowie die Lagerträgereinheit und den Stützfuß mit der Grundplatte. Sie werden in das Innengewinde der Grundplatte eingeschraubt. Installiert werden nichtrostende säurebeständige Stahlschrauben mit der Bezeichnung A4-70 und A4-50. Bei Gewinden bis M24 kommen A4-70 Schrauben zum Einsatz, ab M30 werden Schrauben der Festigkeitsklasse A4-50 verwendet. Diese Festigkeitsklassen weisen eine geringere Festigkeit als die zumeist im Maschinenbau verwendeten 8.8 oder 10.9 Schrauben auf.

2.4.3 Scheiben

Eine gleichmäßigere Druck- und Kraftverteilung wird unter Zuhilfenahme von Scheiben realisiert. Diese werden zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und der Auflagefläche gelegt. Des Weiteren werden Scheiben verwendet, wenn der Werkstoff der verschraubten Teile sehr weich oder deren Oberfläche rau und unbearbeitet ist. Der Einsatz einer Scheibe kann außerdem bei Oberflächen, die poliert sind oder nicht beschädigt werden sollen, vorteilhaft sein [3]. In den trocken aufgestellten Spiralgehäusepumpen der Baureihe Sewatec werden Scheiben der DIN EN ISO 7090 (siehe Abbildung 2.6) [10] eingesetzt.

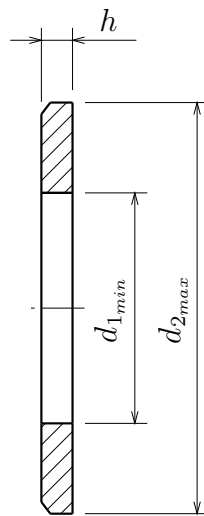


Abbildung 2.6: Scheibe nach DIN EN ISO 7090 [2]

2.4.4 Chemische Verbundanker

Die gesamte Einheit wird über die Grundplatte mittels chemischer Verbundanker nach ZN1505 (siehe Abbildung 2.7) [11] auf dem Fundament befestigt. Der Verbundanker besteht aus einem Gewindebolzen mit Regelgewinde, einer angefasten Scheibe nach ISO 7090, sowie einer Sechskantmutter nach ISO 4032 [11].



Abbildung 2.7: Verbundanker mit Mörtelpatrone nach ZN1505

Zum Einsatz kommt der A4 Werkstoff. Zusammen mit der Mörtelpatrone wird der Klebeanker im Fundament installiert. Durch den chemischen Wirkstoff innerhalb der Mörtelpatrone wird die vollständig garantierte Festigkeit erst nach einer gewissen Aushärtezeit erreicht. Die Aushärtezeit des chemischen Wirkstoffes hängt von der Konsistenz des Betons (trocken/feucht), sowie von der Temperatur ab. Im Allgemeinen wird die Aushärtezeit für Temperaturen von 35 °C bis -5 °C angegeben, wobei diese umso kürzer ist, je wärmer die Umgebung ist (10 min bis 10 h) [11].

2.4.5 Vorspannung einer Schraubenverbindung

In der Berechnung wird zwischen vor- und nicht vorgespannten Schraubenverbindungen unterschieden. Bei vorgespannten Verbindungen sind die Schrauben vor dem Angreifen einer Betriebskraft durch eine nach dem Festdrehen der Mutter oder der Schraube hervorgerufene Vorspannkraft bereits belastet. Das bei der Montage aufgebrauchte Anziehdrehmoment erzeugt in der Schraube eine Vorspannkraft. Infolge dessen wird in der Trennfuge der verspannten Bauteile ein Kraft- bzw. Reibschluss hervorgerufen. Bei einer richtig ausgelegten Schraubenverbindung verhindert die Vorspannung eine Relativbewegung zwischen den Bauteilen. Die miteinander verschraubten Bauteile verhalten sich wie ein einziges Bauteil. Demgegenüber dürfen die zulässigen Spannungen in den Bauteilen und in der Schraube nicht überschritten werden. Vorgespannte Schraubenverbindungen sind in der Praxis am häufigsten vertreten. Im Gegensatz dazu sind nicht vorgespannte Schraubenverbindungen jene, bei denen weder die Schrauben selbst noch diese durch Muttern festgedreht sind. Die Schrauben selbst sind also vor dem Angreifen einer äußeren Kraft unbelastet. Diese Verbindungen kommen in der Praxis nur selten vor [3].

2.4.6 Vorspannkraftverlust

Die aufzubringende Montagevorspannkraft wird über die verhältnismäßig kleinen Auflageflächen des Schraubenkopfes und der Gewindeflanken übertragen. Dadurch entstehen hohe Flächenpressungen, die Kriechvorgänge im Werkstoff auslösen können. Zusätzlich werden diese durch Festigkeit und Rauigkeit der Verbindungsteile, sowie die elastische Nachgiebigkeit der Schraube und der verspannten Teile beeinflusst. Das als *Setzen der Verbindung* bezeichnete Phänomen führt zu einem Vorspannkraftverlust. Die größten Setzungen treten bereits beim Anziehen der Schraube auf und werden dementsprechend schon ausgeglichen. Infolge dynamischer Belastungen können nach dem Anziehen der Schraube weitere Vorspannkraftverluste auftreten. Diesen muss durch die elastische Längenänderung der Schraube entgegengewirkt werden. Während der wirkenden Betriebskraft darf die Restvorspannkraft (= Restklemmkraft) nicht null werden, damit die Verbindung nicht lose wird [3].

2.4.7 Anziehverfahren

Dich sich bei der Montage der Schraube ergebende Vorspannkraft unterliegt je nach Reibungsverhältnissen und Anziehmethode einer Streuung zwischen einem maximalen Wert $F_{V_{max}}$ und einem Minimalwert $F_{V_{min}}$. Dieses muss bei der Auslegung bzw. Nachrechnung der Schraubenverbindung entsprechend berücksichtigt werden. Bei wichtigen Schraubenverbindungen ist ein kontrolliertes Anziehen unbedingt erforderlich, damit die Streuung der Vorspannkraft auf ein Minimum eingeschränkt werden kann. Beispielhaft werden nachfolgend zwei Anziehverfahren aufgeführt. Das Anziehen der Verbindung mit Hilfe von anzeigenden oder signalgebenden Drehmomentschlüsseln (DIN ISO 6789) wird als drehmomentgesteuertes Anziehverfahren bezeichnet. Im Wesentlichen wird die Streuung der Vorspannkraft bei diesem Verfahren durch die Gewinde- und Kopfreibung hervorgerufen.

Beim drehwinkelgesteuertem Anziehverfahren wird die Schraube zunächst auf ein Ausgangsdrehmoment vorgezogen, wodurch die zu verschraubenden Bauteile zur Anlage kommen. Ausgehend von dieser Drehmomentschwelle wird die Schraube um einen errechneten Winkel weiterbewegt und in den überelastischen Bereich vorgespannt. Hierbei werden beispielsweise Drehmomentschlüssel oder hydraulische Systeme verwendet. Je nach verwendetem Verfahren ergeben sich unterschiedliche Anziehungsfaktoren k_A . Dieser Sicherheitsfaktor, der die Streuung der Vorspannkräfte erfasst, bildet sich aus dem Verhältnis $\frac{F_{Vmax}}{F_{Vmin}}$ und ist in jedem Fall größer als 1. Je näher er an dem Wert 1 liegt, desto genauer ist das verwendete Anziehverfahren [3].

2.4.8 Schraubenbaukästen

Die von der Firma KSB eingesetzten Pumpenbaureihen weisen hinsichtlich ihrer Geometrien und Abmessungen Analogien zueinander auf. Aus diesem Grund können für gleiche bzw. sehr ähnliche Baureihen und -größen Schrauben bereits im Vorfeld richtig ausgewählt werden. In gleicher Weise wird bei der Auswahl der Schrauben bei Neukonstruktionen von z.B. Grundrahmen bzw. Grundplatten vorgegangen. Anhand der Quer- und Längsabmessungen bereits vorhandener Grundrahmen kann der Konstrukteur für neue Grundrahmen effizient die Größe und Position der, für den neuen Grundrahmen, zu installierenden Schrauben festlegen.

2.5 Visual Basic for Applications

Die von Microsoft entwickelte Programmiersprache erlaubt es dem Nutzer innerhalb der Microsoft Applikationen eigene Programme zu entwickeln. Microsoft Office gehört in der heutigen Zeit zum Standard der Office-Ausstattung von Computern. Es ermöglicht die Erstellung von komplexen Benutzeroberflächen, ohne dabei ein zusätzliches Programm erwerben zu müssen [12].

2.6 Finite Elemente Methode

Die FEM ist ein numerisches Verfahren zur Festkörperberechnung. Vor allem in der Festigkeitslehre werden Probleme oftmals mittels Differentialgleichungen gelöst. Insbesondere für komplizierte Geometrien, die in der Praxis meist vorkommen, ist die analytische Lösbarkeit begrenzt. Mithilfe der FEM können real auftretende Lastfälle an Bauteilen untersucht und berechnet werden.

Der Festkörper wird in endlich (finit) viele Elemente (meist Tetraeder und/oder Hexaeder) aufgeteilt. Die einzelnen Elemente sind durch Knoten definiert, dessen Verschiebungen, bei aufgegebenen äußeren Einwirkungen (Kraft, Temperatur, etc.) auf das Festkörpermodell, berechnet werden. Verformungen und Spannungen werden im Anschluss unter Zuhilfenahme von gewöhnlichen oder partiellen Differentialgleichungen bzw. Differentialgleichungssystemen ermittelt [13]. Ein großer Vorteil der FEM besteht darin, dass bereits in der Entwicklung mögliche konstruktive Fehler erkannt und schließlich verbessert werden können.

3 Berechnungsgrundlagen

3.1 Berechnungsvorgehen

Damit die Schraube entsprechend des spezifischen Anwendungsfalls richtig gewählt werden kann, verwendet man in der Regel drei grundlegende Auslegungsschritte. Zunächst wird die Schraubenverbindung vorausgelegt, dabei greift der Konstrukteur auf tabellierte Erfahrungswerte zurück, um erste Abschätzungen bezüglich des Schraubendurchmessers d treffen zu können. Im Allgemeinen sind aus der Konstruktion auslegungstechnische Kräfte und Abmessungen, wie etwa die wirkende Betriebskraft, die erforderliche Klemmkraft, sowie die Klemmlänge bekannt. Mithilfe dieser kann die Vorauslegung über verschiedene Formeln vorgenommen werden. Fortführend wird auf die Vorauslegung aber nicht eingegangen, da die zu berechnenden Schrauben bereits firmenseitig über sogenannte Schraubenbaukästen vorausgelegt sind (siehe Abschnitt 2.4.8). Im zweiten Schritt wird die Schraubenverbindung nachgerechnet, dabei muss beachtet werden, dass es sich im Anwendungsfall um vorgespannte Schraubenverbindungen handelt (siehe Abschnitt 2.4.5). Im dritten Schritt werden schließlich die errechneten Werte mit Grenz- bzw. zulässigen Werten verglichen, um eine Aussage über die Festigkeit und Funktionalität der Verbindung treffen zu können.

3.2 Befestigungsschraubenberechnung

3.2.1 Indizierung

Für die Strukturierung ist es zweckmäßig im Vorfeld eine Indizierung durchzuführen (siehe Tabelle 3.1). Diese beschreibt die Positionen der installierten Schrauben und Verbundanker eindeutig und wird für das Verständnis der nachfolgenden Freischnitte, Grafiken und Berechnungen benötigt.

Index	4 Befestigungsschrauben	8 Befestigungsschrauben
i	1,2	1,2
j	1,2	1,2
k	nicht vorhanden	1,2

Tabelle 3.1: Indizierung für die Befestigungsschrauben

3.2.2 Annahmen für die Berechnung

Für die Berechnung müssen im Vorfeld Annahmen getroffen werden, damit die Berechnung nachvollzogen werden kann. Diese sind in der nachfolgenden Tabelle 3.2 aufgeführt.

Annahme	Funktion
starres und völlig steifes System	eine völlig steife Verbindung ermöglicht zwischen den Krafteinleitstellen und den Kraftaufnahme- punkten eine konstante Kraftleitung
Aufnahme aller Kräfte und Momente durch die Befestigungsschrauben am Pumpengehäuse	Ermöglichung einer Berechnung der Befestigungsschrauben durch statische Bestimmtheit des Systems; Steigerung der Sicherheit in der Berechnung
Befestigungsschrauben am Stützfuß der Lagerträgereinheit dienen ausschließlich zur Stabilisierung der Pumpeneinheit und nehmen keine angreifenden Kräfte und Momente auf	Vermeidung eines statisch überbestimmten Systems; Steigerung der Sicherheit in der Berechnung, weil die Befestigungsschrauben am Pumpengehäuse auf höhere Belastungen überprüft werden
Berechnung der resultierenden Kräfte mit Hilfe des Superpositionsprinzips (Überlagerung der Einzelkräfte)	Strukturierung innerhalb der Berechnung
Schraubenverbindung ist kein Festlager	am Saug- und Druckflansch wirkende Querkräfte verursachen keine resultierende Kraft in Längsrichtung der Schraube
jede Befestigungsschraube nimmt den gleichen Anteil des Momentes um die z-Achse am Saug- und Druckflansch auf	Ermöglichung der Berechnung der Querkraftanteile, die an den Installationspunkten auftreten; statische Bestimmtheit des Systems

Tabelle 3.2: Annahmen für die Berechnung der Befestigungsschrauben

3.2.3 Freischnitt des Aggregates

Im ersten Schritt wird ein Freischnitt für das Aggregat angefertigt, wobei alle real auftretenden Kräfte unter Zuhilfenahme der Tabelle 3.2 angetragen werden (siehe Abbildung 3.1 und 3.1). Für die konstruktive Auslegung der Schrauben muss zunächst die wirkende Betriebskraft in Längsrichtung der Schraube bestimmt werden.

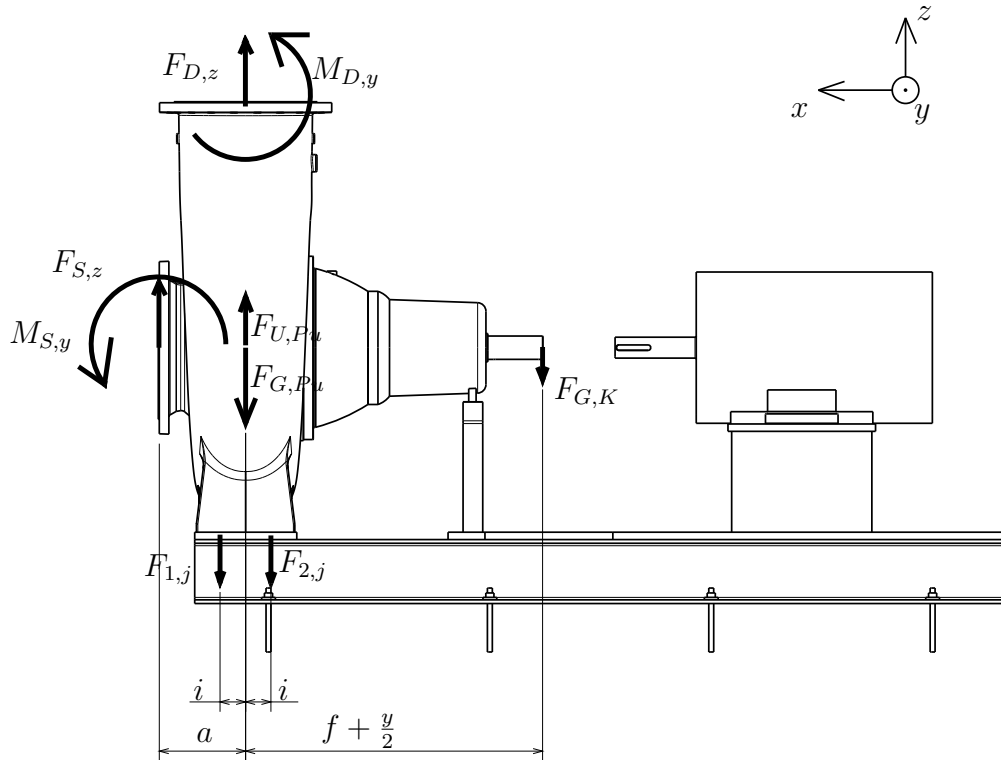


Abbildung 3.1: Freischnitt Sewatec in xz-Ebene

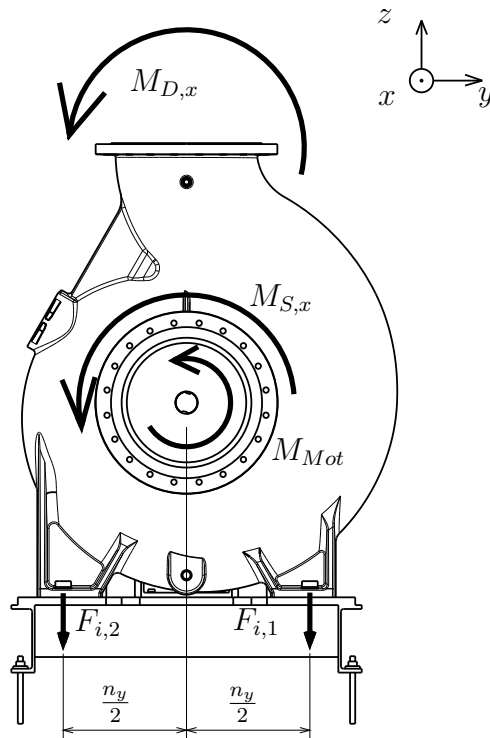


Abbildung 3.2: Freischnitt Sewatec in yz-Ebene

Im weiteren Verlauf müssen, für die Bestimmung der benötigten Klemmkraft, die wirkenden Querkräfte an den Installationspunkten der Befestigungsschrauben ermittelt werden. Grundlage der Berechnung wird der in Abbildung 3.3 dargestellte Freischnitt in der xy-Ebene. Die Abbildung zeigt die Aufstellung in einer vereinfachten Draufsicht. Damit werden die Schraubenpositionen uneindeutig dargestellt (vgl. Tabelle 3.1).

