

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	IV
Symbolverzeichnis	V
Abkürzungsverzeichnis	VIII
1 Einleitung	1
1.1 <i>Motivation</i>	<i>1</i>
1.2 <i>Ausgangsbasis</i>	<i>1</i>
1.3 <i>Erstes Antriebswellenkonzept</i>	<i>1</i>
1.4 <i>Zielsetzung</i>	<i>3</i>
2 Stand der Technik	4
2.1 <i>Anforderung und Funktionsweise der Antriebswelle</i>	<i>4</i>
2.2 <i>Versagensarten von Antriebswellen</i>	<i>6</i>
3 Schadensanalyse der Antriebswellen	9
3.1 <i>Analyse der Bruchfläche</i>	<i>9</i>
3.2 <i>Metallographische Untersuchungen</i>	<i>11</i>
3.2.1 <i>Probenpräparation</i>	<i>11</i>
3.2.2 <i>Gefügeanalyse</i>	<i>11</i>
3.2.3 <i>Härtemessung</i>	<i>14</i>
3.3 <i>Schlussfolgerung</i>	<i>16</i>
4 Neuauslegung der Antriebswelle	18

4.1	<i>Anforderungen an die neue Antriebswelle</i>	18
4.1.1	Geometrische Anforderung	18
4.1.2	Mechanische Anforderungen.....	20
4.2	<i>Neudimensionierung</i>	23
4.3	<i>FEM – Analyse</i>	26
4.4	<i>Umsetzung in die Praxis</i>	28
4.5	<i>Praxistest</i>	29
5	Zusammenfassung und Ausblick	31
	Literatur	32
	Anlagen	35
	Anlagen, Teil 1	36
	Anlagen, Teil 2	37
	Anlagen, Teil 3	41
	Selbstständigkeitserklärung	43

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 – Antriebswelle Fügeverbindung	3
Abbildung 2 – Kugelgelenk.....	4
Abbildung 3 – Zahnkranz Antriebswelle	6
Abbildung 4 – Bruchfläche	9
Abbildung 5 – Makro Querschnitt Bruchstelle	12
Abbildung 6 – Mikrobild 1.1 Abbildung 7 – Mikrobild 1.2.....	13
Abbildung 8 – Mikrobild 1.3 Abbildung 9 – Mikrobild 1.4.....	13
Abbildung 10 – Mikrobild 1.5 Abbildung 11 – Mikrobild 1.6.....	13
Abbildung 12 – Härtemessung in verschiedenen Bereichen der Antriebswelle	14
Abbildung 13 – Schweißübergang mit Spitzkerb.....	17
Abbildung 14 – Rahmengrößen	22
Abbildung 15 – Technische Zeichnung Längssicht	25
Abbildung 16 – Antriebswelle Rechts 3D Modell.....	25
Abbildung 17 – Antriebswelle 3D Ansys 1000NM	26
Abbildung 18 – Antriebswelle Schnitt Ansys 1000NM.....	27
Abbildung 19 – Wellenmodell mit Kerbe am Übergang 130°	27
Abbildung 20 – Wellenmodell mit Verundung am Übergang.....	28
Abbildung 21 – Antriebswellen nach der Fertigung	29

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 – Grundformen des Schwingbruches [5]	8
Tabelle 2 – Härtewerte HV0,05 der versagten Antriebswelle.....	15

Symbolverzeichnis

$l_{Spur\ orig.}$	Ist die Länge der originalen Spurbreite in mm. Gemessen an den Felgenhörnern der gegenüberliegenden Rädern einer Achse.
$l_{Spur\ neu}$	Ist die Spurbreite des Offroad- Konzeptfahrzeuges in mm. Gemessen zwischen den Felgenhörnern der gegenüberliegenden Rädern einer Achse.
$l_{differenz}$	$l_{Spur\ neu} - l_{Spur\ orig.}$
l_+	Ist der Betrag der jeweiligen Wellenverlängerung im Vergleich zu den Originalwellen.
$l_{neu\ links}$	Ist die Länge der neudimensionierten linken Antriebswelle in mm.
$l_{neu\ rechts}$	Ist die Länge der neudimensionierten rechten Antriebswelle in mm.
M_{Motor}	Ist das maximale Motordrehmoment bei 2600rpm
$M_{Diff.}$	Ist das maximale Drehmoment am Ausgang des Differentialgetriebes.
M_{Welle_max}	Ist das maximale Drehmoment, mit dem eine Antriebswelle motorseitig Belastet werden kann.

M_{max}	Ist das maximale Drehmoment, welches an einer Antriebswelle tatsächlich aufgebracht werden kann.
$M_{H.Rad}$	Ist das maximale Drehmoment, welches dem Antriebsmoment entgegenwirken kann.
G_H	Hinterachslast.
$G_{H.Rad}$	Radlast hinten.
G	Gewichtskraft $m \cdot g$. Bei $m = 1000 \text{ kg}$ zum Beispiel $G \sim 10 \text{ KN}$ greift in S an.
$A_{H.max}$	Maximal übertragbare Antriebskraft.
$A_{H.Rad}$	Maximal übertragbare Radkraft.
l	Radstand.
r_{Rad}	Reifenradius.
h	Höhenschwerpunkt.
s_v	Abstand Schwerpunkt S von der Vorderachs.
μ	Haftbeiwert.
a	Maximale Fahrzeugbeschleunigung in $\frac{m}{s^2}$.
W_B	Beschleunigungswiderstand.

$F_{Längs}$	Maximale motorseitige Antriebskraft an der Radaufstandsfläche.
m	Fahrzeugmasse
S	Längsschwerpunkt
$n_{1.Gang}$	Übersetzungsverhältnis 1. Gang
$n_{Diff.}$	Übersetzungsverhältnis des Differentialgetriebes
$\eta_{Getriebe}$	Wirkungsgrad des Getriebes

Abkürzungsverzeichnis

UF–Gelenk	Das „undercut free“ – Gelenk, ist eine Kugelgelenkart mit einem Beugewinkel von bis zu 50°.
AC–Gelenk	Das „angle contact“ – Gelenk, ist eine Kugelgelenkart mit einem Beugewinkel von bis zu 47°.
RF-Gelenk	Das „Rzeppa Festgelenk“ ist die klassischste Form des Kugelgelenkes aus dessen Grundlage viele aktuelle Modelle entwickelt wurden.
FEM–Analyse	Finite-Elemente-Methode

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Grundlage dieser Bachelor-Thesis wird sich auf das vorangegangene Bachelorpraktikum „Konzipierung und Fertigung eines Offroad-Konzeptfahrzeuges“ stützen, welches bei der Firma ATM Auto-Teile-Müller absolviert wurde. Während dieser Phase soll ein komplett neuartiges Fahrzeug entwickelt und gefertigt werden, welches vor allem im Teilbereich des Antriebsstranges weiterführende Arbeiten benötigt um eine vollständige Funktionstüchtigkeit zu gewährleisten. Im Verlauf der Bachelorarbeit wird sich mit dem Versagensfall des ersten Wellenkonzeptes auseinandergesetzt. Dieser Erkenntnisstand wird zur Neuentwicklung zweier voll funktionstüchtiger Antriebswellen führen.

1.2 Ausgangsbasis

In der vorangegangenen Belegarbeit wurde ein völlig neuartiges Fahrzeug entwickelt, welches für Repräsentations- und Fahrzwecke hergestellt wurde. Nach Ende des Bachelorpraktikums war ein Prototyp vorhanden, der alle bis dahin vorhandenen Grundanforderungen erfüllte. Ein besonderes Augenmerk wurde während der Arbeit auf die Neuentwicklung der Vorderachskonstruktion gelegt. Offen blieb allerdings die Auslegung der Antriebswellen an der Hinterachse des Fahrzeuges, da nach Abschluss dieser Arbeit noch keine zufriedenstellende Lösung gefunden wurde.

1.3 Erstes Antriebswellenkonzept

Während der Arbeit an diesem Konzeptfahrzeug soll eine hinreichende Lösung zur Kraftübertragung zwischen Rädern und Getriebe gefunden werden. Der Anspruch an diese Antriebswellen liegt im Besonderen in der verlässlichen Übertragung eines hochdynamischen Momentes. Dabei muss bedacht werden, dass das neue Fahrzeug eine höhere Spurbreite verfügt als das Originalfahrzeug. Demzu-

folge ist eine Komplettübernahme der vorhandenen Antriebswellen aus dem bestehenden Fahrzeug nicht möglich. Da die Radnabe und der getriebeseitige Ausgang vom Ausgangsfahrzeug übernommen wurde, konnten die Enden mit dem Zahnkranz verwendet werden und mussten nur in Ihrer Länge angepasst werden.

Dies ermöglichte die Vermeidung der komplizierten Fertigung neuer Zahnkränze. Im ersten Schritt wird die benötigte Länge der Antriebswellen durch Vermessung der neuen Spur und Achsgeometrie ermittelt. Dabei spielt auch der Federweg eine Rolle. Dieser steht in Beziehung zum Weg, welches das Kugelgelenk beim ein- und ausfedern zurücklegt. Infolgedessen werden beide Antriebswellen mittig geteilt und ihr Durchmesser auf ein einheitliches Maß von 26 mm gebracht. Das Drehen beider Passhülsen mit einer Bohrung von 26mm ist hierbei der nächste Schritt. Die Hülsen bestehen aus 42CrMo4 Stahl und sind ausreichend lang um eine entsprechende Distanzhülse zu bilden. Nun werden die abgedrehten Wellenenden in die Passhülse geschoben und mittels MAG-Verfahren verschweißt. Dazu werden die Teile geheftet und zwischen Bohrfutter und Drehspitze eingespannt um Unwuchten weitestgehend zu vermeiden. Mit einer auf der Drehbank eingestellten Umdrehungszahl von 8rpm, wird eine kegelförmige Fügeverbindung zwischen Passhülse und Antriebswellenenden hergestellt (siehe Abbildung 1). Nach dem Fügeprozess werden die Wellen unter Umgebungsluft abgekühlt.



Abbildung 1 – Antriebswelle Fügeverbindung

Nach der Umarbeitung dieser Antriebswellen, werden die Kugelgelenke montiert und die fertigen Wellen im Konzeptfahrzeug verbaut. Nachdem die Antriebswellen im Konzeptfahrzeug eingebaut wurden, überstanden sie den Praxistest und funktionierten zunächst zuverlässig. Erst nach mehreren Betriebstagen kam es zum Versagen einer Antriebswelle, als das Fahrzeug im schweren Gelände er getestet wurde. Diese hohe Anzahl an intensiven Lastwechseln führte zum Bruch der Welle unmittelbar nach der Fügeverbindung. Die näheren Umstände werden im Kapitel 3 beleuchtet

1.4 Zielsetzung

Ziel dieser Bachelorarbeit ist eine Untersuchung des Versagensfalls anhand üblicher Verfahren zur Schadensanalyse. Mit dem Hintergrundwissen über die Art des Versagens und eventuell sichtbare Fehler in Auslegung und Fertigung, soll nun eine zuverlässige neue Lösung gesucht werden um ein Versagen des Wellenstranges zu vermeiden. Die Neuauslegung der Antriebswellen bis hin zur Erstellung eines 3D-Modells folgen im Kapitel 4.1. Der anschließende Praxistest nach der Fertigung soll eine ordnungsgemäße Funktionstüchtigkeit der Wellen bestätigen.

2 Stand der Technik

2.1 Anforderung und Funktionsweise der Antriebswelle

Die Aufgabe der Antriebswellen ist es Drehzahl und Drehmoment, welches von Motor, Getriebe und Differential aus abgegeben wird, an die Räder weiterzuleiten. Dabei müssen diese äußerst robust sein und für eine hohe Anzahl von Schwingspielen ausgelegt sein um ein Versagen zu vermeiden. Die Antriebswellen zählen als ein sicherheitsrelevantes Bauteil am Kraftfahrzeug, daher wird der Schwerpunkt in der Konzipierung auf Zuverlässigkeit gelegt. Sie müssen in der Lage sein alle Winkel und Längenveränderungen, welche durch das Einlenken sowie ein- und ausfedern entstehen, ausgleichen zu können. Kugelgelenke welche mit der Zahnwelle verbunden sind ermöglichen diese Funktion. Dabei müssen sie im direkten Gleichlauf funktionieren. [1]



Abbildung 2 – Kugelgelenk [1]

Bei Frontgetriebenen Fahrzeugen bestehen Antriebswellen radseitig meist aus einem Kugel-Festgelenk und getriebeseitig aus einen Kugel-Gleichlaufgelenk.

