



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Diplomarbeit

Studiendepartment Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau

**Entwicklung einer Verstelleinheit für elektrisch
verstellbare PKW-Sicherheitslenksäulen**

Lutz Gundlach

26. Februar 2010

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik + Flugzeugbau
Berliner Tor 9
20099 Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Daimler AG
Mercedes-Benz Werk Hamburg
Mercedesstraße 1
21079 Hamburg

Verfasser: Lutz Gundlach
Abgabedatum: 26.02.2010

1. Prüfer: Prof. Hans-Dieter Stucke
2. Prüfer: Dipl.-Ing. Torsten Kirchner

Industrielle Betreuung: Dipl.-Ing. Jan Maak

Danksagung

Ich möchte mich bei allen ganz herzlich bedanken, die mich bei dieser Diplomarbeit unterstützt haben.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Stucke für die Betreuung der Diplomarbeit.

Ich bedanke mich bei der gesamten Abteilung EPP-L von Mercedes-Benz, insbesondere bei meinen firmenseitigen Betreuern bzw. Prüfern Torsten Kirchner und Jan Maak, für die hilfreiche Unterstützung und dass mir alle meine Fragen bestmöglich beantwortet wurden. Auch danke ich dem Teamleiter Herrn Harms für seine Unterstützung.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie, die mich während meines ganzen Lebens unterstützt und für diese Diplomarbeit so fleißig Korrektur gelesen hat.

Nicht zuletzt danke ich auch meiner Freundin Maren, dass Sie mich während meiner Diplomarbeit ertragen und motiviert hat.

Inhalt

| | | |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 | Einleitung | 6 |
| 2 | Grundlagen | 7 |
| 2.1 | Serienlenksäule Baureihe 204 | 7 |
| 2.1.1 | Höhenverstellung..... | 8 |
| 2.2 | Aufgabenstellung..... | 9 |
| 2.3 | Vorversuche | 9 |
| 2.3.1 | HV Drehpunkt | 10 |
| 2.3.2 | Getriebe HV | 11 |
| 2.3.3 | LU Lagerbock | 12 |
| 2.3.4 | Drehpunkt Achslagerbock..... | 13 |
| 2.3.5 | Gewinde der Spindelmutter HV | 14 |
| 2.3.6 | Drehpunkt Spindelmutter HV | 14 |
| 3 | Theoretische Grundlagen..... | 19 |
| 3.1 | Aufbau und Eigenschaften von Kunststoffen..... | 19 |
| 3.1.1 | POM- Polyoxymethylen | 19 |
| 3.1.2 | Kristallstruktur von Polymeren | 19 |
| 3.1.3 | Elastizität | 20 |
| 3.1.4 | Plastizität | 21 |
| 3.1.5 | Temperatureinflüsse | 21 |
| 3.1.6 | Kunststoff-Verbundwerkstoffe..... | 22 |
| 3.2 | Lagerung von Wellen | 23 |
| 3.2.1 | Gleitlager | 23 |
| 3.2.2 | Wälzlager..... | 24 |
| 3.3 | Aufbau und Eigenschaften von Schmiermitteln | 24 |
| 3.3.1 | Viskosität | 24 |
| 4 | Konstruktive Lösungsvorschläge..... | 28 |
| 4.1 | Lagerung Spindel HV | 28 |
| 4.1.1 | Lösungsvariante 1: Serienlösung BR221, Lagerbock mit einem festen Axiallager und einem losen Axialnadellager | 29 |
| 4.1.2 | Lösungsvariante 2: Achslagerbock mit zwei festen Schrägkugellagern..... | 29 |
| 4.1.3 | Lösungsvariante 3: Achslagerbock mit zwei festen Radialkugellagern und zwei losen Axialkugellagern..... | 29 |
| 4.1.4 | Lösungsvariante 4: Achslagerbock mit zwei Gleitlagern mit Axial- und Radialgleitflächen | 30 |
| 4.1.5 | Lösungsvariante 5: Kugelkopflagerbock | 31 |
| 4.2 | Lösungsvarianten Spindelmutter HV | 32 |
| 4.2.1 | Lösungsvariante 1: Serienstand | 32 |
| 4.2.2 | Lösungsvariante 2: Geteilte Spindelmutter mit Filmscharnier..... | 34 |
| 4.2.3 | Lösungsvariante 3: Spindelmutter aus Metall | 35 |
| 4.2.4 | Lösungsvariante 4: Spindelmutter mit zwei Werkstoffkomponenten..... | 35 |
| 4.2.5 | Lösungsvariante 5: Spindelmutter aus faserverstärktem Kunststoff | 36 |
| 4.2.6 | Lösungsvariante 6: Spezialspindelmutter | 36 |
| 5 | Versuchserprobung | 45 |
| 5.1 | Subjektive Prüfung | 46 |
| 5.2 | Funktionsüberprüfung bei Tieftemperaturen | 46 |
| 5.2.1 | Versuchsaufbau..... | 47 |
| 5.2.2 | Versuchsdurchführung..... | 48 |
| 5.2.3 | Versuchsergebnis..... | 48 |
| 5.3 | Funktionstest mit der BR 166 | 49 |

| | | |
|-------|--------------------------------------------------------------------|----|
| 5.4 | Funktionstest BR 231 mit Geteilter Spindelmutter..... | 50 |
| 6 | FEM-Berechnung..... | 52 |
| 6.1 | Achslagerbock..... | 52 |
| 6.1.1 | Erste Auslegung..... | 52 |
| 6.1.2 | Randbedingungen..... | 52 |
| 6.1.3 | Auswertung..... | 53 |
| 6.2 | Gleitlager..... | 54 |
| 6.2.1 | Randbedingungen..... | 54 |
| 6.2.2 | Auswertung..... | 55 |
| 6.2.3 | Zweite Auslegung..... | 56 |
| 6.3 | Achslagerbock mit Gleitlagern..... | 57 |
| 6.4 | Geteilte Spindelmutter..... | 57 |
| 6.4.1 | Serienspindelmutter..... | 58 |
| 6.4.2 | Randbedingungen..... | 58 |
| 6.4.3 | Auswertung..... | 59 |
| 6.4.4 | Zweite Auslegung..... | 60 |
| 7 | Haltekraft Erprobung..... | 61 |
| 7.1 | Statische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter..... | 61 |
| 7.1.1 | Versuchsaufbau..... | 61 |
| 7.1.2 | Versuchsergebnisse..... | 63 |
| 7.1.3 | Auswertung..... | 63 |
| 7.2 | Statische Haltekraft im ZB Lenksäule..... | 64 |
| 7.2.1 | Versuchsaufbau..... | 64 |
| 7.2.2 | Versuchsdurchführung..... | 65 |
| 7.2.3 | Auswertung..... | 65 |
| 8 | Dynamische Crashuntersuchung..... | 67 |
| 8.1 | Fallturm-Prüfstand..... | 67 |
| 8.2 | Bodyblock-Prüfstand..... | 67 |
| 8.2.1 | Versuchsaufbau..... | 67 |
| 8.2.2 | Versuchsdurchführung..... | 68 |
| 8.2.3 | Auswertung..... | 69 |
| 9 | Konstruktion..... | 71 |
| 9.1 | Toleranzen und Passungen..... | 71 |
| 9.1.1 | Passung Winkel/ Geteilte Spindelmutter HV..... | 71 |
| 9.1.2 | Passung Hebel oben/ Geteilte Spindelmutter HV..... | 71 |
| 9.1.3 | Position Spindelmutter..... | 72 |
| 9.1.4 | Passung Lagerbolzen / Lagerbock..... | 72 |
| 10 | Prüfmethode: Verstellmomentmessung unter Klimaeinfluss..... | 73 |
| 11 | Fazit..... | 78 |
| 12 | Abkürzungsverzeichnis..... | 80 |
| 13 | Literaturverzeichnis..... | 82 |
| 14 | Abbildungsverzeichnis..... | 83 |
| | Anhang A: Bewertungsmatrix Achslagerbock..... | 85 |
| | Anhang B: Bewertungsmatrix Spindelmutter HV..... | 86 |
| | Anhang C: Zeichnung: Achslagerbock..... | 87 |
| | Anhang D: Zeichnung: Gleitlager..... | 88 |
| | Anhang E: Zeichnung: Geteilte Spindelmutter mit Filmscharnier..... | 89 |

1 Einleitung

Der Komfort moderner Personenkraftwagen steht immer mehr im Vordergrund. Er dient nicht nur der Bequemlichkeit, sondern sorgt auch für deutlich mehr Sicherheit: Der Fahrer kann seine volle Aufmerksamkeit auf den Verkehr richten - ohne Irritationen durch Störeinflüsse des Fahrzeugs.

Aus diesem Grund wird für PKW der Mercedes-Benz Cars eine Komfortverstellung der Lenksäule in Höhen- und Längsrichtung als mechanisch oder elektrisch verstellbare Varianten angeboten.



Abbildung 1: C-Klasse von Mercedes-Benz [1]

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Höhenverstellung der elektrisch verstellbaren PKW-Sicherheitslenksäule aus der aktuellen C-Klasse von Mercedes-Benz (Abbildung 1). Die interne Bezeichnung lautet Baureihe 204, im Folgenden mit BR 204 abgekürzt. Ausgehend vom Serienstand wird untersucht, ob die Höhenverstellbarkeit unter Tieftemperaturen bis zu -35°C verbessert werden kann. Eine besondere Herausforderung ist dabei, dass die Höhenverstellung, wie die gesamte Lenksäule, kein spürbares Spiel in den Lagerungen haben darf.

Die Diplomarbeit ist so aufgebaut, dass zuerst der aktuelle Serienstand der Höhenverstellung der BR 204 erläutert wird. Danach wird auf die Problematik bei der Verstellung bei Tieftemperaturen eingegangen und die Lagerungsproblematik der Höhenverstellung erklärt.

Durch Vorversuche werden die Ursachen ergründet, mehrere Lösungsideen erstellt und die besten Konzepte mit CATIA V5 konstruiert.

Diese Favoriten werden anschließend, sofern als Muster vorhanden, versuchstechnisch abgeprüft oder mit Hilfe von Berechnungen analysiert.

Abschließend wird untersucht, wie die Verstellkräfte bei Tieftemperaturen in der Versuchserprobung gemessen werden können und dafür ein Konzept entwickelt.

2 Grundlagen

Dieses Kapitel erläutert den Serienstand der PKW-Sicherheitslenksäule, die Grundlage für diese Diplomarbeit ist.

Anschließend werden die Aufgabenstellung erläutert und mit Hilfe von Vorversuchen die Hauptursachen für die Probleme der Höhenverstellung herausgefiltert. Am Ende des Kapitels werden der besondere werkstoffliche Hintergrund der verwendeten Materialien und deren Eigenschaften erläutert.

2.1 Serienlenksäule Baureihe 204

Die Serienlenksäule der Baureihe 204 gibt es als mechanisch und als elektrisch verstellbare Variante. Diese Diplomarbeit konzentriert sich auf die elektrische Variante, auch EVLS abgekürzt.

Die Lenksäule hat mehrere Funktionen zu erfüllen. Die Hauptfunktion ist das Übertragen des Lenkwinkels vom Lenkrad übers Lenkgetriebe zum Vorderrad.

Eine weitere Funktion ist die Aufnahme bzw. Umwandlung von Energie bei einem Fahrzeugcrash. Falls der Fahrer in den Airbag geschleudert wird, löst das Crash-System ab einer bestimmten Auslösekraft aus und die Lenksäule schiebt sich teleskopartig zusammen. Dabei wird der Konsolenschlitten vom Fahrer weg verschoben und der Crash-Draht, der in der Konsole eingebunden ist, wird verformt und wandelt so die kinetische Energie um.

Eine weitere Funktion ist die Komfortverstellung des Lenkrades in Höhe und Länge. In der elektrischen Variante wird diese Komfortverstellung über zwei Elektromotoren angetrieben.

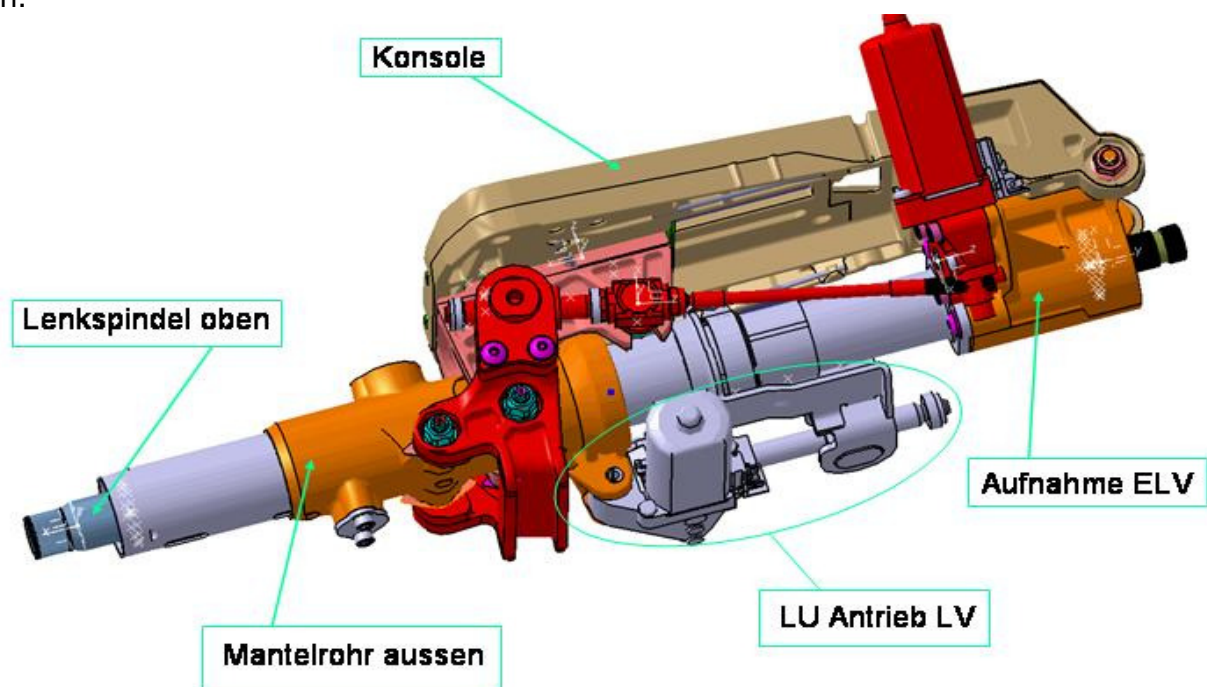


Abbildung 2: Übersicht Mantelrohr oben elektrisch verstellbar

Die Abbildung 2 zeigt eine 3-D-Datensatz-Ansicht des Mantelrohrs der EVLS BR 204. Das Mantelrohr wird an der Konsole am Querträger im Fahrzeug befestigt. An der Verzahnung am Ende der Lenkspindel oben wird das Lenkrad montiert. Am anderen Ende des Mantelrohrs wird die Lenkspindel unten montiert, durch die die Verbindung zum Lenkge-

triebe hergestellt wird. Rot in der Grafik ist die Höhenverstellung dargestellt, sie wird im nächsten Abschnitt im Detail erläutert.

2.1.1 Höhenverstellung

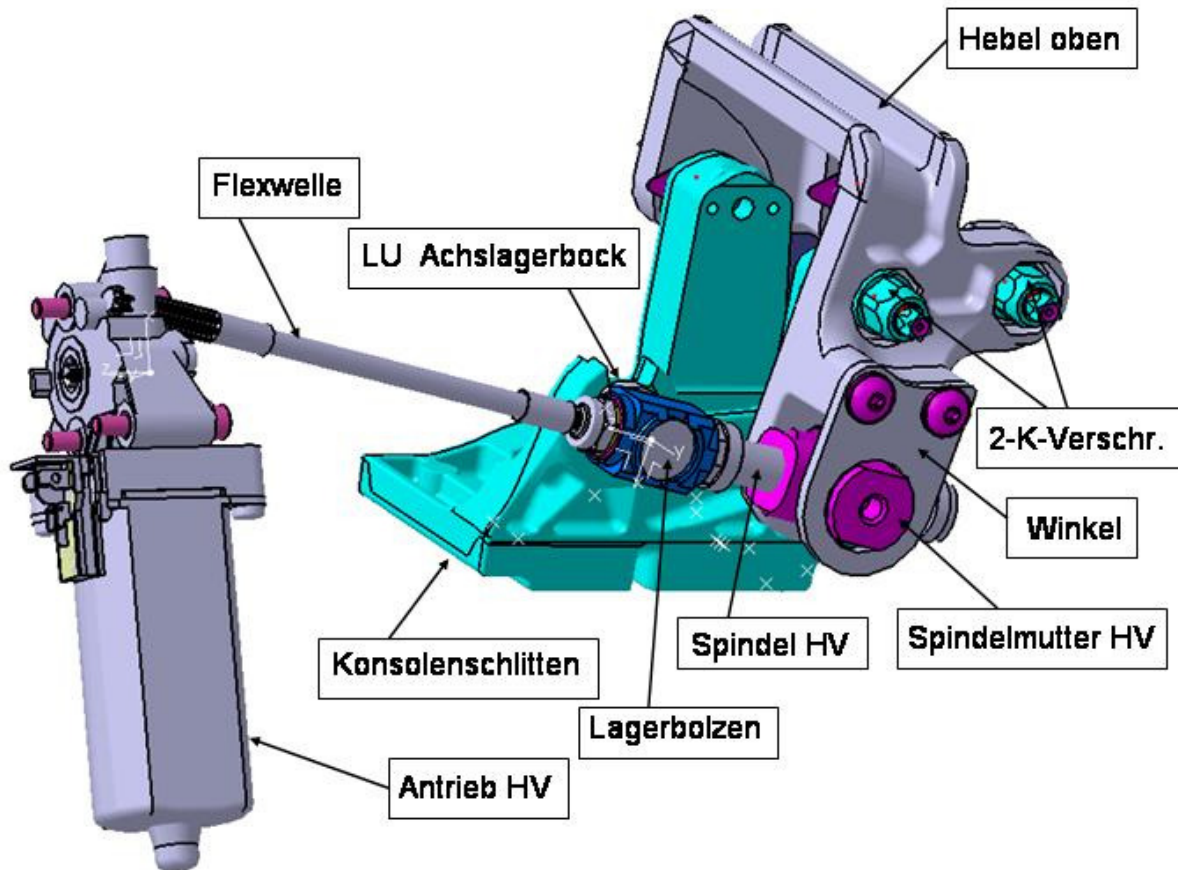


Abbildung 3: Übersicht Höhenverstellung BR 204

Die Abbildung 3 zeigt die Übersicht der Höhenverstellung der BR 204.

Die Unterbaugruppe Höhenverstellung der EVLS BR 204 lässt sich mit einem Elektromotor verstellen.

Die Ausgangsleistung des Elektromotors wird über ein Umlenk- und Übersetzungsgetriebe in eine biegeweiche Welle mit der Bezeichnung Flexwelle eingeleitet.

Die Flexwelle überträgt das Drehmoment formschlüssig über eine Vierkantverzahnung auf die Spindel HV.

Die Spindel HV ist durch den Lagerbock drehbar gelagert.

Der Lagerbock hat einen festen Drehpunkt um den Lagerbolzen.

Auf der Spindel HV sitzt eine Spindelmutter HV, die durch den Hebel oben und den Winkel schwenkbar gelagert ist.

Durch Rotation der Spindel HV wird die Spindelmutter HV auf dem Spindelgewinde verfahren. Die translatorische Bewegung der Spindelmutter HV verstellt den Hebel oben um seinen festen Drehpunkt am Konsolenschlitten. Das andere Hebelende ist am Mantelrohr oben drehbar gelagert und hebt bzw. senkt das Mantelrohr und damit auch das Lenkrad.

2.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung lautet: Entwicklung einer Verstelleinheit für elektrisch verstellbare PKW-Sicherheitslenksäulen.

Dies bedeutet, dass die Höhenverstellung der elektrisch verstellbaren Serienlenksäule BR 204 optimiert werden soll.

Dabei konzentriert sich die Aufgabenstellung auf vier zentrale Punkte:

1. Die Serienlenksäule soll laut Lastenheftanforderung eine Funktionsprüfung unter $T=-35^{\circ}\text{C}$ bestehen. Diese Funktionsprüfung beinhaltet einen Lastwechsel der Höhenverstellung. Bei einem Lastwechsel wird die Lenksäule in der Höhe von Anschlag zu Anschlag einmal hoch und einmal hinunter verstellt. Diese Verstellung muss stetig und ohne Stocken erfolgen, da sonst vom Motorsteuergerät eine Fehlermeldung ausgegeben wird. Die Serienlenksäule hat bisher, außer mit Grenzmustern, den Funktionstest der Höhenverstellung unter $T=-35^{\circ}\text{C}$ nicht bestanden. Mit Hilfe von Vorversuchen sollen die größten Beitragsleister an den Verstellkräften ermittelt werden. Das Bauteil, das maßgeblich an dem starken Anstieg der Verstellkraft unter Tieftemperaturen beteiligt ist, soll unter Entwicklung verschiedener Lösungsansätze konstruktiv optimiert werden.
2. Ein weiteres Bauteil, das in der Serienlenksäule - unabhängig von der Tieftemperaturverstellung - optimiert werden soll, ist die Lagerung der Spindel HV. Die Spindel Lagerung im Achslagerbock führt in einzelnen Fällen zu erhöhten Geräuschen und starken Taumelbewegungen der Spindel HV. Durch die starken Taumelbewegungen steigt der Verschleiß der Spindelmutter HV im Dauerlaufstest stark an. Dadurch kann es zu Spiel in der Verbindung von Spindelmutter HV zum Winkel und zum Hebel oben kommen.
3. Ein weiterer Punkt, der zu untersuchen ist, ist der Einfluss des Schmiermittels auf das System der Höhenverstellung beim Verfahren unter Tieftemperaturen. Die Höhenverstellung muss von den Toleranzen so ausgelegt werden, dass kein Spiel in der Höhenverstellung entstehen kann.
4. Zur Qualitätssicherung soll eine Methode entwickelt werden, wie die Höhenverstellung unter Klimaeinfluss in der Klimakammer untersucht werden kann. Bisher wurde in der Abteilung EPP-L im Rahmen der Serienfreigabe nur unter Raumtemperatur eine Verstellcharakteristik-Messung abgeprüft sowie zu Beginn des Verstelldauerlaufes eine Funktionsprüfung unter Klimaeinfluss durchgeführt, die aber keine qualitative Aussage über die Verstellkräfte bzw. Momente unter Klimaeinfluss geben können.

2.3 Vorversuche

Die Voruntersuchung zur Ermittlung der Reibmomente der elektrisch verstellbaren Lenksäule der Baureihe 204 erfolgte in den Drehpunkten der Höhenverstellung.

Dabei wurden von den jeweiligen Drehpunkten jeweils fünf Muster aufgebaut und bei Raumtemperatur die jeweiligen Losbrechmomente mit Hilfe von Handfederwaagen oder Reibmomentmessuhren gemessen.

Die 2-Komponenten-Verschraubungen (2-K-Versch.) am Hebel oben wurden nicht messtechnisch untersucht. Eine subjektive Betrachtung hat in Vorfeld gezeigt, dass nur geringe Reibmomente auftreten. Die Gleitplättchen zwischen den verbundenen Bauteilen reduzieren die Reibung zwischen den Gleitflächen. Die verbundenen Bauteile sind aus dem gleichen Werkstoff, daher sind keine Anstiege des Reibmoments aufgrund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten zu erwarten.

Alle weiteren Drehpunkte werden nachfolgend einzeln aufgelistet und die Messungen erläutert.

2.3.1 HV Drehpunkt

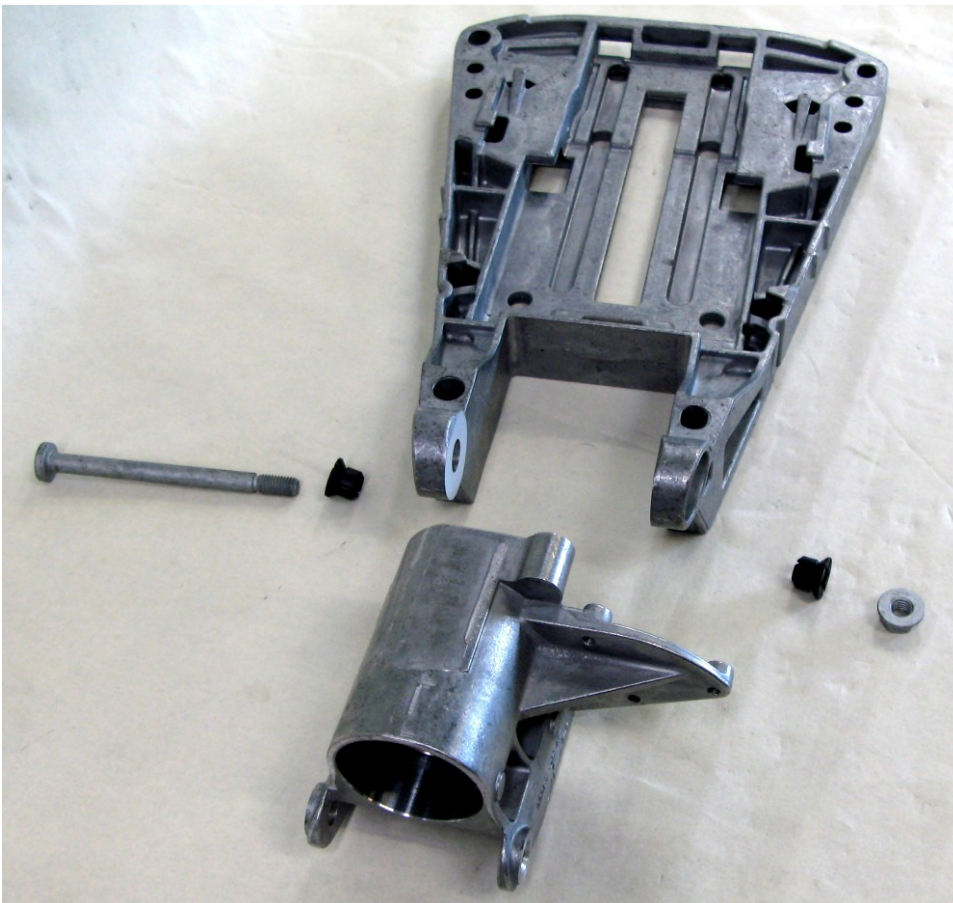


Abbildung 4: Übersicht zugehörige Bauteile zum HV Drehpunkt

Im HV Drehpunkt ist die Lenkspindel unten mit einem durchgehenden Bolzen drehbar gelagert. Als Lagerhülsen dienen zwei Lagerbuchsen aus Kunststoff, die jeweils zwischen dem Bolzen und der Aufnahme ELV eingesetzt sind. Die Abbildung 4 zeigt die Bauteile und deren Anordnung im unmontierten Zustand.

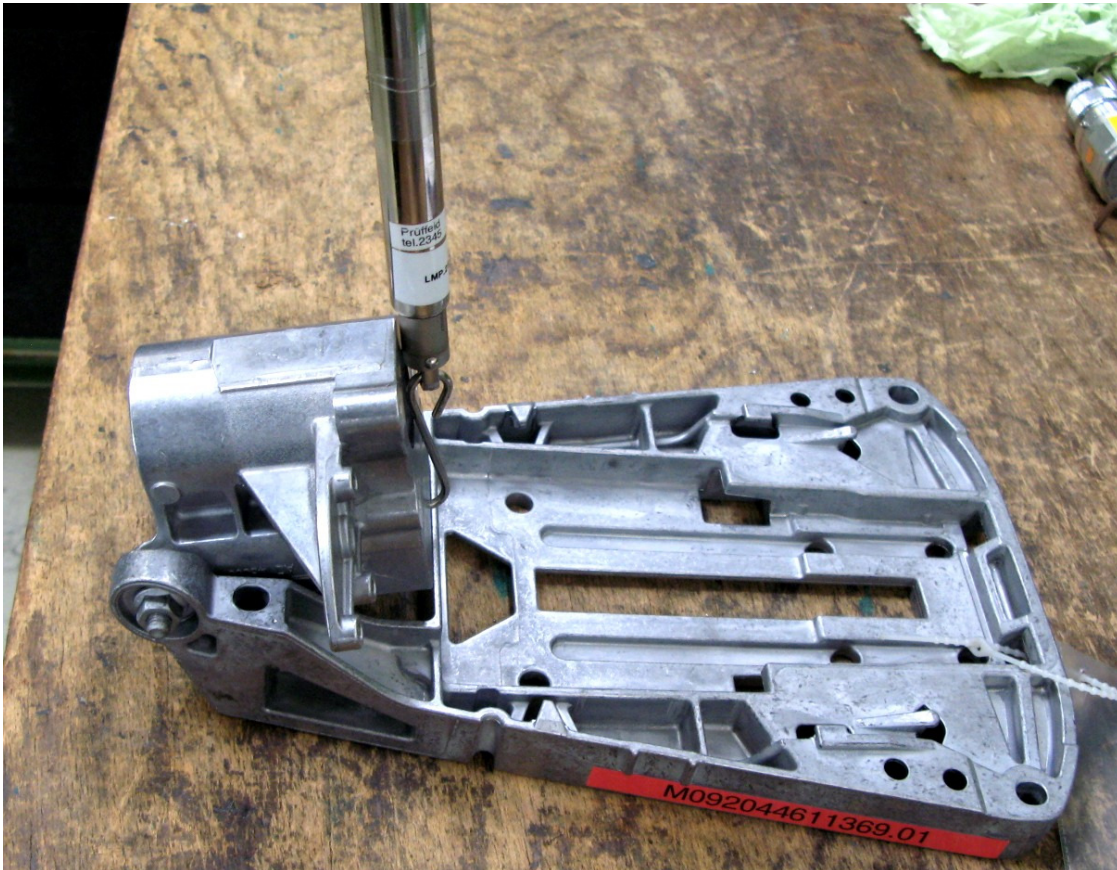


Abbildung 5: Messaufbau HV Drehpunkt

Die Messung der Losbrechkraft erfolgte mit einer Handfederwaage. Aus der Messung der Losbrechkraft ist mit der bekannten Hebellänge vom Angriffspunkt der Federwaage zum Drehpunkt das gesuchte Losbrechmoment berechnet worden. Abbildung 5 zeigt den Messaufbau.

2.3.2 Getriebe HV



Abbildung 6: Getriebe HV mit Flexwelle

Die Abbildung 6 zeigt das Getriebe vom Antrieb HV und die Flexwelle.

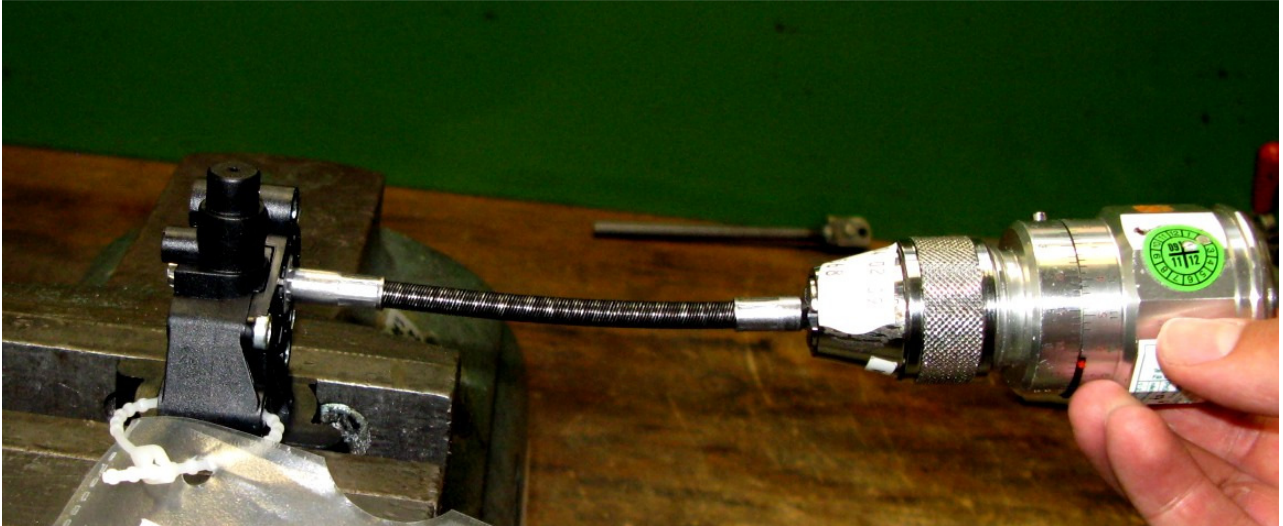


Abbildung 7: Messaufbau Getriebe HV

Das Losbrechmoment des Getriebes vom Antrieb HV wurde, wie in Abbildung 7 zu sehen, mit der Tohnichi Reibmessuhr gemessen.

2.3.3 LU Lagerbock

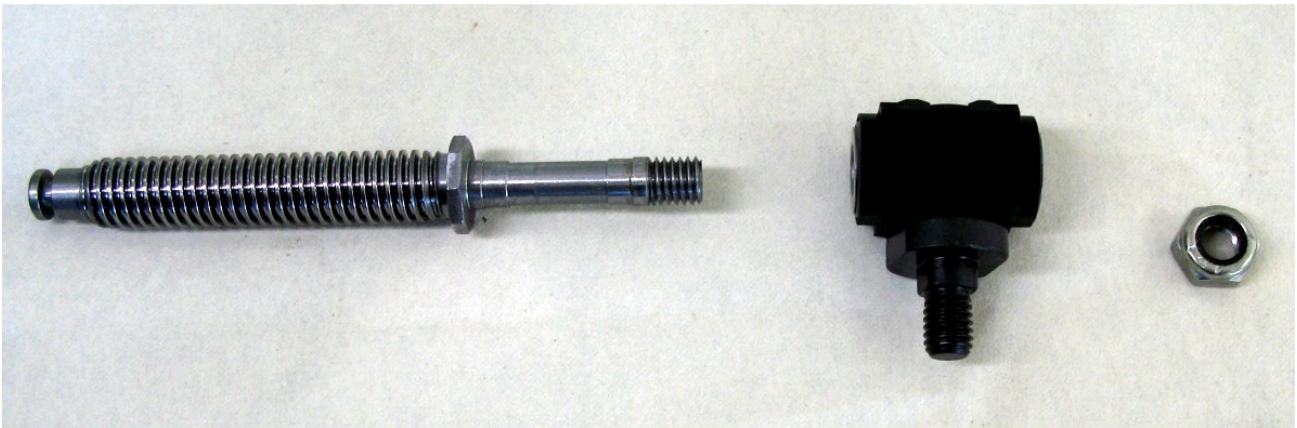


Abbildung 8: Spindel HV mit LU Achslagerbock

Der Achslagerbock lagert die Spindel HV, hier in Abbildung 8 im unmontierten Zustand zu sehen.

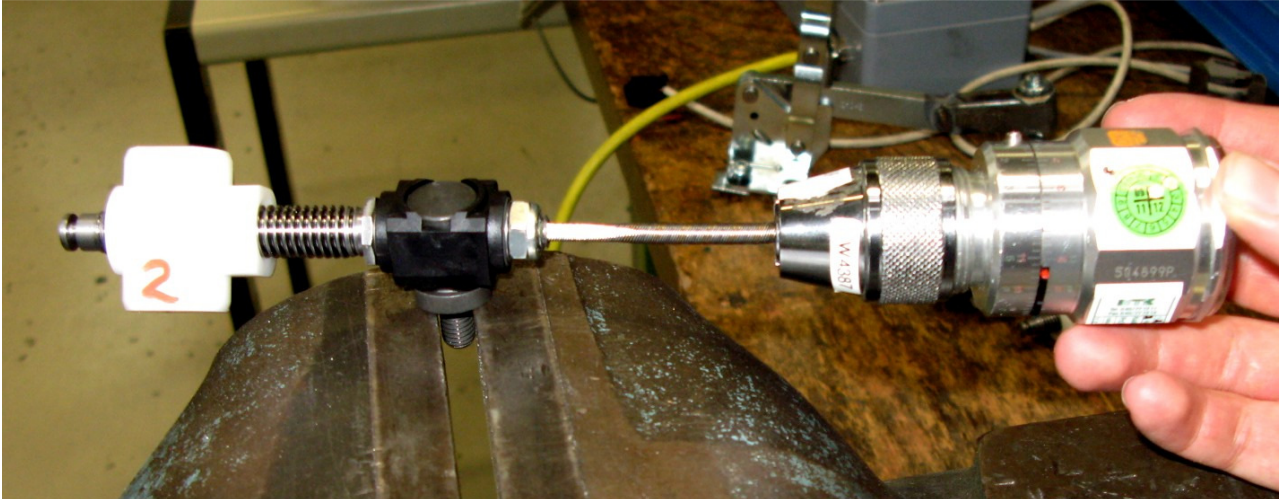


Abbildung 9: Messaufbau Reibmoment LU Achslagerbock

Das Losbrechmoment zur Verdrehung der Spindel HV in den Axiallagern des Lagerbocks wurde ebenfalls, wie in Abbildung 9 zu sehen ist, mit der Tohnichi Reibmessuhr ermittelt. Da das Futter von der Reibmomentmessuhr nur kleine Durchmesser aufnehmen kann, wurde die Flexwelle als Anbindung zu Hilfe genommen.

