



Diplomarbeit

Herr

Frieder Jansen

Konzeption und Konstruktion einer
Einspannvorrichtung für den Resonanz-
pulsator POWER SWING *NewLine* MOT
150 kN

Lodersleben, 2015-06-11

Fakultät Maschinenbau

Diplomarbeit

Konzeption und Konstruktion einer
Einspannvorrichtung für den Resonanz-
pulsator POWER SWING *NewLine* MOT
150 kN

Autor:

Herr

Frieder Jansen

Studiengang:

Maschinenbau

Seminargruppe:

MB12w1-A

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. Uwe Mahn

Zweitprüfer:

Prof. Dr.-Ing. Frank Hahn

Einreichung:

Lodersleben, 11.Juni 2015

Inhalt

Inhalt

Abbildungsverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	V
Formelverzeichnis.....	VI
0 Übersicht.....	1
0.1 Zielsetzung.....	1
0.2 Kapitelübersicht.....	2
1 Einleitung.....	3
1.1 Resonanzpulsator	3
1.2 Einspannvorrichtung des Resonanzpulsators.....	5
1.3 Praxis.....	6
1.3.1 Gewindefehler	7
1.3.2 Radialversatz	9
1.4 Pressung.....	10
1.4.1 Hertzsche Pressung	10
2 Variantenvergleich	12
2.1 Lösungskonzepte	12
2.1.1 Kugelgelenk	12
2.1.2 Kreuzgelenk	13
2.1.3 Anlageschulter	14
2.2 <i>Überschlägige Auslegung der Baugröße</i>	14
2.2.1 Kugelgelenk	15
2.2.1.1 Druck.....	15
2.2.1.2 Zug.....	17
2.2.1.3 Vorauswahl Befestigungsschrauben.....	19
2.2.2 Probe mit Anlageschulter	20
2.2.2.1 Zug.....	20
2.2.2.2 Druck.....	21
2.2.3 Kreuzgelenk	23
2.2.3.1 Druck - Zug	23

2.2.3.2	Gelenkring	24
2.3	<i>Variantenvergleich</i>	29
2.3.1	Kugelgelenk	30
2.3.2	Kreuzgelenk	31
2.3.3	Anlageschulter	31
3	Auslegung Finalkonzept	33
3.1	<i>Topologieoptimierung von Probe und Spannschalen</i>	33
3.1.1	Anlageschultergeometrie unter Zugbelastung	33
3.1.2	Geometrie der Spannschale unter Zugbelastung	41
3.1.3	Geometrieoptimierung der Schulter unter Zugbelastung	42
3.1.4	Probengeometrie unter Druckbelastung	47
3.1.4.1	Zielkörper - eben.....	47
3.1.4.2	Zielkörper - konkav	51
3.1.5	Spannschalen	54
3.1.6	Spannmutter	55
4	Fertigung	59
4.1	<i>Anpassung vorhandener Bauteile</i>	59
4.2	<i>Bearbeitung und Kosten</i>	60
4.2.1	Probe	60
4.2.2	Spannschale	63
4.2.3	Spannaufnahme.....	63
4.2.4	Spannmutter	63
4.2.5	Spannkopf.....	64
5	Zusammenfassung	65

Literatur

Anlagen

Selbstständigkeitserklärung

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Sinco Tec [1].....	3
Abbildung 3: Aufbau PowerSwing NewLine MOT [1].....	4
Abbildung 2: Resonanzüberhöhung beim Zweimassenschwinger [1]	4
Abbildung 4: Hochfrequenzpulsler SincoTec Power Swing New Mot [2].....	5
Abbildung 5: Aufbau der Einspannung Resonanzpulsator POWER SWING NewLine MOT 150kN [12].....	6
Abbildung 6: Belastung am Versuchsaufbau	7
Abbildung 7: Versuchsaufbau - Praktikum [3]	7
Abbildung 8: Gewindequalität [9]	8
Abbildung 9: Toleranzen, Gewindeabmaße [4].....	9
Abbildung 10: Winkelfehler, Radialversatz	9
Abbildung 11: Hertzsche Pressung - Kugel - Kugel [13]	11
Abbildung 12: Hertzsche Pressung - Zylinder-Zylinder [13]	11
Abbildung 13: Kugel - Kugel [14]	11
Abbildung 14: Kugel - konkave Fläche [14]	11
Abbildung 15: Kugel - ebene Fläche [14].....	11
Abbildung 16: Konzeptdarstellung - Kugelgelenk	12
Abbildung 17: Radialversatz durch Winkelausgleich.....	13
Abbildung 18: Darstellung Kugelgelenk	13
Abbildung 19: Schnittdarstellung Konzept "Anlageschulter"	14

Abbildung 20: Projizierte Fläche der Anlageschulterprobe	20
Abbildung 21: Schnittdarstellung Kreuzgelenk	23
Abbildung 22: Skewnessbewertung [MAhn]	25
Abbildung 23: Skewnesswerte der Netzoptimierung	26
Abbildung 24: Gelenkring, FE-Netz mit Netzverfeinerung	26
Abbildung 25: Randbedingungen	27
Abbildung 26: Vergleichsspannung nach Mises	28
Abbildung 27: Gesamtverformung.....	28
Abbildung 28: Dauerfestigkeit Baustähle [6] [7].....	29
Abbildung 29: Spanabfall bei Rundmaterialdurchmesser 50 mm	33
Abbildung 30: Kosten[€] je Durchmesser[mm] / Länge[m], Material S235 JR [11].....	34
Abbildung 31: Anlageschulter mit passenden Spannschalen.	34
Abbildung 32: Darstellung Tangentenmodul E_{Tan} [Quelle-Browser]	36
Abbildung 33: Netz Anlageschulter	36
Abbildung 34:Netz Spannschale	36
Abbildung 35: Schnitt durch Netzmodell mit Prismenschichten	37
Abbildung 36: Netzqualität - Skewness	37
Abbildung 37: Einstellungen der Kontaktbedingen	38
Abbildung 38: Zielkörper	38
Abbildung 39: Kontaktkörper.....	38
Abbildung 40: Kraftkonvergenz aller Achsen - grafisch	39
Abbildung 41: Kraftkonvergenz aller Achsen - tabellarisch.....	39
Abbildung 42:Spannung nach Mises zur Zeit 0,358 s im Probenkörper.....	40

Abbildung 43: Spannung nach Mises zur Zeit 0,22 s im Probenkörper	41
Abbildung 44: Spannung nach Mises zur Zeit 0,358 s in der Spannschale	42
Abbildung 45: FE-Netz optimierte Probe	44
Abbildung 46: FE-Netz optimierte Schale	44
Abbildung 47: Netzqualität - Skewness	44
Abbildung 48: Kraftkonvergenz aller Achsen - grafisch.....	45
Abbildung 49: Kraftkonvergenz aller Achsen - tabellarisch	45
Abbildung 50: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,39 s - Probe	46
Abbildung 51: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,39 s - Spannschale	46
Abbildung 52: Stirnflächenerhöhung.....	47
Abbildung 54: Netzqualität - Skewness	48
Abbildung 53: FE-Netz Drucktest	48
Abbildung 55: Randbedingungen - Drucktest	48
Abbildung 56: Kontaktflächen - Drucktest.....	49
Abbildung 57: Kontaktbedingungen - Drucktest.....	49
Abbildung 58: Kraftreaktion - Drucktest - grafisch.....	49
Abbildung 59: Kraftreaktion - Drucktest - tabellarisch	49
Abbildung 60: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,146 s - Drucktest.....	50
Abbildung 61: Netzqualität - Skewness	51
Abbildung 62: Kraftreaktion - Drucktest-konkav - grafisch	51
Abbildung 63: Kraftreaktion - Drucktest-konkav - tabellarisch.....	52
Abbildung 64:: Kontaktbedingungen, Probe - Target (blau), Testkörper – Contact (rot) ...	52
Abbildung 65: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,2946 s - Drucktest-konkav	53

Abbildung 66: Verformung [mm] - Drucktest 2.....	54
Abbildung 67: Benötigte Kreisfläche der Spannschalen (rot markiert)	55
Abbildung 68: FE-Netz Spannmutter, 3 mm Elementgröße.....	56
Abbildung 69: Netzqualität - Skewnesswerte für Viertelmodell der Spannmutter.....	56
Abbildung 71: Spannung nach Mises, Belastung 150 kN, Viertelmodell Spannmutter.....	57
Abbildung 70: Randbedingungen Viertelmodell.....	57
Abbildung 72: Gesamtverformung der Spannmutter bei 150 kN.....	58
Abbildung 73: CAD-Modell Finalkonzept.....	59
Abbildung 74: CAD-Modell Schnitt - Finalkonzept.....	59

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: TB 8-13 Richtwerte zur Vorauswahl der Schrauben.....	19
Tabelle 2: Aufstellung von Masse und Einbaumaßen der Konzeptlösungen.....	30
Tabelle 3: Konzeptvergleich	32
Tabelle 4: Schnittdaten S235 JR	60
Tabelle 5: Materialkosten - Rundmaterial S235JR.....	62
Tabelle 6: Materialkosten - Spannschale	63
Tabelle 7: Materialkosten - Spannaufnahme	63
Tabelle 8: Materialkosten - Spannmutter	64
Tabelle 9: Materialkosten - Spannkopf	64
Tabelle 10: Vergleich - Alte Probe mit Neuer Probe	65
Tabelle 11: Fertigungsplan - Probe	79
Tabelle 12: Fertigungsplan - Spannschale	80
Tabelle 13: Fertigungsplan - Spannaufnahme	81
Tabelle 14: Fertigungsplan - Spannmutter.....	82
Tabelle 15: Fertigungsplan - Spannkopf.....	83

Formelverzeichnis

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
E	Elastizitätsmodul	N/mm ²
F	Kraft	N
ρ	Dichte	Kg/m ³
K	Kompressionsmodul	N/mm ²
G	Schubmodul	N/mm ²
R _e	Streckgrenze	N/mm ²
R _m	Zugfestigkeit	N/mm ²
W _{ax}	Axiales Widerstandsmoment	m ³
M _b	Biegemoment	Nm
E _{tan}	Tangentenmodul	N/mm ²
A	Fläche	mm ²
r	Radius	mm
ν	Poissonzahl	-
d	Durchmesser	mm
d _e	Ersatzdurchmesser	mm
d ₁	Innendurchmesser	mm
l	Länge	mm
l _a	Anlauf	mm

L	Vorschubweg	mm
a_p	Schnitttiefe	mm
v_c	Schnittgeschwindigkeit	m/min
f	Vorschub	mm
i	Anzahl der Schnitte	-
t_h	Hauptnutzungszeit	min
σ	Spannung	N/mm ²
σ_{dynWN}	Dynamische Wechsellastspannung	N/mm ²
σ_{dynSN}	Dynamische Schwellspannung	N/mm ²
A_p	Auflagefläche des Schraubenkopfes	mm ²
F_{sp}	Axiale Spannkraft der Schraube	N
K_A	Anziehfaktor	-
p_G	Grenzflächenpressung	N/mm ²
p_H	Hertzische Pressung	N/mm ²

0 Übersicht

0.1 Zielsetzung

Das Thema der vorliegenden Diplomarbeit lautet:

Konzeption und Konstruktion einer Einspannvorrichtung für den Resonanzpulsator POWER SWING NewLine MOT 150 kN

Das Ziel der Diplomarbeit, ist die Entwicklung einer geeigneten Einspannvorrichtung nach den Vorgaben des Auftraggebers - die da wären: Fachgruppe Chemie / Werkstofftechnik, Fachgruppe Konstruktion der Hochschule Mittweida (FH)

Die Vorgaben sind:

1. Ist-Analyse der vorhandenen Einspannvorrichtung am Resonanzpulsator POWER SWING *NewLine* MOT 150 kN
2. Variantenvergleich verschiedener Einspannmöglichkeiten und Auswahl eines geeigneten Systems für den Resonanzprüfstand
3. Konstruktion der neuen Einspannvorrichtung mit dem Ziel des Toleranzausgleiches zwischen oberem und unterem Maschinenteil (Beachtung Achsparallelität)
4. Materialauswahl, Fertigungsplanung und Kostenübersicht für die entwickelte Einspannvorrichtung

Aus dieser Aufgabenstellung ergeben sich verschiedene Vorüberlegungen, Entwurfsberechnungen von Konzeptlösungen, bis hin zur Detailkonstruktion der namensgebenden Einspannvorrichtung. Dabei soll die Arbeit so gestaltet werden, dass ein Außenstehender die Lösungsfindung und deren Ausarbeitung nachvollziehen kann.

0.2 Kapitelübersicht

Die vorliegende Diplomarbeit ist in 4 Kapitel unterteilt, welche inhaltlich den Vorgaben der Zielsetzung entsprechen.

Im **Kapitel 1** wird der aktuelle Stand des Resonanzpulsator, sowie die Wirkungsweise der verwendeten Einspannvorrichtung erläutert. Das anschliessende **Kapitel 2** dient der Auswahl eines geeigneten Lösungskonzeptes. Dazu werden verschiedene Konzepte verglichen, überschlägig ausgelegt und unter Beachtung verschiedener Auswahlkriterien verglichen. Das so gewählte Finalkonzept wird im **Kapitel 3** genauer betrachtet. Die verschiedenen Bauteile der Finallösung werden auf die spezifischen Belastungen angepasst und optimiert. Sofern möglich, werden wirtschaftliche Gesichtspunkte beachtet und schon vorhandene Bauteile der verwendeten Einspannvorrichtung modifiziert. Diese Anpassung führt zum abschliessenden **Kapitel 4**, welches sich mit der Fertigung der favorisierten Lösung und einer kurzen Kostenaufstellung beschäftigt.

1 Einleitung

Gegenstand dieser Diplomarbeit ist die Neukonstruktion der Einspannvorrichtung des Resonanzpulsators SincoTec PowerSwing NewLine MOT 150kN. Was ist ein Resonanzpulsator?

1.1 Resonanzpulsator

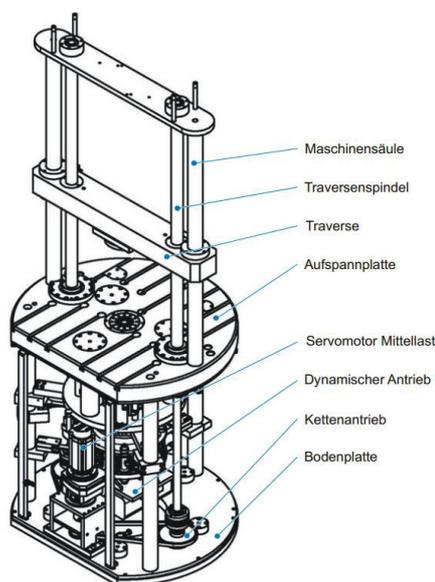


Abbildung 1: Sinco Tec [1]

Resonanzpulsatoren oder auch Resonanzprüfmaschinen sind universell einsetzbare schwingungsfähige Feder-Masse-Dämpfungssysteme, welche zur Prüfung von Werkstoffproben eingesetzt werden (Abb. 1). Das zu prüfende Bauteil wird dabei als Feder im Schwingungssystem verwandt. Es können dabei verschiedene Belastungen wie Axial-, Torsions-, Biege- und Umlaufbiegebelastungen auf das Prüfteil aufgebracht werden. Das Schwingungsverhalten wird durch die Federsteifigkeiten, eingebundene Massen und Dämpfungen beeinflusst. Wird das Schwingungssystem durch eine Erregerkraft in seiner Eigenfrequenz angeregt, erfolgt durch Resonanz, also die Überlagerung von Frequenzen, eine Verstärkung der schwingenden Erregerkraft. Dadurch lassen sich durch geringe Erregerkräfte große Kräfte und Momente am Prüfteil erzeugen. Durch den Aufbau der Schwingungssysteme als Ein- oder Mehrmassenschwingersystem besitzen diese eine oder auch mehrere Eigenfrequenzen. Zur Regelung und Berechnung wird in der Regel die mit der größten Resonanzüberhöhung genutzt (Abb. 2). Die Resonanzüberhöhung ist maßgeblich von der Dämpfung des Systems abhängig. Je geringer die Dämpfung ausfällt, desto größer ist die Amplitude. Aus diesem Grund lassen sich Bauteile mit einer geringen Dämpfung besonders gut mit Resonanzpulsatoren prüfen.

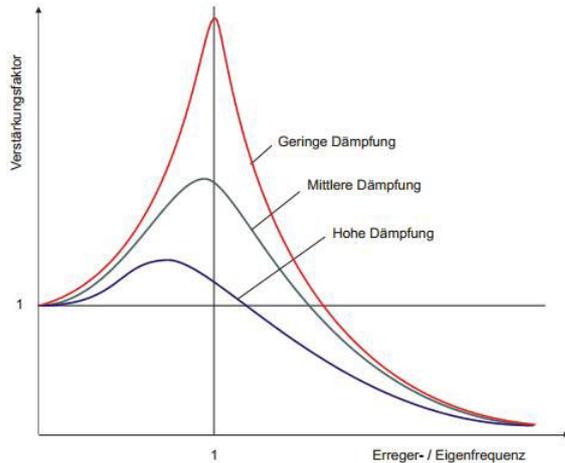


Abbildung 2: Resonanzüberhöhung beim Zweimassenschwinger [1]

Der Hochfrequenzpulsler POWER SWING NewLine MOT 150kN der Firma SincoTec ist ein Unwucht erregter Dreimassenschwinger. Dabei treibt ein frequenz geregelter Asynchronmotor zwei gegenläufig rotierende Unwuchtwellen an. Dieser Unwuchtmotor erregt den Schwingkopf, welcher sich im unteren Maschinenteil befindet und die dynamische Amplitude von 75kN erzeugt. Desweiteren können durch einen über Ketten mit den

Traversenspindeln verbundenen Servomotor, statische Mittellasten im Bereich $\pm 150\text{kN}$ aufgebracht werden. Die Erregerschwingung wird durch einen federgelagerten Schwingkopf vom Unwuchtmotor über einen Kraftaufnehmer auf die Probe übertragen. Die Probe wird zwischen der oberen Traverse und dem Schwingkopf eingespannt und wirkt dabei zusammen mit den Vorspannfedern als Feder (Abb. 3) [1].

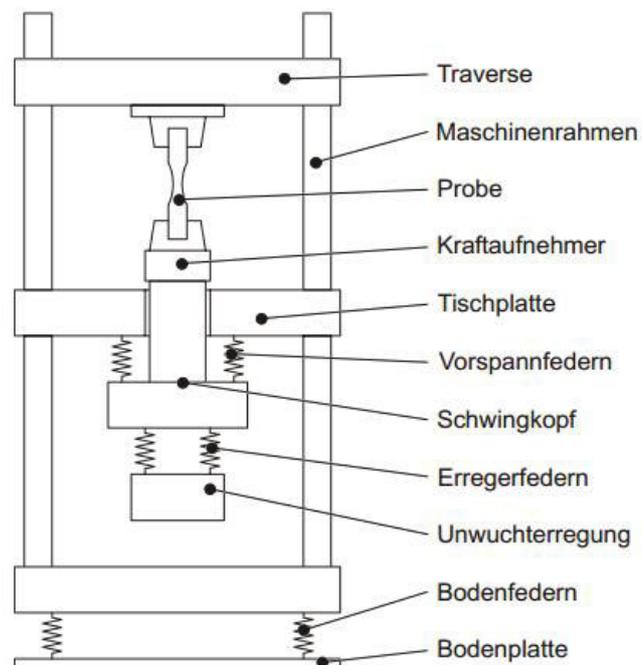
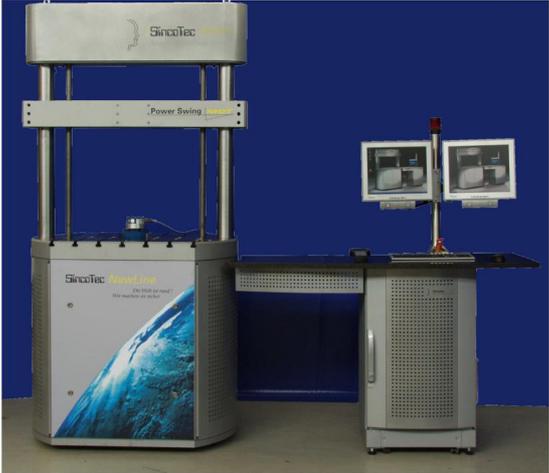


Abbildung 3: Aufbau PowerSwing NewLine MOT [1]



Allgemeine Daten Prüfstand:

Gesamthöhe Prüfstand	3100 mm
Höhe Maschinentisch	1300 mm
Breite Prüfstand	1300 mm
Tiefe Prüfstand	1050 mm
Höhe Probenraum	max. 800 mm
Breite Probenraum	750 mm
Tiefe Probenraum	1050 mm
Maximale Kraftamplitude	75 kN
Maximale Gesamtkraft	±150 kN
Genauigkeit der Messaufnehmer	min. Klasse 1 (nach DIN EN 10002-3)
Gewicht des Prüfstands	ca. 3,0 t
Max. Gewicht Einspannvorrichtung	250 kg

Allgemeine Daten Regelschrank:

Gesamthöhe Regelschrank	1900 mm
Höhe Tischplatte	1080 mm
Breite Regelschrank	1450 mm inklusive Tischplatte
Tiefe Regelschrank	800 mm
Gewicht des Regelschranks	187 kg (mit Granit-Tischplatte 247 kg)
Farbe	RAL 9006 (Weißaluminium), Tischplatte Midnight

Abbildung 4: Hochfrequenzpulser SincoTec Power Swing New Mot [2]

1.2 Einspannvorrichtung des Resonanzpulsators

Die Einspannung der Proben im Resonanzpulsator POWER SWING NewLine MOT 150kN wird durch einen Gewindeansatz am Probenkörper realisiert. Dazu wird eine Probe in die Spannschale M22x1 eingeschraubt, sodass ungefähr 1 mm der Probe im Inneren der Einspannvorrichtung über der Spannschale steht. Dieser überstehende Teil drückt gegen die Spannplatte, wodurch ein Spalt zwischen Spannplatte und Spannschale M22x1 entsteht. Die Spannschale M22x1 wird durch eine Spannschale mit Zentrieransatz fixiert, welche wiederum durch die außenliegende Spannmutter gehalten wird. Die Spannmutter besitzt ebenfalls ein Innengewinde, wodurch sie auf den Spannkopf geschraubt werden kann. An der Spannmutter angeschraubt, befindet sich ein Zahnkranz, mit dessen Hilfe ein Spannen der Aufnahme erleichtert wird. Durch diese Gewindeverbindung wird die nötige Haltekraft erzeugt, um die eingeschraubte Probe flächig gegen Spannplatte und die darunterliegende Ambossschraube zu pressen. Das tragende Element dieser Einspannvorrichtung ist somit der Gewindeansatz am Probenkörper (Abb.5).

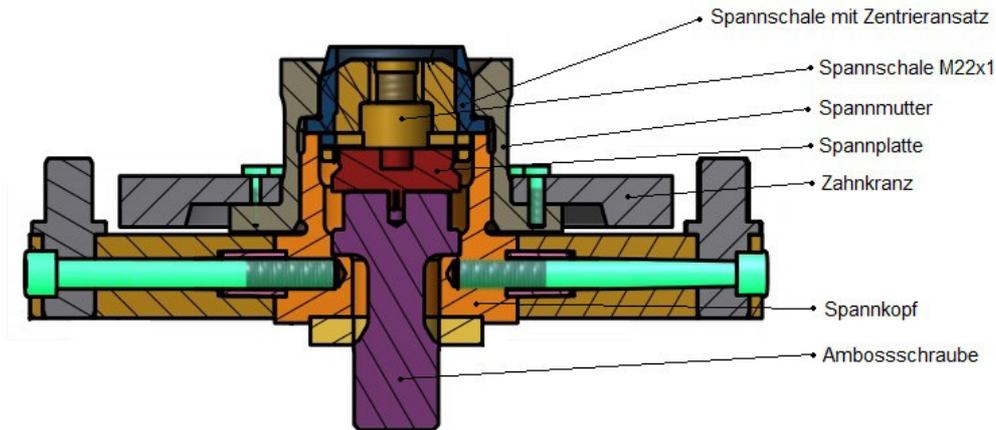


Abbildung 5: Aufbau der Einspannung Resonanzpulsator POWER SWING NewLine MOT 150kN [12]

1.3 Praxis

Der Diplomarbeit vorangegangen, wurde eine Praxisarbeit durchgeführt, welche dazu diente, dass aktuell am Resonanzpulsator POWER SWING NewLine MOT 150kN verwendete Spannfutter zu untersuchen. Bei diesen Untersuchungen wurde eine Reihe aus Probenträgern mit Dehnmessstreifen ausgerüstet und verschiedenen Zug-Druck-Belastungsregimen innerhalb des linear-elastischen Bereiches der Hook'schen Geraden unterworfen. Diese Versuche ergaben, dass zusätzlich zu den erwarteten Zug-, und Druck-spannungen, Biegespannungen am Probenkörper auftraten. Jedoch konnte keine Regelmäßigkeit der Biegespannungen ermittelt werden, woraus geschlussfolgert wurde, dass als Ursache die Spannmethode der Probe verantwortlich sei [Praxisarbeit](Abb. 6;7). Es wurde die These aufgestellt, dass die Einspannung der Probe mittels Gewinde, gewisse Fehler verursacht, welche die unerwünschten Biegungen begünstigen.

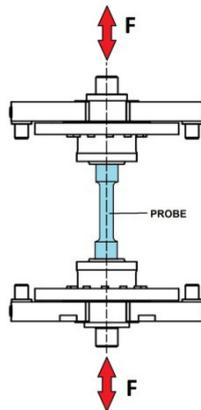


Abbildung 6: Belastung am Versuchsaufbau



Abbildung 7: Versuchsaufbau - Praktikum [3]

1.3.1 Gewindefehler

Die verschiedenen Toleranzunterschiede der Gewindeabmaße für Außen- und zugehörige Innengewinde sind gewollt und fest in der DIN verankert, da sie notwendig sind, um eine Bewegung des Gewindes zuzulassen. Berücksichtigt werden dabei die Art der Gewindeherstellung und der Verwendungszweck. Es gibt also einen Toleranzbereich in dem sich das Gewinde befinden muss, damit es als maßhaltig klassiert wird (Abb. 9).

Desweiteren können verschiedene Gewindefehler auftreten, welche die Gewindequalität maßgeblich beeinflussen.