Das radseitige Kugelgelenk ermöglicht es, wie z.B.: beim UF-Gelenk¹, wirkende Drehmomente auch bis zu einem Beugewinkel von bis zu 50° zu übertragen. Ältere Varianten wie das AC²-, oder RF-Gelenk³ ermöglichen Beugewinkel von bis zu 47°. [2]

Das getriebeseitige Gleichlaufgelenk ist meistens als Verschiebegelenk ausgeführt, damit es die Längenveränderung, die bei klassischen Vorderachskonstruktionen, wie z.B.: einer Doppel Querlenker Vorderachse oder einer McPherson Achse aufkommen, ausgleichen kann. Die Zwischenwelle ist das kraftübertragende Element, welches die Länge zwischen Differentialausgang und Radnabe überbrückt und damit zwischen diesen beiden Gelenken liegt. Dabei unterliegen sie im Einsatzfall hohen Torsionsmomenten, welche durch die Übertragung der Antriebsdrehmomente hervorgerufen werden. Die Spannungen bei der Übertragung von Drehmomenten, liegen bei Wellen vorrangig im äußeren Querschnitt vor. Der Kern der Welle bildet meist eine spannungsneutrale Faser, weshalb es durchaus üblich ist, sie aus Gewichtsgründen mit einer Bohrung zu konstruieren. Das Torsionsmoment M_x resultiert aus einer über den Querschnitt verteilten Schubspannung.

¹ undercut free -Gelenk

² angle contact - Gelenk

³ Rzeppa Festgelenk



Abbildung 3 – Zahnkranz Antriebswelle

An den beiden Enden der Antriebswelle sitzt ein gefräster Zahnkranz auf welchem die Kugelgelenke montiert werden. Solche Zahnwellenverbindungen, werden im gesamten Maschinenbau genutzt (siehe Abbildung). Dies lässt sich begründen, da sie sich durch eine deutlich höhere Anzahl von Kräfteinleitungselementen auszeichnen als andere formschlüssige Verbindungen. Häufig versucht man die Lebensdauer zu erhöhen, indem man die Verzahnung durch Härteverfahren wie z.B.: Nitrieren, gegen Verschleiß schützt. [3]

2.2 Versagensarten von Antriebswellen

Die häufigste Versagensart von Wellenkonstruktionen ist der sogenannte Schwingbruch, oft auch als Dauerbruch oder Dauerschwingbruch bezeichnet. Solche Ermüdungsbrüche entstehen durch dauerhaft mechanische Belastungen, die ihre Richtung und oder Beträge ändern. Sicher ist, dass ein solcher mechanischer Schaden durch einen Riss in der Materialoberfläche entsteht. Dieser breitet sich nach und nach aus bis der verbliebene Restquerschnitt der andauernden

wechselnden Belastung unterliegt. Dabei kommt es zwangsläufig zum Gewaltbruch, welcher auch Restbruch genannt wird.

Der Versagensfall beginnt mit einem Anriss in der Materialoberfläche. Dieser tritt an Stellen lokaler Spannungskonzentration auf. Damit sind Oberflächenfehler oder Steifigkeitssprünge gemeint.

Unter Steifigkeitssprüngen versteht man plötzliche Querschnittsänderungen, die auch als Kerben bezeichnet werden. Bei Wellenkonstruktionen wären das beispielsweise Absätze, Nuten, Einstiche, Zahnkränze oder Gewinde. Aber auch Schlagstellen, Riefen oder Schweißspritzer können durch ihre Kerbwirkung einen Anriss auslösen. Bei Fügeverbindungen sind typische Fehler Einschlüsse von Schlacke, Lunkern, Poren oder Einbrandkerben, die zum Versagen der Konstruktion führen können.

Bei einem Schwingbruch ist keinesfalls eine hohe Nennspannung erforderlich, damit das Bauteil versagt, vielmehr liegt es am Verhältnis zwischen Nennspannung und Kerbwirkung, das zum Bruch führt. Anhand dieser Beziehung lässt sich bei der späteren Analyse der Bruchfläche die Art des Bruches gut bestimmen (siehe Tabelle 1). So kann man einem Bruch mit großer Restbruchfläche eine hohe Nennspannung zuordnen und umgekehrt. [4]

Tabelle 1 – Grundformen des Schwingbruches [5]

	Grundformen von Schwingbruchflächen					
	Hohe Nennspannung			Niedrige Nennspannung		
	Lokaler Kerb	umlauf Rundkerb	umlauf Spitzkerb	Lokaler Kerb	umlauf Rundkerb	umlauf Spitzkerb
Zug (Zug-Druck)						
einseitige Biegung						
doppelseitige Biegung						
umlaufende Biegung						
Torsion	<p>Grundform </p>					

3 Schadensanalyse der Antriebswellen

3.1 Analyse der Bruchfläche

Für die nachfolgende Beurteilung des Schadensfalles, wird zunächst die Bruchfläche der Antriebswellen betrachtet. Der Bruch erfolgte unmittelbar nach der Fügeverbindung am Originalwellenquerschnitt. An diesem Punkt hat die Antriebswelle einen Durchmesser von 26mm. Dieser steigt mit der Fügeverbindung kegelförmig auf einen Wellendurchmesser von 35mm an, wie auf Abbildung 4 zu sehen ist. Dies ist der Außendurchmesser der Verlängerungshülse.

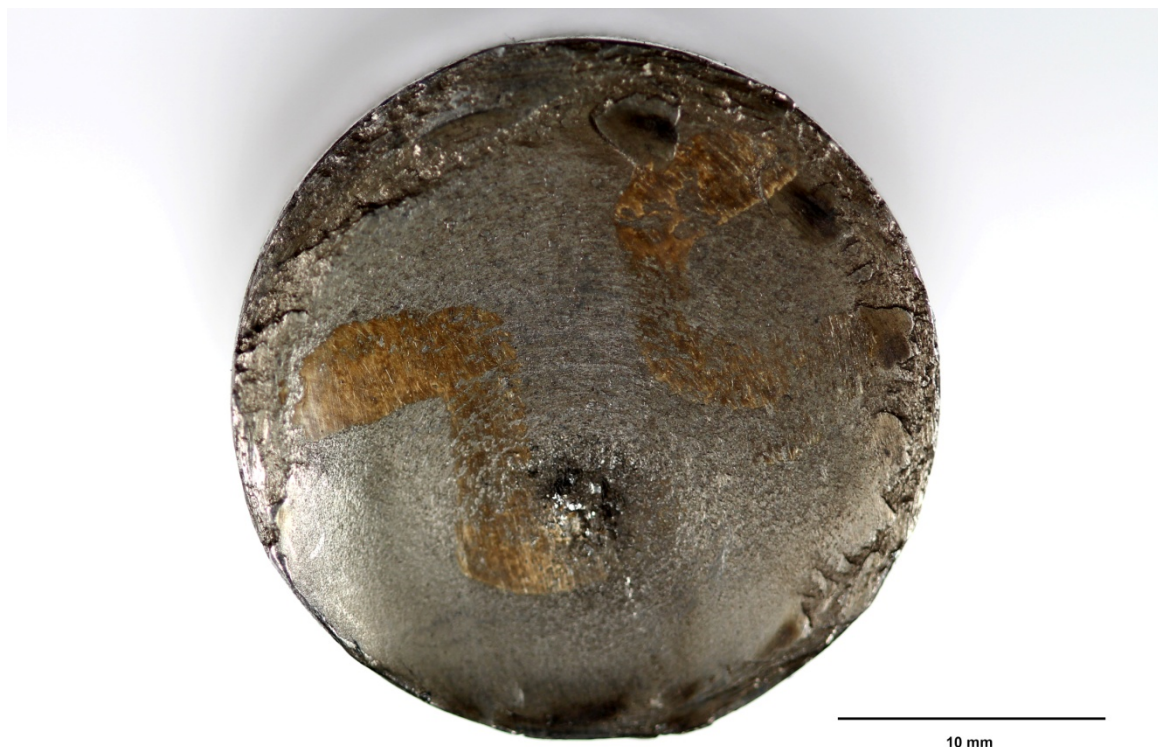


Abbildung 4 – Bruchfläche

Anhand der Abbildung der Bruchfläche und der Tabelle zu Kategorisierung von Schadensarten an Wellenkonstruktionen ist es nun vorab möglich, die Umstände des Versagens zu beschreiben. Durch die auftragende Schweißnaht am kleineren Durchmesser der Welle ist eine Kerbe entstanden, welche komplett umlaufend vorhanden ist. An diesem schroffen Übergang des Wellendurchmessers, hat

sich durch die ständig anliegenden Lasten ein Anriss gebildet. Dieser begann zunächst an einer Stelle lokaler Spannungskonzentration, also an einem Punkt der Schweißnaht an dem die Kerbe besonders stark aufgeprägt war. Durch den entstandenen umlaufenden Einriss wird die Kerbwirkung im Bereich des Risses nun zunehmend größer. Nun kommt es zum Schwingungsriß. Dieser verläuft gewöhnlich senkrecht zur Richtung der größten Normalspannung. Anhand der Abbildung der Bruchfläche sind die Verläufe des Schwingungsrisse gut zu sehen. Vor der Ausbreitung des Risses kommt es in den meisten Fällen zu einer starken plastischen Verformung, die der Rissspitze vorausgeht. Der jetzige Schwingungsriß hat eine fein strukturierte, glatte Oberfläche. Seine strukturellen Verlaufslinien erstrecken sich elliptisch um die Restbruchfläche und somit weitestgehend senkrecht zur Richtung der Normalspannung. Die auf der Oberfläche deutlich zu sehende Restbruchfläche zeigt den finalen Gewaltbruch. Diese Restbruchfläche ist anteilig relativ klein und weist somit auf eine vergleichsweise geringe Nennspannung hin mit der die Welle belastet wurde. Der Durchmesser der Restbruchfläche steht also im direkten Verhältnis zur tatsächlich anliegenden Spannung.

Zusammenfassend lässt sich also für die optische Betrachtung der Bruchfläche folgender Schluss ziehen: Es handelt sich bei diesem Versagen um einen Dauerbruch, welcher bei umlaufender Biegung durch einen umlaufenden Kerb (in diesem Fall ein schroffer Schweißnahtübergang) hervorgerufen wurde. Dabei wurde die Welle mit einer niedrigen Nennspannung belastet.

3.2 Metallographische Untersuchungen

3.2.1 Probenpräparation

Um das Gefüge der Antriebswellen zu analysieren ist eine entsprechende Präparation des zu untersuchenden Werkstückes notwendig. Für die lichtmikroskopische Gefügeanalyse wird zunächst eine Probe aus der Antriebswelle mittels Nasstrennverfahren entnommen. Anschließend wurde diese Probe für metallografische Untersuchungen in Epoxidharz eingebettet. Danach folgt das Schleifen und Glätten, ebenso das Reinigen und Kontrastieren. Die Probenpräparation wurde in Anlehnung an Quelle [5] durchgeführt. Dies beinhaltet das Schleifen mit SiC-Schleifpapier P80 bis P1200, das Polieren mit 9µm bis 1µm Diamantsuspension und abschließende Endpolieren mit 0,05µm Tonerdesuspension. Der Ätzvorgang wurde mit Nital 5% = alkoholische Salpetersäure für eine Dauer von 45 Sekunden durchgeführt.

3.2.2 Gefügeanalyse

Der Versagensort der Antriebswelle ist als Schliffbild in der Abbildung 5 dargestellt. Bei der detaillierten Gefügeanalyse können bereits unterschiedliche Strukturen festgestellt werden. Die untersuchten Bereiche (Mikrobilder 1.1 – 1.6) weisen sowohl in der Schweißnaht, als auch im Grundwerkstoff kein Martensit, sondern ein Ferrit-Perlit-Mischgefüge auf. Demzufolge kam es während des Schweißens der Antriebswelle vermutlich zu keiner Aufhärtung des Fügebereichs, was jedoch mittels anschließender Härteuntersuchungen zu prüfen ist.