2.3.4 Drehpunkt Achslagerbock

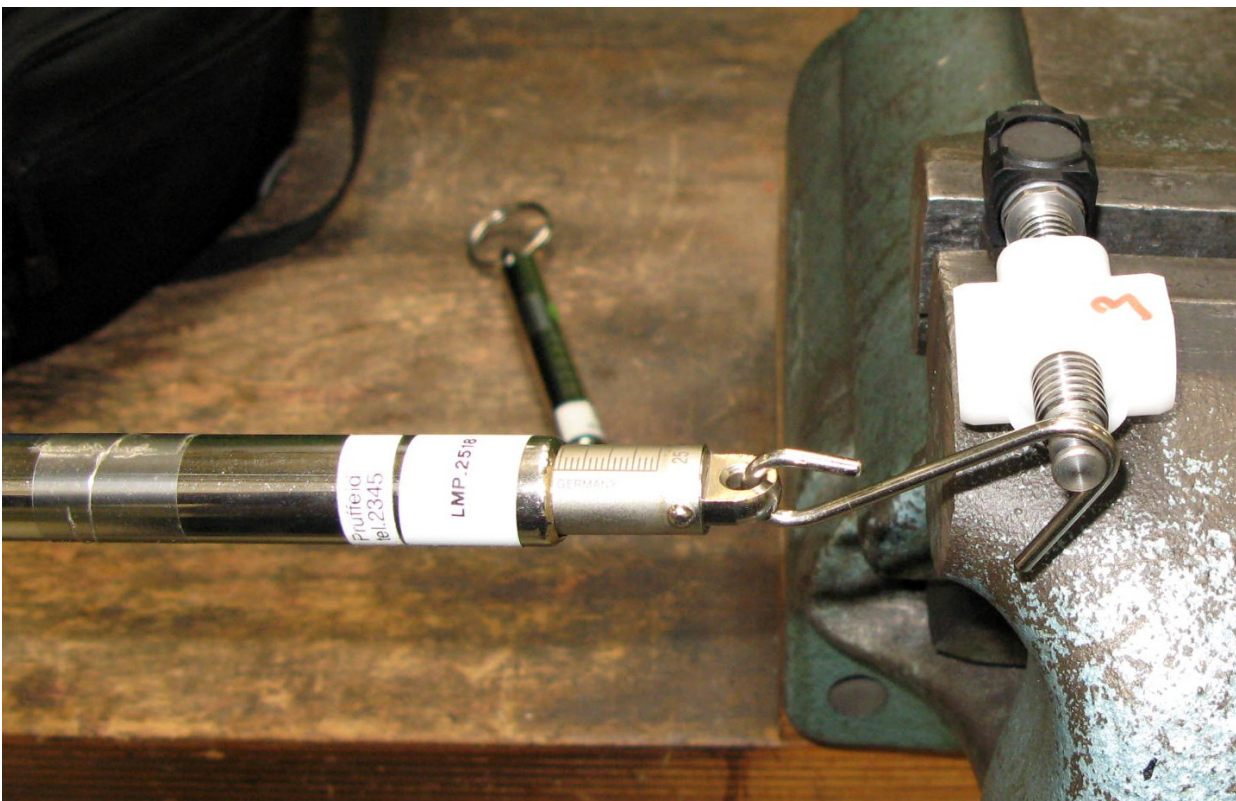


Abbildung 10: Messaufbau Drehpunkt Achslagerbock

Der Achslagerbock dreht sich um den Lagerbolzen. Das dafür benötigte Losbrechmoment wurde mit einer Handfederwaage analog zur Messung des Drehpunktes ELV ermittelt. Der Messaufbau ist auf der Abbildung 10 zu sehen.

2.3.5 Gewinde der Spindelmutter HV

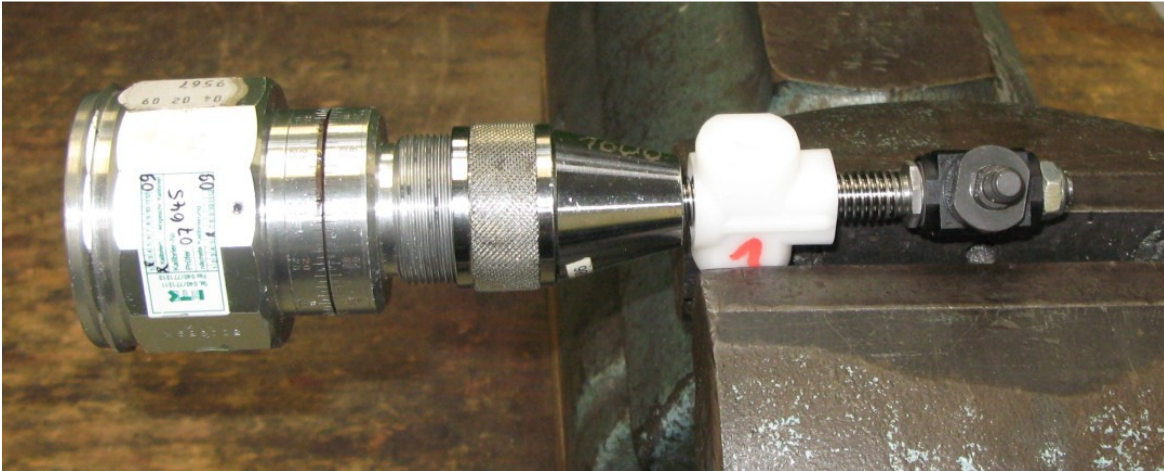


Abbildung 11: Messaufbau Gewinde Spindelmutter HV

Diese Messung wurde, wie in Abbildung 11 zu sehen, mit der größeren Tohnichi Reibmessuhr mit dem Messbereich von 2-36Ncm durchgeführt. Analog dazu wurde auch die Messung mit dem geschmierten Gewinde der Spindel vorgenommen. Als Schmiermittel wurde Klübersynth LIP 84-42 verwendet.

2.3.6 Drehpunkt Spindelmutter HV

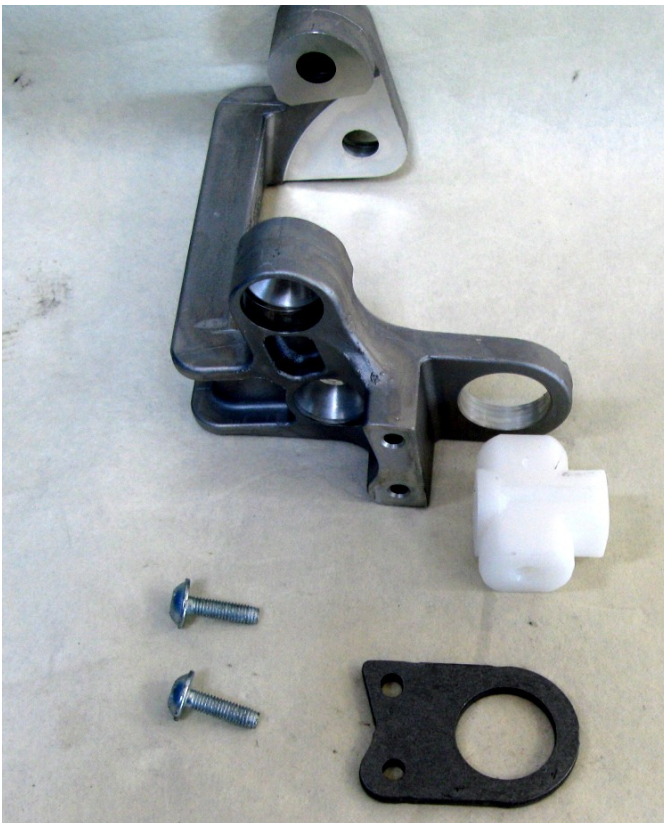


Abbildung 12: Übersicht Hebel oben mit Winkel und Spindelmutter HV

Die Spindelmutter HV ist schwenkbar im Hebel HV gelagert und dreht sich um die Zapfenachse. Die Übersicht der dazu benötigten Bauteile ist in der Abbildung 12 zu sehen.



Abbildung 13: Messaufbau Drehpunkt Spindelmutter HV

Das dafür benötigte Losbrechmoment wurde mit einer Handfederwaage analog zur Messung des Drehpunktes ELV ermittelt. Der dafür angefertigte Hebel besteht aus einer gekürzten Spindel mit einer Bohrung, in die die Federwaage eingehakt werden konnte. Diese Messung, wie in Abbildung 13 zu sehen, wurde mit geschmierten und nicht geschmierten Spindelmuttern durchgeführt. Als Schmiermittel wurde das Klübersynth LIP 84-42 verwendet.

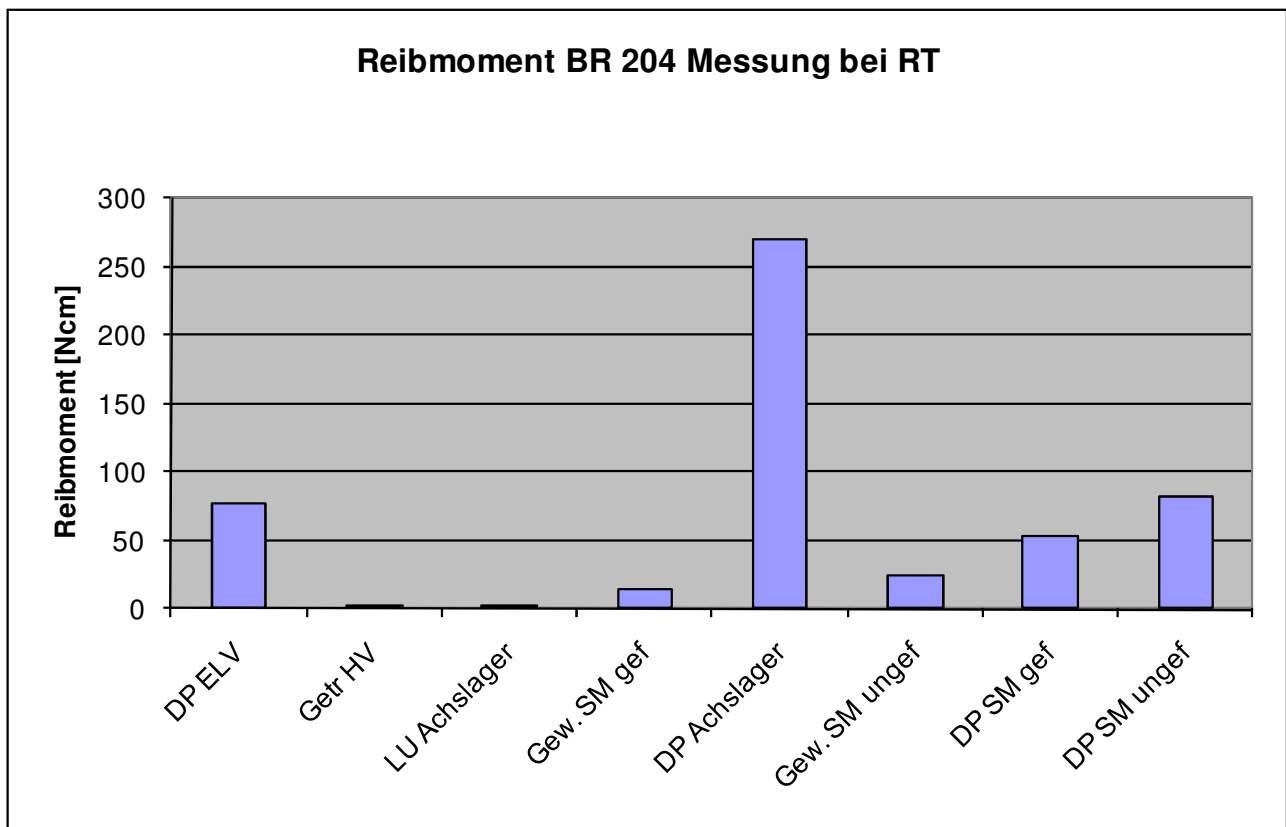


Abbildung 14: Gemittelte Reibmomente der einzelnen Messpunkte

Die Messergebnisse der oben beschriebenen Versuche sind in der Abbildung 14 zusammengefasst.

Von jedem Muster wurden jeweils drei Messungen durchgeführt und der Mittelwert gebildet.

Die Auswertung der Vorversuche hat ergeben, dass das größte Losbrechmoment im Drehpunkt des Lagerbocks entsteht.

Die Passung zwischen dem Lagerbolzen und dem Achslagerbock ist von den Konstrukteuren der BR204 besonders eng gewählt worden, da jegliches Spiel in dieser Passung unmittelbar am Lenkrad spürbar wäre.

Dieses hohe Losbrechmoment ist die Hauptursache für die im zweiten Kernpunkt der Aufgabenstellung beschriebene Problematik an der Lagerung der Spindel HV.

Die Betrachtung der weiteren Bauteile der Höhenverstellung zeigt auf, dass die Drehpunkte an der ELV und der Spindelmutter recht hohe Reibmomente aufweisen.

Das mittlere Reibmoment vom Drehpunkt ELV mit ca. 75 Ncm wirkt sich auf die Verstellkraft wesentlich geringer aus, da zwischen dem Drehpunkt und dem Abbindungspunkt der Höhenverstellung ein im Verhältnis großer Hebel liegt.

Die Spindelmutter HV aus Kunststoff lässt sich um ihren Drehpunkt nur schwer verdrehen. Die Ursache liegt analog zum Achslagerbock in der engen Passung zwischen Spindelmutter HV und Hebel oben bzw. Winkel, die aber aufgrund der geforderten Spielfreiheit nicht größer ausgelegt werden kann.

Das Reibmoment der nicht geschmierten Muster vom Trapezgewinde der Spindel und der Spindelmutter HV hat nach den Messungen einen Mittelwert von ca. 30 Ncm. Laut Zeichnungsvorgabe ist ein Reibmoment von 5 bis 40 Ncm im nicht geschmierten Zustand zulässig.

Die Versuche haben ergeben, dass eine Schmierung des Gewindes mit Klübersynth LIP 42-84 eine Reduzierung des Reibmomentes von ca. 30 % bringt.

Die Ursachen für deutlich erhöhtes Reibmoment bei der Höhenverstellung unter Tieftemperaturen liegen mit einem sehr hohen Anteil in der Bauteilpaarung: Spindel und Spindelmutter HV.

Diese Paarung wurde schon vor Beginn der Diplomarbeit vom Team EPP-L intensiv untersucht.

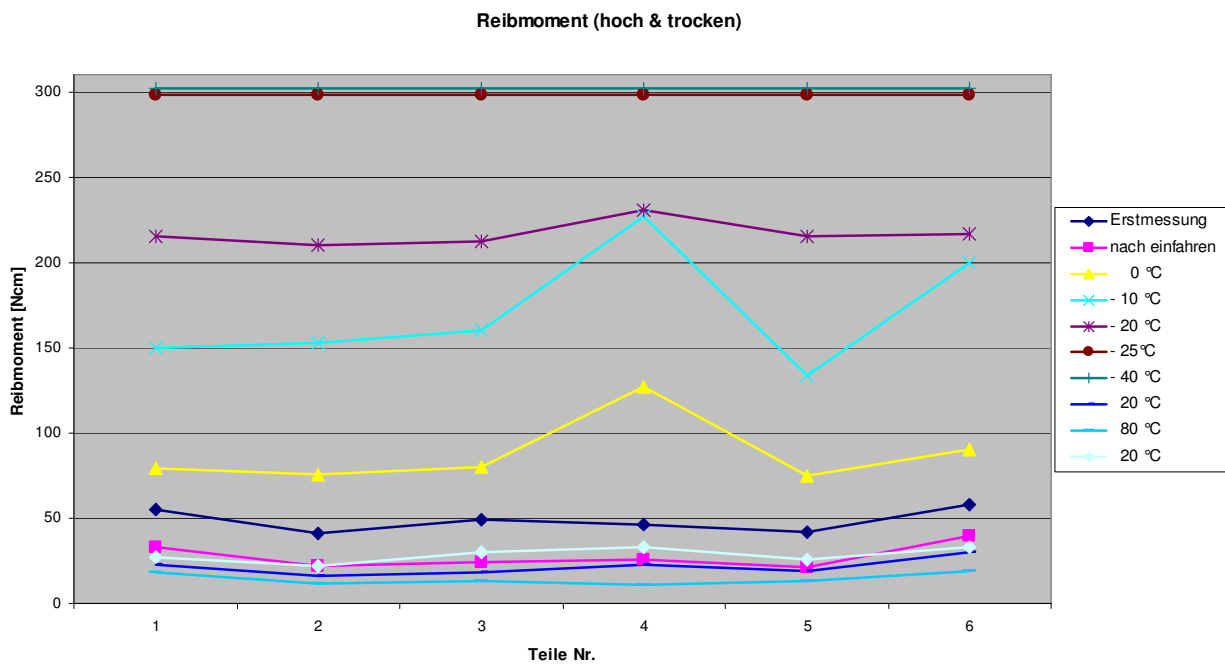


Abbildung 15: Gemessene Reibmomente bei verschiedenen Temperaturen [2]

Ein Versuch, bei dem die Reibmomente der Musterteile aus Spindel und Spindelmutter HV bei verschiedenen Temperaturen gemessen wurden, hat ergeben, dass das Reibmoment mit sinkender Temperatur stark ansteigt.

Die Abbildung 15 zeigt auf, dass die Muster aus Spindel und Spindelmutter HV beim ersten Verfahren ein Reibmoment von ca. 50 Ncm haben. Nach mehreren Lastwechseln konnte ein durchschnittlich reduziertes Reibmoment gemessen werden, das aufzeigt, dass ein Einfahrprozess stattfindet.

Die Messungen unter Temperatureinfluss zeigen auf, dass mit steigender Temperatur das Reibmoment um ca. 10 % abfällt.

Bei sinkender Temperatur steigt das Reibmoment stark an. Schon bei $T=0\text{ °C}$ steigt das Reibmoment um ca. 100% an.

Bei $T=-20\text{ °C}$ wird ein mittleres Reibmoment von ca. 220 Ncm gemessen. Das ist ein um ca. 630% höheres Reibmoment im Vergleich zum Reibmoment nach dem Einfahren.

Ab tieferen Temperaturen von $T=-25\text{ °C}$ wurden Reibmomente von 300 Ncm und höher gemessen, die aber nicht mehr im Messbereich lagen und deshalb in der Grafik den Wert 300Ncm erhalten haben.

Mittelwertskennlinie
ADJUSTMENT CHARACTERISTIC CURVE

$n_0 = 340 \text{ U/min}; m_k = 2.2 \text{ Nm}$
 $i_0 = 2 \text{ A}; i_k = 13 \text{ A}$

Prüfspannung $U_p = 13\text{V}$ bei Raumtemperatur
 TEST VOLTAGE $U_p = 13\text{V}$ AMBIENT TEMPERATURE

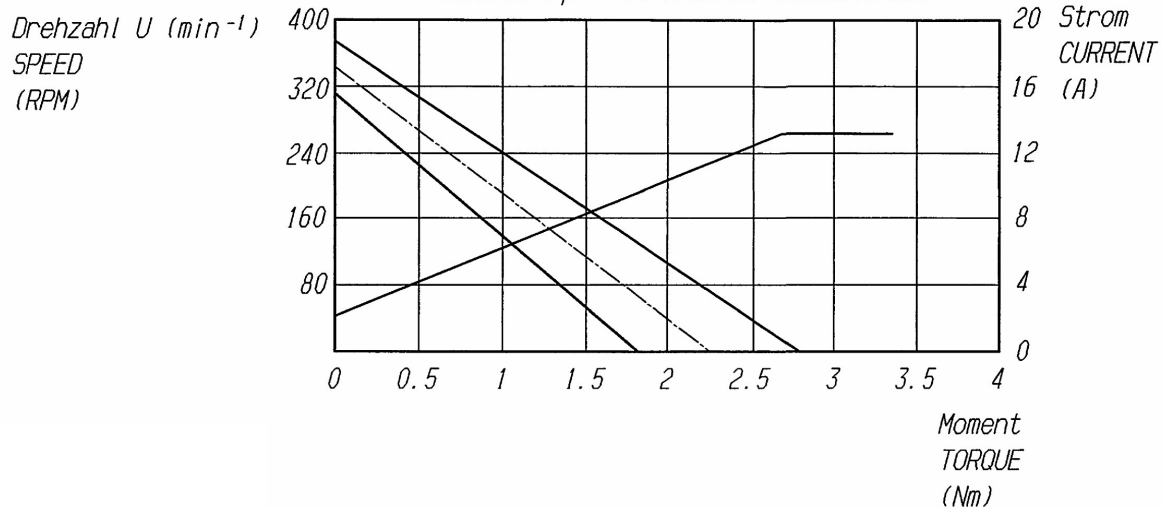


Abbildung 16: Motorkennfeld nach Zeichnungsvorgabe Antrieb HV [2]

Das Motorkennfeld des Antrieb HV -zu sehen in der Abbildung 16- verdeutlicht, dass das maximale Drehmoment, das abgegeben werden kann, ca. 275 Ncm beträgt. Daraus folgt, dass bei einem Reibmoment von 300 Ncm, das ab einer Tieftemperatur von $T = -25^\circ\text{C}$ zwischen Spindel und Spindelmutter auftritt, eine Verstellung unmöglich wird.

Dieses Ergebnis zeigt auf, dass eine konstruktive Lösung zur Reduzierung des Reibmomentes unter Tieftemperaturen gefunden werden muss. Die Spindelmutter HV wird ab Kapitel 4.2 komplett überarbeitet.

Um die Hintergründe besser zu verstehen, werden im Folgenden die theoretischen Grundlagen erläutert.

3 Theoretische Grundlagen

Diese Diplomarbeit betrachtet an vielen Stellen die Paarung verschiedener Werkstoffe und beschreibt ihr Verhalten bei Temperatureinflüssen. Um die unterschiedlichen Verhaltensweisen der Werkstoffe auf Temperatureinflüsse verstehen zu können, wird in diesem Abschnitt verkürzt der Aufbau und die Eigenschaften der verschiedenen Materialien beschrieben.

3.1 Aufbau und Eigenschaften von Kunststoffen

3.1.1 POM- Polyoxymethylen

Der für die Spindelmutter HV benutzte Serienwerkstoff ist Hostaform® Polyoxymethylen Copolymer.

POM zählt zu den technischen Kunststoffen und ist in der Anwendung für Präzisionsteile weit verbreitet.

Der hochkristalline, thermoplastische Kunststoff bietet durch seine einfache Verarbeitungsmöglichkeit Kostenvorteile gegenüber anderen Werkstoffen. Der Materialpreis liegt laut Literatur zwischen 2,50 und 3,50 €/Kg.

Hostaform® POM weist eine hohe Festigkeit und Steifigkeit bei geringem Verschleiß auf. [2] und [3]

3.1.2 Kristallstruktur von Polymeren

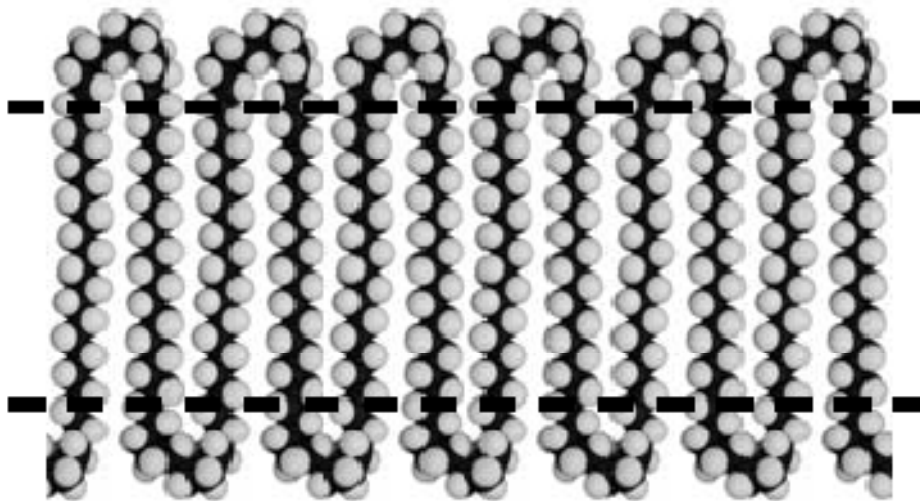


Abbildung 17: Kettenfaltung von Makromolekülen [3]

Die Ursache der hohen Festigkeit von teilkristallinen Polymeren, zu denen auch Hostaform® Polyoxymethylen Copolymer zählt, ist hauptsächlich den Kristallen der teilkristallinen Struktur zuzuschreiben.

Anders als z.B. Eisenmetalle sind Polymere nicht in der Lage, eine vollkristalline Struktur zu erlangen.

Wenn Polymere kristallisieren, kann es zur Kettenfaltung kommen. In der Abbildung 17 ist das Modell von gefalteten Makromolekülen dargestellt.

Die idealisiert dargestellte Kettenfaltung wird in der Realität nicht erreicht. Häufig kommt es zu irregulären Faltungen, die eine Vollkristallisation des Polymers verhindern. Anders als bei Metallen ist durch diese Versetzungen kein relevanter Einfluss auf die Plastizitätsgrenze merklich.

Die plastische Verformung von teilkristallinen Polymeren wird mit einem Abspulen der gefalteten Ketten erklärt.

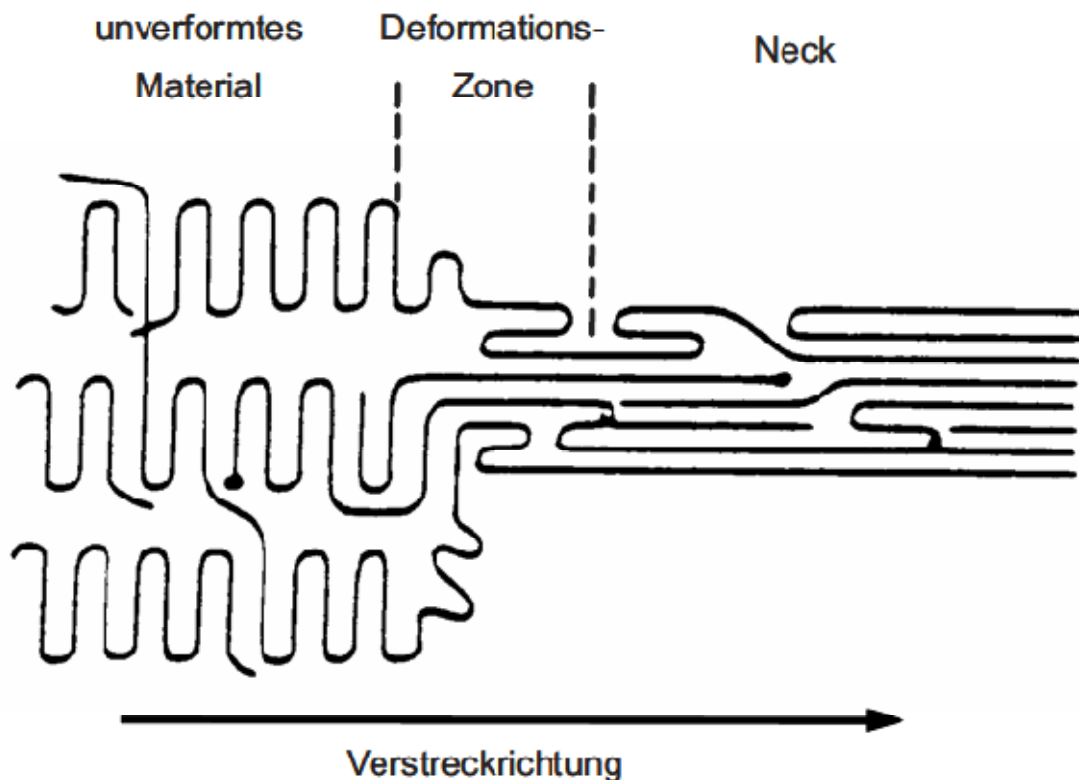


Abbildung 18: Zonen bei plastischer Verformung [3]

Die Abbildung 18 zeigt das modellhafte Abwickeln der gefalteten Ketten. Bei der plastischen Verformung entsteht zwischen dem unverformten Material und dem Neck, bzw. der Einschnürung eine Deformations-Zone. [3]

3.1.3 Elastizität

„Bei teilkristallinen polymeren Werkstoffen berechnet sich der E-Modul aus dem E-Modul der kristallinen Bereiche und dem E-Modul der amorphen Zwischenschicht. Der E-Modul der kristallinen Bereiche ist stark richtungsabhängig, parallel zur Kettenrichtung beträgt er ca. 5 GPa, senkrecht zur Kettenrichtung lediglich ca. 250 MPa, wobei diese Moduli nur gering temperaturabhängig sind. Der E-Modul der amorphen Zwischenschicht liegt in der Größenordnung von 500 MPa, ist aber zudem stark temperaturabhängig. Hieraus wird ersichtlich, dass gilt:

Die E-Modul-Angaben von Kunststoffen sind nur Richtwerte!

Sowohl die Temperatur, die Kristallinität und vor allem eine mögliche Orientierung der kristallinen Bereiche sind dafür verantwortlich, dass der E-Modul teilkristalliner Polymere in weiten Bereichen variieren kann.“ [3]

Dieser Auszug aus dem Fachbuch macht deutlich, wie wichtig die versuchstechnische Erprobung ist.

Schwankungen oder Änderungen im Fertigungsprozess können große Einflüsse auf die Festigkeit von teilkristallinen Polymeren haben.

Die Gefahr besteht, dass durch eine Änderung im Fertigungsprozess eine andere Anordnung der Kettenausrichtung der kristallinen Struktur entsteht und der E-Modul sinkt.

Deshalb sollte jeder Änderung im Fertigungsprozess eine versuchstechnische Überprüfung der Festigkeit folgen.

3.1.4 Plastizität

„Bei Kunststoffen ist das plastische Fließen üblicherweise mit einem hohen viskoelastischen Anteil gekoppelt. Die plastische Verformung setzt bei ca. 2 % Dehnung ein. Je nach Gefüge können sich jedoch vollkommen unterschiedliche Kurvenverläufe ergeben.“ [3]

3.1.5 Temperatureinflüsse

Die unterschiedliche Längenausdehnung durch Temperatureinflüsse von verschiedenen Werkstoffen ist einer der zentralen Punkte dieser Diplomarbeit.

In der Werkstoffpaarung POM-C zu Stahl kann vereinfacht ein um Faktor 10 höherer Wärmeausdehnungskoeffizient vom POM-C angenommen werden.

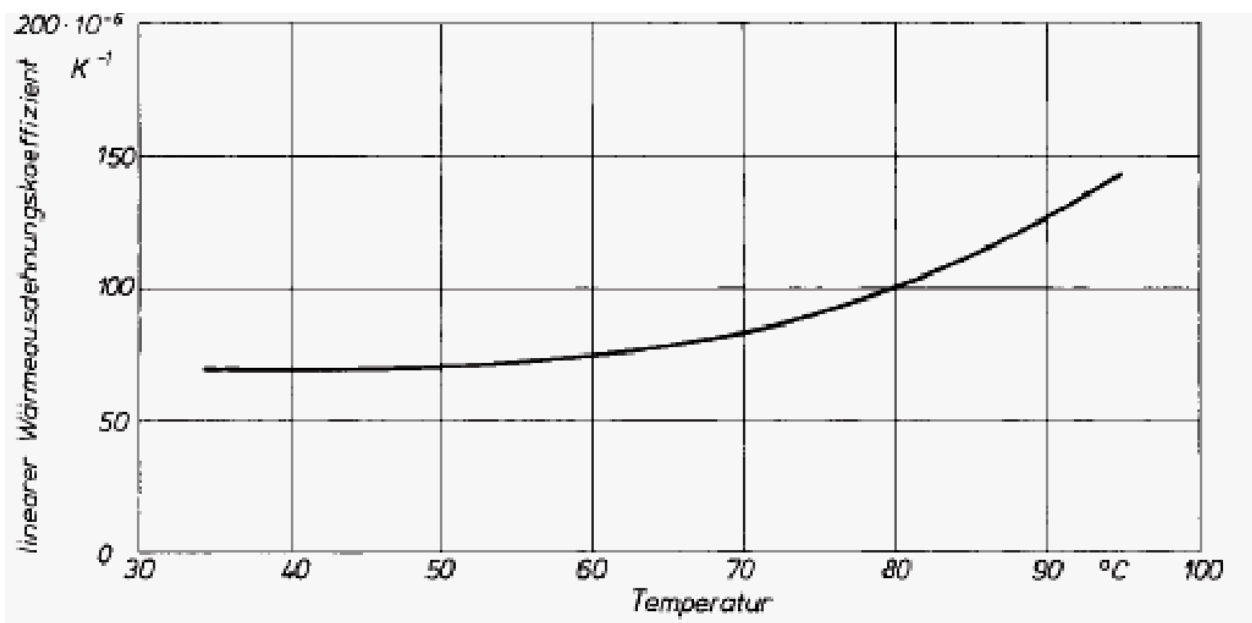


Abbildung 19: Abhängigkeit des linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten eines teilkristallinen Polymers von der Temperatur [4]

Eisenmetalle bzw. -legierungen haben einen konstanten linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten. Anders verhalten sich die Polymere. Der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient α_k ist von der Temperatur abhängig. Die Abbildung 19 stellt die Abhängigkeit des linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten α_k von der Temperatur eines teilkristallinen Polymers dar. Wie deutlich zu sehen ist, steigt der lineare Ausdehnungskoeffizient mit der Temperatur an.

Dieses stark unterschiedliche Verhalten von Polymeren und Eisenmetallen erschwert die Konstruktion von Spielpassungen, wenn die Passungen über einen größeren Temperaturbereich eingehalten werden sollen.

3.1.6 Kunststoff-Verbundwerkstoffe

Der Aufbau von Kunststoff-Verbundwerkstoffen, z.B. Glasfaser verstärkte Kunststoffe (GFK) und Kohlenstoff verstärkte Kunststoffe (CFK), besteht aus einer Matrix und den Verstärkungsfasern.

Die mechanischen und thermischen Eigenschaften von Faserverbundwerkstoffen sind stark abhängig vom relativen Anteil der Fasern und deren Anordnung.

Der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient α_k von Faserverbundwerkstoffen setzt sich aber nicht nur aus den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten der Matrix und der Fasern zusammen. Einen weiteren Einfluss auf den Koeffizienten haben auch die Festigkeiten der Matrix und der Fasern. [5]

| | α_T bzw. $\alpha_{T }$ zwischen 0-100°C [10 ⁻⁶ /K] | $\alpha_{T\perp}$ zwischen 0-100°C [10 ⁻⁶ /K] |
|-------------------|--------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| Stahl | 11,7 | |
| Invar-Stahl | 1,3 | |
| Aluminium | 23,5 | |
| Titan | 8,6 | |
| Magnesium | 26 | |
| Quarzglas | 0,5 | |
| E-Glasfaser | 5,1 | 5,1 |
| C-Faser HT (T300) | -0,455 | 12,5 |
| C-Faser ST (T800) | -0,56 | 12,5 |
| C-Faser HM (M40) | -1,08 | 31 |
| Aramidfaser HM | -2 | 17 |
| Epoxidharz | 50-67 | |
| Polyamid | 90-100 | |
| Polypropylen | 120-150 | |

Abbildung 20: Übersicht Ausdehnungskoeffizienten verschiedener Materialien [5]

Die Abbildung 20 zeigt eine Auflistung von verschiedenen Metallen, Kunststoffen und Faserverwerkstoffen. Einige Spezialfasern haben in Längsrichtung sogar einen negativen Ausdehnungskoeffizienten, dafür aber in Querrichtung einen deutlich höheren positiven Ausdehnungskoeffizienten.