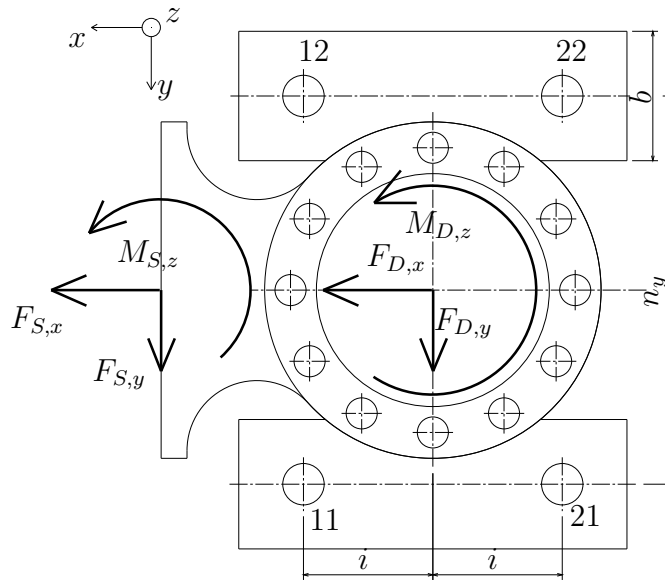


Abbildung 3.3: Freischnitt Sewatec in xy-Ebene

3.2.4 Berechnung der Einzelkräfte und Momente

Die in der Bachelorarbeit betrachteten horizontal aufgestellten Spiralgewehäusepumpen werden nach der DIN EN ISO 5199 einer Pumpenfamilie zugeordnet [14]. Entsprechend dieser und mit Hilfe der vorhandenen Flanschdurchmesser können für alle Pumpen die zugehörigen maximal zulässigen Flanschbelastungen (Kräfte und Momente) entnommen werden. Des Weiteren wirken Gewichts- und Unwuchtkraft (Gleichungen 3.1 und 3.3), sowie das Motormoment (Gleichung 3.4) auf die Befestigungsschrauben des Aggregates. Bei der Berechnung der Gewichtskraft der Kupplung $F_{G,K}$ geht nur die halbe Kupplungsmasse m_K ein, da davon ausgegangen wird, dass motorseitig die andere Hälfte aufgenommen wird. In die Berechnung der Pumpengewichtskraft F_{G,P_u} hingegen gehen das Gewicht der Pumpe (Welle, Pumpengehäuse, Laufrad, Verbindungselemente, etc.) m_{P_u} und des Füllmediums m_{med} ein.

$$F_G = m * g \quad (3.1)$$

Die Drehzahl n wird hierbei über die Netzfrequenz f_N und die Polpaarzahl des Motors p bestimmt.

$$n = \frac{f_N * 60}{p} \quad (3.2)$$

Die Firma KSB wuchtet die Rotoren (Laufräder) nach DIN ISO 21940-11. Es werden Auswucht-Gütestufen von $G = 6, 3$ und $G = 2, 5$ realisiert [15].

$$F_{U,P_u} = m_{rot,P_u} * \frac{G_{P_u}}{1000} * 2 * \pi * \frac{n}{60} \quad (3.3)$$

Hinsichtlich der Berechnung des Motormoments M_{Mot} ist der Einfluss der ungünstigsten Betriebsfälle mit einzubeziehen (Gleichungen 3.5 und 3.6).

$$M_{Mot,Nenn} = \frac{P_{Nenn}}{2 * \pi * \frac{n}{60}} \quad (3.4)$$

$$M_{Mot,Kipp} = M_{Mot,Nenn} * f_{Kipp} \quad (3.5)$$

$$M_{Mot,Kurz} = M_{Mot,Nenn} * f_{Kurz} \quad (3.6)$$

3.2.5 Berechnung der Reaktionskräfte

Infolge der verschiedenen Installationsmöglichkeiten der Kreiselpumpen gibt es gehäuseseitig Aufstellungen mit vier bzw. acht Befestigungsschrauben, wobei die Berechnungen entsprechend variieren. Mit Hilfe der im Abschnitt 3.2.2 definierten Annahmen der Tabelle 3.2, sowie den Freischnitten in den Abbildungen 3.1 und 3.2 können die resultierenden Kräfte in Längsrichtung (z-Richtung) berechnet werden.

3.2.5.1 Pumpengehäuse mit vier Befestigungsschrauben

Veranlasst durch die statische Bestimmtheit des Systems kann das System mit Hilfe der Methoden der technische Mechanik gelöst werden. Unter Zuhilfenahme des Superpositionsprinzips (siehe Abschnitt 2.3) werden zunächst nach dem Freischnitt 3.1 die Kräfte $F_{1,j}$ und $F_{2,j}$ bestimmt.

$$\sum F_z = 0 = F_{S,z} + F_{D,z} + F_{U,Pu} - F_{G,Pu} - \frac{1}{2} * F_{G,K} - F_{1,j} - F_{2,j} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{y,1j} = 0 = M_{S,y} + M_{D,y} - F_{S,z} * (a - i) + F_{D,z} * i + F_{U,Pu} * i \\ - F_{G,Pu} * i - \frac{1}{2} * F_{G,K} * \frac{f + \frac{y}{2} + i}{2 * i} - F_{2,j} * 2 * i \end{aligned} \quad (3.8)$$

Aus der Momentenbilanz der Gleichung 3.8 kann die Kraft $F_{2,j}$ ermittelt werden.

$$F_{2,j} = \frac{(M_{S,y} + M_{D,y})}{2 * i} - F_{S,z} * \frac{a - i}{2 * i} + \frac{1}{2} * \left(F_{D,z} + F_{U,Pu} - F_{G,Pu} - F_{G,K} * \frac{f + \frac{y}{2} + i}{2 * i} \right) \quad (3.9)$$

Mittels Einsetzverfahren von Gleichung 3.9 in Gleichung 3.7 kann die Kraft $F_{1,j}$ mithilfe nachfolgender Formel 3.10 bestimmt werden.

$$F_{1,j} = F_{S,z} * \left(1 + \frac{a - i}{2 * i} \right) + \frac{1}{2} * \left[F_{D,z} + F_{U,Pu} - F_{G,Pu} + F_{G,K} * \left(\frac{f + \frac{y}{2} + i}{2 * i} - 1 \right) \right] - \frac{(M_{S,y} + M_{D,y})}{2 * i} \quad (3.10)$$

Im nächsten Schritt wird die Kräftebilanz in z-Richtung und die Momentenbilanz um die x-Achse mit Hilfe des Freischnitts 3.2 aufgestellt.

$$\sum F_z = 0 = F_{i,1} + F_{i,2} \quad (3.11)$$

$$\sum M_{x,i1} = 0 = M_{Mot} + M_{S,x} + M_{D,x} + F_{i,2} * n_y \quad (3.12)$$

Unter Zuhilfenahme von Gleichung 3.12 kann die Kraft $F_{i,2}$ errechnet werden.

$$F_{i,2} = -\frac{M_{Mot} + M_{S,x} + M_{D,x}}{n_y} \quad (3.13)$$

Eingesetzt in Gleichung 3.11 ergibt sich für die Kraft $F_{i,1}$:

$$F_{i,1} = \frac{M_{Mot} + M_{S,x} + M_{D,x}}{n_y} \quad (3.14)$$

Im Anschluss werden die resultierenden Kräfte vorzeichenrichtig mit Hilfe des Superpositionsprinzips überlagert.

$$F_{z,11} = \frac{F_{1,j}}{2} + \frac{F_{i,1}}{2} \quad (3.15)$$

$$F_{z,11} = \frac{1}{2} * \left(F_{S,z} * \left(1 + \frac{a-i}{2 * i} \right) + \frac{1}{2} * \left[F_{D,z} + F_{U,Pu} - F_{G,Pu} + F_{G,K} * \left(\frac{f + \frac{y}{2} + i}{2 * i} - 1 \right) \right] - \frac{(M_{S,y} + M_{D,y})}{2 * i} \right) + \frac{1}{2} * \left(\frac{M_{Mot} + M_{S,x} + M_{D,x}}{n_y} \right) \quad (3.16)$$

$$F_{z,12} = \frac{F_{1,j}}{2} + \frac{F_{i,2}}{2} \quad (3.17)$$

$$F_{z,12} = \frac{1}{2} * \left(F_{S,z} * \left(1 + \frac{a-i}{2 * i} \right) + \frac{1}{2} * \left[F_{D,z} + F_{U,Pu} - F_{G,Pu} + F_{G,K} * \left(\frac{f + \frac{y}{2} + i}{2 * i} - 1 \right) \right] - \frac{(M_{S,y} + M_{D,y})}{2 * i} \right) + \frac{1}{2} * \left(-\frac{M_{Mot} + M_{S,x} + M_{D,x}}{n_y} \right) \quad (3.18)$$

$$F_{z,21} = \frac{F_{2,j}}{2} + \frac{F_{i,1}}{2} \quad (3.19)$$

$$F_{z,21} = \frac{1}{2} \left(\frac{(M_{S,y} + M_{D,y})}{2 * i} - F_{S,z} * \frac{a - i}{2 * i} + \frac{1}{2} * \left(F_{D,z} + F_{U,Pu} - F_{G,Pu} - F_{G,K} * \frac{f + \frac{y}{2} + i}{2 * i} \right) \right) + \frac{1}{2} * \left(\frac{M_{Mot} + M_{S,x} + M_{D,x}}{n_y} \right) \quad (3.20)$$

$$F_{z,22} = \frac{F_{2,j}}{2} + \frac{F_{i,2}}{2} \quad (3.21)$$

$$F_{z,22} = \frac{1}{2} \left(\frac{(M_{S,y} + M_{D,y})}{2 * i} - F_{S,z} * \frac{a - i}{2 * i} + \frac{1}{2} * \left(F_{D,z} + F_{U,Pu} - F_{G,Pu} - F_{G,K} * \frac{f + \frac{y}{2} + i}{2 * i} \right) \right) + \frac{1}{2} * \left(-\frac{M_{Mot} + M_{S,x} + M_{D,x}}{n_y} \right) \quad (3.22)$$

Für die Konstellationen mit vier Befestigungsschrauben gilt:

$$n_y = n_2 \quad (3.23)$$

Rein statisch betrachtet müssten die Kräfte in x- und y-Richtung mit den dazugehörigen Hebeln ebenfalls in die Momentenbilanzen 3.8 und 3.12 des Systems eingehen und somit Auswirkung auf die Belastung der Befestigungsschraube in z-Richtung haben. Tatsächlich wird, wie in Tabelle 3.2, davon ausgegangen, dass sich die Schraubenverbindung nicht wie ein Festlager verhält. Die Befestigung der Schraube wird durch einen Reibschluss mittels Aufgabe einer Montagevorspannkraft realisiert. Durch unzureichend hohe Reibung würde, bei entsprechend hoher Querkraft, die Verbindung die Möglichkeit haben sich zu verschieben. Ein Moment, dass eine Kraft in z-Richtung verursacht, resultierend durch die Kräfte in x- und y-Richtung, wird sie aus diesem Grund nicht aufnehmen können.

Es handelt sich bei der Schraube um ein gekerbtes Bauteil. Eine Verschiebung der verschraubten Teile muss durch ausreichend hohe Schraubenvorspannkraft vermieden werden, damit die Gewindegänge der Schraube nicht abscheren. Für die Berechnung der benötigten Mindestvorspannkraft müssen nun die abzudeckenden Querkraftanteile, die eine Verschiebung verursachen könnten, ermittelt werden. In die Berechnung der resultierenden maximalen Querkraft gehen die Kräfte am Saug- und Druckflansch in x- und y-Richtung ein.

$$F_{x,Sx,ij} = F_{S,x}/z_{BS} \quad (3.24)$$

$$F_{x,Dx,ij} = F_{D,x}/z_{BS} \quad (3.25)$$

$$F_{x,Sy,ij} = F_{S,y}/z_{BS} \quad (3.26)$$

$$F_{x,Dy,ij} = F_{D,y}/z_{BS} \quad (3.27)$$

Diese werden anschließend mit den resultierenden Querkräften der Flanschmomente um die z-Achse überlagert.

Für das Flanschmoment um die z-Achse am Saugstutzen ergibt sich nach Abbildung 3.4 folgender Zusammenhang.

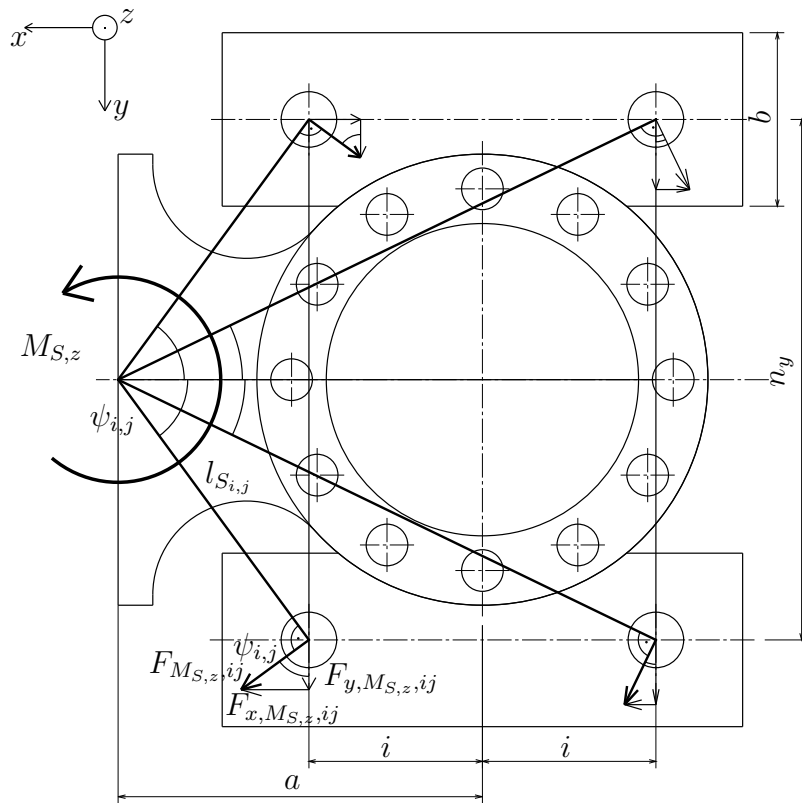


Abbildung 3.4: Moment um die z-Achse am Saugstutzen: resultierende Kraftkomponenten, Hebel, Winkel

$$l_{S_{1,j}} = \sqrt{\left(\frac{n_y}{2}\right)^2 + (a - i)^2} \quad (3.28)$$

$$l_{S_{2,j}} = \sqrt{\left(\frac{n_y}{2}\right)^2 + (a + i)^2} \quad (3.29)$$

$$\psi_{1,j} = \arctan\left(\frac{\frac{n_y}{2}}{a - i}\right) \quad (3.30)$$

$$\psi_{2,j} = \arctan\left(\frac{\frac{n_y}{2}}{a + i}\right) \quad (3.31)$$

Analog zur Tabelle 3.2 wird aus Gründen der statischen Überbestimmtheit angenommen, dass jede Schraube den gleichen Anteil des Momentes um die z-Achse aufnimmt. Mit Hilfe dieser Annahme und den resultierenden Hebelarmen aus den Gleichungen 3.28 und 3.29 kann die resultierende Kraft aufgrund des Momentes um die z-Achse am Saugflansch an jeder Befestigungsschraube berechnet werden. Zur Bestimmung der Kraftkomponenten werden die, entsprechend der Abbildung 3.4, berechneten Winkel aus den Gleichungen 3.30 und 3.31 benötigt.

$$\left| \begin{pmatrix} F_{x,M_{S,z},1j} \\ F_{y,M_{S,z},1j} \end{pmatrix} \right| = \frac{M_{S,z}}{z_{BS} * l_{S_{1,j}}} * \begin{pmatrix} \sin(\psi_{1,j}) \\ \cos(\psi_{1,j}) \end{pmatrix} \quad (3.32)$$

$$\left| \begin{pmatrix} F_{x,M_{S,z},2j} \\ F_{y,M_{S,z},2j} \end{pmatrix} \right| = \frac{M_{S,z}}{z_{BS} * l_{S_{2,j}}} * \begin{pmatrix} \sin(\psi_{2,j}) \\ \cos(\psi_{2,j}) \end{pmatrix} \quad (3.33)$$

In gleicher Weise können die resultierenden Kräfte aufgrund des Momentes um die z-Achse am Druckflansch nach Abbildung 3.5 ermittelt werden.

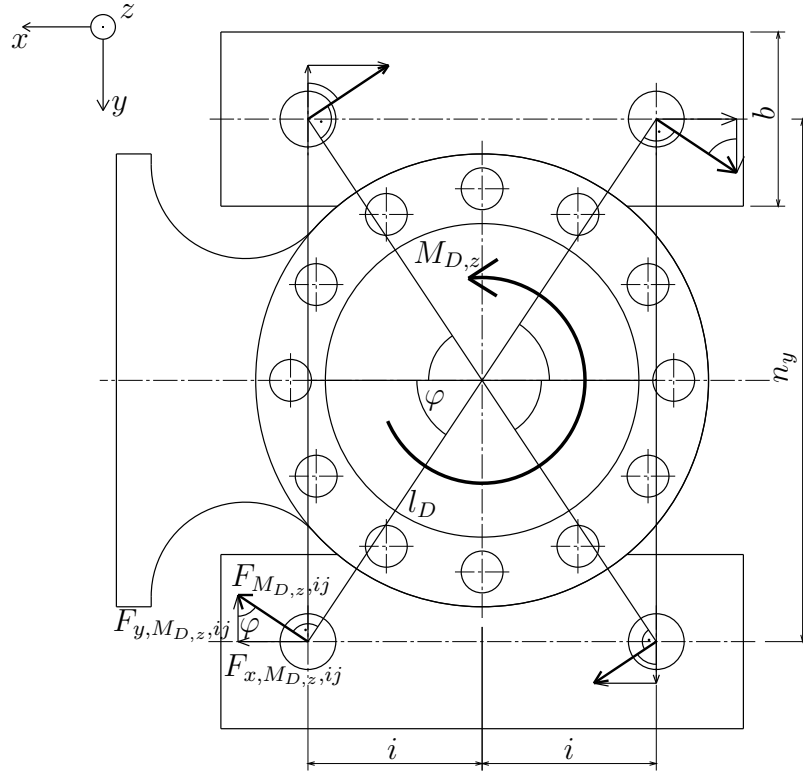


Abbildung 3.5: Moment um die z-Achse am Druckstützen: resultierende Kraftkomponenten, Hebel, Winkel

$$l_D = \textit{konstant} = \sqrt{\left(\frac{n_y}{2}\right)^2 + i^2} \quad (3.34)$$

$$\varphi = \textit{konstant} = \arctan\left(\frac{n_y}{2i}\right) \quad (3.35)$$

$$\left| \begin{pmatrix} F_{x,M_{D,z},ij} \\ F_{y,M_{D,z},ij} \end{pmatrix} \right| = \frac{M_{D,z}}{z_{BS} * l_D} * \begin{pmatrix} \sin(\varphi) \\ \cos(\varphi) \end{pmatrix} \quad (3.36)$$

Die Ermittlung der maximal wirkenden resultierenden Querkraft am Befestigungspunkt erfolgt über die vorzeichenrichtige Überlagerung der resultierenden Kräfte. Hierbei ist zu beachten, dass in den Abbildungen 3.4 und 3.5 die resultierenden Kräfte als Reaktionskräfte angetragen wurden. Die wirkende Kraft am Installationspunkt wirkt nach dem 3. Newtonschen Axiom folglich in die entgegengesetzte Richtung (siehe Abschnitt 2.2). Je nach wirkender Richtung der angreifenden Flanschkräfte und -momente ergeben sich unterschiedliche Überlagerungen der Kräfte. Eine beispielhafte Überlagerung der Kräfte ist in der Abbildung 3.6 dargestellt.

