

Bernhard Walzel

Konzeptentwicklung und FEM- Festigkeitsanalyse eines PKW- Leichtbauradträgers

Diplomarbeit

Studienrichtung:

Wirtschaftsingenieurwesen Maschinenbau

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Kommissarischer Institutsleiter: Univ. Doz. Dr. techn. Arno Eichberger

Betreuer: Univ.-Doz. Dr. techn. Mario Hirz

Graz, August 2012

The logo for FTG, with 'FTG' in a bold, blue, italicized sans-serif font.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich bei dieser Arbeit unterstützt haben.

Für Hilfestellungen bezüglich der wissenschaftlichen Arbeitsweise und für die tatkräftige Unterstützung bei der Erstellung meiner Diplomarbeit möchte ich meinem Betreuer Dr. techn. Mario Hirz einen besonderen Dank aussprechen.

Für alle technischen und organisatorischen Aspekte seitens Magna Steyr Fahrzeugtechnik, möchte ich mich bei Herrn Dipl. Ing. Walter Schimpl bedanken, der mich bei allen Angelegenheiten unterstützte und auch sämtliche Kontakte mit weiteren MSF-Mitarbeitern knüpfte.

Nicht minder möchte ich weitere Personen von Magna Steyr Fahrzeugtechnik erwähnen, welche mir über den gesamten Zeitraum der Diplomarbeitserstellung zur Seite standen. In erster Linie bedanke ich mich bei Herrn Werner Lindtner, Herrn Thomas Schweighart und Herrn Ingemar Kollegger, des Weiteren bei Herrn Florian Schmalhofer und Frau Monique Heintsch. Durch deren fachlichen Kompetenz und Hilfsbereitschaft haben sie die erfolgreiche Durchführung dieser Arbeit erst ermöglicht.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

Unterschrift

Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008, Genehmigung des Senates am 1.12.2008

Kurzfassung

Die Senkung des CO₂-Ausstoßes sowie das Streben nach verbesserten Fahreigenschaften im Automobilbereich erfordern vermehrt Maßnahmen zur Reduzierung der Fahrzeugmasse. Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Konzeptentwicklung eines Leichtbauradträgers für eine PKW-Vorderradaufhängung. Dieser wird als Teil eines Gesamtfahrwerk-Konzeptes der Firma Magna Steyr Fahrzeugtechnik Graz umgesetzt. Es wird im Speziellen auf die vorgegebene Situation einer McPherson-Vorderradaufhängung Rücksicht genommen.

Im ersten Schritt wird auf bestehende Vorderachsbauarten und deren Belastungseinfluss auf den Radträger eingegangen und mittels einer Patent- und Literaturrecherche der Stand der Technik im Schwenklagerbau untersucht, anschließend wird eine FEM (Finite Elemente Analyse) -Festigkeitsberechnung an einem einfachen Radträger-Modell durchgeführt, um weitere Erfahrungen bezüglich der Belastungssituation zu gewinnen.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse wird ein Leichtbauradträgerkonzept erstellt und systematisch auf die zu erwartenden Gewichteinsparungspotenziale, Kosten und Betriebsfestigkeiten bewertet. Leichtbau steht oft in Verbindung mit steigenden Ausgaben und Aufwand. Da große Produktionszahlen angestrebt sind, ist es Aufgabe, einen angemessenen Konsens zwischen Gewicht und Kosten zu finden.

Im Zuge der Konzeptfindung werden die Vorteile bionischer Strukturen näher ins Auge gefasst und aufbauend auf mathematische Strukturoptimierungsverfahren ein Designvorschlag mit geringem Gewicht erarbeitet. Nun ist es Aufgabe, diesen dreidimensionalen, netzartigen Designvorschlag in eine gussfähige Bauteilstruktur überzuführen. Durch verschiedene Varianten und einhergehender FEM-Festigkeitsberechnungen kann ein leichter Radträger mit den erforderlichen Guss-Restriktionen entworfen werden. Anschließend gilt es, die Charakteristika des Bionik-Schwenklagerkonzeptes näher zu erfassen und mit üblichen Schwenklagerbauarten zu vergleichen. Ein Überblick über das weitere Vorgehen sowie Zukunftsaussichten des erarbeiteten Konzeptes runden den Umfang dieser Arbeit ab.

Abstract

The reduction of CO₂ emissions and aspire to improve the handling characteristics of a car require actions to reduce vehicle mass.

This thesis deals with the concept development of a lightweight wheel carrier for a car front suspension. The wheel carrier is part of a chassis concept from the company Magna Steyr Automotive Engineering in Graz and is specifically made for the given situation of a McPherson front suspension.

In the first step, existing front axle types and their load on the wheel carrier are compared with each other and the state of the art of the wheel carrier building technique is analyzed by a patent and literature research. Then a FEM-analysis (finite element method) of a simple wheel carrier model, gives a lot of data about the stress situations.

Based on the obtained knowledge, concepts are created and systematically evaluated regarding weight savings potentials, costs and the stress situations. Lightweight constructions are often associated with rising costs. Large production volumes are aspired, so it is necessary to find the appropriate consensus between weight and costs.

In the concept development, the advantages of bionic structures are found and based on mathematical structural optimization processes, a light weight wheel carrier design is created. Now it is the task to take this three-dimensional, net-like design proposal in a casting structure.

With different versions and accompanying FEM stress analysis, a lightweight design with the necessary casting design restrictions is found. Then the characteristics of the bionic-concept are described in more detail and are compared with normal wheel carrier types. An overview of the next steps and an outlook of the developed concept, complete the scope of this work.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	ii
Eidesstattliche Erklärung	iii
Kurzfassung	iv
Abstract	v
Inhaltsverzeichnis	vi
Abkürzungsverzeichnis	viii
Formelzeichen	ix
1. Einführung	1
1.1 Zielsetzung	1
1.2 Vorgangsweise und Methodik.....	2
2. Vorderachsen im Kraftfahrzeug	3
2.1 Analyse aktueller Vorderachsen	3
2.2 Starre Vorderachse	4
2.3 Doppelquerlenker-Vorderachse.....	5
2.4 Mehrlenker-Vorderachse	7
2.5 McPherson-Vorderachse	8
3. Ausgangssituation	11
3.1 Bestehendes Schwenklagerkonzept.....	11
3.2 Gängige Schwenklagerbauarten	13
3.3 Gewichte gängiger Schwenklager	14
3.4 Patent- und Konzeptrecherchen	17
3.4.1 Schwenklagereinheit Smart ForTwo Bj. 2000.....	17
3.4.2 Blechschalenbauweise	18
3.4.3 Schwenklager aus Gusswerkstoffen	20
3.4.4 Leichtbau mit hochfesten Gusswerkstoffen	22
3.4.5 Schwenklager aus Faserverbundwerkstoffen.....	25
4. FEM-Analyse eines einfachen Schwenklagers	27
4.1 Belastungen des Schwenklagers.....	27
4.2 Modell- und Netzerstellung in Altair Hypermesh Radioss	28
4.3 Belastungsfälle im FE-Modell	32
4.4 FEM-Berechnungsergebnisse	39
4.5 Besonderheiten der Bremsensattelposition	45
4.6 Bauraumuntersuchung des Bremssattels.....	48
5. Konzeptfindung und Variantenstudie	50
5.1 Schwenklagerkonzepte aus Blechen.....	50

5.2 Schwenklager aus Gusswerkstoffen.....	55
5.3 Konzepte aus Gusswerkstoffen mit bionischen Strukturen.....	57
5.4 McPherson-Radtragereinheit aus Metall-Matrix-Verbundwerkstoffen (Konzept 13)	60
5.5 Konzeptbewertung.....	61
5.6 Konzeptauswahl	64
6. Konzept Topologieoptimierung.....	65
6.1 Grundlagen der Topologieoptimierung	65
6.2 Theoretische Grundlagen	65
6.2.1 Optimierungstypen	65
6.2.2 Strukturantworten und Formulierungen des Optimierungsproblems	66
6.3 Charakteristika von nicht optimierten Strukturen	69
6.4 Charakteristika von optimierten Strukturen.....	71
6.5 Bauraum des Schwenklagers.....	75
6.6 Hypermesh Optistruct-Modell	79
6.7 Optistruct Ergebnisse	82
6.8 Gussmodell.....	87
6.9 FEM-Festigkeitsanalyse des Konstruktionsvorschlages.....	90
6.10 Gusstechnische-Machbarkeitsstudie des OGI.....	95
6.11 Steifigkeitsvergleich verschiedener Radtrager.....	96
7. Zusammenfassung.....	98
8. Ausblick und weiteres Vorgehen	101
8.1 Ausblick.....	101
8.2 Weitere Vorgehensweise.....	101
Literaturverzeichnis	b
Abbildungsverzeichnis	d
Tabellenverzeichnis	g
Anhang.....	h

Abkürzungsverzeichnis

CAD	computer aided design
Cbeam	Balkenelement in Hypermesh
CHexa8	Hexaederelement in Hypermesh
CTetra10	Tetraederelement mit 10 Knoten
CTetra4	Tetraederelement mit 4 Knoten
CULT	Cars Ultra Light Technologies
FE/FEM	Finite Elemente Analysis
FWW	Faserverbundwerkstoff
GFK	Glasfaserverstärkte Kunststoffe
KKS	Konstruktionskoordinatensystem
LF	Lastfall
MMC	Metallmatrix Verbundwerkstoff
MSF	Magna Steyr Fahrzeugtechnik
ÖGI	Österreichisches Gießerei Institut
RBE2	Rigid Body Element
STL	(surface tessellation language) Datenformat zur Beschreibung der Oberfläche durch Dreiecke
TUG	Technische Universität Graz
Volfrac	Volumensbeschränkung in Optistruct

Formelzeichen

a	m/s ²	Beschleunigung / Verzögerung
A	mm ²	Fläche
C _{global}	Nm	globale mittlere Nachgiebigkeit (Dehnungsenergie)
d _{bar}	mm	Durchmesser eines Stabes
E	N/mm ²	E-Modul eines Werkstoffes
F	N	Kraft
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
l	mm	Länge
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
Mpa	N/mm ²	Megapascal
r	m	Radius
u	mm	Verschiebung
V	dm ³	Gesamtvolumen
v	m/s	Geschwindigkeit
x, y, z		Koordinatenrichtungen des Fahrzeugkoordinatensystems
ρ	kg/dm ³	Dichte

1. Einführung

1.1 Zielsetzung

In dieser Arbeit sollten Varianten für ein Kraftfahrzeugschwenklager gefunden werden, welche gegenüber herkömmlichen Bauarten leichter sind. Neben anderen Aspekten spielt die Gewichtsreduktion von Kraftfahrzeugen in den letzten Jahren eine wesentliche Rolle zur CO₂-Minderung. Entsprechend der Anzahl an Achskonzepten für Pkw (McPherson, Vierlenker, Verbundlenker, Mehrlenker, Doppelquerlenker, Trapezlenker) ist auch die geometrische Ausprägung von Radträgern vielfältig. Den konstruktiven Lösungen für getriebene und nicht getriebene Vorder- und Hinterachsen ist gemein, dass sie, [1], S. 325:

- alle Radkräfte und Radmomente betriebssicher aufnehmen und weiterleiten,
- den Bauraum zwischen Kinematikpunkten und Radlagerung überbrücken,
- sowie das Radlager, den Bremssattel und ggf. das Federbein aufnehmen müssen.

Als Ausgangssituation für die vorliegende Diplomarbeit diente ein vorhandenes Fahrwerkpackage der Vorderachse des Leichtbaufahrzeuges *CULT* „Cars Ultra Light Technologies“ der Firma Magna Steyr Fahrzeugtechnik (MSF), (Bild 1.1).

Ziel war es nun anhand dieser Daten Konzepte zu erarbeiten, welche den hohen Belastungen eines Schwenklagers eines front-angetriebenen Fahrzeuges entsprechen.

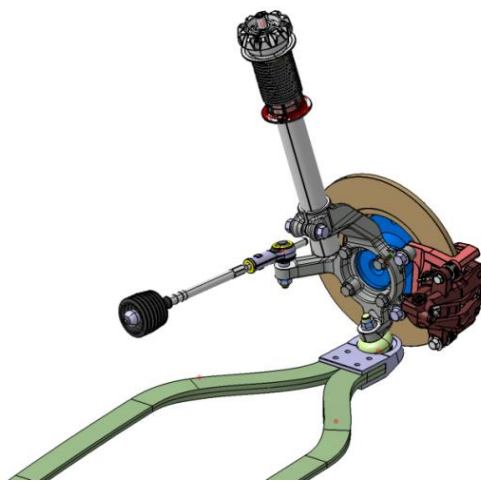


Abbildung 1.1: Vorderachse des MSF *CULT* Konzeptes

1.2 Vorgangsweise und Methodik

Allen voran wurden bestehende Fahrwerkskonzepte miteinander verglichen und deren Vor- und Nachteile bezüglich des Schwenklagers hervorgehoben. Beim Schwenklager handelt es sich um ein sicherheitsrelevantes Bauteil, somit wurde besonders auf die Belastungsverhältnisse jeder Fahrwerksgeometrie näher eingegangen. Für das Fahrzeugleichtbaukonzept *CULT* wurde für die angetriebene Vorderachse der spezielle Fall der McPherson Einzelradaufhängung gewählt. Bezüglich dieser vorhandenen Geometrie sollten Konzepte durch Patent- und Literaturrecherchen gefunden, bewertet und analysiert werden.

Um die auftretenden Belastungs- und Festigkeitsprobleme eines Vorderachs-Schwenklagers aufzuzeigen, bedurfte es einer FEM-Analyse, welche mit dem Programm Hypermesh Radioss durchgeführt wurde. Ein bestehendes Schwenklagerkonzept sollte dabei für erste Aussagen und weitere Überlegungen dienen.