Durch die richtige Auswahl der Faser und des Matrixwerkstoffes kann ein ähnlicher Wärmeausdehnungskoeffizient wie z.B. von Stahl erreicht werden. Damit kann die Problematik der unterschiedlichen Ausdehnungen der verschiedenen Materialien bei Temperaturveränderungen reduziert werden.

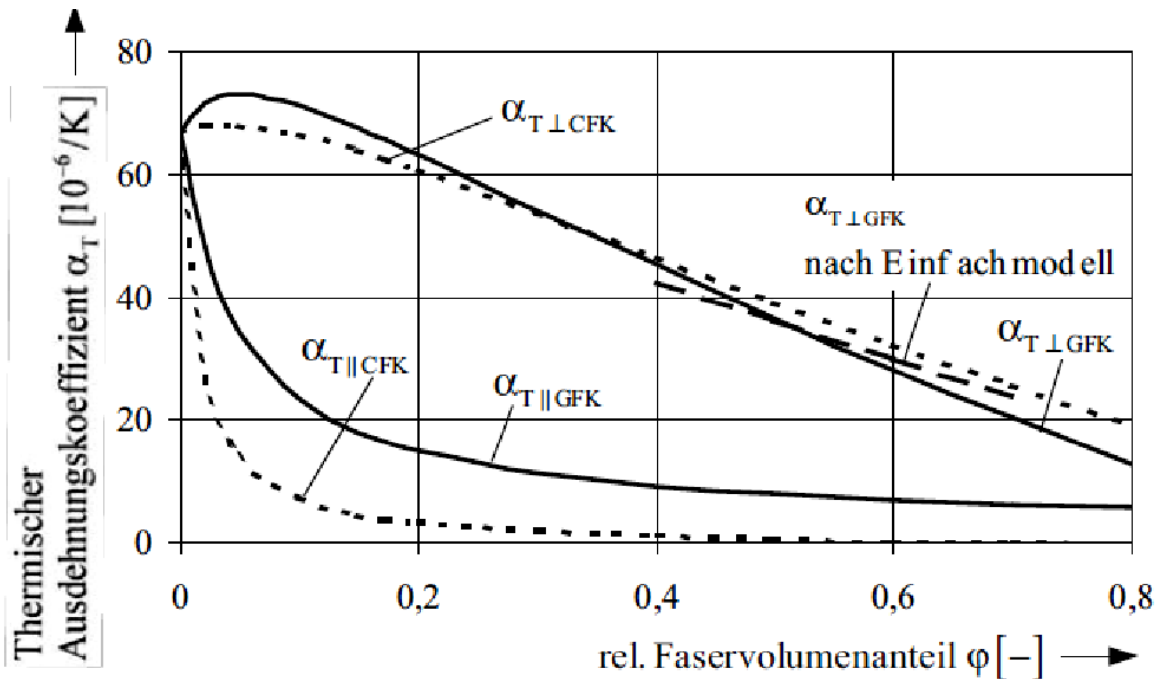


Abbildung 21: Abhängigkeit des thermischen Ausdehnungskoeffizienten vom relativen Faservolumenanteil [5]

Abbildung 21 zeigt beispielhaft die Veränderung des linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten in Abhängigkeit vom relativen Faseranteil und deren Ausrichtung.

In Abbildung 21 ist am Beispiel von CFK und GFK sehr gut zu erkennen, dass bei einem geringen relativen Faservolumenanteil die Ausrichtung der Faser einen großen Einfluss auf den thermischen Ausdehnungskoeffizienten hat. In Längsrichtung der Faser wird der Ausdehnungskoeffizient deutlich verringert, wobei der Abfall beim CFK wegen des negativen Ausdehnungskoeffizienten der C-Faser deutlich stärker ausfällt als bei der Glasfaser. Quer zur Faserrichtung zeigt der Ausdehnungskoeffizient eine annähernd proportionale Abhängigkeit vom relativen Faservolumenanteil.

Die Schwierigkeit bei der Fertigung liegt folglich darin, die Fasern so auszurichten, dass die gewünschten Werkstoffeigenschaften erreicht werden.

3.2 Lagerung von Wellen

Lager haben zwei Arten von Funktionen: Tragen und Führen. In der Praxis werden die beiden Aufgaben oft nicht getrennt, meist dominiert aber eine der beiden Funktionen. Zusätzlich gelten für die Umsetzung zwei Hauptforderungen: lange Lebensdauer und geringer Bewegungswiderstand.

Die zwei häufigsten Lagerarten zur Lagerung von Wellen sind die Gleit- und die Wälzlager.

3.2.1 Gleitlager

Bei Gleitlagern versucht man der Reibung durch geeignete Paarung von Grundwerkstoffen, Modifikation der Oberflächen oder Einbringen von Schmierstoffen fester, flüssiger oder gasförmiger Konsistenz zu begegnen. Die Wirkung solcher Zwischenstoffe ist umso

größer, je vollständiger die Trennung der Festkörperoberflächen gelingt und je geringer andererseits der Scherwiderstand ist. Fluide, insbesondere Gase, haben im Allgemeinen kleinere Scherwiderstände als Feststoffe. Eine Trennung der Festkörperoberflächen ist mit ihrer Hilfe möglich, indem den im Lager übertragenen Kräften durch einen entsprechenden Druck im Fluid das Gleichgewicht gehalten wird. Drücke in Fluiden können selbsttätig mit Hilfe einer Schlepplagerströmung durch sich verengende Querschnitte oder durch eine Quetschströmung infolge einer Annäherung der Oberflächen in Normalenrichtung entstehen (fluiddynamisches Prinzip); sie können aber auch durch eine äußere Energiequelle (Pumpe) erzwungen werden (fluidstatisches Prinzip). Beim fluiddynamischen Prinzip steigt der Druck mit der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit. Dies bedeutet, dass es im Stillstand und bei kleinen Geschwindigkeiten nicht möglich ist, die Festkörperoberflächen vollständig zu trennen. [6]

3.2.2 Wälzlager

Bei Wälzlagern versucht man, das Gleiten weitestgehend durch ein Abrollen zu ersetzen, indem man Wälzkörper mit kreisförmigem Querschnitt zwischen die tangential relativ zueinander bewegten Wirkflächen schaltet. Bei reinen Rollbewegungen ist der Bewegungswiderstand auch beim Anfahren aus dem Stillstand und bei kleinen Geschwindigkeiten sehr gering; er entsteht durch Energieverluste infolge Hysterese, das heißt, durch innere Reibung im Werkstoff bei den zyklischen elastischen Verformungen während des Überrollens. [6]

3.3 Aufbau und Eigenschaften von Schmiermitteln

Festschmierstoffe kommen besonders dann zum Einsatz, wenn flüssige und konsistente Schmierstoffe die geforderte Schmierwirkung nicht erfüllen können. Dieses tritt häufig bei folgenden Betriebsbedingungen auf: niedrige Gleitgeschwindigkeiten, oszillierende Bewegungen, hohe spezifische Belastungen, hohe oder tiefe Betriebstemperaturen, sehr niedrige Umgebungsdrücke (Vakuum) und aggressive Umgebungsatmosphären.

Festschmierstoffe wirken zum einen in Form von Pulver, Pasten oder Gleitlacken direkt am Schmierfilmaufbau mit oder verbessern zum anderen in Ölen, Fetten oder in Lagerwerkstoffen das Schmierungsverhalten. [6]

3.3.1 Viskosität

Eine der wichtigsten Eigenschaften von Schmierstoffen ist deren Viskosität. Die dynamische (oder absolute) Viskosität η eines Fluids ist ein Maß für dessen Widerstand, den es einer Relativbewegung entgegensetzt. [6]

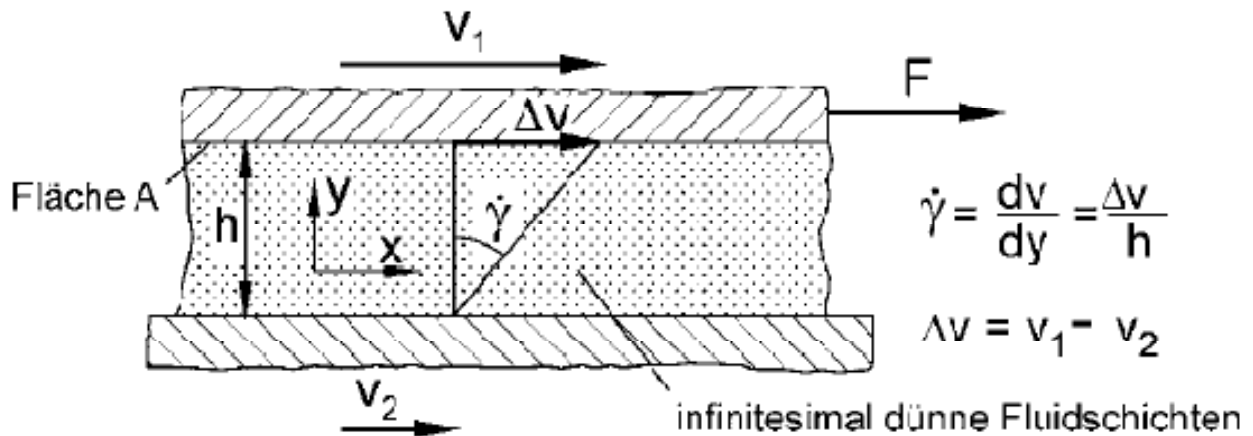


Abbildung 22: Modell zur Erläuterung der dynamischen Viskosität [6]

Die dynamische Viskosität η ist definiert als die erforderliche Scherkraft F , die in Richtung des Schmierstoffflusses zwischen zwei parallelen Ebenen wirkt und auf die Reibfläche A und den Geschwindigkeitsgradienten dv / dy zwischen den Ebenen bezogen und für die Aufrechterhaltung der Relativbewegung benötigt wird. Siehe auch Abbildung 22. [6]

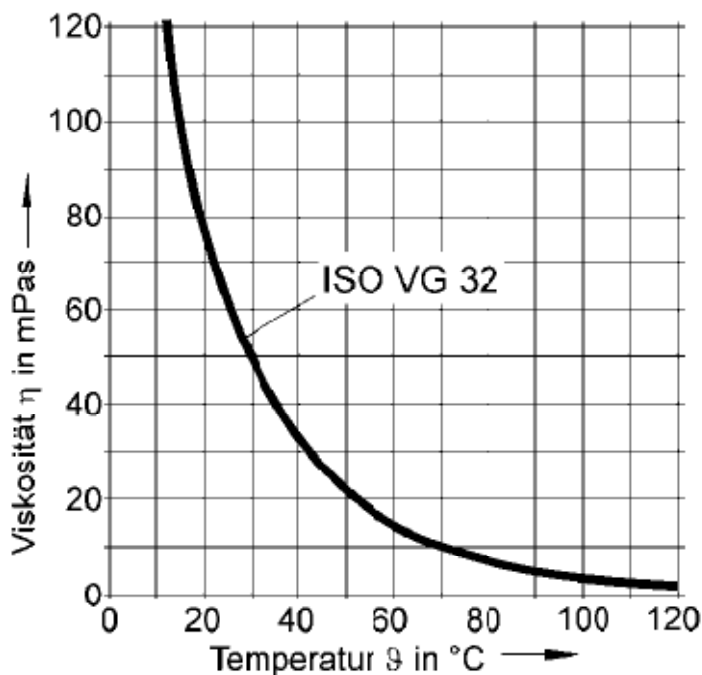


Abbildung 23: Abhängigkeit der dynamischen Viskosität von der Temperatur [6]

Die Eigenschaften von Schmiermitteln sind stark abhängig von den Eigenschaften ihres Grundöles.

Die Viskosität von Schmierölen ist sehr stark von der Betriebstemperatur abhängig. Mit zunehmender Temperatur fällt die Viskosität des Schmieröls beträchtlich ab. Die Abbildung 23 zeigt beispielhaft den Verlauf des Schmieröls ISO VG 32. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Viskosität mit abfallender Temperatur sehr stark ansteigt. Üblich sind auch Darstellungen im logarithmischen Maßstab, dadurch sind die Kurven annähernd linear. Die lineare Darstellung ermöglicht eine vereinfachte Messung, da theoretisch nur zwei Messpunkte zur Bestimmung der Geraden nötig sind.

Zur genauen Betrachtung, ab welcher Tieftemperatur die Kurve ansteigt, ist die logarithmische Darstellung aber nur bedingt geeignet.

Für die Auslegung von geschmierten Kontakten ist es wichtig, die Viskosität bei der Betriebstemperatur zu kennen, da diese die Schmierstalthöhe der zu trennenden Oberflächen entscheidend beeinflusst. Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten der Schmierstoffe wird messtechnisch mit Hilfe von Viskosimetern ermittelt. [6]

In früheren Versuchen bei EPP-L wurde der Einfluss des Serien-Schmiermittels auf die Funktion des Spindelgewindes untersucht und festgestellt, dass das Serienschmiermittel einen negativen Einfluss auf die Verstellung unter Tieftemperaturen hat.

Daraufhin wurde die Untersuchung der dynamischen Viskosität des Serienschmiermittels im Vergleich mit verschiedenen alternativen Schmiermitteln extern beauftragt.

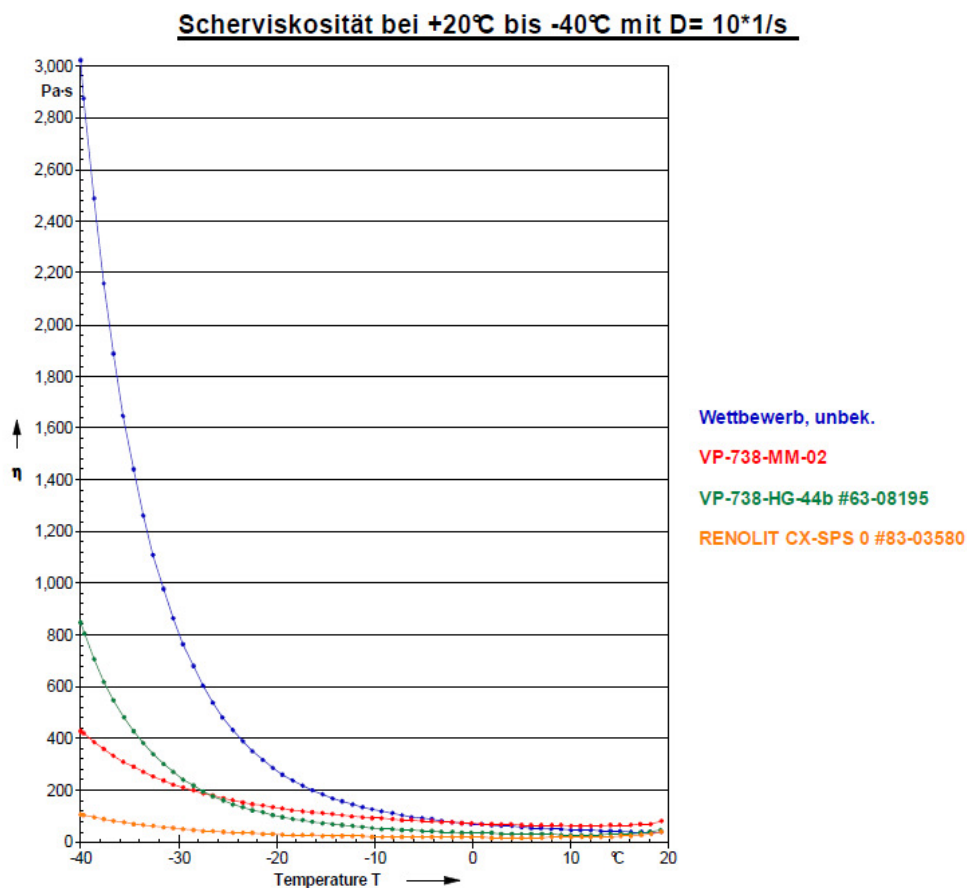


Abbildung 24: Vergleich der dynamischen Viskosität der Schmiermittel: Berusoft 15, VP-738-MM-02, VP-738-HG-44b und Renolit CX-SPS 0 [2]

Die Untersuchung zeigte auf, dass das Serienschmiermittel Berusoft 15, in der Abbildung 24 mit der blauen Kurve dargestellt, ab einer Tieftemperatur von $T=-20^{\circ}\text{C}$ einen starken Anstieg der dynamische Viskosität hat. Diese hohe dynamische Viskosität hat einen Anstieg der Verstellkräfte zur Folge.

Vor Beginn der Diplomarbeit wurde innerhalb der Abteilung EPP-L festgelegt, dass mit der nächsten Modellpflege ein neues Schmiermittel mit der Bezeichnung Klübersynth LIP 84-42 auf der Spindel und der Spindelmutter eingesetzt werden soll.

Aufgrund dieser geplanten Änderung wurden in dieser Diplomarbeit für alle untersuchten Bauteile, an denen Schmiermittel benötigt wird, das Klübersynth LIP 84-42 verwendet.

Temperaturversuch mit $D = 10 / s$

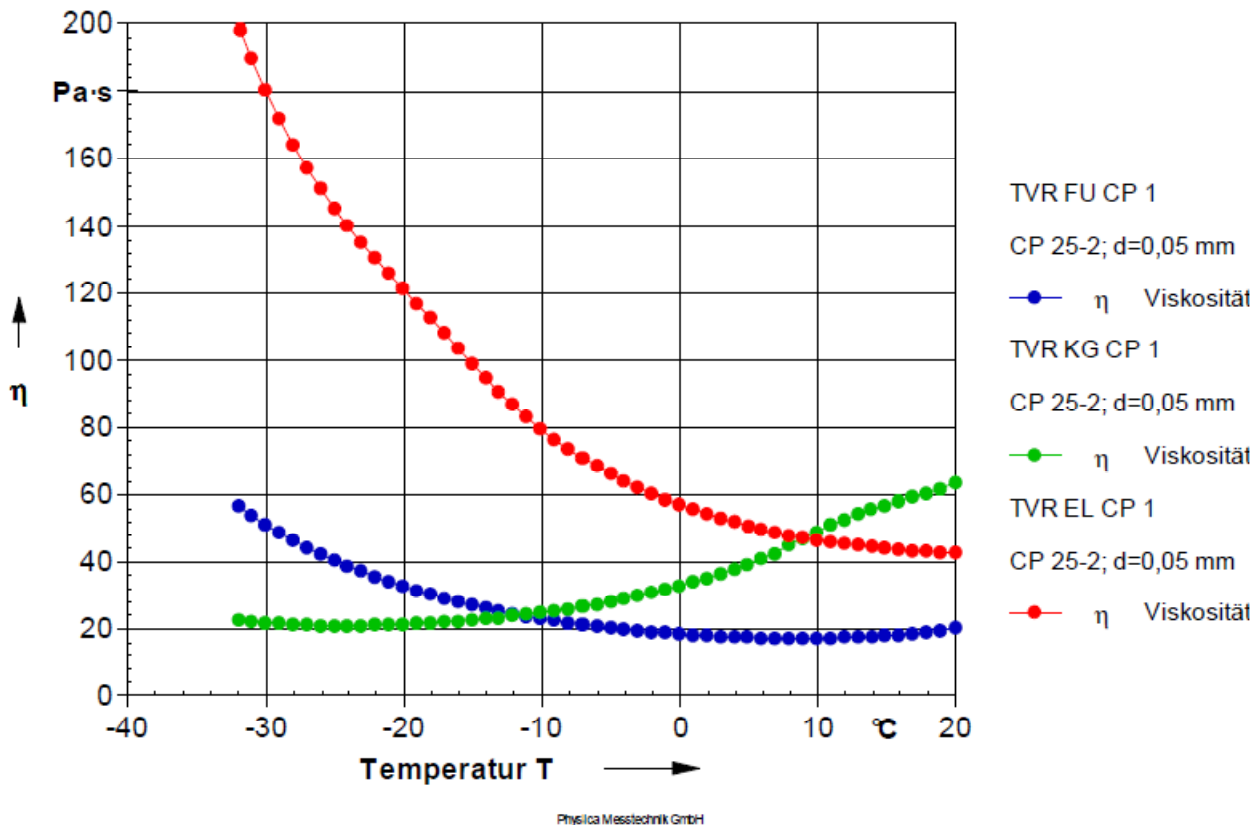


Abbildung 25: Vergleich der dyn. Viskositäten im Temperaturbereich $T = -35^{\circ}\text{C}$ bis $T = 20^{\circ}\text{C}$ [2]

Die Messung der dynamischen Viskosität wurde in der HAW-Hamburg untersucht. Die Ergebnisse zeigten ein sehr günstiges Verhalten bei Tieftemperaturen bis $T = -35^{\circ}\text{C}$, siehe auch die grüne Kurve in der Abbildung 25.

Das Schmiermittel Klübersynth LIP 84-42 hat bei einer Tieftemperatur von $T = -40^{\circ}\text{C}$ eine dynamische Viskosität η von $26,9 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Im Vergleich zum Serienschmiermittel Berusoft 15 mit $\eta \approx 3000 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ist deshalb eine deutliche Verringerung der Verstellkraft beim Verfahren der Lenksäule bei Tieftemperaturen zu erwarten.

4 Konstruktive Lösungsvorschläge

In diesem Kapitel sind die konstruktiven Lösungsvorschläge für den Lagerbock und die Spindelmutter HV der BR 204 aufgeführt.

Die detaillierten Beschreibungen erklären, welche Argumente für und gegen die jeweiligen Lösungen bestehen.

Eine Übersicht der Lösungsvarianten ist in einer Bewertungsmatrix im Anhang zu finden. Die Bewertungen der einzelnen Funktionen erfolgten angelehnt an die VDI 2222-2225 Normen.

4.1 Lagerung Spindel HV

Die Spindel HV benötigt eine reibungsarme Lagerung, die eine Rotation um ihre Achse ermöglicht, um das vom Elektromotor bereitgestellte Drehmoment möglichst verlustfrei zu übertragen.

Zudem ergibt sich aus der Kinematik des Bauteils „Hebel oben“, dass die Spindel in der Fahrzeug X-Z-Ebene um die Y-Achse eine Schwenkbewegung vollführen muss. Um die in HV-Richtung eingeleiteten Kräfte abzustützen, muss die Lagerung in axialer Richtung der Spindelachse dynamische Crashkräfte bis zu 7,5 kN aushalten.

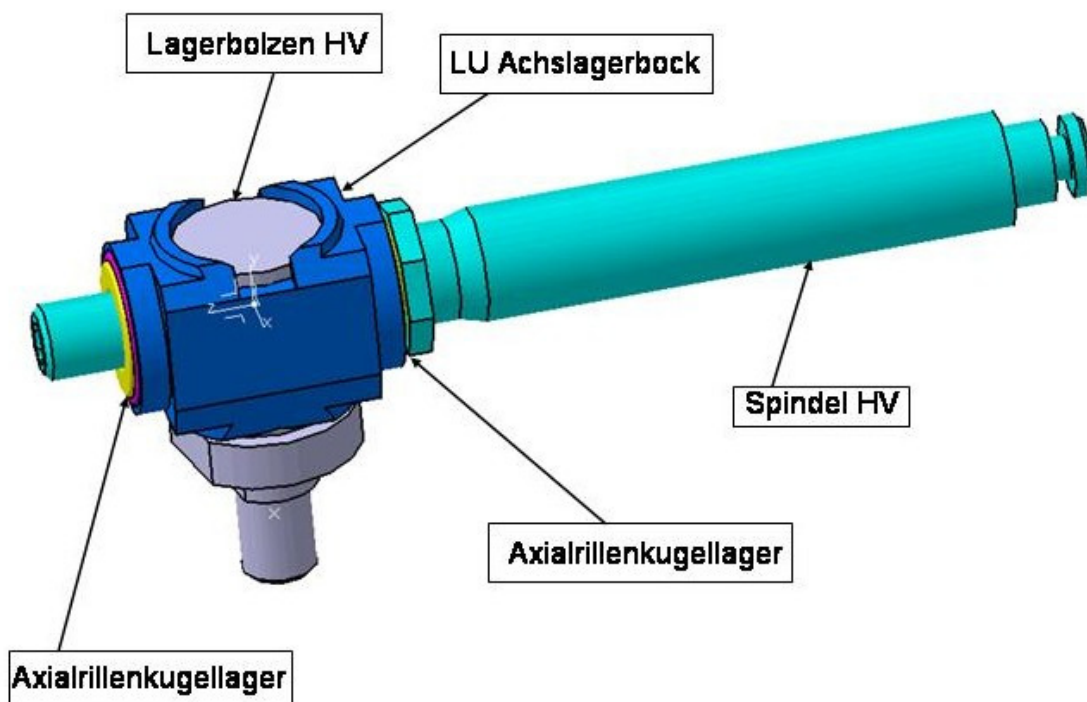


Abbildung 26: Übersicht Lagerung Spindel HV

In der Serienlösung der BR 204 übernimmt die Lagerung der Spindel HV der LU Achslagerbock, wie in Abbildung 26 dargestellt.

Dieser Achslagerbock aus Kunststoff ist mit einer Presspassung auf den Lagerbolzen aufgedrückt, der damit einen festen Drehpunkt um die Fahrzeug-Y-Achse erzeugt.

Die Spindel wird durch zwei einfache fest eingepresste Axialrillenkugellager gelagert.

Problematisch dabei ist, dass die beiden Axiallager auch Radialkräfte abstützen müssen. Diese Radialkräfte resultieren einerseits aus einem Biegemoment durch die Flexwelle, die außerhalb der Achse von der Spindel HV verläuft, und andererseits vom hohen Reibmoment im Drehpunkt des Achslagerbocks, wenn die Lenksäule in Höhenrichtung verstellt wird.

Ein reibfreier Drehpunkt kann keine Momente um seine Drehachse abstützen, aber die Messung aus dem Vorversuch hat ergeben, dass im Drehpunkt des Achslagerbocks Reibmomente von 2,5 bis 3,5 Nm auftreten. Daraus resultiert, dass bei jeder Höhenverstellung von den Axialrillenkugellagern jeweils bis zu $F = \frac{Md}{l} = \frac{3500\text{Nmm}}{24,6\text{mm}} = 142,3\text{N}$ abgestützt werden müssen. Hinzu kommt noch die Kraft durch das Biegemoment der Flexwelle.

Dies zeigt sich auch sehr deutlich bei jeder Verstellung der Lenksäule in Höhenrichtung, da die Spindel HV eine Taumelbewegung um ihre eigene Achse macht.

In einzelnen Fällen sind auch Lenksäulen im Verstelldauerlauf durch erhöhte Geräusche bei der Verstellung aufgefallen.

4.1.1 Lösungsvariante 1: Serienlösung BR221, Lagerbock mit einem festen Axiallager und einem losen Axialnadellager

Diese Serienlösung besteht aus dem Lagerbock von BR 204 mit dem Unterschied, dass nur ein festes Axiallager verbaut wird. Auf der anderen Seite des Lagerbocks sitzt ein in Radialrichtung verschiebbares Axialnadellager.

Das Axialnadellager wurde ausgewählt, um die Geräusche beim Verstellen der Lenksäule in vertikaler Richtung zu reduzieren.

Diese Lagerkombination ist trotz des zusätzlich gewonnenen Freiheitsgrades nicht geeignet, um Radialkräfte abzustützen.

4.1.2 Lösungsvariante 2: Achslagerbock mit zwei festen Schrägkugellagern

Schrägkugellager haben den Vorteil, dass sie sowohl Axial- als auch Radialkräfte in jeweils eine Richtung aufnehmen können. Daher werden Schrägkugellager immer paarweise verbaut, um die Kräfte in beide Richtungen abstützen zu können.

Durch jeweils ein Schrägkugellagerpaar auf beiden Seiten des Lagerbocks können somit die Axial- und Radialkräfte bei der Verstellung abgestützt werden.

Eine somit unterbundene Schädigung der Lager durch dauerhaft falsche Belastung führt voraussichtlich zu Geräuscharm.

Diese Lösung ist bei wirtschaftlicher Bewertung aber als deutlich teurer einzustufen als die Serienlösung und ist deshalb aus Kostengründen nicht die favorisierte Lösung.

4.1.3 Lösungsvariante 3: Achslagerbock mit zwei festen Radialkugellagern und zwei losen Axialkugellagern

Die Aufteilung der Lageraufgaben in Abstützen der Kräfte in Radialrichtung durch die festen Radialkugellager einerseits und Abstützen der Kräfte in Axialrichtung durch die losen Axialkugellager andererseits ist eine Alternative zu Schrägkugellagern und in verschiedenen Quellen als bewährte Praxis beschrieben.

Die zwei zusätzlichen Radiallager benötigen aber im Vergleich zur Serienlösung einen größeren Bauraum und erhöhen die Kosten.

4.1.4 Lösungsvariante 4: Achslagerbock mit zwei Gleitlagern mit Axial- und Radialgleitflächen

Die Anwendung von Gleitlagern ist für Lagerungen von Wellen eine oft verwendete Methode. Dabei handelt es sich in der Regel entweder um reine Axial- oder Radialgleitlager. Bei Gleitlagern gleiten die Gleitflächen relativ zueinander. Um dabei eine hohe Reibung und einen damit verbundenen hohen Verschleiß zu vermeiden, sind besondere Anforderungen an die Oberflächengüte und verwendete Schmierstoffe gestellt.

Für viele Anwendungen werden immer mehr Kunststoffgleitlager eingesetzt, die mit ihren besonderen Kunststoffmischungen individuell auf die Anforderungen angepasst werden können. Die Firma igus® hat Kunststoff-Gleitlager entwickelt, die mit ihrem eigens entwickelten Werkstoff iglidur® keine zusätzliche Schmierung des Lagers erfordern und trotzdem eine hohe Lebensdauer bei geringer Reibung erreichen.

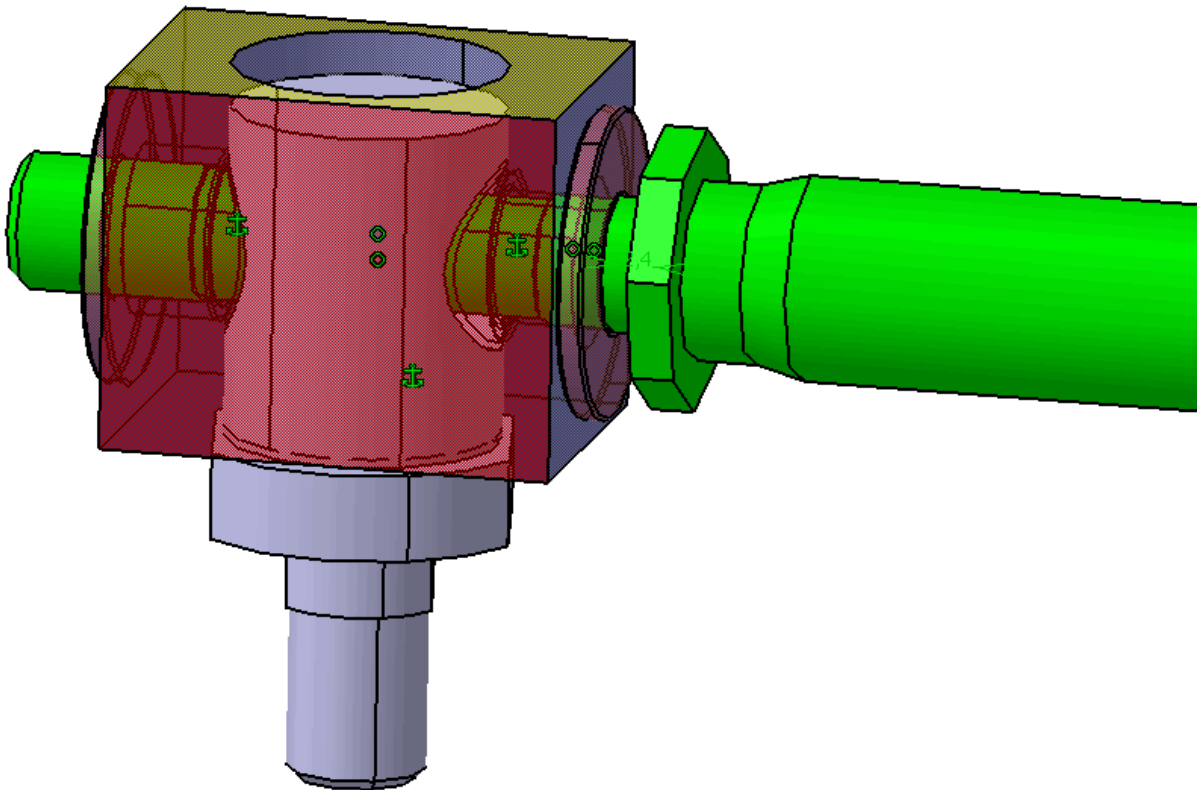


Abbildung 27: Achslagerbock mit Gleitlagern

Die Lösungsvariante 4, zu sehen in der Abbildung 27, sieht einen Kunststofflagerbock mit zwei durchgehenden Bohrungen vor. Als Werkstoff käme auch ein günstiger Werkstoff, z.B. POM-C, in Frage.

Zur Lagerung der Spindel HV werden beidseitig Kunststoffgleitlager mit axialen und radialen Gleitflächen eingesetzt. Die im Anfang des Kapitels beschriebenen axialen und radialen Lagerkräfte können somit abgestützt werden. Bei Verwendung eines Spezialwerkstoff-

fes für die Gleitlager, z.B. des Werkstoffes iglidur®, könnte auf eine Lagerschmierung verzichtet werden.

Diese Lösungsvariante ist aus wirtschaftlicher Sicht der Favorit, da die teuren Rillenkugellager entfallen und dafür vergleichsweise günstigere Gleitlager verbaut werden. Zudem ist in dieser Lösungsvariante die Abstützung von axialen und radialen Lagerkräften gewährleistet und die Taumelbewegung der Spindel HV unterbunden.