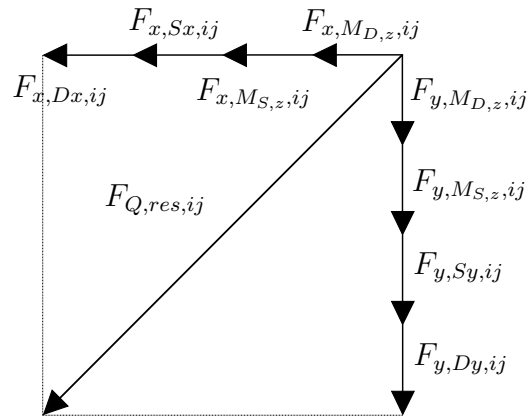


Abbildung 3.6: resultierenden Querkraft

$$\begin{aligned}
 F_{Q,res,ij} = & \left((F_{x,MD,z,ij} + F_{x,MS,z,ij} + F_{x,Sx,ij} + F_{x,Dx,ij})^2 \right. \\
 & \left. + (F_{y,MD,z,ij} + F_{y,MS,z,ij} + F_{y,Sy,ij} + F_{y,Dy,ij})^2 \right)^{\frac{1}{2}}
 \end{aligned}
 \tag{3.37}$$

3.2.5.2 Pumpengehäuse mit acht Befestigungsschrauben

Die Berechnung der acht Befestigungsschrauben knüpft an das vorherige Berechnungsverfahren an. Tatsächlich liegen die Schraubenpaare jeweils dicht aneinander, was die Annahme nahe legt, dass das Schraubenpaar wie eine einzelne Schraube betrachtet werden kann. Mittels dieser Annahme kann die Berechnung analog zum Abschnitt 3.2.5.1 durchgeführt werden. Es muss beachtet werden, dass die resultierende Längs- und Querkraft am fiktiven Ersatzbefestigungspunkt in gleichem Maße auf das Schraubenpaar aufgeteilt wird. In der Abbildung 3.7 ist der Gedankengang nochmals visualisiert.

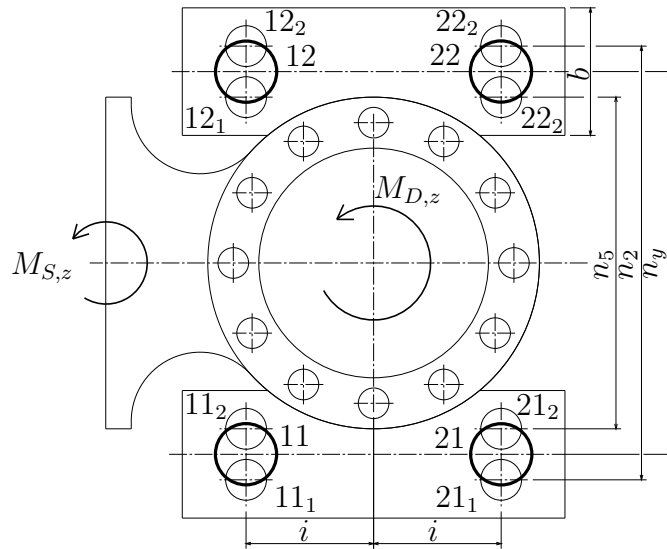


Abbildung 3.7: Annahme für die Berechnung der acht Befestigungsschrauben

Der Abstand zwischen den fiktiven Ersatzbefestigungspunkten in y-Richtung (n_y) ergibt sich nach Gleichung 3.38.

$$n_y = \frac{n_2 + n_5}{2} \quad (3.38)$$

Analog zum Abschnitt 3.2.5.1 lassen sich nun die resultierenden Kräfte an den Befestigungspunkten der Ersatzschrauben berechnen. Diese können für eine gute Näherungslösung anschließend in gleichem Maße auf die realen Installationspunkte aufgeteilt werden.

$$F_{z,ijk} = \frac{1}{2} * F_{z,ij} \quad (3.39)$$

$$F_{Q,res,ijk} = \frac{1}{2} * F_{Q,res,ij} \quad (3.40)$$

3.2.6 Worst Case Betrachtung

Nachfolgende Worst Case Betrachtung trifft für die Installationen mit vier und acht Befestigungsschrauben zu. Die folgenschwerste Überlagerung der Kräfte ergibt sich, wenn am Befestigungspunkt die maximal auftretende Zugkraft (Tabelle 3.3) mit der maximal wirkenden resultierenden Querkraft (Tabelle 3.4) überlagert wird. Für die Ermittlung des ungünstigsten Falles wird das dritte Newtonsche Gesetz zu Hilfe genommen (siehe Abschnitt 2.2). Anhand der aufgezeigten Freischnitte werden die Reaktionskräfte dargestellt. Entsprechend wirken die real auftretenden Kräfte in die entgegengesetzte Richtung. Die maximale Zugkraft tritt dann auf, wenn die Reaktionskräfte $F_{z,ij}$ maximal positiv werden. Im Gegensatz dazu liegt die maximale Querkraft an, wenn die resultierenden Reaktionskraftkomponenten je Installationspunkt in die gleiche Richtung wirken (vgl. Abbildung 3.6). Bei den Schrauben an der Stelle 1j wird die resultierende maximale Querkraft geringer sein, als bei den Schrauben an der Stelle 2j, da bei ihnen in jeder Konstellation eine Komponente, aufgrund eines der beiden Momente um die z-Achse, in x- oder y-Richtung nicht vollständig in die gleiche Richtung wirken wird. Die x-Komponente wirkt sich in jedem Fall stärker auf die resultierende Querkraft aus als die y-Komponente, weshalb diese bei der Worst Case Betrachtung der 1j Schrauben als maximaler Anteil zugrunde gelegt wurde.

max. Zugkraft Einwirkung	$F_{z,11}$	$F_{z,12}$	$F_{z,21}$	$F_{z,21}$
$F_{S,z}$	> 0	> 0	< 0	< 0
$F_{D,z}$	> 0	> 0	> 0	> 0
$F_{U,Pu}$	> 0	> 0	> 0	> 0
$M_{S,y}$	< 0	< 0	> 0	> 0
$M_{D,y}$	< 0	< 0	> 0	> 0
$M_{S,x}$	> 0	< 0	> 0	< 0
$M_{D,x}$	> 0	< 0	> 0	< 0
M_{Mot}	$M_{Mot,Kurz}$	$M_{Mot,Nenn}$	$M_{Mot,Kurz}$	$M_{Mot,Nenn}$

Tabelle 3.3: maximale Zugbelastung am Installationspunkt

Die Gewichtskräfte werden in der Tabelle 3.3 nicht berücksichtigt, da sie nur eine Wirkrichtung haben.

max. Querkraft Einwirkung	$F_{Q,res,11}$	$F_{Q,res,12}$	$F_{Q,res,21}$	$F_{Q,res,22}$
$F_{S,x}$	< 0	> 0	< 0	< 0
$F_{D,x}$	< 0	> 0	< 0	< 0
$F_{S,y}$	< 0	< 0	< 0	< 0
$F_{D,y}$	< 0	< 0	< 0	< 0
$M_{S,z}$	> 0	> 0	> 0	> 0
$M_{D,z}$	> 0	> 0	> 0	> 0

Tabelle 3.4: maximale Querkraftbelastung am Installationspunkt

3.2.7 Berechnung der benötigten Schraubenvorspannkraft

Die Schraubenvorspannkraft wird nach Gleichung 3.41 berechnet. Durch sie muss die erforderliche Klemmkraft aufgebracht werden, um eine Relativbewegung der Bauteile zu verhindern. Dieses wird über einen Reibschluss erreicht. Des Weiteren ist die wirkende Betriebskraft, welche zum Abheben des Bauteils führen kann, durch eine entsprechend hohe Vorspannung der Schraube abzufangen. Außerdem muss etwaig auftretenden Setzerscheinungen vorgebeugt werden. Der Streuung der Vorspannkraft, verursacht durch das Anziehverfahren der Schraube, ist mittels Erhöhung der aufzubringenden Mindestvorspannkraft entgegenzuwirken. Alle nachfolgenden Gleichungen zur Schraubennachrechnung basieren auf dem Roloff/Matek [3] [16] [4].

$$F_V = k_A * (F_{Kl} + F_B * [1 - \phi] + F_Z) \quad (3.41)$$

Die Reibungskraft wirkt der resultierenden maximalen Querkraft (Tabelle 3.4) entgegen und berechnet sich aus einem Haftreibwert innerhalb der Trennfuge μ_{Tr} und einer zugehörigen Normalkraft (Klemmkraft).

$$F_R = \mu_{Tr} * F_N = F_{Q,res,ij} \quad (3.42)$$

Wenn davon ausgegangen wird, dass mehrere Bauteile verbunden werden und zusätzlich eine Sicherheit gegen Rutschen definiert wird, ergibt sich folgender Zusammenhang für die erforderliche Klemmkraft.

$$F_{Kl} = F_N = \frac{F_{Q,res,ij} * S_R}{\mu_{Tr} * z_{Tr}} \quad (3.43)$$

Die Befestigungsschrauben verbinden das Pumpengehäuse (Grauguss: EN-GJL-250) mit der Grundplatte (Baustahl: S235JR), weshalb nur eine Trennfuge vorhanden ist ($z_{Tr} = 1$). Der Haftreibwert μ_{Tr} zwischen Stahl und Grauguss wird mit 0,15 bis 0,2 angesetzt. Erfahrungsgemäß wird im Maschinenbau mit einer Sicherheit gegen Rutschen von $S_R = 1,25$ gerechnet.

Die Betriebskraft berechnet sich im Allgemeinen aus der maximal auftretenden Zugkraft im Bauteil (Tabelle 3.3) und einer Sicherheit S_B .

$$F_B = F_{z,ij} * S_B \quad (3.44)$$

Im nächsten Schritt werden die Nachgiebigkeiten der Schraube und der verspannten Teile ermittelt. Diese werden für die Ermittlung der Setzkraft F_Z und des Kraftverhältnisses ϕ benötigt.

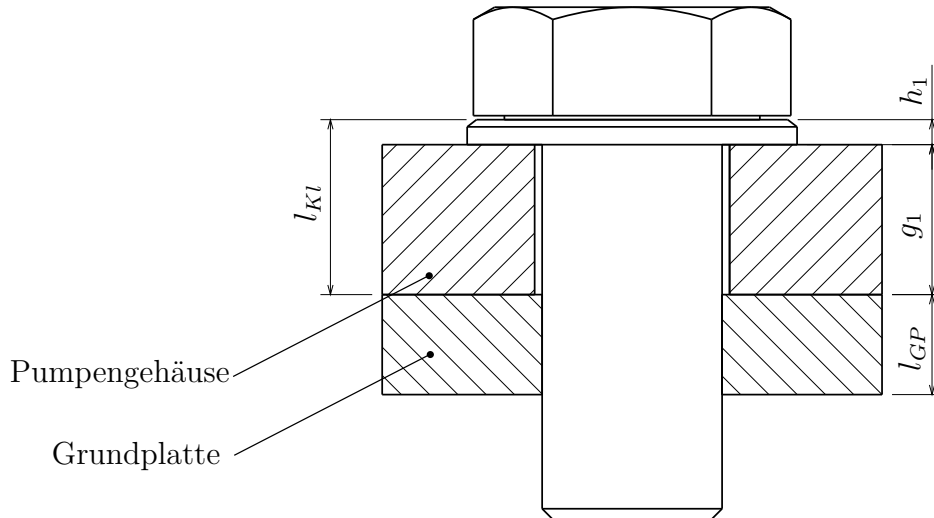


Abbildung 3.8: Nachgiebigkeit der installierten Schraube

Die Nachgiebigkeit der Schraube berechnet sich nach Gleichung 3.45 und den Tabellen 3.5 3.6.

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} * \left(\frac{l_K}{A_N} + \frac{l_G}{A_3} + \frac{l_{Ge}}{A_3} \right) \quad (3.45)$$

Bereich	Berechnung
Sechskantschraubenkopf	$l_K = 0,5 * d$
Gewindelänge im Klemmlängenbereich (freies belastetes Gewinde)	$l_G = l_{Kl} = g_1 + h_1$
Länge des eingeschraubten Gewindes	$l_{Ge} = l_{GP}$

Tabelle 3.5: Längen für Nachgiebigkeit der Schraube

Querschnitt	Berechnung
A_N	$A_N = \frac{\pi}{4} * d^2$
A_3	Tabellenwert

Tabelle 3.6: Querschnitte für Nachgiebigkeit der Schraube

Die Ermittlung der elastischen Nachgiebigkeit der von der Schraube verspannten Teile erfolgt über eine Näherungslösung. Überschreiten die Querabmessungen der verspannten Teile D_A den Kopfauflegedurchmesser der Schraube d_w verbreitert sich die druckbeanspruchte Zone vom Schraubenkopf ausgehend zur Trennfuge hin. Dieser Druckkörper wird in der VDI 2230 näherungsweise durch einen Hohlzylinder mit annähernd gleichem Verformungsverhalten ersetzt [3].

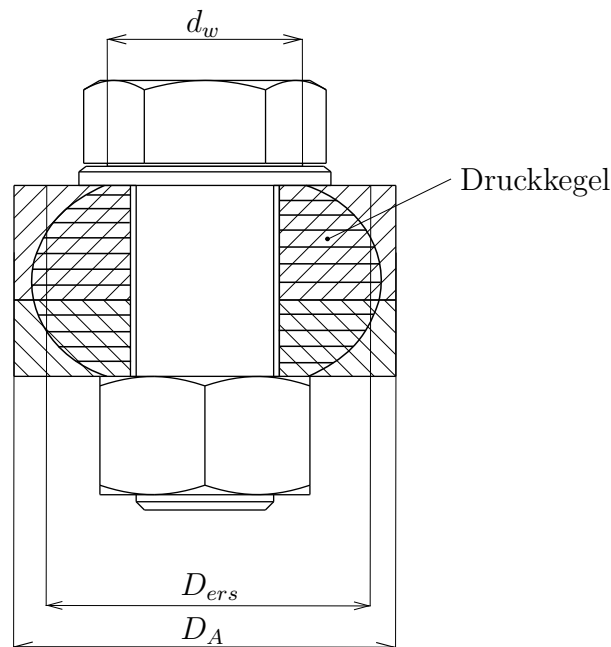


Abbildung 3.9: Nachgiebigkeit der verspannten Teile im Allgemeinen

In den installierten Befestigungsschrauben wird sich der Druckkegel leicht verändert ausbilden, da keine Mutter zum Einsatz kommt. Die Schraube wird durch Anziehen des Schraubenkopfes vorgespannt und in das Innengewinde der Grundplatte geschraubt. Es kommt kein Durchgangsloch zum Einsatz. Die Berechnung der elastischen Nachgiebigkeit bleibt jedoch unverändert.

$$\delta_T = \frac{l_{Kl}}{A_{Ers} * E_T} \quad (3.46)$$

Für die Bestimmung des Ersatzquerschnittes A_{Ers} müssen die Bedingungen der Tabelle 3.7 geprüft werden.

Bedingung	Berechnung
$D_A \leq d_w$	$A_{Ers} = \frac{\pi}{4} * (D_A - d_i)^2$
$d_w < D_A < d_w + l_{Kl}$	$A_{Ers} = \frac{\pi}{4} * (d_w^2 - d_i^2) + \frac{\pi}{8} * d_w * (D_A - d_w) * [(x + 1)^2 - 1]$ $x = \sqrt[3]{\frac{l_{Kl} * d_w}{D_A^2}}$
$D_A \geq d_w + l_{Kl}$	$A_{Ers} = \frac{\pi}{4} * (d_w^2 - d_i^2) + \frac{\pi}{8} * d_w * l_{Kl} * [(x + 1)^2 - 1]$ $x = \sqrt[3]{\frac{l_{Kl} * d_w}{(l_{Kl} + d_w)^2}}$

Tabelle 3.7: Ersatzquerschnitt verspannte Teile

Unter Zuhilfenahme des Verspannungsschaubildes 3.10 kann das Kraftverhältnis bestimmt werden.

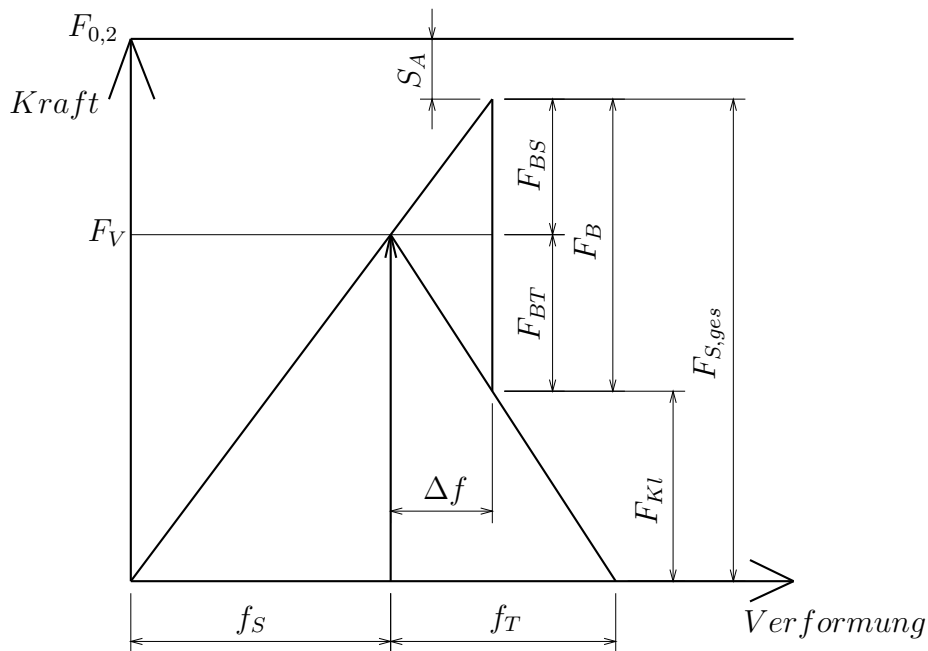


Abbildung 3.10: Verspannungsschaubild [3]

Durch das Anliegen einer Betriebskraft wird die Schraube bei bereits aufgebrachter Vorspannung zusätzlich auf Zug beansprucht. Das führt zu einer Verlängerung der Schraube um einen Verformungsanteil Δf_S . Gleichzeitig werden die verspannten Teile um den Betrag Δf_T entspannt, d.h. entsprechend entlastet. Die Vorspannung F_V vermindert sich auf eine (Rest-) Klemmkraft in den Teilen: F_{Kl} . Die Gesamtschraubenkraft setzt sich, wie in Abbildung 3.10 dargestellt, folgendermaßen zusammen:

$$F_{S,ges} = F_B + F_{Kl} = F_V + F_{BS} \quad (3.47)$$

F_{BS} ist damit der die Schraube zusätzlich belastende Anteil von F_B , F_{BT} der die verspannten Teile entlastende Anteil von F_B . Beim Festdrehen der Verbindung entstehen Verdrehbeanspruchungen. Diese überlagern sich mit den auftretenden Zugbeanspruchungen. $F_{S,ges}$ muss aus diesem Grund einen Sicherheitsabstand S_A zur Streckgrenzenkraft $F_{0,2}$ haben, um bleibende Verformungen zu vermeiden. Aus den Ähnlichkeitsbeziehungen am Vorspannungsschaubild $\frac{f_S}{F_V} = \frac{\Delta f}{F_{BS}}$ und $\frac{f_T}{F_V} = \frac{\Delta f}{F_{BT}}$ und mit $\delta = \frac{f}{F}$, sowie dem Zusammenhang $F_B = F_{BS} + F_{BT}$ lässt sich das Kraftverhältnis ϕ herleiten [3]. Dieses beschreibt das Verhältnis aus Schraubenzusatzkraft und Betriebskraft. Wird berücksichtigt, dass in der Regel die Betriebskraft innerhalb der verspannten Teile eingeleitet wird, geht der Krafteinleitfaktor n ebenfalls in die Berechnung des Kraftverhältnisses ϕ ein.

$$\phi = \frac{F_{BS}}{F_B} = n * \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} \quad (3.48)$$

Der Krafteinleitfaktor kann über nachfolgende Gleichung 3.49 berechnet werden. Dieser muss zwangsläufig berücksichtigt werden, da im Normalfall die Betriebskraft F_B , im Gegensatz zur Vorspannkraft, nicht über die äußeren Ebenen der verspannten Teile, sondern innerhalb der verspannten Teile in die Verbindung eingeleitet wird.

$$n = \frac{l}{l_{Kl}} \quad (3.49)$$

Wie der Gleichung 3.49 zu entnehmen ist, kann der Krafteinleitfaktor Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Im ungünstigsten Fall nimmt er den Wert 1 an ($l = l_{Kl}$). Die Betriebskraft würde unmittelbar am Schraubenkopf angreifen. Im Gegensatz dazu würde der Grenzwert 0 bedeuten, dass der Kraftangriffspunkt genau an der Trennfuge liegt.