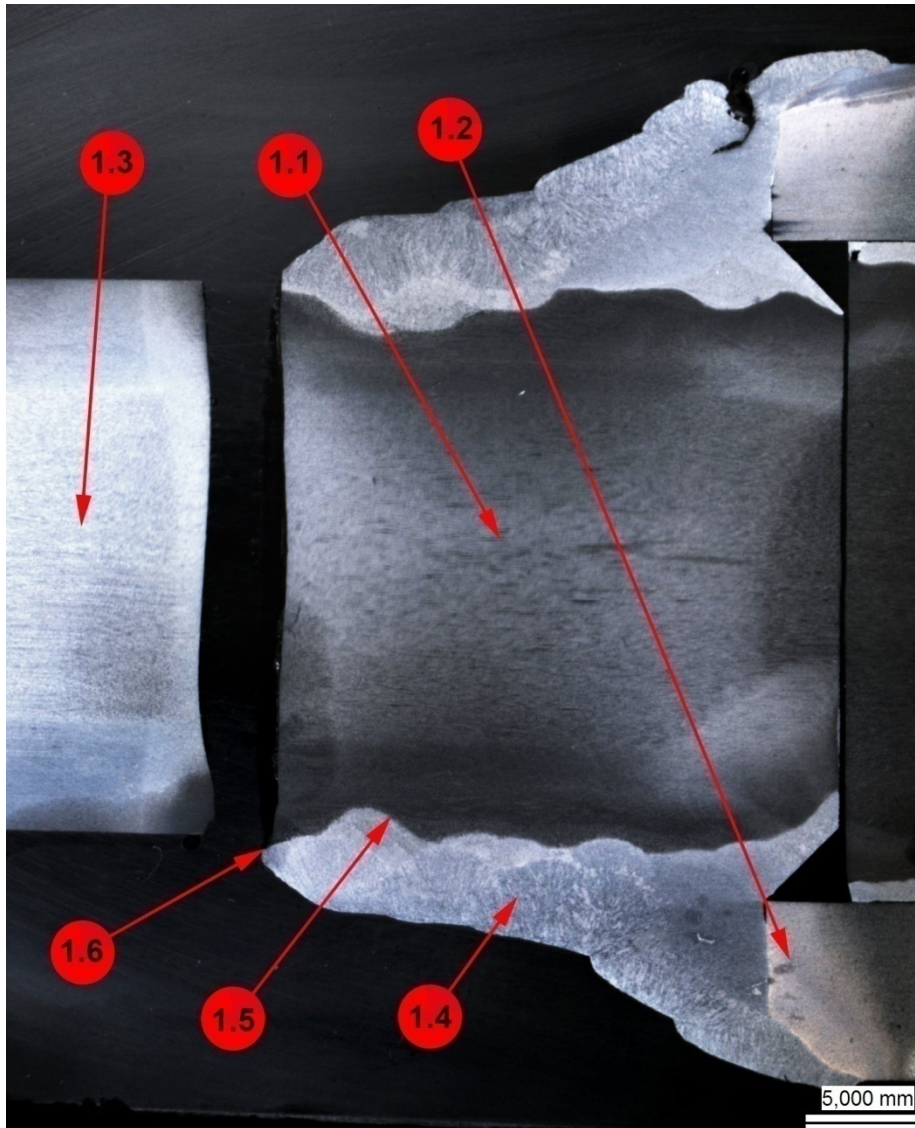


Abbildung 5 – Makro Querschnitt Bruchstelle

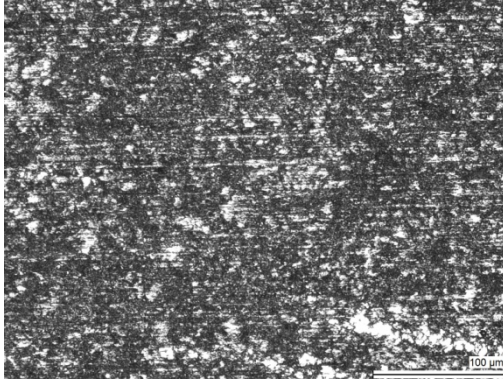


Abbildung 6 – Mikrobild 1.1

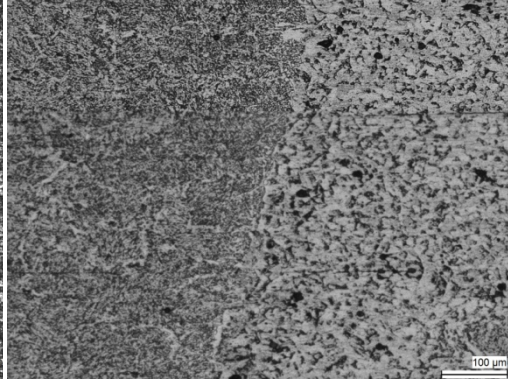


Abbildung 7 – Mikrobild 1.2

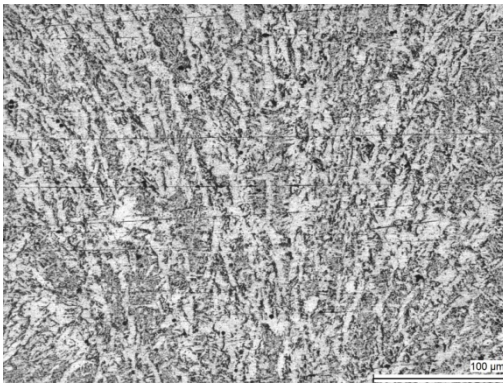


Abbildung 8 – Mikrobild 1.3

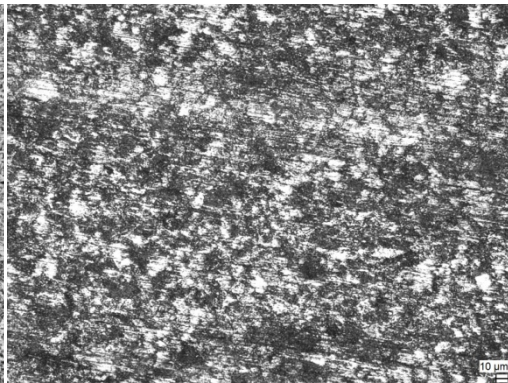


Abbildung 9 – Mikrobild 1.4

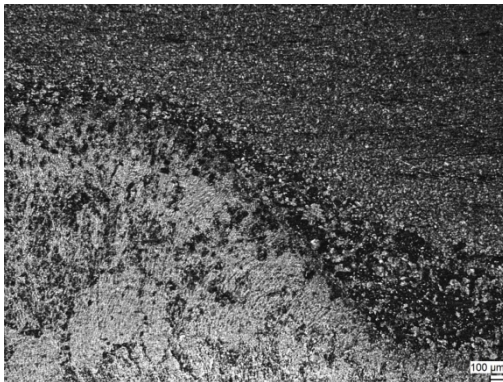


Abbildung 10 – Mikrobild 1.5

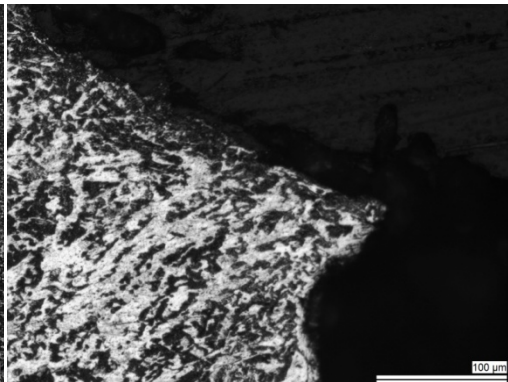


Abbildung 11 – Mikrobild 1.6

3.2.3 Härtemessung

Für die weitere Charakterisierung der Werkstoffeigenschaften wurden Härtemessung nach Vickers HV_{0,05} gemäß DIN EN ISO 6507 durchgeführt. Dafür wurden verschiedene Bereiche, wie beispielsweise der Grundwerkstoff, die Schweißnaht und deren Wärmeeinflusszonen, im Schlifffquerschnitt untersucht. Eine Übersicht der Messpunkte ist in der Abbildung 12 ersichtlich. Die Härtemessungen 1 bis 13 wurden direkt im Schweißnahtbereich, 14 bis 16 und 33 bis 42 im Randbereich der Ausgangswelle und 17 bis 25 im Ausgangsmaterial der zu verlängernden Antriebswelle gemessen. Die Punkte 26, 27, 29, 31 sind Stellen, an dem unmittelbar nach der Schweißnaht gemessen wurde.

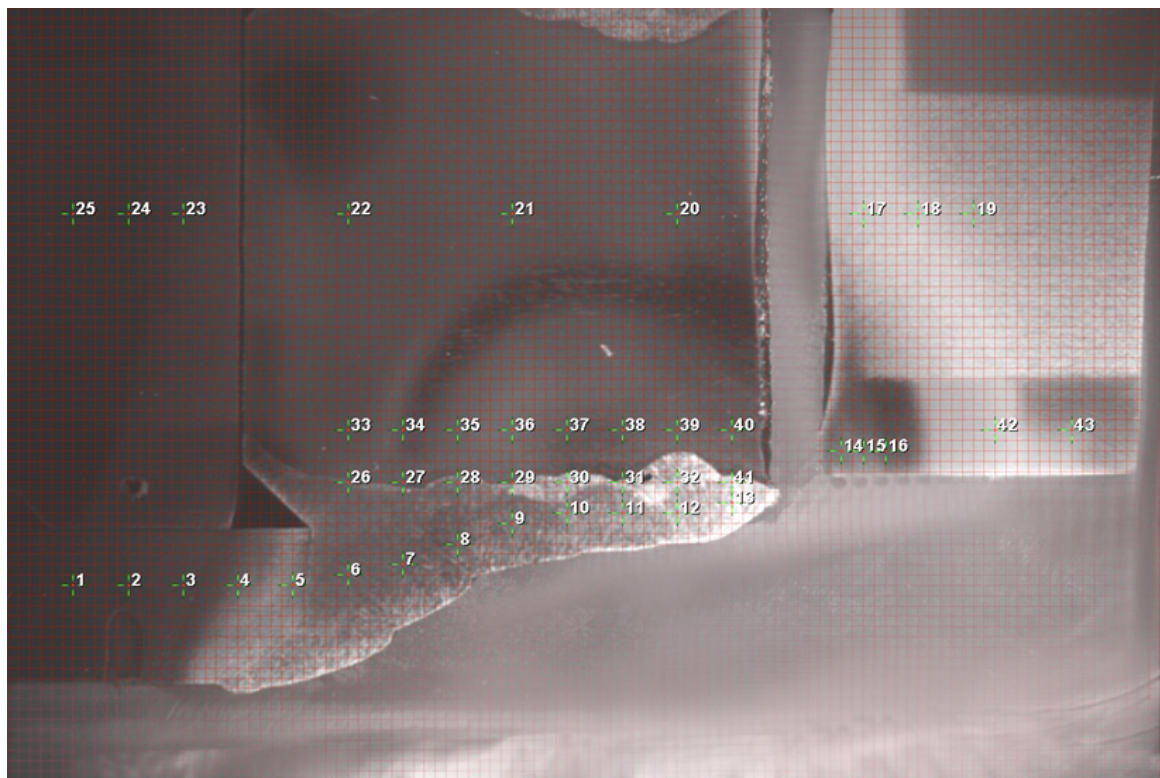


Abbildung 12 – Härtemessung in verschiedenen Bereichen der Antriebswelle

Tabelle 2 – Härtewerte HV0,05 der versagten Antriebswelle

Messpunkt	Härte [HV0,5]	Messpunkt	Härte [HV0,5]
1	188,3115	23	238,9225
2	185,234	24	230,8506
3	177,1399	25	237,2753
4	199,6924	26	329,0909
5	212,5728	27	332,437
6	152,2468	28	186,3794
7	159,9451	29	324,1718
8	181,8588	30	205,5435
9	182,2294	31	307,1044
10	184,4761	32	240,6447
11	172,2551	33	246,6524
12	211,2074	34	268,4258
13	184,8545	35	263,131
14	267,829	36	284,0759
15	278,2758	37	281,4742
16	287,383	38	297,6859
17	248,751	39	303,1167
18	235,1048	40	299,1044
19	229,2843	41	229,1747
20	229,8047	42	308,5959
21	242,2676	43	305,8586
22	225,1832		

Grundsätzlich weist der Kern der Antriebswelle in beiden Bruchstücken eine ähnlich hohe Härte um die 235,3 HV auf. Demzufolge hatte der Fügeprozess hinsichtlich des Wärmeeinflusses keinen Einfluss auf Härte des Wellenkerns. Im Gegensatz dazu ist die Randhärte der Welle in den Punkten 14 bis 16 und 33 bis 42 bis zu 40% höher. Da beim Übertragen von Antriebskräften die meiste Spannung im äußeren Wellenquerschnitt anliegt, wird der Werkstoff meistens im vergüteten Zustand verwendet. Folglich wird die Randschicht gehärtet um die Widerstandsfähigkeit gegen mechanische Belastungen zu steigern. Dahingegen bleibt der Kern unbehandelt, um ein sprödes Versagen durch andauernde wechselnde Belastungen zu vermeiden.