- Steigungsfehler
- Taumelfehler
- Formfehler
- Oberflächenfehler

Diese fertigungsbedingten Fehler führen zu einem schlechten Tragbild des Gewindes, oder gegebenenfalls zur Unbrauchbarkeit des Gewindes. (Abb. 8)

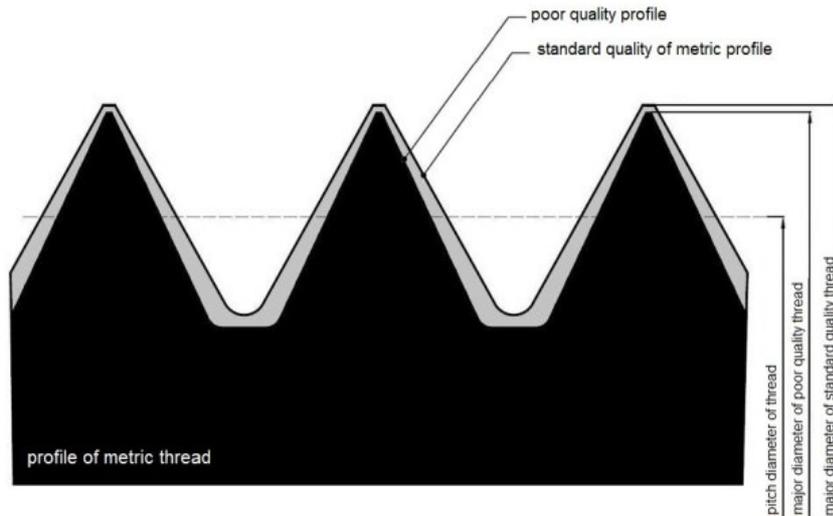


Abbildung 8: Gewindequalität [9]

Diese beiden Faktoren in Kombination lassen einen Raum entstehen, welcher dazu führt, das Innen- und Außengewinde kippen können. Verstärkt wird dieser Effekt durch mögliche äußere, quer zur Rotationsachse des Gewindes angreifenden, Kräfte.

Durch dieses Kippen entsteht ein Winkelunterschied zwischen den Innen- und Außengewinde - ΔK_w .

Befinden sich Befestigungs- oder Bewegungsgewinden innerhalb der Toleranzgrenzen, hat dies keinerlei negativen Einfluss auf deren Funktion. Da aber bei Untersuchungen mit dem Resonanzpulsator kleinste Spannungen gemessen werden können, haben diese, durch Toleranzschwankungen erzeugten, Biegespannungen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse. Problematisch ist der Umstand, dass die Biegespannungen unregelmäßig und verschieden stark auftreten und somit nicht durch die Software eliminierbar sind.

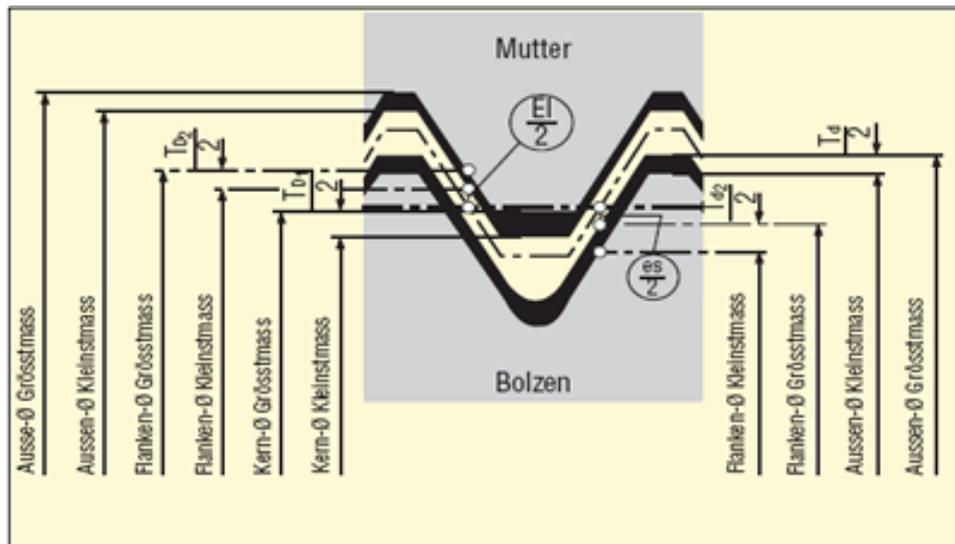


Abbildung 9: Toleranzen, Gewindeabmaße [4]

1.3.2 Radialversatz

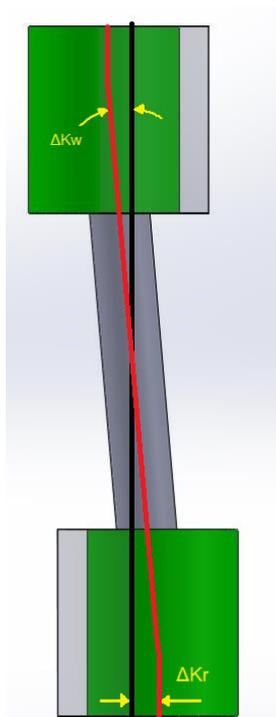


Abbildung 10: Winkelfehler, Radialversatz

Durch eine leicht schräge Einspannung der Probe kommt es zum eben beschriebenen Winkelfehler ΔK_w , also zu einer Differenz zwischen Proben- und Aufnahmeachse. Um diese auszugleichen, muss die obere und untere Aufnahme beweglich gelagert sein und eine Rotation um 2 Achsen zuzulassen. Als Folge dessen tritt ein Radialversatz auf. Darunter versteht man den Versatz der gegenüberliegenden Achsen um die Differenz ΔK_r .

Die beiden Fehler sind in Abbildung 10 stark überhöht dargestellt.

1.4 Pressung

Um eine lange Lebensdauer des neuen Spannfutters zu gewährleisten, müssen sämtliche Komponenten so dimensioniert werden, dass sie den auftretenden Druck- und Zugbelastungen stand halten. An den Kontaktflächen zwischen zwei verschiedenen Festkörpern kann es dabei zur Pressung kommen. Diese Flächenpressung entspricht dabei einer Kraft, die auf eine Fläche wirkt. Dabei muss der auftretende Wert immer unter der Grenzflächenpressung des Materials liegen, da es sonst zur plastischen Verformung und Beschädigung des Bauteils kommt.

1.4.1 Hertzsche Pressung

Werden zwei gewölbte Bauteile gegeneinander gepresst geht man idealisierter Weise, je nach Geometrie der Körper, von einem Punkt oder einer Linie als Berührungspunkt aus. In der Realität entsteht jedoch durch elastische Verformung der Bauteile eine Abplattung, welche zur Formänderung des Berührungspunktes führt. Die tatsächlichen Berührungspunkte entsprechen je nach Ausgangsgeometrie der Körper einer rechteckigen (Linienberührung) bzw. einer kreisförmigen (Punktberührung) Fläche.

Unter den Bedingungen, dass die zu berechnenden Körper eine ideal ausgebildete Geometrie besitzen; aus ideal homogenen Werkstoffen bestehen; sich reibungsfrei berühren; sowie nur Normalspannungen aufweisen, kann die Hertzsche Pressung mittels der Hertzschen Gleichung berechnet werden (1.1-1.2)

$$\rho_H = \sqrt{\frac{F}{2\pi\rho l} * \frac{E}{1-\mu}} \quad \text{Linienberührung Zylinder-Zylinder} \quad (1.1)$$

$$\rho_H = \frac{1}{\pi} * \sqrt[3]{\frac{1,5F}{r^2} * \left(\frac{E}{1-\mu^2}\right)^2} \quad \text{Punktberührung Kugel-Kugel} \quad (1.2)$$

Dabei ist die Hertzsche Pressung ρ_H vom Krümmungsradius r , Elastizitätsmodul E und der aufgebrachten Kraft F abhängig. Obwohl die Gleichung nur unter diesen Bedingungen gültig ist, wird sie auch darüber hinaus verwandt um beispielsweise Zahnräder und Wälzlager auszulegen.

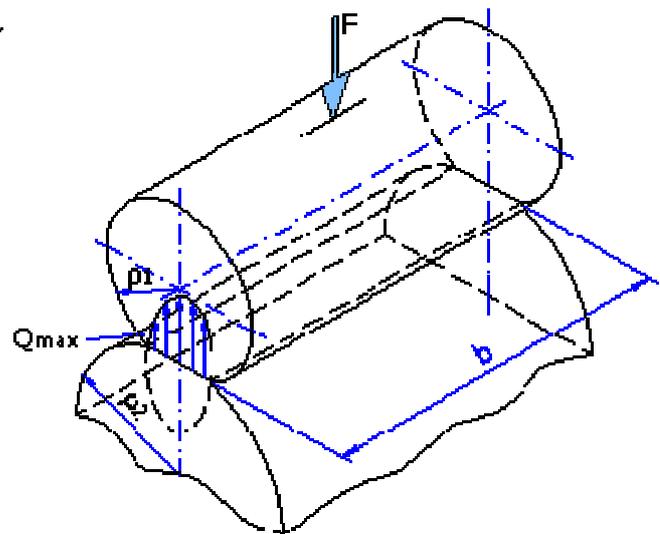
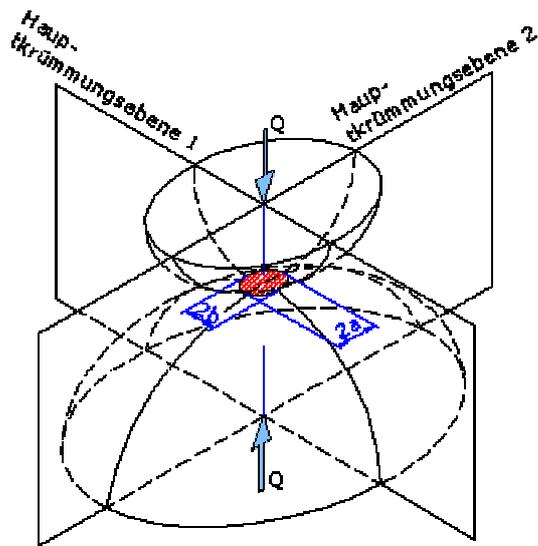


Abbildung 11: Hertzische Pressung - Kugel - Kugel [13]

Abbildung 12: Hertzische Pressung - Zylinder-Zylinder [13]

Desweiteren wird die Hertzische Gleichung je nach Zusammensetzung des Ersatzradius abgewandelt. Dieser Ersatzradius r ergibt sich aus den Radien der aufeinandertreffenden Körper. Es werden dabei drei Anwendungsfälle unterschieden:

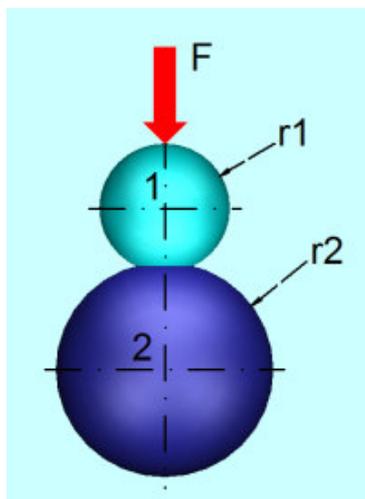


Abbildung 13: Kugel - Kugel [14]

$$r = \frac{r1 * r2}{r1 + r2}$$

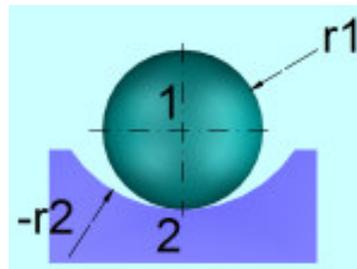


Abbildung 14: Kugel - konkave Fläche [14]

Radius $r2$ wird negiert

$$r = \frac{r1 * (-r2)}{r1 - r2}$$

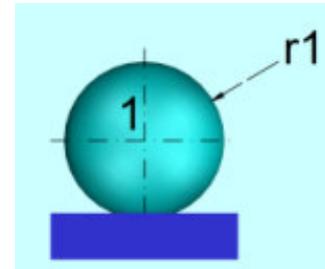


Abbildung 15: Kugel - ebene Fläche [14]

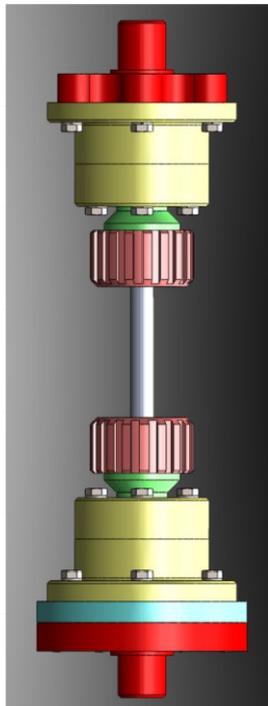
Radius $r2$ der Ebene ist ∞ , daher gilt: $r=r1$

2 Variantenvergleich

2.1 Lösungskonzepte

Während einer, der Diplomarbeit vorausgegangenen Praxisarbeit, wurden 3 Lösungskonzepte erarbeitet. Diese sollen es ermöglichen, durch ihren Aufbau den auftretenden Winkelfehler und Radialversatz auszugleichen.

2.1.1 Kugelgelenk



Die Konzeptlösung "Kugelgelenk" besteht aus 2 Kugelgelenken, welche jeweils einmal pro Seite zwischen Probenaufnahme und den Schraubankern (rot) der Maschinentraverse angebracht werden (Abb.16).

Abbildung 16: Konzeptdarstellung - Kugelgelenk

Die Gelenkpfanne des Gelenkes ist zweiteilig ausgeführt, um während des Einrichtens die Klemmung der innenliegende Kugel lösen zu können. Diese verfügt nunmehr über drei Freiheitsgrade und kann somit um 3 Achsen rotieren (Abb.18). Dadurch wird ein möglicher Winkelfehlerausgleich zwischen oberer und unterer Probenaufnahme gewährleistet.

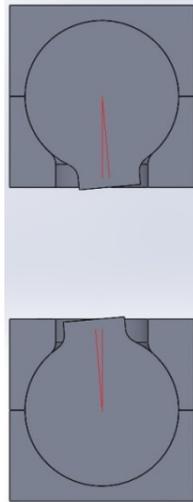


Abbildung 17: Radialversatz durch Winkelausgleich

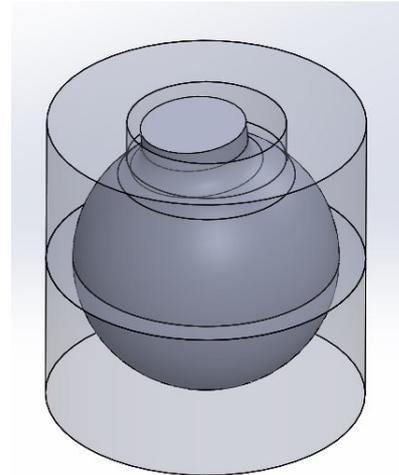


Abbildung 18: Darstellung Kugelgelenk

Durch den Ausgleich des Winkelfehlers entsteht zwangsläufig ein Versatz der Probenachsen (Abb.17). Um diesen Radialversatz zu eliminieren, wird in der Probenaufnahme ausreichend Spiel eingeplant. Dadurch ist eine radiale Bewegung der Probe möglich.

2.1.2 Kreuzgelenk

Das zweite Konzept sieht als Lösung zum Ausgleich des Winkelfehlers zwei Kreuzgelenke vor. Diese Gelenke werden analog zu den Kugelgelenken im Resonanzpulsator verbaut. Die Kreuzgelenke bestehen aus je zwei gabelförmigen Gelenkteilen, welche durch ein Kreuzstück miteinander verbunden sind. Eine Gelenkhälfte wird mit dem Resonanzpulsator verbunden und die andere dient in geänderter Variante als Probenaufnahme. Dadurch ist es möglich jede Probenseite um zwei Achsen zu kippen und so einen Winkelfehler auszugleichen. Der Ausgleich des Radialversatzes und die Spannung des Probenkörpers erfolgen genau wie bei der Konzeptlösung "Kugelgelenk".

2.1.3 Anlageschulter

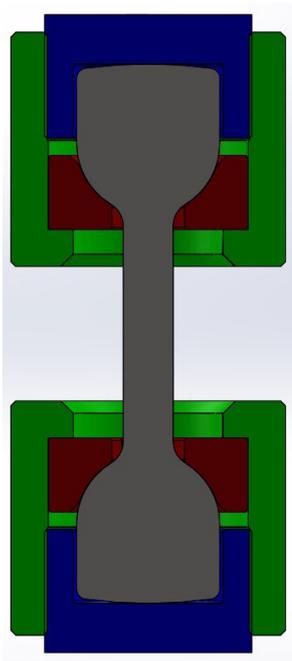


Abbildung 19: Schnittdarstellung Konzept "Anlageschulter"

Im Gegensatz zu den ersten beiden Konzepten, übernimmt in diesem Konzept der Probenkörper selbst eine tragende Rolle zum Ausgleich besagter Fehler. Durch eine radial ausgeformte Anlageschulter und eine ballige Stirnfläche auf jeder Seite der Probe, soll der Winkelfehler und Radialversatz ausgeglichen werden, da sich die Probe bei einer Zugbelastung selbst ausrichten kann. Dazu ist es notwendig, in der Probenaufnahme ausreichend Spiel zu lassen und die Probe nur durch die dafür vorgesehenen Anlageflächen zu spannen. Zum Spannen der Proben wird diese in die Aufnahme geschoben (blau) und mittels Schraubverbindung (grün) geklemmt, welche die Kraft über ein zwei geteiltes Klemmteil (rot) auf die Anlageschulter überträgt (Abb.19).

2.2 Überschlägige Auslegung der Baugröße

Die 3 vorgestellten Lösungskonzepte sollen überschlägig ausgelegt werden, um bei der späteren Auswahl der Finallösung ein weiteres Entscheidungskriterium liefern zu können. Betrachtet werden dabei nur die Hauptkomponenten im dynamisch schwellenden und dynamisch wechselnden Belastungsfall, da diese ausschlaggebend für die gesamte Bauform und Größe der Spannvorrichtung sind. Es wird für alle Konzepte die Stahlsorte S235 JR als Fertigungsmaterial angenommen, um eine einheitliche Vergleichsgrundlage zu haben.

2.2.1 Kugelgelenk

Zur Vordimensionierung des Gelenkes werden die Belastungsfälle Druck und Zug für die Kugel als Hauptbauteil berechnet.

2.2.1.1 Druck

Bei einer reinen Druckbelastung auf das Kugelgelenk kommt es zur elastischen Verformung der Kugel. Dadurch kann die Dimensionierung der Kugel in der Pfanne mittels Hertzscher Gleichung erfolgen (2.1-2.2). Als Gleichung für den notwendige Ersatzradius (2.3) wird die angepasste Variante mit negiertem Radius r_2 verwendet (2.4).

$$\rho_0 = \frac{1}{\pi} * \sqrt[3]{\frac{1,5 * F * E^2}{r_2 * (1 - \mu^2)^2}} \quad (2.1)$$

vereinfachte Formel mit $\mu=0,3$ $\rho_0 = 0,388 * \sqrt[3]{\frac{F * E^2}{r^2}}$ (2.2)

Formel für den Ersatzradius: $r = \frac{r_1 * r_2}{r_1 + r_2}$ (2.3)

Gleichung für Ersatzradius r im Fall Kugel-konkave Fläche:

$$r = \frac{r_1 * (-r_2)}{r_1 - r_2} \quad (2.4)$$

Stellt man die vereinfachte Hertzsche Gleichung nach r um ergibt sich als neue Gleichung:

$$r = \sqrt[2]{\frac{F * E^2}{\left(\frac{\rho_0}{0,388}\right)^3}} \quad (2.5)$$

Die gegebenen Größen:	Elastizitätsmodul	$E = 210000 \text{ N/mm}^2$
	Druckkraft	$F_{\text{dynWN}} = 75 \text{ kN}$
	Poissonzahl	$\mu = 0,3$
	Spannung	$\sigma_{\text{zdWN}} = 140 \text{ N/mm}^2$
		S235JR
	Sicherheitsfaktor	$S_F = 1,5$

Die zulässigen Spannungen betragen:

$$\frac{\sigma}{SF} = \sigma_{zul} \quad (2.6)$$

$$\frac{140 \text{ N/mm}^2}{1,5} = \sigma_{zdWNzul} = 93,3 \text{ N/mm}^2 \quad (2.7)$$

Setzt man nun diese Größen in die Gleichung (2.5) ein, erhält man für den kleinsten erforderlichen Radius der Kugel $r_{dyn} = 15423,2 \text{ mm}$ bei einer dynamisch wechselnden Belastung von 75 kN.

$$r_{dyn} = \sqrt[2]{\frac{75000 \text{ N} * (210000 \text{ N/mm}^2)^2}{\left(\frac{93,3 \text{ N/mm}^2}{0,388}\right)^3}} = \underline{15423,2 \text{ mm}} \quad (2.8)$$

Es wird angenommen, dass der Radienunterschied zwischen Kugel und Pfanne 1 mm betragen soll. Dieser Unterschied soll gewährleisten, dass eine möglichst große Auflagefläche vorhanden ist, dabei eine freie Drehung der Kugel gewährleistet, wenn die Ober- und Unterschale des Gelenkes entspannt sind.

Demnach ist $r_1 - 1 \text{ mm} = r_2$. Setzt man dies nun in die Gleichung (2.4) ein und stellt sie nach r_1 um erhält man:

$$r_1^2 - r_1 + r = 0 \quad (2.9)$$

$$x^2 + px + q = 0 \quad (2.10)$$

$$x_{1,2} = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 - q} \quad (2.11)$$

Der errechnete Radius r_{dyn} wird in die Gleichung (2.9) eingesetzt und nach dem Lösungsverfahren der quadratischen Gleichung (2.10-2.11) gelöst.

Als Ergebnis ergeben sich folgende Werte:

$$-\frac{1}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right)^2 - 15423,2} \quad (2.12)$$

$$r_{1_1} = -0,5 + 124,2i$$

$$r_{1_2} = 0,5 - 124,2i$$

Da als Ergebnis der quadratischen Gleichung eine komplexe Zahl entsteht, muss diese noch mit der Gleichung (2.13) gelöst werden.

$$\text{Betrag der komplexen Zahl: } |z| = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (2.13)$$

Somit sind die Radien für die Kugel und Pfanne wie folgt:

$$\text{Kugel } r_1 \sim 124 \text{ mm} \quad \text{Pfanne } r_2 \sim 125 \text{ mm}$$

2.2.1.2 Zug

Gemäß der Zeichnung soll die Kugel flächig an der oberen Gehäusehälfte anliegen. Um der Zug-Druckbelastung von 75 kN (dynamisch wechselnd) bzw. 150 kN (dynamisch schwellend) standzuhalten, muss die Mindestanlagefläche von Kugel und Gehäuse errechnet werden, welche die Spannung aufnimmt.

Man bedient sich dabei der projizierten Fläche der Kugel. Das bedeutet, man projiziert die Kontur der Kugel auf eine Ebene und rechnet mit dieser Fläche. Da sich an der Kugel noch ein Anschlussstück zum Spannen von Probeteilen befindet, muss dieses von der erforderlichen Fläche abgezogen werden. Somit entspricht die projizierte Fläche der eines Kreisringes.

Die gegebenen Größen:	Elastizitätsmodul	$E = 210000 \text{ N/mm}^2$
	Zugkraft	$F_{\text{dynSN}} = 150 \text{ kN}$
		$F_{\text{dynWN}} = 75 \text{ kN}$
	Poissonzahl	$\mu = 0,3$
	Spannung	$\sigma_{\text{zdWN}} = 140 \text{ N/mm}^2$
		$\sigma_{\text{zdSchN}} = 235 \text{ N/mm}^2$
	Zulässige-	$\sigma_{\text{zdWNzul}} = 93,3 \text{ N/mm}^2$
	Spannungen	$\sigma_{\text{zdSchNzul}} = 156,7 \text{ N/mm}^2$
	S235JR	
	Sicherheitsfaktor	$S_F = 1,5$
	Ø Anschlusszapfen	$r_i = 29,5 \text{ mm}$

Zunächst wird mit folgender Formel (2.14) die benötigte Fläche errechnet, welche erforderlich ist um die Druckkraft aufzunehmen.

$$A = \frac{F}{\sigma_{zul}} \quad (2.14)$$

dynamisch schwellend:

$$A = \frac{150000 \text{ N}}{156,7 \text{ N/mm}^2} \quad (2.15)$$

$$A = \underline{957,2 \text{ mm}^2}$$

dynamisch wechselnd:

$$A = \frac{75000 \text{ N}}{93,3 \text{ N/mm}^2} \quad (2.16)$$

$$A = \underline{803,9 \text{ mm}^2}$$

Diese Fläche wird nun gemäß der Aussage, dass die projizierte Fläche der eines Kreisrings entspricht, in die Flächenformel (2.17) eingesetzt und nach dem Außenradius r_a umgestellt.

$$A = r_a^2 * \pi - r_i^2 * \pi \quad (2.17)$$

umgestellt ergibt sich für r_a

$$r_a = \sqrt{\frac{A + (r_i^2 * \pi)}{\pi}} \quad (2.18)$$

dynamisch schwellend:

$$r_a = \sqrt{\frac{957,2 \text{ mm}^2 + (29,5 \text{ mm}^2 * \pi)}{\pi}} \quad (2.19)$$

$$r_a = \underline{18,28 \text{ mm}}$$

dynamisch wechselnd:

$$r_a = \sqrt{\frac{803,9 \text{ mm}^2 + (29,5 \text{ mm}^2 * \pi)}{\pi}} \quad (2.20)$$

$$r_a = \underline{16,9 \text{ mm}}$$

Da zwischen den beiden errechneten Kugelradien eine Differenz vorliegt, wird der Größere von beiden gewählt. Das bedeutet automatisch mehr Sicherheit für die gesamte Konstruktion, jedoch auf Kosten der Baugröße.

2.2.1.3 Vorauswahl Befestigungsschrauben

Die auftretende Zugbelastung muss von mehreren Befestigungsschrauben aufgenommen werden, welche beide Gehäusehälften verbinden. Desweiteren muss bei maximaler Zugkraft eine ausreichend große Klemmung der Kugel im Gehäuse realisiert werden. Die Vorauswahl der Befestigungsschrauben erfolgt nach der Tabelle TB 8-13 [6] [7]

Tabelle 1: TB 8-13 Richtwerte zur Vorauswahl der Schrauben

Festigkeitsklasse	Nenn Durchmesser in mm für Schrauben bei Kraft je Schraube												
	stat. axial dyn. axial quer	F _B bzw. F _Q in kN bis											
		1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250
	1	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160	250
	0,32	0,5	0,8	1,25	2	3,15	5	8	12,5	20	31,5	50	
4.6	6	8	10	12	16	20	24	27	33	-	-	-	
4.8, 5.6	5	6	8	10	12	16	20	24	30	-	-	-	
5.8, 6.8	4	5	6	8	10	12	14	18	22	27	-	-	
8.8	4	5	6	8	8	10	14	16	20	24	30	-	
10.9	-	4	5	6	8	10	12	14	16	20	27	30	
12.9	-	4	5	5	8	8	10	12	16	20	24	30	

Um eine gleichmäßige Verteilung der Klemmkraft zu erreichen und gleichzeitig die Baugröße der Lagerschalen gering zu halten werden mehrere kleinere, anstatt weniger großer Schrauben zur Befestigung gewählt. Die Auslegung erfolgt wieder gesondert für den statischen und dynamischen Lastfall.

$$\frac{\text{Belastung}}{\text{Anzahl der Schrauben}} = \text{Einzelbelastung}$$

$$\text{dyn. schwelend: } \frac{150000 \text{ N}}{8} = 18750 \text{ N}$$

$$\text{dyn. wechselnd: } \frac{75000 \text{ N}}{8} = 9375 \text{ N}$$

Nach der Tabelle TB 8-13 wird für die Einzelbelastung die nächst größere bei einer Schraubenfestigkeitsklasse von 8.8 gewählt. Somit hat man bei einer späteren Detailkonstruktion Spielraum bei der Festigkeitsklasse. Als Nenn Durchmesser der Schraubverbindung für das Kugelgelenk wird M14 mit einer Festigkeitsklasse von 8.8 gewählt.