Abschließend ist der Vorspannkraftverlust infolge des Setzens der Verbindung abzuschätzen. Verursacht durch hohe Flächenpressungen können Kriechvorgänge im Werkstoff dazu führen, dass plastische Verformungen hervorgerufen werden. Durch Aufgabe einer entsprechend hohen Montagevorspannkraft wird der Gefährdung der Verbindung entgegengewirkt. Die größten Setzungen treten beim Festdrehen auf und werden dabei schon ausgeglichen. Insbesondere bei dynamischen Belastungen kann es zu weiteren Vorspannkraftverlusten kommen. In keinem Fall darf die Restvorspannkraft bzw. Restklemmkraft gleich null oder kleiner als eine geforderte Restklemmkraft sein, da dieses bedeuten würde, dass die Bauteile entweder lose aufeinander liegen oder eine geforderte Sicherheit nicht mehr eingehalten wird. Die Bestimmung der Setzkraft hängt nur indirekt mit der Einwirkung äußerer Kräfte zusammen.

Vielmehr ist diese von Bauteil- und Schraubenabmessungen, sowie den verwendeten Werkstoffen abhängig. Es existieren nach VDI 2230 für die Abschätzung des Setzbetrages Tabellen in denen verschiedene Parameter, wie z.B. Krafteinwirkung (Längs-, Querkraft), Rautiefe der Oberfläche R_z , sowie Anzahl der Trennfugen aufgeführt sind. Hinreichend genau kann der Setzbetrag mit Hilfe der Näherungsformel 3.50 ermittelt werden.

$$f_Z = 3,29 * \left(\frac{l_{KI}}{d} \right)^{0,34} * 10^{-3} \quad (3.50)$$

Die Setzkraft kann damit folglich nach Gleichung 3.51 berechnet werden.

$$F_Z = f_Z * \frac{1}{\delta_S + \delta_T} \quad (3.51)$$

3.2.8 Berechnung des Anziehdrehmomentes

Das erforderliche Anziehdrehmoment M_A muss das Gewindemoment M_G und das Reibmoment an der Auflagefläche des Schraubenkopfes M_{RA} überwinden, damit die notwendige Montagevorspannung erreicht wird.

Kennwert/Abmessung	Berechnungsvorschrift
d_2	Tabellenwert abhängig von der Gewindegröße
φ	$\arctan\left(\frac{P_h}{\pi * d_2}\right)$
P_h	Tabellenwert abhängig von der Gewindegröße
ρ'	$\arctan\left(\frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right)$
μ_G	Tabellenwert abhängig von der Oberfläche/ Fertigungsverfahren/ Schmierung
β	gewindeabhängiger Flankenwinkel (metrisches Gewinde $\beta = 60^\circ$)
μ_K	Tabellenwert abhängig von der Oberfläche/ Fertigungsverfahren/ Schmierung
d_w	Tabellenwert abhängig von der verwendeten Schraube/ Mutter

Tabelle 3.8: Kennwerte und Abmessungen zur Bestimmung des Anziehdrehmomentes [4]

Unter Zuhilfenahme der im Abschnitt 3.2.7 errechneten Schraubenvorspannkraft F_V und den Eigenschaften der verwendeten Schraube kann, nach Gleichung 3.52 und Tabelle 3.8, das Anziehdrehmoment berechnet werden.

$$M_A = M_G + M_{RA} = F_V * \left[\frac{d_2}{2} * \tan(\varphi + \rho') + \mu_K * \frac{d_w}{2} \right] \quad (3.52)$$

Das erforderliche Anziehdrehmoment muss kleiner sein als das Anziehdrehmoment, welches bei der Montage aufgebracht wird (vgl. Gleichung 3.53).

$$M_A \leq M_{A,zul} \quad (3.53)$$

3.2.9 Maximale Schraubenkraft, Flächenpressung und Mindesteinschraubtiefe

Die Montagevorspannkraft kann je nach Werkstoff und Gewindegröße stark schwanken. Aus diesem Grund muss zwangsläufig die maximal auftretende Schraubenkraft, sowie die Flächenpressung unter dem Schraubenkopf untersucht werden. Die für die Montage aufzubringenden Anziehdrehmomente beziehen sich immer auf die Ausnutzung der Streckgrenze der Schraube von 90 % ($0,9 * R_{P0,2}$). Dementsprechend stehen nur noch weitere 10 % für die Verformung im elastischen Bereich zur Verfügung. Die Zusatzkraft der Schraube, also der Anteil der Betriebskraft mit dem die Schraube zusätzlich belastet wird, darf deshalb nicht größer als $0,1 * R_{P0,2} * A_S$ [3] werden.

$$F_{BS} = \phi * F_B \leq 0,1 * R_{P0,2} * A_S \quad (3.54)$$

Zur Vermeidung weiterer Fließvorgänge und damit verbundener Setzerscheinungen an der Auflagefläche zwischen Schraubenkopf und den verspannten Teilen, verursacht durch die maximale Schraubenkraft, darf die vorhandene Flächenpressung die Quetschgrenze des verspannten Werkstoffes nicht überschreiten. Dennoch überschreitet die Grenzflächenpressung in einigen Fällen die Quetschgrenze, weil plastische Verformungen der Auflagefläche, die eine Kaltverfestigung des Werkstoffes bewirken, zulässig sind [3].

$$p = \frac{F_{V90} + \phi * F_B}{A_P} \leq p_G \quad (3.55)$$

Die Spannkraft (Vorspannkraft, bei der die Streckgrenze zu 90 % ausgenutzt wird) berechnet sich für Schaftschrauben im Allgemeinen nach Gleichung 3.56 [3].

$$F_{V90} = F_{SP} = \sigma_M * A_S = \sigma_M * \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (3.56)$$

Infolge des Anziehens der Schraubenverbindung wird im Schraubenbolzen eine Montagezugspannung σ_M und durch das Gewindemoment M_G eine Torsionsspannung hervorgerufen. Mit Hilfe der Gestaltänderungsenergiehypothese ist es möglich den vorliegenden zweiachsigen

Spannungszustand in einen gleichwertigen einachsigen Spannungszustand zu transformieren (vgl. Gleichung 3.57).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_t^2} \leq \nu * R_{P0,2} = 0,9 * R_{P0,2} \quad (3.57)$$

Die Montagezugspannung kann nach entsprechender Umformung und mittels $\tau_t = \frac{M_G}{W_t}$, sowie $M_G = F_V * \frac{d_2}{2} * \tan(\varphi + \rho')$, $W_t = \frac{\pi}{a} * d_S^3$ und $\sigma_M = \frac{F_V}{A_S} = \frac{F_V}{\frac{\pi}{4} * d_S^2}$ nach Gleichung 3.58 berechnet werden.

$$\sigma_M = \frac{0,9 * R_{P0,2}}{\sqrt{1 + 3 * \left(\frac{a * d_2 * \tan(\varphi + \rho')}{8 * d_S} \right)^2}} \quad (3.58)$$

Es ist zu beachten, dass bei überelastisch angezogenen Schrauben die Fließgrenze des Schraubenwerkstoffes erst erreicht wird, wenn eine über den Querschnitt konstante Torsionsspannung anliegt. Aus diesem Grund wird eine Korrektur des Widerstandsmomentes mit Hilfe der Einführung einer Variable a durchgeführt. Bei überelastisch angezogenen Schrauben gilt $a = 12$. Werden Schrauben im elastischen Bereich angezogen, so wird das Widerstandsmoment nach allgemeiner Vorschrift berechnet ($a = 16$). Die gepressten Fläche A_P bezieht sich auf die Kreisringfläche, die zwischen Kopfauflage und Durchgangsloch gebildet wird. Sie berechnet sich nach Gleichung 3.59.

$$A_P = \frac{\pi}{4} * (d_w^2 - d_i^2) \quad (3.59)$$

Tatsächlich werden für alle Schrauben Scheiben der DIN EN ISO 7089 bzw. der DIN EN ISO 7090 eingesetzt. Damit erhöht sich die Auflagefläche der Schraube und die vorhandene Flächenpressung wird reduziert (vgl. Gleichung 3.60).

$$A_P = \frac{\pi}{4} * (d_{2max}^2 - d_i^2) \quad (3.60)$$

Die erforderliche Mindestschraubtiefe hängt von verschiedenen Faktoren ab. Dazu gehören der Schraubenwerkstoff, die Festigkeitsklasse der Schraube und die Art des Gewindes (Regel- oder Feingewinde), weshalb die empfohlenen Mindestschraubtiefen in den verschiedenen Quellen oftmals leicht voneinander abweichen. Es werden Werte im Bereich von $(0,8 \dots 1,6) * d$ für die Nichtedelstahlvarianten der Schrauben angegeben [2]. Für die Edelstahlschrauben (A2 bzw. A4 in allen Festigkeitsklassen) gibt es nur sehr wenige bis keine Informationen. Es kann aber davon ausgegangen werden, dass sich diese entsprechend der Festigkeit ebenfalls in dem bereits genannten Bereich bewegen.

3.3 Verbundankerberechnung

3.3.1 Annahmen für die Berechnung

Zur Berechnung der Verbundanker wird die bereits im Berechnungstool implementierte Fundamentlastberechnung zu Hilfe genommen. Hinsichtlich dieser Berechnung werden in Tabelle 3.9 die Annahmen, die für die Berechnung getroffen wurden, aufgeführt.

Annahme	Funktion
starres und völlig steifes System	konstante Kraftleitung zwischen Krafteinleitstellen und Kraftaufnahme Punkten
einheitliche Berechnung für alle Grundplattentypen (inkl. statisch bestimmte Grundplatte mit vier Verbundankern)	Dynamik in Auswahl der Grundplatte Vergleich der Grundplatten untereinander möglich
alle Verbundanker sind tragende Elemente	Für die Durchführung der statisch bestimmten Lösung würde davon ausgegangen werden, dass die Tragfähigkeit über zwei Verbundankerpaare, die die Kräfte jeweils in gleichen Anteilen aufnehmen, realisiert wird. Die zusätzlichen Verbundanker hätten in diesem Fall entweder keine Funktion oder würden ihre Funktion erst dann erfüllen, wenn ein berechnetes Verbundankerpaar keine Tragfähigkeit mehr zur Verfügung stellt. In der Realität werden jedoch alle Verbundanker zur Funktion der Gesamtkonstruktion beitragen und dementsprechend geringere Kräfte aufnehmen müssen.
jeder Verbundanker nimmt den gleichen Teil der Momente um die y-Achse auf	Näherungslösung für das System durch statische Bestimmtheit möglich zusätzlicher Sicherheitsfaktor wird im Nachhinein implementiert
Momente um die y-Achse werden bei geringen Hebelarmen (Hebel \leq Gewindenenddurchmesser d) nicht berücksichtigt	Berechnung mit Kraftpunkten weiterhin möglich keine unrealistisch hohen resultierenden Kräfte
Beton bzw. Fundament nimmt die gesamten Querkräfte auf	Entfall der Querkraftbelastung für die Verbundanker

Annahme	Funktion
kein bis vernachlässigbar geringer Vorspannkraftverlust durch Setzen der Schraubenverbindung	chemische Verbundanker (=Klebedübel) werden in eine Mörtelpatrone zusammen mit einem chemischen Klebstoff installiert durch chemischen Klebstoff wird nach dem Aushärten (ohne äußere Last) die Festigkeit der Verbindung mindestens um die möglichen Setzkraftverluste erhöht
Berechnung der resultierenden Kräfte unter Zuhilfenahme des Superpositionsprinzips	Strukturierung und Übersichtlichkeit in der Berechnung
resultierende Kräfte an den Installationsstellen der Verbundanker sind keine Lagerreaktionskräfte	Kräfte am Saug- und Druckflansch in x- und y-Richtung verursachen keine Kraft in Längsrichtung

Tabelle 3.9: Annahmen für die Berechnung der Verbundanker

3.3.2 Indizierung

Im folgenden wird für die Strukturierung und Übersichtlichkeit auch für die Verbundankerberechnung eine Indizierung durchgeführt (siehe Tabelle 3.10)

Index	Anzahl der auf der Grundplatte installierten Verbundanker		
	4	6	8
l	1	2	3
m	1,2	1,2,3	1,2,3,4
n	1,2	1,2	1,2
Faktor			
u	0,1	0,1,2	0,1,2,3

Tabelle 3.10: Indizierung für die Verbundankerberechnung

3.3.3 Freischnitt des Aggregates

Für die Bestimmung der resultierenden Kräfte an den Installationspunkten der Verbundanker muss ein Freischnitt unter Zuhilfenahme der getroffenen Annahmen aus Tabelle 3.9 für das Gesamtsystem angefertigt werden (siehe Abbildungen 3.11 und 3.12).

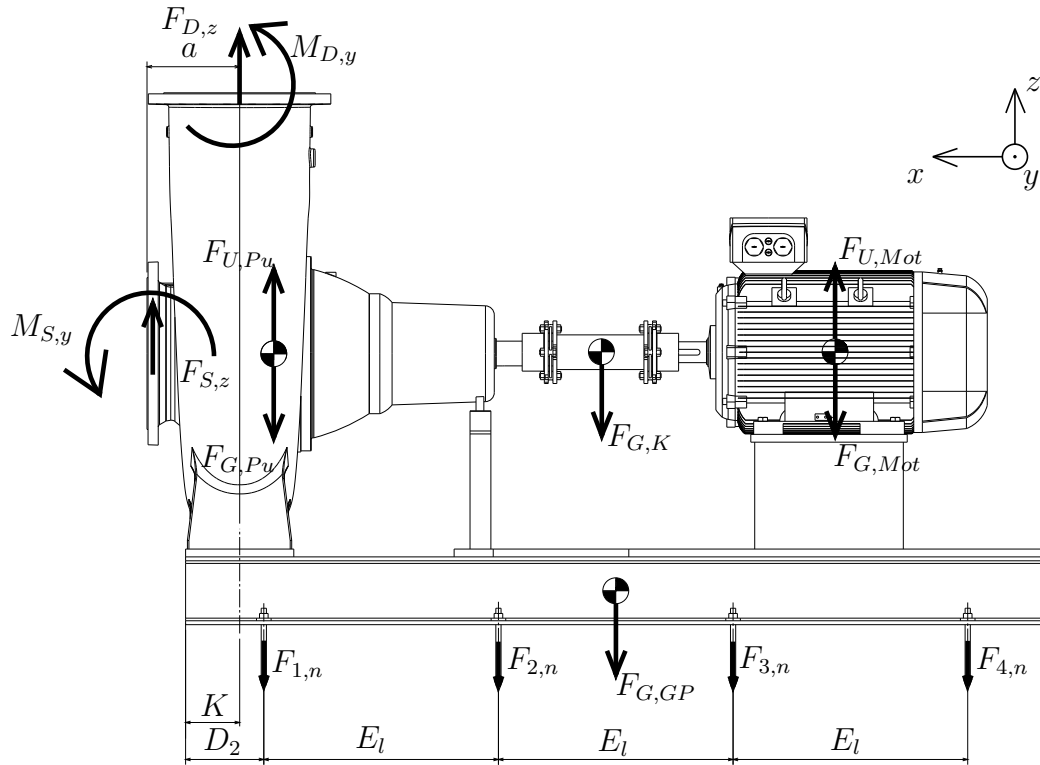


Abbildung 3.11: Freischnitt Verbundankerberechnung Sewatec in xz-Ebene

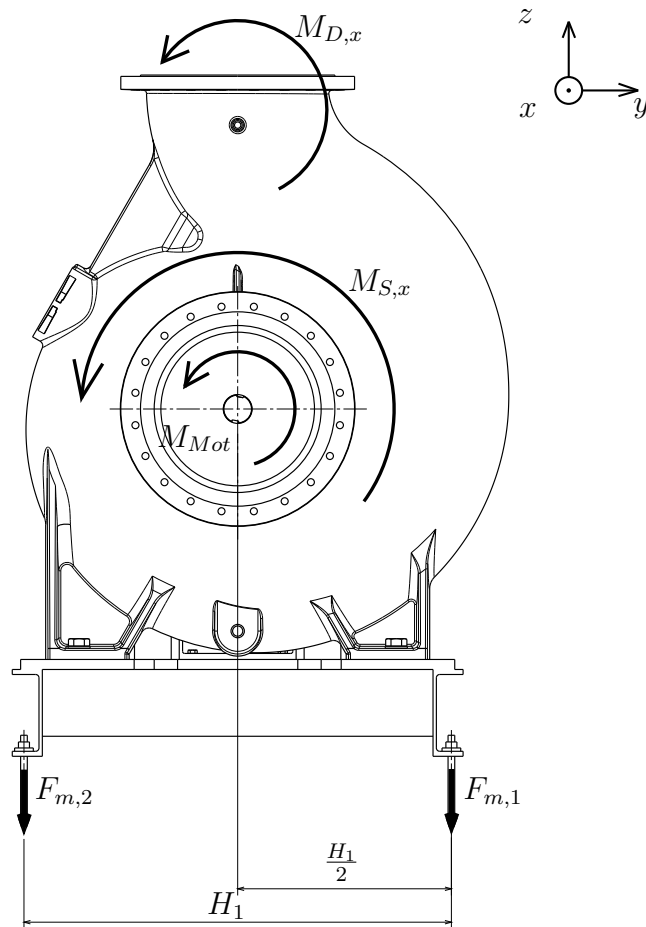


Abbildung 3.12: Freischnitt Verbundankerberechnung Sewatec in yz-Ebene

3.3.4 Berechnung der Reaktionskräfte

Die Berechnung der resultierenden Kräfte erfolgt mit Hilfe des Superpositionsprinzips (siehe 2.3). Es werden dazu zunächst alle Einzelkräfte berechnet und anschließend vorzeichenrichtig überlagert.