4.1.5 Lösungsvariante 5: Kugelkopflagerbock

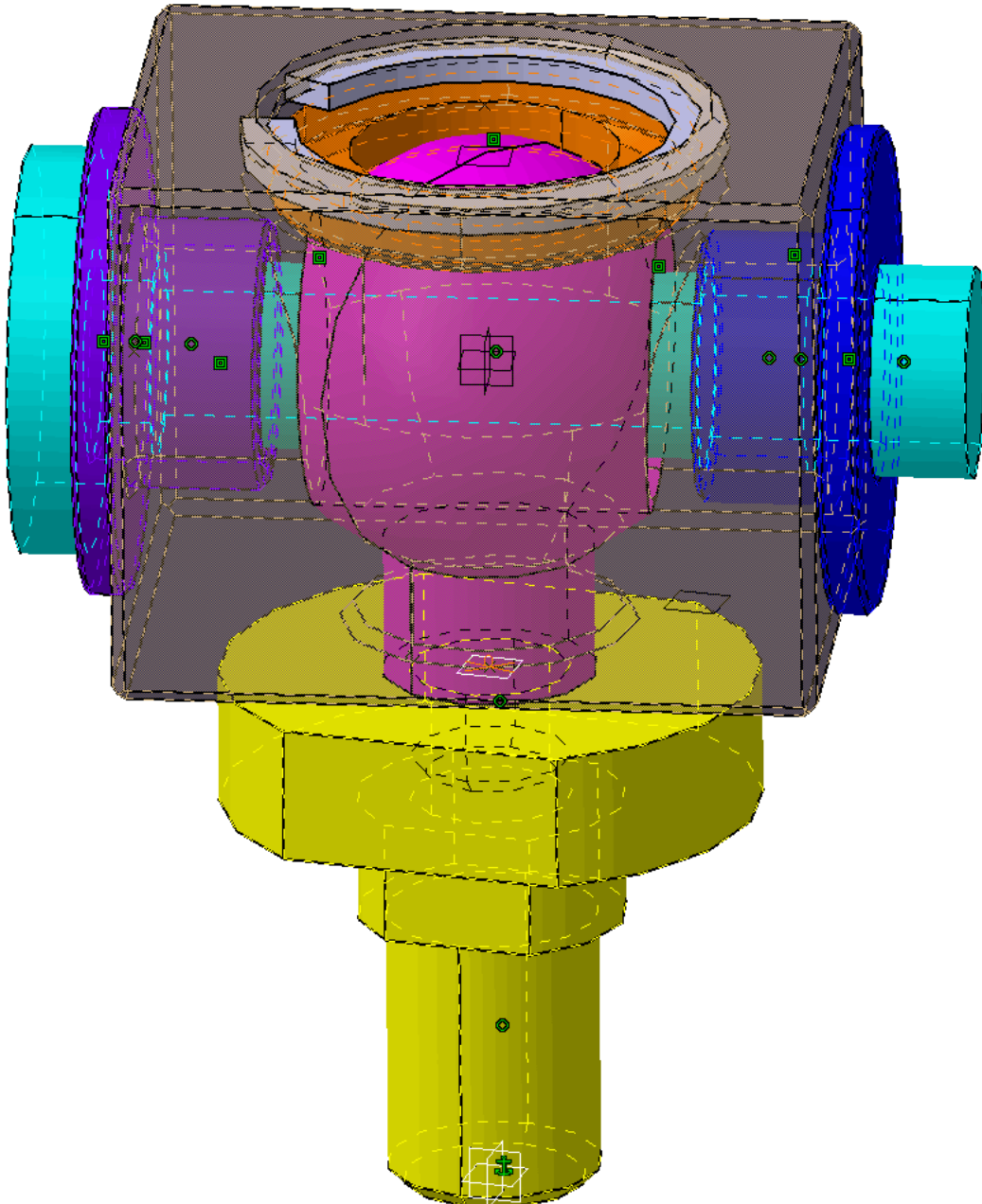


Abbildung 28: Kugelkopflagerbock

Der Kugelkopflagerbock, dargestellt in Abbildung 28, besteht aus einem Lagerbockgehäuse mit einer Durchgangsbohrung für die Spindel und einer größeren Sackbohrung auf der Oberseite, um den Kugelkopf aufzunehmen. Innen ist das Lagerbockgehäuse so ausge-

formt, dass der Kugelkopf auf der Halbschale spielfrei abgleiten kann. Eine weitere Bohrung auf der Unterseite des Lagerbocks wird benötigt, um den Kugelkopfbolzen aufzunehmen.

Der Kugelkopf ist kugelförmig mit einer Durchgangsbohrung für die Spindel.

Die Spindel ist wie in der Lösungsvariante 4 in Kunststoffgleitlagern gelagert.

Der Kugelkopf ist auf der Oberseite in einer Halbschale gelagert, die ein spielfreies Gleiten des Kugelkopfes ermöglicht. Die Halbschale ist mit einem Sprengring, der im Lagerbockgehäuse eingesetzt wird, gesichert.

Der große Vorteil der Lösungsvariante 5 gegenüber den anderen Varianten ist, dass durch den Kugelkopf weitere Freiheitsgrade des Lagerbocks entstehen.

Im Vergleich zur Serie hat der Kugelkopflagerbock zwei zusätzliche Freiheitsgrade, einen um die Fahrzeug Z-Achse und einen um die Spindelachse. Diese zwei zusätzlichen Freiheitsgrade verringern deutlich die Abstützkräfte, die der Kugelkopflagerbock in Radialrichtung abstützen muss. Die Hauptaufgabe der Gleitlager besteht nun in der Abstützung der axialen Kräfte.

Diese Lösungsvariante ist aus technischer Betrachtung die beste Variante, da zusätzliche Freiheitsgrade gewonnen werden und somit die Lagerbeanspruchung reduziert werden kann. Allerdings würden die deutliche Erhöhung der Teileanzahl und der sehr aufwendige Kugelkopf die Fertigungskosten enorm steigern: Somit kommt diese Variante als Endlösung nicht in Frage.

4.2 Lösungsvarianten Spindelmutter HV

Die Hauptfunktion der Spindelmutter HV ist die stufenlose Verstellung der Lenksäule im Fahrzeug in Höhe und Tiefe.

Die zusätzlichen Anforderungen sind: Spielfreiheit, Verstellung im Temperaturbereich von -35°C bis $+80^{\circ}\text{C}$, Haltekraft von ca. 10KN im Fahrzeugcrash und Geräuscharm bei Verstellung.

4.2.1 Lösungsvariante 1: Serienstand

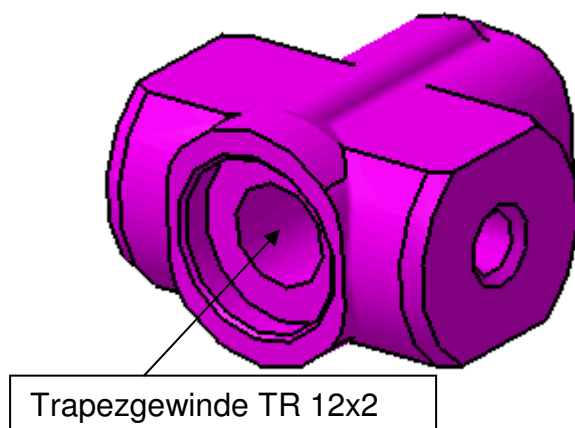


Abbildung 29: Serienlösung Spindelmutter HV

Der von Mercedes-Benz entwickelte Serienstand der Spindelmutter HV besteht aus einer Spindelmutter aus dem Werkstoff Polyoxymethylen Typ C (Kurz: POM-C). Die Spindelmutter ist symmetrisch aufgebaut und besitzt zwei Zapfen, die zur drehbaren Lagerung im Winkel und dem Hebel oben dienen. Am Gewindeauslauf ist eine große Fase, in der die Softstoppscheibe in der Anschlagposition anliegen kann. Die Serienspindelmutter ist in Abbildung 29 dargestellt.

Im Fertigungsprozess wird die Spindelmutter in einem Vierfachwerkzeug im Spritzgießverfahren gefertigt. Zur Formung des Trapezgewindes TR12x2 wird vor dem Einspritzen des Werkstoffes eine Werkzeugspindel in das Formwerkzeug eingeschraubt. Nach dem Einspritzen, wenn das Material genügend ausgehärtet ist, wird die Werkzeugspindel wieder herausgeschraubt und das Formwerkzeug geöffnet.

Der gesamte Fertigungsprozess benötigt 170 s für die vier Werkstücke. In den materialstärksten Stellen am Zapfen treten häufig Lunker im Material auf, die die Festigkeit des Bauteils deutlich reduzieren.

Nachteile der Serienlösung:

Die Werkstoffpaarung der Stahlspindel und der POM-C Spindelmutter ist für einen so großen Temperaturanforderungsbereich von -35°C bis zu 80°C nur bedingt geeignet. Bei Raumtemperatur (20°C) besitzt der Werkstoff POM-C einen Wärmeausdehnungskoeffizienten von $110\text{e-}6$ 1/K. Stahl besitzt hingegen einen von $13\text{e-}6$ 1/K, das entspricht vereinfacht dem Faktor 10.

POM-C verhält sich wie alle Thermoplasten anders als Metalle. Der Wärmeausdehnungskoeffizient ist nicht konstant, sondern ist abhängig von der Temperatur. Aber auch bei Temperaturen zwischen 0°C und -35°C ist der Wärmeausdehnungskoeffizient von POM-C noch deutlich höher als der von Stahl.

Damit ist zu erwarten, dass sich die Spindelmutter aus POM-C bei Tieftemperaturen deutlich stärker zusammenzieht als die Stahlspindel.

Um die Problemstellung der thermischen Ausdehnung zu verdeutlichen, werden bei der vereinfachten Modellrechnung die beiden Durchmesser der Werkstoffpaarung, der Außendurchmesser der Stahlspindel und der Innendurchmesser der Spindelmutter aus POM-C als jeweils 12mm bei Raumtemperatur (20°C) gewählt.

Vereinfacht wird nur jeweils ein infinit kleiner Ring betrachtet. Der Umfang des Ringes entspricht $U = \Pi \cdot d = 37,7\text{mm}$.

Als eine weitere Vereinfachung wird der Umfang des Ringes aufgeschnitten und als Balken gedacht.

Die Länge der beiden Balken aus Stahl und POM-C beträgt damit jeweils 37,7mm bei 20°C . Bei einer Verringerung der Temperatur um $\Delta T = 55^{\circ}\text{C}$, also auf -35°C , ziehen sich die beiden Balken zusammen.

Die Längendifferenzen entsprechen jeweils $\Delta L = L_0 \alpha_T \Delta T$.

Daraus folgt, dass der Stahlbalken 0,027mm kürzer wird und der POM-C Balken sich sogar um 0,23 mm verkürzt. Wenn diese Längendifferenzen wieder auf den Durchmesser zurückgerechnet werden, entspricht das einer Außendurchmesseränderung um 0,0086 mm der Stahlspindel und einer Innendurchmesseränderung der Spindelmutter um 0,073 mm. Daraus resultiert ein Überdeckungsmaß von 0,064 mm.

Das hat zur Folge, dass das Reibmoment zur Verstellung der Spindelmutter stark ansteigt und das maximal vom Elektromotor abgegebene Drehmoment von 3 Nm überschritten wird.

Die nachfolgenden Lösungsvarianten werden jeweils mit dem Serienstand verglichen.

4.2.2 Lösungsvariante 2: Geteilte Spindelmutter mit Filmscharnier

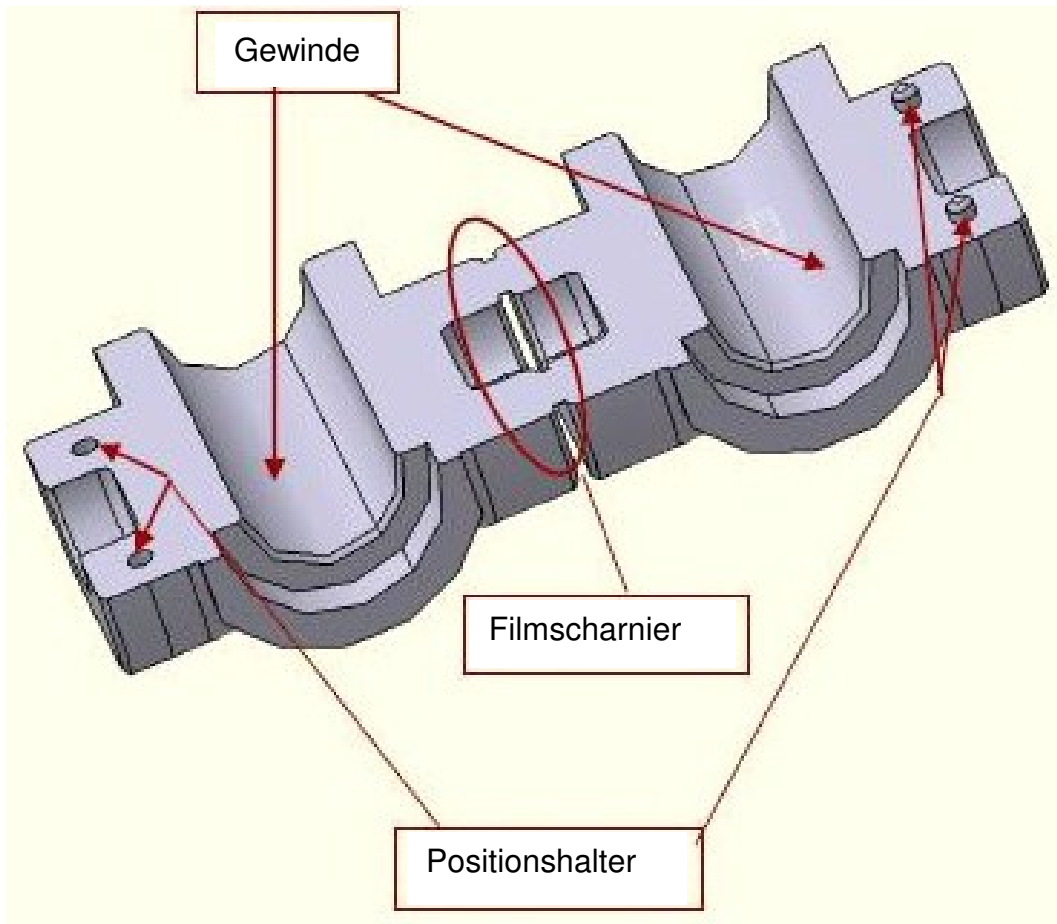


Abbildung 30: Geteilte Spindelmutter

Diese Lösungsvariante sieht eine Spindelmutter aus einem preisgünstigen Kunststoff vor, z.B. POM-C.

Das Trapezgewinde TR12x2 bleibt wie in der Serienlösung erhalten, damit nicht zusätzlich die Spindel abgeändert werden muss. Die Spindelmutter besitzt außerdem zwei große Zapfen zur Anbindung an den Hebel oben.

Die Besonderheit dieser Spindelmutter ist eine Teilung entlang des Trapezgewindes und zwar mittig durch die Spindelmutter und die Haltezapfen.

Die beiden Spindelmutterhälften sind durch ein Filmscharnier verbunden. Durch Umbiegen des Filmscharniers können die beiden Hälften aufeinander gelegt werden.

Während die eine Hälfte zwei kleine Bohrungen hat, hat die andere Hälfte zwei entsprechende kleine Zapfen, die bei der Montage eine fest definierte Lage der beiden Hälften zueinander ermöglichen. Im montierten Zustand werden die beiden Hälften dadurch zusammengehalten, dass sie mit ihren großen Zapfen in den beiden Bohrungen im Winkelblech und dem Hebel oben eingesteckt sind.

In Abbildung 30 ist ein 3-D-Modell des in dieser Diplomarbeit neu entwickelten Bauteils „Geteilte Spindelmutter“ (im Folgetext als Geteilte Spindelmutter bezeichnet) zu sehen, wie es aus der Gießform kommen würde.

Der größte Vorteil der Geteilten Spindelmutter ist, dass sich beim Einfrieren bei -35°C der Kunststoff im Verhältnis zur Stahlspindel stärker zusammenziehen kann, ohne ein Aufpressen der Kunststoffspindelmutter auf die Stahlspindel zu erzeugen.

Weitere Vorteile sind geringere Herstellungskosten, da die vereinfachte, einachsige Spritzgießform eine deutlich höhere Spritzgießtaktzahl als die Serienlösung ermöglicht. In der Montage kann zudem durch die Teilung des Gewindes leichter ein Schmierstoff direkt auf das Spindelmuttergewinde aufgetragen werden.

4.2.3 Lösungsvariante 3: Spindelmutter aus Metall

Diese Lösungsvariante sieht vor, dass die Spindelmutter geometrisch in ähnlicher Form wie bei der Serienlösung erhalten bleibt, lediglich der Werkstoff geändert wird. Als möglicher Werkstoff wären z.B. Messing, Bronze oder Stahl geeignet.

Der Vorteil ist, dass diese Materialien den gleichen bzw. einen vergleichbaren Wärmeausdehnungskoeffizienten wie die Stahlspindel besitzen und damit bei Temperaturabweichungen von der Raumtemperatur keine unterschiedlichen Längenänderungen aufweisen. Diese Lösungsvariante wurde auch schon für ältere Baureihen in Serie erfolgreich verbaut, ist aber aus heutiger Sicht mit dem Ziel, mit Leichtbauweise Energie einzusparen, nicht mehr vereinbar.

Auch aus wirtschaftlicher Sicht ist eine Spindelmutter aus Metall zu teuer: Nicht nur der Werkstoff ist teurer, es wird auch eine zusätzliche spanende Bearbeitung notwendig, um das Gewinde auszuformen.

4.2.4 Lösungsvariante 4: Spindelmutter mit zwei Werkstoffkomponenten

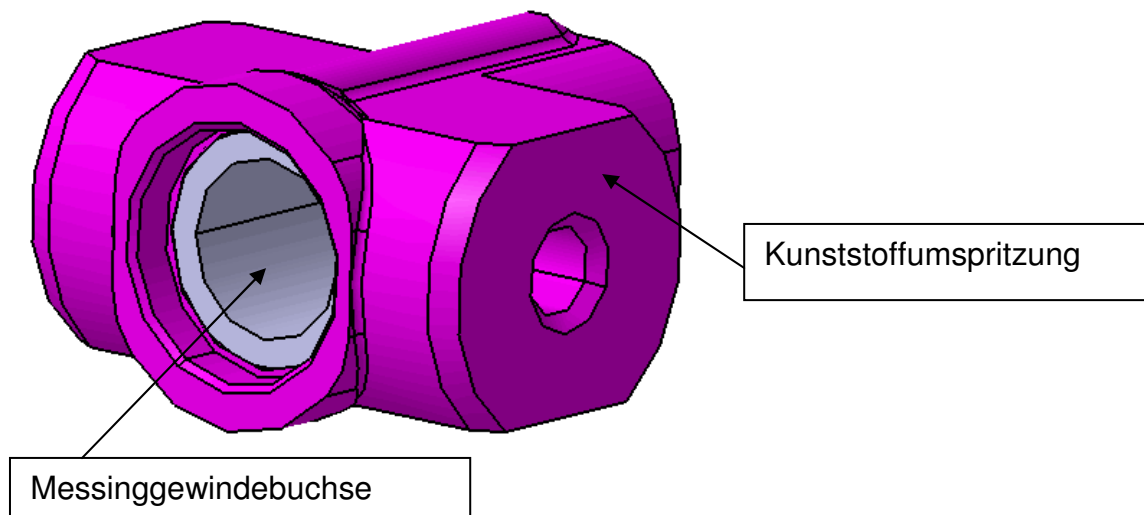


Abbildung 31: Spindelmutter mit zwei Werkstoffkomponenten

Das Ziel der Zwei-Werkstoffkomponenten-Spindelmutter ist es, im Bereich des Trapezgewindes ein Material zu verwenden, das einen vergleichbaren Wärmeausdehnungskoeffizienten wie die Stahlspindel besitzt, z.B. Messing. Um das Gewicht zu reduzieren, besteht das restliche Bauteil aus einer leichteren Werkstoffkomponente, z.B. Kunststoff. Die Zwei-Komponenten-Lösung ist in Abbildung 31 dargestellt.

Aus wirtschaftlicher Betrachtung ist diese Lösung deutlich teurer als die Serienlösung, da die Metallbuchse höhere Material- und Fertigungskosten verursacht. Auch ist die anschließende Kunststoffumspritzung ein weiterer aufwendiger und damit teurer Prozess.

4.2.5 Lösungsvariante 5: Spindelmutter aus faserverstärktem Kunststoff

Die Spindelmutter ist geometrisch von der Serienlösung übernommen, aber als Werkstoff wird ein faserverstärkter Kunststoff gewählt.

Aus der Werkstoffkunde ist bekannt, dass sich die Materialeigenschaften von Kunststoffen ändern, wenn sie mit Fasern verstärkt werden.

Interessant für diese Anwendung ist, dass sich auch der Wärmeausdehnungskoeffizient ändert. Maßgeblich für den Ausdehnungskoeffizienten von Faserverbundwerkstoffen ist der Ausdehnungskoeffizient des Faserwerkstoffes.

Damit ist es möglich, durch Auswahl eines geeigneten Faserwerkstoffes und des Matrixwerkstoffes einen Faserverbundwerkstoff zu bilden, der einen vergleichbaren Wärmeausdehnungskoeffizienten wie die Spindel besitzt.

Diese Variante wurde auch von einem Lieferanten von Mercedes-Benz schon in Prototypenform umgesetzt und erfolgreich erprobt.

Der große Nachteil ist, dass diese Variante im Einkauf teurer als die Serienlösung wird.

4.2.6 Lösungsvariante 6: Spezialspindelmutter

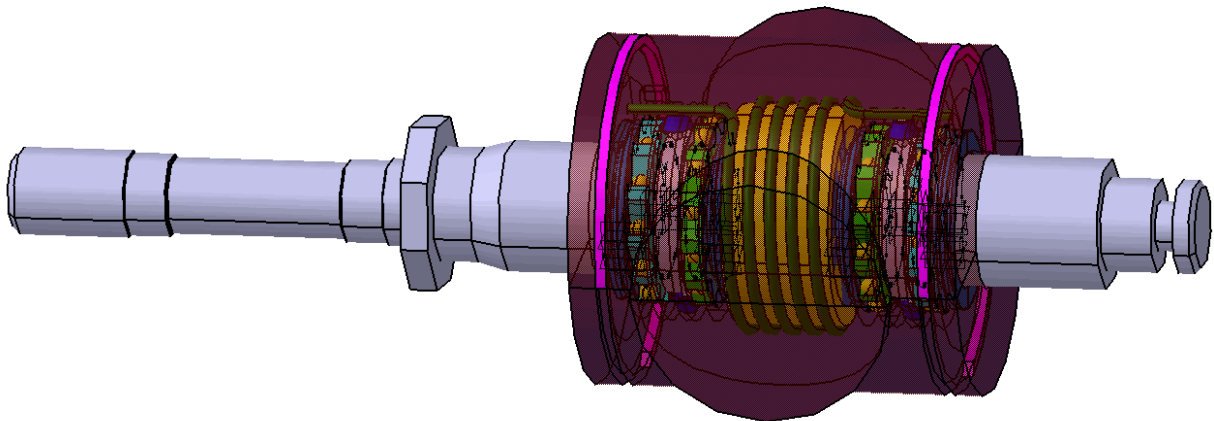


Abbildung 32: Übersicht Spezialspindelmutter

Diese Variante ist aus dem Ansatz entstanden, eine Verstellung zu ermöglichen, die im Stillstand eine starke Selbsthemmung der Spindelmutter besitzt. Diese Selbsthemmung wird selbstständig gelöst, sobald die Spindel rotiert. Während der Verstellung lässt sich die Spindelmutter mit einer geringeren Kraft hin und her verstellen. Sobald der Verstellvorgang beendet ist, soll sich die Selbsthemmung wieder selbstständig erhöhen.

Der Entwurf im 3-D-Datensatz ist in Abbildung 32 zu sehen.

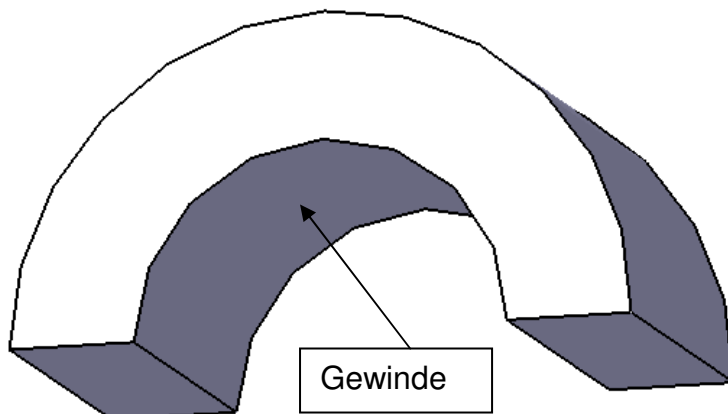


Abbildung 33: Obere Hälfte der geteilten Gewindebuchse

Die Spezialspindelmutter besteht aus einer geteilten Gewindebuchse –siehe Abbildung 33- mit einem Innentrapezgewinde TR 12x2.

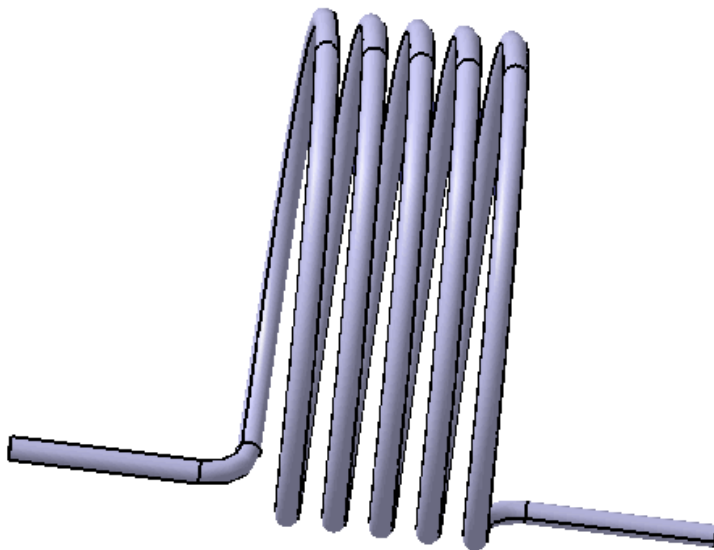


Abbildung 34: Spiralfeder

Um diese Gewindebuchse herum ist eine vorgespannte Spiralfeder (Abbildung 34) gewickelt, die an beiden Enden jeweils in Spindelachs-Richtung ausläuft. Im entspannten Zustand ist der Wickeldurchmesser der Feder kleiner als der Buchsenaußendurchmesser: Dadurch wird die geteilte Buchse im Ruhezustand von der Feder auf die Spindel gepresst.

Durch Aufbringen eines Momentes um die Spindelachse kann die Feder weiter gespannt und der Wickeldurchmesser vergrößert werden, damit die Buchse frei gegeben und die hohe Selbsthemmung der Spindelmutter aufgelöst wird.

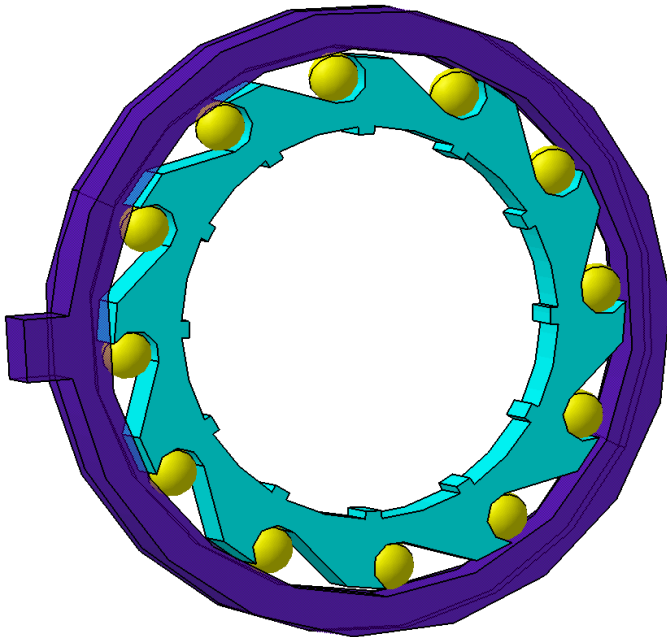


Abbildung 35: Freilauf mit Spannhebel auf dem Außenring

Das Spannen der Feder geschieht über zwei kleine Hebel, die bei Rotation der Spindel in entgegengesetzte Richtungen gegen die beiden Federenden drücken und sie somit spannen. Die Hebel liegen auf einem Ring. Damit die Hebel in eine Richtung sperren und die benötigte Kraft übertragen können, ist in dem Ring ein Freilauf mit Kugeln integriert, siehe Abbildung 35

Der Innenring des Freilaufes ist innen mit Nippeln versehen, die auf der Spindel sitzen. Rotiert die Spindel, wird der Innenring mitgeführt. Wenn der in Abbildung 35 dargestellte Freilauf im Uhrzeigersinn läuft, werden die Kugeln durch die Fliehkraft nach außen gedrückt. Die Kugeln rollen die Verzahnung hoch, bis sie zwischen dem Innen- und dem Außenring klemmen. Der Außenring wird dadurch ebenfalls im Uhrzeigersinn gedreht. Dreht die Spindel in die andere Richtung, also gegen den Uhrzeigersinn, dann findet keine Klemmung statt, da die Kugeln in die Taschen hineingedrückt werden. Der Außenring kann dann frei laufen.

Damit beide Federenden gegenläufig gespannt werden, müssen die Freiläufe spiegelsymmetrisch auf beiden Seiten der Feder angeordnet werden.

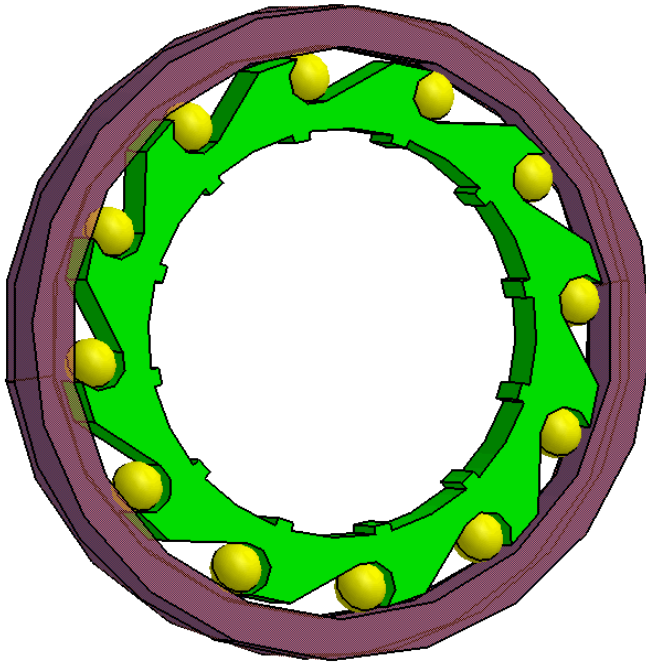


Abbildung 36: Freilauf

Die Feder kann jetzt gespannt werden, wenn die Spindel im Uhrzeigersinn dreht. Die Verstellung soll aber in beiden Drehrichtungen, also auch gegen den Uhrzeigersinn, funktionieren.

Dazu wird ein weiteres Freilaufpaar benötigt, das in umgekehrter Richtung zum ersten Paar sperrt.

Dieses Freilaufpaar benötigt keinen Hebel, ansonsten ist es gleich gebaut, siehe Abbildung 36.

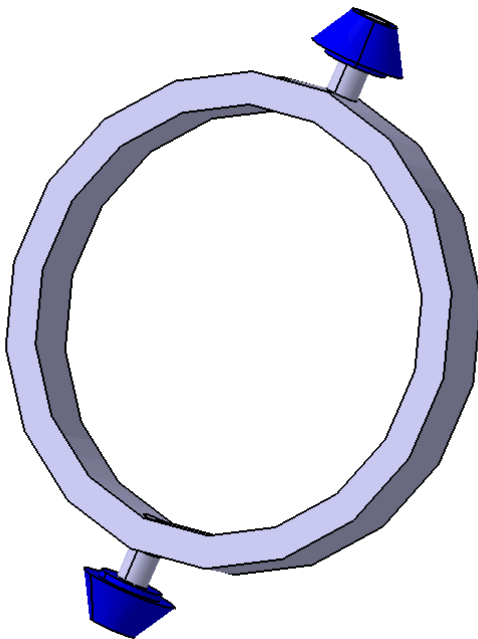


Abbildung 37: Kegelradring

Diese beiden gegenläufigen Freiläufe müssen über ein Getriebe verbunden werden. Das einfache Kegelradgetriebe, realisiert durch den Kegelradring (Abbildung 37), lässt die beiden Außenringe vom ersten und vom zweiten Freilauf relativ zueinander in der gleichen Geschwindigkeit laufen. Dazu wird eine Schrägverzahnung an den Außenringen benötigt, die den Formschluss zum Kegelrad herstellt.

Daraus folgt: Wenn der Außenring vom ersten Freilauf im Uhrzeigersinn dreht, wird der Außenring vom zweiten Freilauf gegen den Uhrzeigersinn gedreht.

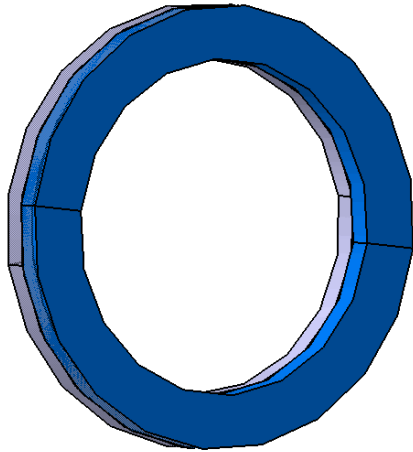


Abbildung 38: Axialrillenkugellager

Um den Freiläufen Relativbewegungen gegenüber dem Gehäuse und der Gewindebuchse zu ermöglichen, müssen noch insgesamt vier Axialrillenkugellager -schematisch in der Abbildung 38 dargestellt- verbaut werden: jeweils zwei zwischen der Gehäuseschale und dem ersten Freilaufpaar und zwei zwischen der Gewindebuchse und dem zweiten Freilaufpaar.

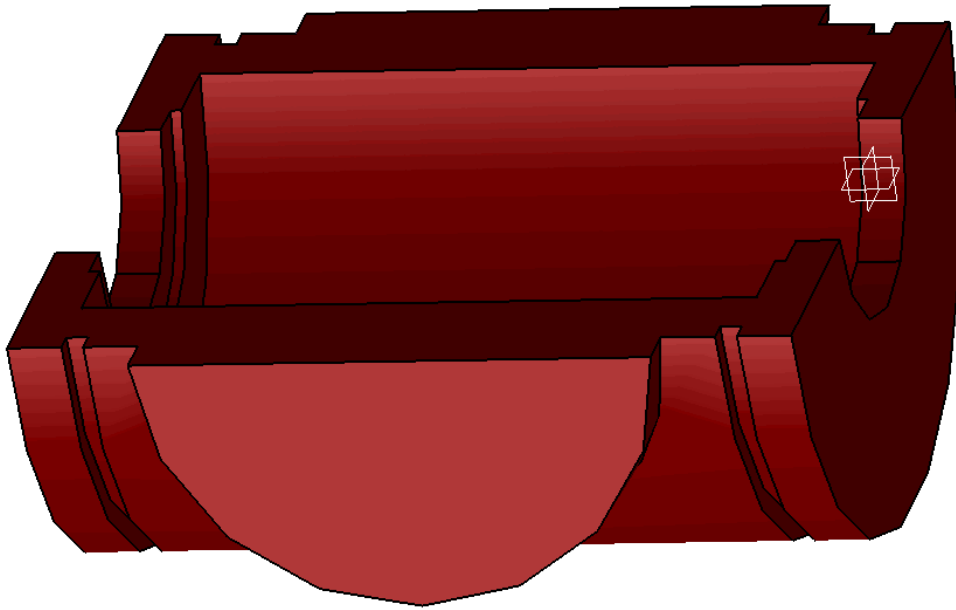


Abbildung 39: Gehäuseschale

Diese oben erläuterten Bauteile werden in der Gehäuseschale (Abbildung 39) angeordnet.

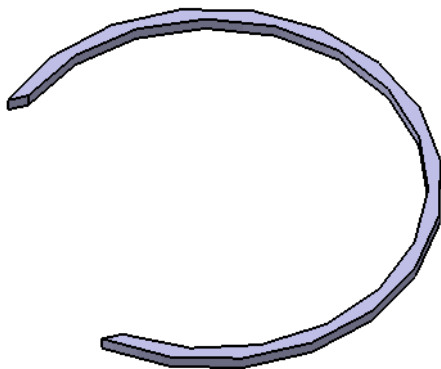


Abbildung 40: Sicherungsring

Die beiden Gehäuseschalen werden mit zwei Sicherungsringen zusammengehalten, siehe Abbildung 40.