Der Konzeptfindung galt besondere Beachtung, da hier die wichtigsten Entscheidungen für das Endresultat dieser Arbeit getroffen wurden. Gängige Schwenklagerbauarten und neueste Technologien im Leichtbau wurden verglichen, durch Skizzen Konzepte erarbeitet und mittels einer anschließenden Entscheidungsmatrix bewertet. Die Kriterien und Anforderungen dieser Matrix wurden in Zusammenarbeit mit der Fachabteilung Fahrwerk und Antrieb von MSF festgelegt. Die Konzeptbewertung in Verbindung mit den gewonnen Erkenntnissen aus FEM-Berechnungen und den Recherchen bildeten die Grundlage für die Konzeptentscheidung.

Anschließend wurde mittels einer CAD-Konstruktion das gewählte Konzept aufbauend auf die bestehende Vorderachskinematik konstruiert. Aufgrund der bereits vorhandenen Bauteilumgebung der Radaufhängung wurde das Schwenklager den einzelnen Komponenten und Restriktionen angepasst.

Durch eine FEM-Berechnung erfolgte eine Festigkeitsüberprüfung, welche Aufschluss über die Machbarkeit lieferte sowie Probleme aufdeckte. Anschließend wurden diese durch Konstruktions-Iterationsschritten beseitigt.

Im letzten Schritt wurden alle Ergebnisse des gewählten Schwenklagerkonzeptes zusammengefasst und die weitere Vorgehensweise sowie Zukunftsaussichten diskutiert.



Abbildung 1.2: Projektplan der Diplomarbeit

2. Vorderachsen im Kraftfahrzeug

2.1 Analyse aktueller Vorderachsen

Aktuell werden viele verschiedene Arten von Fahrwerken für Kraftfahrzeuge genutzt. Begann die Entwicklung bei einfachen Starrachsen, findet man heute Mehrlenkerachsen in verschiedenen Formen, welche auch höchste Ansprüche erfüllen. Abb. 2.1 zeigt den Anteil der Vorderachstypen weltweit in den Jahren 2005 bis 2010, [1]. S. 411. Unterschieden wird dabei zwischen allrad, angetriebenen und nicht angetriebenen Vorderachstypen. Auffallend ist der hohe prozentuale Anteil der McPherson-Aufhängung, welcher bei front-angetriebenen Fahrzeugen bei 90% liegt. Zurückzuführen ist dies vor allem auf den einfachen sowie kostengünstigen Aufbau dieser Bauart.

Jede Bauart hat Einfluss auf die Geometrie des Schwenklagers, somit auch auf dessen Größe, Gewicht und Belastungen. Im folgenden Kapitel werden die meist verwendeten Bauarten von Einzelradaufhängungen und besonders der dadurch unterschiedliche Kräfteinfluss bezüglich des Schwenklagers im Vordergrund stehen und detailliert beschrieben. Die wichtigsten Vertreter angetriebener Vorderachsen sind:

- **Starre Vorderachse**
- **Doppelquerlenker- Vorderachse**
- **Mehrlenker- Vorderachse**
- **McPherson- Vorderachse**

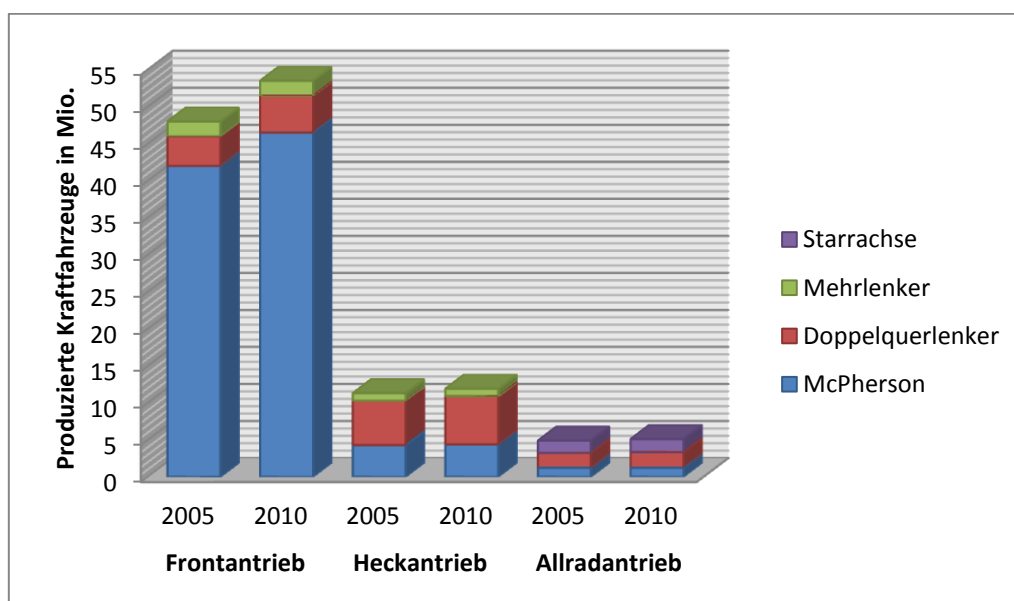


Abbildung 2.1: Anteile der Vorderachstypen bei PKW weltweit in den Jahren 2005 und 2010

2.2 Starre Vorderachse

Wenn die beiden Räder über einen quer liegenden Achskörper fest miteinander verbunden sind und sich dadurch gegenseitig beeinflussen, spricht man von Starrachsen, oder von abhängiger Radführung, (Abb. 2.2). Diese einfache Bauart wird heute fast ausschließlich für schwere Geländefahrzeuge, Transporter oder Lastkraftwagen genutzt. Weil fahrsituationsabhängige Eingriffe in die Räderkinematik wie Radsturz oder Vorspur bei anliegenden Radkräften (Elastokinematik) und Einfederbewegungen nicht beeinflusst werden können, müssen vor allem Abstriche im Bereich Komfort und Fahrverhalten gemacht werden. Auch die im Vergleich zu anderen Achstypen hohen ungefederten Massen tragen zu diesem Umstand bei. Hervorzuheben sind jedoch die einfache und robuste Bauweise, [1], S. 385.

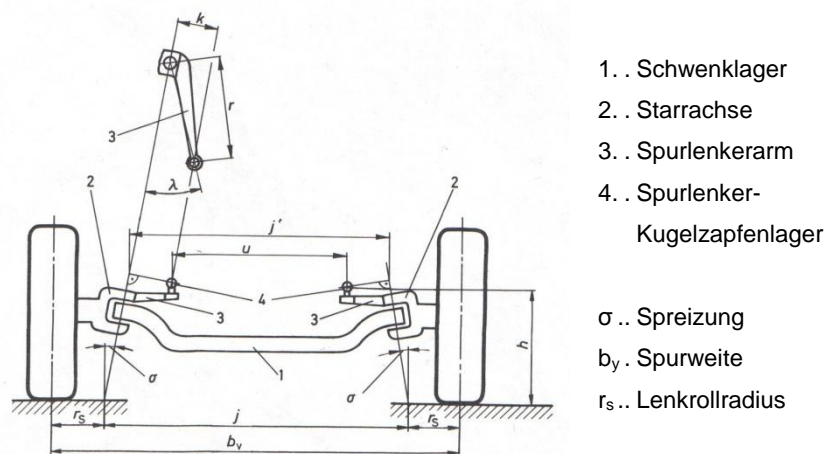


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung einer starren Vorderachse, [2], S. 64

Belastungen des Starrachsen-Schwenklagers

Im Regelfall sind Schwenklager (Abb. 2.2, Pos. 2) und Starrachse über ein oben- und untenliegendes Lager verbunden, somit werden auch sämtliche am Rad wirkenden Kräfte und Momente direkt über diese Lager auf den quer liegenden Träger übertragen.

In Abb. 2.3 ist ersichtlich, wie sich diese Geometrie und die damit einhergehenden geringen Lagerabstände (Abstand Z) negativ auf die Kraftübertragung vor allem beim Bremsen und bei Kurvenfahrten auf das Schwenklager auswirken, dies ist auch der Grund dafür, dass Schwenklager sowie Achse in diesem Bereich relativ stark gebaut sind, [1], S. 386. Nicht eingezeichnet sind die Spurstangenkräfte, welche stark vom Lenkrollradius (Abstand Y, Abb. 2.3) abhängig sind. Der Lenkrollradius ist das Ergebnis aus Sturz, Spreizung und Einpresstiefe der Felge und hat die Aufgaben, die erforderliche Lenkkraft zu verkleinern, das Flattern der Räder zu verhindern und den Geradeauslauf des Fahrzeuges zu stabilisieren. Der Lenkrollradius kann positiv oder negativ sein, je nachdem welche Fahreigenschaften angestrebt werden. In Bezug auf die Spurstangenkräfte und den dadurch verursachten

Lenkungsverschleiß sollte er jedoch nicht zu hohe Werte annehmen, [11].

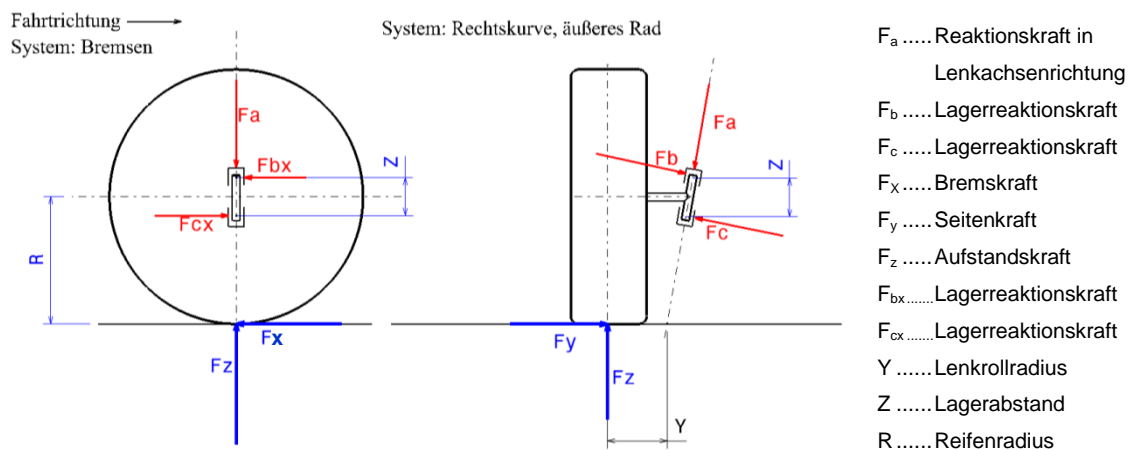


Abbildung 2.3: Kräfte auf das Starrachsenschwenklager beim Bremsen und bei Kurvenfahrt

2.3 Doppelquerlenker-Vorderachse

Für die Radführung wird je ein oben- und ein unten liegender Querlenker benutzt, zusätzlich ist ein Spurlenker nötig, um das Lenken des Rades zu ermöglichen oder auch zu verhindern (Abb. 2.4). Die Doppelquerlenker-Kinematik lässt sich durch Änderung der sechs frei wählbaren Anbindungspunkte (Hardpoints) beider Querlenker großzügig optimieren, [1], S. 400. Diese Einstellmöglichkeiten verhelfen der Doppelquerlenkerachse zu sehr guten Werten im Fahrverhalten und Fahrkomfort.

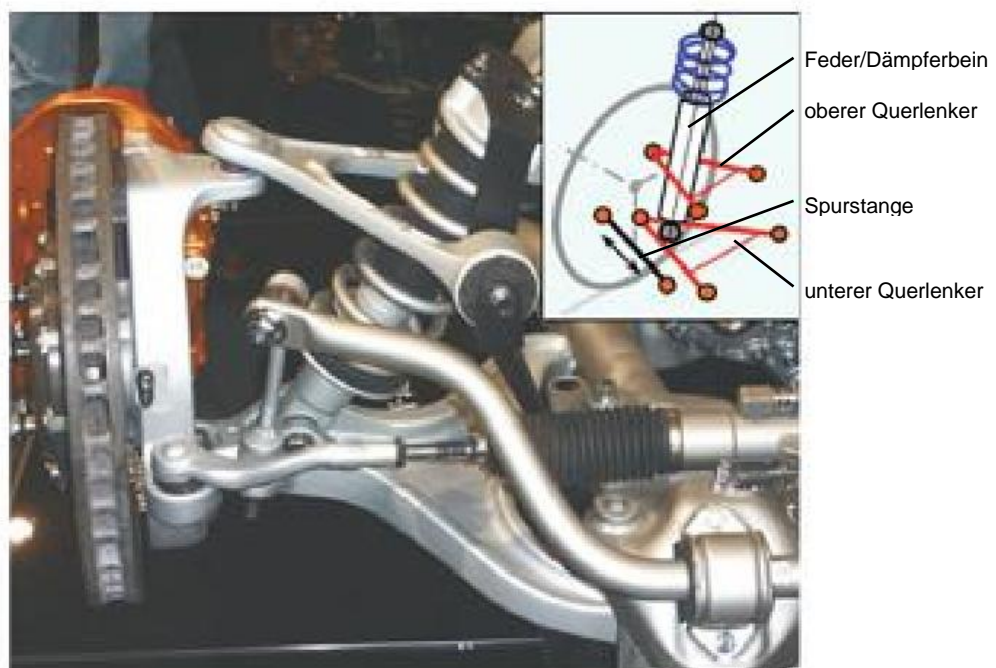


Abbildung 2.4: Doppelquerlenker mit kurzer Lenkachse, (VA, Mercedes SLR), [1], S. 438

Belastungen des Doppelquerlenker-Schwenklagers

Durch die doppelte Anbindung der 3-Punkt-Lenker am Aufbau können die Querlenker neben den Querkräften auch die Längskräfte aufnehmen. Radseitig haben die Lenker Kugelgelenke und aufbauseitig relativ steife Gummilager, um diese Kräfte auf die Karosserie zu übertragen, [1], S. 400.