3.3.4.1 Resultierende Kräfte durch Kräfte in z-Richtung

Alle Fundamentschrauben werden die Kräfte in z-Richtung in gleichen Teilen aufnehmen (vgl. Tabelle 3.9). Der Druckbelastung durch die vorhandenen Gewichtskräfte der Pumpe, der Kupplung, des Motors und der Grundplatte steht die Zugbelastung, verursacht durch die Flansch- und Unwuchtkräfte, gegenüber. Die Gesamtgewichtskraft berechnet sich nach Gleichung 3.61.

$$F_{G,ges} = F_{G,Pu} + F_{G,K} + F_{G,Mot} + F_{G,GP} = (m_{Pu} + m_K + m_{Mot} + m_{GP}) * g \quad (3.61)$$

Für die Verbundankerberechnung muss zusätzlich die Unwuchtkraft (siehe Gleichung 3.3) des Motor berechnet werden. In diesem Fall wird die Rotormasse und die Wuchtgüte des Motors in die Berechnung einbezogen.

Der resultierende Belastungsanteil jedes Verbundankers aufgrund der Kräfte in z-Richtung ergibt sich nach Gleichung 3.62.

$$F_{m,n_{F_z}} = \frac{F_{S,z} + F_{D,z} + F_{U,P_u} + F_{U,Mot} - F_{G,ges}}{z_{VA}} \quad (3.62)$$

3.3.4.2 Resultierende Kräfte durch Momente um die x- und y-Achse

Nach Freischnitt 3.11 ergeben sich für die Momente um die y-Achse die Gleichungen 3.63 und 3.64.

$$F_{m,n_{M_{D,y}}} = \frac{M_{D,y}}{[u * E_l - (K - D_2)] * z_{VA}} \quad (3.63)$$

$$F_{m,n_{M_{S,y}}} = \frac{M_{S,y}}{[u * E_l + D_2 - (K - a)] * z_{VA}} \quad (3.64)$$

Mit Hilfe des Freischnittes 3.12 können die Kräfte- und Momentenbilanzen (Gleichungen 3.65 und 3.66) aufgestellt werden.

$$\sum M_{x_{m,2}} = 0 = -F_{m,1} * H_1 + M_{S,x} + M_{D,x} + M_{Mot} \quad (3.65)$$

$$\sum F_z = 0 = F_{m,1} + F_{m,2} \quad (3.66)$$

Die resultierenden Kräfte aufgrund der Momente um die x-Achse berechnen sich nach den Gleichungen 3.67 und 3.68.

$$F_{m,1_{M_x}} = \frac{M_{S,x} + M_{D,x} + M_{Mot}}{H_1} \quad (3.67)$$

$$F_{m,2_{M_x}} = -\frac{M_{S,x} + M_{D,x} + M_{Mot}}{H_1} \quad (3.68)$$

3.3.4.3 Überlagerung der resultierenden Kräfte

Die Kräfte müssen im Folgenden auf maximale Zugbelastung vorzeichenrichtig überlagert. Mit Hilfe der Gleichungen 3.62, 3.63, 3.64, 3.67 und 3.68 kann die Überlagerung in Längsrichtung vorgenommen werden.

$$F_{m,1} = F_{m,n_{F_z}} + F_{m,n_{M_{D,y}}} + F_{m,n_{M_{S,y}}} + F_{m,1_{M_x}} \quad (3.69)$$

$$F_{m,2} = F_{m,n_{F_z}} + F_{m,n_{M_{D,y}}} + F_{m,n_{M_{S,y}}} + F_{m,2_{M_x}} \quad (3.70)$$

3.3.5 Worst Case Betrachtung für die Verbundanker

Im Gegensatz zur Worst Case Betrachtung der Befestigungsschraubenberechnung kann bei der Verbundankerberechnung die maximale Zugbelastung nur am Installationspunkt 11 eintreten. Die Befestigungspunkte 11 und 12 weisen den geringsten Hebelarm zu den Angriffspunkten der Momente um die y-Achse auf. Zusätzlich wird der Punkt 11 durch das Motormoment (rechtsdrehender Motor) in jedem Fall auf Zug belastet. Aus diesem Grund wird dieser Punkt bei Anliegen des Kurzschlussmomentes des Motors die maximale Zugkraft erfahren. Die Tabelle 3.11 verzichtet aus diesem Grund auf die Worst Case Analyse der anderen Befestigungspunkte.

äußere Einwirkung	maximale Zugkraft $F_{1,1}$
$F_{S,z}$	> 0
$F_{D,z}$	> 0
$F_{U,Pu}$	> 0
$F_{U,Mot}$	> 0
$M_{D,y}$	> 0 bei $K - D_2 < 0$ bzw. < 0 bei $K - D_2 > 0$
$M_{S,y}$	> 0
$M_{S,x}$	> 0
$M_{D,x}$	> 0
M_{Mot}	$M_{Mot,Kurz}$

Tabelle 3.11: maximale Zugbelastung für den Verbundanker am Installationspunkt 11

3.3.6 Kriterien zur Überprüfung der Festigkeit und Funktion des Verbundankers

Der Verbundanker wird im Gegensatz zu den Befestigungsschrauben nur auf das Anziehdrehmoment und die maximale Flächenpressung überprüft. Die vereinfachte Verbundankerberechnung vernachlässigt Vorspannkraftverluste, die durch das Setzen entstehen (vgl. Tabelle 3.9). Der Klemmkraftanteil, der in die Vorspannkraftberechnung der Schraube eingeht, wird in der Verbundankerberechnung nicht berücksichtigt, da der Beton die gesamten Querkräfte aufnimmt (vgl. 3.9).

Dementsprechend kann die erforderliche Vorspannkraft mittels Gleichung 3.71 berechnet werden.

$$F_V = k_A * S_B * F_{1,1} \quad (3.71)$$

Mit Hilfe der Gleichung 3.71 kann das erforderliche Anziehdrehmoment, analog zur Befestigungsschraubenberechnung, nach Gleichung 3.52 berechnet werden. Der Auflagedurchmesser d_w und der Kopfreibwert μ_K beziehen sich bei der Verbundankerberechnung auf die Mutter (ISO 4032). Das erforderliche Anziehdrehmoment muss bei ausreichender Dimensionierung kleiner sein, als das bei der Montage aufzubringende Anziehdrehmoment (vgl. Gleichung 3.53). Des Weiteren wird die Flächenpressung näherungsweise über die Gleichung 3.72 berechnet und mit der Grenzflächenpressung p_G verglichen [3].

$$p = \frac{F_{V_{90}}}{0,9 * A_P} \leq p_G \quad (3.72)$$

Die Vorspannkraft bei 90%iger Ausnutzung der Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes $F_{V_{90}}$ (vgl. 3.56), sowie die Berechnung der gepressten Fläche A_P (vgl. 3.60) wird analog der Befestigungsschraubenberechnung durchgeführt. Bei der Berechnung wird von der Überprüfung der Mindesteinschraubtiefe abgesehen, da die Verbundanker deutlich länger sind als der Gewindenenddurchmesser ($l_{VA} \gg d$).

4 Automatisierung

Für eine möglichst schnelle Abwicklung der Nachrechnung ist eine Automatisierung der Berechnung erforderlich. In der Bachelorarbeit soll das bereits erstellte Tool zur Berechnung der Fundamentlasten erweitert werden.

Anforderungen:

- Programmierung eines Berechnungstools mit VBA
- Befestigungsschrauben- und Verbundankerberechnung für die horizontal trocken aufgestellten Spiralgehäusepumpen der Baureihe Sewatec
- GUI mit einer benutzerfreundlichen Bedienbarkeit
- möglichst realitätsnahe Berechnung (Treffen weniger Vereinfachungen innerhalb des Tools)
- Automatisierung aller in Kapitel 3 aufgeführten Prüfungen der Schraubenverbindung
- Verwendung möglichst vieler bereits tabellierter Werte
- visuelle Information innerhalb des Tools über die Festigkeit der Verbindung
- dynamische Erkennung der Parameter (Berechnung trotz Einfügen neuer Grundplatten/ Aufstellungen/ Motoren)
- Übersichtlichkeit mittels geeigneter Navigation

4.1 Befestigungsschraubenberechnung

Das GUI soll eine einfache Bedienung des Programms, ohne VBA Vorkenntnisse, ermöglichen. Die Berechnung der Befestigungsschrauben kann über verschiedene Parameter beeinflusst werden. Abhängig von der gewählten Aufstellungsart (Pumpe-Motor-Grundplatte-Kombination) werden verschiedene Daten bereits in das Programm eingelesen. Auf der ersten Seite des GUIs (siehe Abbildung 4.1) hat der Anwender die Möglichkeit die Eigenschaften der Schraube einzustellen.

The screenshot shows a software window titled "Auswahltest" with the following fields and values:

- Gewinde:** M12
- Länge der Schraube:** [] mm
- Festigkeitsklasse:** 8.8
- Scheibe:** DIN EN ISO 7090
- Länge Innengewinde der Grundplatte, in das die Schraube eingeschraubt wird:** [] mm
- E-Modul der Schraube:** 210000 MPa
- E-Modul des Pumpenfußes:** 110000 MPa
- Krafteinleitungsfaktor n:** 1
- Außendurchmesser der verspannten Teile DA:** 65 mm
- Sicherheitsfaktor der Betriebskraft in Längsrichtung:** 1.5
- Sicherheit gegen Querrutschen:** 1.25
- Haftreibwert in der Trennfuge:** 0.15

Buttons: < , > , Beenden

Abbildung 4.1: GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Grundeinstellungen

Die Gewindegröße (1) bleibt dabei unveränderlich, da der Bohrungsdurchmesser anhand der Vorauswahl der gewünschten Kombination eindeutig definiert ist. Durch die verschiedenen Kombinationsmöglichkeiten aus Pumpe, Motor und Grundplatte variieren die zu verwendenden Schraubenlängen (2). Aus diesem Grund werden sie manuell in das Programm eingepflegt. Des Weiteren kann die Festigkeitsklasse der Schraube (3) eingestellt werden. Eine manuelle Einstellung der Länge des Innengewindes (4), in das die Schraube eingeschraubt wird, ist vorzunehmen, da dieser Wert zum einen nicht tabelliert ist und zum anderen es Grundplatten gibt, bei denen zusätzlich, nach Ende des Innengewindes der Grundplatte, eine gegengeschweißte Mutter angebracht ist, um die Einschraubtiefe der Schraube zu erhöhen. Für die Bestimmung der Nachgiebigkeiten der Schraube, sowie der verspannten Teile muss der E-Modul eingestellt werden. Standardgemäß wird der Pumpenfuß aus Grauguss (EN GJL 250) (5) und die Schraube aus Stahl bzw. Edelstahl (6) gefertigt. Liegen nähere Informationen über die Krafteinleitung in die Verbindung vor, so können diese im Programm mit Hilfe der Einstellung des Krafteinleitfaktors n (7) berücksichtigt werden. Für die Berechnung wird der ungünstigste Fall der Krafteinleitung ($n = 1$) (vgl. Gleichung 3.49) angesetzt. Das Programm benötigt für die Berechnung der Nachgiebigkeit der Schraube den Wert des Außendurchmessers der verspannten Teile (8). Damit kann die Bedingung aus Tabelle 3.7 geprüft und schließlich der Ersatzquerschnitt ermittelt werden. In erster Näherung wird als Außendurchmesser die Breite des Pumpengehäusefußes b (vgl. Abbildungen 3.4, 3.5 und 3.7) in das Programm eingelesen. Überdies hinaus kann der Nutzer die Parameter für

die Bestimmung der erforderlichen Klemmkraft einstellen. Dazu zählen die Rutschsicherheit (9) und der Haftreibungswert innerhalb der Trennfuge (10). Im allgemeinen Maschinenbau wird die Sicherheit gegen Rutschen mit 1,25 angesetzt. Der Haftreibungswert μ_T ist abhängig von den Oberflächenbeschaffenheiten und vom Werkstoff der zu verbindenden Bauteile. Die Standardkonstellation zwischen Pumpengehäusefuß und Grundplatte ist Grauguss (EN GJL 250) auf Stahl (S235JR), wobei sich der Haftreibungskoeffizient im Bereich von 0,15...0,2 bewegt. Die wirkende Betriebskraft wird mit dem üblichen Wert von 1,5 abgesichert (11). Dem Nutzer bleibt die Änderung der Werte vorbehalten.

Auf der zweiten Seite des Menüs (siehe Abbildung 4.2) kann der Nutzer die Montagebedingungen und weitere Reibwerte (Kopf- und Gewindereibung) einstellen.

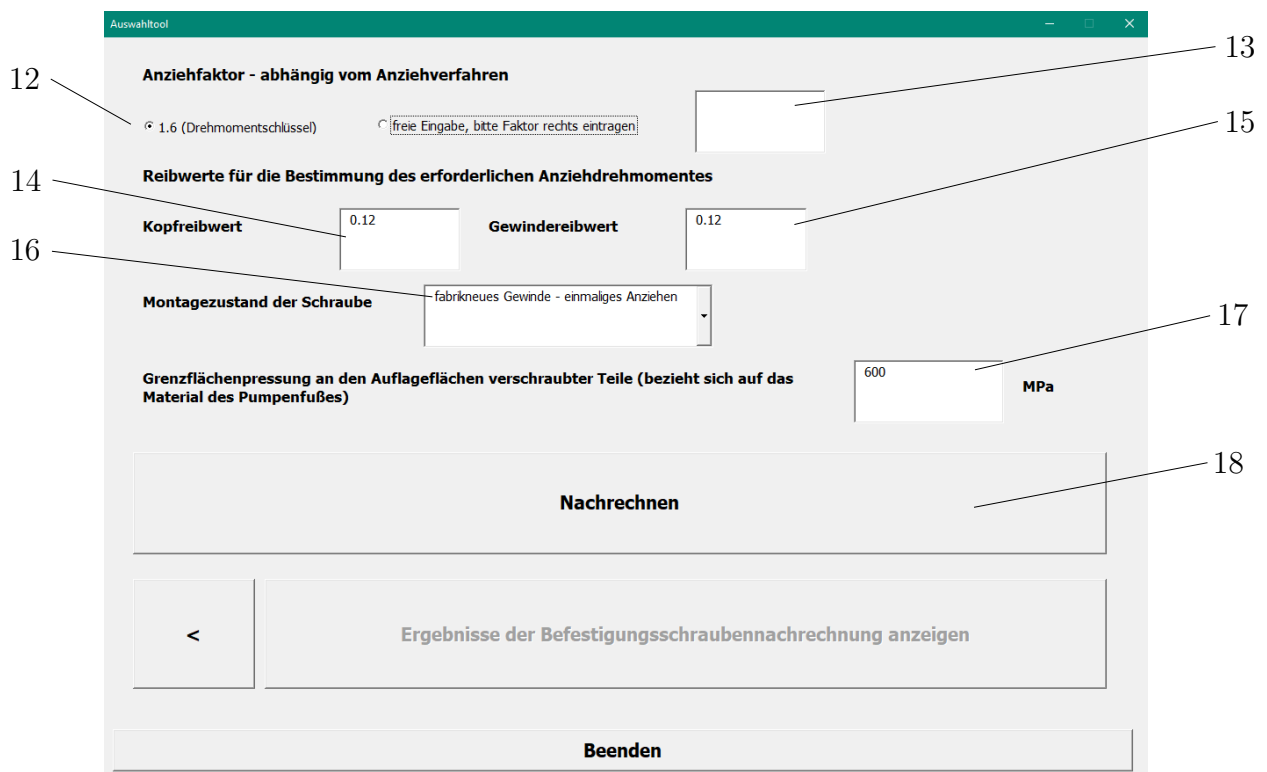


Abbildung 4.2: GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Einstellungen für die Montage

Die Streuung der Vorspannkräfte muss mittels korrekter Einstellung des Anziehungsfaktors abgefangen werden (vgl. Abschnitt 2.4.7). Die Schrauben werden im Normalfall mit dem drehmomentgesteuertem Anziehverfahren ($k_A = 1,6$) (12) angezogen. Dieser Wert ist aus diesem Grund schon voreingestellt, er kann jedoch frei verändert werden (13), je nach dem welches Verfahren verwendet wird. Für die korrekte Berechnung des erforderlichen Anziehdrehmomentes sind Kopf- (14) und Gewindereibwert (15) bereits implementiert. Der Wert von je 0,12 gilt für ungeschmierte Stahlschrauben und kann im Programm frei verändert werden. Beim wiederholten Anziehen oder bei Zusatzschmierung der Schraube (Einstellung Montagezustand der Schraube (16)) wird das aufzubringende Anziehdrehmoment geringer sein, um

die gleiche Schraubenvorspannkraft zu realisieren. Dieses ist darauf zurückzuführen, dass eine zusätzliche Schmierung kleinere Reibungswerte am Schraubenkopf und Gewinde hervorruft und damit einen geringeren Widerstand verursacht. Das wiederholte Anziehen der Schraube bewirkt ein Glätten der Oberflächen. Dieses führt wiederum zu kleineren Reibungswerte am Schraubenkopf und Gewinde, weshalb derselbe Effekt eintritt, wie bei der Zusatzschmierung. Abschließend ist der zulässige Wert für die Flächenpressung am Pumpenfuß (17) einzutragen (EN GJL 250: $p_{G_{zul}} = 600MPa$). Durch Betätigen des Buttons »Nachrechnen« (18) ist das Öffnen des Ergebnismenüs möglich.

Das Berechnungstool sucht den Installationspunkt, der die maximale Zugbelastung erfährt, wenn die Schraube bei der ungünstigsten Zugüberlagerung (vgl. Tabelle 3.3) auf Zug belastet wird und führt die Berechnung entsprechend des Abschnittes 3 durch. Die Funktionalität und Festigkeiten werden in visueller Form und anhand von Sicherheiten dargestellt (siehe Abbildung 4.3).

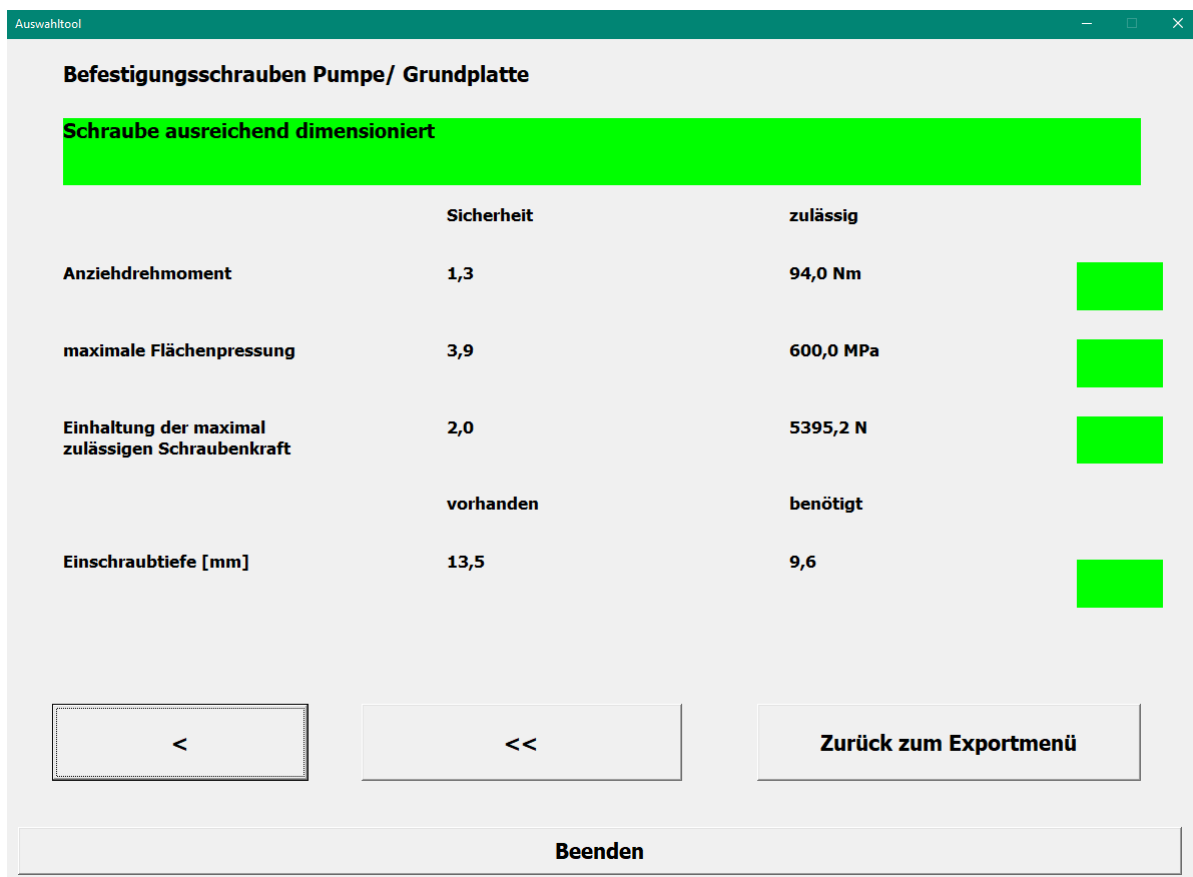


Abbildung 4.3: GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Ergebnismenü - ausreichende Dimensionierung

Der Festigkeits- und Funktionsnachweis wird im Tool anhand der Kriterien

- Anziehdrehmoment
- Flächenpressung
- Einhaltung der maximal zulässigen Schraubenkraft
- benötigte Mindesteinschraubtiefe

durchgeführt.