Weiterhin muss die zulässige Flächenpressung der Schraubverbindungen überprüft werden (2.21) [6] [7].

$$p \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G \quad (2.21)$$

$$F_{sp}=57,5 \text{ kN}$$

TB 8-14 [6] [7]

$$A_p=131 \text{ mm}^2$$

TB 8-9 [6] [7]

$$p_G=490 \text{ N/mm}^2$$

TB 8-10 [6] [7]

$$\sigma = \frac{57,5 \text{ kN}/0,9}{131 \text{ mm}^2} = \underline{487,7 \text{ N/mm}^2} \quad (2.22)$$

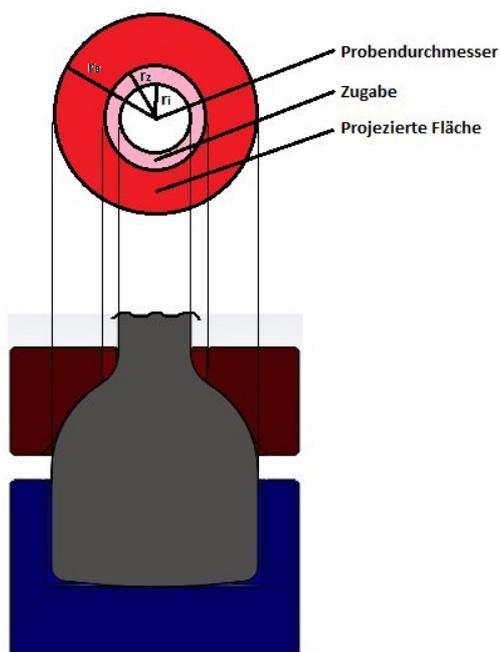
2.2.2 Probe mit Anlageschulter

Die Entwurfsberechnung des Anlageschulterkonzeptes erfolgt dabei analog der Berechnung des Kugelgelenkes mittels Hertz'scher Pressung für die Druckbelastung und projizierter Fläche für die Zugbelastung.

2.2.2.1 Zug

Da der Werkstoff der Probenkörper je nach Untersuchung unterschiedlich sein kann, wird als Werkstoff S235 für die Berechnung angenommen. Weiterhin müssen die Abmaße der Probenkörper bei der Berechnung mit berücksichtigt werden.

Probenmaße:	Durchmesser	$d = 16 \text{ mm}$
		$r_i = 8 \text{ mm}$
	Zugabe	$r_z = 2 \text{ mm}$



Zunächst wird mit folgender Formel (2.14) die benötigte Fläche errechnet, welche erforderlich ist um die Druckkraft aufzunehmen.

$$A = \frac{F}{\sigma_{zul}} \quad (2.14)$$

Abbildung 20: Projizierte Fläche der Anlageschulterprobe

dynamisch schwellend:

$$A_{SN} = \frac{150000 \text{ N}}{156,7 \text{ N/mm}^2} \quad (2.23)$$

$$A_{SN} = \underline{957,2 \text{ mm}^2}$$

dynamisch wechselnd:

$$A_{WN} = \frac{75000 \text{ N}}{93,3 \text{ N/mm}^2} \quad (2.24)$$

$$A_{WN} = \underline{803,9 \text{ mm}^2}$$

Die benötigte Fläche von 957,2 mm² setzt sich, als Fläche eines Kreisringes, aus dem gesuchten Aussendurchmesser r_a , dem Durchmesser der Probe r_i und einer Zugabe r_z zusammen. Die Fläche der Zugabe muss von den benötigten 957,2mm² abgezogen werden, da in diesem Bereich keine Halbschale vorhanden ist, um eine Bewegung der Probe zulassen zu können.

$$A = r_a^2 * \pi - (r_i + r_z)^2 * \pi \quad (2.25)$$

$$r_a = \sqrt{\frac{A + (r_i + r_z)^2 * \pi}{\pi}} \quad (2.26)$$

$$r_a = \sqrt{\frac{957,2 \text{ mm}^2 + (8 \text{ mm} + 2 \text{ mm})^2 * \pi}{\pi}} \quad (2.27)$$

$$r_a = \underline{20,1 \text{ mm}}$$

Nach dieser Berechnung muss der Aussendurchmesser d der Probenende 40,2mm betragen.

$$d = r_a * 2 = 20,1 \text{ mm} * 2$$

$$\underline{d = 40,2 \text{ mm}}$$

2.2.2.2 Druck

vereinfachte Formel mit $\mu=0,3$
$$\rho_0 = 0,388 * \sqrt[3]{\frac{F * E^2}{r^2}} \quad (2.2)$$

Da in diesem Fall die ballige Grundfläche der Zugprobe auf eine ebene Fläche gepresst wird gilt:

$$r = r_1 \quad (2.28)$$

Gleichung (2.2) nach r umgestellt:

$$r = \sqrt[2]{\frac{F * E^2}{\left(\frac{\rho_0}{0,388}\right)^3}} \quad (2.5)$$

Die gegebenen Größen:	Elastizitätsmodul	E= 210000 N/mm ²
	Zugkraft	F _{dynSN} = 150 kN
		F _{dynWN} = 75 kN
	Poissonzahl	μ= 0,3
	Spannung	σ _{zdWN} = 140 N/mm ²
		σ _{zdSchN} = 235 N/mm ²
	Zulässige-	σ _{zdWNzul} = 93,3 N/mm ²
	Spannungen	σ _{zdSchNzul} = 156,7 N/mm ²
	S235JR	
	Sicherheitsfaktor	S _F =1,5

Setzt man nun diese Größen in die Gleichung (2.5) ein, erhält man als kleinsten erforderlichen Radius der balligen Probengrundfläche r = 15423,2 mm bei einer dynamisch wechselnden Belastung von 75 kN (2.30)

Da bei einem Probendurchmesser von 40,2 mm ein geforderter Radius von 15423,2 mm nahezu eben ist, sollte dies bei einer späteren Detailkonstruktion genauer betrachtet werden und auf die Sinnhaftigkeit überprüft werden.

dynamisch schwellend:

$$r = \sqrt[2]{\frac{150000 \text{ N} * (210000 \text{ N/mm}^2)^2}{\left(\frac{156,7 \text{ N/mm}^2}{0,388}\right)^3}} = \underline{10020,9 \text{ mm}} \quad (2.29)$$

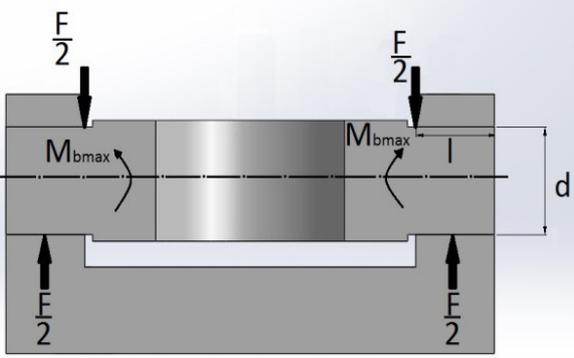
dynamisch wechselnd:

$$r = \sqrt[2]{\frac{75000 \text{ N} * (210000 \text{ N/mm}^2)^2}{\left(\frac{93,3 \text{ N/mm}^2}{0,388}\right)^3}} = \underline{15423,2 \text{ mm}} \quad (2.30)$$

2.2.3 Kreuzgelenk

2.2.3.1 Druck - Zug

Zur Auslegung des Kreuzgelenkes müssen zunächst die Zapfen des Gelenkringes berechnet werden, da diese die gesamte Kraft übertragen. Dazu werden diese nach der Entwurfsformel für den Bolzendurchmesser (2.32) berechnet. Es wird der Einbaufall 3 angenommen, da der Gelenkring mit 2 gegenüberliegenden Zapfen als Stange mit feststehenden Bolzen angesehen wird. In diesem Fall gilt für das Biegemoment die Formel (2.31)

 <p>Abbildung 21: Schnittdarstellung Kreuzgelenk</p>	$M_{bmax} = \frac{F \cdot l}{4} \quad (2.31)$ <p>Entwurfsdurchmesser Bolzen:</p> $d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_a \cdot F_{nenn}}{\sigma_{zul}}} \quad (2.32)$ <p>$K_a = 1,3$ TB 3-5c [6] [7]</p> <p>$\sigma_{zul} = 0,2 \cdot R_m$ TB 1-1 [6] [7]</p> <p>$k = 1,2$ FS 9 [6] [7]</p>
---	--

dynamisch schwellend:

$$d \approx 1,2 \sqrt{\frac{1,3 \cdot 150 \text{ kN}}{72 \text{ N/mm}^2}} = \underline{62,45 \text{ mm}}$$

(2.33)

Für die in den Randfasern des Zapfens auftretenden Spannungen gilt :

$$\sigma_{max} = \frac{M_b}{W_{ax}} \quad (2.34)$$

$$W_{ax} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad (2.35)$$

Setzt man nun für M_b die Formel (2.31) ein und errechnet W_{ax} mit der Gleichung (2.35) erhält man:

$$\sigma_{max} = \frac{\frac{150 \text{ kN} \cdot l}{4}}{23911 \text{ mm}^3} \quad (2.36)$$

Um die Länge des Zapfen zu bestimmen wir für σ_{\max} σ_{zul} eingesetzt und die Formel (2.36) nach dem gesuchten l umgestellt.

$$l \leq \frac{72 \text{ N/mm}^2 * 23911 \text{ mm}^3 * 4}{150000 \text{ N}} = \underline{45,9 \text{ mm}} \quad (2.37)$$

Die Länge eines Zapfens darf maximal 45,9 mm betragen, um bei einer ansetzenden Kraft von 150 kN eine zulässige Biegespannung von 72 N/mm² nicht zu überschreiten.

Zur Kontrolle wird die Lagerpressung des Zapfenlagers untersucht. Aufgrund der Tatsache, dass weder Radien zur Kerbwirkungsminimierung, noch Einbautoleranzen des Kreuzstückes berücksichtigt wurden, entspricht die errechnete Zapfenlänge jedoch nicht der tatsächlichen Lagerlänge. Es muss folglich die minimal erforderliche Lagerlänge bestimmt werden. Dazu wird in die Formel der Lagerpressung (2.38) die zulässige Flächenpressung σ_{zul} eingesetzt und diese Formel nach l umgestellt.

$$\text{Lagerpressung:} \quad \sigma = \frac{F}{d * l} \quad (2.38)$$

$$l = \frac{150000 \text{ N}}{62,45 \text{ mm} * 72 \text{ N/mm}^2} = \underline{33,4 \text{ mm}}$$

Demzufolge muss das Zapfenlager eine effektive Länge zwischen 33,4 mm und 45,9 mm aufweisen.

2.2.3.2 Gelenkring

Zur weiteren Vorauslegung des Kreuzgelenkes ist es notwendig, neben den Abmessungen der Zapfen, die Durchmesser und Materialstärke des zentralen Gelenkringes zu ermitteln. Da aber aufgrund der angreifenden Kräfte eine mehrachsige Verformung des Ringes stattfindet und eine handschriftliche Rechnung nicht ohne weiteres möglich ist, erfolgt daher eine statische Überprüfung der Ringgeometrie mittels FEM Analyse und anschließende Betrachtung der Dauerfestigkeit. Die Geometrie des Ringes soll dabei so gestaltet werden, dass eine möglichst geringe Verformung auftritt. Daher sollte der Ringdurchmesser verringert werden, um so die entstehenden Biegemomente zu reduzieren.

Software:	Technische Daten:
Ansys - Workbench	Material : S235 JR
Releaseversion 14.5	Elastizitätsmodul (E) : 210000 N/mm ²
Servicepack 14.5.7	Dichte (ρ) : 7,85 g/cm ³
	Poissonzahl (ν) : 0,3
	Kompressionsmodul (K) :175000 N/mm ²
	Schubmodul (G) : 81000 N/mm ²

Netzkonfiguration

Zu Beginn der FEM-Analyse, muss das zuvor mit dem CAD-Programm Solidworks 2013 erstellte Geometriemodell des Gelenkringes mit einem FE-Netz belegt werden. Dabei wurde die Elementgröße von 10 mm auf 5 mm reduziert, sowie eine Netzverfeinerung von 1 mm im Kerbbereich der Zapfen vorgenommen (Abb.24). Die Elementanzahl des finalen Modells beträgt 52998 und die Knotenanzahl 83318. Wie in Abbildung 23 ersichtlich fand durch die Optimierung des Netzes eine leichte Verbesserung der Skewness-Werte statt, sodass letztendlich 98,11% der FE-Elemente im Bereich von "exzellent" bis "gut" zuzuordnen sind, was für eine Vorauslegung ausreichend ist (Abb. 22).

0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.95	0.95-0.98	0.98-1.00
Excellent	very good	good	acceptable	bad	Unacceptable

Abbildung 22: Skewnessbewertung [MAhn]

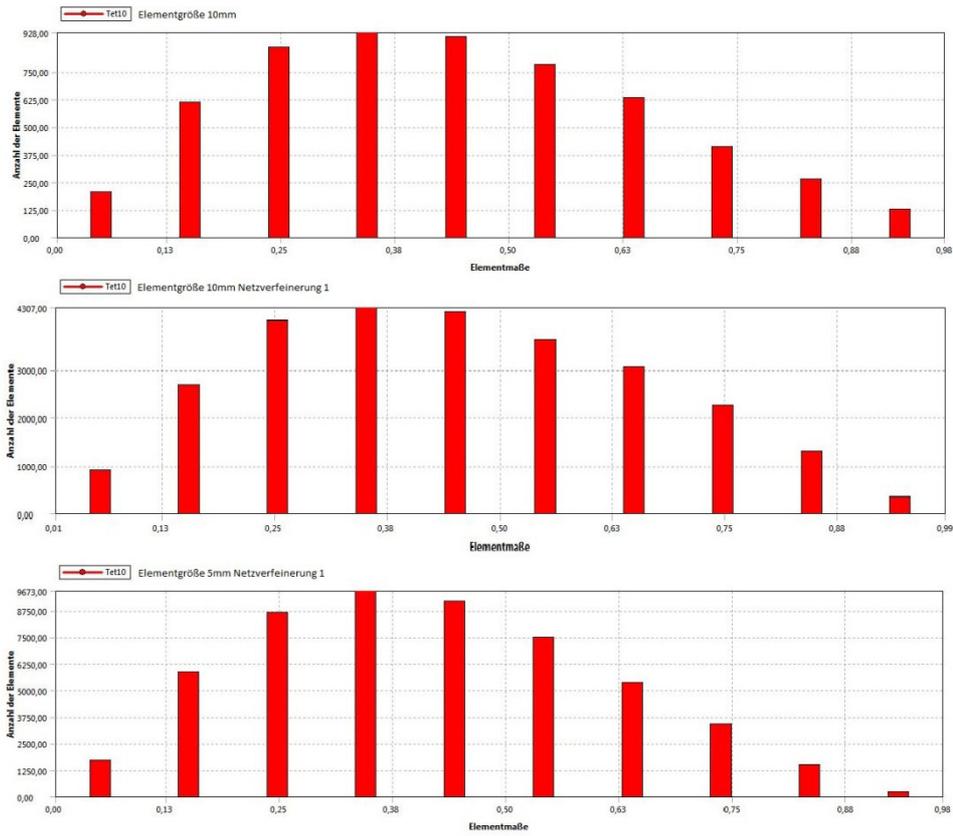


Abbildung 23: Skewnesswerte der Netzoptimierung

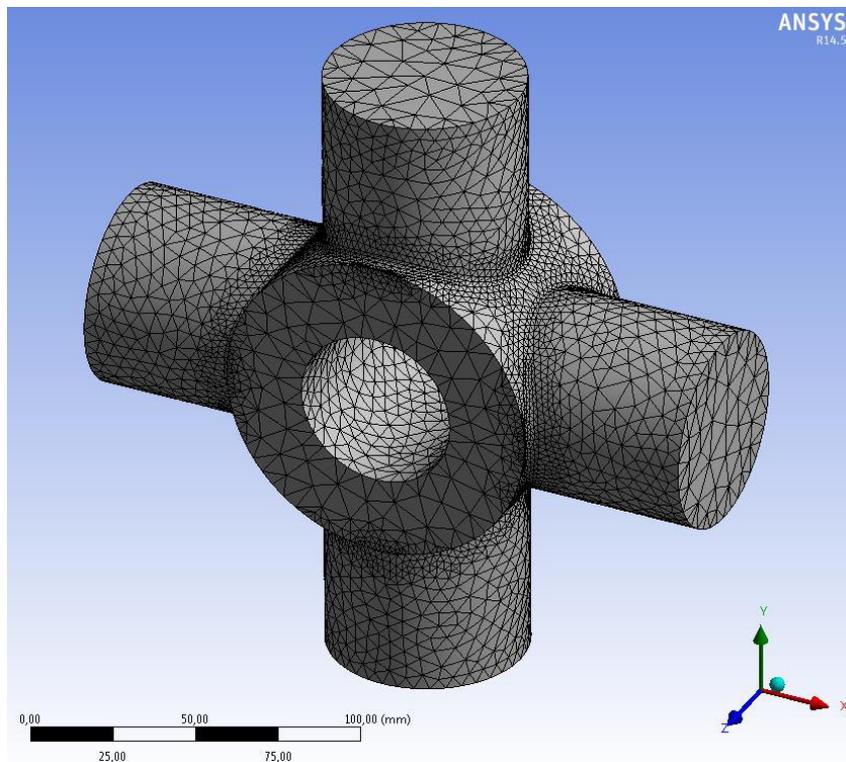


Abbildung 24: Gelenkring, FE-Netz mit Netzverfeinerung

Randbedingungen

Die Randbedingungen der Untersuchung setzen sich aus einer dynamisch wechselnden Belastung von 75 kN und einer zylindrischen Lagerung des Modells zusammen. Die ansetzende Kraft wird auf je zwei Zapfenpaare verteilt, welche um 90° versetzt angeordnet sind. Die Fixierung des Modells erfolgt durch eine zylindrische Lagerung, welche auf der Fläche des Innendurchmessers ansetzt und nur eine radiale Bewegung zulässt (Abb.25). Die Gewichtskraft der Spannvorrichtung selbst wird bei dieser Betrachtung nicht beachtet, da ein genaues Gewicht nicht bekannt ist und dieses im Verhältnis zur Betriebskraft vernachlässigbar klein wäre. Die Berechnung durch Ansys erfolgt statisch mechanisch, um die lokalen Maximalspannungen im Moment der größten Belastung aufzuzeigen. Die zugehörige Dauerfestigkeit wird separat betrachtet.

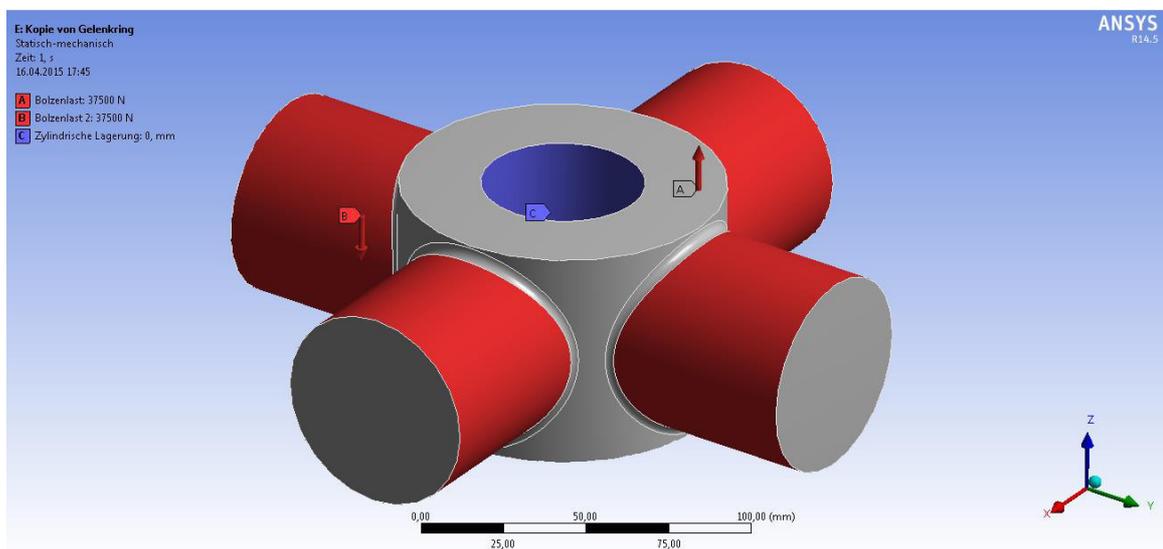


Abbildung 25: Randbedingungen

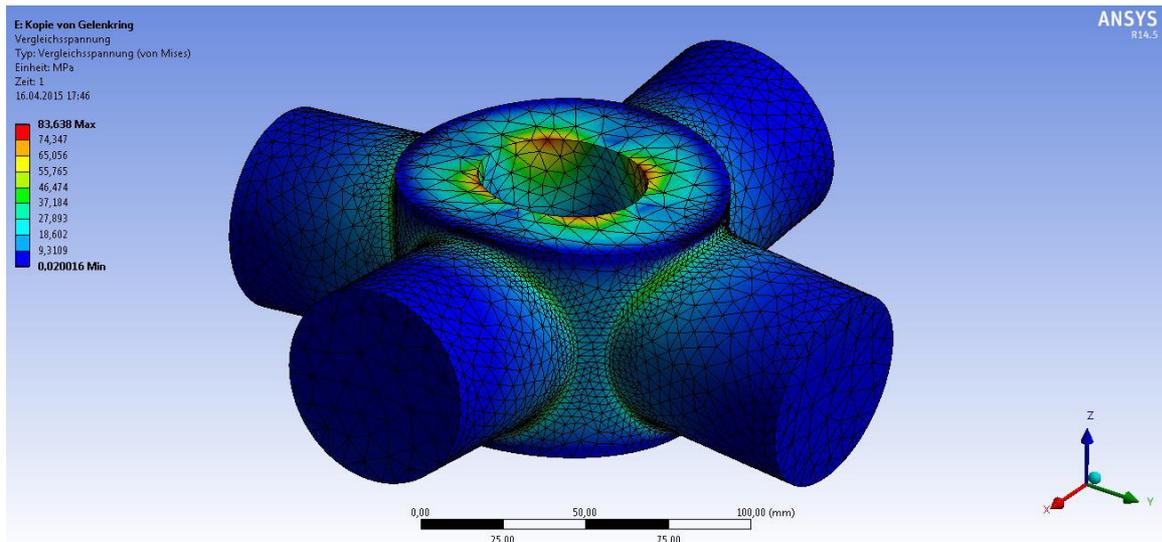


Abbildung 26: Vergleichsspannung nach Mises

Auswertung

Die Spannungsspitzen treten erwartungsgemäß am Innendurchmesser zwischen zwei benachbarten, gegensätzlich beanspruchten Zapfen und an den Radienübergängen zwischen Zapfen und Ring auf. Dabei betragen die lokalen Maximalspannungen 83,64 N/mm² und liegen somit innerhalb der zulässigen Werte (Abb.26). In der folgenden Abbildung 27 ist die Gesamtverformung dargestellt, welche einen Wert von rund 0,03 mm zwischen gegensätzlich beanspruchten Zapfen hat. Da keine konkreten Zahlenwerte vorliegen, welche Längenänderungen der Probenaufnahme vertretbar sind, wird die Verformung zur Kenntnis genommen und bei der späteren finalen Konzeptlösung durch Optimierungen möglichst gering gehalten.

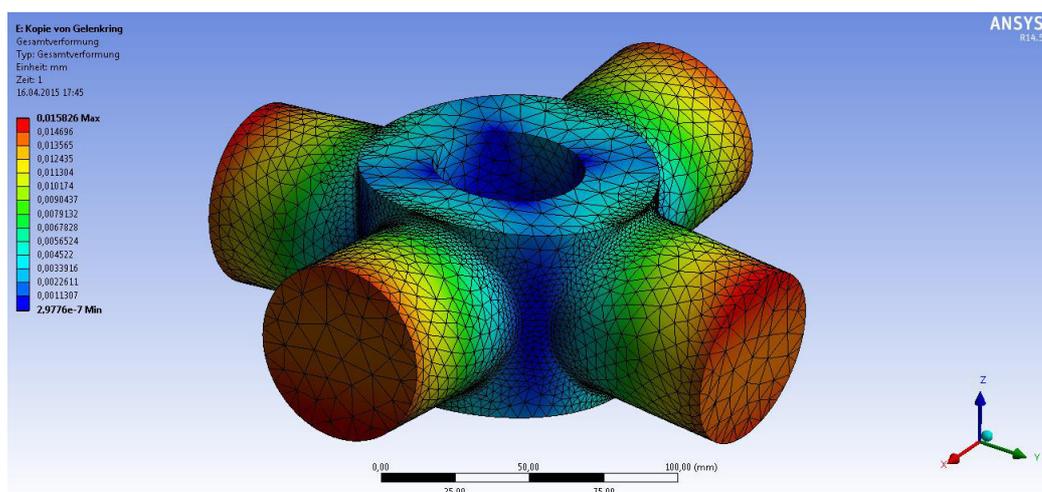


Abbildung 27: Gesamtverformung

Dauerfestigkeit

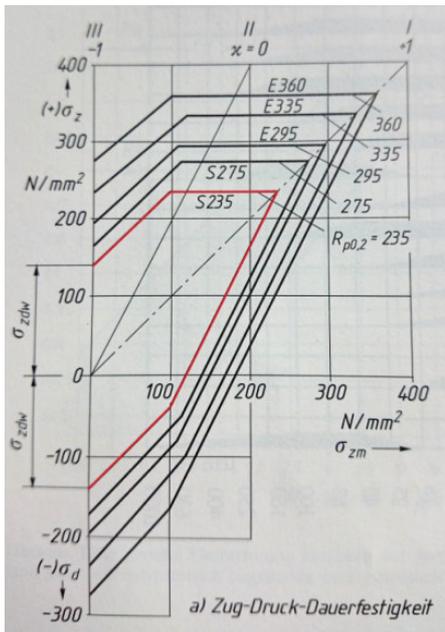


Abbildung 28: Dauerfestigkeit Baustähle [6] [7]

Um eine genauere Aussage über die Haltbarkeit des Gelenkringes treffen zu können, muss zusätzlich eine Betrachtung der Dauerfestigkeit durchgeführt werden. Zu diesem Zweck wird ein Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith verwendet (Abb.28). Wie man erkennen kann, ist die Zug-Druck-Dauerfestigkeit bei einem maximalen Spannungswert von 83,64 N/mm^2 gewährleistet. Es wäre sogar eine Materialreduzierung möglich, von der jedoch abgesehen wird, da es sich nur um eine Vorauslegung des Bauteils handelt

2.3 Variantenvergleich

Nachdem eine grobe Vordimensionierung vorliegt werden die Konzepte hinsichtlich verschiedener Kriterien verglichen, um die geeignetste Variante zu favorisieren.