Durch den größeren Abstand Z (Abb. 2.5) können die Lagerkräfte auf das Schwenklager im Gegensatz zur starren Vorderachse (Abb. 2.3) wesentlich verkleinert werden.

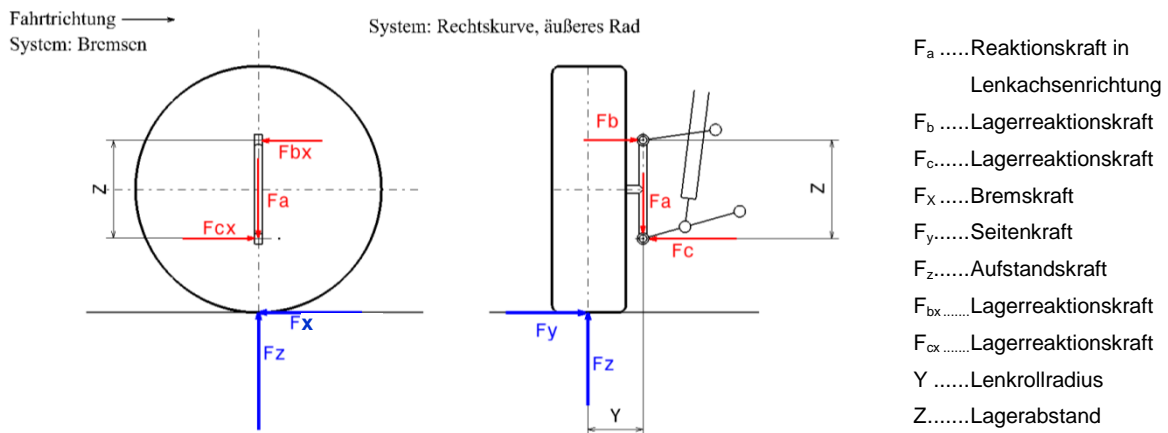


Abbildung 2.5: Kräfte auf das Doppelquerlenkerschwenklager beim Bremsen und Kurvenfahrt

Durch Verlängerung des oberen und unteren Kugelgelenkabstandes können weitere Verbesserungen bezüglich Fahrdynamik und Kräfteverhältnisse geschaffen werden. Diese so genannte Long Spindle-Ausführung erfordert viel Bauraum dadurch, dass das Schwenklager über den Reifen gezogen werden muss, (Abb. 2.6).

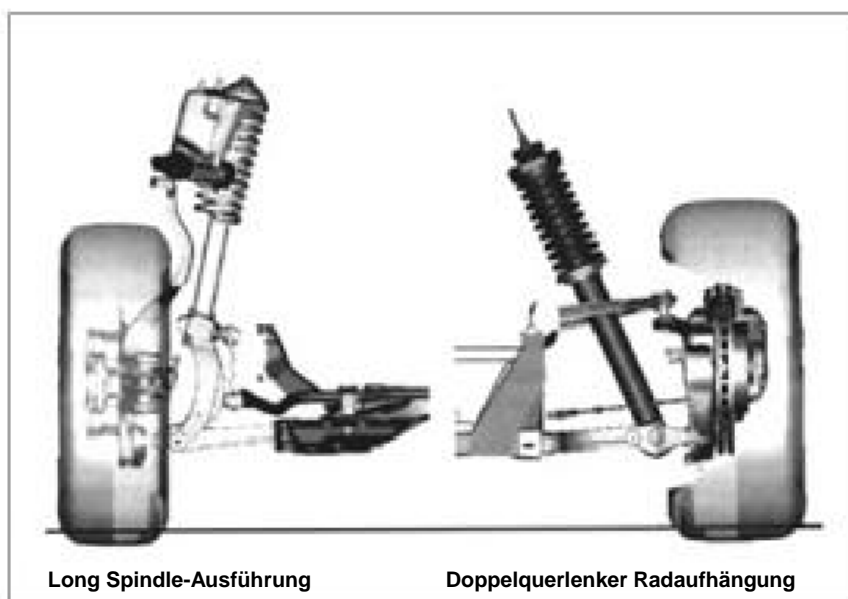


Abbildung 2.6: Ausführungsvarianten der Doppelquerlenker, [1], S. 438

2.4 Mehrlenker-Vorderachse

Kinematisch gesehen, lässt sich jeder 3-Punkt-Lenker auch durch zwei 2-Punkt-Lenker ersetzen. Damit entstehen Vorderachsaufhängungen mit vier 2-Punkt-Lenkern plus einer Spurstange. Somit ist es möglich, gezielt auf die Elastokinematik und Kinematik im eingefederten Zustand einzugreifen, also beste Voraussetzungen um fahrzustand abhängig den Reifen zu führen, [1], S. 403.

Abb. 2.7 zeigt eine 5-Lenker-Ausführung, auch Raumlener genannt. Patentiert 1958 von Fritz Oswald, kam diese Lenkachse das erste Mal 1994 im Audi A8 zum Serieneinsatz, [1], S. 403. Besonders für Fahrzeuge der Oberklasse werden Raumlenervarianten immer öfter eingesetzt und weiter verbessert.

Die Vorteile der Fünflenker-Radaufhängung sind, [1], S. 407:

- gezielte Auslegung der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften,
- geringe, ungefederte Massen (keine Biegekräfte an den Lenkern),
- geringe Anbindungskräfte zum Aufbau hin,
- Freiraum in der Radmitte für die Antriebswellen.

Die Nachteile dagegen sind:

- großer Raumbedarf,
- aufwendige Konstruktion und Abstimmung,
- hohe Nebenfederarten, viele Gummilager,
- quer-liegende Feder schwieriger zu realisieren,
- für Montage ein Achsträger notwendig.



Abbildung 2.7: 5-Lenker Vorderachse des Audi A8 4.2, Bj:2010, [3]

Belastungen des Mehrlenker-Schwenklagers

Bezüglich der Schwenklagerbelastungen verhält sich die Mehrlenkerausführung durch die geometrische Verwandtschaft ähnlich wie die Querlenkervariante. Jedoch werden durch die Auflösung der beiden Querlenker die Kräfte an den oberen und unteren Lagerpunkten auf vier Kugelgelenke aufgeteilt und nicht auf zwei. Ebenfalls ergeben sich durch die im Raum frei wählbaren Lagerangriffspunkte andere Kraftflüsse.

Auch bei der Mehrlenkerausführung gibt es Varianten, ähnlich Abb. 2.6, wo die 5-Lenker-Bauweise innerhalb oder teilweise außerhalb des Rades realisiert wird (Long Spindle). Zwar bietet diese Variante bessere Kräfteverhältnisse, müssen jedoch im Bereich Raumbedarf und Gewicht Abstriche gemacht werden.

2.5 McPherson-Vorderachse

Die zurzeit am häufigsten eingesetzte Vorderachsaufhängung zeichnet sich durch ihre kostengünstige und einfache Bauweise aus. Die wichtigsten Bauteile sind der untere Querlenker, in L- oder A-Form ausgeführt, Schwenklager, Radlager, Dämpferbein mit Federung und die Spurstange, (Abb. 2.8).

In der Fahrpraxis macht sich diese Achskonstruktion durch hohen Fahrkomfort und gute Fahrsicherheit bemerkbar. Die Vorteile der McPherson-Achse sind geringe ungefederte Massen, eine große Abstützbasis, niedrige Kräfte und geringer Raumbedarf. Die nach ihrem Erfinder benannte Konstruktion wurde über die Jahrzehnte kontinuierlich weiterentwickelt und ist heute Standardbauform für viele Fahrzeuge bis zur Mittelklasse, [10].

Die Vorteile der Feder-Dämpferbeinaufhängung sind, [1], S. 409:

- alle Federungs- und Führungsteile können in einem Bauteil zusammengefasst werden,
- benötigt wenig Platz in der Breite (Raum für quer angeordnete Antriebsaggregate,
- sehr kosten- und gewichtssparend,
- lange Federwege leicht realisierbar.

Beim Dämpferbein zusätzlich:

- geringere ungefederte Masse
- keine Wälzlagerung des Dämpferlagers,
- Dämpferübersetzung nahe 1:1

Die Nachteile dagegen sind:

- an den Vorderachsen ungünstigere kinematische Eigenschaften gegenüber Doppelquerlenker,
- Hochkräfte werden direkt am Radkasten eingeleitet, die entsprechend verstärkt werden müssen,
- Reibung an der Kolbenstange verursacht Verschleiß und hochfrequente Schwingungen,
- geringe Bremsnickabstützung,
- beim Dämpferbein werden Federkräfte über den unteren Lenker an den Radträger geleitet; Lenker und Kugelgelenk sind deutlich höher belastet.

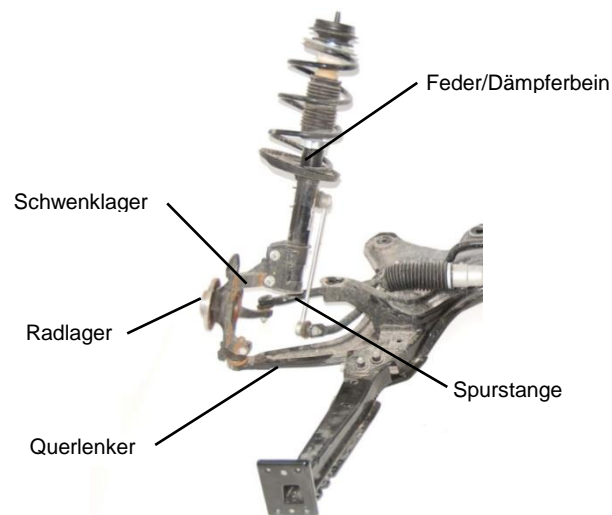


Abbildung 2.8: McPherson Federbein Fiat 500, Bj. 2010, [3], S. 400

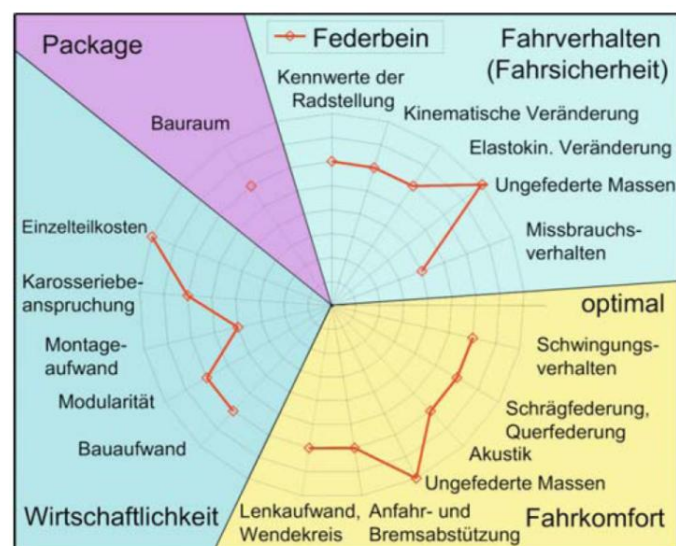


Abbildung 2.9: Eigenschaftsprofil für Federbeinaufhängungen, [1], S. 409

Abbildung 2.9 zeigt das Eigenschaftsprofil von McPherson-Federbeinaufhängungen. Hervorzuheben sind, die zu anderen Radaufhängungskonzepten relativ niedrigen Kosten und geringen ungefederten Massen. Die geringen Fahrwerksmassen führen zu sehr guten Eigenschaften im Fahrkomfort und Fahrverhalten.

Beim Missbrauchsverhalten und dem Montageaufwand müssen Abstriche im Vergleich zu anderen Konzepten gemacht werden.

Belastungen des McPherson-Schwenklagers

Das Schwenklager fungiert als Bindeglied zwischen allen Bauteilen und wird dabei hoch beansprucht. Der Unterschied bezüglich des Schwenklagers der in Kap. 2.2 bis 2.4 beschriebenen Achsaufhängungen, besteht vor allem in der festen Verbindung mit dem Dämpferbein, welche meist mit Schrauben geklemmt ausgeführt wird. Der größere Abstand Z (Abb. 2.10) liefert im Vergleich zur Doppelquerlenkerausführung ein besseres Belastungsverhältnis im oberen Federbeinlager (Domlager) und unteren Kugellager, jedoch entsteht durch diesen langen Hebelarm eine ungünstige Biegebelastung in der Klemmverbindung (Abb. 2.10, Detail X).

Die Spurstangenkraft F_{sp} wird durch die im Kap. 2.2 beschriebenen Vorgänge verursacht und beeinflusst. Ebenfalls können hohe Belastungen durch eine hydraulisch verstärkte Lenkung entstehen, z.B. wenn das Fahrzeug an einer Bordsteinkante steht und gleichzeitig gelenkt wird.