Ist die Schraube nicht ausreichend dimensioniert, erfüllt sie also eine der vier Bedingungen nicht, dann färbt sich innerhalb des Tools das Prüfkriterium, das zum Versagen der Verbindung führen würde, rot ein (vgl. Abbildung 4.4) und zeigt in Form von Sicherheiten an, in welchem Maß der zulässige Wert über- bzw. unterschritten wird.

Befestigungsschrauben Pumpe/ Grundplatte			
Schraube nicht ausreichend dimensioniert			
	Sicherheit	zulässig	
Anziehdrehmoment	0,9	66,0 Nm	
maximale Flächenpressung	5,5	600,0 MPa	
Einhaltung der maximal zulässigen Schraubenkraft	2,0	3793,5 N	
	vorhanden	benötigt	
Einschraubtiefe [mm]	13,5	9,6	

Abbildung 4.4: GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Ergebnismenü - unzureichende Schraubendimensionierung inklusive Versagenskriterium

Das Programm erkennt den selten auftretenden Fall, dass, wenn bei der Berechnung auf maximale Zugbelastung, trotzdem eine Druckkraft berechnet wird.

Befestigungsschrauben Pumpe/ Grundplatte	
Schraube erfährt im Worst Case in keinem Fall eine Zugbelastung - unten stehende Werte sind entsprechend nicht zu beachten	

Abbildung 4.5: GUI Schrauben zwischen Pumpe und Grundplatte - Ergebnismenü - Druckbelastung der Schraube

4.2 Verbundankerberechnung

Dem Anwender soll mit Hilfe einer übersichtlichen Programmoberfläche eine einfache Bedienung des Programms, ohne VBA-Vorkenntnisse, ermöglicht werden. Die im Programm implementierte Berechnung wird anhand des beschriebenen Vorgehens in Abschnitt 3 durchgeführt. Aufgrund der im Berechnungstool implementierten Vorauswahl der spezifischen Aufstellung (Pumpe-Motor-Grundplatte-Kombination) werden in das Programm bereits einige für die Berechnung benötigte Daten eingelesen. Zusätzliche Daten müssen im Verbundankerberechnungsmenü (siehe Abbildung 4.6) eingestellt werden.

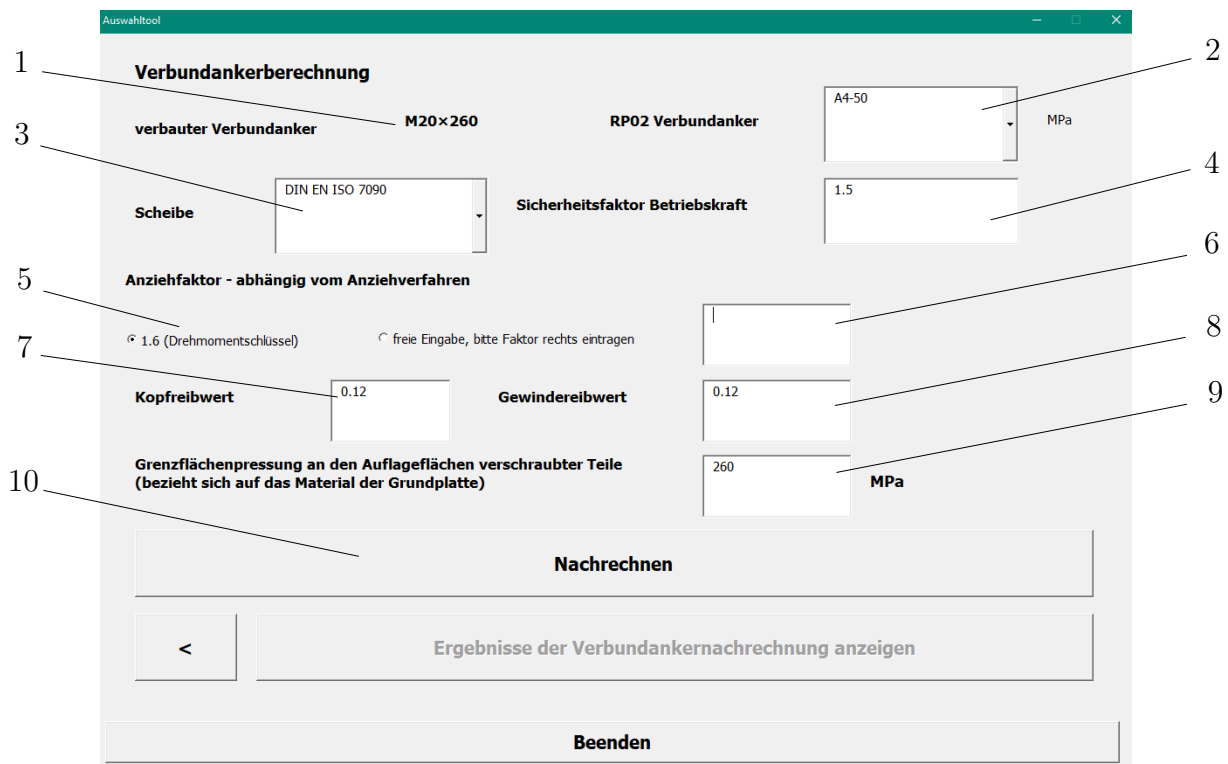


Abbildung 4.6: GUI Verbundanker - Einstellungsmenü

Die Größe des zu installierenden Verbundankers (1) ist über die Größe der Grundplatte bereits vordefiniert und muss vom Nutzer nicht ausgewählt werden. Der eingesetzte Verbundanker wird aus einem rostfreien Stahl gefertigt [11], welcher manuell eingestellt werden muss (2). Des Weiteren ist die eingesetzte Scheibe (3) zur Bestimmung der real auftretenden Flächenpressung auszuwählen. Weiterhin kann ein Sicherheitsfaktor für die Betriebskraft in Längsrichtung (4) definiert werden. Analog zur Befestigungsschraubenberechnung bleibt dem Nutzer die Auswahl des Anziehverfahrens des Verbundankers vorbehalten, indem er den Anziehungsfaktor k_A frei einstellen kann (6). Im Programm wurde das meist verwendete drehmomentgesteuerte Anziehverfahren voreingestellt (5). Liegen nähere Informationen bezüglich der Reibung zwischen Mutter und Auflagefläche (7), sowie der Reibung am Gewinde (8) vor, so kann der Nutzer, durch entsprechende Einstellung, auf Veränderungen reagieren.

Zur Bestimmung der Sicherheit hinsichtlich Flächenpressung kann der Anwender die Grenzflächenpressung des Werkstoffes der verspannten Teile (Grundplatte) (9) einstellen. Durch Betätigen des Buttons »Nachrechnen« (10) kann der Nutzer die Berechnung durchführen. Im Anschluss kann das Ergebnismenü geöffnet werden (siehe Abbildung 4.7).

	Sicherheit	zulässig	
Verbundanker ausreichend dimensioniert			
Anziehdrehmoment	2,5	120,0 Nm	■
maximale Flächenpressung	3,3	260,0 MPa	■

Abbildung 4.7: GUI Verbundanker - Ergebnismenü - ausreichende Dimensionierung

Die Festigkeit und Funktion des Verbundankers wird dann erreicht, wenn beide Verbundankerprüfkriterien mit einer Sicherheit $S > 1$ erfüllt (vgl. Abschnitt 3.3.6) sind. Diese Informationen werden dem Anwender visuell im Ergebnismenü der Verbundankerberechnung zur Verfügung gestellt. Entsprechend erhält der Nutzer eine Warnung, sobald die Festigkeit und Funktion des Verbundankers nicht gegeben ist (siehe Abbildung 4.8).

	Sicherheit	zulässig	
Verbundanker nicht ausreichend dimensioniert			
Anziehdrehmoment	0,8	120,0 Nm	■
maximale Flächenpressung	3,3	260,0 MPa	■

Abbildung 4.8: GUI Verbundanker - Ergebnismenü - unzureichende Dimensionierung

In einigen wenigen Fällen kann der Verbundanker, trotz der Berechnung auf maximale Zugbelastung, auf Druck belastet werden (siehe Abbildung 4.9).

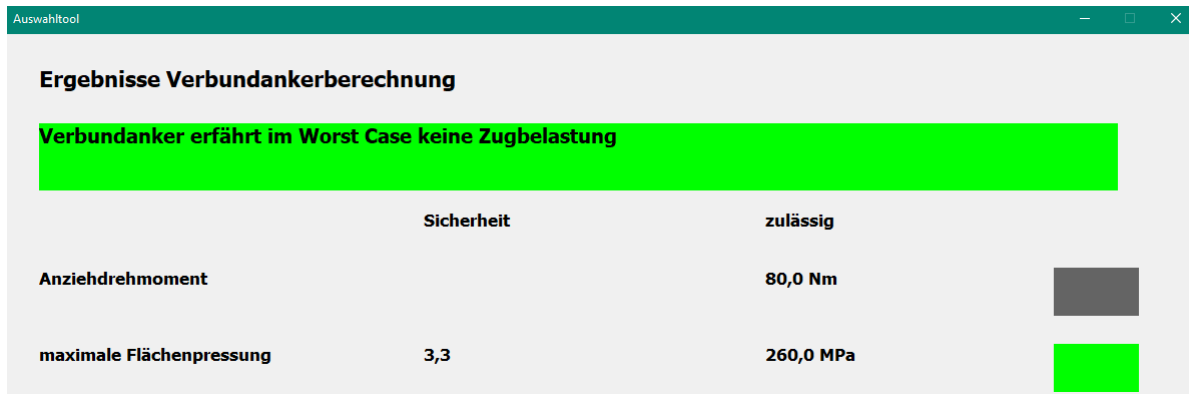


Abbildung 4.9: GUI Verbundanker - Ergebnismenü - keine Zugbelastung

5 Vergleich Berechnungstool und FEM

Mit Hilfe der FEM ist im Anschluss die Vertrauenswürdigkeit des gesamten Berechnungstools zu überprüfen. Die Überprüfung der Berechnung wird am Beispiel der Aufstellung SEWATEC K 500-634 G 3ENH 315 L 08 durchgeführt. Gewählt wurde diese Aufstellung, weil sie zum einen die größte aktuell im Berechnungstool implementierte Aufstellung ist und dafür bereits einige Bauteile als 3D-Modelle existieren. Zum anderen werden M36 Edelstahlschrauben mit der Festigkeitsklasse A4-50 eingesetzt (Edelstahlschrauben der DIN EN ISO 4017 werden ab M30 aufwärts nicht mehr mit den höheren Festigkeitsklassen A4-70 gefertigt).

5.1 3D Modell

Mit Hilfe von 2D-Zeichnungen wurden die noch nicht vorhandenen 3D-Modelle, wie die beiden Lagerträger, der Stützfuß, die Welle, sowie ein Laufrad, inklusive sämtlicher Passfederverbindungen in leichter Abänderung vereinfacht erstellt. Anschließend wurden die Einzelteile zu einer Baugruppe zusammengefügt (siehe Abbildung 5.1).

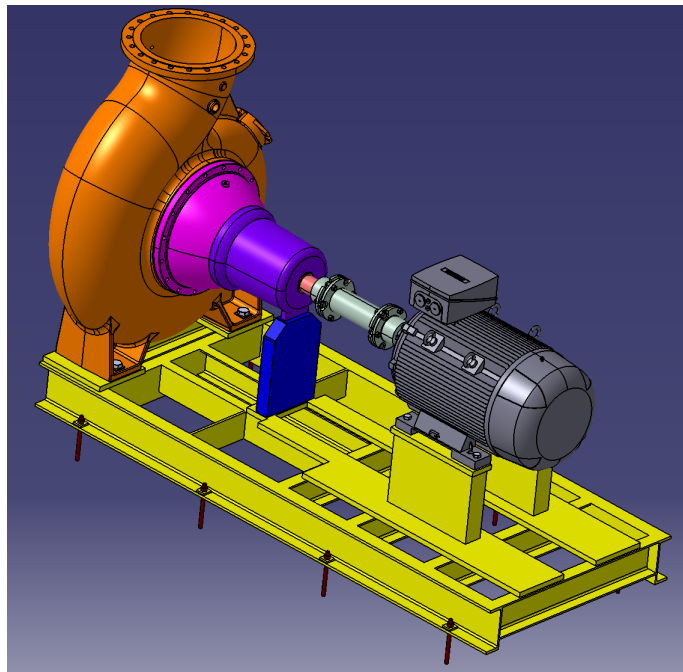


Abbildung 5.1: Baugruppe mit Originalteilen in vereinfachter Darstellung

Diese wurde im Anschluss in das FEM-Programm ANSYS eingelesen. Dabei musste festgestellt werden, dass die Baugruppe mehrere hundert Bauteile aufweist. Dieses ist auf den Motor, die Grundplatte und die Kupplung zurückzuführen. Der im Bild dargestellte Siemens Motor mit Frequenzumrichter enthält, neben den am Umfang angeschweißten Kühlrippen, weitere Einzelbauteile. Das FEM Programm ist nicht in der Lage das Bauteil zu vernetzen. Die Grundplatte, sowie die Kupplung weisen ebenfalls mehrere Bauteile auf. Des Weiteren führen die eingefügten Schrauben der DIN EN ISO 4017 bzw. die Verbundanker ebenfalls zu einer deutlich aufwendigeren Vernetzung. Für den zu führenden Nachweis genügt es, wenn die Schrauben und Muttern nicht als Sechskant, sondern als aufeinandergestapelte Zylinder modelliert werden. Diese Modellierung sollte vorzugsweise im Design Modeler der ANSYS Workbench durchgeführt werden. Der Vorteil liegt darin, dass die Zylindermantelflächen, im Gegensatz zum Anfertigen mit Hilfe von Computer Aided Design (CAD)-Programmen, nicht seperiert werden. Sie werden also vollständig ohne Unterbrechung erzeugt. Im Abschnitt 5.2.1.1 wird der Nutzen dieses Vorgehens erklärt. Aus eben genannten Gründen ist die Verwendung eines stark vereinfachtes 3D-Modells (siehe Abbildung 5.2) erforderlich. Dazu wird der Motor als Zylinder mit angeschweißten Füßen nach Abmaßen des Originalmotors nachgebaut. Des Weiteren wurde die Grundplatte, die ursprünglich aus ca. 40 Einzelbauteilen bestand, neu erstellt. Es wurden die 2° Gussformschrägen entfernt und die Bauteile zusammenschweiß, sodass am Ende die Grundplatte aus einem Bauteil besteht. Außerdem wurden die Passfedern, die Welle und das Laufrad für das vereinfachte 3D-Modell entfernt, da sich diese nur auf die verhältnismäßig kleine Unwuchtkraft des Systems auswirken, die im Vergleich ohnehin nicht mit berücksichtigt werden muss.

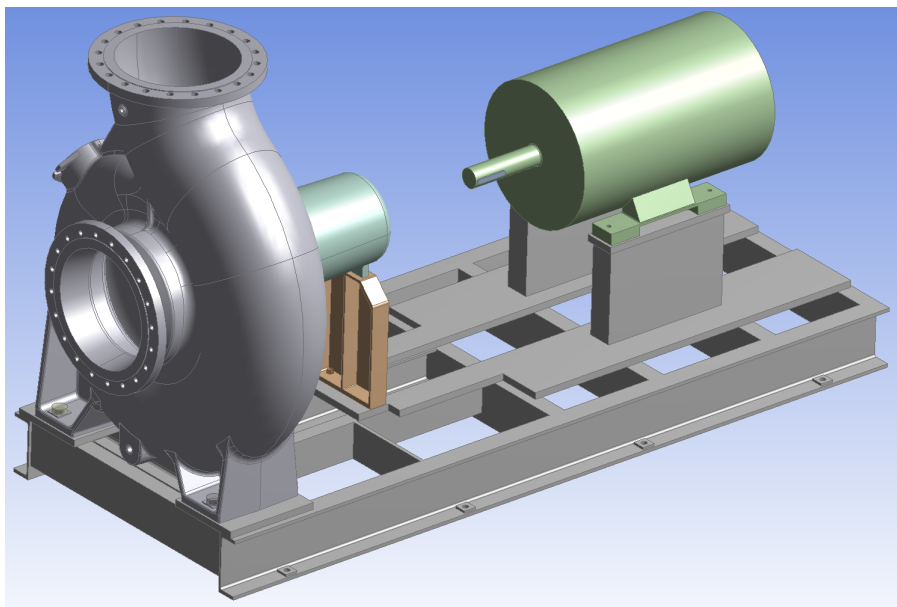


Abbildung 5.2: Baugruppe in vereinfachter Darstellung

5.2 Befestigungsschrauben

5.2.1 Ermittlung der wirkenden Kräfte

Hinsichtlich der Befestigungsschraubenberechnung kann das Modell durch geeignete Lagerung noch stärker vereinfacht werden (siehe Abbildung 5.3). Die »reibungsfreie Lagerung« suggeriert dem Programm, dass weiteres Material, ausgehend von der Stelle, an dem die Randbedingung aufgegeben wird, hinzukommt. Damit können wertvolle Ressourcen des Programmes gespart und die Vernetzung an wichtigen Stellen verfeinert werden.