Um nachzuvollziehen wie es zum Versagen der Antriebswelle kam, ist die Betrachtung des gemessenen Härteverlaufs im Scheißnahtbereich essentiell. An den Messpunkten eins bis 13 sieht man, dass die Härte des Schweißgefüges

durchschnittlich gerade einmal 184 HV beträgt. Das sind ca. 78% der Härte des Grundgefüges im Kern der Antriebswelle und nur 67% der Härte des unmittelbar anliegenden Randschichtmaterials. Demzufolge kann ein aufhärten durch Martensitbildung nicht bestätigt werden.

3.3 Schlussfolgerung

Um nun eine zusammenfassende Beurteilung des Schadens tätigen zu können, ist es notwendig alle Betrachtungen und Analysen zu berücksichtigen. Dies beinhaltet zum einen die geometrische Betrachtung der Verbindung hinsichtlich Kerben und Absätzen und zum anderen metallographische Untersuchung Informationen über Problemstellen. Ebenso gibt die Bruchfläche und die Untersuchung des Härteverlaufs im Wellenquerschnitt Hinweise.

Wie in Punkt 3.1 beschrieben kam es bei der hier vorliegenden Antriebswelle im Verlauf der Beanspruchung zu einem Dauer- oder Schwingbruch. Das Versagen begann an einem Punkt lokaler Spannungskonzentration (Abbildung 13), was in diesem Fall speziell der kegelförmigen Fügeverbindung entspricht. Die Schweißnaht endete an der Ausgangswelle mit einem umlaufenden Spitzkerb, welcher bei Krafteinwirkung problematisch ist. Zusätzlich unterlag die Welle nach dem Schweißprozess keiner nachfolgenden Wärmebehandlung, was sich nachteilig auf die Bauteileigenschaften, insbesondere durch unterschiedliche Gefügeausbildung und Härtverläufe auswirkte. Dieser schroffe Gefügeübergang, wie jener im Punkt 1.5 in Abbildung 5, war ähnlich intensiv ausgeprägt. Eine wärmetechnische Nachbehandlung hätte ggf. auch einen Einfluss auf die Härte der Welle im Fügebereich.

Einer der augenscheinlich wichtigsten Punkte, warum der Anriss genau an diesem Punkt stattgefunden hat, ist zum einen der umlaufende Kerb und zum anderen der erhebliche Härteunterschied. Die Härte am Randbereich der Schweißnaht (*Messpunkt 13*, Abbildung 12) beträgt 185 HV, wohingegen die im unmittelbar angrenzenden Gefüge eine Härte von 268 HV (*Messpunkt 14*, Abbildung 12) aufweist. Dieser Härteunterschied von ca. 30% führt zu einem Steifigkeitssprung, der zur geometrischen Spannungskonzentration hinzukommt.



Abbildung 13 – Schweißübergang mit Spitzkerb

Unter all diesen Umständen, kommt es dazu, dass die Welle unter Einfluss von wechselnd andauernden Lasten einen Anriss an dieser Stelle bildet, welcher umlaufend bis zum Totalversagen des Bauteil führt (siehe Kapitel 3.1).

4 Neuauslegung der Antriebswelle

4.1 Anforderungen an die neue Antriebswelle

Antriebswellen müssen bei steigender Antriebsleistung höhere Drehmomente übertragen und gleichzeitig einer wachsenden Wechselbelastung standhalten. Hohe Materialfestigkeiten sind erforderlich, damit das Bauteil den hohen Anforderungen im Einsatz standhält und sicher funktioniert.[6]

Konstruktiv unterscheidet man geometrische Anforderungen von mechanischen. Unter geometrische Anforderungen versteht man die Inbezugnahme von abmessungsspezifischen Gegebenheiten. Beispielsweise die Länge der Antriebswelle, welche abhängig von den unterschiedlichen Achsgeometrien ist. Dabei spielen Spurbreite, Federweg und die Platzierung des Getriebes im Fahrzeug eine entscheidende Rolle.

Mit mechanischen Anforderungen ist gemeint, dass Kräfte und Drehmomente auf die Antriebswelle und deren Kugelgelenke wirken. Die Art und Amplitude hat Auswirkung auf die konstruktive Gestaltung der Antriebswelle. Dazu gehört der Wellenquerschnitt, die Wahl des Materials und dessen Weiterbehandlung.

4.1.1 Geometrische Anforderung

In der Neuauslegung der Antriebswellen muss berücksichtigt werden, dass die Welle in Fahrtrichtung links kürzer sein muss als die rechte. Das Längenverhältnis ändert sich mit der Verlängerung der Antriebswellen, da der verwendete Motor im selben Abstand zur Fahrzeugmitte verbaut ist. Diese asymmetrische Positionierung ist üblich für quereingebaute Motorblöcke, da das Getriebe in jedem Fall längs zum Motor über die Kupplung mit der Kurbelwelle verbunden ist und man den Rumpfmotor aus Gründen der Gewichtverteilung dennoch sehr zentral platziert. Das Längenverhältnis, gemessen an der Zwischenwelle (siehe Kapitel 2.2.1), liegt zwischen linker und rechter Seite an der Originalwelle

1:1,55. Die Längen der Standardwellen wurden nach der Demontage der Kugelgelenke ermittelt. Die rechte Seite hat eine Wellenlänge von 374mm und die linke 669mm.

Bei gleichbleibender Getriebeposition wirkt sich die Achsverbreiterung auf beide Seiten gleich aus und es gilt folgende Formel zur Ermittlung der neuen Wellenlängen:

Längenberechnung der Antriebswelle:

$$l_{\text{differenz}} = l_{\text{spur neu}} - l_{\text{spur orig.}} \quad (1)$$

$$l_{+} = \frac{l_{\text{differenz}}}{2} \quad (2)$$

$$l_{\text{neu rechts}} = l_{\text{orig.rechts}} + l_{+} \quad (3)$$

$$l_{\text{neu links}} = l_{\text{orig.links}} + l_{+} \quad (4)$$

Um die Achsverbreiterung im Vergleich zum Originalfahrzeug zu ermitteln wird die Spurbreite vermessen. Dazu wird der Abstand der beiden Felgenhörner auf der Außenseite gemessen. Zunächst wird dies am Originalfahrzeug vollführt, dann vom Offroad-Konzeptfahrzeug. Dies geschieht mittels dem gängigen Verfahren der Achsvermessung. Nun dividiert man die ermittelten Längen voneinander. Der Betrag des Resultats gibt die Verbreiterung der Spur an. Das Ergebnis dieser Rechnung durch zwei dividiert, gibt die Differenz zum originalen Verhältniss der Antriebswelle an. Dies ergibt eine neue Länge der Welle von $l_{\text{neu rechts}} = 830\text{mm}$ und $l_{\text{neu links}} = 535\text{mm}$.

4.1.2 Mechanische Anforderungen

Als mechanische Anforderung gelten die zu übertragenden Kräfte. Bei Antriebswellen ist es in erster Linie das zu übertragende Drehmoment. Es ist durch die Kraft definiert, welche am Radius r am Zahnkranz durch die krafteinleitenden Elemente übertragen wird. Dabei ist die Welle auch unter hoher Nennspannung ständigen Lastwechseln ausgesetzt. Für die Auslegung einer neuen Welle, ist es notwendig das im Lastfall anliegende Drehmoment zu ermitteln. Das Motordrehmoment wird in Abhängigkeit vom eingelegten Gang unter- bzw. übersetzt. Drehzahl und Drehmoment sind also umgekehrt proportional zueinander. Nach dem der erste Gang geschaltet wurde, ist das Drehmoment an der abgehenden Welle am größten und die Drehzahl im Vergleich zu anderen Gangstufen am niedrigsten. Die Abtriebswelle ist über ein weiteres Zahnradpaar mit dem Differentialgetriebe verbunden, an welchem eine erneute Untersetzung stattfindet. Diese Untersetzung dient dazu, hohes Drehmoment auf schaltbaren Zahnrädern zu vermeiden. So kommt es erst nach der Fahrstufenwahl zu einem erneuten Drehmomentanstieg. Von diesem Punkt aus verteilt sich das Drehmoment in einem ungesperrten Differentialgetriebe im Optimalfall gleichmäßig auf die beiden Antriebswellen und wird zu den angetriebenen Rädern weitergeleitet. Tut es das nicht, können bis zu 100% des Drehmoments auf einer Antriebswelle wirken. In Abhängigkeit vom Raddurchmesser wirkt an der Reifenaufstandsfläche also eine Kraft längs zur Fahrtrichtung.

Diese hier maximal übertragbare Kraft ist allerdings abhängig von verschiedenen Faktoren. Dies führt dazu, dass die Antriebswelle in erster Linie nicht mehr Drehmoment übertragen kann, als die maximal übertragbare Radkraft entgegenbringen kann.

Für die Berechnung des maximalen Drehmomentes am Differentialausgang gilt folgende Berechnungsformel:

$$M_{Diff.} = (M_{Motor} \cdot n_{1.Gang} \cdot n_{Diff.}) \cdot \eta_{Getriebe} \quad (5)$$

Laut Herstellerangaben leistet der verbaute Opel 1998cm³ Motor mit dem Kennbuchstaben C20NE bei 2600rpm sowie 170Nm [7]. Mit dem verbauten F16CR Getriebe beträgt die Untersetzung im ersten Gang 3,417 : 1. Das angeflanschte Differential hat eine Untersetzung von 3,55 : 1. [8]. Da für den Wirkungsgrad keine getriebespezifischen Daten zur Verfügung stehen wird ein Wert von $\eta=0,85$ angenommen.

Unter Verwendung dieser Daten lässt sich ein Drehmoment $M_{Diff.}$ von 1753 Nm errechnen. Für den ungünstigsten Fall, dass das Differential 100% der Antriebskraft auf eine Welle leitet, gilt: $M_{Diff.} = M_{Welle_max}$. Mit dem bekannten Raddurchmesser $d=0,76m$ lässt sich nun die Längskraft an der Reifenaufstandsfläche errechnen. [9]

$$F_{Längs} = \frac{M_{Welle_max}}{r_{Rad}} \quad (6)$$

Die maximale Kraft $F_{Längs}$, die am Reifen wirkt beträgt ca. 4600N.

M_{Welle_max} ist also das Drehmoment, welches der Motor antriebsseitig maximal an ein Rad übermitteln kann, wenn das Rad eine entsprechend hohe Gegenkraft aufbringen könnte. Um diesen Sachverhalt zu analysieren wird nun die maximal übertragbare Antriebskraft A_{H_max} ermittelt. Sie ist abhängig von verschiedenen Faktoren, wie zum Beispiel Radlasten und dem Haftbeiwert zwischen Reifen und Untergrund. Die Achslast G_H , welche auf der hinteren Antriebsachse zustande kommt ist abhängig vom Gewicht des Fahrzeuges und dessen Verteilung. Ebenso vom Höhenschwerpunkt des Fahrzeuges und der Steigung der befahrenen Strecke. Der Beschleunigungswiderstand fließt ebenfalls in die Formel zu Berechnung ein. Vom Implementieren von Windlasten wird für den Anfahrzustand abgesehen.

$$A_{H_max} = \mu \cdot G_H \quad (7)$$

$$G_H = \frac{G}{l} \cdot (s_V \cdot \cos(\alpha) + h \cdot \sin(\alpha)) + \frac{h}{l} \cdot W_B \quad (8)$$

Der Formelansatz liegt unter Verwendung der Quelle [10] zugrunde.

$$A_{H.Rad} = \frac{A_{H_max}}{2} \quad (9)$$

$$G_{H.Rad} = \frac{G_H}{2} \quad (10)$$

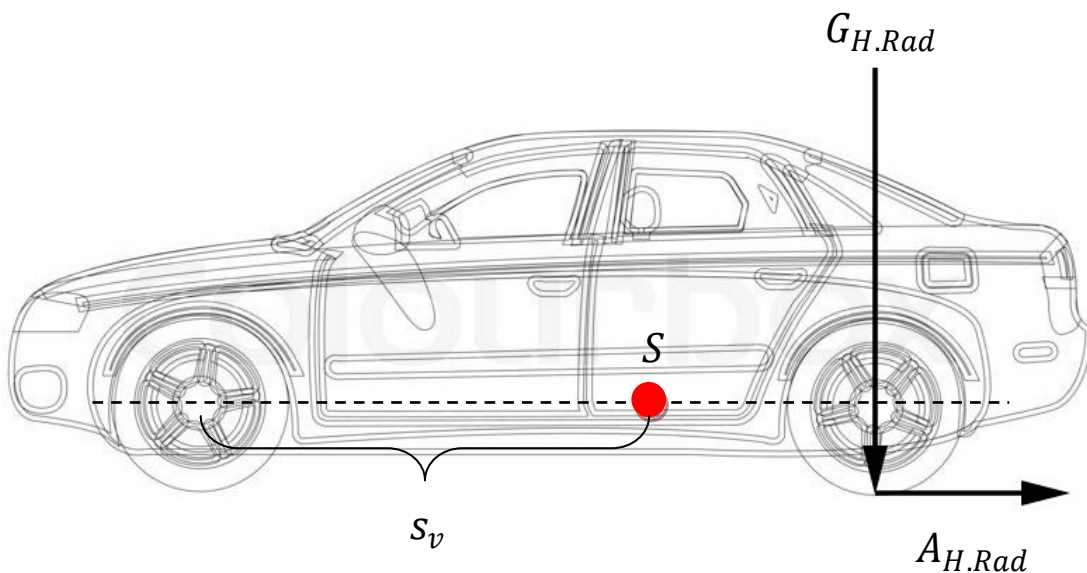


Abbildung 14 – Rahmengrößen [14]

Für die Berechnung von $G_{H.Rad}$ wurde die Leermasse, sowie die Achslast am Offroad-Konzeptfahrzeug ermittelt. Das Fahrzeuggewicht beträgt 685kg. Die Gewichtskraft, welche auf der Hinterachse wirkt, ist dabei 4452N und jene auf der Vorderachse 2398N. Der Längsschwerpunkt S geht aus dieser Ermittlung hervor. s_v ist der Abstand der Vorderachse zum Längsschwerpunkt und kann anhand des Radstandes $l = 2,2 \text{ m}$ ermittelt werden.