Als Auswahlkriterien kommen dabei Aspekte zum tragen, welche die unmittelbare Handhabung der neuen Spannaufnahme betreffen. Dies betrifft die Möglichkeit, dass die neue Aufnahme ohne großen Aufwand von einer Person an den Resonanzpulsator montiert und eingerichtet werden soll. Dazu ist es notwendig, den oberen Teil der Aufnahme hochzuheben und an die Traverse zu schrauben. Die Masse und die Baugröße der Spannaufnahme sind damit die wichtigsten Kriterien. Als weiteren Aspekt sind Fertigungskosten und Fertigungsaufwand der Spannaufnahme an sich zu nennen, sowie Folgekosten für eventuell zu verändernde Probengeometrien. Zusammengefasst sind folgende Kriterien relevant:

Masse, Baugröße > Einrichtbarkeit > Fertigungsaufwand > Folgekosten

Tabelle 2: Aufstellung von Masse und Einbaumaßen der Konzeptlösungen

	Masse [kg]	Einbaumaße H x B x L [mm]
Kugelgelenk	420 kg	802 x Ø390
Kreuzgelenk	63,8 kg	523 x Ø200
Anlageschulter	10,8 kg	233 x 330 x 108

Wie aus der Tabelle 2 hervor geht gibt es große Unterschiede bezüglich Masse und Einbauraum der Konzepte, weshalb in dieser Aufstellung das Konzept "Anlageschulter" klar zu favorisieren ist.

2.3.1 Kugelgelenk

Die Bauteile für die beiden benötigten Kugelgelenke können alle als Drehteile aus Vollmaterial gefertigt werden, wobei die Größe und das Gewicht der Bauteile einen nicht zu unterschätzenden Faktor bei der Aufspannung und Fertigung spielen. Besonderes Augenmerk verdient die Herstellung der Kugel, da sie als Hauptkomponente eine verbindende und fehlerausgleichende Funktion hat. Bei der Fertigung ist somit unbedingt darauf zu achten, dass sie in einer Aufspannung gedreht wird, um eine ideal rotationssymmetrische Geometrie um alle 3 Rotationsachsen zu erhalten. Die gleiche Sorgfalt muss bei der Herstellung des Ober- sowie Unterteils angewandt werden, da es essentiell ist, dass die einzelnen Bauteile wie vorgesehen völlig flächig (Oberteil-Kugel) beziehungsweise punktuell (Unterteil-Kugel) anliegen.

Die Spannung der Proben selbst besteht aus der "Aufnahmebuchse", welche zusammen mit der Kugel gefertigt wird, einem Gewindeeinlagestück und einer Befestigungsmutter. Die Spannung ähnelt somit der ursprünglich verbauten Methode und kann aus Kostengründen größtenteils übernommen werden. Die Probenkörper können auch in gewohnter Weise weiter gefertigt werden und verursachen keine erhöhten Kosten.

Zum Einrichten des Spannfutters ist erheblicher Aufwand notwendig, bedingt durch das hohe Gewicht. So muss ein Gelenk (ca. 210 kg) auf ungefähr 1,8 m Höhe gehoben werden, um es an der Maschinentraverse verschrauben zu können. Dieser Kraftakt kann

nur von mehreren Personen oder Hebetchnik vollführt werden. Unabhängig davon wäre mit dem Maschinenhersteller zu klären, ob eine derartige Zusatzbelastung der Traverse und Spindeln zulässig ist. Im Idealfall müssten die beiden Kugelgelenke jedoch nur einmal entlang der Belastungsachse ausgerichtet und arretiert werden. Alle Proben könnten dann ohne Veränderung eingespannt und geprüft werden.

2.3.2 Kreuzgelenk

Analog zum Kugelgelenk wird bei diesem Konzept die Probenspannung mittels eines Gewindeeinlagestückes realisiert. Somit fällt auch hier der Großteil des Fertigungsaufwandes und der Kosten auf die Herstellung des Kreuzgelenkes. Dieses besteht aus 4 Gelenkgabeln und 2 Gelenkringen, welche alle durch Fräßen herstellbar sind. Der Materialaufwand ist geringer als die Herstellung der Kugelgelenke, jedoch sind mehrere Aufspannungen beziehungsweise mehrachsige Bearbeitungszentren notwendig, um beispielsweise die Kontur des Gelenkringes aus einem Stück zu fertigen.

Das Einbauen und Einrichten der Kreuzgelenke ist für eine Person alleine nicht durchführbar. Obwohl die Gelenke leichter ausfallen, wiegen sie jedoch immer noch über 30 kg, sodass wieder mehrere Personen beziehungsweise Hebetchnik zur Installation notwendig wären. Eine Ausrichtung wäre jedoch nicht notwendig, da durch die Funktionsart und die Toleranzen in den Kreuzgelenken eine Selbstzentrierung bei Zug stattfindet. Unter Druckbelastung könnte es allerdings zu einer Knickung der Gelenke kommen, welche man gegebenenfalls durch konstruktive Maßnahmen kompensieren könnte.

2.3.3 Anlageschulter

Die Fertigung des Konzeptes "Anlageschulter" gestaltet sich im Vergleich zu den anderen Varianten am einfachsten, da der Materialeinsatz sehr gering ist und keinerlei schwere oder komplizierte Teile hergestellt werden müssen. Die Probenaufnahme besteht aus einer Aufnahmebuchse mit Außengewinde, in welche ein Probenende mit zwei Druckstücken geschoben wird. Befestigt wird das Paket mit einer Überwurfmutter, welche über zwei exzentrisch angeordnete Zapfen gespannt werden kann. Jedoch muss in diesem Konzept die Geometrie der Proben verändert werden, da die Gewinde der Proben zum Spannen entfallen. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass die Probenenden größer ausfallen und somit größeres Stangenmaterial zu Fertigung zukünftiger Proben eingeplant werden muss. Der Anteil an Folgekosten durch teurere Proben ist hier somit erheblich größer.

Ein aufwändiges Einrichten entfällt bei dieser Konzeptlösung, da durch die Geometrie der Probe und der Aufnahme eine Selbstzentrierung erreicht werden soll. So müssen neu eingespannte Proben kurzzeitig mit einer Anfangszugkraft belastet werden, um die Ausrichtung zu vollziehen. In dieser Position wird dann die Überwurfmutter angezogen und die Untersuchung kann wie gewohnt durchgeführt werden.

Tabelle 3: Konzeptvergleich

	Masse Baugröße	Einrichtbarkeit	Fertigungsaufwand der Spannaufnahme	Folgekosten
Kugelgelenk	-	-	-	+
Anlageschulter	+	+	+	-
Kreuzgelenk	-	-	-	+

Aufgrund der Berechnungen im Kapitel 2 und der Gegenüberstellung der Auswahlkriterien wird die Konzeptvariante "Anlageschulter" favorisiert und im folgenden Kapitel näher betrachtet.

3 Auslegung Finalkonzept

Im vorliegenden Kapitel geht es um die Geometrieoptimierung des Vorzugkonzeptes "Anlageschulter". Dazu werden die zuvor überschlägig ermittelten Geometrieabmessungen durch eine FEM-Analyse unter Beachtung der geforderten Randbedingungen überprüft und bei Bedarf optimiert. Vordergründig wird die Probengeometrie betrachtet und nach dieser die erforderliche Aufnahme ausgelegt.

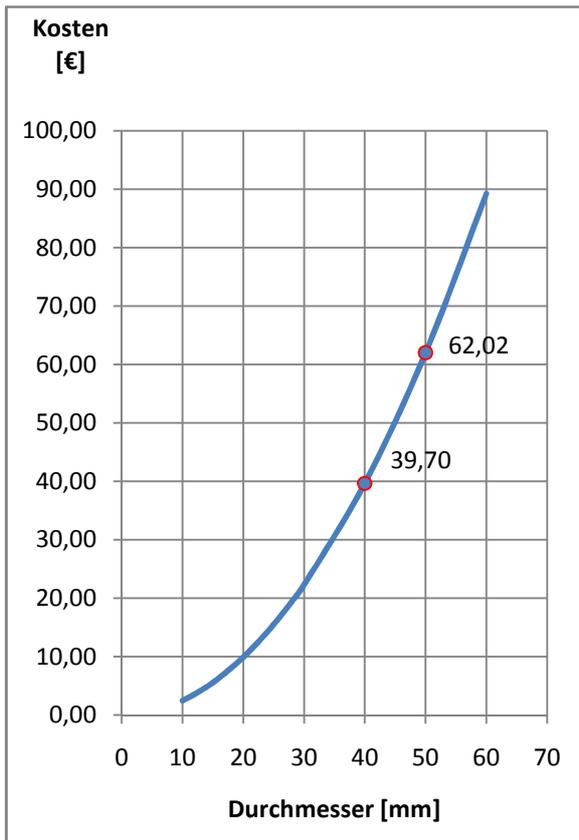
3.1 Topologieoptimierung von Probe und Spannschalen

3.1.1 Anlageschultergeometrie unter Zugbelastung

Die Anlageschulter des neuen Probenkörpers ist ausschlaggebend für die maximal möglich aufzunehmenden Zugbelastungen. Der Schulterdurchmesser ist bestimmend für den Stangenmaterialdurchmesser des Ausgangsmaterials und dementsprechend der entscheidende Kostenfaktor des gesamten Konzeptes. Es muss daher ein Kompromiss aus Materialkosten und Probengeometrie gefunden werden. Im Abschnitt 2.2.2.1 wurde für den Außendurchmesser der Anlageschulter 40,2 mm ermittelt. Da Rundmaterial nur in bestimmten Konfektionsgrößen verkauft wird (bzw. 30 mm; 40 mm; 50 mm; 60 mm), wäre der benötigte Durchmesser 50 mm. Wie in Abbildung 29 zu sehen ist, würden von diesem Stangenmaterial durch spanende Bearbeitung 54,5% Material verloren gehen. Es wird daher eine Geometrieoptimierung angestrebt, um von den aktuell benötigten 40,2 mm auf unter 40mm zu kommen. In diesem Falle könnte die nächst kleinere Bestellgröße verwendet werden, was wiederum eine Senkung der Bearbeitungszeit und Materialkosten zu Folge hat. Zu Veranschaulichung sind in Abbildung 30 die Kosten für einen Meter S235 JR in Abhängigkeit des Durchmessers aufgeführt.



Abbildung 29: Spanabfall bei Rundmaterialdurchmesser 50 mm



Bei der Optimierung der Geometrie ist zu beachten, dass es durch die Übergangsradien der Spannschalen und der Probe zu einer Verlagerung der tragenden Fläche kommt. Der Innendurchmesser der Spannschalen wird 2 mm größer als der Querschnitt der Probe mit 16 mm angenommen, um ausreichend Platz für den Winkelausgleich zu gewährleisten. Aufgrund dessen tragen die Spannschalen nur bis zum tangentialen Übergang zwischen den Konturradien der Proben. Die tatsächliche Tragfläche ist demnach maßgeblich vom Verhältnis zwischen den beiden tangential angrenzenden Radien abhängig. Es kommt somit zu einer Verkleinerung der nutzbaren Fläche. Dieser Umstand muss bei der Optimierung beachtet und gegebenenfalls kompensiert werden.

Abbildung 30: Kosten[€] je Durchmesser[mm] / Länge[m], Material S235 JR [11]

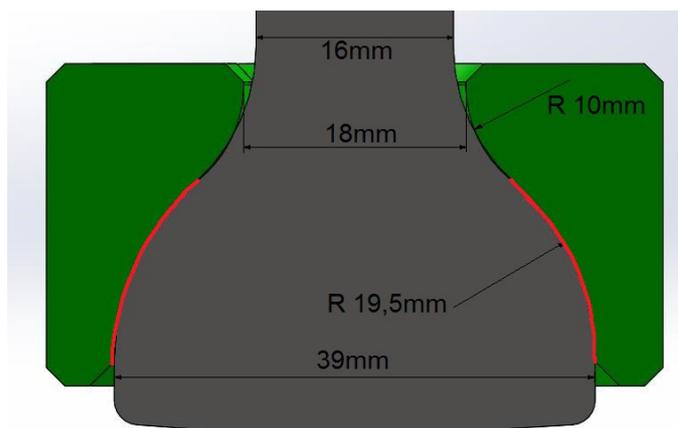


Abbildung 31: Anlageschulter mit passenden Spannschalen.
Rot markiert-Anlagefläche zwischen den Bauteilen

Um diesen beiden Überlegungen Rechnung zu tragen wird eine angepasste Probengeometrie zusammen mit den passenden Spannschalen einer FEM-Analyse unterzogen. Dazu wurde der Außendurchmesser der Probe von 40,2 mm auf 39 mm verringert, sowie die Übergangsradien angeglichen (Abb. 31). Der Durchmesser 39 mm ergibt sich aus dem Ausgangsdurchmesser des Stangenmaterials abzüglich eines Aufmaßes für die spanende Bearbeitung.

Netzkonfiguration

Software:	Technische Daten:
Ansys - Workbench	Material : S235 JR
Releaseversion 14.5	Elastizitätsmodul (E) : 210000 N/mm ²
Servicepack 14.5.7	Dichte (ρ) : 7,85 g/cm ³
	Poissonzahl (ν) : 0,3
	Kompressionsmodul (K) : 175000 N/mm ²
	Schubmodul (G) : 81000 N/mm ²

Die FEM-Analyse wird wieder mit Ansys-Workbench durchgeführt. Die Materialeigenschaften werden für beide Bauteile mit dem Baustahl S235 angenommen, um bei einer eventuellen Anwendung höher fester Materialien eine ausreichend große Sicherheit zu gewährleisten. Zusätzlich wurde eine bilineare kinematische Verfestigung hinzugefügt, um bei dieser Kontaktberechnung das Werkstoffverhalten, ab dem Erreichen der Streckgrenze, vereinfacht simulieren zu können.

Zur Vervollständigung der technischen Daten muss das Tangentenmodul für die bilineare kinematische Verfestigung bestimmt werden. [5]

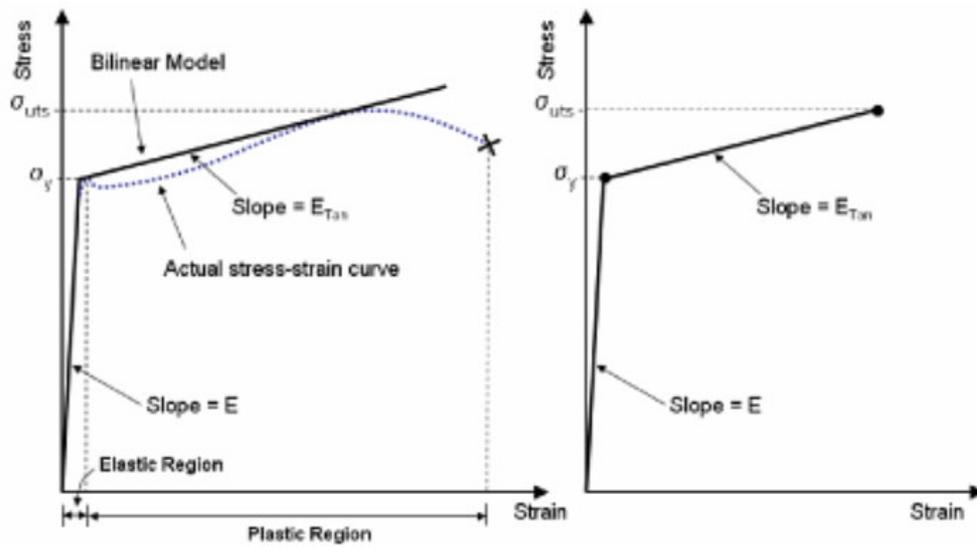


Abbildung 32: Darstellung Tangentenmodul E_{Tan} [Quelle-Browser]

In Abbildung 32 ist das Tangentenmodul E_{Tan} als Steigung der Tangente dargestellt.

$$E_{tan} = \frac{R_m - R_e}{\text{Bruchdehnung} - \text{Gleichmaßdehnung}} \quad (3.1)$$

Für den Werkstoff S235 JR ergibt sich ein Tangentenmodul E_{tan} von ungefähr 482 N/mm^2 . Dieser Wert kann je nach Quellenangaben für die Werkstoffdaten variieren.

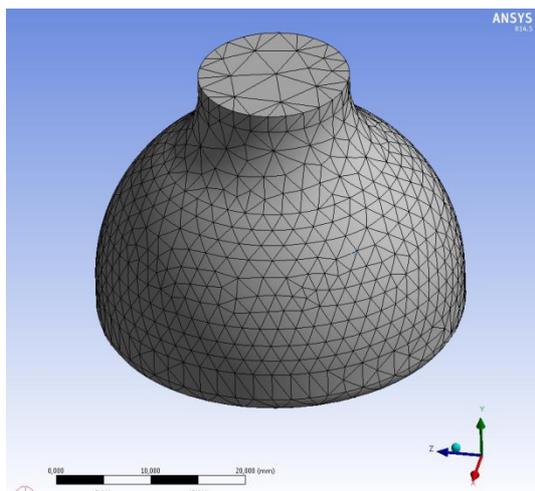


Abbildung 33: Netz Anlageschulter

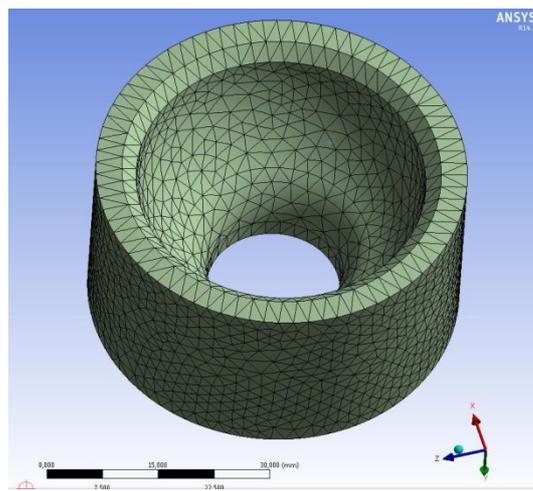
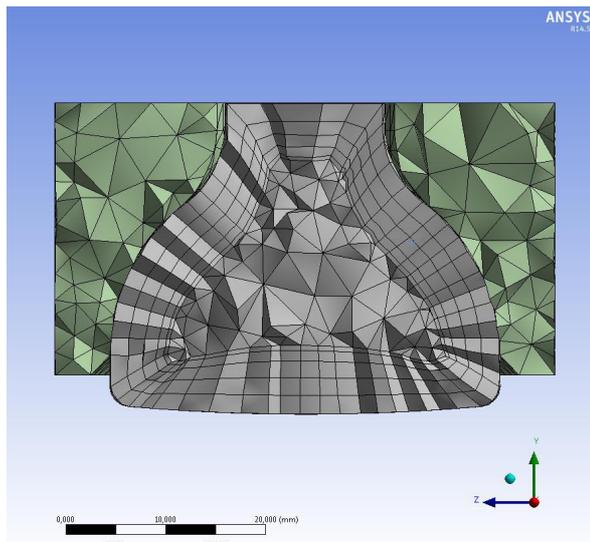


Abbildung 34: Netz Spannschale



Elementgröße: 2 mm

Elementgröße auf Anlagefläche: 1 mm

Knoten: 52544

Elemente: 25314

Prismenschichten:

max. Anzahl der Schichten: 5

Wachstumsrate: 0,5

Abbildung 35: Schnitt durch Netzmodell mit Prismenschichten

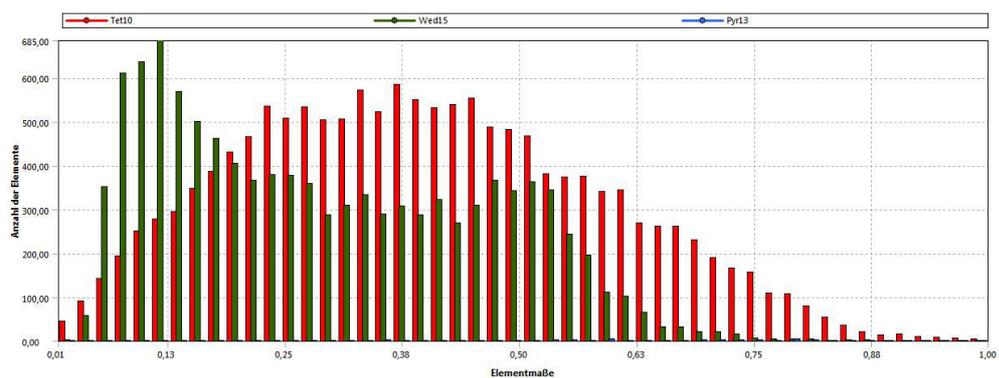


Abbildung 36: Netzqualität - Skewness

In den Randschichten des Probenkörpers wurden Prismenschichten im FE-Netz erzeugt um eine gleichmäßigere Berechnung zu ermöglichen (Abb.35). Wie in Abbildung 36 zu sehen ist liegen von 25314 Elementen, beider Bauteile, gerade einmal 246 Elemente oberhalb von 80% der Skewness-Skale. Demnach sind 99,03% des Netzes "exzellent" bis "gut" zu bewerten.

Randbedingungen

Da es sich in diesem Fall um eine Kontaktbetrachtung handelt, müssen die Kontaktbedingungen zwischen den Bauteilen wie folgt definiert werden, da es sonst zu einer Durchdringung beider kommen würde:

Bereich	
Auswahlmethode	Geometrieauswahl
Kontakt	1 Fläche
Ziel	1 Fläche
Kontaktkörper	Volumenkörper
Zielkörper	Volumenkörper
Definition	
Typ	Reibungsbehaftet
<input type="checkbox"/> Reibungskoeffizient	0,15
Kontaktfindung	Manuell
Verhalten	Asymmetrisch
Kontaktfläche trimmen	Programmgesteuert
Unterdrückt	Nein
Erweitert	
Algorithmus	Augmented-Lagrange-Verfahren
Detektmethode	Programmgesteuert
Durchdringungstoleranz	Programmgesteuert
Toleranz elastisches Gleiten	Programmgesteuert
Kontaktbehandlung	Auf Berührung anpassen
Kontaktsteifigkeit	Manuell
Kontaktsteifigkeitsfaktor	0,5
Kontaktsteifigkeit aktualisieren	Jede Iteration
Dämpfungsfaktor der Stabilisierung	0
Pinball-Bereich	Programmgesteuert
Zeitschrittsteuerungen	Keine

Abbildung 37: Einstellungen der Kontaktbedingungen

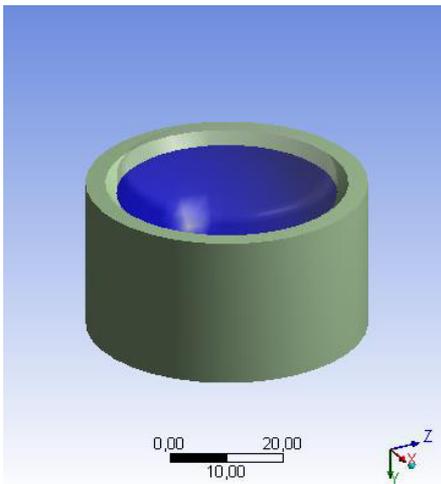


Abbildung 38: Zielkörper

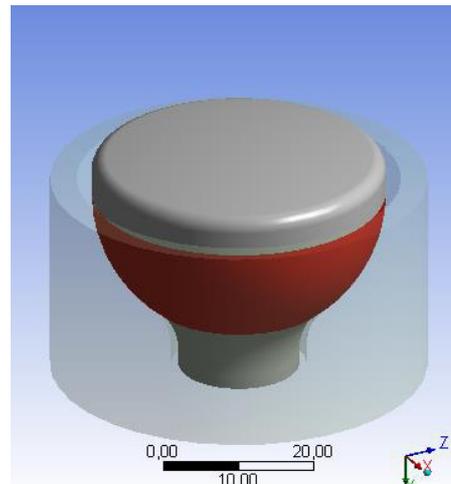


Abbildung 39: Kontaktkörper

Die Berechnung wird mit einer Verschiebung der Spannschalen entlang der Y-Achse in Richtung der fixierten Probe durchgeführt. Dabei ist die Verschiebung tabellarisch zeitgesteuert in zwei Schritte unterteilt. Im ersten Schritt werden die Bauteile, welche sich 0,1 mm voneinander entfernt befinden, in 0,2 s auf Berührung zu einander verschoben. Im anschließenden Schritt 2, werden sie in weiteren 0,3 Sekunden 0,1 mm ineinander geschoben. Während dieser Verschiebung wird die Kraftreaktion aller Achsen aufgezeichnet und ausgewertet.

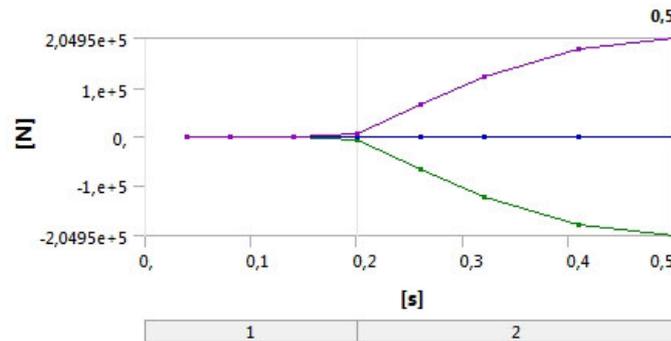


Abbildung 40: Kraftkonvergenz aller Achsen - grafisch

	Zeit [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (Z) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (Gesamt) [N]
1	4,e-002	0,	-47,278	0,	47,278
2	8,e-002	0,	-100,31	0,	100,31
3	0,14	0,	-189,13	0,	189,13
4	0,2	0,	-6759,8	0,	6759,8
5	0,26	0,	-65812	0,	65812
6	0,32	0,	-1,2521e+005	0,	1,2521e+005
7	0,41	0,	-1,8359e+005	0,	1,8359e+005
8	0,5	0,	-2,0495e+005	0,	2,0495e+005

Abbildung 41: Kraftkonvergenz aller Achsen - tabellarisch

In den Abbildungen 40 und 41 ist diese Kraftkonvergenz grafisch und tabellarisch über der Zeit für alle Achsen aufgetragen. Da die maximale Zugkraft des Resonanzpulsators jedoch 150 kN beträgt, muss nicht die gesamte Verschiebung ausgewertet werden, sondern nur bis zu einer Zeit von ungefähr 0,358 s - was in etwa diesen 150 kN entspricht. Zu diesem Zeitpunkt wäre die gesamte mögliche Zugkraft des Resonanzpulsators notwendig, um die Verschiebung der Bauteile durchzuführen. Daher wird in diesem Punkt eine Momentaufnahme der aktuellen Spannungen vorgenommen.

Auswertung

Man erkennt auf Abbildung 42, dass im Bereich der Auflagefläche lokale Spannungen bis ungefähr 84 N/mm² auftreten. Erst ab dem tangentialen Radienübergang kommt es zu einem Spannungsmaximum an der Oberfläche von ca. 180 N/mm². Etwas unterhalb der Oberfläche im Bauteil steigt die Spannungsspitze bis 234,7 N/mm² an und liegt somit knapp unter der Zug/Druckschwellfestigkeit σ_{zdSN} für den Baustahl S235JR mit 235 N/mm², jedoch über der Zug/Druckwechselfestigkeit σ_{zdWN} mit 140 N/mm².