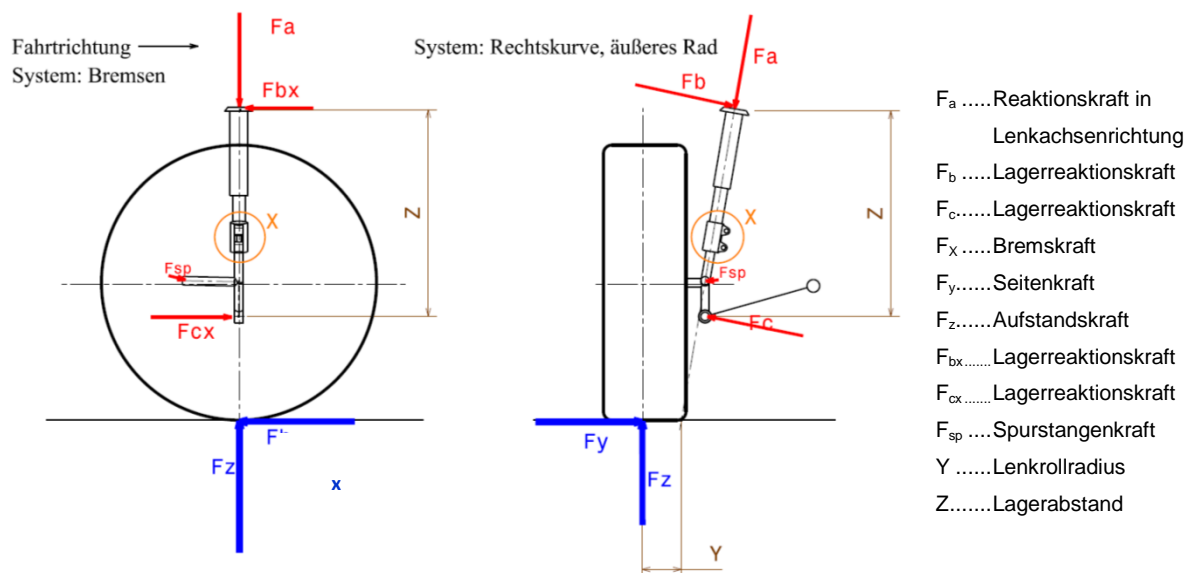


Abbildung 2.10 : Kräfte an der McPherson- Federbeinaufhängung

3. Ausgangssituation

3.1 Bestehendes Schwenklagerkonzept

Für die Untersuchung der bestehenden Kinematik der Vorderachse war ein Schwenklagerdummy vorhanden. Um eine Gewichtsreduktion gegenüber herkömmlichen Bauarten der Großserie aus Stahlguss zu ermöglichen, war es Ziel, ein Konzept entweder aus Aluminiumguss oder als Aluminiumschmiedeteil zu entwickeln. In der Phase der Entwicklung wurde diese Ausführung des Schwenklagers jedoch noch nicht auf Belastungen und Festigkeit überprüft.

Wie im vorigen Abschnitt beschrieben, werden viele Bauteile von der Baureihe W451 (Smart ForTwo) übernommen, dazu gehören der Dämpfer, die Radlagereinheit aus der Hinterachse sowie Bremssattel, Bremsscheibe und Spurstangenkopf, welche aus der Vorderachse des W451 stammen.

Abb. 3.1 zeigt den Entwurf des Schwenklagers mit den dazu gehörigen Anbauteilen.

- Dämpfer, klemmend mit dem Schwenklager verbunden, Pos. 1
- Stirnseitig verschraubte Radlagereinheit, Pos. 2
- Bremssattelanbindung, in Fahrtrichtung vorne, Pos. 3
- Verschraubter Spurstangenkopf für die Lenkeranbindung, Pos. 4
- Verschraubtes Kugelzapfenlager für die GFK Querblattfederaufnahme, Pos. 5

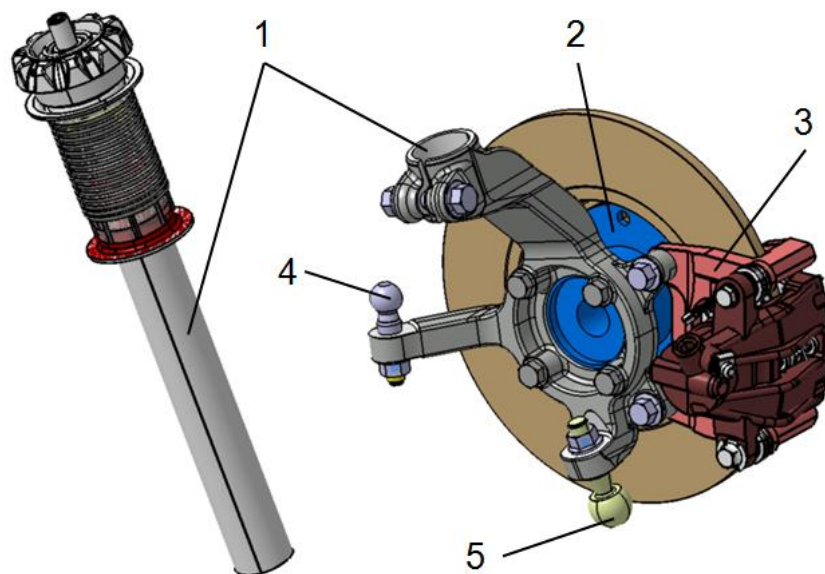


Abbildung 3.1: Radaufhängungskonzept VA CULT

Wie in Abb. 3.1 gut erkennbar, fungiert das Schwenklager als Bindeglied zwischen vielen Bauteilen der Radaufhängung, somit ist es auch maßgebend an der aktiven Fahrsicherheit beteiligt. Damit auch der verwendete Werkstoff diese Anforderungen bewältigt, müssen folgende Kriterien erfüllt sein, [1], S. 327:

- Steifigkeit (begrenzt durch den E -Modul),
- Streckgrenze (Reduzierung der ungefederten Massen),
- Duktilität (ausreichende Verformung vor Versagen),
- dynamische Festigkeit (Verhalten unter Betriebslasten und Missbrauch),
- Korrosionsunempfindlichkeit (insbesondere galvanische Korrosion bei Kombination von Leichtmetall- und Eisenwerkstoffen),
- gute Verarbeitbarkeit, Erreichen der geforderten mechanischen Eigenschaften,
- Eignung zur spanenden Bearbeitung,
- Wirtschaftlichkeit

Weltweit am häufigsten werden Schwenklager aus Sphäroguss hergestellt. Wenn die Reduzierung ungefederter Massen im Vordergrund steht, werden Aluminiumlegierungen wie z.B. AlSi7Mg0.3 verwendet. Zu den etablierten Aluminiumdruckgussverfahren gesellen sich immer neuere Technologien, wie Thixo-, Rheo- und Niederdrucksandguss, welche in Großserie noch nicht zu finden sind, aber weiteres Potenzial zur Gewichtsreduzierung bieten, [1], S. 327. Werden gängige Gusswerkstoffe für das bestehende Konzept verwendet, so wäre in einer Abschätzung folgendes Schwenklagergewicht zu erwarten, (Tab. 3.1).

Werkstoff EuroNorm	Werkstoff-zustand	Dehngrenze Rp0,2 in MPa	Zugfestigkeit Rm in MPa	Bruchdehnung A50% min	Dichte in Kg/dm	Schwenklager-gewicht in kg
EN-GJS-400-15	Kokillenguss	250	400	15	7.1	2,65
EN AC-AL Si7Mg0,3	Kokillenguss warmgehärtet	210	290	4	2,71	1.013

Tab. 3.1: Abschätzung des Schwenklagergewichtes bezogen auf Werkstoffkennwerte, [4], [5].

Durch die geringe Dichte des Aluminiums im Vergleich zu Gusswerkstoffen ist eine deutliche Gewichtsreduzierung möglich. Ob die wichtigen oben angeführten Eigenschaften auch erfüllt werden könnten, müsste jedoch nachgewiesen werden.

3.2 Gängige Schwenklagerbauarten

Der Teil der Radaufhängung, der das Radlager aufnimmt, wird als Radträger bezeichnet. Befindet sich der Radträger an einer gelenkten Achse, nennt man den Radträger auch „Schwenklager“ oder „Achsschenkel“, [1]. Des Weiteren unterscheidet man noch zwischen nicht angetriebenen und angetriebenen Achsen, wobei die zweite Ausführung mehr Platz für eine Antriebswelle schaffen muss und dadurch etwas größer gebaut ist. Aus den vielen verschiedenen Achskonzepten heraus entwickelte sich auch eine Palette an Radträgern, welche von relativ kompakter Bauweise für McPherson-Federbeine, bis hin zu langen Bauarten für Doppelquer- oder Mehrlenkerradaufhängungen reichen, (Abb. 3.2).

Eine Besonderheit zeigt sich in der Revo-Knuckle-Bauart (Abb. 3.2, rechts oben). Hier werden Lenk- und Einfederbewegungen im Vergleich zu Variante (Abb. 3.2, rechts unten) voneinander getrennt, der Lenkrollradius verkleinert sich, somit können Verbesserungen vor allem bei front angetriebenen Fahrzeugen hinsichtlich Lenk-Störmomenten erreicht werden, ähnlich eingesetzt im 300 PS-starken front angetriebenen Ford Focus RS Bj. 2008, [6].



Abbildung 3.2: Radträger an angetriebenen Vorderachsen (Schwenklager), [1]

Allen Varianten gemein ist die Durchgangsbohrung für die Antriebswelle, das Radlager ist stirnseitig verschraubt oder gepresst, der Bremssattelhalter kann integriert (Abb. 3.2, Mitte oben), oder gängiger durch Anbindungsbohrungen verschraubt sein. Je nach Radaufhängung sind noch Aufnahmepunkte für Längs-, Quer-, Mehrlenker-, oder McPherson-Ausführung notwendig.

Für die Dämpferbeinanbindung im Fall der McPherson-Vorderachse haben sich mehrere Möglichkeiten etabliert (Abb. 3.3), [1], S. 321:

- mit dem Radträger zusammenschweißen, (a)
- Anschrauben zum Radträger durch die am Rohr angeschweißten Laschen, (b)
- durch drei Schrauben befestigen, (c)
- in eine geschlitzte, zylindrische Aufnahme einstecken und mit Quer-Schrauben einklemmen. (d)

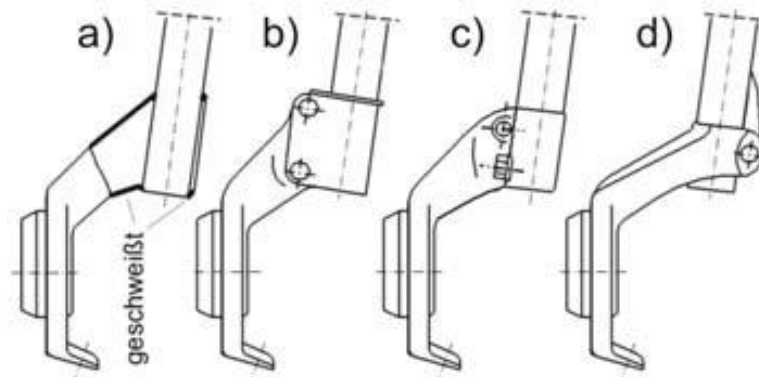


Abbildung 3.3: Verbindung Dämpferrohr an Radträger, [1]

Alternative a) bietet eine einfache und leichte Ausführung, jedoch können Dämpfer und Radträger bei Reparaturen nur gemeinsam gewechselt werden, b) ist kostengünstiger herstellbar als d), welche aber eine bessere Aufnahme gewährleistet. In der Praxis scheint kein sichtbarer Trend erkennbar zu sein, da sich die Vor- und Nachteile der einzelnen Varianten gegenseitig beeinflussen, somit erscheint die Variantenentscheidung hauptsächlich durch Firmenphilosophie und die Art der Montagemöglichkeiten beeinflusst, [1], S. 321.

3.3 Gewichte gängiger Schwenklager

Das Schwenklagergewicht ist vor allem vom Fahrzeuggewicht, vom verwendeten Radaufhängungskonzept und vom Material abhängig. Im *CULT*-Projekt entschied man sich für eine McPherson-Vorderachse. Ein Zielgewicht des Fahrzeuges von unter 700 Kilogramm wurde angestrebt. Um einen Überblick üblicher Gewichtsverhältnisse zu erhalten, wurden in Tab. 3.2 Fahrzeuge mit angetriebener Federdämpferbein-Vorderachse und ähnlicher Masse verglichen. Die Gewichtsangaben beziehen sich dabei auf den Radträger ohne Befestigungselemente wie Schrauben oder Schellen. Aktuelle, in Serie produzierte Kleinwagen bewegen sich bezogen auf die Gesamtfahrzeugmasse über dem *CULT* Fahrzeug, festzuhalten ist auch, dass in diesem Klassensegment keine Leichtmetall-Materialien wie Aluminium verwendet werden, was auf geringere Fahrwerks- und

Komfortansprüche sowie den wirtschaftlichen Hintergründen zurückzuführen ist.

Fahrzeugmodell	Baujahr	Fahrzeuggewicht	Schwenklagerwerkstoff	Radlagerverbindung	Schwenklagergewicht
Opel Agila 1.0	2001	763 kg	Stahl	gepresst	4,2 kg
Suzuki Alto 1.0 GL	2009	877 kg	Stahl	gepresst	3,13 kg
Toyota iQ 1.0	2009	896 kg	Stahl	gepresst	3,46 kg
Fiat Panda 1.2 Class	2003	918 kg	Stahl	gepresst	5,7 kg
Nissan Micra 1.2 XV	2011	927 kg	Stahl	gepresst	3,35 kg
Fiat 500 1.2 Lounge	2008	1002 kg	Stahl	gepresst	3 kg

Tab. 3.2: Schwenklagergewichte frontgetriebener Kleinwagen, [3]

Der vergleichbare, 653 kg schwere TATO NANO Baujahr 2010 begnügt sich mit einem Schwenklagergewicht von lediglich 2,43 kg, [3]. Es handelt sich hierbei aber um ein heckgetriebenes Fahrzeug, somit müssen keine Platzverhältnisse für die Antriebswelle geschaffen werden und die gesamte Radaufhängung kann sehr kompakt gebaut werden, (Abb. 3.4).



Abbildung 3.4: Schwenklager mit Zapfen (Werkstoff Stahlguss), Tato Nano Bj. 2010, [3]

Höhere Investitionen in die Radaufhängung werden getätigt, wenn Fahrverhalten und Qualität im Vordergrund stehen. Abb. 3.5 zeigt eine Hohlkörper-Variante aus einer Aluminium-Titanlegierung. Ziel war es, eine relativ steife Struktur bei gleichzeitig geringem Materialeinsatz zu erhalten. Dies wurde durch das Sandgussverfahren mit dem Einsatz von Gusskernen erreicht. Nachteil ist das teure Herstellverfahren, welches hohen Aufwand und Kosten mit sich bringt. Eingesetzt wird dieser Typ z.B. an der Hinterachse des Porsche Boxster, Bj. 2005.