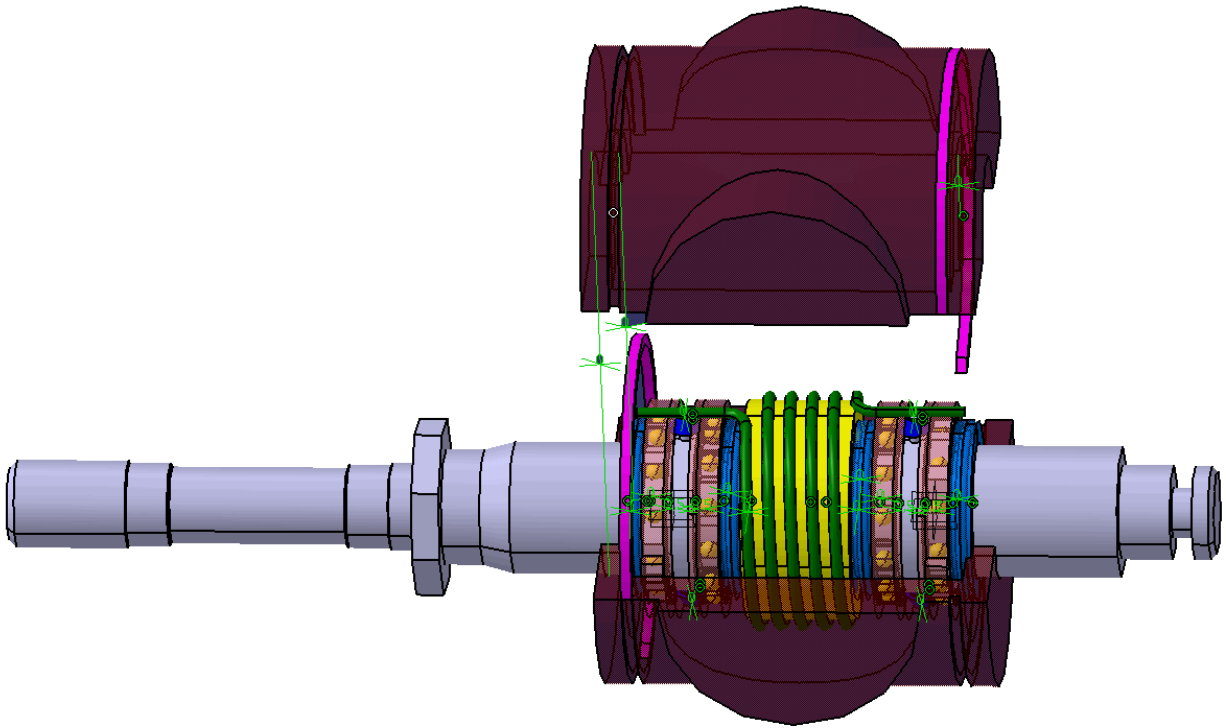


Abbildung 41: Explosionsansicht Spezialspindelmutter

Eine Explosionsansicht ist in Abbildung 41 dargestellt.

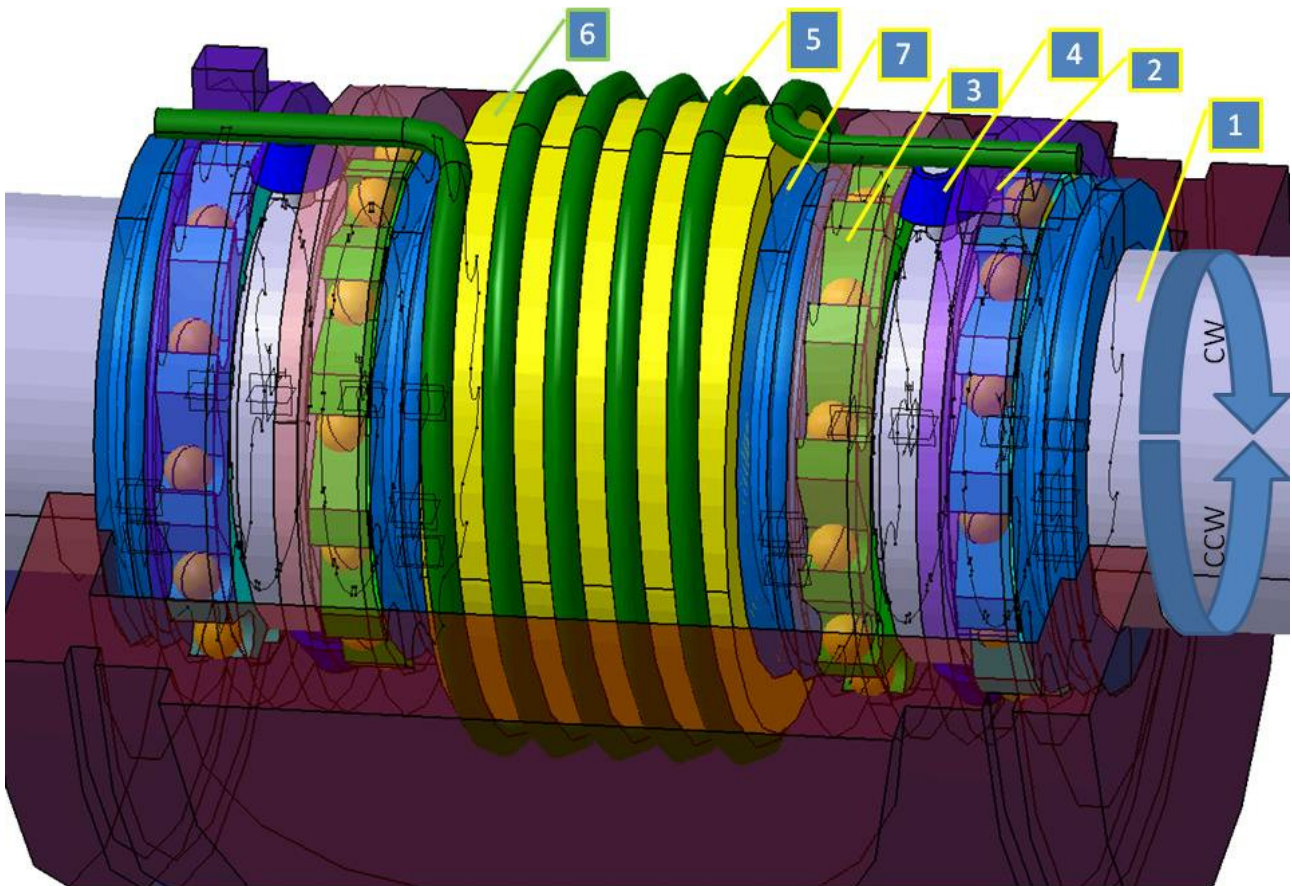


Abbildung 42: Detailansicht Spezialspindelmutter

Die oben beschriebene Anordnung lässt die Hebel auf beiden Freiläufen bei jeder Drehrichtung der Spindel gegen die Federenden drücken und damit weiter spannen.

Um das Funktionsprinzip genauer zu erläutern, wird der Mechanismus mit Hilfe der Abbildung 42 jeweils für die beiden Drehrichtungen beschrieben.

Es wird jeweils nur eine Seite beschrieben, da die andere Hälfte symmetrisch, aber gegenläufig angeordnet ist und daher die gleichen Bewegungen vollführt.

Im Uhrzeigersinn:

- Die Spindel (1) dreht im Uhrzeigersinn.
- Der Freilauf mit Hebel (2) sperrt und überträgt das Moment im Uhrzeigersinn auf die Feder (5).
- Die Feder (5) wird gespannt und reduziert die Pressung auf die Gewindebuchse (6).
- Der Freilauf (3) läuft frei. Der Außenring wird vom Kegelradgetriebe (4) gegen den Uhrzeigersinn gedreht, überträgt aber keine Kräfte.

Gegen Uhrzeigersinn:

- Die Spindel (1) dreht gegen den Uhrzeigersinn.
- Der Freilauf (2) läuft frei.
- Der Freilauf (3) sperrt, der Außenring dreht gegen den Uhrzeigersinn.
- Das Kegelradgetriebe überträgt das Moment vom Außenring (3) auf den Außenring (2).

Der Außenring mit dem Hebel (2) wird im Uhrzeigersinn gedreht. Der Hebel drückt gegen die Feder (5).

- Die Feder (5) wird gespannt und reduziert die Pressung auf die Gewindebuchse (6).

Diese Variante der Spindelmutter mit automatischer Selbstklemmung ist sehr komplex. Aus technischer Sicht ist sie eine Neuerung, die meines Wissens bisher nicht bekannt ist. Dieses System könnte nicht nur in bei Spindeln in Lenksäulen zum Einsatz kommen, sondern auch in anderen Dimensionen, z.B. als automatische Bremse, eingesetzt werden.

Diese hohe Komplexität mit der großen Teileanzahl, die genau aufeinander angestimmt werden müssen, lässt hohe Kosten erwarten. Deshalb ist diese Lösungsvariante aus wirtschaftlicher Sichtweise in diesem Fall nicht geeignet, ein günstiges Großserienbauteil, wie die Spindelmutter HV aus Kunststoff, zu ersetzen.

5 Versuchserprobung

Die Favoritenlösung, die Geteilte Spindelmutter, wurde versuchstechnisch erprobt. Dazu wurden aus den Serienspindelmuttern Musterteile angefertigt.

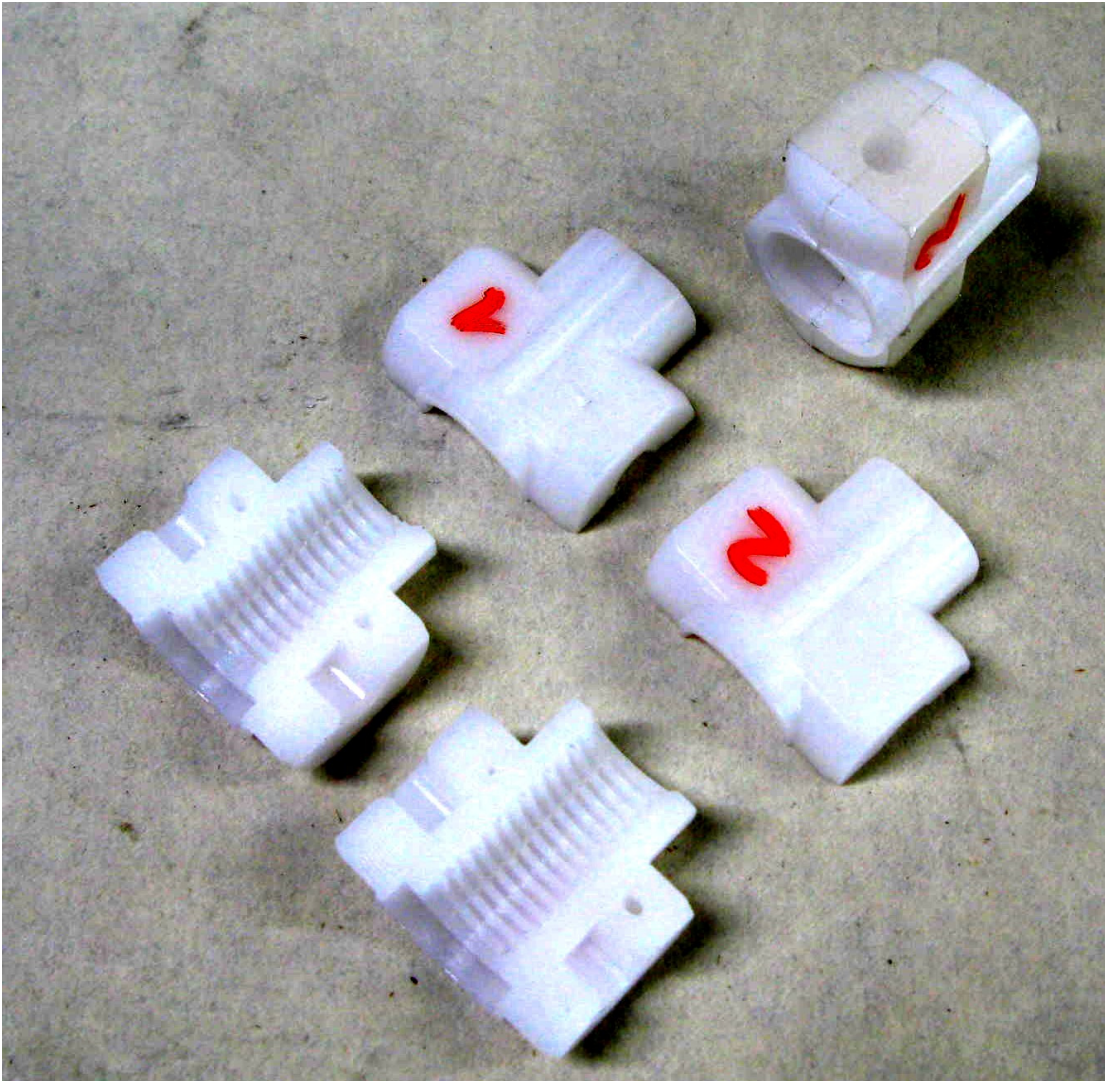


Abbildung 43: Erprobungsmuster Geteilte Spindelmutter

Die Serienteile wurden dazu zur Hälfte plan abgefräst. Zur Herstellung der Muster wurden jeweils zwei Serienteile benötigt, um jeweils eine Unter- und eine Oberhälfte zu erhalten. Zusammen haben die beiden Spindelmutterhälften eine Geteilte Spindelmutter ergeben. Die Abbildung 43 zeigt die gefrästen Musterteile der Geteilten Spindelmutter.

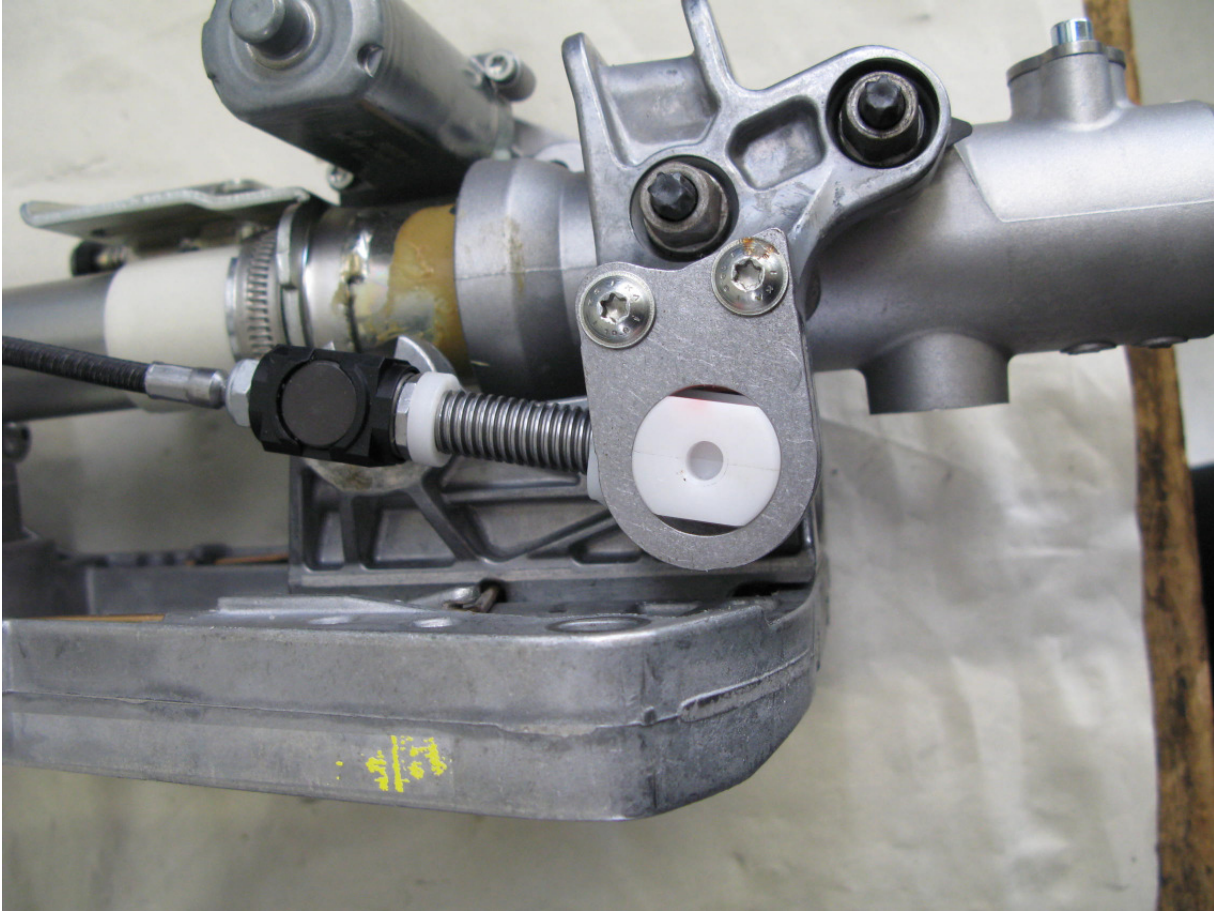


Abbildung 44: Montierte Geteilte Spindelmutter

Der Einbau der Musterteile in eine elektrisch verstellbare Serienlenksäule zeigte keine Probleme auf, siehe Abbildung 44. Das Filmscharnier wurde für die Montage mit einem Klebestreifen simuliert. Nur bei deutlichem Hinsehen ist die Teilung der Spindelmutter zu erkennen. Die modifizierte Lenksäule der Baureihe 204 ließ sich bei Raumtemperatur wie die Serienlenksäule problemlos verstellen.

5.1 Subjektive Prüfung

Die subjektive Überprüfung sieht eine Überprüfung der kompletten Lenksäule vor. Dazu wurde die Lenksäule mit einem Lenkrad und der Airbag-Ersatzmasse auf einen steifen Bock montiert und die Lenksäule auf unzulässige Elastizitäten bzw. Spiel überprüft. Bei der Prüfung wurde mit unterschiedlichen Kräfteinsätzen in alle Richtungen am Lenkrad gerüttelt.

Die subjektive Überprüfung hat ergeben, dass kein Spiel durch Bewegungen am Lenkrad zu spüren ist. Die Teilung der Spindelmutter HV hat damit keinen negativen Einfluss auf die Lenksäule.

5.2 Funktionsüberprüfung bei Tieftemperaturen

Die Funktionsüberprüfung der mit der Geteilten Spindelmutter modifizierten EVLS BR 204 unter Tieftemperaturen ist entscheidend darüber, ob das Lösungskonzept der Spindelmutterteilung zielführend ist oder nicht.

5.2.1 Versuchsaufbau



Abbildung 45: Klimschrank der Firma Binder

Die Funktionsüberprüfung erfolgte im Klimschrank der Firma Binder, siehe Abbildung 45. Überprüft wurden zwei EVLS der Baureihe 204, jeweils modifiziert mit der Geteilten Spindelmutter. Spindel und Spindelmutter wurden ohne Schmiermittel auf das Gewinde gedreht, um eine Beeinflussung durch das Schmiermittel auszuschließen. Die Lenksäulen wurden in Einbaulage und mit Lenkradersatzmasse im Klimschrank montiert. Das Kabel zur elektrischen Verstellung wurde durch die abgedichtete Schleuse des Schrankes nach außen geführt, so dass weder Feuchtigkeit noch Wärme von außen in die Kammer eindringen konnten.



Abbildung 46: Netzgerät, Typenbezeichnung EA-PS 3016-20 B

Zur Verstellung der Lenksäule wurde ein Netzgerät mit einstellbarer Spannungsabgabe (Abbildung 46) gewählt, um die Funktionsüberprüfung mit verschiedenen Spannung von $U=9$ bis $14V$ durchführen zu können.

5.2.2 Versuchsdurchführung

Als Versuchsparameter wurde die Temperatur auf $T=-35\text{ °C}$ eingestellt. Nach einer Stunde bei $T=-35\text{ °C}$ wurden die Lenksäulen mit einer Spannung von $U=12V$ verfahren. Die Lenksäulen ließen sich stetig ohne Pausen verfahren. Diese Prüfung wurde nach 3 h und nach 24 h wiederholt, um sicherzugehen, dass die Funktion auch nach längeren Tieftemperaturzeiträumen sichergestellt ist.

5.2.3 Versuchsergebnis

Die Funktionsprüfung bei $T=-35\text{ °C}$ wurde mit dem Ergebnis positiv bestanden. Die Modifizierung der elektrisch verstellbaren Lenksäule Baureihe 204 mit der Geteilten Spindelmutter ist zielführend.

| Prüfling | T | U | I | Durchkühldauer | Schmiermittel | Bewertung |
|------------|-------|-----|----------|----------------|---------------|------------------------------------------------------------------|
| BR 204 .01 | 0°C | 12V | 3,7-4,6A | 1h | ohne | zügiges, stetiges Verfahren |
| BR 204 .02 | 0°C | 12V | 2,6-3,5A | 1h | ohne | zügiges, stetiges Verfahren |
| BR 204 .01 | -35°C | 12V | 7,5-8,5A | 1h | ohne | stetiges, langsames Verfahren, kein Auslösen des Schutzschalters |
| BR 204 .02 | -35°C | 12V | 7,8-8,5A | 1h | ohne | stetiges, langsames Verfahren, kein Auslösen des Schutzschalters |
| BR 204 .01 | -35°C | 12V | 7,5-8,5A | 3h | ohne | stetiges, langsames Verfahren, kein Auslösen des Schutzschalters |
| BR 204 .02 | -35°C | 12V | 7,8-8,5A | 3h | ohne | stetiges, langsames Verfahren, kein Auslösen des Schutzschalters |
| BR 204 .01 | -35°C | 12V | 7,5-8,5A | 20h | ohne | stetiges, langsames Verfahren, kein Auslösen des Schutzschalters |
| BR 204 .02 | -35°C | 12V | 7,8-8,5A | 20h | ohne | stetiges, langsames Verfahren, kein Auslösen des Schutzschalters |

Abbildung 47: Ergebnisse Funktionsprüfung BR 204 im Klimaschrank

Die Ergebnisse der Funktionsprüfung sind der Abbildung 47 zusammengefasst.

Die Betrachtung der Stromaufnahme während der Funktionsprüfung zeigt, dass die gemessene Stromstärke mit $I=7,8-8,5A$ zwar deutlich unterhalb der maximalen Stromaufnahme von $10A$ liegt, aber trotzdem recht hoch ist. Eine längere Verfahrzeit bei so erhöhten Stromstärken führt zu hohen Temperaturen im Antriebsmotor der Höhenverstellung. Eine Dauerbelastung könnte zum Versagen des Motors führen. Um den Ausfall eines Motors zu vermeiden, sind in die Antriebsmotoren Temperaturschutzschalter verbaut, die den Motor ab einer kritischen Temperatur abschalten.

Die nächste Testreihe erfolgte mit geschmierten Gewinden. Die Schmierpaste Klübersynth LIP 84-42 ist eine Paste gegen Reibkorrosion. Sie wird ab der nächsten Modellpflege in der Serienlenksäule zur Schmierung des Spindel-HV-Gewindes eingesetzt und wurde aus diesem Grund auch für diesen Funktionstest verwendet.

| Prüfling | T | U | I | Durchkühldauer | Schmiermittel | Bewertung |
|------------|-------|-----|----------|----------------|---------------|------------------------------------|
| BR 204 .03 | -35°C | 9V | 5,5-6,2A | 3h | LIP 84-42 | stetiges Verfahren |
| BR 204 .04 | -35°C | 9V | 4,8-6,5A | 3h | LIP 84-42 | stetiges Verfahren |
| BR 204 .03 | -35°C | 12V | 4,5-6,5A | 3h | LIP 84-42 | stetiges Verfahren |
| BR 204 .04 | -35°C | 12V | 4,5-6,5A | 3h | LIP 84-42 | stetiges Verfahren |
| BR 204 .03 | -35°C | 9V | 5,2-5,9A | 27h | LIP 84-42 | stetiges Verfahren, v=1,1-1,7 mm/s |
| BR 204 .04 | -35°C | 9V | 5,6-6,3A | 27h | LIP 84-42 | stetiges Verfahren, v=1,1-1,7 mm/s |

Abbildung 48: Ergebnisse Funktionstest im Klimaschrank mit geschmierten Spindelgewinden

Der Funktionstest wurde wie schon im ersten Versuch unter $T=-35^{\circ}\text{C}$ durchgeführt. Die Messwerte der Stromaufnahme bei den beiden Prüfspannungen von $U=9\text{V}$ und $U=12\text{V}$ sind in Abbildung 48 zusammengefasst.

Es war eine deutliche Reduzierung der Stromaufnahme zu erkennen. Außerdem wurde der positive Einfluss des Schmiermittels klar erkennbar: Die Verfahrensgeschwindigkeit der Höhenverstellung unter $T=-35^{\circ}\text{C}$ konnte durch die Klübersynth Paste im Vergleich zum ungeschmierten Gewinde erhöht werden.

Die positiven Ergebnisse der Funktionstests bei $T=-35^{\circ}\text{C}$ mit der Geteilten Spindelmutter in der EVLS BR 204 gaben Anlass dazu, die Funktionserprobung auf weitere Baureihen auszuweiten.

Die Spindelmutter HV (PP204462195) wird in die sich noch in der Entwicklung befindlichen EVLS der Baureihen 166 (SUV Unibody) und der Baureihe 231, Modul Column 2 (MC2), übernommen.

In den bisherigen Funktionstests, die im Rahmen der Erprobungsphase für die Baureihen 166 (SUV Unibody) und 231 (SLK) durchgeführt wurden, erfüllten die Prototypenstände die Lastenheftanforderungen nicht.

Die BR 166 lässt sich bisher nur bis zu einer Temperatur von $T=-15^{\circ}\text{C}$ verstellen. Die Verstellung der BR 231 (Stand E 1.0) funktioniert nur bis zu einer Temperatur von $T=-10^{\circ}\text{C}$.

5.3 Funktionstest mit der BR 166

Die Funktionstests, die vorher mit der BR204 positiv durchgeführt wurden, wurden mit der EVLS der BR166 mit einer geteilten Spindelmutter ohne Gewindeschmierung wiederholt. Die Lenksäule wurde analog zur BR 204 in Einbaulage mit der Lenkradersatzmasse von der BR166 im Klimaschrank montiert.

| Prüfling | T | U | I | Durchkühldauer | Schmiermittel | Bewertung |
|------------|-------|-----|----------|----------------|---------------|--------------------|
| BR 166 .01 | -35°C | 12V | 8,4-9,2A | 1h | ohne | stetiges Verfahren |
| BR 166 .01 | -35°C | 12V | 7,5-9,2A | 3h | ohne | stetiges Verfahren |

Abbildung 49: Ergebnisse Funktionstest BR 166 im Klimaschrank

Die Lenksäule ließ sich bei $T=-35^{\circ}\text{C}$ konstant verfahren.

Die Stromaufnahmen aus Abbildung 49 zeigen, dass die gemessenen Ströme den gemessenen Werten aus dem ersten Funktionsversuch mit der BR 204 ähnlich sind. Eine Übernahme der Geteilten Spindelmutter in die BR166 ist dadurch als zielführend einzustufen.

5.4 Funktionstest BR 231 mit Geteilter Spindelmutter

Die Baureihe 231 unterscheidet sich stark von der BR204. Das Prinzip der Höhenverstellung ist aber unverändert und die Spindelmutter hat die gleiche Geometrie.

Ein markanter Unterschied ist die um ca. 30% schwerere Lenkradersatzmasse.

Das höhere Gewicht am Ende der Lenksäule erfordert eine deutlich höhere Leistung, die durch den Antriebsmotor abgegeben werden muss.

| Prüfling | T | U | I | Durchkühldauer | Schmiermittel | Bewertung |
|------------|-------|-----|----------|----------------|---------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| BR 231 .01 | -35°C | 12V | 6,5-7A | 2h | ohne | nur langsame Bewegungen mit Stillstand in -Z-Richtung, kein Verfahren in +Z-Richtung |
| BR 231 .01 | -35°C | 14V | 6-6,5A | 2h | ohne | nur langsame Bewegungen mit Stillstand in -Z-Richtung, kein Verfahren in +Z-Richtung |
| BR 231 .01 | -30°C | 12V | 4,9-6A | 1h | ohne | -Z: stetiges langsames Verfahren +Z: stetiges sehr langsames Verfahren |
| BR 231 .01 | -30°C | 14V | 4,9-6A | 1h | ohne | -Z: stetiges langsames Verfahren +Z: stetiges sehr langsames Verfahren |
| BR 231 .01 | -25°C | 12V | 4,7-5,9A | 1h | ohne | -Z: stetiges Verfahren, v=1,3 mm/s +Z: stetiges Verfahren v=0,5 mm/s |
| BR 231 .01 | -25°C | 9V | 4,7-5,9A | 1h | ohne | -Z: stetiges Verfahren +Z: stetiges Verfahren |

Abbildung 50: Ergebnisse Funktionstest BR 231 ohne Schmiermittel

Der Funktionstest der BR 231 im Erprobungsstand 1.0 mit der Lenkradersatzmasse von der BR 231 wurde analog zu den vorherigen Funktionsprüfungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 50 zusammengefasst.

Die Verstellung unter T=-35°C ergab, dass die Geteilte Spindelmutter auch für die BR 231 eine deutliche Verbesserung der Verfahreigenschaften unter Tieftemperaturen bringt. Die Lenksäule ließ sich nur sehr langsam und mit Stillstandsphasen hinunter verstellen. Eine Verstellung in die Höhe, also Fahrzeug +Z-Richtung, war nicht möglich. Dies ist u.a. auch auf die schwerere Lenkradersatzmasse zurückzuführen.

Die Temperatur der Klimakammer wurde auf die neue Prüftemperatur von T=-30°C eingestellt. Die Funktionsprüfung ergab, dass ein langsames aber stetiges Verfahren in -Z-Richtung und ein sehr langsames Verfahren in +Z-Richtung möglich war.

Das Verfahren bei der dritten Prüftemperatur von T=-25°C ergab, dass ein langsames Verfahren in beide Richtungen der Höhenverstellung möglich war.

Die Aggregate wurden aus dem Klimaschrank entnommen und die Schmierpaste Klübersynth auf das Gewinde der Geteilten Spindelmutter aufgetragen. Anschließend wurde der Versuch wiederholt.

| Prüfling | T | U | I | Durchkühldauer | Schmiermittel | Bewertung |
|------------|-------|-----|----------|----------------|---------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|
| BR 231 .02 | -25°C | 9V | 4-5A | 16h | LIP 84-42 | zügiges Verfahren in beide Richtungen |
| BR 231 .02 | -25°C | 12V | 4-5A | 16h | LIP 84-42 | zügiges Verfahren in beide Richtungen -Z: v=7,4 mm/s +Z: v=4,6 mm/s |
| BR 231 .02 | -30°C | 12V | 4,8-5,5A | 1h | LIP 84-42 | stetiges Verfahren in beide Richtungen -Z: v=6,1 mm/s +Z: v=3,2 mm/s |
| BR 231 .02 | -35°C | 12V | 5,5-5,8A | 1h | LIP 84-42 | -Z: leicht ruckeliges Verfahren, v=0,74 mm/s +Z: leicht ruckeliges Verfahren v=0,4 mm/s |
| BR 231 .02 | -35°C | 12V | 6-6,7A | 3h | LIP 84-42 | -Z: leicht ruckeliges Verfahren +Z: leicht ruckeliges Verfahren |
| BR 231 .02 | -35°C | 9V | 4-4,6A | 3h | LIP 84-42 | -Z: stotterndes Verfahren +Z: kein Verfahren |

Abbildung 51: Ergebnisse Funktionstest BR 231 mit Schmiermittel

Die Funktionstests mit der Klübersynth Schmierpaste ergaben, wie auch schon mit der BR 204, einen positiven Einfluss des Schmiermittels auf die Verfahrereigenschaften bei Tieftemperaturen (siehe Abbildung 51).

Die Funktionsprüfung bei T=-25°C ergab ein deutlich schnelleres Verfahren als mit dem ungeschmierten Gewinde. Auch in der nächsten Temperaturstufe von T=-30°C waren deutliche Verbesserungen merklich. Die letzte Temperaturstufe von T=-35°C wurde auch positiv bewertet. Die Höhenverstellung ließ sich bei der Spannung von U=12V langsam, aber konstant in beide Richtungen verstellen.

Die Funktionsprüfung wurde somit positiv bestanden.

6 FEM-Berechnung

6.1 Achslagerbock

Der Achslagerbock hat keine sicherheitsrelevante Funktion, er dient nur zur Lagerung der Spindel HV.

Falls der Achslagerbock im Fahrzeugcrash versagen sollte, ist die Spindel durch die Bohrung im Lagerbolzen gesichert.

Der Achslagerbock sollte trotzdem eine möglichst hohe Haltekraft aufweisen. Die Berechnung mit der Finite-Elemente-Methode mit Hilfe des Programmes CATIA V5 soll Aufschluss darüber geben, wo die schwächste Stelle des Achslagerbocks ist und wie hoch die Spannungen sind, die bei hohen Belastungen auftreten.

Um die Favoritenlösung des Achslagerbocks aus Kapitel 4.1.4 abschließend konstruieren zu können, ist eine vorherige FEM-Analyse hilfreich.

6.1.1 Erste Auslegung

Die erste Berechnungsvariante war ein einfacher Quader mit zwei Durchgangsbohrungen für die Lager $d_1=10\text{mm}$ und für den Lagerbolzen $d_2=16\text{mm}$. Die Außenmaße des Quaders sind $b=26,35\text{ mm}$ und $h=21,2\text{ mm}$ und $t=19,8\text{ mm}$.

6.1.2 Randbedingungen

Die Berechnung benötigt definierte Randbedingungen. Der Achslagerbock wurde fest eingespannt, in den Bohrungen für die Lager und den Lagerbolzen wurden virtuelle Bauteile eingefügt.

Die Werkstoffkennwerte, wie E-Modul, Querkontraktionszahl, Dichte und der lineare Ausdehnungskoeffizient, wurden mit den Daten des Werkstoffes POM-C definiert.

Als Last wurde eine Flächenlast von $F=7500\text{N}$ senkrecht auf die Stirnfläche definiert, die der Lagerpressung im Falle einer maximalen Belastung entspricht.

Die Vernetzung wurde mit parabolischen Tetraedern mit der automatischen Vernetzung durchgeführt. Die Berechnung mit parabolischen Tetraedern dauert zwar länger als mit linearen Tetraedern, liefert aber genauere Ergebnisse.

Die Berechnungsdauer für einfache Bauteile liegt im Bereich von wenigen Minuten, daher konnte die genauere Berechnungsmethode gewählt werden.

6.1.3 Auswertung

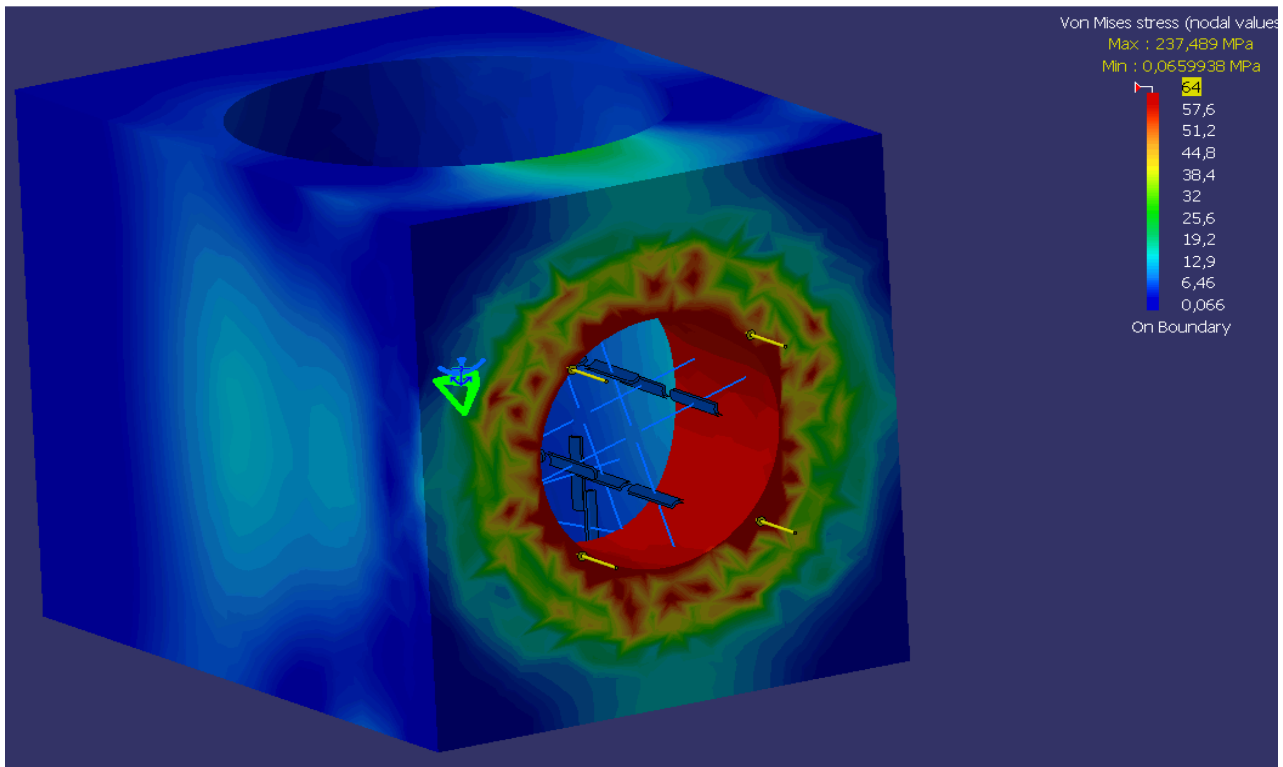


Abbildung 52: FEM-Berechnung Achslagerbock belastet mit Flächenlast von 7,5 kN

Abbildung 52 zeigt deutlich, dass die maximalen Spannungen in der Lageraufnahme durch Lochleibung entstehen.