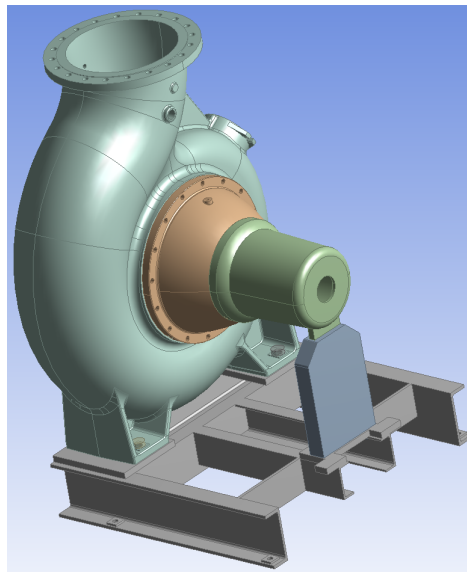


Abbildung 5.3: Baugruppe in stark vereinfachter Darstellung

5.2.1.1 Methode 1 - Berechnung der Kräfte über Normalspannungen

Bei dieser Vorgehensweise werden die Flanschkräfte und -momente an den Flanschflächen des Saug- und Druckflansches, entsprechend der Worst Case Betrachtung, aufgegeben. Des Weiteren wird die Hälfte der Kupplungsgewichtskraft, sowie das Motormoment am hinteren Lagerträger angetragen. Im Übergang zwischen Pumpengehäuse und vorderem Lagerträger wird die Gewichtskraft der Pumpeneinheit definiert. Die Grundplatte wird in ihrer Bewegung vollständig gesperrt, da bei der Berechnung der Befestigungsschrauben davon ausgegangen wird, dass die Verbundanker ihre Funktion erfüllen. Durch die Modellierung der Schrauben unter Zuhilfenahme des Design Modelers kann die Schraubenvorspannkraft an der geschlossenen Zylindermantelfläche jedes Schraubenschaftes aufgegeben werden. Bei der korrekten Definition der Kontakte müssen die reell auftretenden Bedingungen beachtet werden. Die Lagerträger sind über Schraubenverbindungen miteinander und mit dem Pumpengehäuse verbunden. In dem für die Simulation benutzten Modell werden die Flanschschrauben nicht modelliert, weshalb die Kombination aus Pumpengehäuse und Lagerträgern als fester

Verbund (Verhalten wie ein einziges Bauteil) angenommen werden kann. Im Gegensatz zur reellen Befestigung des Stützfußes mit den Lagerträgern über eine Schraubenverbindung, wird auch diese Verbindung im FEM-Modell als fester Verbund angesehen.

Das Pumpengehäuse wird unter Zuhilfenahme der in Zylinderform modellierten Ersatzschrauben mit der Grundplatte verbunden. Dabei müssen alle Reibungswerte entsprechend des Tools berücksichtigt werden. Für den optimalen Vergleich mit dem Berechnungstool, werden die Schrauben, die den Stützfuß mit der Grundplatte verbinden, nicht modelliert. Zudem wird die Verbindung zwischen Stützfuß und Grundplatte als reibungsfrei definiert, sodass sich der Stützfuß theoretisch verschieben dürfte (siehe Tabelle 3.2).

$$\sigma_N = \frac{F_{S,ges}}{A} = \frac{F_{VM} + \Phi * F_B}{\frac{\pi}{4} * d^2} \quad (5.1)$$

Im ersten Fall wird die Berechnung für den A4-50 Werkstoff der Schraube durchgeführt. Mit der Aufgabe der Schraubenvorspannkraft von $F_{VM} = 157162N$ (Anziehdrehmomentwert aus betriebsinterner Tabelle über Abmessungen des Gewindes und Reibwerte umgerechnet in eine Montagevorspannkraft) ergeben sich entlang der Schraube unterschiedliche Normalspannungen. Über die Pfadfunktion des FEM-Programmes lassen sich die Normalspannungen entlang des Schaftquerschnittes in axialer Richtung und in Querschnittsrichtung des Schaftes auslesen (siehe Abbildung 5.4).

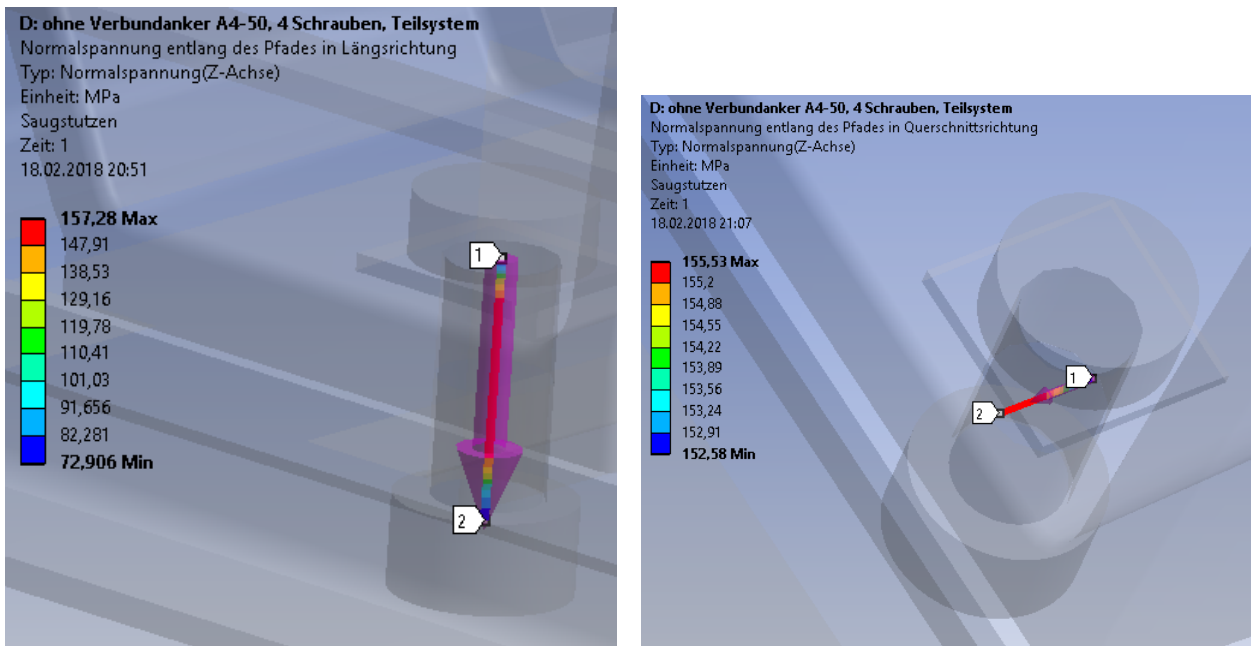


Abbildung 5.4: Pfad - Normalspannung entlang des Schraubenschaftes in axialer und Querschnittsrichtung für M36 A4-50

Die Spannungen in unmittelbarer Nähe zum Schraubenkopf bzw. zur Mutter sind für die Näherungsrechnung nicht zu berücksichtigen, da die Ergebnisse der Normalspannung durch den Übergang ohne Rundungen (Schraubenkopf-Schraubenschaft, Mutter-Schraubenschaft) nicht konvergieren. Nach Umstellen der Gleichung 5.1 kann die wirkende Betriebskraft ermittelt werden.

$$F_B = \frac{\sigma_M * \frac{\pi}{4} * d^2 - F_{VM}}{\Phi} = \frac{156 \frac{N}{mm^2} * \frac{\pi}{4} * (36mm)^2 - 157162N}{0,219} = 7427,7N \quad (5.2)$$

Die Betriebskraft ist ein konstanter Wert und sollte sich deshalb bei der Verwendung eines anderen Schraubenwerkstoffes nicht verändern. In analoger Vorgehensweise wurde die Berechnung mit 8.8 Schrauben durchgeführt (siehe Abbildung 5.5 und Gleichung 5.3).

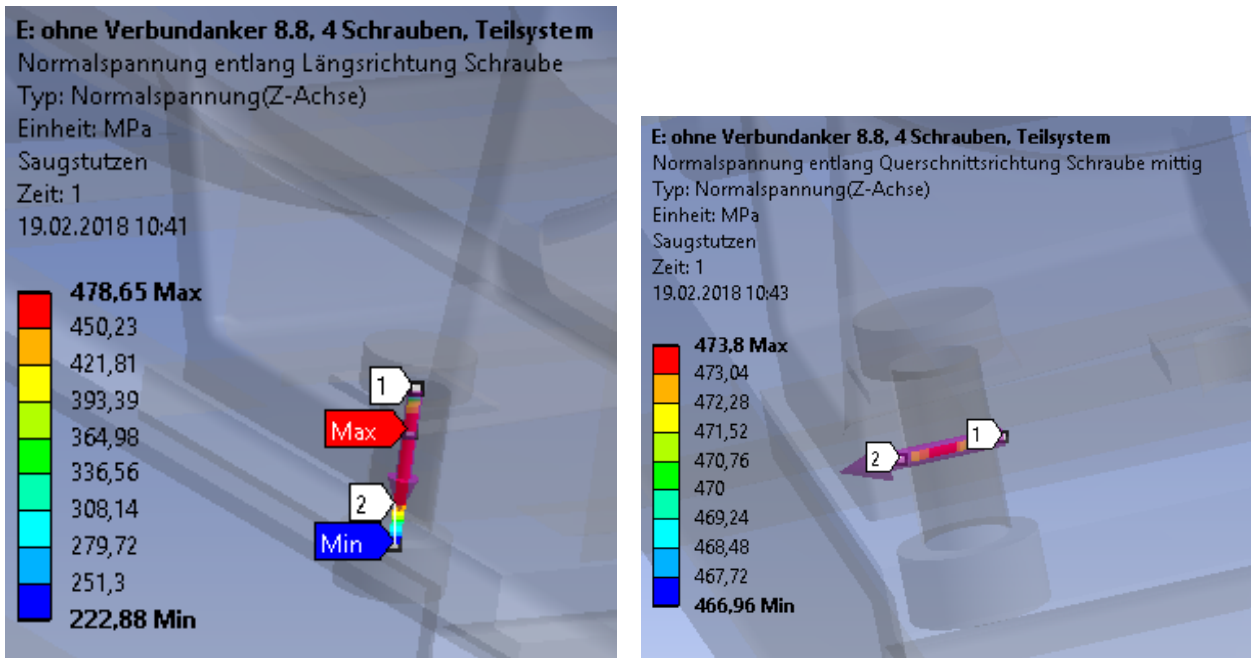


Abbildung 5.5: Pfad - Normalspannung entlang des Schraubenschaftes in axialer und Querschnittsrichtung für M36 8.8

$$F_B = \frac{474 \frac{N}{mm^2} * \frac{\pi}{4} * (36mm)^2 - 479237N}{0,219} = 14777,3N \quad (5.3)$$

Wie den Gleichungen 5.2 und 5.3 zu entnehmen ist, kann mit dieser Vorgehensweise die Betriebskraft nicht eindeutig bestimmt werden. Aus diesem Grund ist die Nachprüfung über eine andere Methode in Betracht zu ziehen.

5.2.1.2 Methode 2 - Berechnung der Kräfte über Lagerkräfte

Entsprechend des Abschnitts 5.2.1.1 werden die Kräfte und Momente unter Zuhilfenahme der Tabellen 3.3 und 3.4 aufgegeben. Im Gegensatz zur ersten Methode werden die Schrauben in diesem Vorgehen nicht simuliert und damit auch nicht vorgespannt. In ANSYS kann an den Innenflächen eines Hohlzylinders (Bohrung) eine »zylindrische Lagerung« aufgegeben werden. Damit wird dem FEM-Programm suggeriert, dass an dieser Stelle eine Schraubenverbindung installiert ist. Die Verschiebung der Grundplatte wird auch bei dieser Simulation in alle Richtungen gesperrt (Funktion und Festigkeit der Verbundanker ist gegeben). Des Weiteren sind die Kontakte zu definieren. Dabei bilden das Pumpengehäuse, die beiden Lagerträger und der Stützfuß, durch die Definition des Verbundes, eine Einheit. Der Stützfuß ist mit der Grundplatte reibungsfrei verbunden, da, analog zum Berechnungstool, davon ausgegangen wird, dass die vollständige Kraftaufnahme durch die vier Befestigungsschrauben am Pumpengehäuse aufgenommen wird (vgl. Tabelle 3.2). Der Reibungswert innerhalb der Trennfuge wird analog des Tools definiert.

Ergebnis dieser Berechnung ist eine Lagerreaktionskraft, die an der gewünschten Lagerung ausgegeben wird. Analog zum Ergebnis des Berechnungstools ermittelt das FEM-Programm die maximale Zugbelastung am Installationspunkt 11 (Abbildungen 5.6 und 5.7).

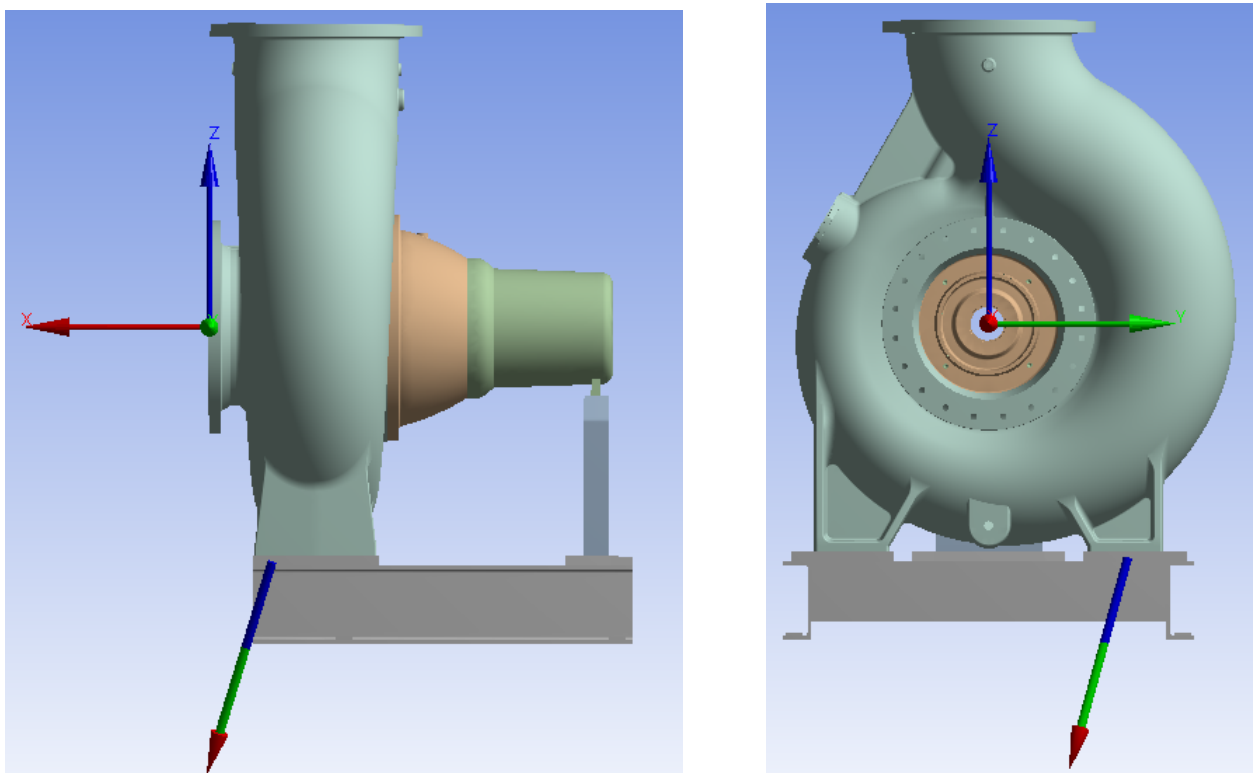


Abbildung 5.6: Lagerreaktionskraft am Installationspunkt mit der maximalen Zugbelastung

Ergebnisse	
<input type="checkbox"/> X-Achse	8256,1 N
<input type="checkbox"/> Y-Achse	-4097,2 N
<input type="checkbox"/> Z-Achse	-55268 N
<input type="checkbox"/> Gesamt	56032 N

Abbildung 5.7: Lagerreaktionskraft am Installationspunkt 11

Die real auftretende Kraft ist der Lagerreaktionskraft entgegengerichtet (vgl. Abschnitt 2.2). In diesem Fall ist dementsprechend eine Zugbelastung zu erkennen. Die Kräfte und Momente wurden so überlagert, dass, analog zum Tool, die maximale Zugbelastung am Punkt 11 auftritt. Real werden vom FEM-Programm die Reaktionskräfte, die an den anderen Befestigungspunkten entstehen, ausgehend von diesem Punkt berechnet. Das Berechnungstool geht hierbei anders vor. Es sucht unter Zuhilfenahme der Worst Case Betrachtungen aus den Tabellen 3.4 und 3.3 den Punkt mit der maximalen Belastung und führt die Schraubenberechnung anhand dieses Punktes durch.

Damit der Querkraftwert des Tools mit dem des FEM-Programmes verglichen werden kann, müssen die von ANSYS berechneten x- und y-Komponenten vektoriell addiert werden (Gleichung 5.4).

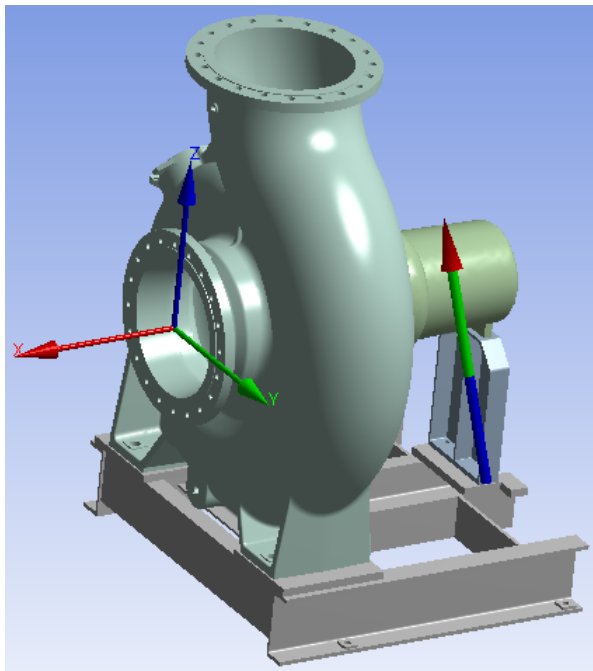
$$F_{Q,resFEM} = \sqrt{F_{xFEM}^2 + F_{yFEM}^2} \quad (5.4)$$

Installationspunkt 11	Tool	FEM
resultierende Querkraft	6901,5 N	9216,9 N
Zugkraft	23647,5 N	55268 N

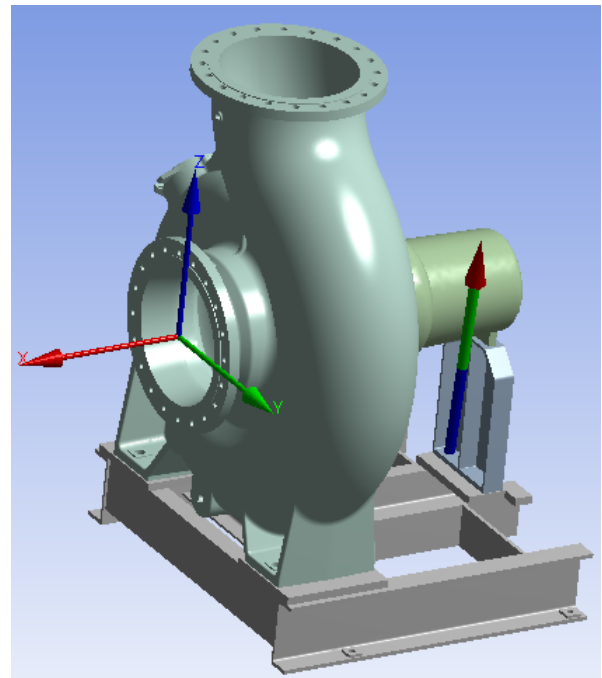
Tabelle 5.1: Befestigungsschrauben: Lagerreaktionskräfte FEM und Tool im Vergleich

5.2.1.3 Überprüfung der vollständigen Kraftaufnahme an den Schrauben des Pumpenfußes

Bevor eine Interpretation der Ergebnisse durchgeführt werden kann, müssen die resultierenden Kräfte an den Installationspunkten der Schrauben am Stützfuß mit Hilfe der FEM-Analyse untersucht werden. Dazu werden grundsätzlich die Randbedingungen aus dem Abschnitt 5.2.1.2 übernommen. Eine Änderung wird hinsichtlich des Kontaktes am Stützfuß vorgenommen. Es wird auch hier ein Reibungskoeffizient definiert. Dieser wird grob mit dem Haftreibungskoeffizienten des Berechnungstools angesetzt ($\mu_{Tr} = 0,15$). Zusätzlich werden die »zylindrischen Lagerungen« an den Installationsstellen der zwei Schrauben am Stützfuß hinzugefügt.