Der Höhengschwerpunkt wurde in Anlehnung an Erfahrungswerte und Sachverstand auf $h = 0,55m$ angenommen. Der Beschleunigungswiderstand W_B ist das Produkt aus der Leermasse m und der Beschleunigung a , welche das Fahrzeug maximal aufbringen kann. Für die Beschleunigung wird ein Wert von $a = 5,0 \frac{m}{s^2}$ angenommen, was einem Sprint von 0 auf 100 km/h in 5,5 s entspricht. Der Winkel α beschreibt die Steigung der Fahrbahn und wird mit 30° definiert.

Unter Berücksichtigung dieser Gegebenheiten lässt sich für $A_{H.Rad}$ ein Wert von 2784N ermitteln. Das bedeutet, dass die Antriebswelle unter besten Traktionsbedingungen des Reifens und unter der Voraussetzung, dass das komplette Moment $M_{Diff.}$ an ein Rad geleitet wird, mit einem Drehmoment $M_{max.} = M_{H.Rad}$ von ca. 1000Nm belastet wird. $M_{H.Rad}$ ist das Produkt aus dem Radradius des Reifens und der maximal übertragbaren Antriebskraft $A_{H.Rad}$. Demzufolge gilt auch, dass $M_{Welle_max} \leq M_{H.Rad}$ ist, da das Rad nicht das vollständige vom Motor übertragbare Drehmoment umsetzen kann.

Sollte der in der Praxis eher wahrscheinliche Belastungsfall auftreten, dass sich im Anfahrzustand das Drehmoment $M_{Diff.}$ gleichmäßig auf beide Räder verteilt, so kann die Hälfte des Betrages von $M_{Diff.}$ komplett auf das jeweilige Antriebsrad übertragen werden. Demzufolge ist der Motor in der Lage 875Nm an jedes der beiden Antriebsräder zu übermitteln, da $\frac{M_{Diff.}}{2} \leq M_{H.Rad}$ ist.

4.2 Neudimensionierung

Nach dem im Kapitel 3 die Ursache für die Zerstörung des ersten Wellenkonzeptes infolge von Anrissbildung im Schweißnahtbereich gefunden wurde, ist es nun möglich konstruktive Änderungen vorzunehmen. Diese sehen in erster Linie vor, eine Fügekonstruktion in derart hochbelasteten Bauteilen zu vermeiden. Um eine solche Konstruktion haltbar zu machen, müsste man die geometrische Dimension der Welle um eine vielfache erhöhen. Dies kollidiert mit dem Ansin-

nen ein sportliches und wettbewerbsfähiges Fahrzeug zu entwickeln. Ebenso werden die neuen Längenwerte für die Antriebswellen berücksichtigt, welche in 4.1.1 ermittelt wurden.

Während der Arbeiten am Konzeptfahrzeug wurden weder Änderungen an Leistung, Drehmoment oder am Getriebe- Differentialübersetzungsverhältnis vorgenommen. Daher ist davon auszugehen, dass der Motor inkl. des Antriebsstrangs, die Antriebswelle weiterhin mit denselben Kräfteinflüssen konfrontiert, wie es auch im Originalfahrzeug der Fall war. Demzufolge ist die einzige relevante Änderung lediglich der Anstieg des Raddurchmessers. Dieser ändert sich im Vergleich zur Serienbereifung 195/65 R15 von ca. 630mm auf 760mm. Aufgrund dessen ändert sich der Hebelarm, welcher zusammen mit der maximal übertragbaren Antriebskraft $A_{H.Rad}$ einen Faktor in der Momentengleichung zur Berechnung von $M_{H.Rad}$ bildet. Damit steigt das Drehmoment welches die neue Antriebswelle überträgt, im Maximalfall, um ca. 20%.

Da für die Fertigung der neuen Antriebswellen die serienmäßigen Kugelgelenke verwendet werden, ist es notwendig, dass die Wellen über die selben Dimensionen des Zahnkranzes verfügen wie die Ausgangswelle. Konstruktiv lässt diese Anforderung keine Erhöhung des Wellenquerschnittes zu. Demzufolge wird die Antriebswelle in geometrischer Anlehnung an das Original dimensioniert. Das 20 % höhere Drehmoment, welches die Welle übertragen muss, wird durch eine Änderung des Werkstoffes ermöglicht.

Für die Fertigung der neuen Antriebswellen wird der vergütete Werkzeugstahl 40CrMnMoS 8-6 mit der Werkstoffnummer 1.2312 verwendet. Der Werkstoff ist gekennzeichnet durch seine sehr gute Zerspanbarkeit und eine hohe Zähigkeit, womit er für Anwendungsfälle mit häufig wechselnden Lasten prädestiniert ist. Mit einer Festigkeit von $1000 \frac{N}{mm^2}$ und einer Härte von 650-800 HV [11] besitzt der ausgewählte, optimierte Werkstoff eine Härtesteigerung um mehr als 100% im Vergleich zum Ausgangswerkstoff. Da die Härte direkt mit der Festigkeit korreliert, kann die Welle bei gleichbleibender Geometrie unter Verwendung von 1.2312 sogar deutlich mehr Drehmoment übertragen als die geforderten 20 %. Nach der Fertigung wird die Welle mit einer Einhärtetiefe von 0,1mm nitriert, um

vor allem hochbelastete Bereiche, wie die Verzahnung gegen übermäßigen Verschleiß zu schützen.

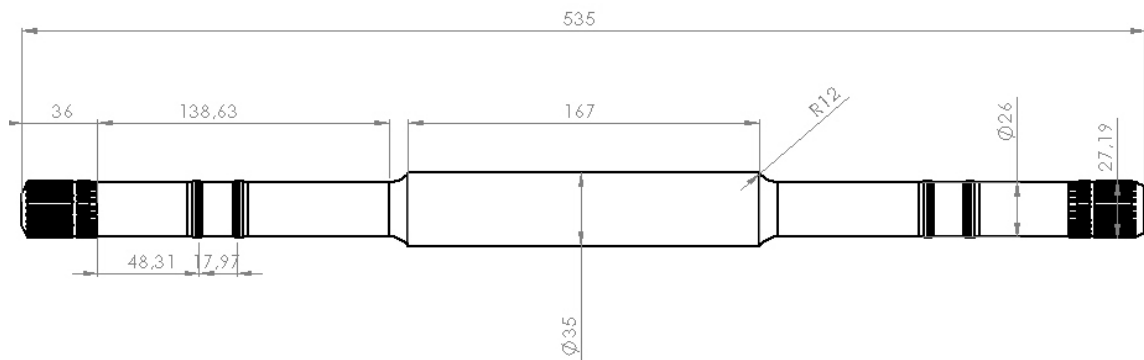


Abbildung 15 – Technische Zeichnung Längssicht

Auf Basis der definierten Anforderungen an die Geometrie der Wellen ist es möglich ein 3D Modell mithilfe des 3D-CAD-Programms Solid Works herzustellen. Dieses dient im Wesentlichen zur Ableitung von technischen Zeichnungen und Informationen für den Fertigungsprozess. Zudem ist es die Basis für die FEM Simulation zur statisch mechanischen Vergleichsspannungsanalyse. Nach umfangreichen Vermessungsarbeiten der Basiswelle, ist es nun möglich anhand von allen Geometrischen Daten solch ein Modell für die beiden Antriebswellen zu erstellen.

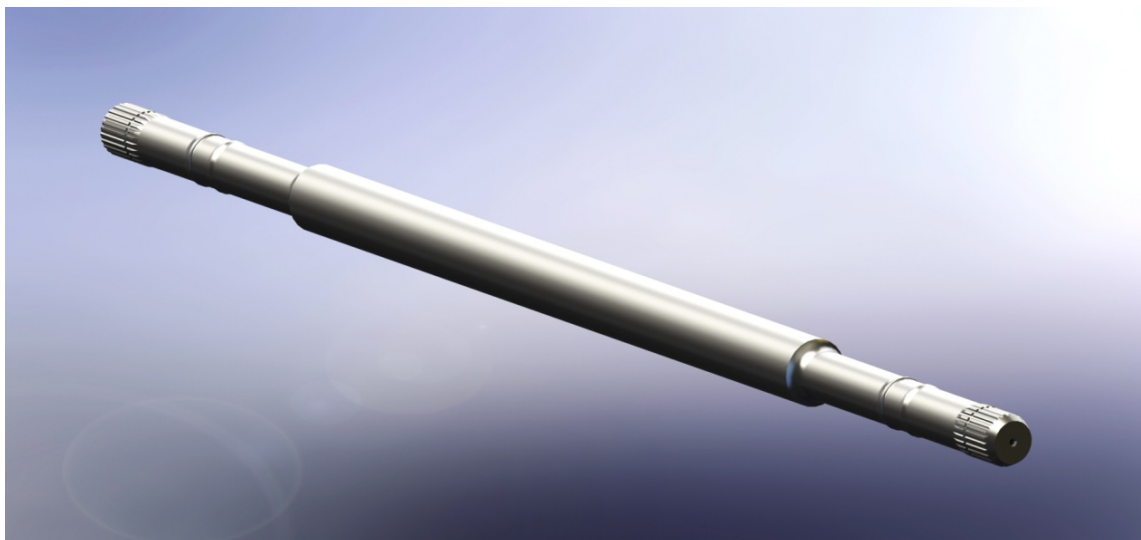


Abbildung 16 – Antriebswelle Rechts 3D Modell

4.3 FEM – Analyse

Die FEM–Analyse⁴ erfolgt in Anlehnung an die statisch mechanische Vergleichsspannungsanalyse nach Mises. Damit ist man in der Lage, spannungskritische Bereiche des Bauteils unter Betrachtung der Geometrie, des E-moduls und der wirkenden Kräfte, sichtbar zu machen. Zudem wird der Betrag der anliegenden Spannung in allen Bereichen sichtbar. Zudem lassen sich, im Vergleich mit der Werkstoffstreckgrenze, Aussagen über die Funktionstüchtigkeit dieser Geometrie treffen.

Nach der Erstellung des 3D Modells in Solid Works wird die vorhandene Geometrie übertragen. Dafür wird die Antriebswelle am Zahnkranz fixiert und von der gegenüberliegenden Seite der Welle mit dem Drehmoment $M_{max.} = 1000\text{NM}$ belastet.