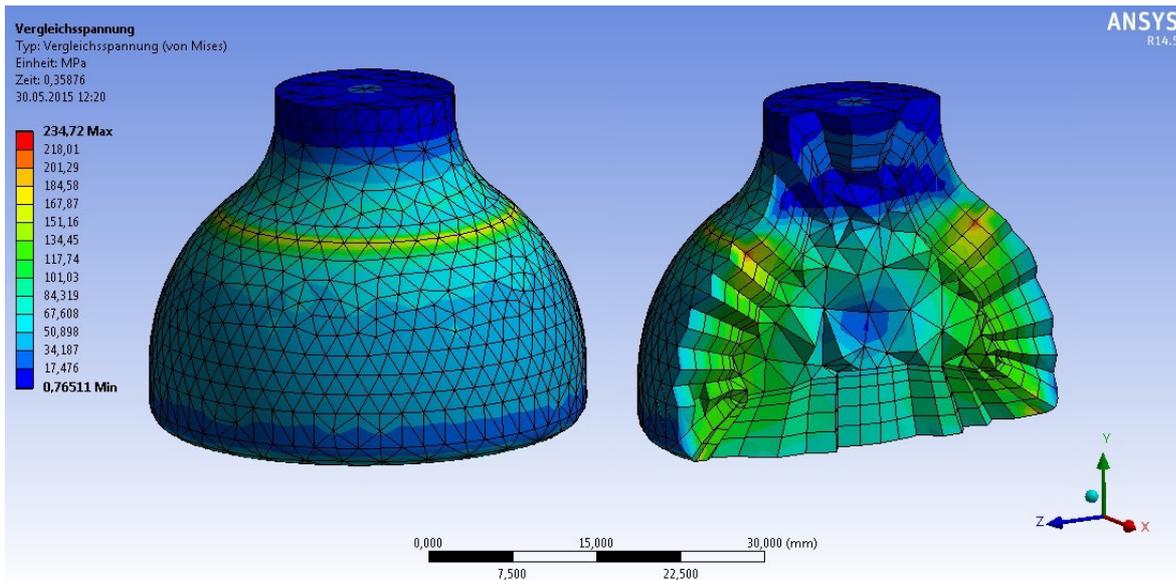


Abbildung 42: Spannung nach Mises zur Zeit 0,358 s im Probenkörper

Da jedoch bei einer Zugbelastung von 150 kN früher eine plastische Deformation des kleinsten Probendurchmessers stattfindet, muss zusätzlich noch dieser Zeitpunkt für die Auflageflächen betrachtet werden.

$$A = \frac{F}{\sigma} \quad (2.14)$$

Umgestellt ergibt sich für den Durchmesser 16 mm:

$$F = \frac{(16 \text{ mm})^2 \cdot \pi}{4} \cdot 140 \text{ N/mm}^2 = \underline{28148,7 \text{ N}}$$

Diese Belastung tritt zwischen 0,2 s und 0,26 s auf. Näherungsweise wird der Anstieg der Kurve (Abb.40) in diesem Bereich als nahezu linear angenommen und kann für den Zeitpunkt $F=28148,7 \text{ N}$ folgendermaßen bestimmt werden:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{65812 \text{ N} - 6759,8 \text{ N}}{0,26 \text{ s} - 0,2 \text{ s}} = 984203,3 \text{ N/s} \quad (3.2)$$

$$984203,3 \text{ N/s} = \frac{65812 \text{ N} - 28148,7 \text{ N}}{0,26 \text{ s} - x_1} \quad (3.3)$$

$$\underline{x_1 = 0,22 \text{ s}}$$

In Abbildung 43 kann man erkennen, dass zum Zeitpunkt des elastisch/plastischen Übergangs des kleinsten Probendurchmessers, eine Maximalspannung von 44,29 N/mm² in den Auflageflächen des Probekörpers vorliegt. Das bedeutet dieser Teil ist mit ausreichender Sicherheit dimensioniert und könnte unter dem Aspekt der Kostenminimierung verkleinert werden. Bevor dieser Schritt jedoch realisiert wird, müssen die Spannungen der zugehörigen Spansschalen betrachtet werden.

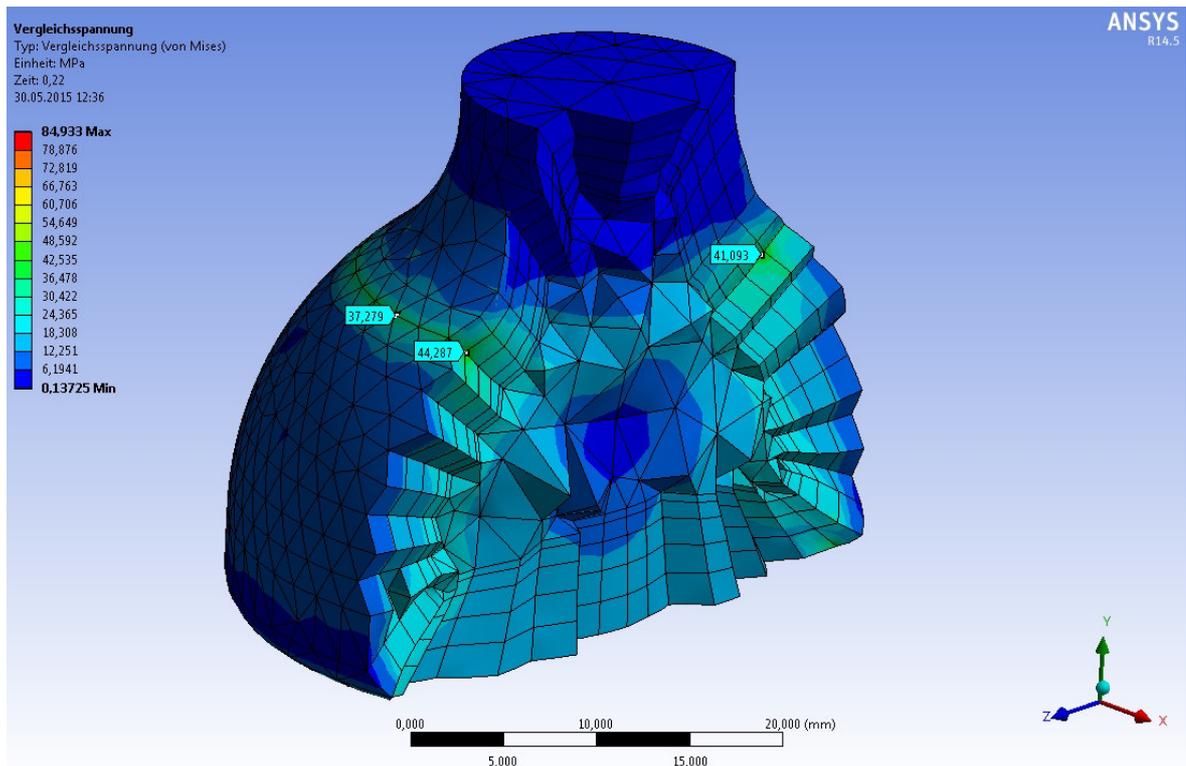


Abbildung 43: Spannung nach Mises zur Zeit 0,22 s im Probekörper

3.1.2 Geometrie der Spanschale unter Zugbelastung

Zu Berechnungszwecken werden die beiden Halbschalen, welche zusammen die Spanschale ergeben, als Einzelteil betrachtet. Es gelten dabei die gleichen Netzkonfigurationen und Randbedingungen wie unter 3.1.1. Zum Zeitpunkt 0,358 s herrschen dabei ebenfalls Spannungen von maximal 234,72 N/mm² (Abb.44). In diesem Falle fällt die räumliche Ausbreitung jedoch um ein Vielfaches größer aus, als bei dem Probekörper selbst. Da dieses Spannelement ein vitales Bauteil ist, muss es durch Anpassung der Geometrie oder des verwendeten Werkstoffes so optimiert werden, dass eine zufriedenstellende Anzahl an Lastspielen ertragen werden kann.

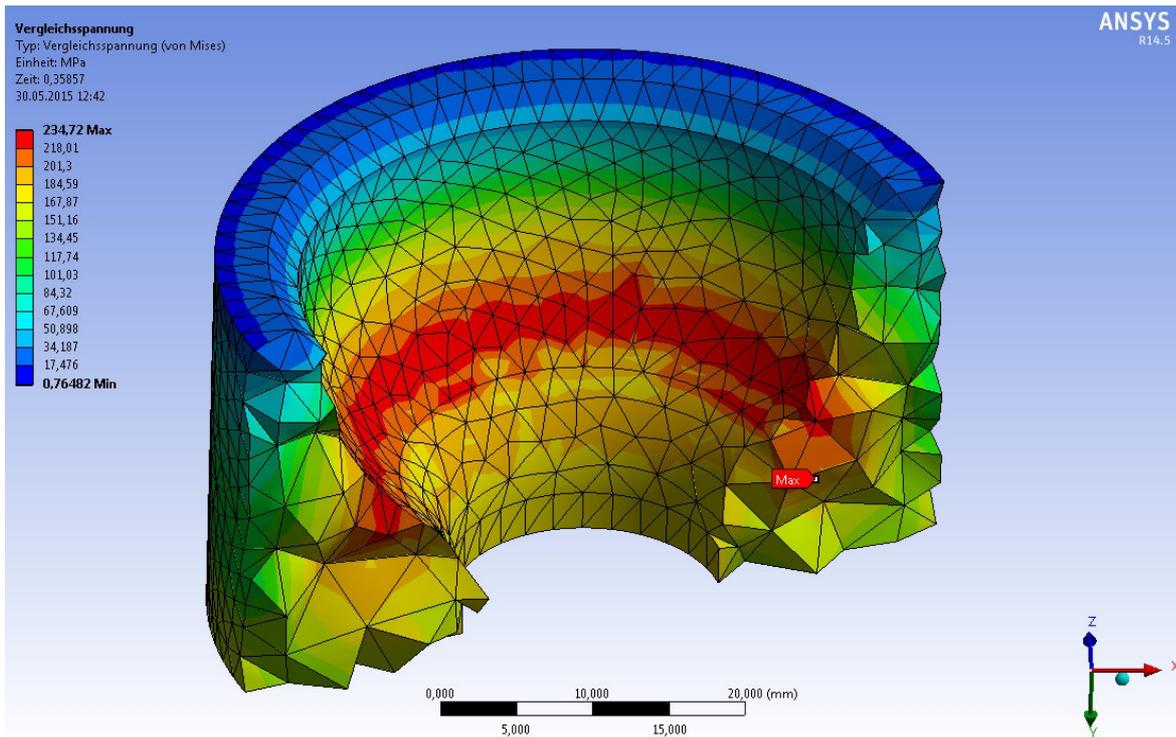


Abbildung 44: Spannung nach Mises zur Zeit 0,358 s in der Spannschale

3.1.3 Geometrieoptimierung der Schulter unter Zugbelastung

Wie in den vorherigen Abschnitten dargelegt, ist eine Durchmesserminimierung des Probenkörpers möglich, sowie eine daraus folgende Geometrieänderung der Spannschalen notwendig. Um einen kleinstmöglichen Außendurchmesser der Probe bestimmen zu können, werden unter Verwendung der in 3.1.1 berechneten Maximalkraft von 28148,7 N die minimalen Außendurchmesser für den dynamisch schwellenden und dynamisch wechselnden Lastfall berechnet.

dynamisch schwellend:

$$A_{SN} = \frac{28148,7 \text{ N}}{156,7 \text{ N/mm}^2} \quad (3.4)$$

$$A_{SN} = \underline{179,6 \text{ mm}^2}$$

dynamisch wechselnd:

$$A_{WN} = \frac{28148,7 \text{ N}}{93,3 \text{ N/mm}^2} \quad (3.5)$$

$$A_{WN} = \underline{301,7 \text{ mm}^2}$$

$$ra = \sqrt{\frac{A + (ri + rz)^2 \cdot \pi}{\pi}} \quad (2.27)$$

$$r_{aWN} = \sqrt{\frac{301,7 \text{ mm}^2 + (8 \text{ mm} + 2 \text{ mm})^2 \cdot \pi}{\pi}} \quad (3.6)$$

$$r_{aWN} = \underline{14 \text{ mm}}$$

$$r_{a_{SN}} = \sqrt{\frac{179,6 \text{ mm}^2 + (8 \text{ mm} + 2 \text{ mm})^2 \cdot \pi}{\pi}} \quad (3.7)$$

$$r_a = \underline{12,5 \text{ mm}}$$

Wie man erkennen kann, ist eine Durchmessererringerung auf 28 mm bei einer dynamisch wechselnden Belastung und 1,5-facher Sicherheit möglich. Zur Überprüfung dieser Rechnung wird eine weitere FEM-Analyse mit geänderter Probengeometrie und passender Spannschale durchgeführt. Um Berechnungsaufwand und Zeit zu sparen, wird der Außendurchmesser der Probe auf 29 mm verringert und als Werkstoff der Spannschale der Vergütungsstahl 30CrNiMo8 angenommen,

Netzkonfiguration

Die Elementgröße für beide Bauteile beträgt 2 mm. Weiterhin wurde eine Prismenschicht mit maximal 5 Schichten und einer Wachstumsrate von 0,5 erzeugt. Diese umschließt die Probe komplett und wurde bei der Spannschale auf der Anlagefläche zur Probe erzeugt (Abb.45-46). Somit ergeben sich für die Berechnung 14515 Elemente mit 29946 Knoten. Die Qualität des Netzes bewegt sich dabei, mit 98,74% aller Elemente, im Bereich "exzellent" bis "gut" und wird somit als ausreichend angenommen (Abb.47).

Material:	S235 JR	Material:	30CrNiMo8
Elastizitätsmodul (E) :	210000 N/mm ²	Elastizitätsmodul (E) :	210000 N/mm ²
Poissonzahl (ν) :	0,3	Poissonzahl (ν) :	0,3
Kompressionsmodul (K) :	175000 N/mm ²	Kompressionsmodul (K) :	175000 N/mm ²
Schubmodul (G) :	81000 N/mm ²	Schubmodul (G) :	81000 N/mm ²
Streckgrenze (R _e):	235 N/mm ²	Streckgrenze (R _e):	1050 N/mm ²
Zugfestigkeit (R _m):	360 N/mm ²	Zugfestigkeit (R _m):	1250 N/mm ²
Wechselfestigkeit (σ _{zdWN}):	140 N/mm ²	Wechselfestigkeit (σ _{zdWN}):	500 N/mm ²
Schwellfestigkeit (σ _{zdSN}):	235 N/mm ²	Schwellfestigkeit (σ _{zdSN}):	750 N/mm ²

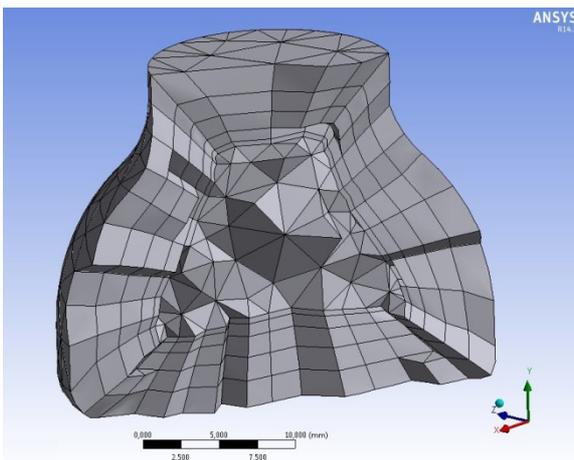


Abbildung 45: FE-Netz optimierte Probe

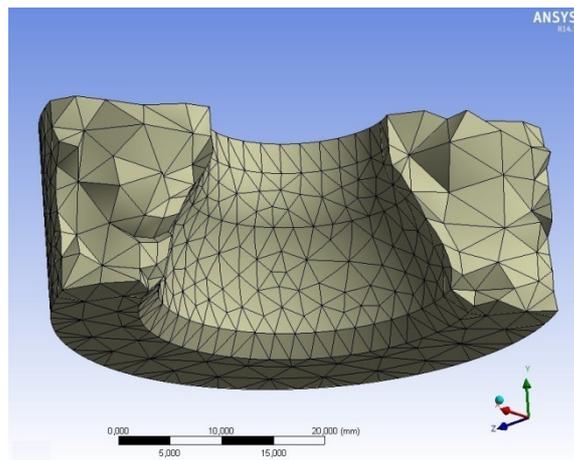


Abbildung 46: FE-Netz optimierte Schale

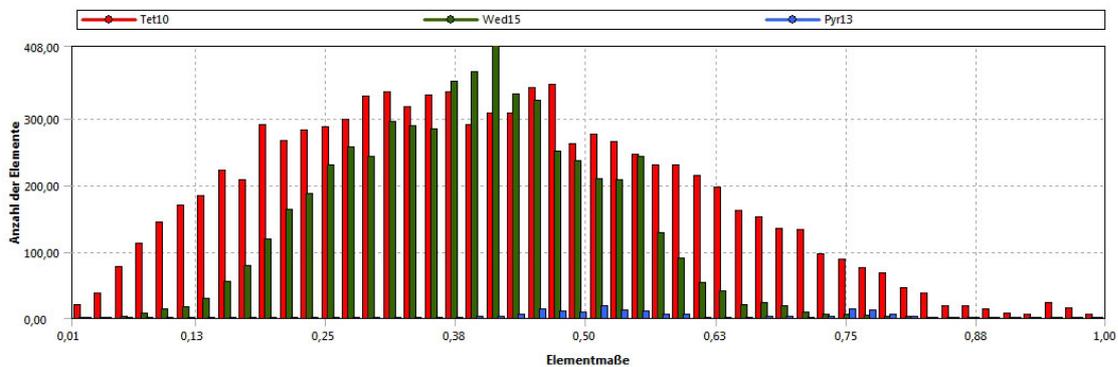


Abbildung 47: Netzqualität - Skewness

Randbedingungen

Die Kontaktbedingungen und deren Einstellungen entsprechen denen aus 3.1.1

Eine Veränderung wurde bei der Verschiebung der Schale in Richtung Probe vorgenommen. Die Verschiebung erfolgt im ersten Schritt von 0 bis -0,05 mm bei einer Zeitspanne von 0,2 s und im zweiten Schritt von -0,05 bis -0,15 mm innerhalb von 0,3 s. Die Verschiebung wurde kleiner gewählt, da die Maximalkraft bis zum Erreichen der Streckgrenze der Probe bekannt ist.



Abbildung 48: Kraftkonvergenz aller Achsen - grafisch

	Zeit [s]	✓ Kraftreaktion (X) [N]	✓ Kraftreaktion (Y) [N]	✓ Kraftreaktion (Z) [N]	✓ Kraftreaktion (Gesamt) [N]
1	0,1	0,	-9,8732	0,	9,8732
2	0,2	0,	-119,06	0,	119,06
3	0,26	0,	-260,73	0,	260,73
4	0,32	0,	-432,9	0,	432,9
5	0,41	0,	-36395	0,	36395
6	0,5	0,	-84425	0,	84425

Abbildung 49: Kraftkonvergenz aller Achsen - tabellarisch

Der Zeitpunkt der Belastung $F=28148,7$ N wird aus den aufgenommenen Werten errechnet. Dazu wird der Kurvenverlauf als linear angenommen.

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{36395 \text{ N} - 432,9 \text{ N}}{0,41 \text{ s} - 0,32 \text{ s}} = 399578,9 \text{ N/s} \quad (3.8)$$

$$399578,9 \text{ N/s} = \frac{36395 \text{ N} - 28148,7 \text{ N}}{0,41 \text{ s} - x_1} \quad (3.9)$$

$$\underline{x_1 = 0,39 \text{ s}}$$

Auswertung

In Abbildung 50 wurden zu Veranschaulichung Stichprobenmarker gesetzt. Zu erkennen ist, dass die maximal auftretende Spannung am Probenkörper bei ungefähr 103 N/mm^2 liegt. Demnach ist dieses Bauteil ausreichend bemessen und ermöglicht somit eine

Verwendung des nächstkleineren Halbzeugdurchmessers von 30 mm. Die während dieser Berechnung aufgetretenen Spitzenspannungswerte von 183,07 N/mm², lagen alle auf der Oberfläche der Spannschalen (Abb.51). Jedoch sind diese ohne Bedeutung, da der Werkstoff 30CrNiMo8 eine dynamische Wechselfestigkeit σ_{zdWN} von 500 N/mm² aufweist. Die Darstellung dient lediglich als Beweis für die Verteilung der Spannungsspitzen zwischen den Bauteilen.

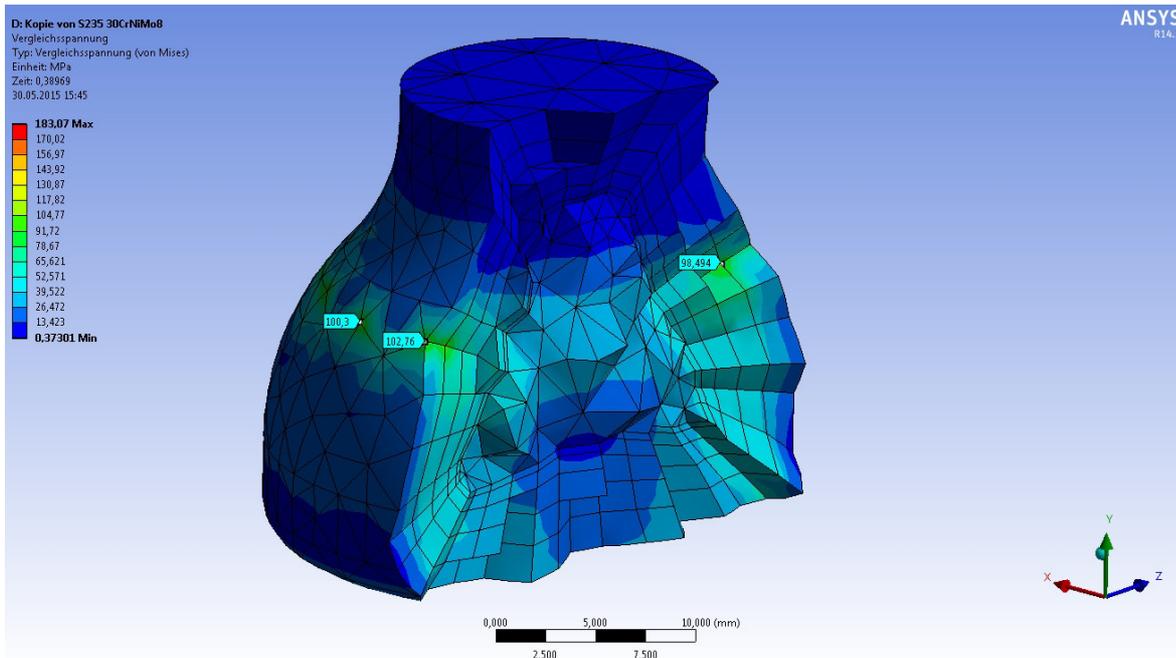


Abbildung 50: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,39 s - Probe

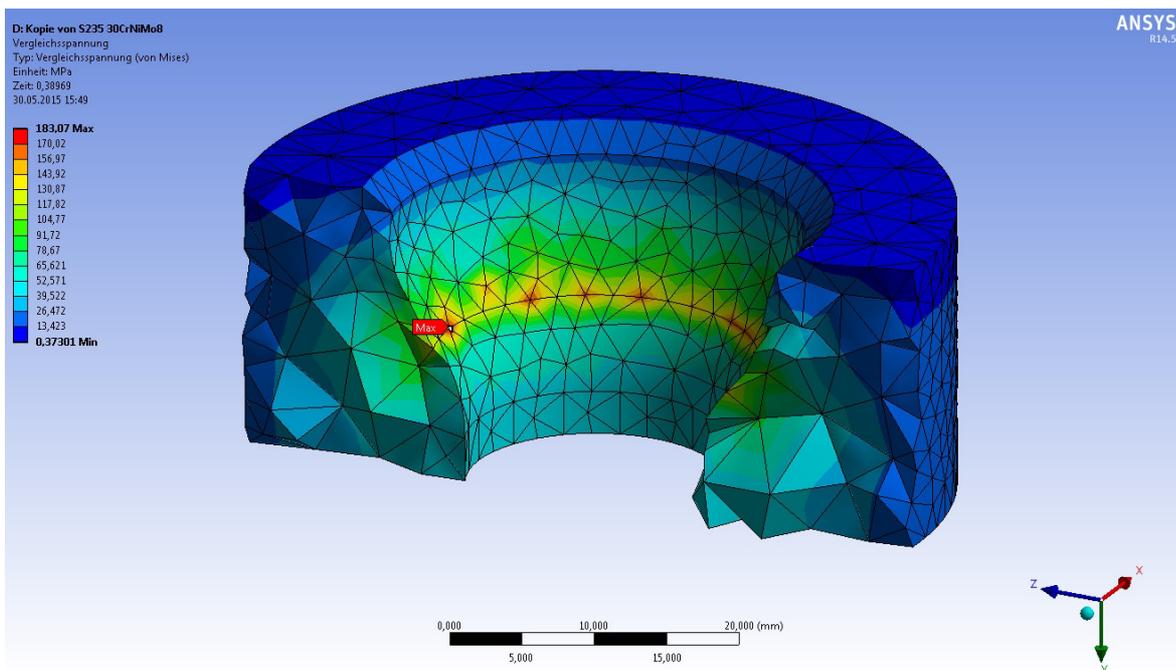


Abbildung 51: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,39 s - Spannschale

3.1.4 Probengeometrie unter Druckbelastung

3.1.4.1 Zielkörper - eben

Bei Druckbelastungen wird die Probe gestaucht, indem die Traverse des Resonanzpulsators in Richtung Maschinengestell verfahren wird. Dadurch wird Druckkraft von der Spannaufnahme über die Stirnfläche der Probe in selbige geleitet. An der Kontaktfläche zwischen Stirnfläche und Spannaufnahme kommt es somit zu einer Flächenpressung. Unter Abschnitt 2.2.2.2 wurde als überschlägiger Radius der Stirnfläche 15423,2 mm errechnet. Dieser Radius lässt sich jedoch praktisch nicht auf einen Probendurchmesser von 29 mm abbilden. Es muss daher ein neuer, praktisch zu fertigender Radius bestimmt werden. Zu diesem Zweck wird mit der umgestellten Hertzschen Gleichung (2.5) der theoretisch erforderliche Radius r errechnet.

$$r = \sqrt[2]{\frac{F * E^2}{\left(\frac{\rho \sigma}{0,388}\right)^3}} \quad (2.5)$$

$$r = \sqrt[2]{\frac{28148,7 \text{ N} * (210000 \text{ N/mm}^2)^2}{\left(\frac{140 \text{ N/mm}^2}{0,388}\right)^3}} = \underline{5140,5 \text{ mm}} \quad (3.10)$$

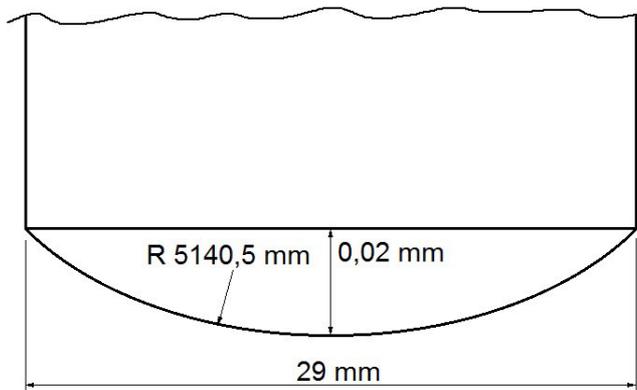


Abbildung 52: Stirnflächenerhöhung

Der Radius 5140,5 mm würde eine Erhöhung an der Stirnfläche von 0,02 mm erzeugen und ist somit fertigungstechnisch nicht umsetzbar, da es durch Toleranzabweichungen passieren kann, dass kein Radius entsteht (Abb.52). Es muss also ein praktischerer Ansatz gewählt werden. Da der Radius

mitverantwortlich für den Winkelausgleich der Probe ist, sollte er merklich ausgestaltet werden. Das wiederum bedeutet bei einer Verringerung des Radius, eine Erhöhung der auftretenden Flächenpressung. Für eine erste FEM-Analyse wird der Radius der Probenstirnfläche auf $r=200 \text{ mm}$ gesetzt und gegen eine ebene Kontaktfläche gedrückt. Die Materialdaten stimmen mit denen vorheriger Untersuchungen überein.