Abbildung 3.5: Porsche Boxster Radträger der Hinterachse, Werkstoff: AlSi7MgTi

3.4 Patent- und Konzeptrecherchen

Um einen Überblick über bestehende Schwenklagerkonzepte zu erhalten, wurde eine Patent- und Internetrecherche durchgeführt. Dies sollte auch die spätere Konzept- und Ideengenerierung unterstützen, ebenfalls konnten somit mögliche Patentverletzungen unterbunden werden. Als Patentsuchplattform wurde die Internetseite www.espacenet.com herangezogen. Unter der Stichwortsuche konnte vorhandene Patente zum Thema Schwenk- und Radlager gefunden werden. Einige Patentanmeldungen befassten sich mit Materialien wie glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) oder kohlenstofffaserverstärkten Kunststoff (Carbon), jedoch konnten durch weitere Recherchen keiner dieser Konzepte in aktuellen Fahrzeugen oder Fahrzeugstudien gefunden werden. Sehr wahrscheinlich ist dies auf die Problematik dieser Werkstoffe im Einsatz bei sicherheitsrelevanten Bauteilen zurückzuführen. Besonders in der Abschätzung der Dauerhaltbarkeit und der Festigkeitsberechnung bergen diese Materialien noch Risiken in sich.

Im Mittelpunkt der Überlegungen stand im Falle der vorliegenden Diplomarbeit vor allem das Grundkonzept und welche Gewichtseinsparungen damit einhergehen könnten, des Weiteren sollten auch die mit der jeweiligen Bauweise verbundenen Herstellkosten nicht vernachlässigt werden. Das *CULT*-Projekt hat sich auf eine kalkulatorische Produktionszahl von 30000 Fahrzeugen pro Jahr festgelegt, dies sollte zur Einschränkung der Konzeptgenerierung bezüglich besonders kostspieliger Ausführungen dienen.

Auch die in Vergangenheit in Serie eingesetzten Schwenklager, welche interessant für das *CULT*-Projekt schienen, wurden genauer betrachtet und untersucht, im Anschluss soll dabei auf die wichtigsten eingegangen werden.

3.4.1 Schwenklagereinheit Smart ForTwo Bj. 2000

Hinsichtlich Gewicht und Herstellungskosten ist das von Mercedes-Benz eingesetzte Schwenklager des Smart ForTwo besonders interessant. Die Patentanmeldung erfolgte durch die Porsche AG 1999. Dabei handelt es sich um zwei Blechschalen, welche durch Übergangs- und Zwischenelemente mit Schrauben verbunden sind. Gleichzeitig dienen diese Zwischenelemente als Aufnahme für das Querlenkerlager und das Lenkgestänge, der Dämpfer wird zwischen die zwei Bleche geklemmt und am unteren Ende mit dem Radlager verschraubt (Abb. 3.6). Der Bremssattel (Pos. 15) in Fahrtrichtung ist hinten angeordnet und wird ebenfalls mit den zwei Blechen verschraubt.

Nach längeren Recherchen konnte festgestellt werden, dass es Probleme mit den ersten Modellen der Smart-Reihe hinsichtlich der Vorderachse gab. Rückrufaktionen gab es

aufgrund erhöhten Verschleißes der unteren Traggelenke der Schwenklager (Abb. 3.6, Pos. 5), ebenso führte Rost zu unangenehmen Geräuschen und teilweise zum kompletten Achsversagen. Seit 2001 verwendet Mercedes ein Feder-Dämpferbein anstatt einer Querblattfeder, um diesem Problem entgegenzuwirken, [8]. Grund schien wohl das durch die Querblattfeder (Pos. 2) auf Zug beanspruchte Kugzapfenlager zu sein, welches alle Federkräfte über eine relativ kleine Kugelfläche (Pos. 1) übertragen musste. Durch ein Feder-Dämpferbein konnte dieses Lager von den Federkräften entlastet werden. In der letzten Baureihe des Smart W 451 wurde auch die Blech-Schwenklagereinheit durch ein herkömmliches in Stahlguss gefertigtes Schwenklager ersetzt. Offensichtlich konnten die Verschleiß- und Rostprobleme auf Dauer nicht beseitigt werden

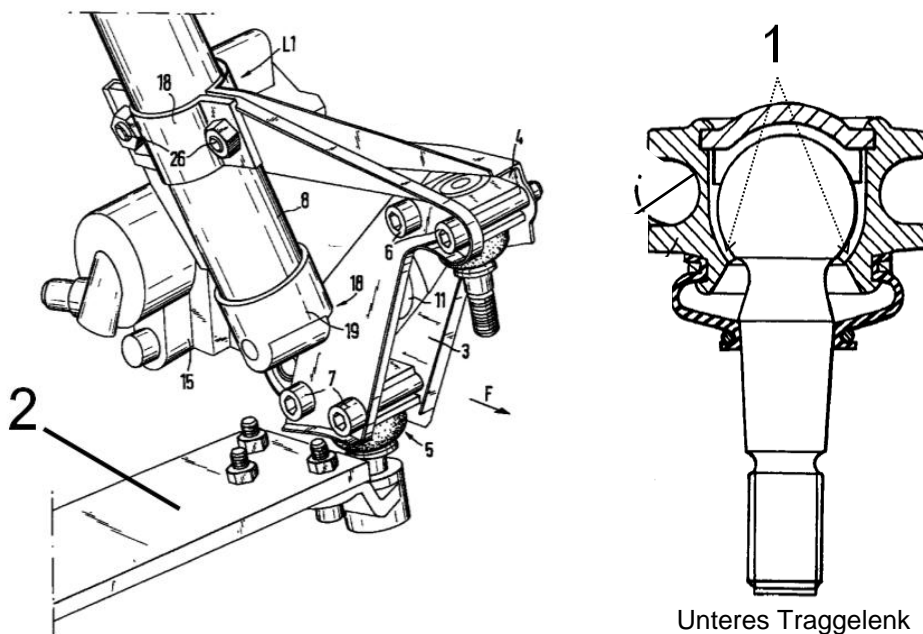


Abbildung 3.6: Auszug aus der Patentanmeldung Nr.: EP 0 794 105 A1, Porsche AG 1999, [12]

3.4.2 Blechschalenbauweise

Magna Engineering Europe befasste sich ebenfalls damit, das Schwenklager mit Blechen zu realisieren, (Abb. 3.7). In diesem Fall sollten die beiden durch Tiefziehverfahren hergestellten Blechhälften miteinander verschweißt werden. An den lokal höher beanspruchten Stellen von Radlager, Bremsenanbindung und Lenkung mussten Kopplungselemente mit den Blechschalen verbunden werden, entweder wurden diese verschweißt oder, ersichtlich an der Bremsenanbindung, einfach durch eine Schraube geklemmt, (Pos. 1). Auch bei der Dämpferbefestigung musste eine Distanzspanne eingelegt werden, um die Bleche in diesem Bereich zu versteifen, (Pos 1).

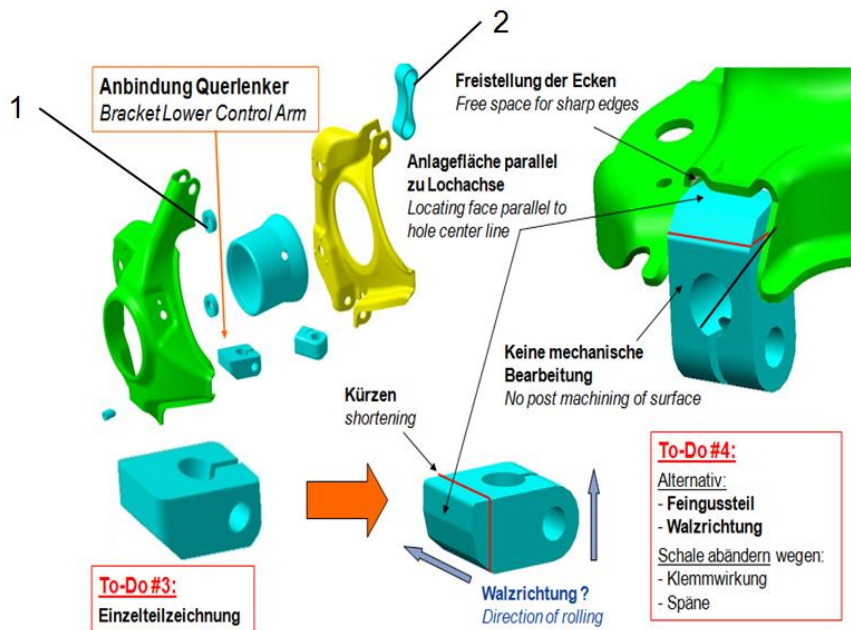


Abbildung 3.7: Sheet Metal Steering Knuckle, Magna Cosma Europe 2003, [9]

Laut Studie würde das Gewicht im Vergleich zu einem eingesetzten Stahlguss-Schwenklager von 3,8 kg auf 2,5 kg sinken, dies würde eine Gewichtseinsparung von 34% bedeuten. Nachteilig wirkte sich dieses Konzept auf die Herstellungskosten und den Fertigungsprozess aus. Anstatt eines Gussteiles bräuchte man mindestens 7 Teile, welche zusammengefügt werden müssen. Laut Konzept wären dafür eine Schweißnaht von 1.2 m und entsprechende Vorrichtungen vonnöten. Abb. 3.8 zeigt eine weitere Blechkonstruktion und zwei verschiedene Möglichkeiten, Schwenklager und Feder-Dämpferbein miteinander zu verbinden.

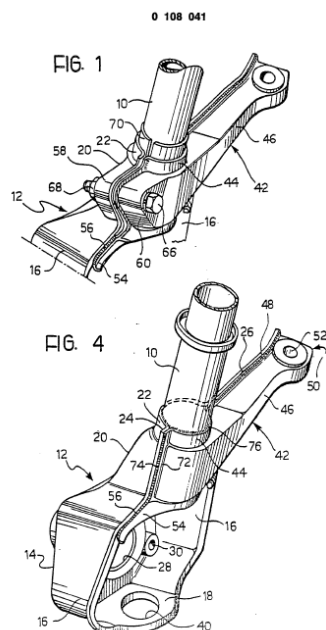


Fig. 1:

Schwenklager (12) und Lenkerarm (42) sind mittels einer Schraube (66) mit einander verbunden. Halt am Dämpferbein durch Klemmwirkung

Fig. 4:

Schwenklager (12) und Lenkerarm (42) sind mittels einer Schweißnaht (74) mit einander verbunden. Halt am Dämpferbein ebenfalls durch eine Schweißnaht (76)

Abbildung 3.8: Auszug aus einer Patentzeichnung eines Radträgers mit Blechbauteilen, [30]

3.4.3 Schwenklager aus Gusswerkstoffen

Radträger an der Vorderachse aus Gusswerkstoffen, wie z.B. GGG40, sind heute die am häufigsten verwendete Ausführung. Zurückzuführen auf die in Kap. 3.1 angeführten Anforderungen, bietet diese Werkstoffgruppe entsprechende Werkstoffeigenschaften und die Gussverfahren sind ausgereift und sehr wirtschaftlich. Wenn Kosten nicht im an erster Stelle stehen und gute Fahrwerkeigenschaften gefordert werden, werden Aluminiumlegierungen eingesetzt, Tendenz steigend, [1], S. 327.

Ausgehend von den günstigen Herstellkosten bei Gussverfahren, versucht man eine Gewichtsreduktion durch Materialeinsparung an weniger belasteten Stellen zu finden, ohne das Bauteil nach dem Gussvorgang spanend nachbearbeiten zu müssen. Abb. 3.9 zeigt eine Patentanmeldung von Delphi Tech Inc.. Es wurde versucht, durch Einlegen eines Blockes (Fig2, Pos. 35, Loch des entfernten Blockes zu sehen), welcher nach dem Gießvorgang wieder entfernt wurde, Material zu sparen. Der Schwenklagerhals musste in diesem Falle so geformt sein, dass der prismatische Block in einem Stück entfernt werden konnte. Auch der Rest des Schwenklagers wurde gewichtssparend ausgelegt, indem der Bereich des Radlagers bis hin zur Spurstangenhalterung hohlförmig und großvolumig ausgeführt wurde.

Bei einem Patent der Bayerischen Motoren Werke AG (Abb. 3.10) reduzierte man Material an der Klemmverbindung, indem eine Lücke zwischen oberer klemmender Schraube (Pos. 3a) und der in radialer Richtung formschlüssigen unteren Halterung (Pos. 3b) gemacht wurde. Mehr Möglichkeiten sind vorhanden, wenn geometrisch bessere Voraussetzungen als bei einem McPherson-Federbein gegeben waren. Bei einem Doppelquerlenker-Schwenklager des Racing Teams der Technischen Universität Graz (Abb. 3.11) konnte durch eine Gitterstruktur erheblich Gewicht gegenüber einer üblichen „vollen“ Gussform gespart werden.