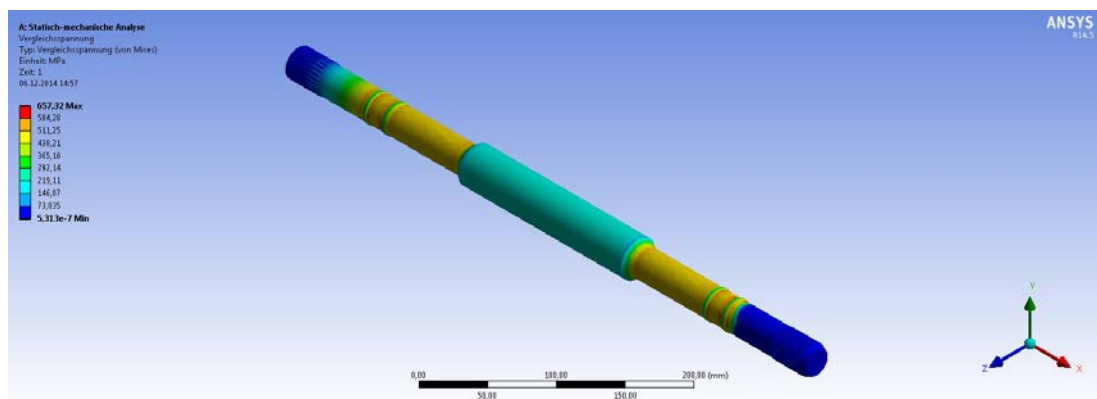


Abbildung 17 – Antriebswelle 3D Ansys 1000NM

⁴ FEM–Analyse, Finite-Elemente-Methode

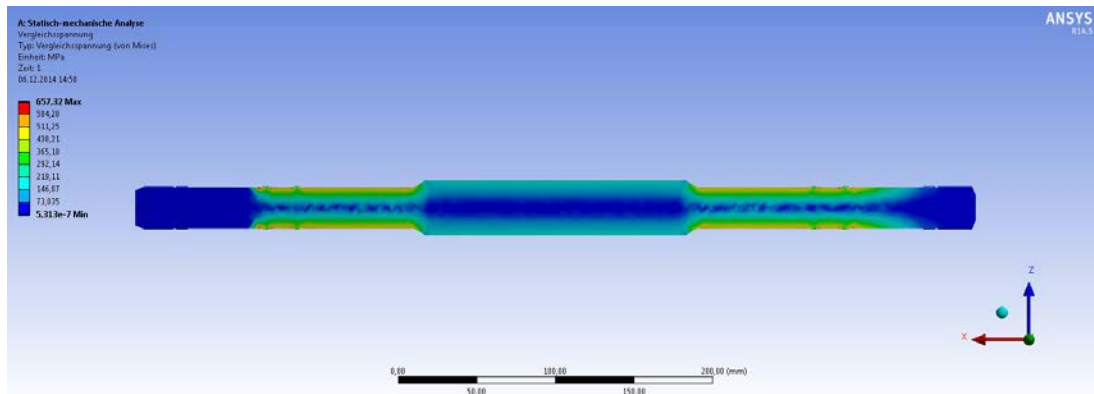


Abbildung 18 – Antriebswelle Schnitt Ansys 1000NM

Im Schnittbild ist gut sichtbar, dass die Spannung, welche im Bauteil, durch die Übertragung des Drehmoments aufkommt im Randbereich der Welle auftritt. Das hat zur Folge, dass Spannungsspitzen besonders in Kerbbereichen und an Bereichen mit Querschnittsänderungen auftreten. Somit dient diese Analyse auch der Erkenntnis, solche Punkte lokaler Spannungskonzentrationen mithilfe von Verrundungen auszubessern und somit scharfe Querschnittsänderungen fertigungsorientiert und kerbarm zu gestalten. Ebenso ist gut sichtbar, dass man konstruktiv somit mehr Einfluss auf die Bauteilfestigkeit hat, als allein durch die Änderung des Werkstoffes.

Wie unter Punkt 3.4 beschrieben, hatte die zerstörte Antriebswelle am Querschnittsübergang einen Kerbwinkel von bis zu 130°. Simuliert man ein Wellenmodell mit einem unverrundeten Querschnittsübergang von 130°(Abbildung 19), so sieht man, dass ausgeprägtere Kerben auftreten als es im neukonstruierten Modell mit einer verrundeten Geometrie der Fall ist (Abbildung 20).

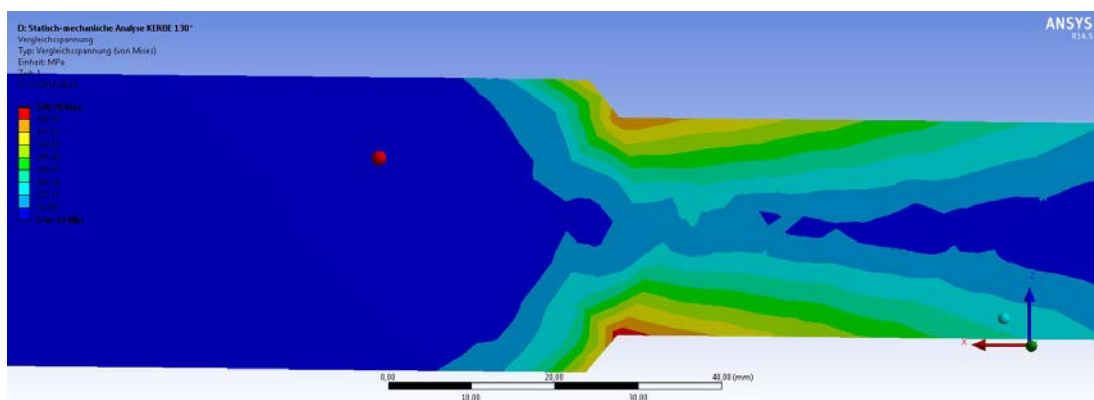


Abbildung 19 – Wellenmodell mit Kerbe am Übergang 130°

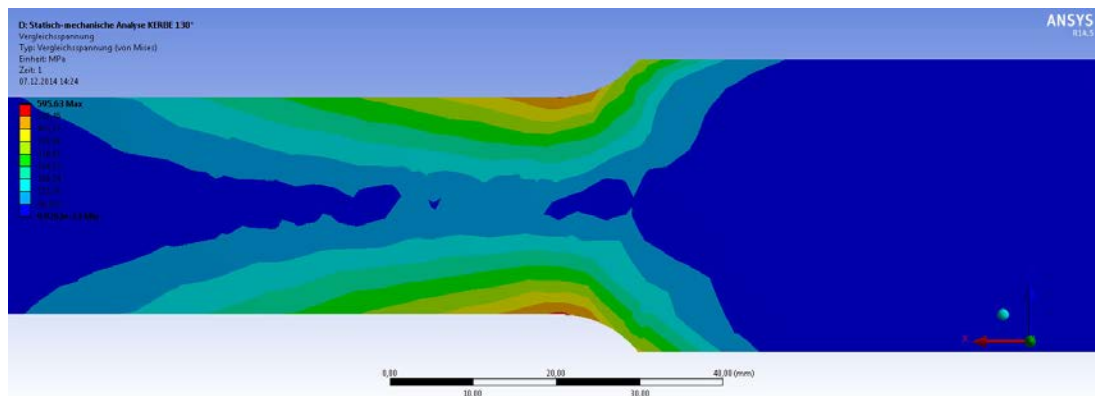


Abbildung 20 – Wellenmodell mit Verundung am Übergang

Wenn die Antriebswelle mit den maximal möglichen 1000Nm belastet wird, kommt es zu einem Spitzenwert von höchstens 660 MPa. Die Welle würde dieser Belastung rein statisch standhalten.

Eine weitere Möglichkeit ist es, die Welle auf dynamische Belastung hin zu prüfen. Ausschlaggebend dafür ist der Betrag und die Dauer von Schwingspielen mit der das Bauteil während seiner Lebensdauer belastet wird. Dieser Punkt spielt im Rahmen dieser Bachelorarbeit allerdings nur eine untergeordnete Rolle, da die neue Wellenkonstruktion abgesehen von ihrer Länge kaum einschneidende Änderungen ihrer Geometrie erfährt. Die geringfügige Mehrbelastung wird durch die Wahl des Materials ausgeglichen. Die FEM Analyse dient im Wesentlichen der Überprüfung der virtuell designten Geometrieverläufe.

4.4 Umsetzung in die Praxis

Der Fertigungsprozess erfolgt in Anlehnung an die technischen Zeichnungen, welche im Punkt 4.2.1 anhand des 3D-Modells abgeleitet wurden. Der Zahnkranz der Originalen Antriebswelle diente als Musterstück.



Abbildung 21 – Antriebswellen nach der Fertigung

Dabei wurden Fertigungsverfahren, welche dem Stand der Technik entsprechen verwendet. Im Besonderen wurde Wert auf die detailgetreue Umsetzung gelegt. Selbst kleinste Abweichungen im Bereich der Antriebswellenverzahnung haben erheblichen Einfluss auf die Passgenauigkeit der Gelenkwellen. Nach dem Oberflächenhärten war die Fertigung abgeschlossen und die Antriebswellen wurden lackiert, um sie gegen Korrosion zu schützen. Der letzte Schritt ist die Montage der Kugelgelenke.

4.5 Praxistest

Für den praxisbezogenen Funktionstest kommt der sogenannte Knallstarttest zum Einsatz. Dabei werden alle Komponenten des Antriebsstranges inkl. der Antriebswelle auf ihre Standhaftigkeit geprüft. Zunächst wird der erste Gang eingelegt, da das Motordrehmoment, wie unter Rechnung (5) zu sehen, hier am höchsten und somit die Belastung für alle beteiligten Komponenten am größten ist. Danach wird die Motordrehzahl vom Testfahrer per Gasstoß auf ca. $\frac{2}{3}$ der

maximalen Drehzahl gebracht. Im Anschluss wird das Kupplungspedal bei eingelegtem ersten Gang ruckartig seitlich verlassen und der Motor übt einen schlagartigen Drehstoß auf die Antriebswelle und alle andern Antriebsbauteile aus. Bei dieser enormen verschleißreichen Belastung kann der Drehstoß bis zum dreifachen Wert des Motordrehmoments betragen. Um den Antriebsstrang mit der maximal möglichen Belastung zu konfrontieren wird der Versuch bis zu 20 mal auch unter Zuladung wiederholt. Dabei steht das Fahrzeug auf einem Untergrund mit einem hohen Reibungskoeffizienten (*Bsp.: trockener Asphalt $\mu \sim 1$*).^[12] Zudem wird der Test auch auf trockenem und nassem Ackerboden wiederholt, da unter Umständen der Reibungskoeffizient von groben MT Reifenprofil mitunter höher sein kann, als der von trockenem Asphalt.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassend ist zu sagen, dass eine intensiv ausgeprägte Kerbe, welche durch die Fügeverbindung hervorgerufen wurde, vorrangig für das Bauteilversagen verantwortlich war. Dies führte zum Anriss der Welle in einem Punkt erhöhter Spannungskonzentration. Mit dieser Erkenntnis kam es zur Neuauslegung der Antriebswellen, mit dem Verzicht auf jegliche Fügeverbindung in diesem Bauteil. Die neuen Wellen zeichnen sich durch einen gleichmäßigen Kraftfluss aus. Ausschlaggebend dafür, ist die Verbesserung der Geometrie. Dies erfolgte aufgrund der Erkenntnisse einer FEM-Analyse zu Spannungsermittlung. Verundungen an Bereichen mit Querschnittsänderungen führten zum Erreichen kleinster Kerbwirkungen. Die gestiegenen Anforderungen an die Antriebswelle bezüglich der maximalen Drehmomentenübertragung, konnten durch eine gezielte Werkstoffwahl nicht nur erfüllt werden, sondern brachten auch eine deutliche Erhöhung der Sicherheit mit sich. Die Verschleißbeständigkeit im starkbelasteten Zahnkranz wurde zudem durch Nitrieren der Oberfläche bis 0,1 mm im Vergleich zum Original erhöht. Der Praxistest hat die einwandfreie Funktionsweise der beiden neuen Antriebswellen unter extremsten Bedingungen bestätigt. Die Schadenanalyse einhergehend mit der Neuauslegung war erfolgreich.

In der weiteren Vorgehensweise könnte eine erneute Geometrieoptimierung des Bauteils vorgenommen werden, so dass es zu keiner Durchmessersteigerung mehr kommt. Diese komplette Neuauslegung dient vorrangig der Gewichtsreduktion ungefederter Massen. Dazu ist die Verwendung von spezieller Messelektronik zur Erfassung aller einwirkenden Wellenkräfte sinnvoll. Anhand einer dynamischen Spannungsanalyse könnte das neue Bauteil auf seine Lebensdauer und Standhaftigkeit geprüft werden.