Netzkonfiguration

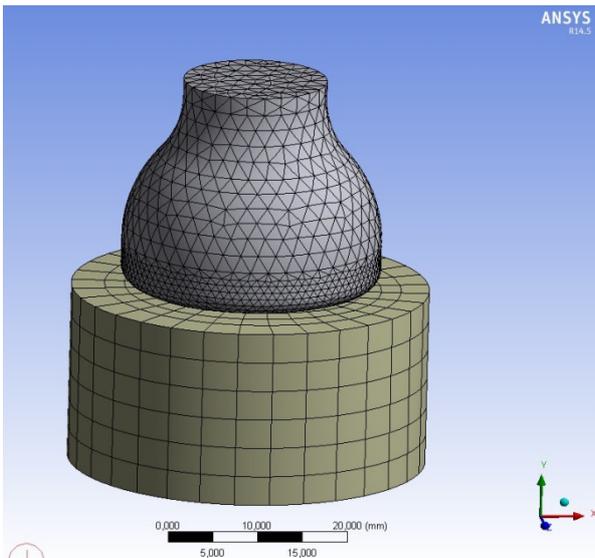


Abbildung 53: FE-Netz Drucktest

Die Elementgröße des FE-Netzes wird mit 4 mm angenommen. Desweiteren wird die Elementgröße für die Probe selbst auf 2 mm reduziert und im Kontaktradius zum Zielkörper durch Netzverfeinerung weiter auf 1mm verringert. Dadurch ergeben sich für die Baugruppe 15378 Elemente mit 29594 Knoten (Abb.53). Dadurch liegen 99,2 % aller Elemente im Bereich "exzellent" bis "gut" der Skewnessbewertung. Die Netzqualität wird somit als ausreichend angenommen (Abb.54).

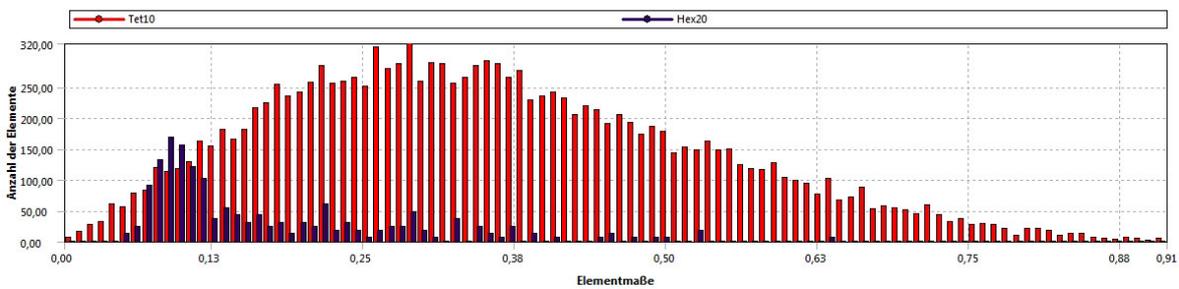


Abbildung 54: Netzqualität - Skewness

Randbedingungen

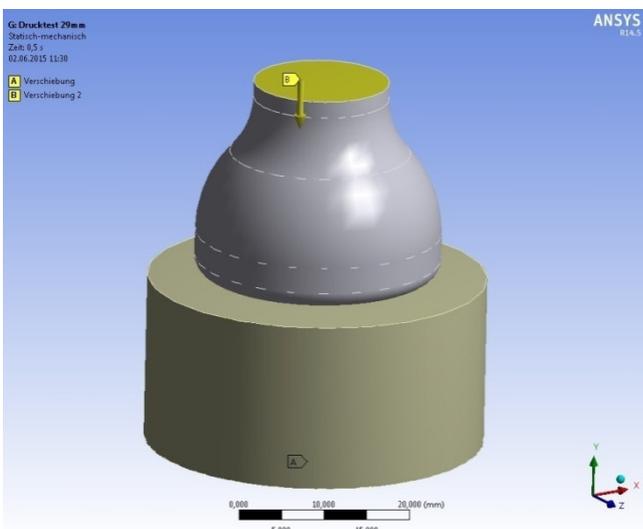


Abbildung 55: Randbedingungen - Drucktest

Die Untersuchung der Druckbelastung wurde mittels Verschiebung der Bauteile gegeneinander vorgenommen (Abb.55). Dazu wurde die Grundfläche A des Zielkörpers (blau) als Festlager gesetzt und in allen 3 Achsen gesperrt. Die Verschiebung entlang der Y-Achse des Kontaktkörpers (rot) ist tabellengesteuert in 2 Schritte

unterteilt (Abb.56). Da sich beide Bauteile 0,1 mm voneinander entfernt befinden, wird dieser Abstand im ersten Schritt innerhalb von 0,2 s auf 0mm verringert. Im folgenden zweiten Schritt werden die Bauteile in weiteren 0,3 s um nochmals 0,1 mm in einander geschoben.

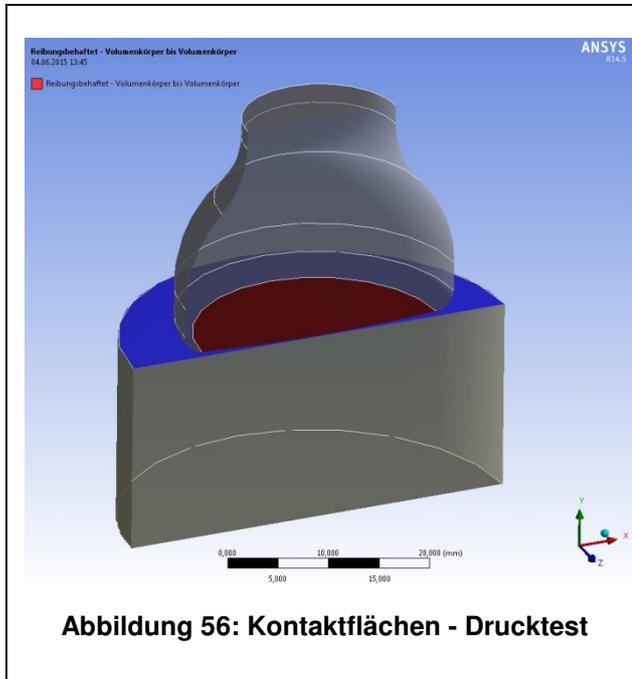


Abbildung 56: Kontaktflächen - Drucktest

Bereich	
Auswahlmethode	Geometrieauswahl
Kontakt	1 Fläche
Ziel	1 Fläche
Kontaktkörper	Volumenkörper
Zielkörper	Volumenkörper
Definition	
Typ	Reibungsbehaftet
<input type="checkbox"/> Reibungskoeffizient	0,15
Kontaktfindung	Automatisch
Verhalten	Symmetrisch
Kontaktfläche trimmen	Programmgesteuert
Trim Toleranz	0,17954 mm
Unterdrückt	Nein
Erweitert	
Algorithmus	Augmented-Lagrange-Verfahren
Detektionsmethode	Programmgesteuert
Durchdringungstoleranz	Programmgesteuert
Toleranz elastisches Gleiten	Programmgesteuert
Kontaktbehandlung	Auf Berührung anpassen
Kontaktsteifigkeit	Manuell
Kontaktsteifigkeitsfaktor	0,5
Kontaktsteifigkeit aktualisi...	Jede Iteration
Dämpfungsfaktor der Stabi...	0
Pinball-Bereich	Programmgesteuert
Zeitschrittsteuerungen	Keine

Abbildung 57: Kontaktbedingungen - Drucktest

Die durch diese Verschiebung auftretenden Kräfte werden in tabellarischer sowie grafischer Form aufgenommen (Abb.58; 59).

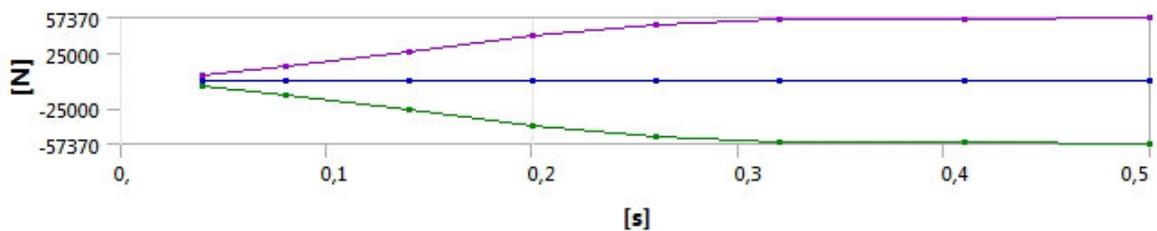


Abbildung 58: Kraftreaktion - Drucktest - grafisch

	Zeit [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (X) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (Y) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (Z) [N]	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftreaktion (Gesamt) [N]
1	4, e-002	0,	-4455,	0,	4455,
2	8, e-002	0,	-12429	0,	12429
3	0,14	0,	-26650	0,	26650
4	0,2	0,	-41705	0,	41705
5	0,26	0,	-51229	0,	51229
6	0,32	0,	-54935	0,	54935
7	0,41	0,	-56303	0,	56303
8	0,5	0,	-57370	0,	57370

Abbildung 59: Kraftreaktion - Drucktest - tabellarisch

Der Zeitpunkt der elastisch maximal ertragbaren Kraft ergibt sich aus:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{41705 \text{ N} - 26650 \text{ N}}{0,2 \text{ s} - 0,14 \text{ s}} = 250916,6 \text{ N/s} \quad (3.11)$$

$$250916,6 \text{ N/s} = \frac{41705 \text{ N} - 28148,7 \text{ N}}{0,2 \text{ s} - x_1} \quad (3.12)$$

$$\underline{x_1 = 0,146 \text{ s}}$$

Auswertung

Die zum Zeitpunkt 0,146 s auftretenden Spannungen liegen im Maximum bei 432,64 N/mm² und befinden sich im Zielkörper. Die Spannungsspitzen im Probenkörper selbst liegen bei ungefähr 235,84 N/mm² (Abb.60). Da diese Spannungswerte für eine wechselnd dynamische Beanspruchung zu hoch liegen, muss versucht werden durch eine Geometrieänderung eine Minimierung der Spannung zu erreichen. Zu diesem Zweck wird eine zweite Berechnung durchgeführt.

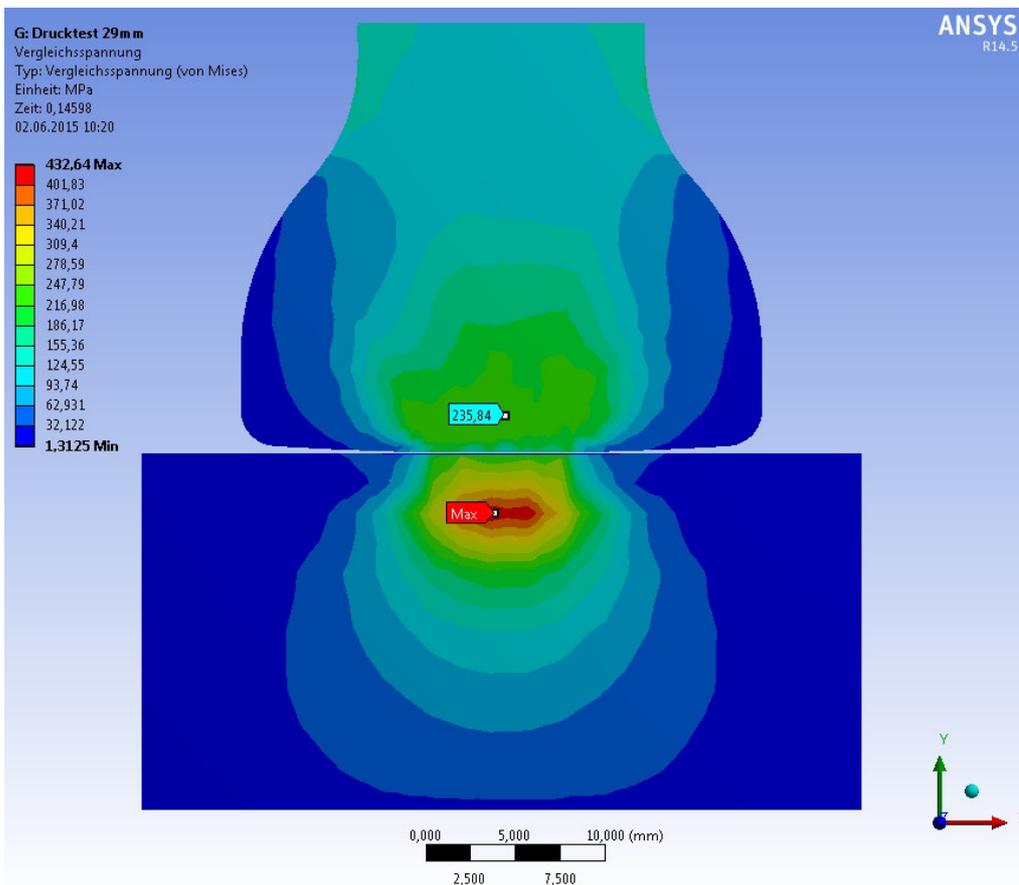


Abbildung 60: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,146 s - Drucktest

3.1.4.2 Zielkörper - konkav

Bei dieser folgenden Berechnung wird die Kontaktfläche des Zielkörpers konkav mit einem Radius von 600 mm gestaltet. Ebenso wird der Stirnradius der Probe entfernt und eine ebene Fläche erzeugt. Es werden also umgekehrte Bedingungen geschaffen, um einen größeren Auflageradius abbilden zu können. Dadurch wird der Fertigungsaufwand für die Proben verringert und im Idealfall kleinere Flächenpressungen erzeugt.

Netzkonfiguration

Die Netzaufteilung bleibt unverändert zum vorherigen Modell. Es ergeben sich jedoch durch eine geänderte Zielkörpergeometrie andere Mengen an Elementen (17078) und Knoten (27381). Die Netzqualität wird dadurch nur marginal verändert und wird wieder als ausreichend angenommen (Abb.61).

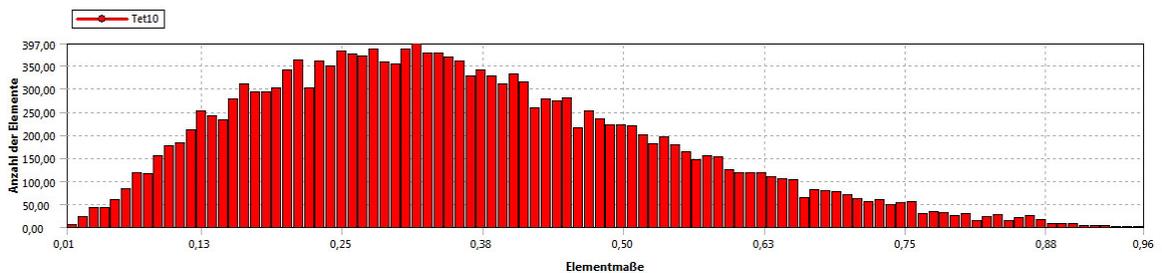


Abbildung 61: Netzqualität - Skewness

Randbedingungen

Die Lagerung der Bauteile ist identisch mit der vorherigen FE-Analyse, ebenso die Durchführung mit einer Tabellen-gesteuerten Verschiebung. Geändert wurden die Verschiebungen in -Y-Richtung. Im ersten Schritt beträgt die Translation 0,03 mm innerhalb von 0,2 s und im folgenden zweiten Schritt 0,04 mm in 0,3 s.

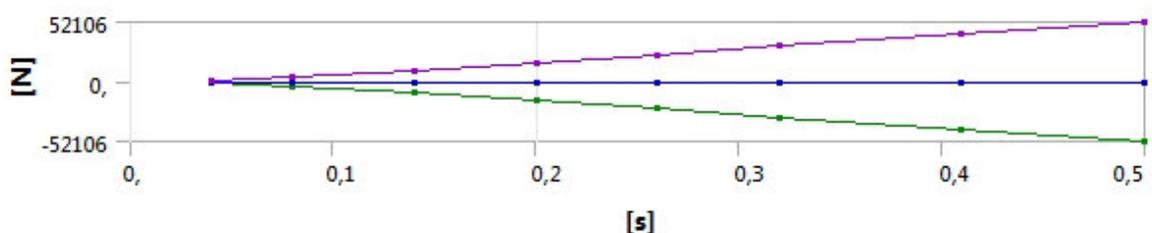


Abbildung 62: Kraftreaktion - Drucktest-konkav - grafisch

	Zeit [s]	✓ Kraftreaktion (X) [N]	✓ Kraftreaktion (Y) [N]	✓ Kraftreaktion (Z) [N]	✓ Kraftreaktion (Gesamt) [N]
1	4, e-002	0,	-1695,4	0,	1695,4
2	8, e-002	0,	-4446,5	0,	4446,5
3	0,14	0,	-10089	0,	10089
4	0,2	0,	-17048	0,	17048
5	0,26	0,	-23907	0,	23907
6	0,32	0,	-31105	0,	31105
7	0,41	0,	-42353	0,	42353
8	0,5	0,	-52106	0,	52106

Abbildung 63: Kraftreaktion - Drucktest-konkav - tabellarisch

Für den Zeitpunkt $F=28148,6$ N ergibt sich folgende Zeit:

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{31105 \text{ N} - 23907 \text{ N}}{0,32 \text{ s} - 0,26 \text{ s}} = 119966,6 \text{ N/s} \quad (3.13)$$

$$119966,6 \text{ N/s} = \frac{31105 \text{ N} - 28148,7 \text{ N}}{0,32 \text{ s} - x_1} \quad (3.14)$$

$$\underline{x_1 = 0,295 \text{ s}}$$

Auswertung

Bedingt durch die veränderten Radienflächen, ergeben sich umgekehrte Bedingungen bei der Kontaktdefinition. In diesem Fall wird die Probe als Zielkörper definiert und der Testkörper als Kontaktkörper (Abb.64). Die Einstellungen der Kontaktbedingungen entsprechen ansonsten weiterhin Abbildung 57.

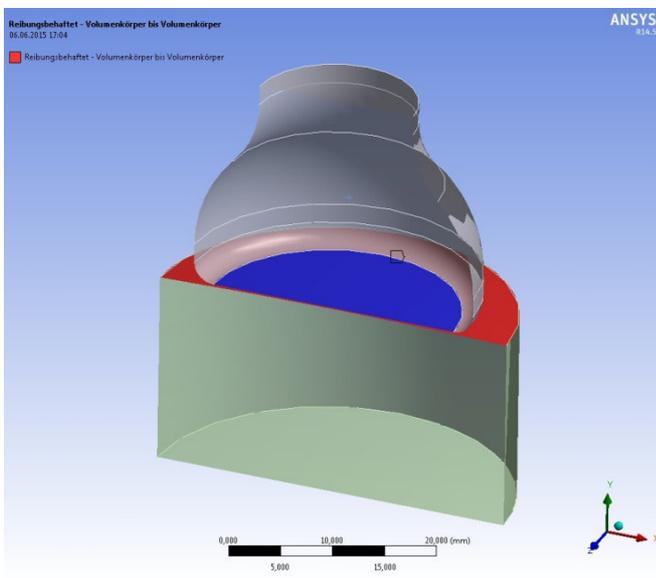


Abbildung 64:: Kontaktbedingungen, Probe - Target (blau), Testkörper – Contact (rot)

Wie man in nachfolgender Abbildung 65 erkennen kann, wird durch eine Anpassung der Geometrien keine Reduzierung der auftretenden Spannungen erreicht. Diese betragen $233,33 \text{ N/mm}^2$ als Maximalwert im Probenkörper und $318,85 \text{ N/mm}^2$ im Testkörper. Die Maximalspannung im Probenkörper würde bei einer dynamisch schwellenden Belastung zu keiner plastischen Verformung führen und wäre somit akzeptabel. Da die Probe jedoch größtenteils dynamisch wechselnd belastet werden wird, wäre mit einer minimalen plastischen Verformung zu rechnen.

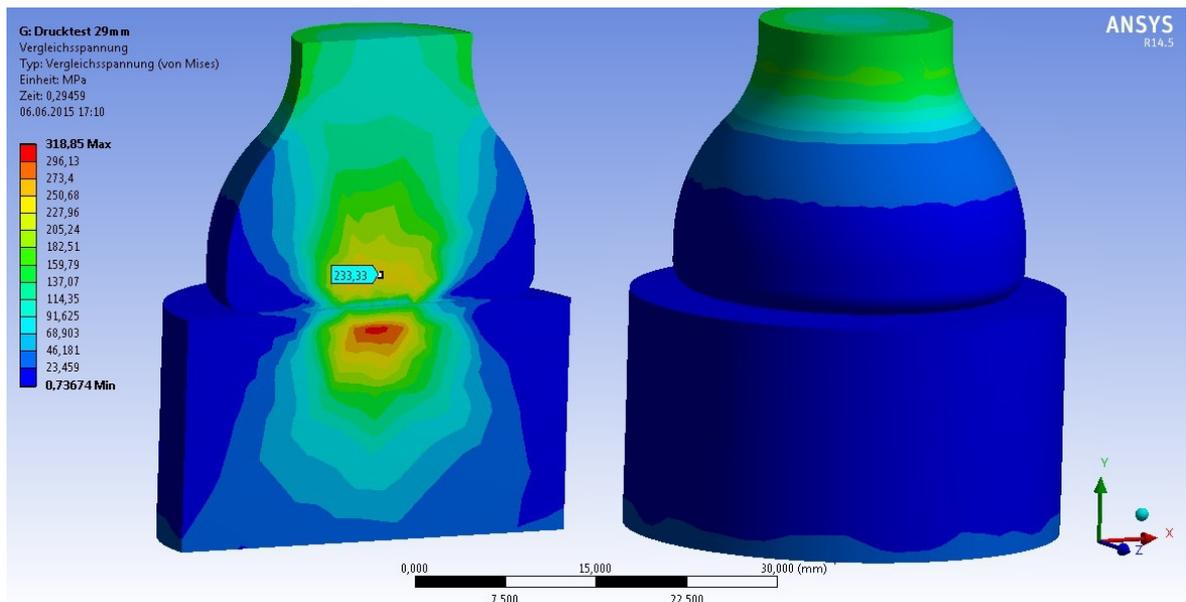


Abbildung 65: Spannung nach Mises zum Zeitpunkt 0,2946 s - Drucktest-konkav

Die Stirnflächengeometrie wird dennoch favorisiert, da unter dem Aspekt der Wirtschaftlichkeit und Fertigung, eine Spannungsminimierung nur möglich wäre, wenn ein erheblich größerer Probenaußendurchmesser verwendet wird. Unter dieser Bedingung könnte man die erforderlichen Radien und Flächen sinnvoll unterbringen um eine dynamisch wechselnde Maximalspannung für den Baustahl S235 JR von unter 140 N/mm² zu realisieren. Desweiteren treten beim Erreichen der Elastizitätsgrenze des Probenspannteils schon erste plastische Verformungen am Probenmittelteil auf.

Zu berücksichtigen wäre dieser Umstand bei der Einspannung des Probenkörpers, da eventuell minimale Setzungen auftreten können, welche man durch nachträglichen Anziehen der Einspannvorrichtung ausgleichen muss.

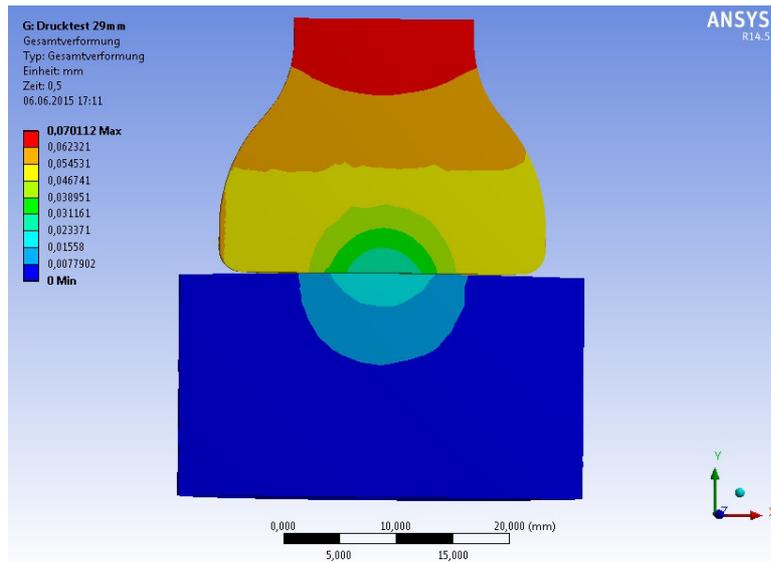


Abbildung 66: Verformung [mm] - Drucktest 2

3.1.5 Spannschalen

In den Abschnitten 3.1.1-3.1.3 wurde die Innenkontur der Spannschalen durch die Optimierung der Probengeometrie festgelegt. Daher muss die fehlende Außenkontur bestimmt werden. Zu diesem Zweck wird die benötigte Fläche berechnet, welche die Zugbelastung von den Spannschalen auf die anliegende Spannmutter zu übertragen hat. Die Kreisfläche wird mit der bekannten Formel (2.14) berechnet. Als Kraft F muss in diesem Fall die maximal mögliche Zugkraft des Resonanzpulsators eingesetzt werden. Ebenso wird mit einer 1,5 fachen Sicherheit gerechnet.

$$A = \frac{F}{\sigma_{zul}} \quad (2.14)$$

30CrNiMo8

$S_f=1$

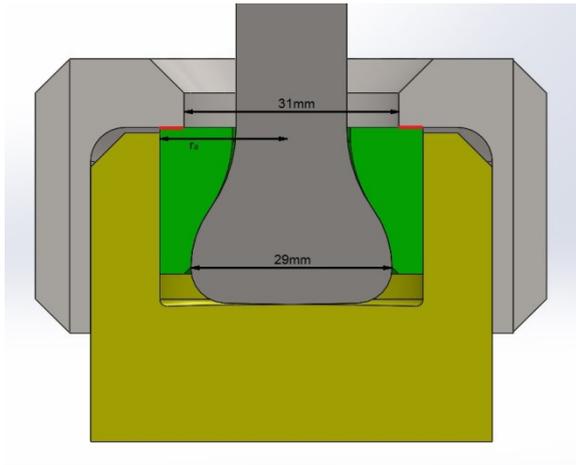
$S_f=1,5$

Wechselfestigkeit (σ_{zdWN}): 500 N/mm²

333,33 N/mm²

Schwellfestigkeit (σ_{zdSN}): 750 N/mm²

500 N/mm²



dynamisch schwellend:

$$A = \frac{150000 \text{ N}}{500 \text{ N/mm}^2} = 300 \text{ mm}^2 \quad (3.15)$$

dynamisch wechselnd:

$$A = \frac{75000 \text{ N}}{333,3 \text{ N/mm}^2} = 225 \text{ mm}^2 \quad (3.16)$$

Abbildung 67: Benötigte Kreisfläche der Spannschalen (rot markiert)

Wie in der Rechnung 3.15 zu sehen ist, benötigt man für eine dynamisch schwellende Belastung von 150 kN eine größere Auflagefläche als für eine dynamisch wechselnde Belastung. Diese erforderlichen 300mm² werden in die Gleichung 3.18 eingesetzt und nach r_a umgestellt. Dadurch erhält man den gesuchten Außendurchmesser der Spannschalen mit $r_a=18,32 \text{ mm}$ (3.19)

$$A = r_a^2 * \pi - r_i^2 * \pi \quad (3.17)$$

$$r_a = \sqrt{\frac{A + r_i^2 * \pi}{\pi}} \quad (3.18)$$

$$r_a = \sqrt{\frac{300 \text{ mm}^2 + 15,5 \text{ mm}^2 * \pi}{\pi}} \quad (3.19)$$

$$r_a = \underline{18,32 \text{ mm}}$$

Für die Spannschalen wird ein Außendurchmesser von 19 mm gewählt, sodass das für die Fertigung verwendete Stangenmaterial mit Ø20 mm bestmöglich ausgenutzt werden kann.