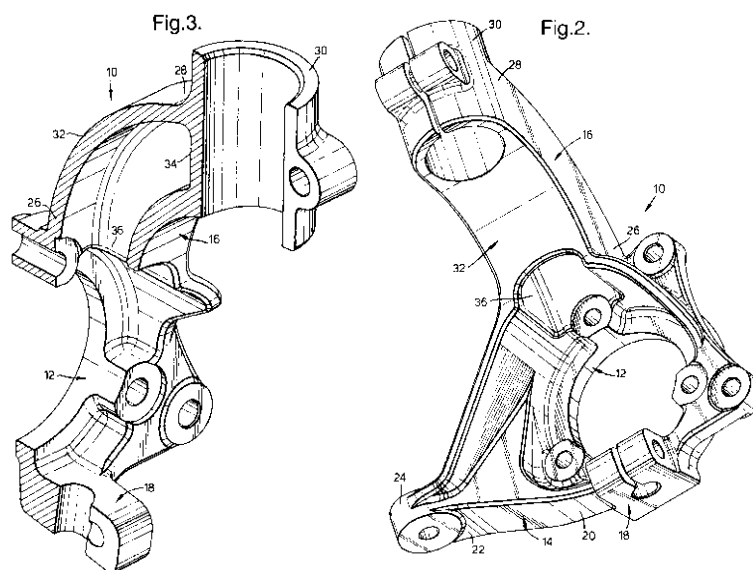


Abbildung 3.9: Auszug aus einer Patentanmeldung Nr.: EP 0980814 (A2), DELPHI TECH INC, [17]

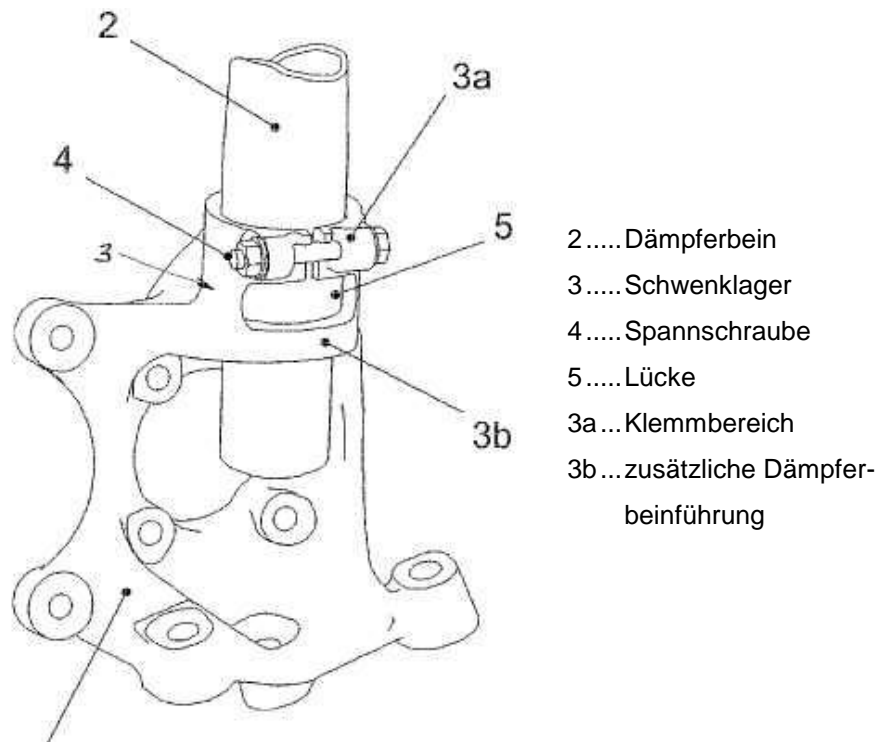


Abbildung 3.10: Patentanmeldung Nr.: DE 102005040101 (A1) , BMW 2007, [16]



Abbildung 3.11: Schwenklager des Fahrzeuges des TUG-Racing Teams, 2008

3.4.4 Leichtbau mit hochfesten Gusswerkstoffen

Neue Möglichkeiten im Leichtbau ergeben sich durch Einsatz von hochfesten Gusswerkstoffen der neuesten Generation wie ADI-Guss (Austempered Ductile Iron) oder der Werkstofffamilie Sibodur von Georg Fischer Automotive, [18], [21]. Das Wort Sibodur wurde abgeleitet von den Zuschlägen Silizium, Bor, sowie dem Wort Durability (engl. für Haltbarkeit). Sibodur ist einer, aus herkömmlichem Sphäroguss entwickelter Werkstoff. Sibodur verfügt über sehr gute Eigenschaften bei Dehnung, Zugfestigkeit und Schwingfestigkeit gegenüber Sphäroguss bei gleichem E-Modul, [18]. Abb. 3.12 zeigt einen Vergleich der Werkstoffe hinsichtlich der Rp0,2-Dehngrenze und der Bruchdehnung der Werkstoffe ADI, Sibodur, Sphäroguss EN-GJS und Aluminium-Legierungen. Ersichtlich sind die wesentlich höheren Festigkeitswerte als bei Sphäroguss bei gleichgebliebener Bruchdehnung. Gegenüber den Aluminium-Gusslegierungen fallen nicht nur die Werte Bruchdehnung und Dehngrenze erheblich höher aus, sondern auch die Schwingfestigkeit und der E-Modul verfügen um bedeutend bessere Eigenschaften. Aus diesem Grunde lassen sich, je nach Bauteilgeometrie, die Vorzüge der geringen Dichte von Aluminium-Gusslegierungen aufheben, da diese, um die gleichen Eigenschaften zu erreichen, größeren Materialaufwand und damit auch höheren Kostenaufwand verursachen würden. [20]

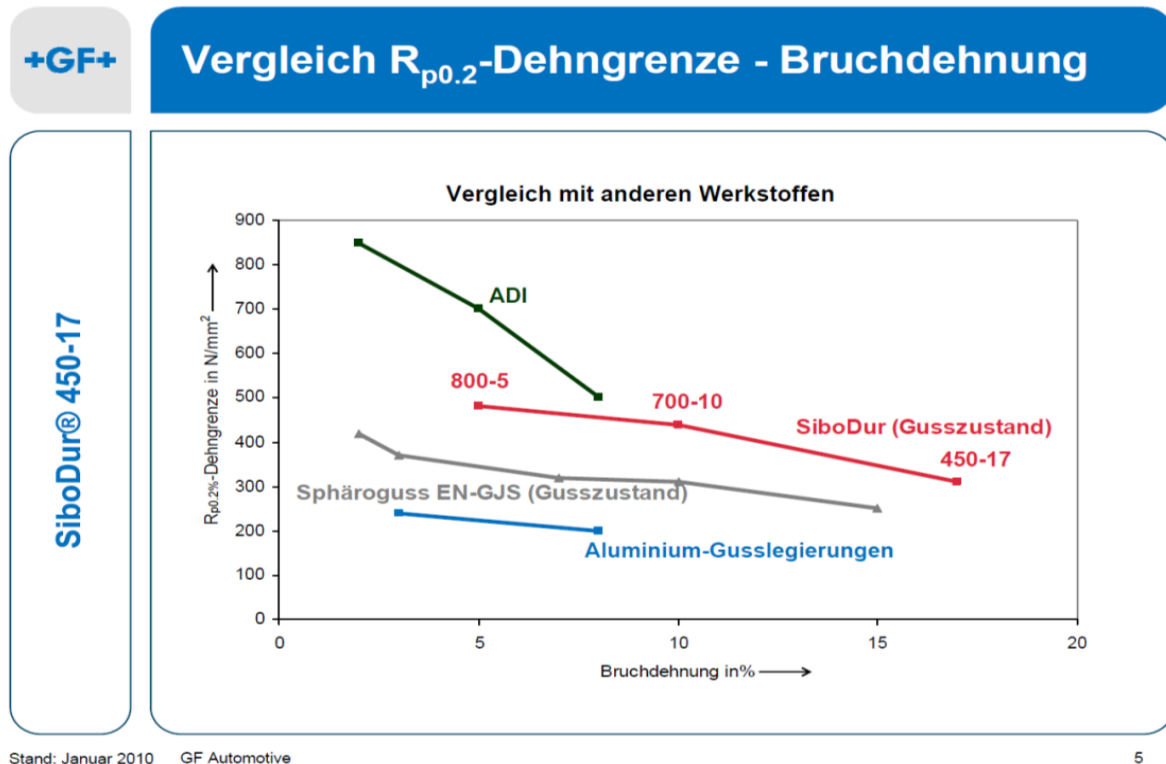


Abbildung 3.12: Werkstoffkennwerte verschiedener Gusswerkstoffe, [18]

Abb. 3.13 zeigt einen Radträger für die Hinterachse des VW Golf 6 aus dem Werkstoff Sibodur 700-10. Dieses im Sandgussverfahren gefertigte Bauteil fällt durch seine kompakte und relativ dünne Bauweise auf, dadurch soll eine Gewichts- und Kostenersparnis durch Optimierung des Herstellverfahrens und gezielten Materialeinsatz im Vergleich zu gängigen Ausführungen erreicht werden.



Abbildung 3.13: VW-Golf Hinterachsradsradträger aus Sibodur 700-10, [22]

Bionik Design

Unter „Bionik“ (engl. Biomimetics) versteht man das Ableiten von technischen geometrischen Strukturen von der Natur. Dabei unterteilt sich diese noch relativ junge Wissenschaft in mehrere Fachgebiete wie Verfahrensbionik, Funktions- oder Bewegungsbionik, Evolutionsbionik und, die für den Leichtbau wichtigste, Struktur- und Konstruktionsbionik. Mit dem Minimum-Maximum-Prinzip in der Struktur und Konstruktionsbionik versucht man, bei minimalsten Material und Energieaufwand das maximalste an Funktion zu erreichen. Dabei gibt es zwei verschiedene Wege, entweder versucht man die in der Natur herrschenden Wirkprinzipien direkt auf die Konstruktion zu übertragen oder man geht den umgekehrten Weg, indem die in der Konstruktion wirkenden Probleme und Vorgänge analysiert und verstanden werden und Lösungen in der Natur gesucht werden, [23].

Abbildung 3.14 zeigt eine Schwenklager-Studie im Bionik-Design von Georg Fischer Automotive. Die herkömmliche Bauart aus GJS 400-15 erreicht ein Gewicht von 4,39 kg, durch Bionik-Struktur, Einsatz des Werkstoffs Sibodur 700-10 und unter Berücksichtigung der Gussrestriktionen wie Wandstärke oder Gussradien, kann das Gewicht um 22 % auf 3.42 kg reduziert werden. Weiteres sollen sich die durch das Gießverfahren erhöhten Kosten

durch die Kosteneinsparung auf Grund des geringeren Materialeinsatzes wieder aufheben.
[22]

Wie erwähnt, handelt es sich bei dieser in Bionik-Design konstruierten Lösung um eine Studie. Durch weitere Recherchen konnten keine ähnlichen Lösungen in Serienfertigung ausgemacht werden.



Abbildung 3.14: Georg Fischer, Radträger Studie aus Sibodur 700-10, [22]

3.4.5 Schwenklager aus Faserverbundwerkstoffen

FVW, insbesondere die Gruppe der Thermoplaste, bieten eine hohe chemische Beständigkeit und unterliegen in ihrer Formgebung weniger Beschränkungen als Stahlteile. Sie lassen sich individuell und maßgeschneidert an ihre Belastungen anpassen und die Geometrie kann dabei zielgerichtet auf den jeweiligen Kraftfluss geformt werden. Die Thermoplast-Matrix hat dabei die Aufgaben, die Glas- oder Carbonfasern fest zu halten, vor Umwelteinflüssen zu schützen und die Kräfte in die Fasern beziehungsweise von Faser zu Faser zu leiten. Die Großserientauglichkeit eines Faserverbundwerkstoff-Bauteils wird auch wesentlich von den in Frage kommenden Verarbeitungsprozessen beeinflusst, welche auch stark vom Matrixwerkstoff bestimmt werden, [14].

Finden Verbundwerkstoffe in der Fahrzeug-Karosserie schon länger Verwendung um Gewicht zu sparen, versucht man in Zukunft diese Gewichtsvorteile auch im Fahrwerk zu nutzen. Abb. 3.15 zeigt einen Auszug aus einer Patentanmeldung der Bayerischen Motoren Werke in Zusammenarbeit mit dem Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik an der TU Dresden. Im Wesentlichen besteht das Schwenklager aus einem Faserverbundwerkstoff und mehreren Lasteinleitungselementen. Es wird aufgezeigt, dass diese Bauart gegenüber dem Stand der Technik ein erhöhtes Potenzial zur Reduzierung der Masse bietet, bei gleichzeitig günstigem Herstellungsverfahren, [13].