Literatur

- [1] <http://www.mein-autolexikon.de/antriebsstrang/antriebswelle.html>
Verfügbar am 03.11.2014
- [2] <http://www.gknservice.com/de/pkws/gleichlaufgelenke.html>
Verfügbar am 03.11.2014
- [3] https://www.imw.tuclausthal.de/fileadmin/Bilder/Forschung/Publicationen/Mitt_2003/04.pdf
Verfügbar am 15.11.2014
- [4] G.Lange: „Systematisch Beurteilung technischer Schadensfälle“ Braunschweig, Informationsgesellschaft Verlag, 1992
- [5] Wolfgang W. Seidel / Frank Hahn: „Werkstoffe – Eigenschaften – Prüfung – Anwendung“ Carl Hanser Verlag GmbH Co KG
- [6] http://www.steeltec.ch/news/fachbeitraege/?tx_sbagnews_pi1%5Buid%5D=1724&cHash=c221171f56dc82122f19f41594c2e269
Verfügbar am 28.11.2014

- [7] <http://www.astra-gsi.eu/technik/technikastraf.htm>
Verfügbar am 28.11.2014
- [8] http://www.opel-infos.de/Getriebe/f16_5.html
Verfügbar am 29.11.2014
- [9] <http://offroadreifen.com/reifen-details/309515QRE4X4/30x9-50R15-104Q-Recip-Trial-4x4-Runderneuert.php>
Verfügbar am 01.12.2014
- [10] http://www.fs-fmc.kit.edu/sites/default/files/toolbox/fahrzeugtechnik12_1.pdf
Verfügbar am 17.11.2014
- [11] <http://www.haertereitandler.de/wp-content/uploads/2011/07/Oberflaechenhaerte-und-Nitrierhaertetiefe-verschiedener-Werkstoffe.pdf>
Verfügbar am 02.12.2014
- [12] <http://de.wikipedia.org/wiki/Knallstart>
Verfügbar am 24.11.2014

[13] <http://www.mein-autolexikon.de/uploads/pics/antriebswelle-sicherheit-gkn.jpg>

Verfügbar am 01.12.2014

[14] <https://www.colourbox.de/preview/1957144-auto-sketch-against-white-background-abstract-art-illustration.jpg>

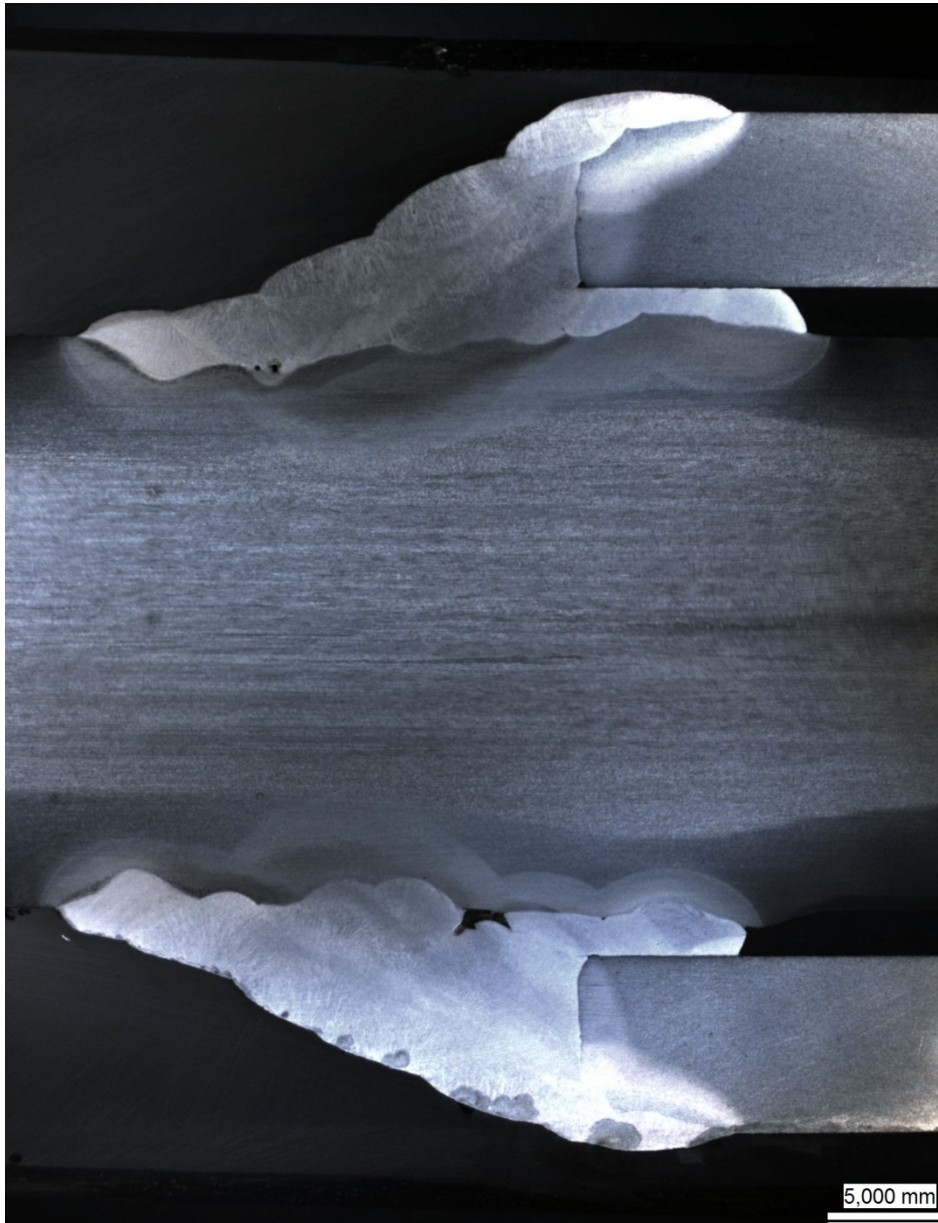
Verfügbar am 02.12.2014

Anlagen

Teil 1	A-36
Teil 2	A-37
Teil 3	A-41

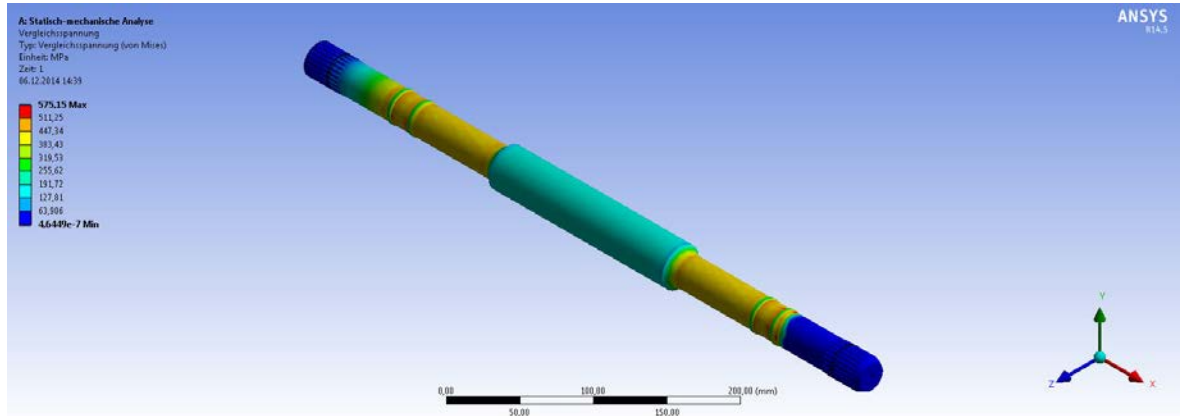
Anlagen, Teil 1

Anhang 1- Schnittbild, intakt

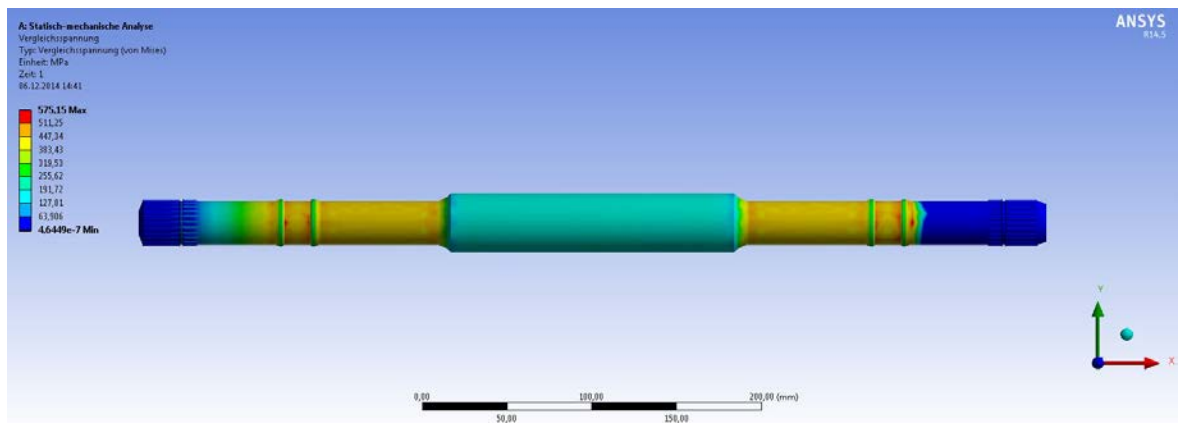


Anlagen, Teil 2

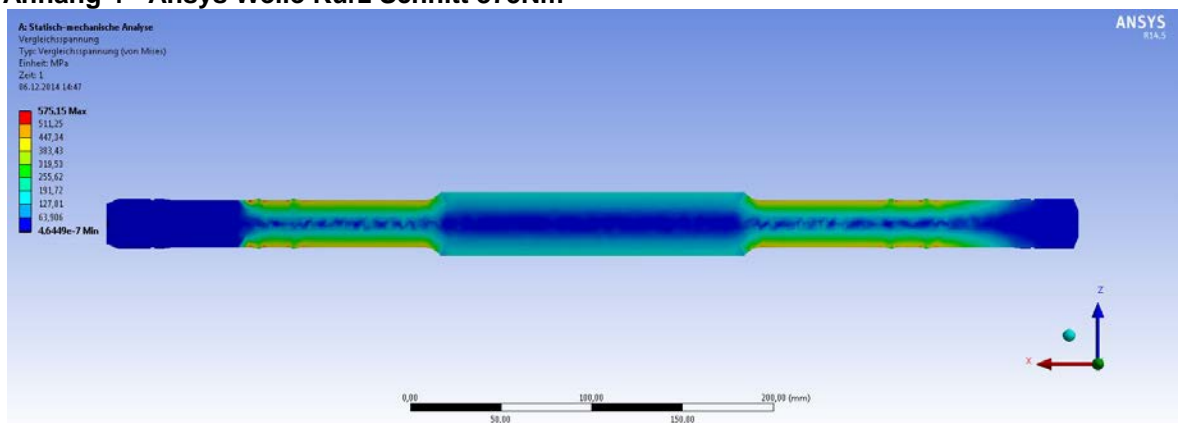
Anhang 2- Ansys Welle Kurz 875Nm



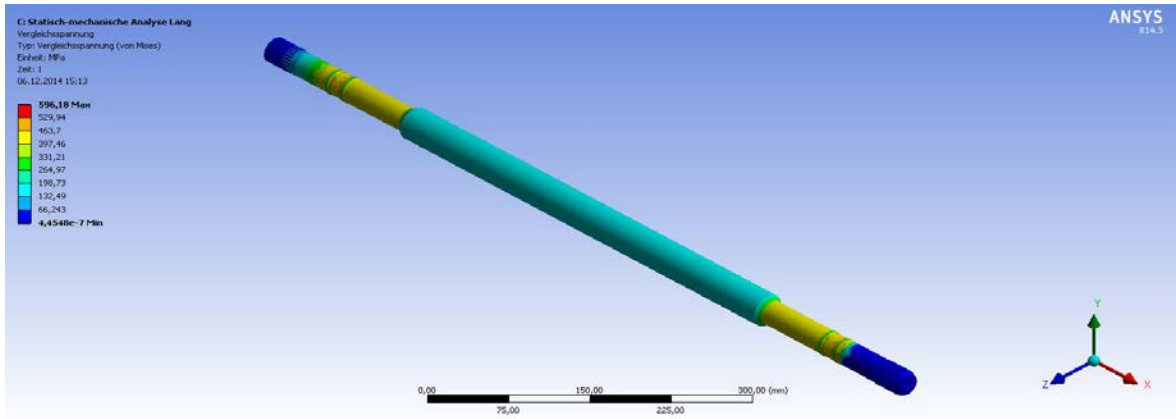
Anhang 3- Ansys Welle Kurz 875Nm



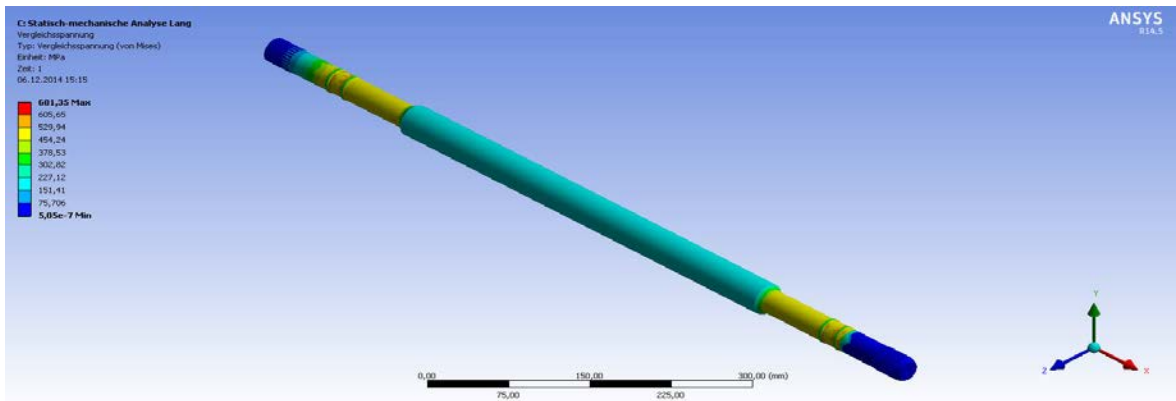
Anhang 4 - Ansys Welle Kurz Schnitt 875Nm