3.1.6 Spannmutter

Die komplette Zugkraft von 150 kN wird durch das Gewinde einer sogenannten Spannmutter gehalten. Diese befindet sich außen am Spannfutter und drückt die Spannschalen (grün) gegen die Probe (Abb.67). Sie wird, wie auch die Spannschalen, aus 30CrNiMo8 gefertigt. Aus Kostengründen werden möglichst viele Teile des aktuellen Spannfutters übernommen oder bei Bedarf angepasst. So soll auch die Zahnradhülse als

Spannmutter im vorliegenden Konzept Verwendung finden (A-IV). Die Innengewindeabmaße der Zahnradhülse können deshalb übernommen werden. Jedoch muss die Innenkontur auf die neue Spannmethodik angepasst werden. Zur Überprüfung der Festigkeit wird wieder eine FEM-Analyse durchgeführt.

Netzkonfiguration

Die Elementgröße für das FE-Netz wurde mit 2 mm definiert. Daraus ergeben sich 17185 Elemente mit 76704 Knoten für das Viertelmodell der Spannmutter (Abb.68).

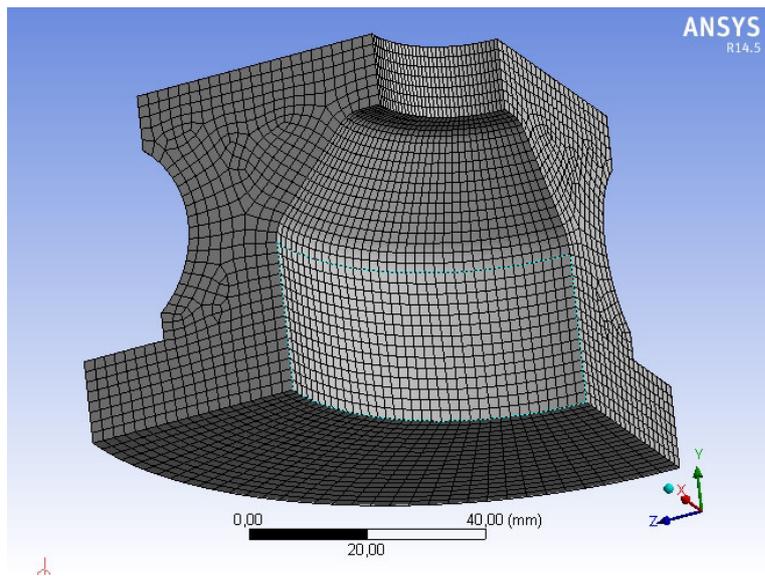


Abbildung 68: FE-Netz Spannmutter, 3 mm Elementgröße

Aus dieser Anzahl an Elementen und Knoten ergeben sich bei vorliegender Netzeinstellung folgende Skewness-Verteilung (Abb.69) Dabei liegen 92,5% der Elemente im Bereich "exzellent".

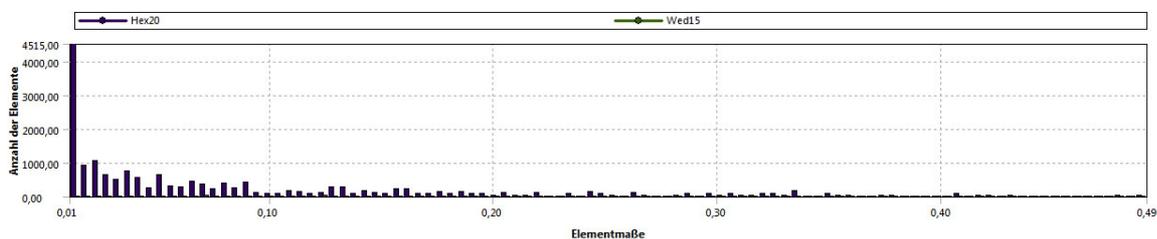


Abbildung 69: Netzqualität - Skewnesswerte für Viertelmodell der Spannmutter

Randbedingungen

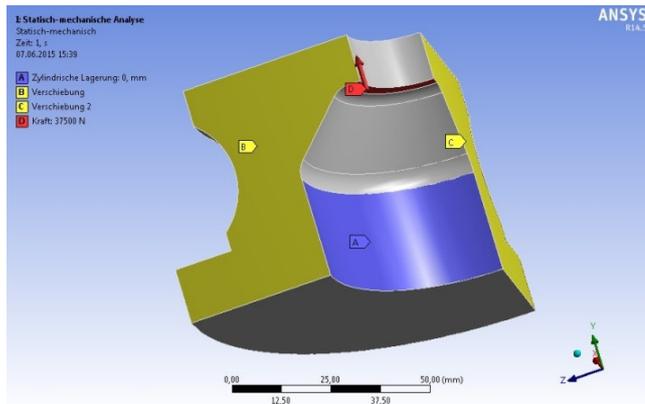


Abbildung 70: Randbedingungen Viertelmodell

Aufgrund der Tatsache, dass ein Viertelmodell zur Berechnung herangezogen wird, müssen die Randbedingungen dahingehend geändert werden. Zum einen müssen zusätzliche Lagerungen angebracht werden, welche die fehlende Bauteilgeometrie ersetzen. Zum anderen muss die ansetzende Kraft von 150 kN ebenfalls um den Faktor 4

verringert werden. Demnach wird eine Belastung von 37500 kN in Richtung $y+$ an der Fläche D angesetzt. Die Fläche A wurde mit einer zylindrischen Lagerung, als Ersatz für das spätere Gewinde versehen. Weiterhin befinden sich zwei Verschiebungen (B, C) am Modell, welche die fehlenden Verbindungen zum Restkörper ersetzen. Dazu wurden die Flächen B und C je in einer Achse gesperrt und nur eine Bewegung der verbleibenden beiden Achsen zugelassen (Abb.70).

Auswertung

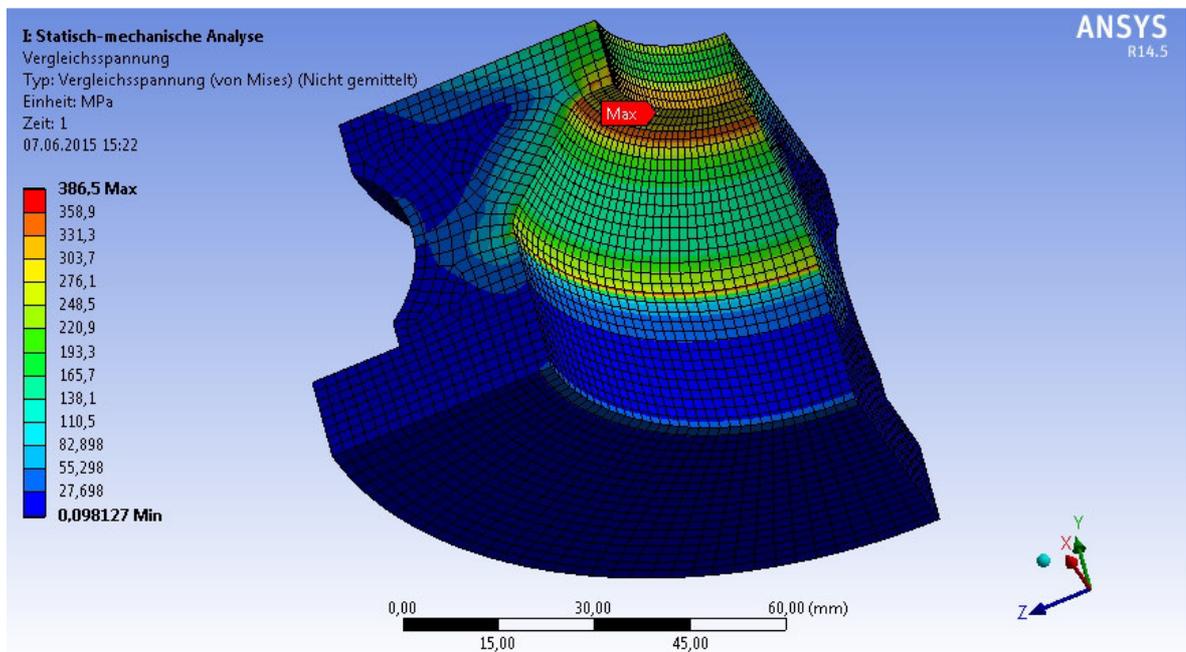


Abbildung 71: Spannung nach Mises, Belastung 150 kN, Viertelmodell Spannmutter

Wie in Abbildung 71 zu sehen ist, beträgt bei einer schwellenden Belastung von 150 kN die maximale Spannung 386,5 N/mm². Wie erwartet, befindet sich diese in den

Radienübergängen der Innenkontur. Da die Spannmutter nur bei Zug belastet wird, wurde nur der Zustand der dynamisch schwellenden Belastung betrachtet und demnach mit 150 kN belastet. Der Werkstoff 30CrNiMo8 erträgt eine dynamische Schwellspannung von 750 N/mm². Somit lässt sich sagen, dass dieses Bauteil in der untersuchten Version den Belastungen mit ausreichenden Sicherheitsreserven gewachsen ist und verwendet werden kann. Zu den auftretenden Verformungen an der Spannmutter lässt sich sagen, dass diese mit einem Maximalwert von ungefähr 0,059 mm sehr gering ausfallen und folglich keine entscheidende Rolle spielen (Abb.72).

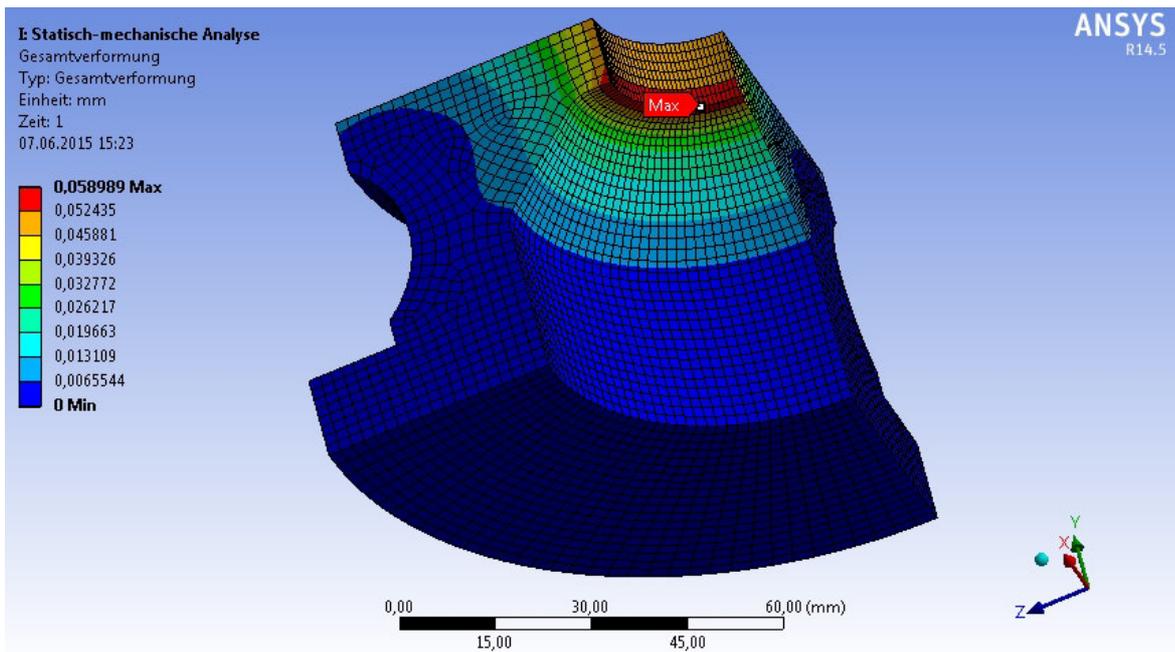


Abbildung 72: Gesamtverformung der Spannmutter bei 150 kN

4 Fertigung

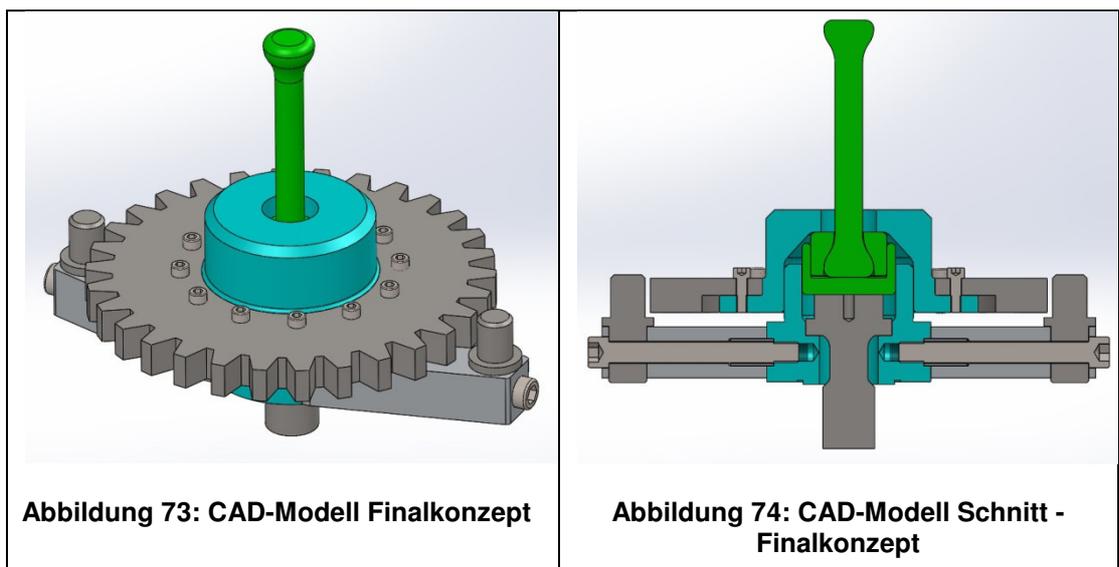
4.1 Anpassung vorhandener Bauteile

Aus kosteneffizienter Sicht sollen möglichst viele vorhandene Bauteile der aktuellen Einspannvorrichtung weiter verwendet werden. Dazu werden die Ergebnisse aus Kapitel 3 herangezogen und die Bauteilgeometrien dementsprechend angepasst. Zur Änderung der aktuellen Einspannvorrichtung in die neue Konzeptvariante, ist eine Modifizierung folgender Bauteile notwendig (blau hervorgehoben) (Abb.73;74):

- Spannmutter
- Spannkopf

Ebenso müssen neue Teile gefertigt werden, die da wären (grün hervorgehoben) (Abb.73;74):

- Probe
- Spannschalen
- Spannaufnahme



Die Zeichnungsätze der neu erstellten Bauteilen befinden sich im Anhang unter A-IV bis A-VIII.

4.2 Bearbeitung und Kosten

4.2.1 Probe

Um die beiden Probengeometrien besser vergleichen zu können, wird eine kurze Bearbeitungszeitaufstellung angefertigt. Betrachtet wird dabei nur die Hauptnutzungszeit t_h für den Vorgang des Längs-Runddrehen beider Probenkonturen.

Ausgangsmaße des Stangenmaterials $\varnothing 30 \text{ mm} \times 151 \text{ mm}$ (A-VIII)[11]

Schnittdaten für die Paarung beschichtetes Hartmetallwerkzeug und Stahl, höherer Festigkeit $R_m \leq 800 \text{ N/mm}^2$ [Tabellenbuch Metall]:

Tabelle 4: Schnittdaten S235 JR

	Schruppen	Schlichten
Schnittgeschwindigkeit v_c [m/min]	200	350
Vorschub f [mm]	0,5	0,1
Schnitttiefe a_p [mm]	5	0,3

Hauptnutzungszeit t_h Längs-Runddrehen:

$$t_h = \frac{\pi * d_e * L * i}{v_c * f} \quad (4.1)$$

$$i = \frac{d - d_1}{2 * a_p} \quad (4.2)$$

$$d_e = d - a_p * (i + 1) \quad (4.3)$$

$$L = l + l_a \quad (4.4)$$

Neue Probengeometrie

Schruppen:

$$i = \frac{30 \text{ mm} - 16,6 \text{ mm}}{2 * 5 \text{ mm}} = \underline{1,34} \quad (4.5)$$

$$de = 30 \text{ mm} - 5 \text{ mm} * (1,34+1) \quad (4.6)$$

$$de = \underline{18,3 \text{ mm}}$$

$$t_{\text{hschrupp}} = \frac{\pi * 18,3 \text{ mm} * 152 \text{ mm} * 1,34}{200000 \text{ mm/min} * 0,5 \text{ mm}} \quad (4.7)$$

$$t_{\text{hschrupp}} = \underline{0,117 \text{ min}}$$

Schlichten:

$$i = \frac{16,6 \text{ mm} - 16 \text{ mm}}{2 * 0,3 \text{ mm}} = \underline{1} \quad (4.8)$$

$$de = 16,6 \text{ mm} - 0,3 \text{ mm} * (1+1) \quad (4.9)$$

$$de = \underline{16 \text{ mm}}$$

$$t_{\text{hschlicht}} = \frac{\pi * 16 \text{ mm} * 152 \text{ mm} * 1}{350000 \text{ mm/min} * 0,1 \text{ mm}} \quad (4.10)$$

$$t_{\text{hschlicht}} = \underline{0,218 \text{ min}}$$

Die Hauptnutzungszeit t_h für die Bearbeitung einer neuen Probe beträgt :

$$t_{\text{hschrupp}} + t_{\text{hschlicht}} = t_{\text{hgesamt}} = 0,335 \text{ min}$$

Die Zeitangabe ist jedoch ein theoretischer Wert, welcher durch die tatsächlich benutzten Schnittdaten beeinflusst wird. Auch die Art der Konturbearbeitung hat darauf Einfluss, da t_h für den Fall gilt, dass die Werkstückgeometrie achsparallel abgefahren wird und nicht konturparallel. Für Vergleichszwecke und zur Ermittlung überschlägiger Kosten wird jedoch mit t_h gerechnet.

Alte Probengeometrie

Ausgangsmaße des Stangenmaterials $\varnothing 25 \text{ mm} \times 186 \text{ mm}$ (A-IX)

Schruppen:

$$i = \frac{25 \text{ mm} - 16,6 \text{ mm}}{2 * 5 \text{ mm}} = \underline{0,84} \quad (4.1)$$

$$de = 25 \text{ mm} - 5 \text{ mm} * (0,84+1) \quad (4.12)$$

$$de = \underline{15,8 \text{ mm}}$$

$$t_{\text{hschrupp}} = \frac{\pi * 15,8 \text{ mm} * 186 \text{ mm} * 0,84}{200000 \text{ mm/min} * 0,5 \text{ mm}} \quad (4.13)$$

$$t_{\text{hschrupp}} = \underline{0,077 \text{ min}}$$

Schlichten:

$$i = \frac{16,6 \text{ mm} - 16 \text{ mm}}{2 * 0,3 \text{ mm}} = \underline{1} \quad (4.14)$$

$$de = 16,6 \text{ mm} - 0,3 \text{ mm} * (1+1) \quad (4.15)$$

$$de = \underline{16 \text{ mm}}$$

$$t_{\text{hschlicht}} = \frac{\pi * 16 \text{ mm} * 186 \text{ mm} * 1}{350000 \text{ mm/min} * 0,1 \text{ mm}} \quad (4.16)$$

$$t_{\text{hschlicht}} = \underline{0,267 \text{ min}}$$

$$t_{\text{hschrupp}} + t_{\text{hschlicht}} = t_{\text{hkontur}} = 0,344 \text{ min}$$

Bei der Fertigung der alten Probe kommt zur Fertigung der Kontur noch Bearbeitungszeit für die Gewindeansätze hinzu, welche sich zur Hauptnutzungszeit addiert.

Geht man davon aus, dass die Gewinde in einem Schritt gefertigt werden ergibt sich folgende Zeit:

$$t_{\text{gewinde}} = \frac{\pi * 22 \text{ mm} * 60 \text{ mm} * 1}{200000 \text{ mm/min} * 0,1 \text{ mm}} \quad (4.17)$$

$$t_{\text{gewinde}} = \underline{0,207 \text{ min}}$$

Somit ergibt sich als theoretische Gesamtzeit für eine alte Probe :

$$t_{\text{gewinde}} + t_{\text{kontur}} = t_{\text{gesamt}} = 0,551 \text{ min}$$

Der genau Fertigungsablauf wird bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt, da dieser in hohem Maße von den Fähigkeiten des Arbeiters und von den technischen Möglichkeiten der Maschine abhängt.

Da keine genauen Maschinenstundensätze zur Berechnung zur Verfügung stehen, wird mit einer prozentualen Angabe gerechnet. Demnach würde die Fertigung einer neuen Probe mit Anlageschulter eine Zeitersparnis von ungefähr 39,2% bewirken. Dieser Ersparnis stehen höhere Materialkosten entgegen. Die Materialkosten für eine, aus dem Baustahl S235 JR, gefertigte Probe neuerer Art liegen 16,7% über den Materialkosten der aktuellen Probe.

Alte Probe Stangenmaterial Ø25 mm x 186 mm

Neue Probe Stangenmaterial Ø30 mm x 151 mm

Tabelle 5: Materialkosten - Rundmaterial S235JR

Ø [mm]	Kg/ m	Kg/ Stck	€ /kg [11]	€ /Stck
25	3,93	0,731	4,50	3,29
30	5,65	0,853	4,50	3,84

Bei der Fertigung der neuen Proben ist zu beachten, dass keine Zentrierbohrung angebracht werden darf. Daher muss die Herstellung "fliegend"-gespannt erfolgen (A-X). Es ist zu beachten die Zustellkraft gering zu halten, um ein Verbiegen der Probe zu

vermeiden. Eine hundertprozentige Rundlaufgenauigkeit beider Probenenden wird nicht möglich sein, jedoch ist die Einspannvorrichtung in der Lage geringe Toleranzen auszugleichen.

4.2.2 Spannschale

Die Herstellung der beiden Spannschalen ist aus fertigungstechnischer Sicht am anspruchsvollsten. Zuerst muss der Grundkörper, beider Halbschalen, einzeln mit fertiger Außenkontur hergestellt werden. Nach diesem Schritt können diese Bauteile zusammen in einer Spannzange gespannt werden, um ihre Innenkontur fertig zu stellen. Das bedeutet der erste Fertigungsschritt muss doppelt ausgeführt werden. Ebenso muss die zweifache Menge an Rundmaterial bestellt werden (A-VII; A-XI).

Tabelle 6: Materialkosten - Spannschale

Stck.	Güte	Maße [mm]	€/m [15]	€/Stck.
1	30CrNiMo8	Ø60 x 80	228,15	18,25

4.2.3 Spannaufnahme

Die Spannaufnahme wird ebenfalls aus dem Vergütungsstahl 30CrNiMo8 hergestellt (A-VIII). Dazu wird Rundmaterial Ø60 mm x (30 mm + 15 mm Spannansatz) benötigt. Gefertigt wird das Bauteil auf einer Drehmaschine. Diese sollte NC- oder CNC-gesteuert sein, um die Innenkontur R600 herstellen zu können (A-VIII; A-XII).

Tabelle 7: Materialkosten - Spannaufnahme

Stck.	Güte	Maße [mm]	€/m [15]	€/Stck.
1	30CrNiMo8	Ø60 x 45	228,15	10,26

4.2.4 Spannmutter

Die Spannmutter muss aufgrund der hohen auftretenden Flächenpressung aus dem Vergütungsstahl 30CrNiMo8 gefertigt werden. Das benötigte Rundmaterial muss mit Spannansatz und Bearbeitungszugabe folgende Abmaße besitzen: Ø160 mm x 90 mm

(A-IV). Die Herstellung der Spannmutter könnte zur Kostenminimierung auf einer konventionellen Drehmaschine erfolgen (A-IV; A-XIII).

Tabelle 8: Materialkosten - Spannmutter

Stck.	Güte	Maße [mm]	kg	€/kg [15]	€/Stck.
1	30CrNiMo8	Ø160 x 90	14,11	~10,36	146,18

4.2.5 Spannkopf

Der Spannkopf wird als modifiziertes Bauteil neu gefertigt. Daher kann der gleiche Werkstoff, wie der des vorhandenen Spannkopfes verwendet werden. Da der Werkstoff jedoch nicht bekannt ist, wird für eine überschlägige Materialkostenaufstellung der Baustahl S355 JR benutzt.

Tabelle 9: Materialkosten - Spannkopf

Stck.	Güte	Maße [mm]	€/m [15]	€/Stck.
1	S355 JR	Ø100 x 100	581,04	58,1

Die Fertigung des Spannkopfes kann konventionell mit Hilfe einer Drehmaschine, Fräse und Teilapparat durchgeführt werden. Alternativ kann auch eine CNC-Drehmaschine mit Frässupport benutzt werden (A-VI; A-XIV).

5 Zusammenfassung

Ziel der Diplomarbeit war die Konzeption einer neuen Einspannvorrichtung für den Resonanzpulsator POWER SWING *NewLine* MOT 150 kN. Als Ergebnis wurde eine Spannmethode mit Hilfe einer ausgestalteten Anlageschulter am Probenkörper geschaffen. Die bisher verwendete Spannmethode mittels Gewindeansatz entfällt somit. Die neue Spannmethodik ist in der Lage einen axialen Winkelausgleich zwischen der Ober- und Unterhälfte der Einspannvorrichtung von $1,33^\circ$ zu realisieren. Durch passend gewählte Toleranzen ist ebenso eine radiale Bewegung der Probe möglich. Dadurch kann ein axialer Versatz der beiden Einspannungshälften von 0,325 mm bis 0,689 mm gewährleistet werden. Ebenso wurde bei der Kontruktion Wert darauf gelegt, diese kosteneffizient zu gestalten. So konnten viele Bauteile in die neue Konzeption übernommen werden. Die Materialkosten für die Herstellung der neuen Einspannvorrichtung belaufen sich auf ungefähr 232,79 €

Spannmutter	146,18 €
Spannkopf	58,1 €
Spannaufnahme	10,36 €
<u>2 x Spannschale</u>	<u>18,25 €</u>
	<u>232,79 €</u>

Diese Kosten sind reine Materialkosten und beinhalten keine Kosten für Maschinen, Werkzeug und Arbeitszeit.