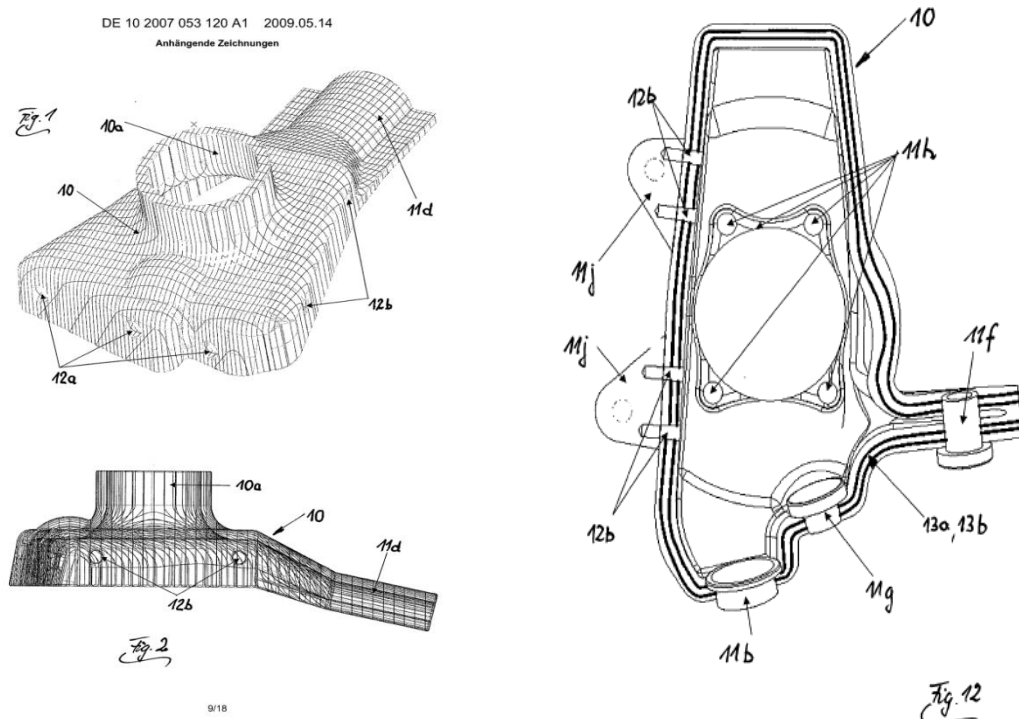


Abbildung 3.15: Auszug aus einer Patentanmeldung Nr.: DE 10 2007 053 120 A1, BMW 2009, [13]

Die Grundstruktur besteht aus einem flächigen, aus Fasermaterial gebildeten Textil (Fig. 1, Pos. 10), welches mittels einer Matrix-Komponente verfestigt wird. Diese flächige

Grundstruktur sollte nun den Kraftfluss zwischen den Krafteinleitungselementen (Fig. 12, Pos. 11b-12f) übernehmen. Diese Krafteinleitungselemente können direkt in den Grundkörper eingeformt sein, insbesondere kann auf diese Weise eine Integration des Radlagers-Sitzes in die Grundstruktur erfolgen und zwar durch Ausformen des die Grundstruktur bildenden Textiles zu einem Dom (Fig. 2, Pos. 10a), welches dann als Radlagersitz verwendet werden kann. Diese Umformung setzt jedoch eine entsprechende Drapierfähigkeit des Verbundmaterials voraus.

Federbein-Radträgerinheit aus Glasfaserverbundwerkstoff von ZF Sachs

Dieses Konzept ist besonders für kleine Fahrzeuge mit einem Gewicht unter einer Tonne gedacht (Abb. 3.16). Bei dieser Lösung wurde der Radträger in das Federbein integriert und aus Glasfaserkunststoff (GFK) gefertigt. Diese Lösung sollte eine Gewichtsersparnis gegenüber herkömmlichen Lösungen von 4 Kilogramm erzielen.

Mit der Upside-down Bauweise beschritt ZF neue Wege, um die hohen Biegebelastungen auszugleichen und somit die Haltbarkeit zu erhöhen. Laut ZF sollte dieses Konzept alle Anforderungen eines modernen Schwenklagers erfüllen und wirtschaftlich herstellbar sein, [15]. Auch die üblicherweise verwendete Stahl-Tragfeder wurde durch eine Balgfeder aus endlosfaserverstärktem Kunststoff gefertigt. Diese übernimmt somit auch den Schutz für alle hydraulischen Komponenten. Durch sogenannte Insertlösungen wurde versucht, den Herstellungsprozess zu vereinfachen und Gewicht zu sparen, indem man Anbindungspunkte für Querlenker, Stabilisator, Bremse und äußere Schale des Radlagers direkt integriert.

Auch zu erwähnen sind die in Zukunft denkbaren Lösungen für Fahrdynamikregelungen mit „Sensor-Fasern“, die relativ leicht ins Bauteil integrierbar sind, durch diese könnten Überlastungsfälle erkannt und in der Fahrdynamikregelung weiterverarbeitet werden, [14].



Abbildung 3.16: Federbein-Radträger-Modul von ZF, [15]

4. FEM-Analyse eines einfachen Schwenklagers

4.1 Belastungen des Schwenklagers

Bei einem Schwenklager handelt es sich um ein hoch beanspruchtes Bauteil im Fahrwerk. Die Belastungsarten Bremsen und Kurvenfahrt und die damit einhergehenden Probleme an einer McPherson-Federbeinaufhängung wurden schon in Kap. 2.5 angedeutet. Für das *CULT*-Projekt war bereits ein einfaches Guss-Schwenklagerkonzept vorhanden. Sämtliche Flansch- sowie Lagerpunkte wurden dabei in Bezug auf das bestehende Package der McPherson-Einzelradaufhängung konzipiert (Kap. 3.1). Um eine Aussage bezüglich der Tendenz der Belastungen und der damit einhergehenden Spannungen und Problembereiche eines Schwenklagers zu erhalten, wurde eine FEM-Berechnung (Finite-Elemente-Methode, statisch, linear) durchgeführt. Die Berechnungen wurden mit dem Programm Altair Hypermesh Version 11.0.0.39 [32] und dem Solver Radioss [33] durchgeführt. Die in der FEM-Analyse erzielten Ergebnisse sollten ausgewertet und analysiert werden und die dadurch gewonnenen Erfahrungen in die spätere Konzepterstellung, -beurteilung und -auswahl einfließen. Tab. 3.3 bietet eine Übersicht der Lastfälle der Längs- und Querdynamik, welche aus dem MSF-Standardkatalog stammen (alle Kräfte sind in Newton angegeben), [24].

NR:	Bezeichnung		Rad VA außen	Rad VA innen	Rad HA außen	Rad HA innen	Angriffs- punkt
LF 1	Durchfedern		+70mm	+70mm	+80mm	+80mm	Latsch
LF 2	Max Wanken	Fz	4000	0	4000	500	Latsch
LF 3	Kurve 1g	Fz Fy	4000	0	4000	500	Latsch
LF 4	Bremsen maximal	Fz Fx	3500 4000	3500 4000	500 2000	500 2000	Latsch Latsch
LF 5	Bremsen rückwärts	Fz Fx	1000 2000	1000 2000	3500 2000	3500 2000	Radmitte
LF 6	Schlechtweg	Fz Fx	4500 3000	4500 3000	5500 3500	5500 3500	Radmitte
LF 7	Kurve 0,4g	Fz Fy	2600 1000	1300 400	3500 1500	1500 500	Latsch Latsch
LF 8	Schlechtweg Einseitig	Fz Fx	4500 3000	2000 0	5500 3500	2500 0	Radmitte

Tab. 4.1: Kräfte der einzelnen Lastfälle, [24]

Durch die hydraulische Wirkung der Servolenkung und beim Lastfall Abstützung des Reifens an der Bordsteinkante können sehr hohe Kräfte am Radträgerlenker entstehen. Dieser Missbrauchsfall musste in der Festigkeitsanalyse unbedingt berücksichtigt werden. Tab. 4.2 beschreibt die Kräfte, die am Spurstangenkugelnzapfen des Schwenklagers angreifen. Die Kräftekomponenten sind im Konstruktion-Koordinatensystem nach DIN 7000 eingetragen. Da nicht alle Lastfälle des MSF-Katalogs für die Festigkeitsanalyse des Schwenklagers relevant waren, wurden nur die Lastfälle 3, 4, 6 und 9 des äußeren Rades der Vorderachse für die Berechnung herangezogen.

NR:	Bezeichnung	Kraft- richtung	Kraft in N	Abstützung	Angriffs- punkt
LF 9	Missbrauch- Bordstein	Fx Fy Fz	-1208 6855 -732	Bordsteinkante	Spur- stangen- kopf

Tab. 4.2: Kräfte beim Missbrauchslastfall Bordstein, [24].

4.2 Modell- und Netzerstellung in Altair Hypermesh Radioss

Das in CATIA V5 [34] erstellte konzeptionelle CAD-Modell des Radträgers mit dem Feder-Dämpferbein und den bestehenden Kinematiklagerstellen wurde in das Programm Hypermesh übertragen und eingelesen. Die Lagerstellen waren dabei das obere Domlager, das untere Querlenkerlager sowie das Kugellager für die Spurlenkeranbindung.

Um die Realität und die Genauigkeit eines FEM-Volumenmodelles so gut wie möglich abzuleiten, werden 8- oder 20-Knoten Hexaederelemente für die Netzdarstellung verwendet, [35]. Überall dort, wo die Struktur nicht ohne weiteres mit Balken, Platten oder Schalen repräsentiert werden kann, wird eine automatische Vernetzung vorgezogen. Da es sich im vorliegenden Fall um eine sehr komplexe Gussgeometrie handelt, wurden 10-Knoten-Tetraeder für ein möglichst genaues Ergebnis verwendet und die automatische Vernetzung des Programms Hypermesh verwendet. Für die automatische Vernetzung wurde die Geometrie in Hypermesh vereinfacht und für die entsprechende Kantenlänge der Elemente vorbereitet. Abb. 4.1 zeigt die Netzdarstellung des Schwenklagers mit Tetraederelementen. Da nicht nur die Art der Elemente, sondern auch deren Größe das Ergebnis sehr stark beeinflussen, wurde bei allen FEM-Modellen eine der Rechenleistung entsprechende, möglichst kleine Kantenlänge gewählt. Übersicht über die Netzdarstellung und die verwendete Hard- und Software bieten Tab. 4.3 und 4.4.

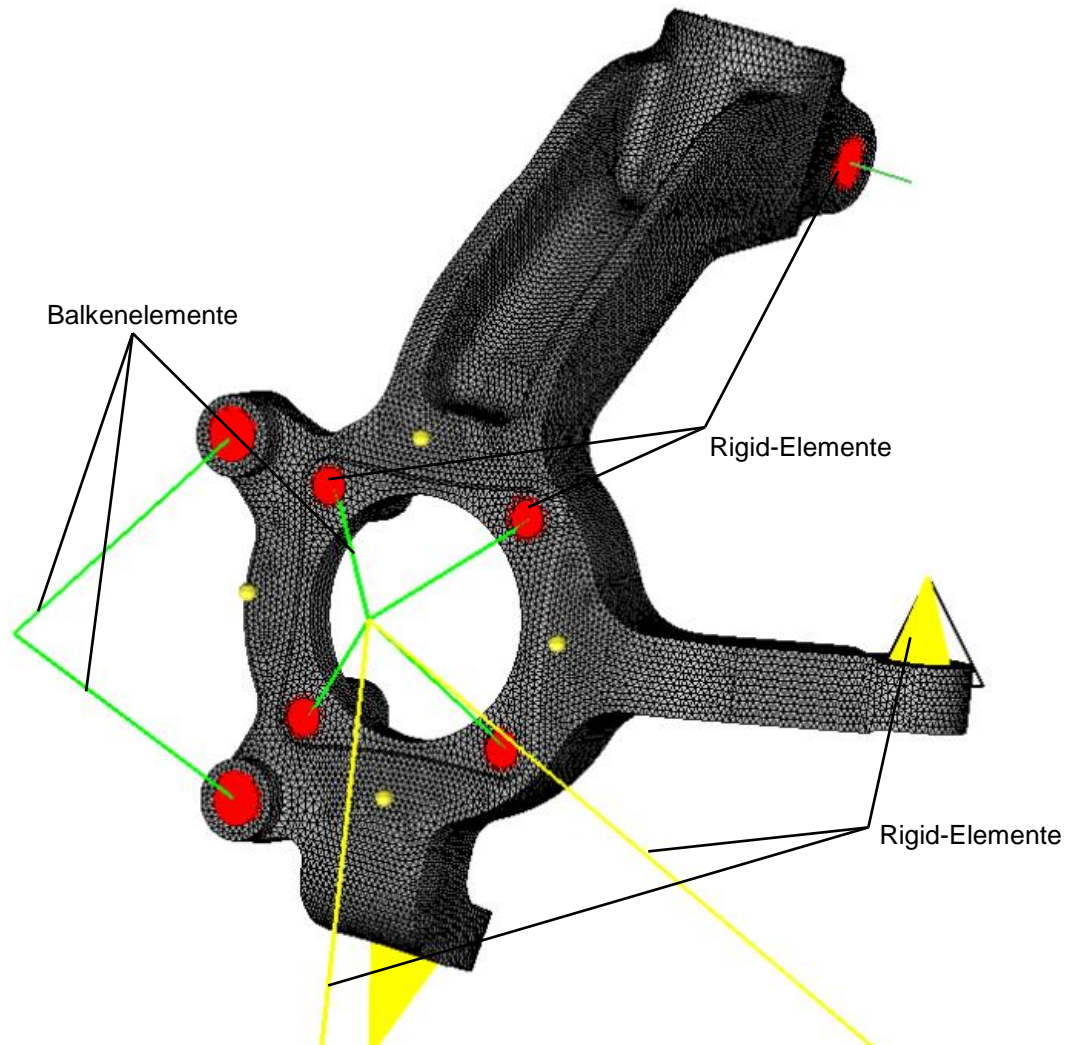


Abbildung 4.1: FEM-Netzmodell des Schwenklagers

	Eigenschaften
CPU	Intel Core i7 2.66Ghz 64bit Dual Core
Arbeitsspeicher	8 GB
Festplattenspeicher	500 GB
Betriebssystem	Windows 7 Professional 64bit

Tab. 4.3: Verwendete Hard- und Software für Hypermesh

Bauteil	Elemente	Elementgröße	Anzahl der Elemente	Anzahl der Knoten
Schwenklager	Tetra10	2 mm	296813	486417
Federbein	Tetra10	2 mm	86459	159164