Die maximale Spannung liegt an der Kante zwischen der Lagerbohrung und der Bohrung für den Lagerbolzen. Eine Fase an der Kante könnte die Spannungsspitzen reduzieren. Eine berechnete Spannung von mehr als 64 MPa, der Streckgrenze von POM-C, wird aber nicht zu vermeiden sein. Es ist deshalb zu vermuten, dass sich der Achslagerbock bei der Maximalbelastung plastisch verformen wird. Ob es tatsächlich zum Bruch bzw. Bauteilversagen kommt, kann nur eine Versuchserprobung aufzeigen.

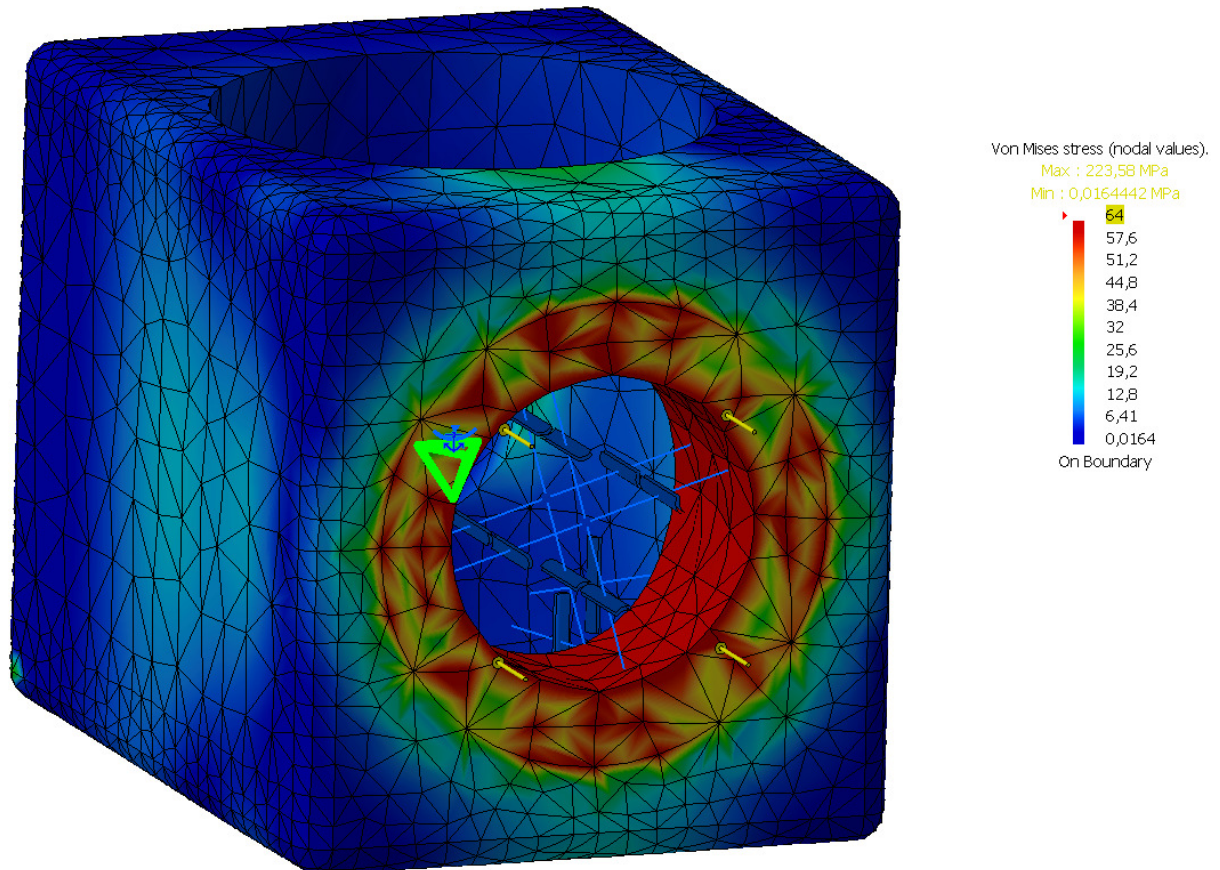


Abbildung 53: Achslagerbock mit verrundeten Kanten, belastet mit einer Flächenlast von 7,5 KN

Die zweite Auslegung, zu sehen in Abbildung 53, zeigt um ca. 6% geringere Spitzenspannungen im Vergleich zur ersten Auslegung. In der zweiten Auslegung wurde die Innenkante, wo die beiden Bohrungen zusammenlaufen, mit einer kleinen Fase versehen. Zusätzlich wurden die Außenkanten des Lagerbocks mit Radien versehen, die aber keinen Einfluss auf den Spannungsverlauf haben.

6.2 Gleitlager

Die Gleitlager wurden einzeln mit der FEM-Methode auf ihre Festigkeit untersucht.

6.2.1 Randbedingungen

Das Gleitlager wurde zur Berechnung fest eingespannt, um den Lagersitz wurde ein Flächenkontakt definiert. Die Flächenlast von 7,5 KN wirkt senkrecht auf die Axialgleitfläche. Als Werkstoffwerte wurden die Werkstoffkennwerte von iglidur® gewählt.

6.2.2 Auswertung

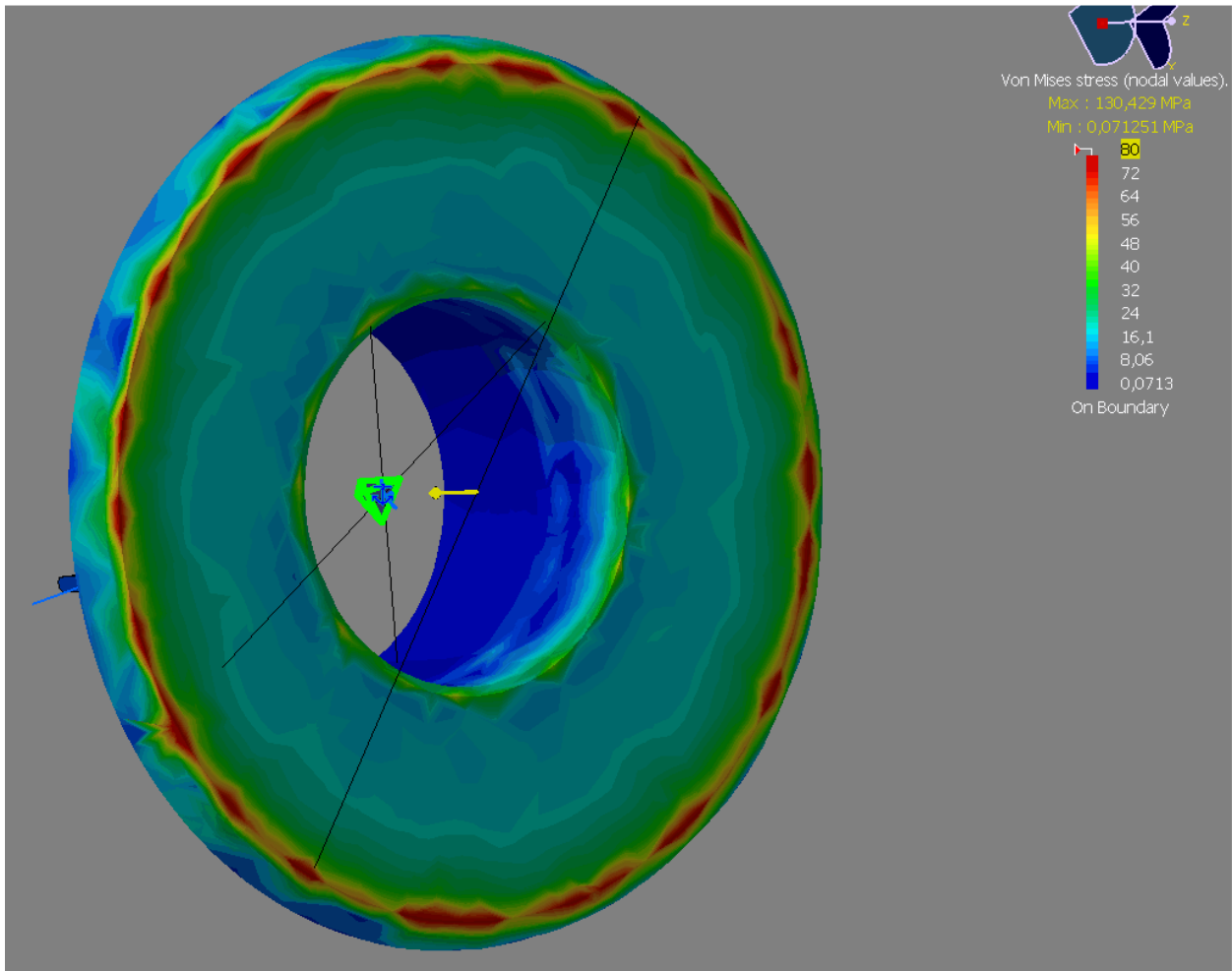


Abbildung 54: FEM-Analyse vom Gleitlagerbock mit Flächenlast von 7,5 kN

Die FEM-Analyse (Abbildung 54) zeigt, dass sich die Gleitlager bei der hohen Belastung hauptsächlich elastisch verformen. Die höchsten Spannungen treten an der Außenkante auf, wo auch die zulässige Spannung von 80 Mpa überschritten wurde.

Eine Fase an der Außenkante ist eine Möglichkeit, die lokale Spannung zu reduzieren. Iglidur® wäre der FEM-Analyse nach ein geeigneter Werkstoff für die Gleitlager.

6.2.3 Zweite Auslegung

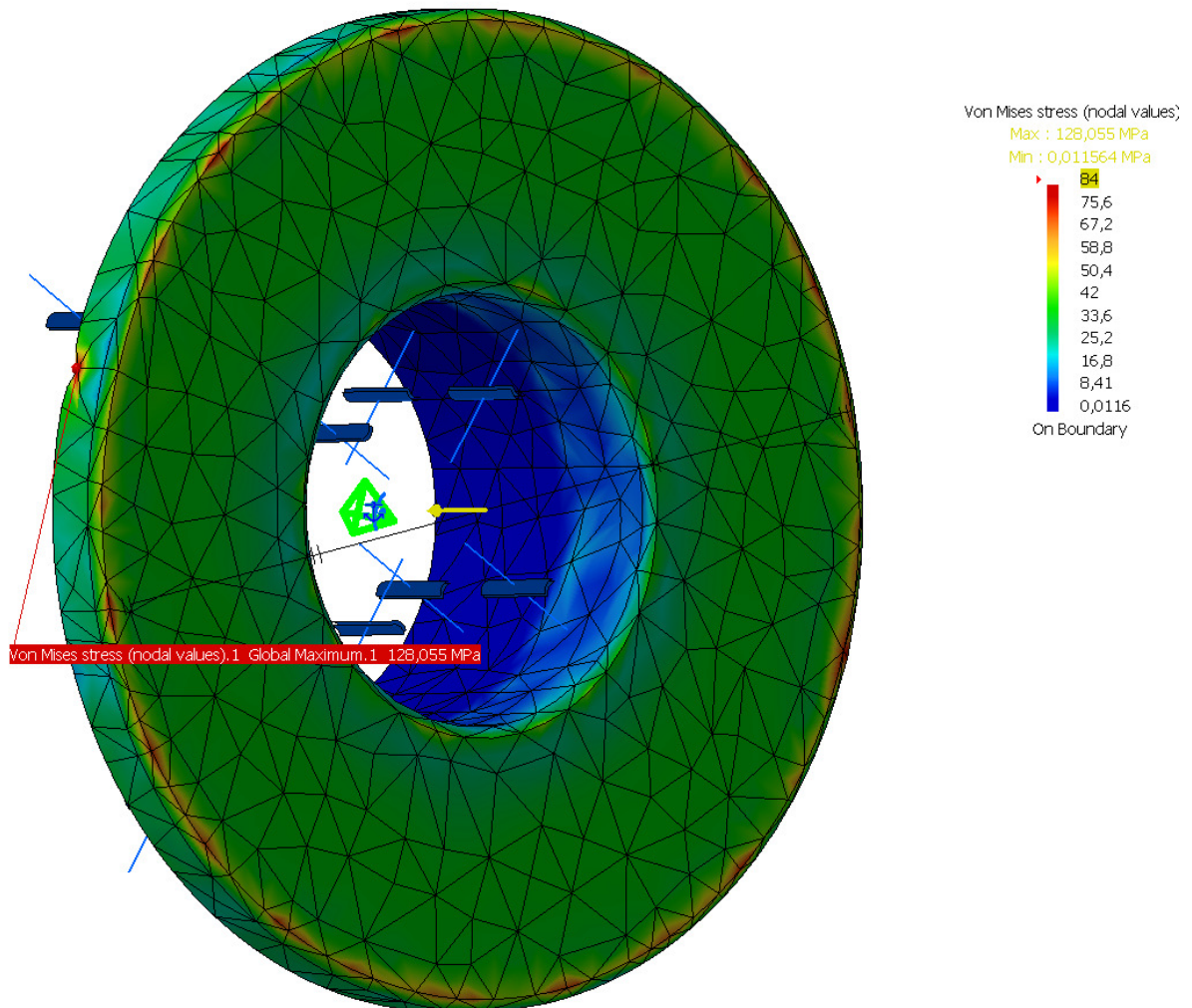


Abbildung 55: FEM-Analyse Gleitlager mit Fasen und Flächenlast von 7,5 KN

Die in der Auswertung überlegten Fasen an den Kanten haben in der überarbeiteten Version des Achslagerbocks und der Gleitlager für eine deutliche Reduzierung der Spitzenspannungen bei Belastung geführt, siehe Abbildung 55.

Die einzelne Spannungsspitze mit 128 Mpa ist zu vernachlässigen, da an dieser Stelle das Netz einen kleinen Fehler aufweist.

6.3 Achslagerbock mit Gleitlagern

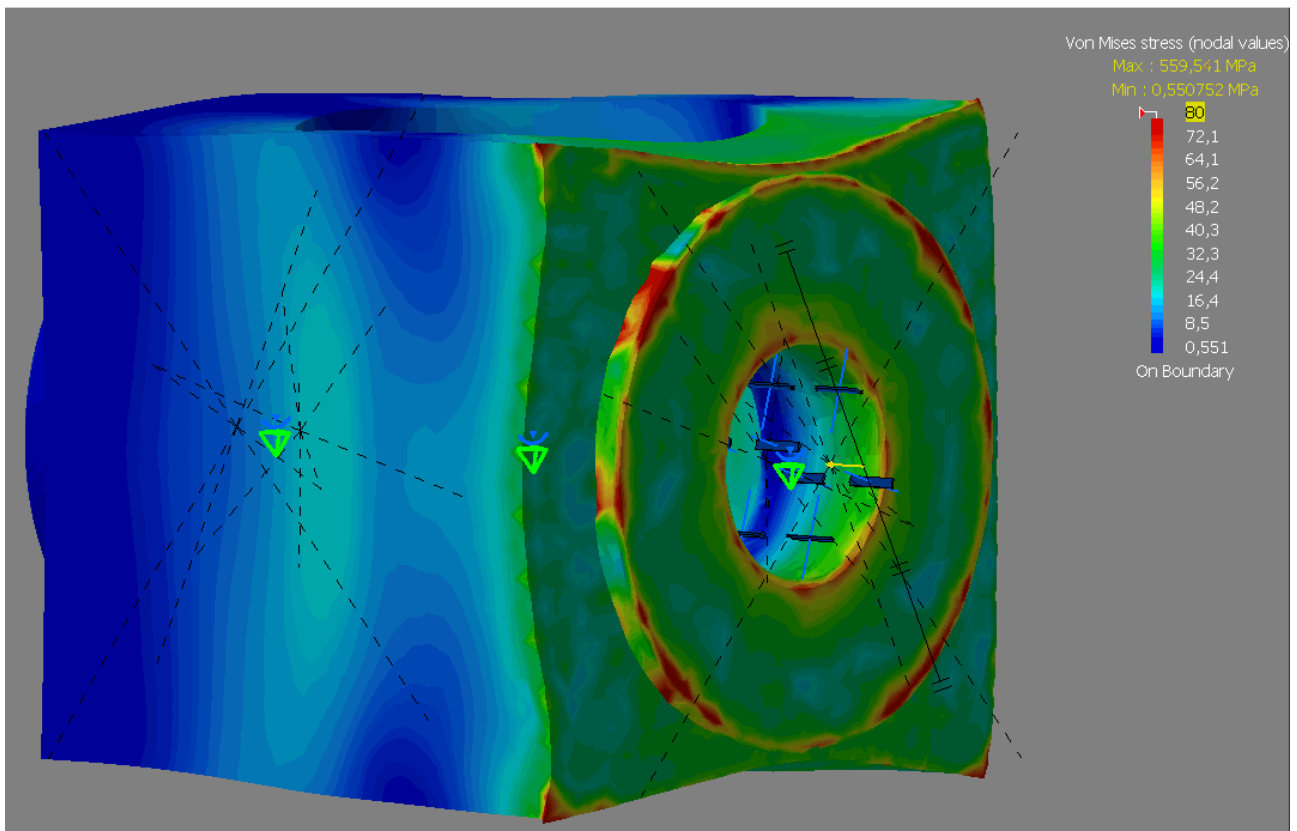


Abbildung 56: FEM-Analyse Achslagerbock mit Gleitlagern, belastet mit Flächenlast von 7,5 kN

Die FEM-Analyse des Achslagerbocks mit den beiden Gleitlagern liefert ein erwartetes Ergebnis, siehe Abbildung 56. Die Analyse der Baugruppe unterscheidet sich nur unwesentlich von den Einzelanalysen des Lagerbocks und des Gleitlagers.

Die Spitzenspannungen treten an den Außenkanten auf, eine fertigungsgerechte Verrundung der Kanten führt voraussichtlich zu einer deutlichen Abnahme der Spannungen an den Kanten.

Zusätzlich zur von-Mises-Spannung ist in der Grafik auch die theoretische Verformung der Bauteilgruppe zu sehen. Diese Verformung ist zur besseren Darstellung mit einem großen Verstärkungsfaktor abgebildet und spiegelt nicht die tatsächliche Verformung wider.

Deutlich zu sehen ist, dass sich das Material des Achslagerbocks durch die Lochreibung des Lagerbolzens zusammenzieht. In diesem Bereich treten hohe Spannungen auf. Im Falle eines Bauteilversagens würde das Material vermutlich in diesem Bereich zuerst nachgeben.

6.4 Geteilte Spindelmutter

Die Geteilte Spindelmutter soll mit Hilfe der FEM-Analyse untersucht und optimiert werden.

Die Teilung der Spindelmutter in der Symmetrieachse wird voraussichtlich keine unterschiedlichen Ergebnisse zur Serienlösung ergeben. In der FEM-Analyse ist es eine übliche

Methode, die Rechenmodelle in ihren Symmetrieachsen zu teilen, um den Rechenaufwand zu halbieren. Bei einer gleichzeitigen Halbierung der Lastannahmen sind die Resultate gleich.

Interessant ist hier vielmehr, wie durch Belastung die Spannungsverteilung im Serienbauteil verläuft und wie es spannungsoptimiert werden kann.

6.4.1 Serienspindelmutter

Die Spindelmutter HV kann in zwei unterschiedlichen Lastfällen belastet werden. Die Zeichnungsanforderungen des Serienbauteils fordern 10 KN Haltekraft in Zug- und 15 KN in Druckrichtung.

6.4.2 Randbedingungen

Die Serien-Spindelmutter wurde im 3-D-Modell in der Symmetrieachse analog zur Geteilten Spindelmutter geteilt.

In die Gewindebohrung wurde ein virtuelles Bauteil eingefügt, das die Spindel simuliert. In dieses virtuelle Bauteil wurde die Punktlast von $F=7,5$ KN eingeleitet.

Die Spindelmutter wurde mit zwei gewölbten Flächen im Winkel und im Hebel oben gelagert. Diese beiden Flächen wurden als Gleitflächenkontakt definiert. Die Teilungsfläche entlang der Teilungsebene der Spindelmutter wurde ebenfalls als Gleitflächenkontakt definiert.

Um die Lagerbedingungen in alle drei Achsrichtungen zu erfüllen, wurde ein zusätzlicher Gleitflächenkontakt an der Außenfläche der Spindelmutterzapfen definiert.

Die zuletzt definierte Gleitfläche entspricht zwar nicht den Lagerbedingungen der Serienhöhenverstellung, da die Serien-Spindelmutter einen Freiheitsgrad in der Fahrzeug Y-Achse besitzt, hat aber auf die FEM-Analyse nur einen geringen Einfluss, da die Kraft nur parallel zu diesem Gleitflächenkontakt wirkt.

6.4.3 Auswertung

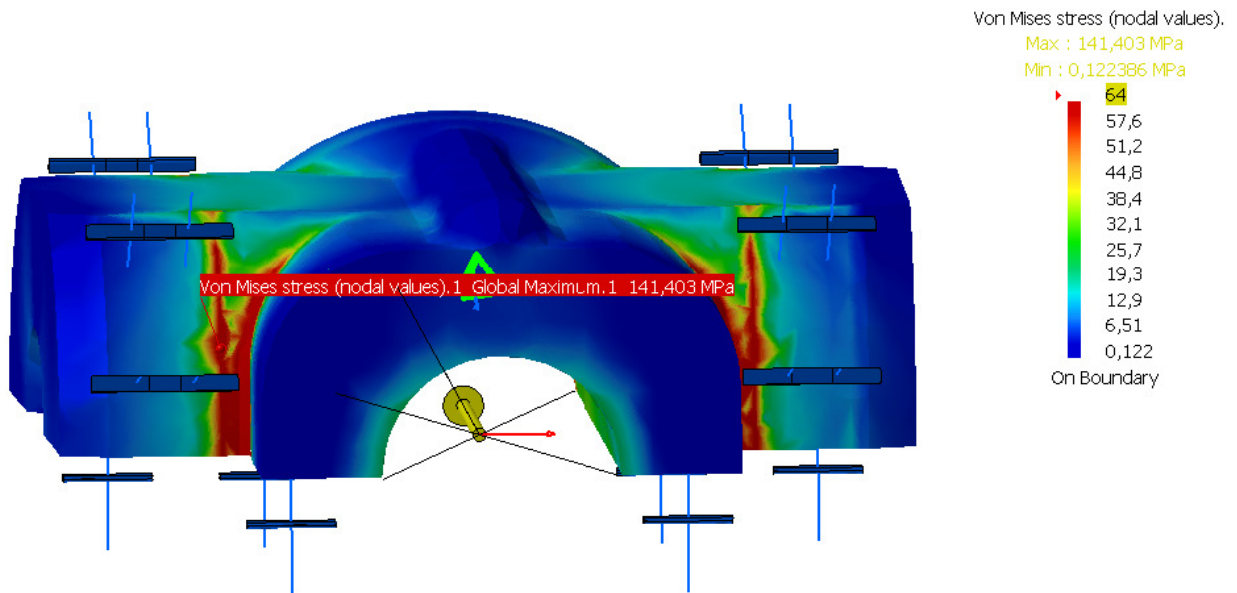


Abbildung 57: FEM-Analyse der Serienlösung, Zugbelastung mit $F=5$ KN

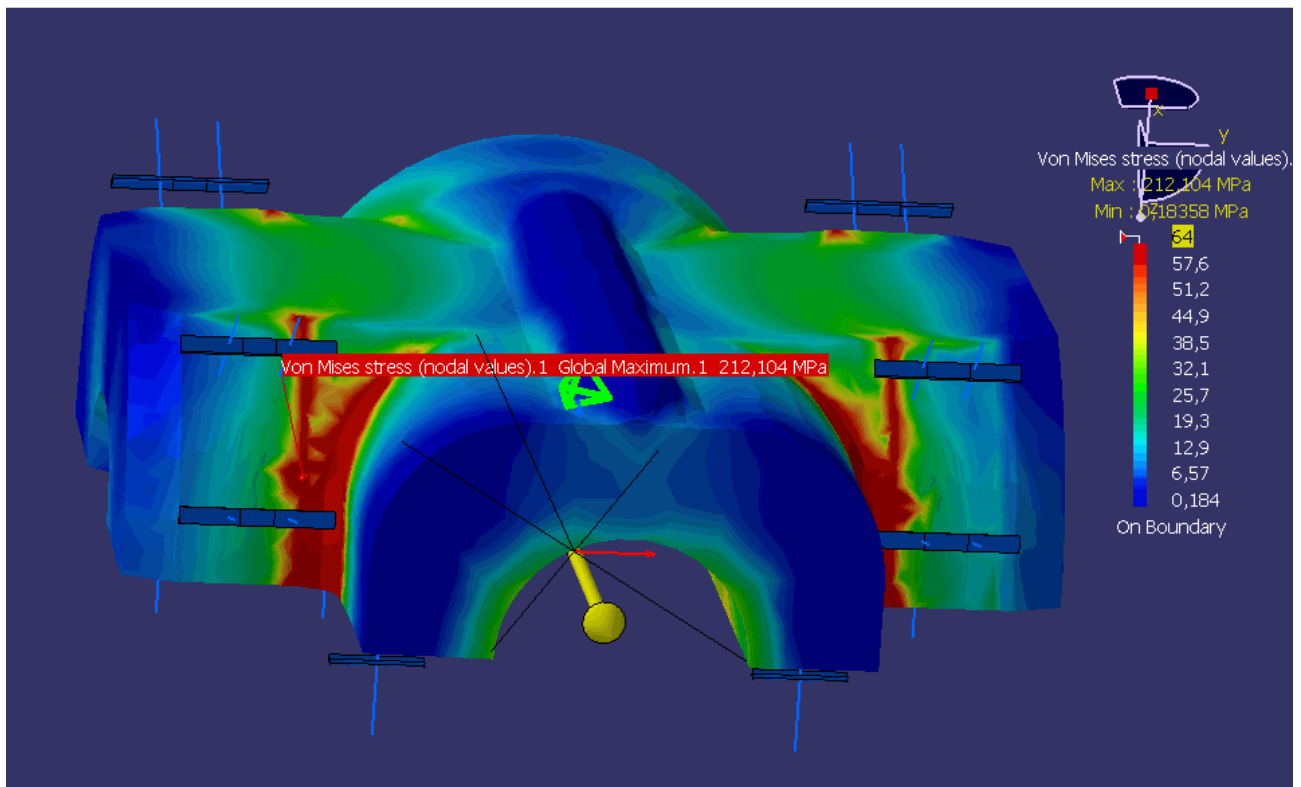


Abbildung 58: FEM-Analyse der Serienlösung, Druckbelastung mit $F=7,5$ KN

Die FEM-Analyse (Abbildung 57 und Abbildung 58) hat ergeben, dass die maximal zulässige Spannung in großen Bereichen der Spindelmutter überschritten wurde. Die Spitzenspannungen treten direkt an der Stelle auf, wo die Spindelmutter im Winkel und im Hebel oben gelagert wird.

6.4.4 Zweite Auslegung

Im Vergleich zur Seriengeometrie wurden in der zweiten Auslegung die Radien vergrößert, um einen günstigeren Spannungsverlauf zu gestalten. Zusätzlich wurde eine Anschlagfläche vorgesehen, damit die Spindelmutter in Richtung der Fahrzeug Y-Achse fest positioniert werden kann.

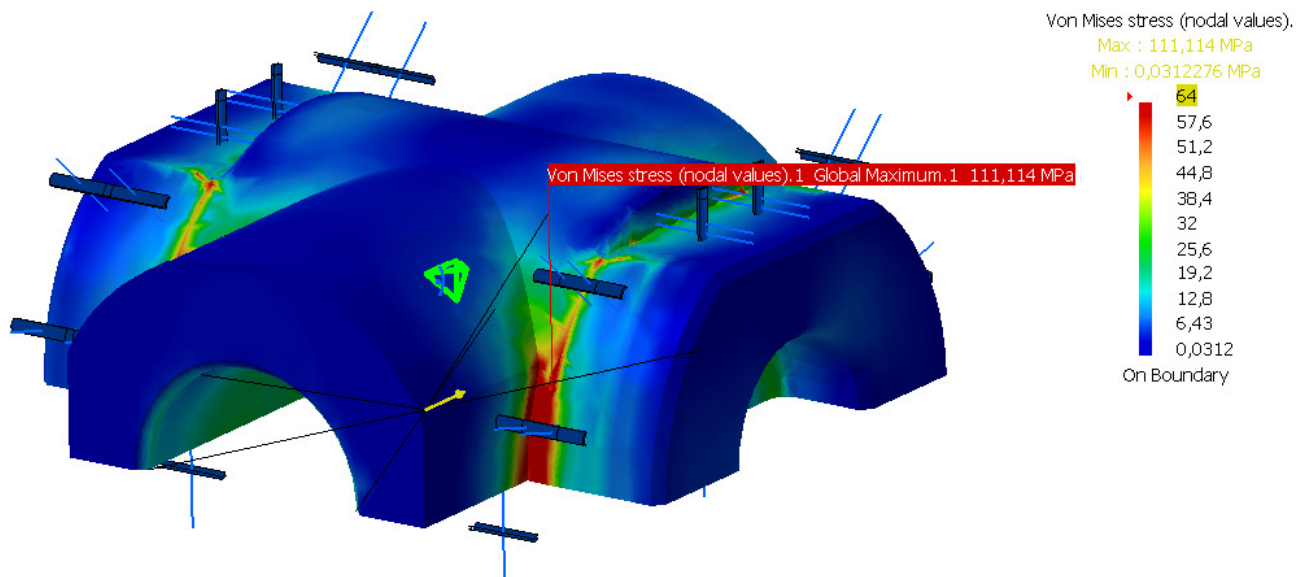


Abbildung 59: FEM-Analyse Geteilte Spindelmutter, Zugbelastung $F=5$ KN

In der Zug- (Abbildung 59) und der Druckbelastung (Abbildung 60) konnten die Spitzenspannungen somit jeweils um 27% reduziert werden. Es ist daher zu vermuten, dass die statische Haltekraft damit erhöht werden kann.

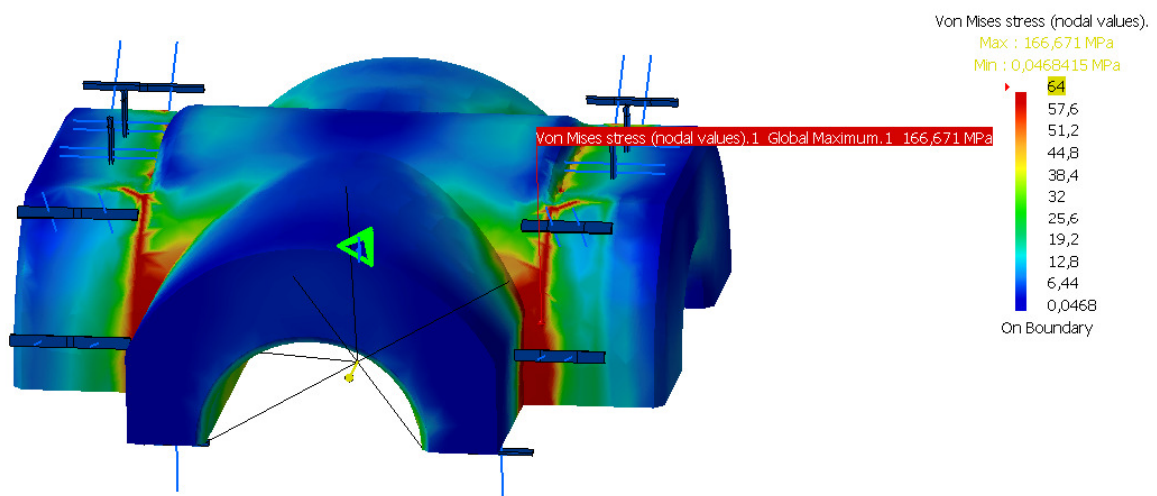


Abbildung 60: FEM-Analyse Geteilte Spindelmutter, Druckbelastung $F=7,5$ KN

7 Haltekraft Erprobung

Die Funktionstests unter Tieftemperaturen haben ergeben, dass die Teilung der Spindelmutter zielführend für die Verstellung unter Tieftemperaturen bis $T=-35^{\circ}\text{C}$ ist.

Die Überprüfung der Haltekräfte soll Aufschluss darüber geben, ob eine Teilung der Spindelmutter das System der Höhenverstellung schwächt und ob die hohen Anforderungen an die Fahrzeugcrash-Sicherheit erfüllt werden können.

7.1 Statische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter

Es gibt zwei verschiedene Lastfälle, die auf die Spindelmutter wirken können.

Der erste ist der Fall, in dem die Spindelmutter auf Zug belastet wird. Diese Belastung tritt auf, wenn eine Kraft in +Z-Richtung auf die Lenksäule wirkt. Dieser Belastungsfall kann z.B. bei einem Fahrzeugcrash durch den Knieairbag entstehen.

Der zweite Belastungsfall ist die Belastung der Spindelmutter auf Druck. Dieser Belastungsfall tritt auf, wenn eine Kraft in -Z-Richtung auf die Lenksäule wirkt. Eine Druckbelastung kann z.B. durch eine vom Fahrer eingeleitete Kraft auf das Lenkrad entstehen, wenn er sich daran abstützt oder hochzieht.

7.1.1 Versuchsaufbau

Die Geteilte Spindelmutter HV wurde unter der Zwick 100 auf die statische Haltekraft geprüft. Die Zwick 100 kann Prüflasten bis 100 KN aufbringen. Die Messtechnik nimmt die aufgebrachte Last und den verfahrenen Weg auf und erstellt im Messprotokoll eine Kraft-Weg-Kurve.

Die Musterteile der Geteilten Spindelmutter wurden im Serienbauteil Hebel oben und dem Winkel verbaut. Der Hebel wurde mit Spanklemmen festgeklemmt. Um eine Verformung des Hebels und damit eine Verfälschung des Versuchsergebnisses zu vermeiden, wurden unter dem Hebel zwei verstellbare Klötze positioniert.

In die Spindelmutter wurde eine Spindel geschraubt.

Die Spindel wurde zur Krafteinleitung verwendet, das der realen Belastung in einem Fahrzeugcrash entspricht. Die Prüfgeschwindigkeit der Zwick 100 wurde auf $v=50\text{ mm/s}$ eingestellt.

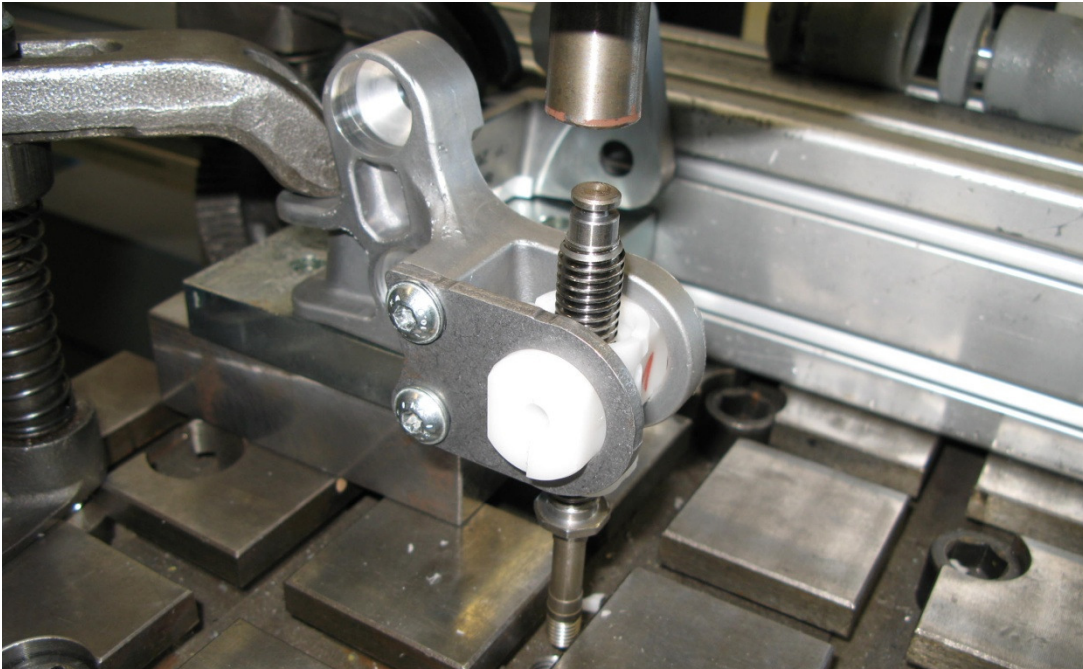


Abbildung 61: Versuchsaufbau statische Haltekraft in Druckrichtung

Die Belastung der Spindelmutter auf Druck entspricht einer positiven Krafterleitung in die Spindel, wenn die Spindelmutter mit dem Vierkant nach unten zeigt. Dieser Versuchsaufbau ist in Abbildung 61 dargestellt.