Tabelle 10: Vergleich - Alte Probe mit Neuer Probe

	Alte Probe	Neue Probe
Materialkosten	3,29 €	3,84 € (+16,7%)
Bearbeitungszeit	0,551 min	0,335 min (-39,2%)

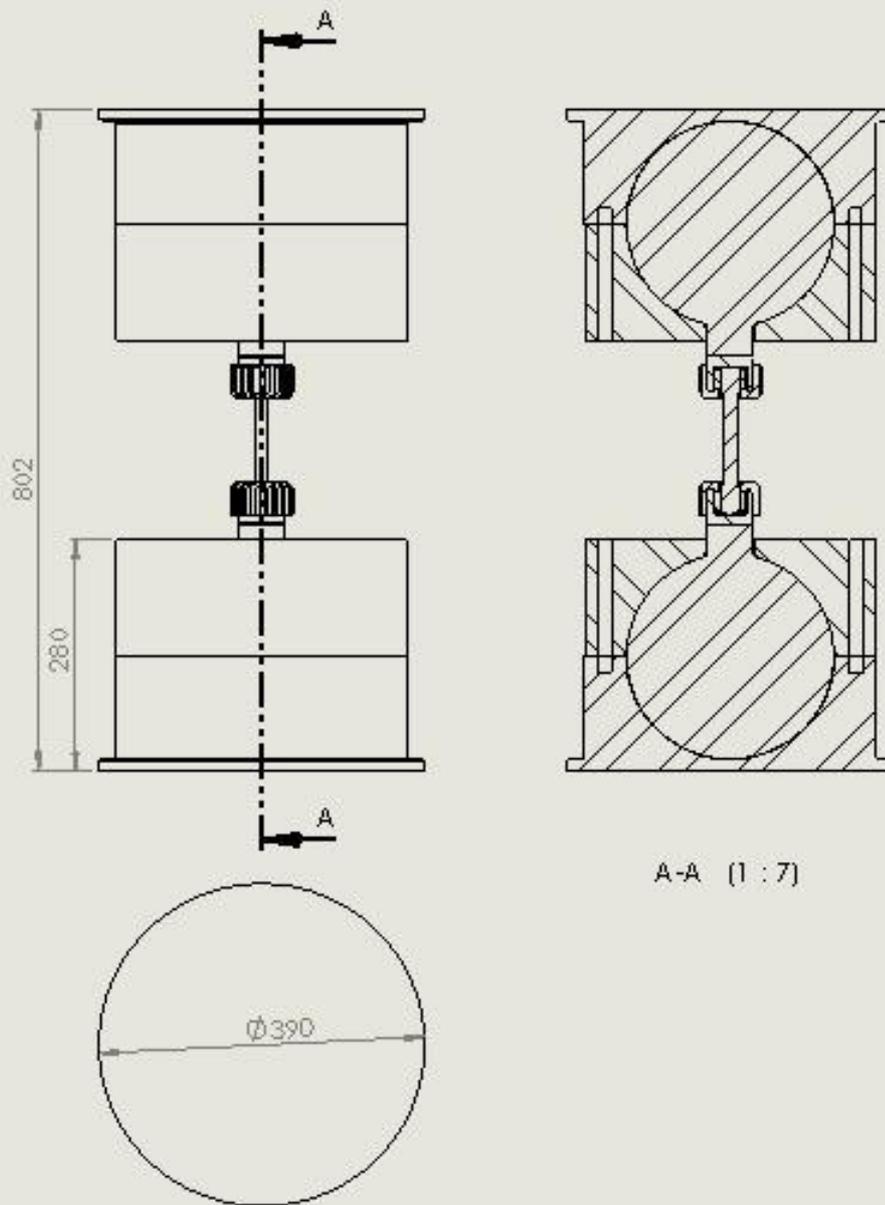
Literatur

- [1] SincoTec GmbH
Bedienungs- und Wartungsanleitung
- [2] SincoTec GmbH
Hochfrequenzpulsler POWER SWING NewLine MOT
- [2] Jansen, Frieder, Bachelor of Engineering, 2014
Mittweida, Hochschule Mittweida,(FH), Maschinenbau,
Praxisbericht
- [4] www.poel-tec.com
Stand 11.6.2015
- [5] Bryan J. Mac Donald
Practical Stress Analysis with Finite Elements
Glasnevin Publishing, 2007
- [6] Wittel, Muhs, Jannasch, Voßiek
Roloff /Matek Maschinenelemente, Tabellenbuch
Vieweg Teubner, 19.Auflage, 2008
- [7] Wittel, Muhs, Jannasch, Voßiek
Roloff /Matek Maschinenelemente, Formelsammlung
Vieweg Teubner, 9.Auflage, 2008

- [8] Fischer, Heinzler, Näher
Tabellenbuch Metall
Verlag Europa Lehrmittel, 44. Auflage, 2008
- [9] www.valentazt.de, Stand 11.6.2015
- [10] Prof. Dr.-Ing Mahn, Unterlagen zur Lehrveranstaltung FEM,
2013, Mittweida, Hochschule Mittweida,(FH), Maschinenbau
- [11] www.stahlshop.de, Stand 11.6.2015
- [12] Technische Zeichnung Sinco Tec
Basis EV 50 - 150kN, Zei.Nr.: 850901550200-A
- [13] www.inggo.com, Stand 11.6.2015
- [14] www.schweizer-fn.de, Stand 11.6.2015
- [15] www.metall-express.de
Dr. Wilhelm Mertens GmbH, Stand 11.6.2015

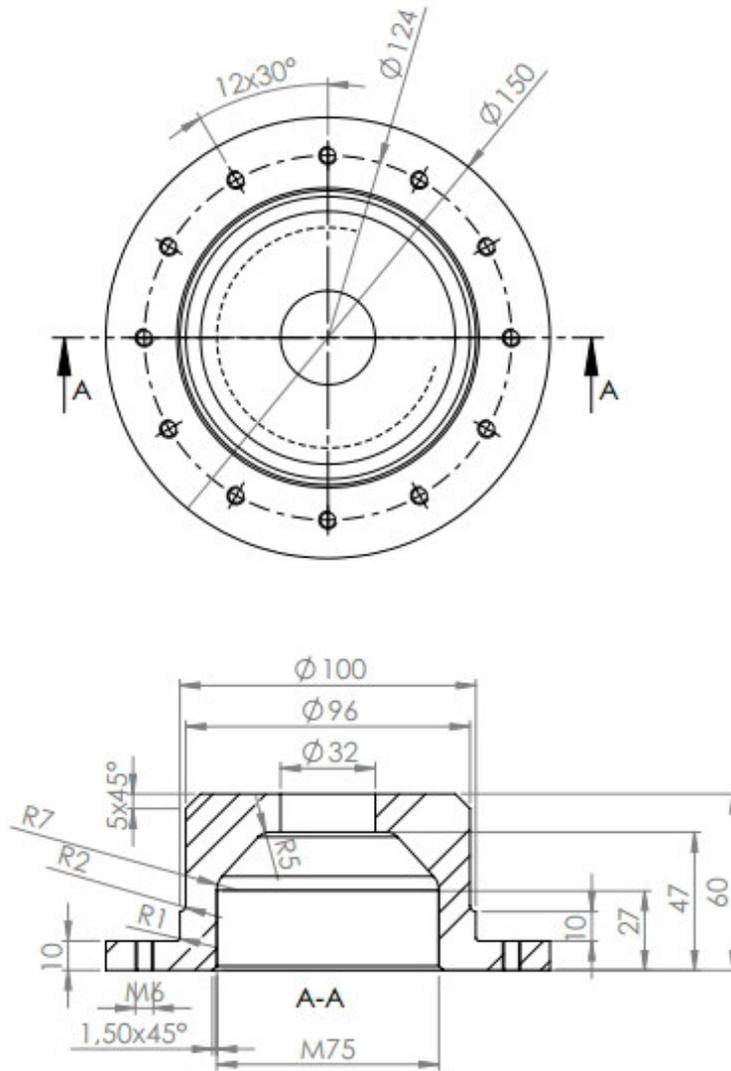
Anlagen

Zeichnung Kugelgelenk VA.....	A-I
Zeichnung Kreuzgelenk VA	A-II
Zeichnung Anlageschulter VA	A-III
Zeichnung Spannmutter.....	A-IV
Zeichnung Probe mit Anlageschulter.....	A-V
Zeichnung Spannkopf A4.....	A-VI
Zeichnung Spannschale.....	A-VII
Zeichnung Spannaufnahme.....	A-VIII
Zeichnung Porbeträger DMS.....	A-IX
Fertigungsplan Probe.....	A-X
Fertigungsplan Spannschale.....	A-XI
Fertigungsplan Spannaufnahme.....	A-XII
Fertigungsplan Spannmutter.....	A-XIII
Fertigungsplan Spannkopf.....	A-XIV



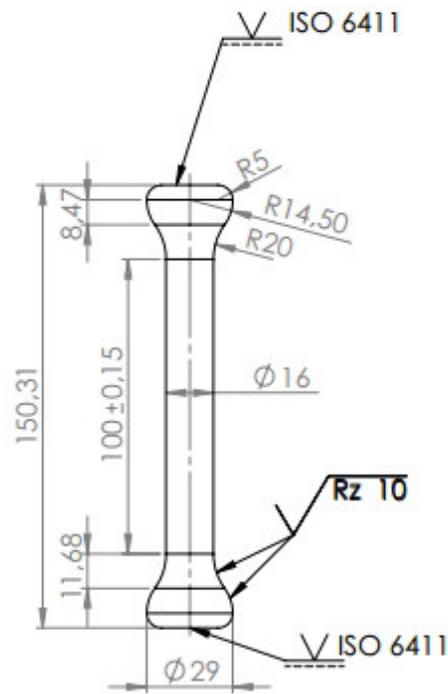
A-A (1 : 7)

1. NAME, ADDRESS AND PHONE NO. OF THE MANUFACTURER 2. NAME AND ADDRESS OF THE BUYER 3. NAME AND ADDRESS OF THE SUPPLIER 4. DATE		5. SERIAL NO. 6. DRAWING NO.		7. NAME AND ADDRESS OF THE USER 8. ADDRESS	
9. NAME 10. ADDRESS 11. PHONE NO.	12. NAME 13. ADDRESS 14. PHONE NO.	15. NAME 16. ADDRESS 17. PHONE NO.	18. NAME 19. ADDRESS 20. PHONE NO.	21. NAME 22. ADDRESS 23. PHONE NO.	
				Kugel VA	
				A4	



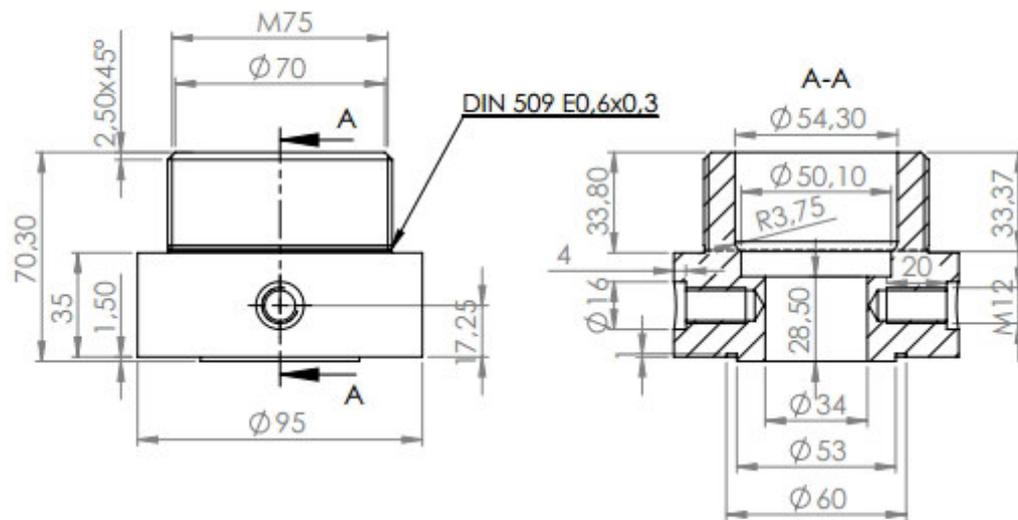
$\sqrt{Rz\ 10}$

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: DIMENSIONEN SIND IN MILLIMETERN OBERFLÄCHENSCHRAFFENHEIT: TOLERANZEN: DIN ISO 2768			OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
ZEICHNER: NAME: Jansen SIGNATUR: DATUM: 11.1.2015			WERKSTOFF: 30CrNiMo8		GEWICHT: 2,71 kg		BENENNUNG: <h1 style="text-align: center;">Spannmutter</h1>			
GEPÜFT: GENEHMIGT: PRODUKTION: QUALITÄT:			MASSSTAB: 1:2		ZEICHNUNGSNR.:		BLATT 1 VON 1		A4	



$\sqrt{Rz 16}$

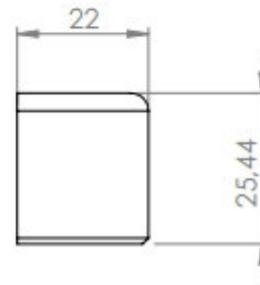
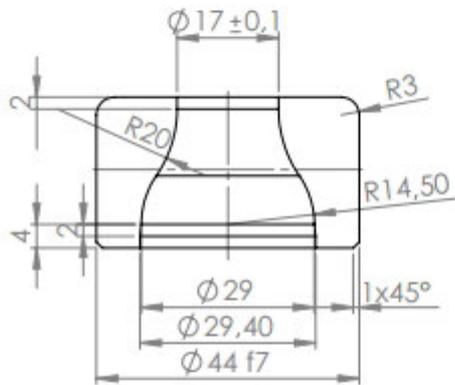
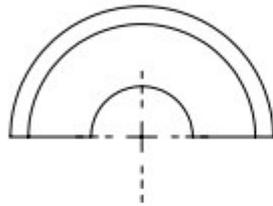
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: ABMESSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENESCHARFENHEIT: TOLERANZEN: DIN ISO 2768 F		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
NAME		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:			
GEZEICHNET		Jansen		11.1.2015		Probe mit Anlageschulter			
GEPRÜFT									
GENEHMIGT						ZEICHNUNGSNR.			
PRODUKTION						A4			
QUALITÄT				WERKSTOFF:		MASSSTAB: 1:2			
				GEWICH:		BLATT 1 VON 1			



√ Rz 10

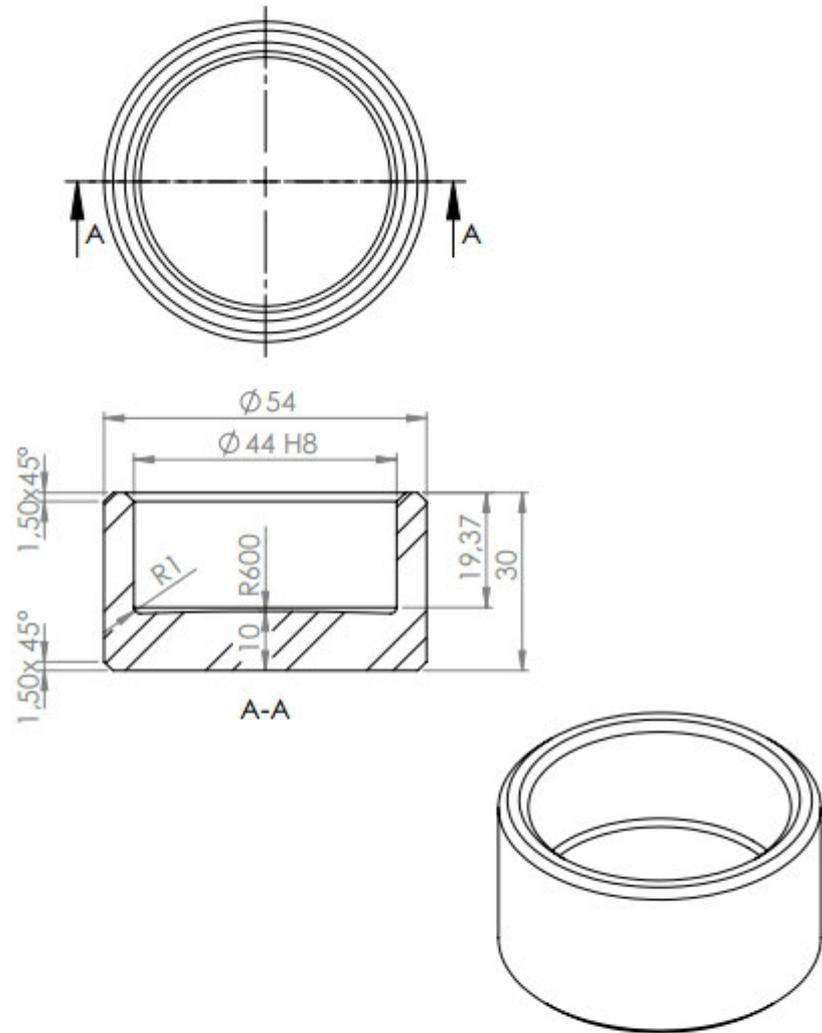


WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: DIMENSIONEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: DIN ISO 2768 m			OBERFLÄCHENGÜTE:			ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN			ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN			ÄNDERUNG		
NAME Jansen			SIGNATUR			DATUM 11.1.2015			BENENNUNG: <h1 style="text-align: center;">Spannkopf A4</h1>					
GEZEICHNET			GEFÜHRT			GENEHMIGT			PRODUKTION			QUALITÄT		
WERKSTOFF:						ZEICHNUNGSNR.						A4		
GEWICH:						MASSSTAB: 1:2						BLATT 1 VON 1		



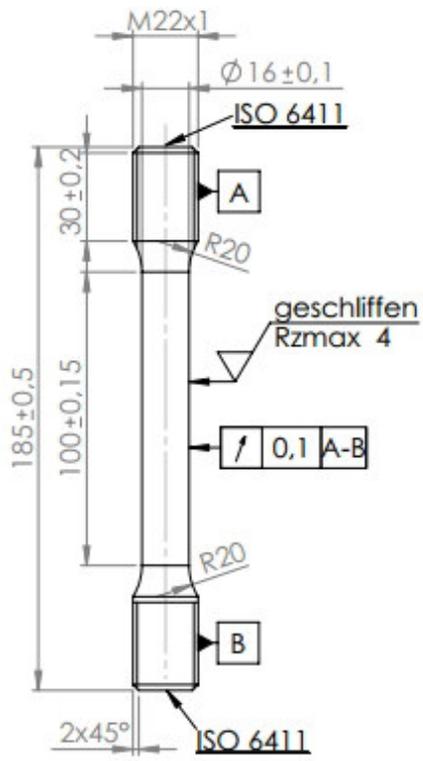
✓ Rz 10

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: DIMENSIONEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: DIN ISO 2768 f		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
NAME Jansen	SIGNATUR	DATUM 11.4.2015				BENENNUNG: <h1 style="text-align: center;">Spannschale</h1>			
GEZEICHNET						ZEICHNUNGSNR.			
GEPÜFT						A4			
GENEHMIGT						MASSSTAB: 1:1			
PRODUKTION					WERKSTOFF: 30CrNiMo8	BLATT 1 VON 1			
QUALITÄT					GEWICHT: 0,105 kg				



√ Rz 10

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: ABMESSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZIEN: DIN 2768 m			OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG		
NAME GEZEICHNET: Jansen			SIGNATUR		DATUM 11.6.2015		BENENNUNG: <h1 style="text-align: center;">Spannaufnahme</h1>				
GEPÜFT GENEHMIGT PRODUKTION			WERKSTOFF: 30CrNiMo8		ZEICHNUNGSNR.					A4	
QUALITÄT			GEWICHT: 0,292 kg		MASSSTAB: 1:1				BLATT 1 VON 1		



WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: ABMESSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
NAME Jansen		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG: <h2 style="text-align: center;">Probenträger DMS</h2>			
GEZEICHNET		GEPÜFT		GENEHMIGT		PRODUKTION		QUALITÄT	
				WERKSTOFF: <h3 style="text-align: center;">S 235 JR</h3>		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				GEWICHTE:		MASSSTAB: 1:2		BLATT 1 VON 1	

Tabelle 11: Fertigungsplan - Probe

Nr.	Arbeitsschritt	Werkzeug, Hilfsmittel, Maschine	Hinweise, Schnittdaten
1	Rohmaterial prüfen und entgraten	Stahlmaß, Feile	
2	Rundmaterial einseitig spannen, Ausspannlänge 152mm	Drehmaschine	
3	Plandrehen und Außenkontur schrappen und schlichten Schlichtaufmaß 0,3 mm	Rechts-abgesetzter Drehmeißel, Rechts-gebogener Drehmeißel mit WSP Eckenradius 0,8	$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$
4	Bauteil plan auf Länge 150,31 mm abstechen	Stechdrehmeißel	$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$

Tabelle 12: Fertigungsplan - Spannschale

Nr.	Arbeitsschritt	Werkzeug, Hilfsmittel, Maschine	Hinweise, Schnittdaten
1	Rohmaterial prüfen und entgraten	Stahlmaß, Feile	
2	Rundmaterial einseitig auf $\varnothing 60$ spannen, Einspannlänge ca. 12mm	Fräse	
3	Planfräsen und $\varnothing 44$ f7 auf Länge 27mm fräsen	Walzenstirnfräser, Schafffräser	$v_c = 150 \dots 300$ m/min $f = 0,05 \dots 0,15$ mm
4	Radius R3 und Absatz 22x25,44 fräsen	Konkavfräser, Walzenstirnfräser	$v_c = 150 \dots 300$ m/min $f = 0,05 \dots 0,15$ mm
5	Umspannen und auf Länge 25,44 planfräsen, Fase 1x45°	Walzenstirnfräser, Faserfräser	$v_c = 150 \dots 300$ m/min $f = 0,05 \dots 0,15$ mm
6	Teil 2 fertigen (Schritt 1-5 wdh)		
7	Beide Teile in einer Spannzange spannen und Innenkontur fertig stellen	Innedrehmeißel	$v_c = 100 \dots 200$ m/min $f = 0,1 \dots 0,5$ mm

Tabelle 13: Fertigungsplan - Spannaufnahme

Nr.	Arbeitsschritt	Werkzeug, Hilfsmittel, Maschine	Hinweise, Schnittdaten
1	Rohmaterial prüfen und entgraten	Stahlmaß, Feile	
2	Rundmaterial einseitig auf $\varnothing 60$ spannen	Drehmaschine	
3	Plandrehen und Außenkontur $\varnothing 54 \times 30$ fertigen Schlichtaufmaß 0,3 mm	Rechts-abgesetzter Drehmeißel, Rechts-gebogener Drehmeißel mit WSP	$v_c = 100$ m/min $f = 0,5$ mm
4	$\varnothing 54$ Schlichten	WSP mit Eckenradius 0,8 mm	$v_c = 200$ m/min $f_{\max} = 0,25$ mm
5	Innenkontur $\varnothing 44$ H8 schrappen und schlichten	Innendrehmeißel mit WSP	$v_c = 100 \dots 200$ m/min $f = 0,1 \dots 0,5$ mm
6	Fasen $1,5 \times 45^\circ$ Innen und Außen fertigen	Gerade Drehmeißel mit WSP	$v_c = 200$ m/min $f = 0,25$ mm
7	Bauteil plan auf Länge 30 mm abstechen, umdrehen und auf $\varnothing 54$ spannen	Stechdrehmeißel	$v_c = 100$ m/min $f = 0,5$ mm
8	Fase $1,5 \times 45^\circ$ fertigen	Gerade Drehmeißel mit WSP	$v_c = 200$ m/min $f = 0,25$ mm

Tabelle 14: Fertigungsplan - Spannmutter

Nr.	Arbeitsschritt	Werkzeug, Hilfsmittel, Maschine	Hinweise, Schnittdaten
1	Rohmaterial prüfen und entgraten	Stahlmaß, Feile	
2	Rundmaterial einseitig auf Ø160 spannen und planen	Drehmaschine, Gerader Drehmeißel	$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$
3	Außenkontur Ø150, Ø100 und Ø96 fertigen Schlichtaufmaß 0,3 mm	Rechts-abgesetzter Drehmeißel, Rechts-gebogener Drehmeißel mit WSP	$v_c = 100 \text{ m/min}$ $f = 0,5 \text{ mm}$
4	Außenkontur schlichten mit Radien R1, R2 und Fase 5x45°	WSP mit Eckenradius 0,8 mm	$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$
5	Zentrieren und Bohrung Ø30 in Planfläche setzen	Zentrierbohrer, HSS-Bohrer Ø30	$v_c = 20 \text{ m/min}$ $f = 0,2 \text{ mm}$
6	Bauteil plan auf Länge 61 mm abstechen, umdrehen und auf Ø96 spannen	Stechdrehmeißel	$v_c = 100 \text{ m/min}$ $f = 0,5 \text{ mm}$
7	Bauteil plandrehen auf 60 mm	Gerader Drehmeißel	$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$
8	Innenkontur schrappen und schlichten - R7, R5, Ø32 und Fase 1,5x45°	Innendrehmeißel mit WSP	$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$ Aufmaß für Gewindedrehen beachten!
9	Gewinde M75 drehen	Innengewindedrehmeißel	$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$
10	12 x auf TK124 Zentrieren, Bohren und M6 Gewinde schneiden	Zentrierbohrer, HSS-Bohrer Ø5, Gewindebohrer, Teilapparat	$v_c = 20 \text{ m/min}$ $f = 0,2 \text{ mm}$

Tabelle 15: Fertigungsplan - Spannkopf

Nr.	Arbeitsschritt	Werkzeug, Maschine	Hilfsmittel,	Hinweise, Schnittdaten
1	Rohmaterial prüfen und entgraten	Stahlmaß, Feile		
2	Rundmaterial einseitig auf Ø100 spannen und planen	Drehmaschine		
3	Außenkontur Ø95 fertigen, schrappen und schlichten	Rechts-abgesetzter Drehmeißel, Rechts-gebogener Drehmeißel mit WSP		$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$
4	Nut Ø60x1 und Absatz Ø53x1,5 fertigen	WSP mit Eckenradius 0,8 mm		$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f_{\max} = 0,25 \text{ mm}$
5	Senkung Ø16 und Gewindebohrung M12 fertigen	Senkbohrer Ø16, Bohrer Ø10,2, Gewindebohrer M12		$v_c = 20 \text{ m/min}$ $f = 0,2 \text{ mm}$
6	Zentrieren und Bohrung Ø32 in Planfläche setzen	Zentrierbohrer, Bohrer Ø32	HSS-	$v_c = 20 \text{ m/min}$ $f = 0,2 \text{ mm}$
7	Bauteil umspannen auf Ø95			
8	Plandrehen auf Länge 70,3, Absatz Ø75x33,8 und Freistich E 0,6x0,3 fertigen,	Rechts-abgesetzter Drehmeißel, Rechts-gebogener Drehmeißel, Formdrehmeißel		$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$ Aufmaß für Gewindedrehen beachten!
9	Gewinde M75 fertigen	Außengewindedrehmeißel		$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$
10	Innenkontur schrappen und schlichten	Innengewindedrehmeißel		$v_c = 200 \text{ m/min}$ $f = 0,25 \text{ mm}$

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Lodersleben, den 11.6.2015

.....

Frieder Jansen