(a) Installationspunkt 31



(b) Installationspunkt 32

Abbildung 5.8: Lagerreaktionskraft

Ergebnisse	
<input type="checkbox"/> X-Achse	509,26 N
<input type="checkbox"/> Y-Achse	-1833, N
<input type="checkbox"/> Z-Achse	5347,9 N
<input type="checkbox"/> Gesamt	5676,2 N

(a) Installationspunkt 31

Ergebnisse	
<input type="checkbox"/> X-Achse	829,41 N
<input type="checkbox"/> Y-Achse	1799,9 N
<input type="checkbox"/> Z-Achse	8058,3 N
<input type="checkbox"/> Gesamt	8298,4 N

(b) Installationspunkt 32

Abbildung 5.9: Lagerreaktionskraft Ergebnis

Den Abbildungen 5.8 und 5.9 ist zu entnehmen, dass die Schrauben am Stützfuß eine Druckbelastung erfahren, da der Kraftreaktionspfeil in positive z-Richtung gerichtet ist (siehe Abschnitt 2.2). Weiterhin sind die auftretenden Belastungen in axialer Richtung und in der x-y-Ebene deutlich geringer als bei den Befestigungsschrauben am Fuß des Pumpengehäuses. Die am Pumpenfuß installierten Schrauben werden, wie erwartet, durch die Schrauben am Stützfuß entlastet. Für eine Worst Case Schraubenberechnung ist die bisher vorgenommene Betrachtungsweise nachgewiesenermaßen zulässig, da in jedem Fall die Sicherheit in der Berechnung erhöht wird.

5.2.1.4 Diskussion und Interpretation der Ergebnisse

Wie in der Tabelle 5.1 deutlich wird, fallen die resultierenden Kräfte in der FEM-Analyse höher aus als im Tool. Ausgehend von Tabelle 3.2 wird angenommen, dass jede Befestigungsschraube den gleichen Anteil des Momentes um die z-Achse aufnimmt. In die Querkraftberechnung der FEM-Analyse gehen weiterhin die Momente um die x- und y-Achse ein. Dieses führt dazu, dass im Mittel die Werte höher sind als im Berechnungstool. Das Berechnungstool wurde so programmiert, dass die Momente um die x- und y-Achse eine Kraft in axiale Schraubenrichtung hervorrufen, jedoch nicht in der x-y-Ebene, da nach Tabelle 3.2 die Schraubenverbindung nicht als Festlager definiert wird. Mit Hilfe der »zylindrischen Lagerung« ist die Simulation einer Schraubenverbindung in ANSYS näherungsweise möglich, jedoch wird auch diese in erster Näherung als Festlager betrachtet und stimmt mit der Annahme der Berechnung im Tool nicht überein.

Die in der FEM-Analyse deutlich höhere resultierende Zugkraft ist ebenfalls auf die Festlagerannahme des FEM-Programmes zurückzuführen. Ausgehend davon, würden die Kräfte in x- und y-Richtung am Saug- und Druckflansch ein Moment am Lagerpunkt verursachen und damit in einer höheren Belastung in axialer Schraubenrichtung resultieren. Des Weiteren ist der Wert der resultierenden Längskraft im FEM-Programm von der Position des angreifenden Motormomentes abhängig. Praktisch gesehen, würde das Motormoment an der Motorwelle angreifen und durch die Kupplung entsprechend an die Pumpenwelle übertragen werden. In der FEM-Analyse wird das Motormoment näherungsweise am Lagerträger aufgegeben. Durch die Annahme des völlig steifen Systems, ist im Berechnungstool der Angriffspunkt des Motormomentes, im Gegensatz zur FEM-Analyse, für die Berechnung irrelevant (vgl. Abbildung 3.2 und Gleichung 3.12). Ebenfalls werden von ANSYS auftretende Durchbiegungen und damit verbundene Verformungen berücksichtigt. Auch diese können zu höheren resultierenden Kräften führen.

Es kann für die Überprüfung der resultierenden Kräfte zur Bestimmung der Festigkeit und Funktionalität der Befestigungsschrauben mit Hilfe der FEM abschließend festgehalten werden, dass ein Vergleich der Ergebnisse mit der FEM durchaus Sinn machen kann. Tatsächlich hängt die Interpretation und Vergleichbarkeit der Resultate von verschiedenen Faktoren, wie z.B. Lagerung, Kraft- und Momenteinleitung im 3D-Modell, dem 3D Modell selbst, usw. ab. Aus diesem Grund ist die Analyse kritisch zu betrachten. Das programmierte Berechnungstool liefert damit nachgewiesenermaßen vertrauenswürdige Ergebnisse.

5.3 Verbundanker

5.3.1 Ermittlung der wirkenden Kräfte

Analog der Vorgehensweise des Abschnittes 5.2.1.2 werden die Verbundanker nicht simuliert. Es wird dem Programm suggeriert, dass an der Installationsstelle des Verbundankers eine Schraubenverbindung vorliegt. Mit Hilfe der Definition der »zylindrischen Lagerung« an den zylindrischen Innenflächen des Hohlzylinders kann dieses realisiert werden. Bei der Berechnung der Reaktionskräfte der Verbundanker wird davon ausgegangen, dass die Festigkeit und Funktionalität der Befestigungsschrauben gegeben ist. Es werden aus diesem Grund die Kontakte zwischen Pumpeneinheit bzw. Motoreinheit und Grundplatte als fester Verbund definiert, sodass die gesamte Konstruktion wie ein Bauteil vom FEM-Programm behandelt wird. Im Anschluss werden die real wirkenden Kräfte und Momente am Saug- und Druckflansch, das Motormoment, sowie die Gewichts- und Unwuchtkräfte am 3D-Modell entsprechend der Worst Case Betrachtung für die Verbundanker (siehe Abschnitt 3.3.5 Tabelle 3.11) aufgegeben.

Am Befestigungspunkt 11 ergibt sich nach Abbildung 5.10 eine Reaktionskraft in negative z-Richtung. Dieses lässt auf eine Zugbelastung des Verbundankers schließen (siehe Abschnitt 2.2).

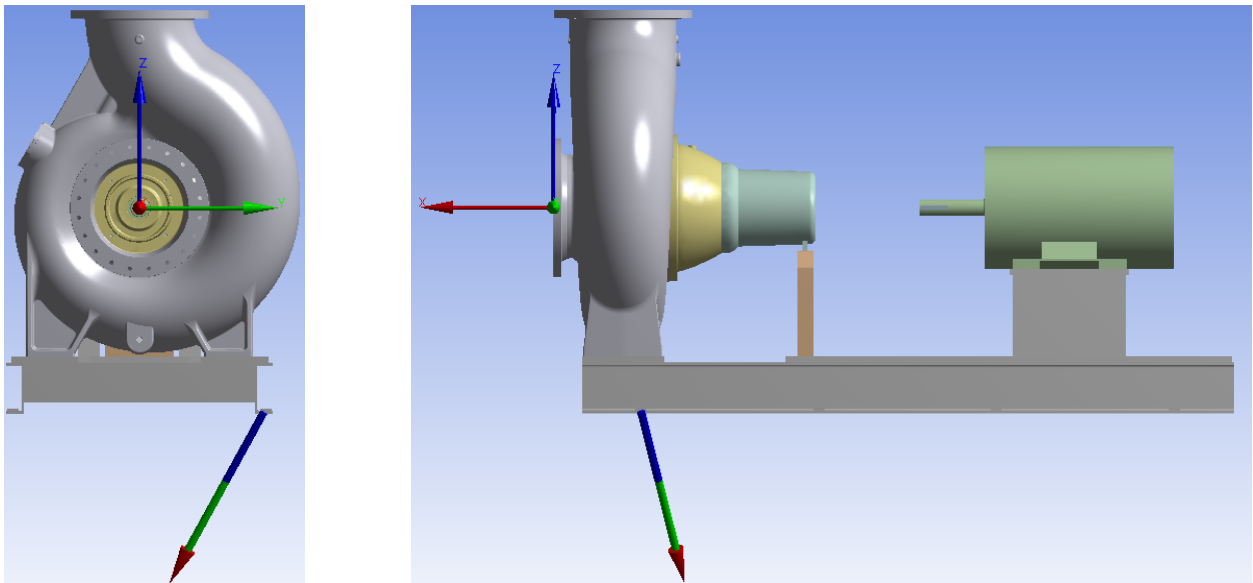


Abbildung 5.10: Reaktionskraft am Verbundankerinstallationspunkt 11

Die Ergebnisse der FEM-Analyse sind in Abbildung 5.11 dargestellt.

Ergebnisse	
<input type="checkbox"/> X-Achse	-1996,9 N
<input type="checkbox"/> Y-Achse	-4327,3 N
<input type="checkbox"/> Z-Achse	-7844,1 N
<input type="checkbox"/> Gesamt	9178,4 N

Abbildung 5.11: Lagerreaktionskraft am Verbundankerinstallationspunkt 11

Diese Werte werden in Tabelle 5.2 mit den errechneten Werten des Berechnungstools verglichen.

Installationspunkt 11	Tool	FEM
Zugkraft	6088,4 N	7844,1 N

Tabelle 5.2: Verbundanker: Lagerreaktionskraefte FEM und Tool im Vergleich

5.3.2 Diskussion und Interpretation der Ergebnisse

Der Tabelle 5.2 ist zu entnehmen, dass die Annahmen der Tabelle 3.9 eine gute Grundlage für vertrauenswürdige Ergebnisse sind, da die Werte nur in geringem Maße voneinander abweichen. Das stark vereinfachte 3D-Modell berücksichtigt in der Realität auftretende Durchbiegungen, weshalb die Zugbelastung theoretisch sinken müsste, da das Bauteil den Zug in Form von Verformungen aufnehmen müsste. Tatsächlich ist der höhere Wert der Zugbelastung auf die Kräfte am Saug- und Druckflansch in x- und y-Richtung zurückzuführen. ANSYS berechnet Lagerreaktionskräfte, weshalb die Kräfte in x- und y-Richtung eine Zugbelastung an den Lagerpunkten hervorrufen. In der Realität werden die Installationspunkte jedoch nicht als Festlager angesehen (vgl. Tabelle 3.9) und können deshalb nur bestimmte Kräfte und Momente aufnehmen.

Auch bei der Verbundankerberechnung kann abschließend festgehalten werden, dass ein Vergleich der Ergebnisse mit der FEM-Simulation durchaus Sinn machen kann. Die Vergleichbarkeit und Interpretation der Resultate der FEM-Analyse hängt von vielen Faktoren, wie beispielsweise den aufgegebenen Lagerungen, der Kraft- und Momenteinleitungen in das 3D-Modell, dem verwendeten 3D-Modell selbst und anderen Randbedingungen, wie z.B. definierten Werkstoffkennwerten usw., ab. Aus diesem Grund muss die FEM-Analyse immer kritisch betrachtet werden.

6 Zusammenfassung

6.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Es wurde in der Bachelorarbeit ein Berechnungstool für die horizontal trocken aufgestellten Spiralgehäusepumpen der Baureihe Sewatec entwickelt, welches realitätsnahe Ergebnisse für die Schrauben- und Verbundankernachrechnung liefert. Mit Hilfe dieses in Excel VBA entwickelten Tools ist es für die Firma KSB ab sofort möglich, für alle bisher vorhandenen horizontalen Aufstellungsarten zusätzlich zur bereits entwickelten Fundamentlastberechnung die Befestigungsschrauben zwischen Pumpengehäuse und Grundplatte, sowie die Verbundanker, die die Grundplatte mit dem Fundament verbinden, auf Festigkeit und Funktion zu überprüfen. Mit Hilfe der benutzerfreundlich gestalteten Programmoberfläche kann der Anwender dynamisch auf verschiedene äußere Einflüsse reagieren und die Ergebnisse der Berechnung beeinflussen. Das Berechnungstool zeigt auf, dass die Befestigungsschrauben mit dem 8.8 Werkstoff deutlich höhere Sicherheiten gegenüber dem Edelstahlwerkstoff A4 aufweisen. Hohe Unterschiede in den Festigkeiten werden bei den großen Baureihen, in denen Schrauben mit einem M30 oder M36 Gewinde verbaut werden, sichtbar. Dieses ist darauf zurückzuführen, dass ab der Gewindegröße \geq M30 die Festigkeitsklassen für die Edelstahlschrauben nicht mehr in A4-70, sondern nur noch in A4-50 verfügbar sind. In einigen wenigen Grenzfällen liegt der Sicherheitsfaktor hinsichtlich der gesamten Funktionalität nur in geringem Maße über 1, womit die Funktionalität bei der Worst-Case-Überlagerung zwar gegeben wäre, jedoch keine Reserven im Hinblick auf eine Mehrbelastung existieren würden. Überdies hinaus werden in dem Berechnungstool Faktoren, wie Schwingungen und hydraulische Belastungen nur mit Hilfe eines Sicherheitsfaktors in der Betriebskraft S_B berücksichtigt. Aus diesem Grund kann eine Umstellung der Schraubenbaukästen für Baugrößen, in denen Schrauben mit einem Gewinde \geq M30 installiert werden, von A4-50 auf 8.8 sinnvoll sein, da diese höhere Schraubenvorspannkräfte aufnehmen können. Die trocken aufgestellten Spiralgehäusepumpen der Baureihe Sewatec sind Witterungseinflüssen nicht ausgesetzt, weshalb in diesem Fall keine Korrosion entstehen kann. Wirtschaftlich betrachtet sind bei genannten Größen die 8.8 Schrauben durchgängig ca. 50 % billiger als die Edelstahlschrauben mit der A4-50 Ausführung. Im Gegensatz zu den A4-70 Edelstahlschrauben ($<$ M30) weisen die 8.8 Schrauben lediglich im Durchschnitt $\frac{1}{3}$ des Preises auf. Eine gesamte Umstellung der Schraubenbaukästen bringt bei Kostensenkung bessere Festigkeitswerte mit sich und ist in jedem Fall lohnenswert.

6.2 Ausblick für weitere Arbeit

Die Arbeit befasst sich ausschließlich mit den horizontalen Aufstellungsarten der Baureihe Sewatec. Anknüpfend an diese könnte eine Berechnung in analoger Weise für andere Aufstellungen, wie beispielsweise vertikale Aufstellungen, in das Berechnungsprogramm implementiert werden. Dazu kann die Benutzeroberfläche des entwickelten Programms beliebig erweitert werden. Des Weiteren könnte das Programm hinsichtlich eines automatischen Vorschlages der besser geeigneten Grundplatte erweitert werden, sodass es anhand einer durchgeführten Berechnung, in der die Belastungen in einen Grenzbereich geraten, eine der im Programm implementierten Grundplatten für eine höhere Sicherheit automatisch auswählt, oder wenn diese erhöhte Sicherheit nicht benötigt wird, eine Kostenersparnis durch die Auswahl einer kleineren aber für die Belastung genügenden Grundplatte ermittelt.

Literaturverzeichnis

- [1] KSB: *Baureihenheft Sewatec/Sewabloc*. Deutschland, November 2017
- [2] GOMERINGER, Roland ; HEINZLER, Max ; KILGUS, Roland ; MENGES, Volker ; NÄHER, Friedrich ; OESTERLE, Stefan ; SCHOLER, Claudius ; STEPHAN, Andreas ; WIENEKE, Falko ; LEHRMITTEL, Europa (Hrsg.): *Tabellenbuch Metall*. Bd. 46. Verlag Europa Lehrmittel, 2014. – ISBN 978-3-8085-1726-0
- [3] WITTEL, Herbert ; MUHS, Dieter ; JANNASCH, Dieter ; VOSSIEK, Joachim ; WIESBADEN, Springer F. (Hrsg.): *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung Berechnung Gestaltung*. Bd. 22. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-09081-4
- [4] WITTEL, Herbert ; MUHS, Dieter ; JANNASCH, Dieter ; VOSSIEK, Joachim ; WIESBADEN, Springer F. (Hrsg.): *Roloff/Matek Maschinenelemente - Tabellenbuch*. Bd. 22. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-09081-4
- [5] KSB: *Aufstellungsplanheft Sewatec/Sewabloc*. Deutschland, Oktober 2016
- [6] SAYIR, Mahir B. ; DUAL, Jürg ; KAUFMANN, Stephan ; MAZZA, Edoardo ; WIESBADEN, Springer F. (Hrsg.): *Ingenieurmechanik 1 - Grundlagen und Statik*. Bd. 3. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-10046-9
- [7] *DIN EN ISO 898-1 Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl - Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen - Regelfgewinde und Feingewinde*. Januar 2013
- [8] *DIN EN ISO 3506-1 Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus nichtrostenden Stählen - Teil 1: Schrauben*. April 2010
- [9] *DIN EN ISO 4017 Mechanische Verbindungselemente - Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf - Produktklasse A und B*. Mai 2015
- [10] *EN ISO 7090 - Flache Scheibe mit Fase - Normale Reihe - Produktklasse A*. November 2000
- [11] *ZN 1505 Klebanker für Beton*. September 2012
- [12] WALKENBACH, John ; JOHN WILEY & SONS, Inc. (Hrsg.): *Microsoft Excel VBA Programming for Dummies*. Bd. 3. Hoboken, New Jersey : John Wiley & Sons, Inc., 2013. – ISBN 978-1-118-49174-4

- [13] KLEIN, Bernd ; WIESBADEN, Springer F. (Hrsg.): *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Bd. 10. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-06053-4
- [14] *DIN EN ISO 5199 - Technische Anforderungen an Kreiselpumpen Klasse II*. Dezember 2003
- [15] *DIN ISO 21940-11 Mechanische Schwingungen - Auswuchten von Rotoren - Teil 11: Verfahren und Toleranzen für Rotoren mit starrem Verhalten (ISO 21940-11:2016)*. März 2017
- [16] WITTEL, Herbert ; MUHS, Dieter ; JANNASCH, Dieter ; VOSSIEK, Joachim ; WIESBADEN, Springer F. (Hrsg.): *Roloff/Matek Maschinenelemente - Formelsammlung*. Bd. 12. Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978-3-658-05483-0