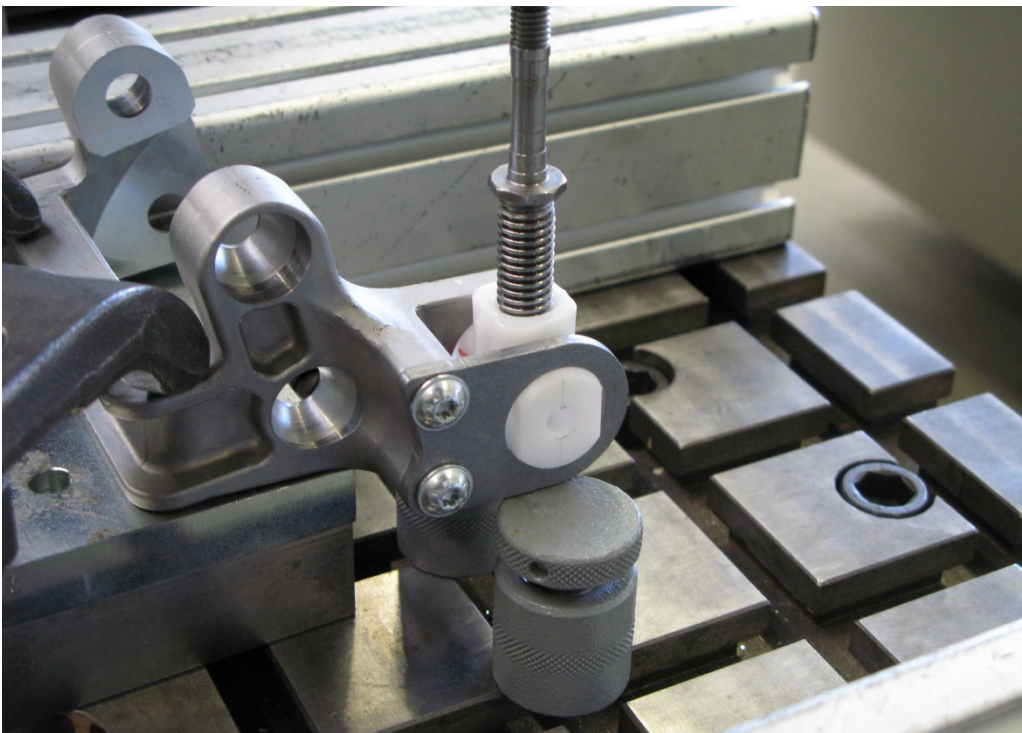


Abbildung 62: Versuchsaufbau statische Haltekraft in Zugrichtung

Die Belastung der Spindelmutter auf Zug entspricht einer positiven Krafterleitung in die Spindel, wenn die Spindelmutter mit dem Vierkant nach oben zeigt. Dieser Versuchsaufbau ist in Abbildung 62 dargestellt.

7.1.2 Versuchsergebnisse

| Belastungsrichtung | | Ist | Soll | Abweichung |
|------------------------------|-------------------|---------------|--------------|-------------|
| | Einheit | N | N | % |
| Vierkant unten (Zug) | Prüfling 1 | 10063 | 10000 | 101% |
| Vierkant unten (Zug) | Prüfling 2 | 9542 | 10000 | 95% |
| Vierkant unten (Zug) | Mittelwert | 9802,5 | 10000 | 98% |
| | | | | |
| Vierkant unten (Zug) | Serie 1 | 11677 | 10000 | 117% |
| | | | | |
| Vierkant oben (Druck) | Prüfling 3 | 15411 | 15000 | 103% |
| Vierkant oben (Druck) | Prüfling 4 | 16611 | 15000 | 111% |
| Vierkant oben (Druck) | Mittelwert | 16011 | 15000 | 107% |
| | | | | |
| Vierkant oben (Druck) | Serie 2 | 17949 | 15000 | 120% |

Abbildung 63: Versuchsergebnisse statische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter

Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 63 zusammengefasst.

Die statische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter hat ergeben, dass deren statische Haltekraft geringfügig niedriger ausfällt als die der Serien-Spindelmutter.

7.1.3 Auswertung

Die Haltekräfte aus den Zeichnungsanforderungen der Serienspindelmutter konnten nur teilweise erfüllt werden. Die Ursachen können u.a. darin liegen, dass die Serienspindelmutter große Lunker aufweisen.

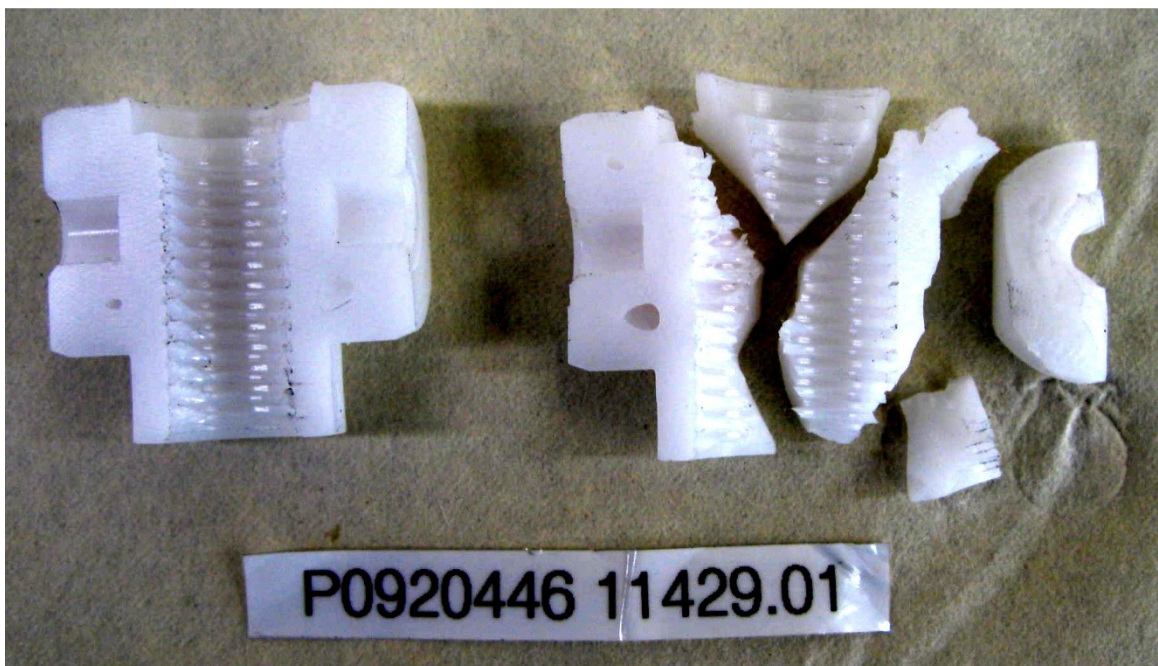


Abbildung 64: Bruchbild der Geteilten Spindelmutter nach der Prüfung

Die aus den Serien-Spindelmuttern gefrästen Musterteile der Geteilten Spindelmutter haben keine eingeschlossenen Lunker mehr, sondern, wie in der Abbildung 64 zu sehen, nun an der Oberfläche liegende Lunker.

Oberflächenschädigungen führen zu einer deutlichen Schwächung von Bauteilen.

Es ist anzunehmen, dass Bauteile, die nicht durch Lunker geschädigt sind, die Haltekraftanforderungen erfüllen.

7.2 Statische Haltekraft im ZB Lenksäule

Die Versuche zur Haltekraftermittlung der Geteilten Spindelmutter haben ergeben, dass die Haltekraftanforderungen aus der Zeichnungsvorgabe nur bedingt erfüllt werden konnten. Die Versuchserprobung im Zusammenbau der Lenksäule BR 204 soll Aufschluss darüber geben, ob die Zeichnungsanforderungen einer maximalen Crashlast auf die Geteilte Spindelmutter entsprechen oder ob eine geringere Haltekraft der Geteilten Spindelmutter ausreicht.

7.2.1 Versuchsaufbau

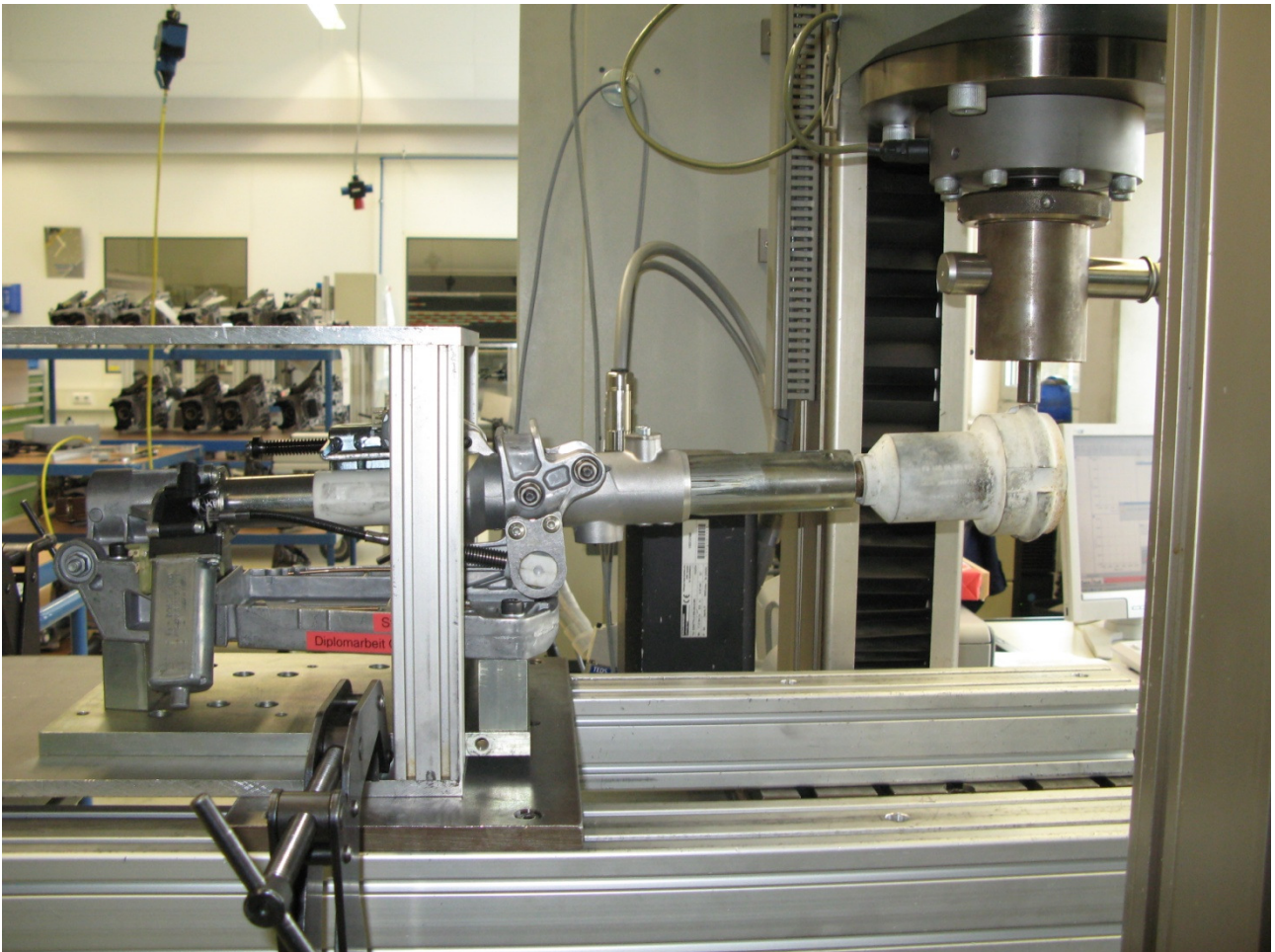


Abbildung 65: Versuchsaufbau statische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter in der Lenksäule BR 204

Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 65 zu sehen.

Die Lenksäule der BR 204 mit der Geteilten Spindelmutter wurde in der Längsverstellung ganz ausgefahren. Die Höhenverstellung wurde konsolennah eingestellt. Die Lenkradersatzmasse wurde montiert.

Die Lenksäule wurde auf eine steife Platte montiert und unter die Zwick 100 montiert. Die Kräfteinleitung erfolgte in vertikaler Richtung am Ende der Lenkradersatzmasse.

Dieser Versuch wurde analog zu einem früheren Versuch der Abteilung EPP-L mit der Serienlenksäule durchgeführt, um in der Auswertung die Ergebnisse vergleichen zu können.

7.2.2 Versuchsdurchführung

Die beiden geprüften Lenksäulen mit der Geteilten Spindelmutter wurden jeweils bis zum Versagen eines Bauteils mit der Prüfgeschwindigkeit von $v=50$ mm/s auf der Zwick belastet.

Die Kraft-Weg-Kurve wurde jeweils aufgezeichnet und die Extremwerte ausgegeben.

7.2.3 Auswertung

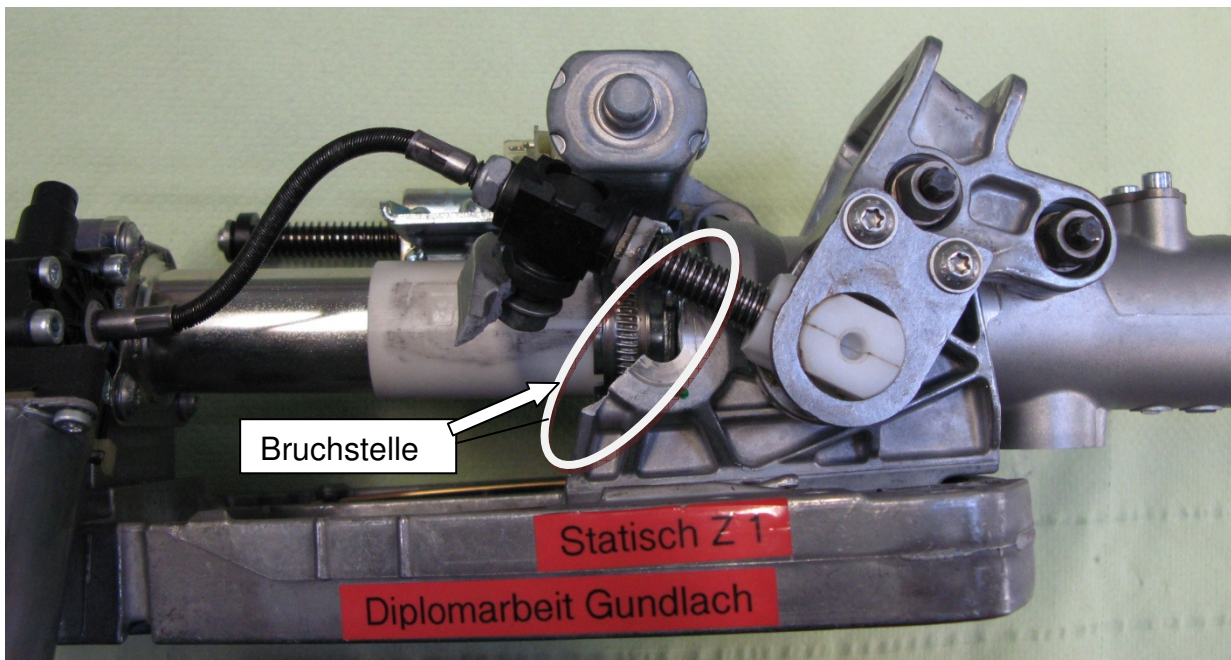


Abbildung 66: Bruchbild EVLS BR 204 mit Geteilter Spindelmutter

Beide Lenksäulen zeigen das gleiche Bruchbild auf (siehe Abbildung 66).

Der Konsolenschlitten ist am Auge, in dem der Lagerbolzen von LU Achslagerbock verschraubt ist, ausgebrochen.

Das Bruchbild am Konsolenschlitten ist das gleiche Bruchbild wie bei den früher durchgeführten Versuchen der Entwicklungsabteilung EPP-L. Auch sind die erreichten Haltekraftwerte bis zum Versagen vergleichbar.

Die Ergebnisse und Kraft-Weg-Diagramme sind in Abbildung 67 und Abbildung 68 zu sehen.

Ergebnisse:

| Pr # | F _{max} | F _{Anschnäbel} | S _{Anschnäbel} | F _{Einschub} | S _{Einschub} | F _{min n} | F _{FK} | s _{FK} | Bem. Pr | s _{max} |
|---------|------------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|-----------------|-----------------|---------|------------------|
| Legende | N | N | mm | N | mm | N | N | mm | | mm |
| 01 | 4732,55 | 4732,55 | 40,47 | - | - | -3,99 | - | 0 | | 40,47 |
| 02 | 4951,53 | 4951,53 | 42,76 | - | - | 3,64 | - | 0 | | 42,76 |

Statistik

| P09 204 46 11 525 | F _{max} | F _{Anschnäbeln} | S _{Anschnäbeln} | F _{Einschub} | S _{Einschub} | F _{min n} | F _{FK} | s _{FK} | S _{max} |
|-------------------|------------------|--------------------------|--------------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|-----------------|-----------------|------------------|
| n = 2 | N | N | mm | N | mm | N | N | mm | mm |
| x | 4842,04 | 4842,04 | 41,62 | - | - | -0,18 | - | 0 | 41,62 |
| s | 154,84 | 154,84 | 1,62 | - | - | 5,39 | - | 0 | 1,62 |
| min | 4732,55 | 4732,55 | 40,47 | - | - | -3,99 | - | 0 | 40,47 |
| max | 4951,53 | 4951,53 | 42,76 | - | - | 3,64 | - | 0 | 42,76 |

Abbildung 67: Ergebnisse der statischen Haltekraftprüfung mit der Geteilten Spindelmutter

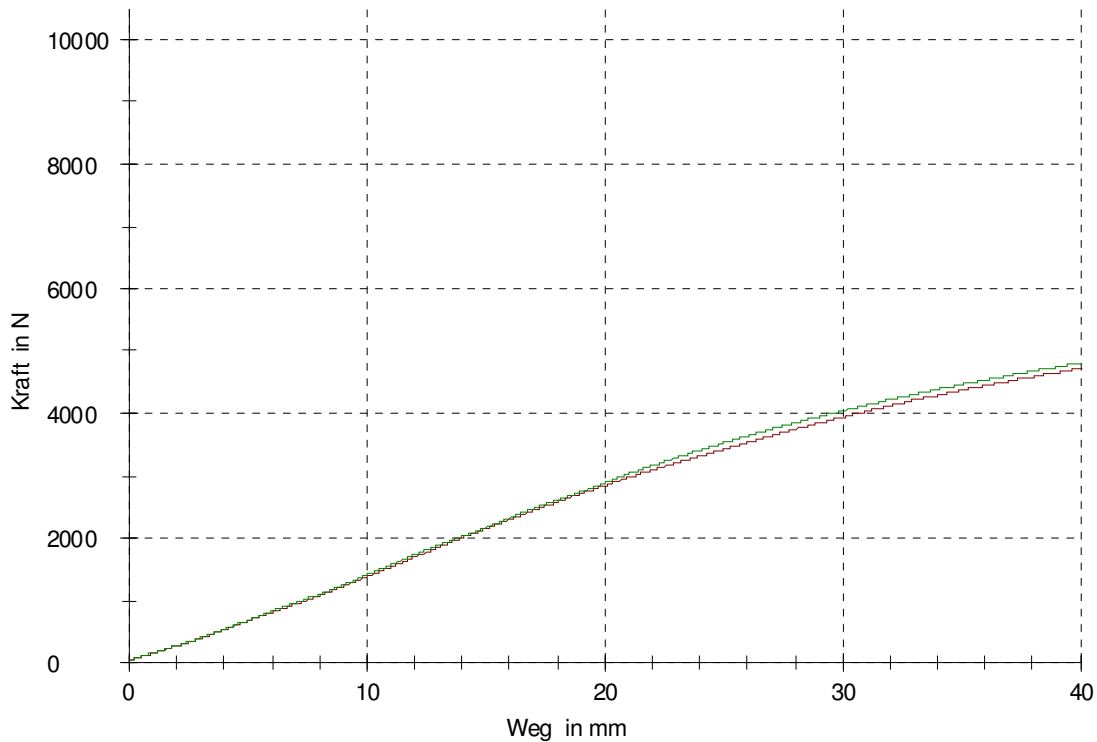


Abbildung 68: Kraft-Weg-Diagramm der statischen Haltekraftprüfung

Damit ist bewiesen, dass die Geteilte Spindelmutter keinen negativen Einfluss auf das Gesamtsystem der Lenksäule bei einer statischen Belastung hat.

8 Dynamische Crashuntersuchung

Die Geteilte Spindelmutter hat in den statischen Versuchen aufgezeigt, dass die Teilung der Spindelmutter zu keiner Beeinträchtigung der Haltekraft bei statischer Belastung führt. Die Belastungen in einem Fahrzeugcrash, wenn der evtl. unangeschnallte Fahrer auf das Lenkrad geschleudert wird, lassen sich mit einem statischen Versuch nicht nachbilden. Dazu wird eine dynamische Belastung erforderlich, in der ein reproduzierbarer Impuls auf die Lenksäule eingebracht wird. Die Abteilung EPP-L hat in ihrem Prüffeld dazu zwei Prüfstände.

8.1 Fallturm-Prüfstand

Der Fallturm ist ein Prüfstand, mit dem eine einstellbare Masse aus einer beliebigen Höhe auf die Lenksäule fallengelassen wird. Durch die Höhe und die Masse kann mit der potentiellen Energie ein definierter Impuls in die Lenksäule eingebracht werden. Diese Prüfung wird ohne Lenkrad, stattdessen mit einem Stahl-Pilzkopf auf der Lenksäule montiert, durchgeführt. Die Lenksäule wird dazu in vertikaler Position mit einem Anstellwinkel von 23° montiert, um die Einbaulage zu simulieren. Die Aufzeichnung einer Kraft-Weg-Kurve ist aber nicht möglich. Diese Prüfung wurde im Rahmen der Diplomarbeit nicht durchgeführt, da der Bodyblock-Prüfstand zur Verfügung stand.

8.2 Bodyblock-Prüfstand

Der Bodyblock-Prüfstand ist der neueste Prüfstand der Abteilung EPP-L. Der Prüfstand ermöglicht es, einen Dummy mit einem Kettenzug auf eine gewünschte Geschwindigkeit zu beschleunigen. Am Ende der Beschleunigungsbahn wird der Schlitten, auf dem der Dummy platziert ist, gestoppt und der Dummy wird auf die Lenksäule geschossen. Synchron dazu wird der Airbag im Lenkrad fremdgezündet. Der Dummy prallt auf den Airbag und löst mit dem Impuls das Crash-System aus.

8.2.1 Versuchsaufbau

Die Lenksäule wurde in die Komfortverstellung Mitte-Mitte-Position eingestellt. Um zu verhindern, dass sich die Lenksäule mit dem Lenkrad verdreht, wurde die Lenkspindel am anderen Ende gegen eine Verdrehung gesichert. Der Wegaufnehmer zeichnet den Laufweg des Crash-Systems auf. Die Montagevorrichtung, an der die Lenksäule in Einbaulage montiert wurde, ist an den Lagern mit Kraftmessdosen ausgerüstet. Zwei Hochgeschwindigkeits-Kameras filmen den Vorgang von unten und von der Seite.

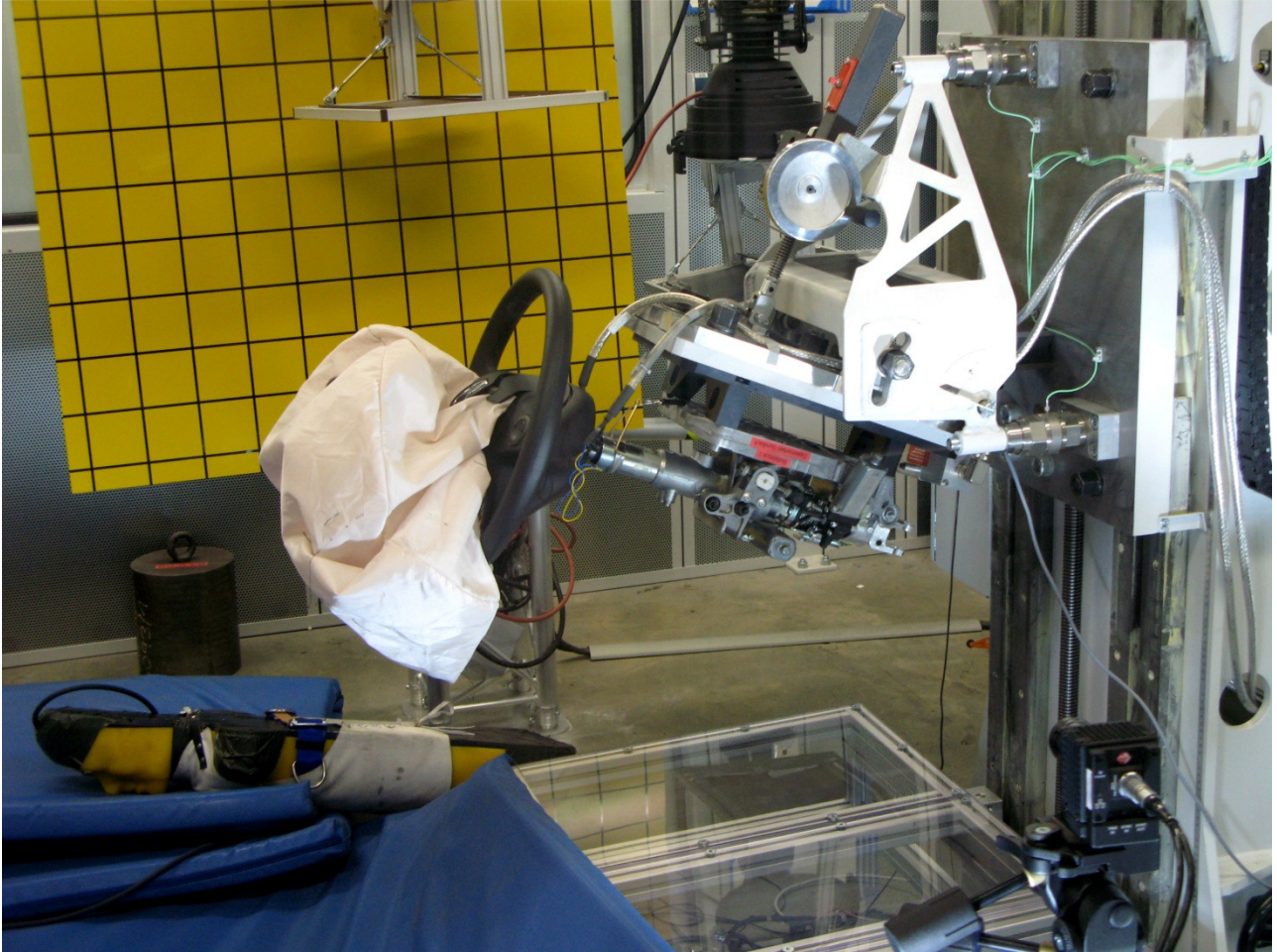


Abbildung 69: Bodyblock-Prüfstand nach dem Versuch

8.2.2 Versuchsdurchführung

Der Dummy wurde mit $v=30$ Km/h auf das Lenkrad geschossen. Die Masse des Dummys beträgt $m=35$ Kg. Vereinfacht kann der Energieeintrag durch den Dummy mit

$$E_{kin} = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2} * 35Kg * \frac{30^2}{3,6^2} \frac{m^2}{s^2} = 1215,3Nm$$

berechnet werden.

Abbildung 69 zeigt den Versuchsaufbau nach dem Versuch.

8.2.3 Auswertung

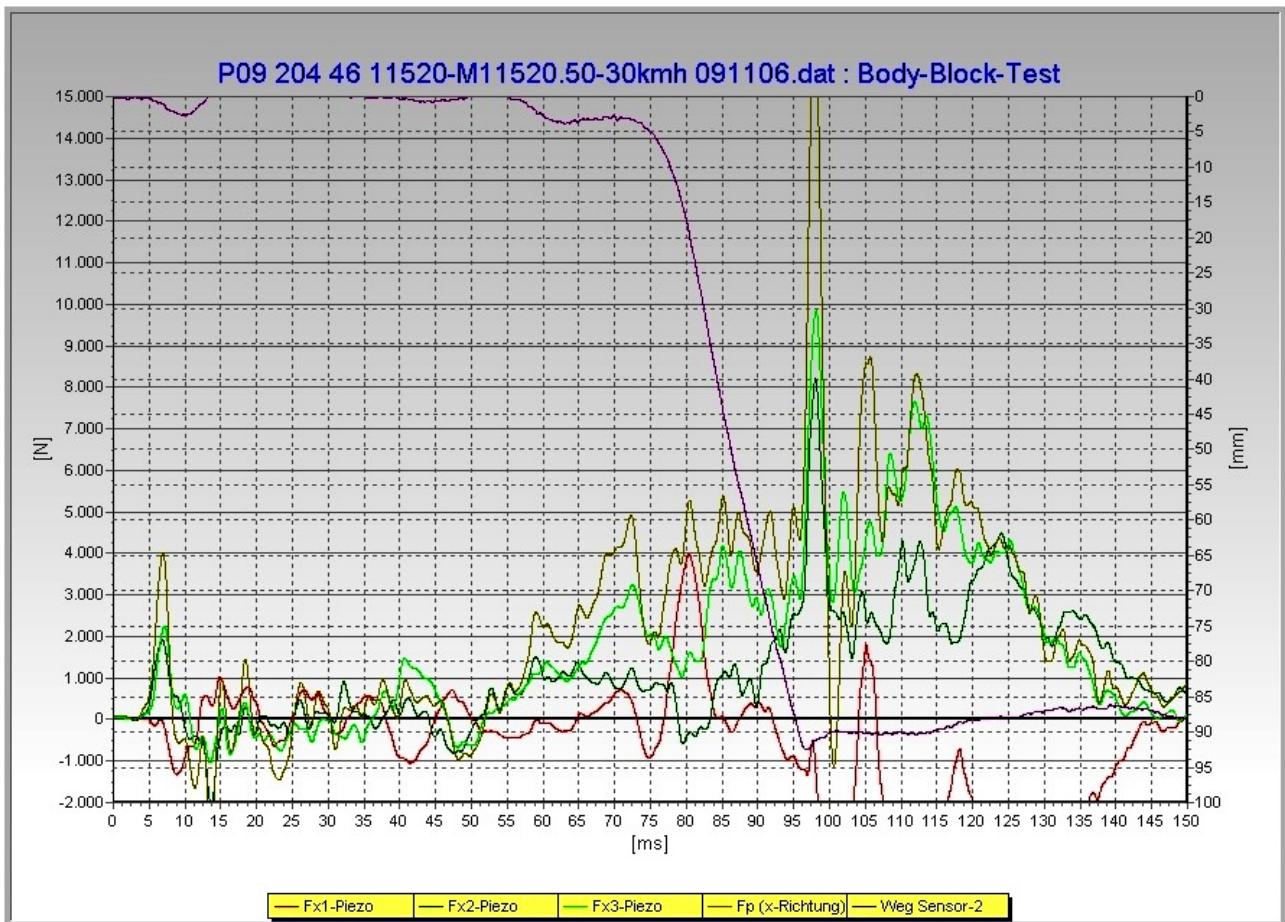


Abbildung 70: Kraft-Zeit- und Weg-Zeit-Diagramm des Bodyblockversuchs

Die Auswertung mit den Kraft- und Weg-Verläufen über die Zeit ist in Abbildung 70 zu sehen.

Die drei Piezo-Druckaufnehmer sind in jeweils einer Kurve dargestellt. Die vierte Kurve ist die Darstellung von der Überlagerung der drei Aufnehmer. Die fünfte Kurve ist die Messkurve vom Wegaufnehmer.

In der Auswertung ist deutlich zu sehen, dass bei ca. 6 ms ein Peak in der Kraftkurve verläuft. Dieser Peak entsteht durch die Zündung des Airbags. Dabei wird eine Kraft in der x-Richtung von ca. 4 kN erzeugt.

Danach ist das System am Schwingen. Nach ca. 57 ms trifft der Dummy auf den Airbag auf. Bei ca. 73 ms ist das Kraftniveau so hoch angestiegen, dass das Crashsystem auslöst. Auf dem vollen Crash-Weg von 100 mm, der nach ca. 100 ms erreicht wird, steigt die Kraft in die x-Richtung nur wenig über 5 kN. Die Lenksäule ist bei einem Weg von 100 mm komplett zusammengeleiert. Schlagartig steigt die Kraft auf eine Gesamtkraft von ca. 15 kN an. Anschließend schwingt das System aus.

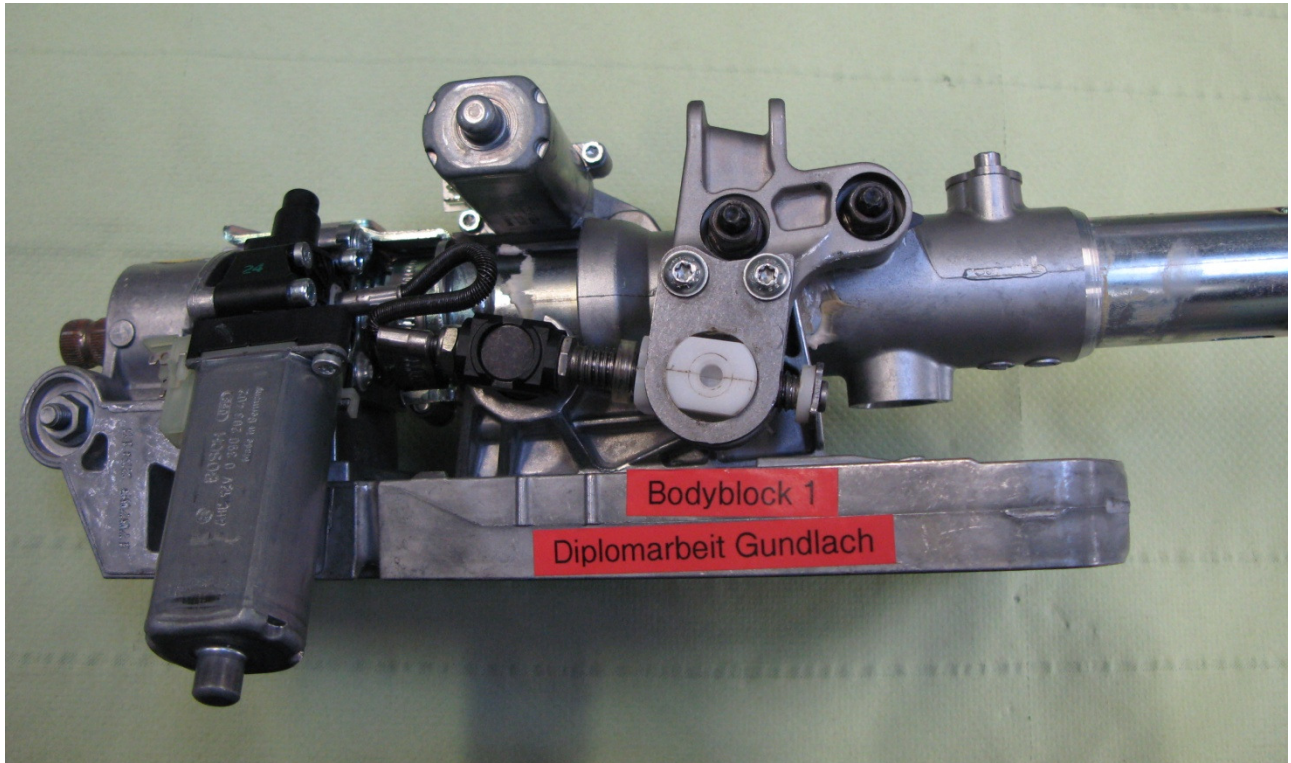


Abbildung 71: EVLS BR 204 mit Geteilter Spindelmutter nach dem Bodyblock-Versuch

Die Geteilte Spindelmutter HV hat den Bodyblock-Versuch ohne Fehlfunktion überstanden. Die komplette Lenksäule einschließlich der Geteilten Spindelmutter HV weist keine Brüche auf, siehe Abbildung 71 von der Lenksäule nach dem Test. Das Crash-System ist den vollständigen Crash-Weg gelaufen.