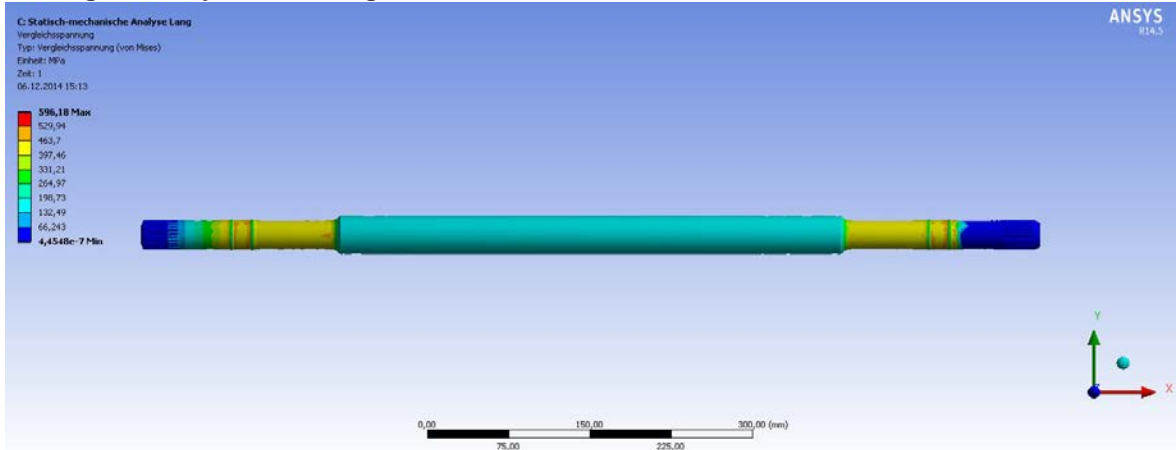
Anhang 5 - Ansys Welle Lang 875Nm



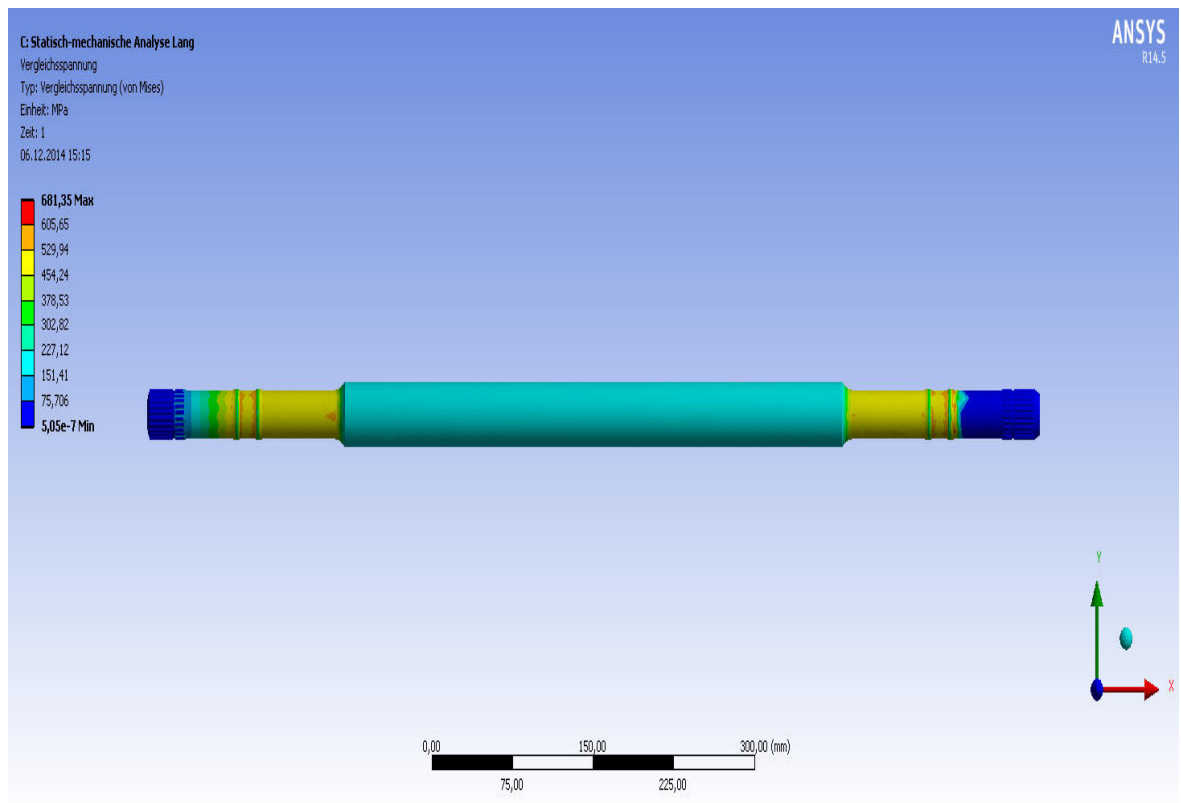
Anhang 6 – Ansys Welle Lang 1000Nm



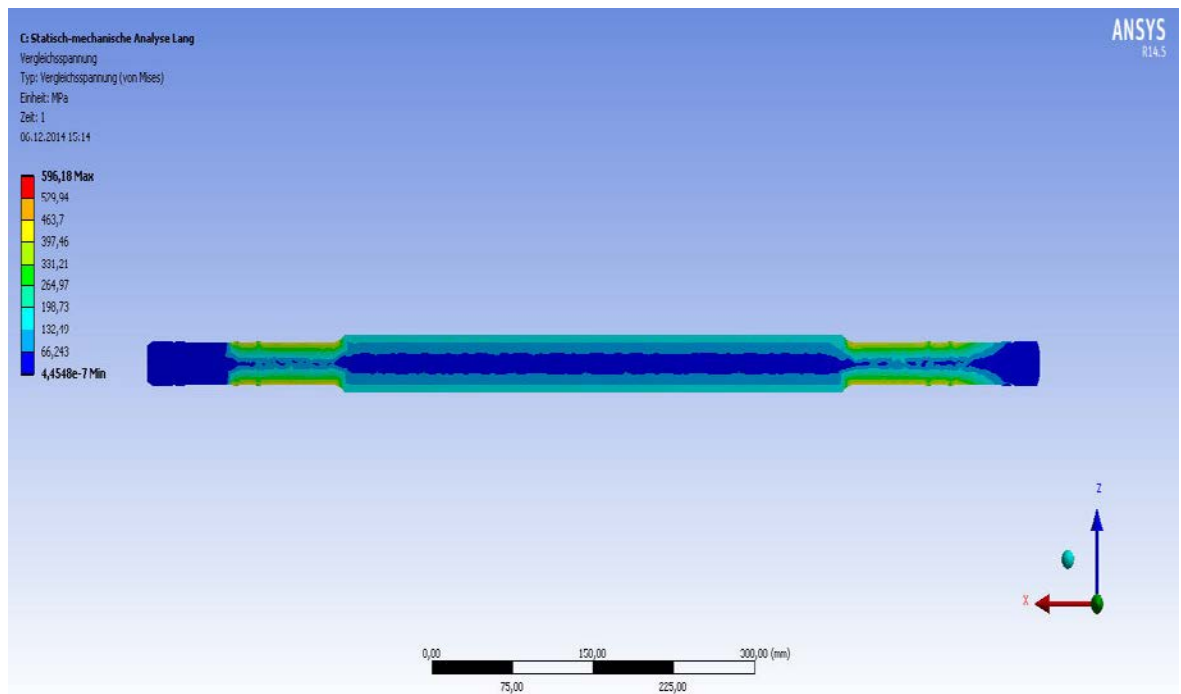
Anhang 7 – Ansys Welle Lang 875Nm



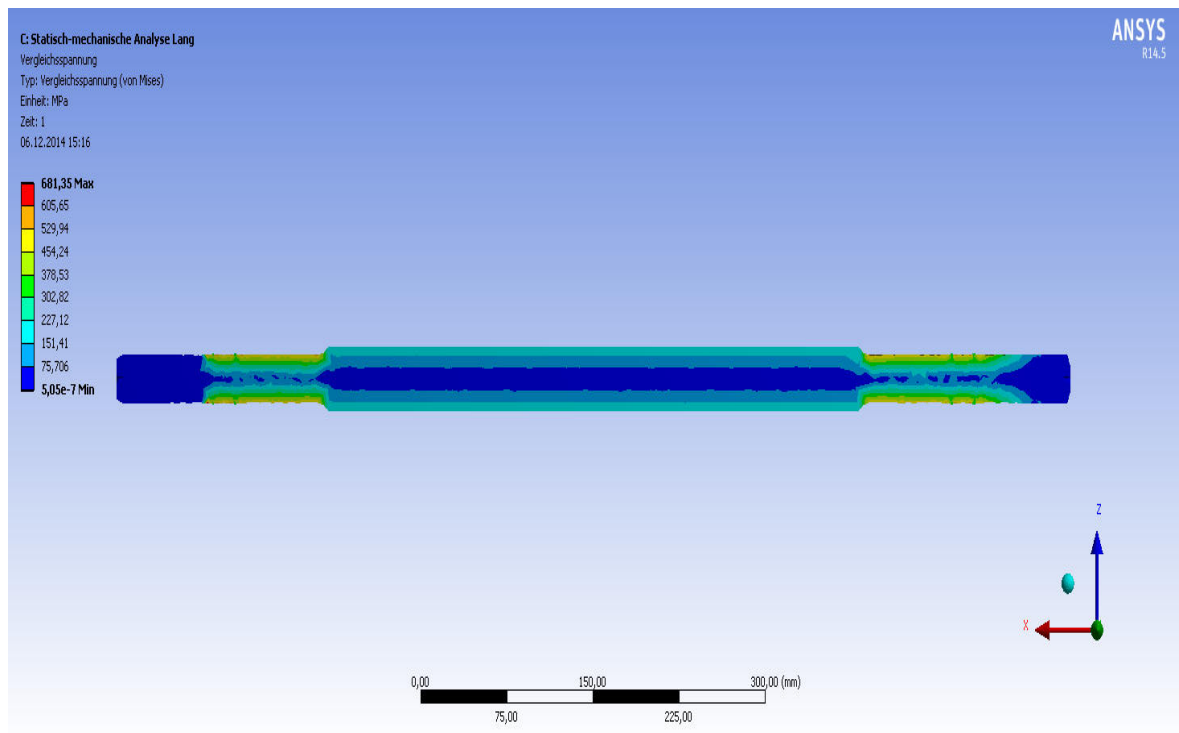
Anhang 8 – Ansys Welle Lang 1000Nm



Anhang 9 – Ansys Welle Lang 875Nm



Anhang 10 – Ansys Welle Lang 1000Nm



Anlagen, Teil 3

Anhang 11 – Antriebswelle Kurz mit montierten Kugelgelenken



Anhang 12 – Fertige Antriebswellen nach dem Nitrieren



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.

Frankenberg, den 08. Dezember 2014

Eric Müller