Die dynamische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter HV gilt damit als bestanden.

9 Konstruktion

In den vorherigen Kapiteln wurden die Lösungsvorschläge für die Spindelmutter HV und den Achslagerbock erarbeitet und aufgrund der Ergebnisse der erste Versuche bzw. FEM-Berechnungen als zielführend eingestuft.

Ein Ziel der Konstruktion war es, die Bauteile nur insofern zu verändern, dass sie ohne Änderung weiterer Bauteile in die Serienlenksäule BR 204 übernommen werden können.

Die Zeichnungsableitungen der CATIA V5 Modelle sind für den Lagerbock und die Spindelmutter HV im Anhang eingefügt.

Damit eine kunststoffgerechte Fertigung sichergestellt wird, müssten die Zeichnungen der Bauteile vor einer Serienfreigabe von Werkstoffspezialisten geprüft und evtl. kunststoffgerecht umgestaltet werden.

9.1 Toleranzen und Passungen

Die Höhenverstellung der BR 204 hat verschiedene Passungen, die zwingend spielfrei ausgelegt sein müssen.

9.1.1 Passung Winkel/ Geteilte Spindelmutter HV

Subjektive Untersuchungen der Abteilung EPP-L haben ergeben, dass es bei der Serienlenksäule BR 204 in Einzelfällen zu Spiel zwischen dem Zapfen der Spindelmutter HV und dem Winkel kommt.

Die Betrachtung der Toleranzen ergab, dass ein theoretisches Spiel von 0,1 mm bei Grenzmustern möglich ist. Der Zapfen der Spindelmutter HV hat das Nennmaß von $\varnothing 24\text{mm} \pm 0,1$. Der Winkel hat für das Loch ein Nennmaß von $\varnothing 24 -0,1$.

Die neue Auslegung der Toleranzen sieht vor, dass die Spindelmutter ein Übermaß erhält. Die neuen Toleranzen sehen ein Nennmaß von $\varnothing 24 +0,1$ für die Spindelmutter vor, damit das Stanzwerkzeug für das Winkelblech nicht zusätzlich geändert werden muss.

Bei der Montage wird die Spindelmutter in das Winkelblech eingepresst. Im günstigsten Fall schälen sich durch die Montage die überstehenden Bereiche auf der Oberfläche der Spindelmutter ab, so dass sich die Passung von selbst auf ein Null-Maß einstellt.

Wie hoch die erforderlichen Montagekräfte werden, müsste über einen zusätzlichen Versuch mit späteren Serienmusterteilen der Geteilten Spindelmutter durchgeführt werden.

Von einer Einbringung von zusätzlichen Rippen, die bei der Montage abgeschält werden, wird abgesehen. Sie würden die neue Geteilte Spindelmutter deutlich verkomplizieren und ein einachsiges Werkzeug käme für die Fertigung nicht mehr in Frage. Zudem wird dadurch die schon sehr kleine Auflagerfläche weiter reduziert und damit die Flächenpressung erhöht, was für die Verschleißfestigkeit nur nachteilig sein kann.

9.1.2 Passung Hebel oben/ Geteilte Spindelmutter HV

Das Maß für die Bohrung im Hebel oben bleibt analog zum Winkel $\varnothing 24\text{ mm} -0,1$.

9.1.3 Position Spindelmutter

Die Serienlösung der Spindelmutter HV ist in der y-Achsrichtung nicht gelagert. Dadurch ist ein Verschieben der Spindelmutter in y-Richtung möglich. Nach der Montage ist nicht gewährleistet, dass die Spindelmutter mittig zwischen Hebel oben und Winkel gelagert ist. Durch eine Fehlstellung kann ein zusätzliches Biegemoment auf die Spindel entstehen, das sich negativ auf den Achslagerbock auswirkt.

Die neue Lösung mit der Geteilten Spindelmutter sieht an der Spindelmutter zusätzliche Anschlagflächen vor, die eine sichere Lage der Geteilten Spindelmutter mittig zwischen Hebel oben und Winkel garantiert.

Diese Anschlagflächen ermöglichen bei der Montage ein kraftgesteuertes Einpressen der Teile.

9.1.4 Passung Lagerbolzen / Lagerbock

Die Passung der Serienlenksäule ist spielfrei ausgelegt. Da sich die Toleranzen der Passung bewährt haben, werden diese für den neuen Achslagerbock mit Gleitlagern übernommen.

10 Prüfmethode: Verstellmomentmessung unter Klimaeinfluss

Der letzte Punkt in der Aufgabenstellung sieht vor, dass eine Prüfmethode zur Qualitätssicherung unter Klimaeinfluss entwickelt werden soll.

Der objektive Vergleich der Qualität unterschiedlicher Lenksäulen kann mit vielen Messwerten vollzogen werden. Die bisher in der Abteilung EPP-L übliche Methode ist, dass bei Raumtemperatur eine Verstellcharakteristikmessung durchgeführt wird.

Der Prüfaufbau besteht aus einem Netzgerät (Abbildung 72), in dem eine konstante Prüfspannung eingestellt wird, einem 12V-Versteller (Abbildung 73), einem Messverstärker (Abbildung 74), der die Signale des Hallimpulssensors verstärkt, und dem Messrechner, der die Messdaten aufnimmt. Zusätzlich ist ein externer Wegaufnehmer (Abbildung 75) angebracht, der den Verstellweg der Lenksäule misst.



Abbildung 72: Netzgerät

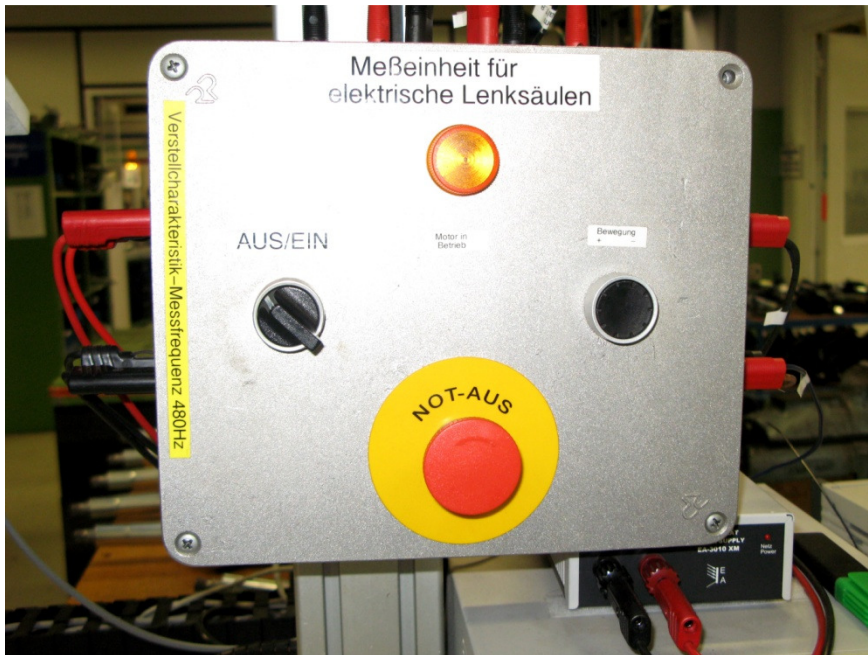


Abbildung 73: 12V-Versteller

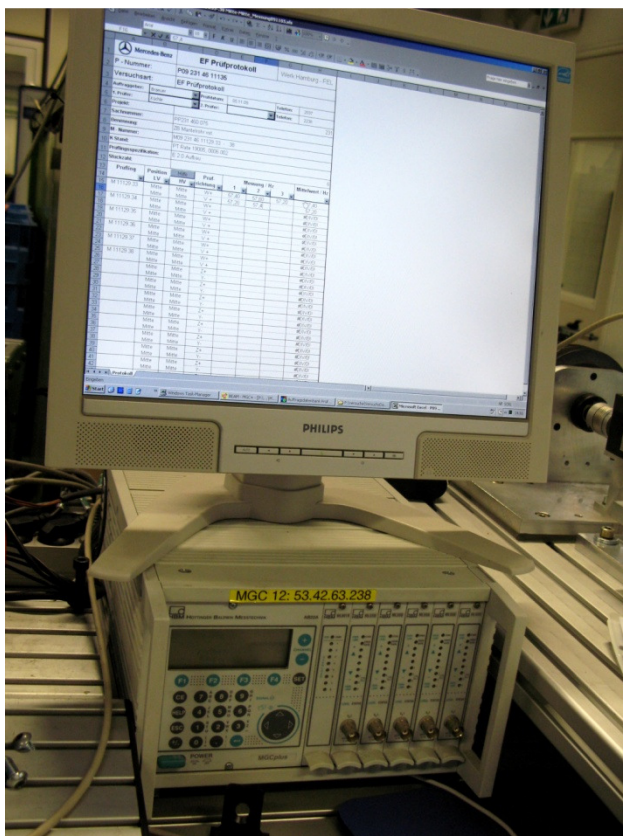


Abbildung 74: Messrechner

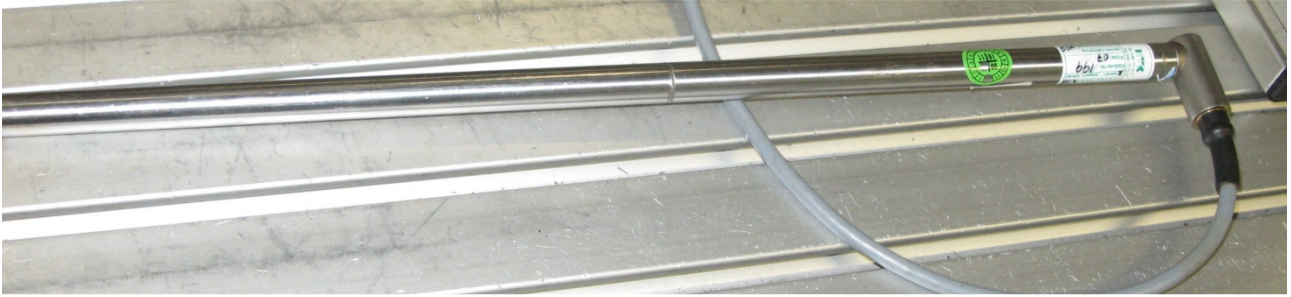


Abbildung 75: Externer Wegaufnehmer

Die aufgenommenen Messgrößen sind die Spannung $U(t)$, die Stromstärke $I(t)$, die Hallimpulse und - über den externen Wegaufnehmer - der Verstellweg $x(t)$.

In der Auswertung der Verstellcharakteristik wird über den extern gemessenen Verstellweg $x(t)$ mittels Ableitung nach der Zeit t die Geschwindigkeit $v(t)$ ermittelt.

$$v(t) = \frac{dx}{dt}$$

Der Vergleich der berechneten Geschwindigkeit $v(t)$, der gemessenen Stromaufnahme $I(t)$ und des Verstellweges $x(t)$ lässt eine qualitative Aussage darüber treffen, ob die Lenksäule die Lastenheftanforderungen erfüllt.

Der Nachteil dieser Prüfmethode ist, dass ein externer Wegaufnehmer benötigt wird, der die Durchführung der Messung deutlich komplizierter macht. Zudem ist die Anwendung für die Messung in einer Klimakammer aus Platzgründen deutlich erschwert.

Einfacher wäre eine Prüfmethode, die ohne einen externen Wegaufnehmer auskommt, mit dem bestehenden Prüffeldequipment realisierbar ist und sowohl bei Raumtemperatur als auch im Klimaschrank bei Temperaturen von -35 °C bis $+80\text{ °C}$ durchführbar ist.

Eine alternative Vergleichsmöglichkeit der Verstellqualität ist die Ermittlung des Verstellmomentes über den Zeitverlauf.

Die neue Prüfmethode benutzt denselben Prüfaufbau wie der Verstellcharakteristik-Prüfstand, bis auf den nicht benötigten externen Wegaufnehmer. Damit ist auch eine einfache Durchführung in der Klimakammer möglich. Das Verstellkabel kann durch die Kabelschleuse aus der Klimakammer herausgeführt werden und an den Messverstärker angeschlossen werden.

Die Messdaten sind Spannung $U(t)$, Stromaufnahme $I(t)$ und Hallimpulse.

Die drei Messreihen sind ausreichend für die Berechnung des Verstellmomentes $M_d(t)$.

Das gesuchte Verstellmoment $M_d(t)$ berechnet sich nach der unten stehenden Formel 10.2. Zur Berechnung des Verstellmomentes $M_d(t)$ werden die Drehfrequenz $\omega(t)$ und die eingebrachte Leistung benötigt. Die Beziehung in Formel 10.3 ergibt die Leistung aus der Spannung $U(t)$ und der Stromstärke $I(t)$. Die ELVS BR204 hat in ihren Verstellmotoren einen Hallsensor integriert. Pro Motorumdrehung wird ein Hallimpuls erzeugt, der vom Hallsensor gemessen wird. Die Ableitung der Hallimpulse nach der Zeit ergibt die Drehzahl $n(t)$. Die Umrechnung der Drehzahl mit der Formel 10.1 ergibt die Drehfrequenz $\omega(t)$.

Drehfrequenz $\omega(t)$:

$$\omega(t) = 2\pi \cdot n(t) \quad (10.1).$$

Die Berechnung des Motormoments $Md_M(t)$:

$$Md_M(t) = \frac{P(t)}{\omega(t)} \quad (10.2)$$

Mit Leistung $P(t)$:

$$P(t) = U(t) \cdot I(t) \quad (10.3)$$

Motormoment $Md_M(t)$:

$$Md_M(t) = \frac{U(t) \cdot I(t)}{2\pi \cdot n(t)} \quad (10.4)$$

Gesucht ist aber nicht das Motormoment, sondern das Antriebsmoment $Md_A(t)$, das vom Getriebe an die Spindel abgegeben wird.

Das Getriebe des HV Antriebes hat ein Übersetzungsverhältnis von $i=28/3$.

Aus früheren Versuchen auf einem Motorprüfstand wurde der Wirkungsgrad des HV Antriebs zu $\eta_A = 0,7$ ermittelt.

Mit dem Übersetzungsverhältnis i und dem Wirkungsgrad η_A lässt sich das gesuchte Antriebsmoment $Md_A(t)$ berechnen:

$$Md_A(t) = Md_M(t) \cdot i \cdot \eta_A \quad (10.5)$$

Die Auswertung der Messdaten erfolgt mit der in der Abteilung EPP-L benutzten Auswertesoftware jBeam.

In jBeam können zusätzlich zu den Messkanälen weitere Datenreihen mit Formelberechnung zur Auswertung angelegt werden.

Bei der Berechnung der Drehfrequenz aus den oben angeführten Formeln 10.1-10.5, stellt sich heraus, dass die als annähernd konstant erwartete Drehfrequenz große Sprünge im Funktionsgraphen $\omega(t)$ hat und daraus resultierend sehr große Schwankungen im Antriebsmoment berechnet werden.

Die Ursache der Sprünge ist in der Messung der Hallimpulse zu finden.

Der Messrechner addiert bei der Messung die Hallimpulse auf. Der Messrechner erzeugt dabei aber ca. 5 Datenpunkte pro Hallimpuls. Dadurch ist die Funktion der Hallimpulse über die Zeit nicht stetig, sondern hat Rechtecksprünge.

Um verwertbare Funktionsgraphen vom Antriebsmoment $Md_A(t)$ zu erzeugen, müssen die Funktionen der Hallimpulse und der Drehfrequenz gefiltert werden. JBeam bietet mehrere Filterfunktionen an. Als einfachste Methode ist der Mittelwertfilter zu empfehlen, der aus einer frei wählbaren Anzahl von Datenpunkten jeweils einen Mittelwert bildet und somit die Funktionen glättet.

Mit den gefilterten Datenreihen der Hallimpulse und der Drehfrequenz lässt sich eine qualitative Auswertung des Verstellmoments der Lenksäule ermitteln.

Abbildung 76 zeigt den Verlauf und die Darstellung des Antriebsmoments, des Motormoments und der dazugehörigen Messwerte.

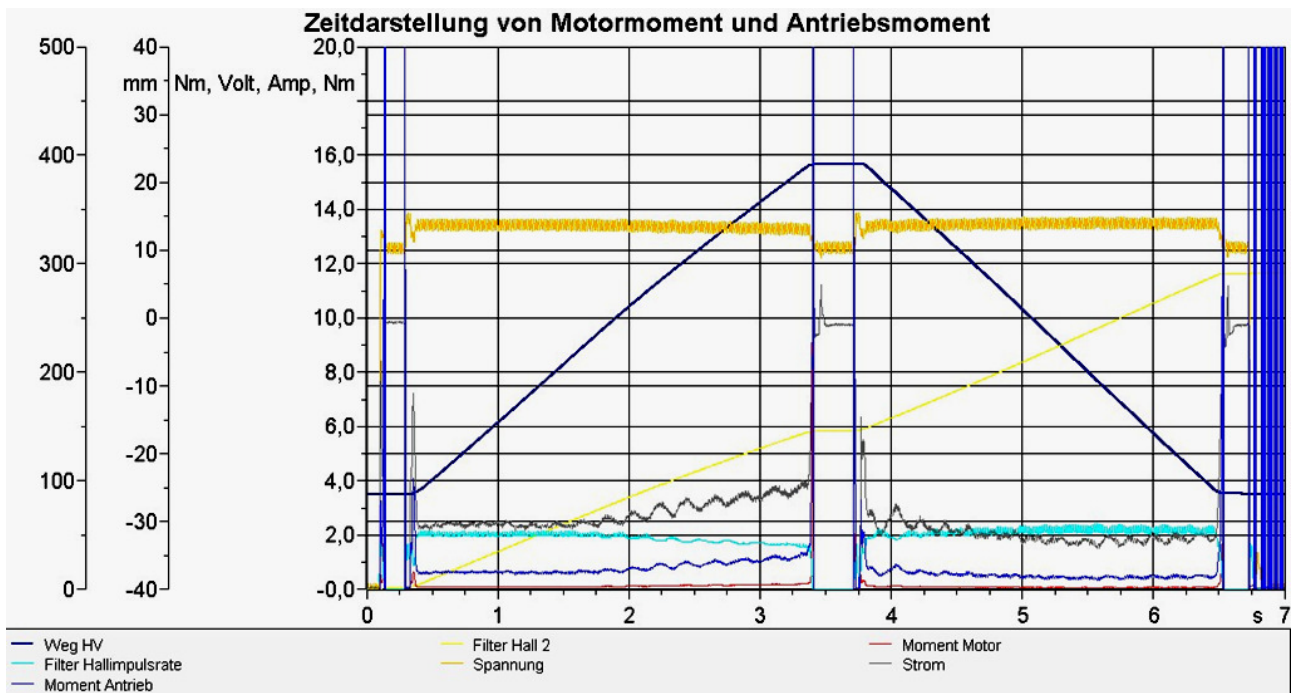


Abbildung 76: Auswertung Motor- und Antriebsmoment mit jBeam

11 Fazit

In der Entwicklung von technischen Lösungen treten viele Zielkonflikte auf, so auch während dieser Diplomarbeit.

Um nur ein paar Zielkonflikte zu nennen:

- Kosten vs. Qualität
- Spielfreiheit vs. geringe Verstellkräfte
- Verwendung verschiedener Materialien mit unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten vs. enge Passungen, die über einen großen Temperaturbereich gelten sollen

Die Schwierigkeit besteht darin, aus diesen Zielkonflikten den richtigen Kompromiss zu finden, so dass alle Funktionen erfüllt und die Kosten gering gehalten werden.

Dieser Optimierungsprozess verlangt ständig neue Ideen und Verbesserungen.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit sind zahlreiche innovative Gedanken entstanden, die zu deutlichen Verbesserungen führen.

Die in dieser Diplomarbeit von mir entwickelte Geteilte Spindelmutter reduziert im Vergleich zur Serienlösung deutlich die Verstellkraft bei Tieftemperatur, ohne dass die Spielfreiheit gefährdet wird. Zudem können durch die Teilung der Spindelmutter die Schmierung des Gewindes verbessert und die Fertigungskosten durch das einfachere Werkzeug reduziert werden.

Die Geteilte Spindelmutter und die Spezialspindelmutter wurden als Patentvorschlag eingereicht.

Der Achslagerbock mit Gleitlagern erfüllt weiterhin seine Funktion, ist aber nun dafür ausgelegt, zusätzlich die Radialkräfte aufzunehmen, die aufgrund der engen Passung zwischen Lagerbolzen und Lagerbock entstehen.

Dadurch, dass die Axialrillenkugellager durch Kunststoffgleitlager ersetzt werden können, ist eine zusätzliche Kostenersparnis zu erwarten.

Der Achslagerbock mit Gleitlagern wurde als Verbesserungsvorschlag eingereicht.

Die Bearbeitungszeit der Diplomarbeit reicht allerdings nicht aus, um serienfertige Lösungen zu präsentieren. Diese Lösungsvarianten sind der erste Schritt in eine zielführende Richtung.

Diese Lösungsvarianten müssten zusammen mit geeigneten Kunststoffherstellern noch kunststoffgerecht für die Werkzeugform optimiert werden.

Mit den daraus folgenden Musterteilen müsste die Versuchserprobung wiederholt werden und die komplette Freigabe-Prüfschleife mit Verstelldauerläufen usw. durchlaufen werden.

Zudem sollte geprüft werden, ob das neue Schmiermittel Klübersynth LIP 84-42 in alle Schmierstellen übernommen werden kann. Diese Empfehlung gilt nicht nur für die Serienlenksäule EVLS BR 204, sondern für alle Varianten und Baureihen, sowohl elektrisch als auch mechanisch verstellbar, da eine Reduzierung der Verstellkräfte bei Tieftemperaturen zu erwarten ist.

Im Hinblick auf neue Entwicklungen kann überlegt werden, ob die Höhenverstellung vereinfacht werden kann, indem z.B. die Flexwelle entfallen kann, wenn der Antrieb direkt an der Spindel sitzt. Der Antrieb würde dann bei der Verstellung zusammen mit der Spindel

eine geringe Schwenkbewegung um den Lagerbolzen vollführen. Durch kompakte Motoren mit parallel angeordneten Getrieben wäre nur ein geringer Bauraumverlust zu erwarten. Eine eventuelle Bauteilkollision müsste ausgeschlossen werden.

12 Abkürzungsverzeichnis

| Abkürzung bzw. Symbol | Bedeutung |
|------------------------------|---------------------------------------------|
| % | Prozent |
| °C | Grad Celsius |
| 2-K | zwei Komponenten |
| 3-D | dreidimensional |
| A | Fläche |
| A | Ampere |
| b | Breite |
| BR | Baureihe |
| C | Kohlenstoff |
| CFK | kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff |
| D | Durchmesser |
| DP | Drehpunkt |
| dv | Differential der Geschwindigkeit |
| dx | Differential des Weges |
| E_{kin} | kinetische Energie |
| ELV | elektronische Lenkradverriegelung |
| E-Modul | Elastizitätsmodul |
| EPP-L | Entwicklung Produkte Projekte – Lenksysteme |
| EVLS | elektrisch verstellbare Lenksäule |
| F | Kraft |
| FEM | Fenite Elemente Methode |
| GFK | glasfaserverstärkter Kunststoff |
| GPa | Gigapascal |
| h | Stunde |
| h | Höhe |
| HAW | Hochschule für Angewandte Wissenschaften |
| HV | Höhenverstellung |
| I | Stromstärke |
| i | Übersetzungsverhältnis |
| K | Kelvin |

| | |
|-----------------|-----------------------------|
| KN | Kilonewton |
| l | Hebellänge |
| L ₀ | Ausgangslänge |
| LU | Lieferumfang |
| LV | Längsverstellung |
| MC2 | Modul Column 2 |
| Md | Drehmoment |
| Md _A | Antriebsmoment |
| Md _M | Motormoment |
| mm | Millimeter |
| MPa | Megapascal |
| ms | Millisekunden |
| N | Newton |
| n | Drehzahl |
| Ncm | Newtonzentimeter |
| Nm | Newtonmeter |
| Nmm | Newtonmillimeter |
| Ø | Durchmesser |
| P | Leistung |
| Pa | Pascal |
| PKW | Personenkraftwagen |
| POM-C | Polyoxymethylen Typ C |
| RT | Raumtemperatur |
| s | Sekunde |
| SM | Spindelmutter |
| SUV | Sport Utility Vehicle |
| T | Temperatur |
| t | Tiefe |
| t | Zeit |
| TR | Trapezgewinde |
| U | Umfang |
| U | Spannung |
| v | Geschwindigkeit |
| V | Volt |
| VDI | Verein Deutscher Ingenieure |

| | |
|-----------------------|---------------------------------------------------------------------|
| vs. | versus |
| ZB | Zusammenbau |
| α_K | linearer Wärmeausdehnungskoeffizient |
| α_T | thermischer Wärmeausdehnungskoeffizient |
| $\alpha_{T\parallel}$ | thermischer Wärmeausdehnungskoeffizient in Faserrichtung |
| $\alpha_{T\perp}$ | thermischer Wärmeausdehnungskoeffizient senkrecht zur Faserrichtung |
| ΔL | Längendifferenz |
| ΔT | Temperaturdifferenz |
| η | dynamische Viskosität |
| η_A | Wirkungsgrad vom Antrieb HV |
| π | Pi |
| φ | relativer Faservolumenanteil |
| ω | Drehfrequenz |

13 Literaturverzeichnis

- [1]. **Mercedes-Benz.** www.daimler.com. [Online] 2009.
- [2]. —. *interne Berichte.*
- [3]. **Martin Bonnet.** *Kunststoffe in der Ingenieur Anwendung.* s.l. : Vieweg+Teubner, 2009.
- [4]. **VDI-Buch.** *Kunststoffe.* Berlin Heidelberg : Springer, 2008.
- [5]. **VDI.** *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden.* Berlin Heidelberg : Springer, 2005.
- [6]. **Bernd Sauer, Waldemar Steinhilper u.a.** *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, Fünfte, vollständig neu bearbeitete Auflage.* Berlin Heidelberg : Springer, 2006.

14 Abbildungsverzeichnis

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Abbildung 1: C-Klasse von Mercedes-Benz [1] | 6 |
| Abbildung 2: Übersicht Mantelrohr oben elektrisch verstellbar | 7 |
| Abbildung 3: Übersicht Höhenverstellung BR 204..... | 8 |
| Abbildung 4: Übersicht zugehörige Bauteile zum HV Drehpunkt..... | 10 |
| Abbildung 5: Messaufbau HV Drehpunkt..... | 11 |
| Abbildung 6: Getriebe HV mit Flexwelle | 11 |
| Abbildung 7: Messaufbau Getriebe HV | 12 |
| Abbildung 8: Spindel HV mit LU Achslagerbock..... | 12 |
| Abbildung 9: Messaufbau Reibmoment LU Achslagerbock..... | 13 |
| Abbildung 10: Messaufbau Drehpunkt Achslagerbock | 13 |
| Abbildung 11: Messaufbau Gewinde Spindelmutter HV | 14 |
| Abbildung 12: Übersicht Hebel oben mit Winkel und Spindelmutter HV..... | 14 |
| Abbildung 13: Messaufbau Drehpunkt Spindelmutter HV..... | 15 |
| Abbildung 14: Gemittelte Reibmomente der einzelnen Messpunkte | 15 |
| Abbildung 15: Gemessene Reibmomente bei verschiedenen Temperaturen [2]..... | 17 |
| Abbildung 16: Motorkennfeld nach Zeichnungsvorgabe Antrieb HV [2] | 18 |
| Abbildung 17: Kettenfaltung von Makromolekülen [3] | 19 |
| Abbildung 18: Zonen bei plastischer Verformung [3]..... | 20 |
| Abbildung 19: Abhängigkeit des linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten eines teilkristallinen Polymers von der Temperatur [4]..... | 21 |
| Abbildung 20: Übersicht Ausdehnungskoeffizienten verschiedener Materialien [5] | 22 |
| Abbildung 21: Abhängigkeit des thermischen Ausdehnungskoeffizienten vom relativen Faservolumenanteil [5] | 23 |
| Abbildung 22: Modell zur Erläuterung der dynamischen Viskosität [6] | 25 |
| Abbildung 23: Abhängigkeit der dynamischen Viskosität von der Temperatur [6] | 25 |
| Abbildung 24: Vergleich der dynamischen Viskosität der Schmiermittel: Berusoft 15, VP- 738-MM-02, VP-738-HG-44b und Renolit CX-SPS 0 [2] | 26 |
| Abbildung 25: Vergleich der dyn. Viskositäten im Temperaturbereich $T=-35^{\circ}\text{C}$ bis $T=20^{\circ}\text{C}$ [2] | 27 |
| Abbildung 26: Übersicht Lagerung Spindel HV | 28 |
| Abbildung 27: Achslagerbock mit Gleitlagern | 30 |
| Abbildung 28: Kugelkopflagerbock | 31 |
| Abbildung 29: Serienlösung Spindelmutter HV..... | 32 |
| Abbildung 30: Geteilte Spindelmutter | 34 |
| Abbildung 31: Spindelmutter mit zwei Werkstoffkomponenten..... | 35 |
| Abbildung 32: Übersicht Spezialspindelmutter | 36 |
| Abbildung 33: Obere Hälfte der geteilten Gewindebuchse | 37 |
| Abbildung 34: Spiralfeder | 37 |
| Abbildung 35: Freilauf mit Spannhebel auf dem Außenring | 38 |
| Abbildung 36: Freilauf | 39 |
| Abbildung 37: Kegelaradring | 39 |
| Abbildung 38: Axialrillenkugellager..... | 40 |
| Abbildung 39: Gehäuseschale..... | 41 |
| Abbildung 40: Sicherungsring..... | 41 |
| Abbildung 41: Explosionsansicht Spezialspindelmutter..... | 42 |
| Abbildung 42: Detailansicht Spezialspindelmutter..... | 43 |
| Abbildung 43: Erprobungsmuster Geteilte Spindelmutter..... | 45 |
| Abbildung 44: Montierte Geteilte Spindelmutter | 46 |
| Abbildung 45: Klimaschrank der Firma Binder | 47 |

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Abbildung 46: Netzgerät, Typenbezeichnung EA-PS 3016-20 B..... | 47 |
| Abbildung 47: Ergebnisse Funktionsprüfung BR 204 im Klimaschrank..... | 48 |
| Abbildung 48: Ergebnisse Funktionstest im Klimaschrank mit geschmierten Spindelgewinden | 49 |
| Abbildung 49: Ergebnisse Funktionstest BR 166 im Klimaschrank | 49 |
| Abbildung 50: Ergebnisse Funktionstest BR 231 ohne Schmiermittel..... | 50 |
| Abbildung 51: Ergebnisse Funktionstest BR 231 mit Schmiermittel..... | 51 |
| Abbildung 52: FEM-Berechnung Achslagerbock belastet mit Flächenlast von 7,5 KN..... | 53 |
| Abbildung 53: Achslagerbock mit verrundeten Kanten, belastet mit einer Flächenlast von 7,5 KN | 54 |
| Abbildung 54: FEM-Analyse vom Gleitlagerbock mit Flächenlast von 7,5 KN..... | 55 |
| Abbildung 55: FEM-Analyse Gleitlager mit Fasen und Flächenlast von 7,5 KN | 56 |
| Abbildung 56: FEM-Analyse Achslagerbock mit Gleitlagern, belastet mit Flächenlast von 7,5 KN | 57 |
| Abbildung 57: FEM-Analyse der Serienlösung, Zugbelastung mit $F=5$ KN | 59 |
| Abbildung 58: FEM-Analyse der Serienlösung, Druckbelastung mit $F=7,5$ KN | 59 |
| Abbildung 59: FEM-Analyse Geteilte Spindelmutter, Zugbelastung $F=5$ KN..... | 60 |
| Abbildung 60: FEM-Analyse Geteilte Spindelmutter, Druckbelastung $F=7,5$ KN..... | 60 |
| Abbildung 61: Versuchsaufbau statische Haltekraft in Druckrichtung | 62 |
| Abbildung 62: Versuchsaufbau statische Haltekraft in Zugrichtung..... | 62 |
| Abbildung 63: Versuchsergebnisse statische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter | 63 |
| Abbildung 64: Bruchbild der Geteilten Spindelmutter nach der Prüfung..... | 63 |
| Abbildung 65: Versuchsaufbau statische Haltekraftprüfung der Geteilten Spindelmutter in der Lenksäule BR 204..... | 64 |
| Abbildung 66: Bruchbild EVLS BR 204 mit Geteilter Spindelmutter | 65 |
| Abbildung 67: Ergebnisse der statischen Haltekraftprüfung mit der Geteilten Spindelmutter | 66 |
| Abbildung 68: Kraft-Weg-Diagramm der statischen Haltekraftprüfung | 66 |
| Abbildung 69: Bodyblock-Prüfstand nach dem Versuch..... | 68 |
| Abbildung 70: Kraft-Zeit- und Weg-Zeit-Diagramm des Bodyblockversuchs..... | 69 |
| Abbildung 71: EVLS BR 204 mit Geteilter Spindelmutter nach dem Bodyblock-Versuch.. | 70 |
| Abbildung 72: Netzgerät..... | 73 |
| Abbildung 73: 12V-Versteller..... | 74 |
| Abbildung 74: Messrechner..... | 74 |
| Abbildung 75: Externer Wegaufnehmer | 75 |
| Abbildung 76: Auswertung Motor- und Antriebsmoment mit jBeam | 77 |

Anhang A: Bewertungsmatrix Achslagerbock

| Bewertungsmatrix zur Funktion "" Version 1.0 <small>Durchführung der Bewertung analog VDI 2225 Blatt 3 Punktebewertung p₁ nach VDI 2225; sehr gut (ideal): p₄; gut: p₃; ausreichend: p₂; gerade noch tragbar: p₁; unbefriedigend: p₀</small> | | graue Varianten werden nicht weiter verfolgt | | | | | | | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|----------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|------|------|
| | | 1 Serie 204: LU Achslagerbock mit 2 festen Axialkugellagern | 2 Serie 221: LU Achslagerbock mit 1 fest Axialkugellager und 1 los Axialnadelager | 3 Achslagerbock mit 2 festen Schrägkugellagern | 4 Achslagerbock mit 2 festen radialkugellagern und 2 losen Axialkugellagern | 5 Achslagerbock mit 2 festen Gleitlagern mit Axial- und Radialgleitflächen | 6 Kugelkopflagerbock | | |
| Nr. | Bewertungskriterien | Ideal- lösung | Lösungsvarianten | | | | | | |
| | | | 1 | Reibmoment RT | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| 2 | Spiel | 4 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| 3 | anz. Teile | 4 | 3 | 3 | 2 | 4 | 3 | 3 | 3 |
| 4 | Reibmoment -35°C | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 3 |
| 5 | Festigkeit | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 |
| 6 | Dauerhaltbarkeit | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 3 |
| 7 | Abstützung: Radialkräfte | 4 | 1 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| 8 | Abstützung: Axialkräfte | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| 9 | Verstellung um y-Achse | 4 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 4 | 4 |
| 10 | Verstellung um z-Achse | 4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 |
| 11 | Geräusche | 4 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 |
| Technische Wertigkeit | | x _T = | 1 | 0,68 | 0,70 | 0,75 | 0,73 | 0,84 | 0,86 |
| Wirtschaftliche Wertigkeit | | y= | 1 | 0,91 | 0,89 | 0,85 | 0,80 | 0,95 | 0,85 |
| Entscheidungen: | | | | | | | | | |
| zu prüfen (CAD) | | | | | | | | | |
| zu testen (Versuchsmuster/Prototypen) | | | | | | | | | |