Tab. 4.4: Netzeigenschaften des FEM-Modelles

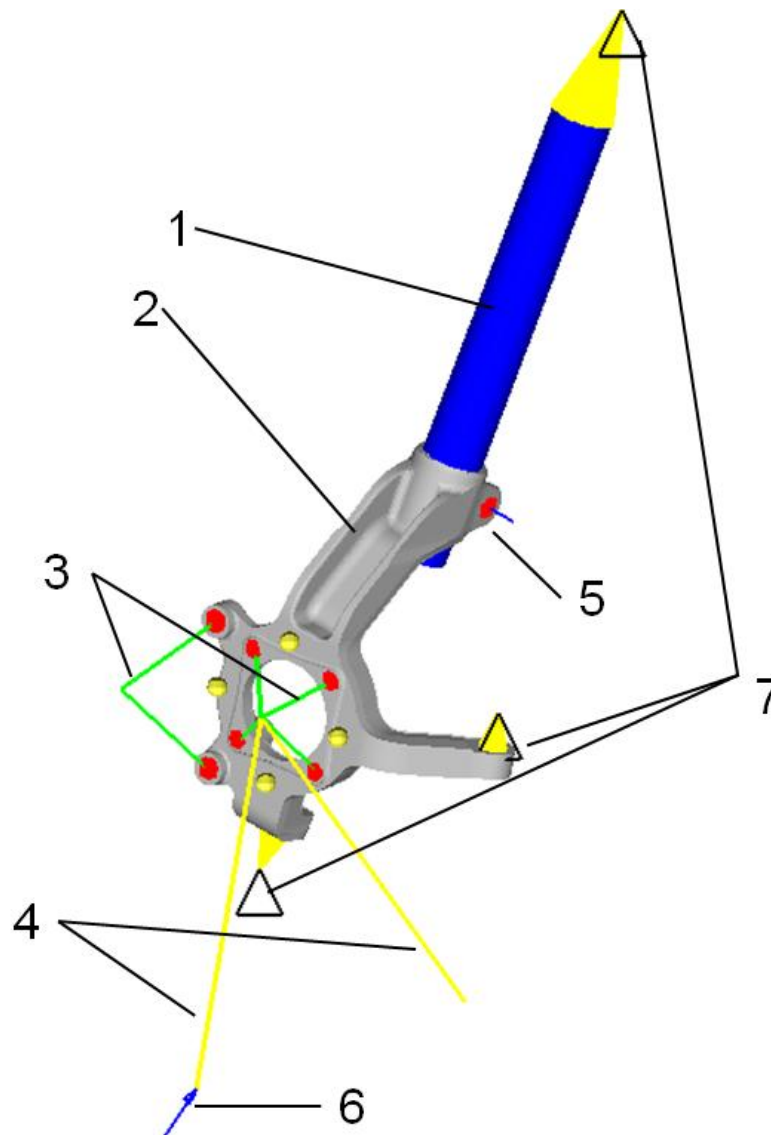


Abbildung 4.2: FEM-Modell in Hyperworks

Um Rechenzeiten und Komplexitäten des FEM-Modelles zu verringern, wurden einige Vereinfachungen durchgeführt. So wurde zwischen Dämpferbein (Abb. 4.2, Pos. 1) und Radträger (Pos. 2) eine feste Verbindung definiert. Für genauere Analysen wäre in diesem Bereich eine nicht lineare FEM-Berechnung mit einer definierten Gleitverbindung zwischen den Bauteilen nötig gewesen.

Der Bremssattel, von der Bremssattelanbindung bis hin zur Bremsklotz wirkenden Bremskraft, wurde durch zwei Balken (Cbeam in Radioss) ersetzt, mit einem Durchmesser von 25mm. Somit wurde eine gewisse Verformung des Bremssattels unter Belastung mit einbezogen und das Schwenklager wurde nicht ungewollt versteift. Ebenso wurde dieses System für das Radlager angewandt (Pos. 3). Die Verschraubung beider Bauteile an den Schwenklagerflanschflächen wurde durch Rigid-Elemente (RB2) realisiert. An den Lagerstellen wurden Constraints (Einschränkungen) verwendet, welche lastfallabhängig entsprechend definiert werden mussten; in welchem Umfang wird im nächsten Abschnitt

näher beschrieben (Pos. 7). Der Spurstangenkopf für die Lenkeranbindung sowie das Kugelzapfenlager für die Querblattfeder wurden durch RB2-Elemente ersetzt, welche direkt mit den Knoten der konischen Verbindungsflächen des Schwenklagers verbunden sind. Das Dämpferbein wurde am oberen Ende ebenfalls mit RB2-Elementen an der Domlagerstelle befestigt. Der Kraftfluss zwischen Mittelpunkt des Radlagers und den an dem Reifen wirkenden Kräften wurde durch RB2-Elemente ersetzt (Pos. 4), der in der Abbildung zu sehende Lastfall beschreibt die Kurvenfahrt bei 1G Querbeschleunigung, (blauer Pfeil, Pos. 6). Die Klemmverbindung (Pos. 5) verlangte eine genauere Betrachtung und wird in Abb. 4.3 erläutert.

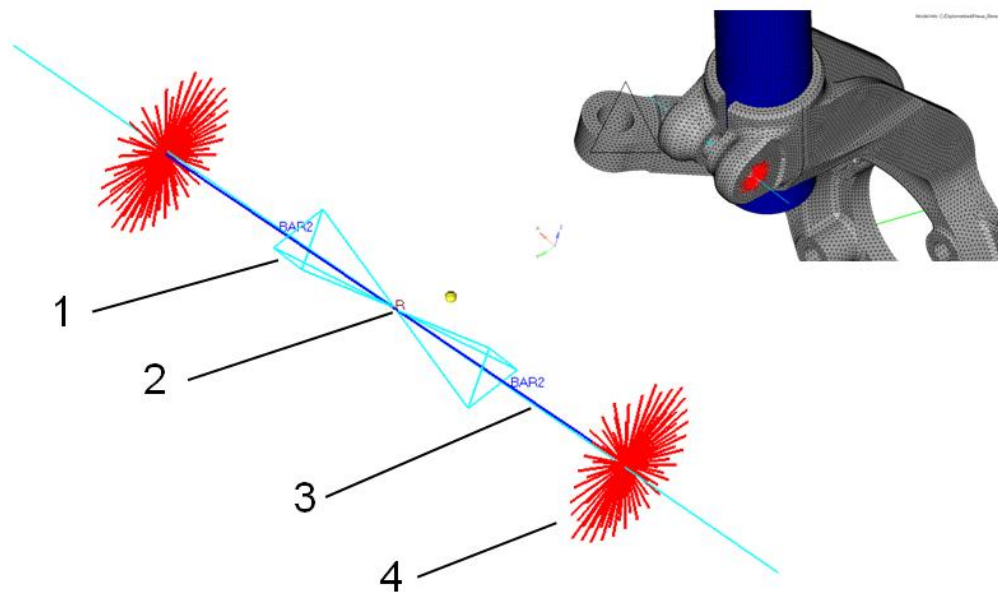


Abbildung 4.3: FEM-Modell der Klemmverbindung

Bei einer Klemmverbindung handelt es sich um eine kraftschlüssige Verbindung, in diesem Falle wurde die benötigte Kraft von einer Schraube mit einem Durchmesser von 12 mm und der Festigkeitsklasse 10.9 aufgebracht, für die Vorspannkraft wurde ein Wert von 40 kN angenommen. Um auch hier die Einflüsse wie Verformung der Schraube und die rückwirkende Versteifung des Schwenklager zu berücksichtigen, wurde die Schraube in zwei Beam-Elemente (Abb. 4.3, Pos. 3) aufgeteilt, in deren Mitte ein Rigid-Element (Pos. 2) eine feste Verbindung schaffte, mit dem Freiheitsgrad, in axialer Richtung eine Verschiebung zuzulassen. Somit konnte die Vorspannkraft auf die Innenseite (Pos. 1) der Beam-Elemente aufgebracht werden und die Beams konnten sich zu einander verschieben. An der Außenseite waren die Beams über RB2-Elemente mit den Knoten der Schrauben- und

Mutterauflageflächen fest verbunden (Pos. 4).

Für die Berechnung des Modelles waren nun noch die Materialeigenschaften der einzelnen Komponenten notwendig. Bei allen in den Komponenten eingesetzten Werkstoffen handelte es sich um isotropisches Material. Um eine FEM-Berechnung durchführen zu können, waren die Werkstoffkennwerte wie Elastizitätsmodul, Schubmodul, Poissonzahl und die Dichte erforderlich. Aufschluss über die eingesetzten Werkstoffe sowie deren Kennzahlen bietet Tab. 4.5.

Bauteil	Werkstoff	Elastizitätsmodul	Schubmodul	Poisson-Zahl	Dichte
Schwenklager	GGG40	180000 N/mm ²	68000 N/mm ²	0,289	7.1 kg/dm ³
Federbein	Stahl	210000 N/mm ²	81000 N/mm ²	0,3	7.9 kg/dm ³
Beam 25mm	Stahl	210000 N/mm ²	81000 N/mm ²	0,3	7.9 kg/dm ³
Schraube M12	34Cr4	210000 N/mm ²	81000 N/mm ²	0,3	7.72 kg/dm ³

Tab. 4.5: Materialeigenschaften der FE-Modellkomponenten

4.3 Belastungsfälle im FE-Modell

Die in Tab 3.3 angeführten Lastfälle 3, 4, 6 und 9 wurden in Hyperworks als Loadsteps definiert, dabei waren jeweils nur die Kraftkomponenten relevant, welche auf das linke Vorderrad wirken (Rad VA, außen). Bei üblichen Feder-Dämpfer-Aufhängungen wirken Feder und Dämpferkraft im Verbund den wirkenden Kräften am Rad entgegen, die Federkraft ist dabei von der Auslenkung- und die Dämpferkraft von der Beschleunigung des Rades abhängig, gleichzeitig beeinflussen sich diese Parameter gegenseitig. Im vorliegenden Falle der McPherson-Aufhängung wirken die Dämpferkraft direkt am Dämpferbein und die Federkraft am Kugelzapfenlager, hervorgerufen durch die GFK-Querblattfeder.

Der Lastfall 9, welcher eine Fahrt bei z.B. einer holperiger Fahrbahn beschreibt, wurde aus diesem Grund auf zwei Loadsteps aufgeteilt, Loadstep-Schlechtweg 1 und Loadstep-Schlechtweg 2, da die resultierenden Feder- und Dämpferkraftkomponenten bei schlechtem Weg berücksichtigt und aufgeteilt werden mussten. Um eine genaue Aufteilung der Kräfte zu ermöglichen, wäre eine dynamische Berechnung des FE-Modelles notwendig gewesen. Um dies zu verhindern und die Berechnung statisch zu belassen, wurden Vereinfachungen durchgeführt, welche in den einzelnen Loadsteps Schlechtweg 1 und Schlechtweg 2 näher beschrieben werden.

Loadstep-Bremsen

Beim Bremsen eines Fahrzeuges wird ein Großteil der Bremskraft über die Vorderräder übertragen, dabei kann man davon ausgehen, dass dieser Anteil bei 70% der gesamten Bremsleistung liegt, [25], S.123.

Abb. 4.6 zeigt die am Schwenklager wirkenden Kräfte bei der maximalen Bremsverzögerung des Fahrzeuges. Die an den Bremsbelägen wirkende resultierende Bremskraft F_1 errechnete sich aus dem Verhältnis von Reifenradius und Bremsbelag-Wirkradius der Scheibenbremse. Die Kraft F_2 errechnete sich aus den in Abb. 4.5 dargestellten Bedingungen und den Formeln 4.1 bis 4.3. Die einzelnen Kraftkomponenten, ausgehend vom Konstruktions-Koordinatensystem nach DIN 7000, sind in Tab. 4.6 aufgeführt. Bei der Kraft F_3 handelt es sich um die in Abb. 4.3 gezeigte Schraubenvorspannkraft, welche in allen Lastfällen berücksichtigt wurde.

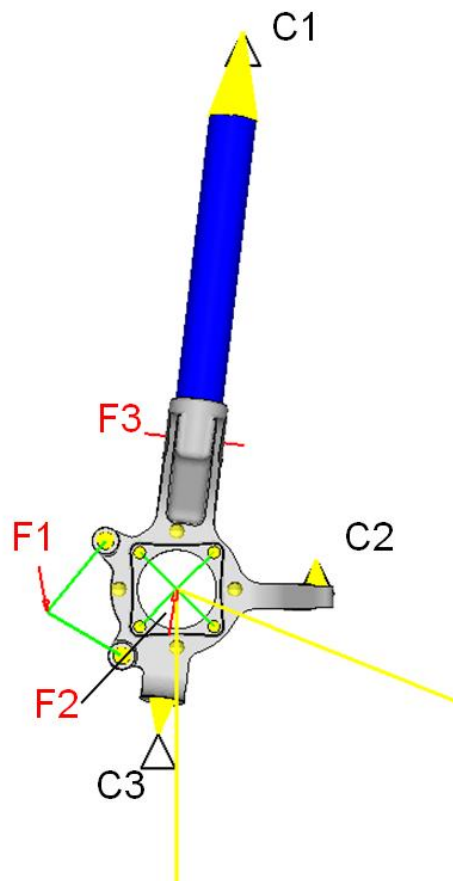


Abbildung 4.4: Hyperworks-Modell des Loadstep-Bremsen

Kraft	X-Komponente	Y-Komponente	Z-Komponente	Gesamt
F1	1680 N	-	-9523 N	9670 N
F2	2320 N	-	13032 N	13236 N

Tab. 4.6: Kräfte des Lastfalles-Bremsen

Die Lagerstellen wurden wie folgt definiert: Da es sich bei C1, C2 und C3 um kugelförmige Lager handelt, können diese nur Kräfte in translatorischer Richtung aufnehmen, somit wurden die Rotationsbeschränkungen an diesen Stellen freigegeben. Diese Definition wurde auch bei allen anderen Loadsteps verwendet. Es wird angenommen, dass sich das Vorderrad bei einer Vollbremsung im voll eingefederten Zustand befindet und die gesamten in Z-Richtung wirkenden Kräfte über die Querblattfeder übertragen werden, die Lagerung C3 wurde somit in allen translatorischen Richtungen beschränkt, C1 kann nur Kräfte in rechtwinkelig zur Dämpferachse wirkenden Ebenen aufnehmen und C2 nur Kräfte in Richtung der Spurstange.

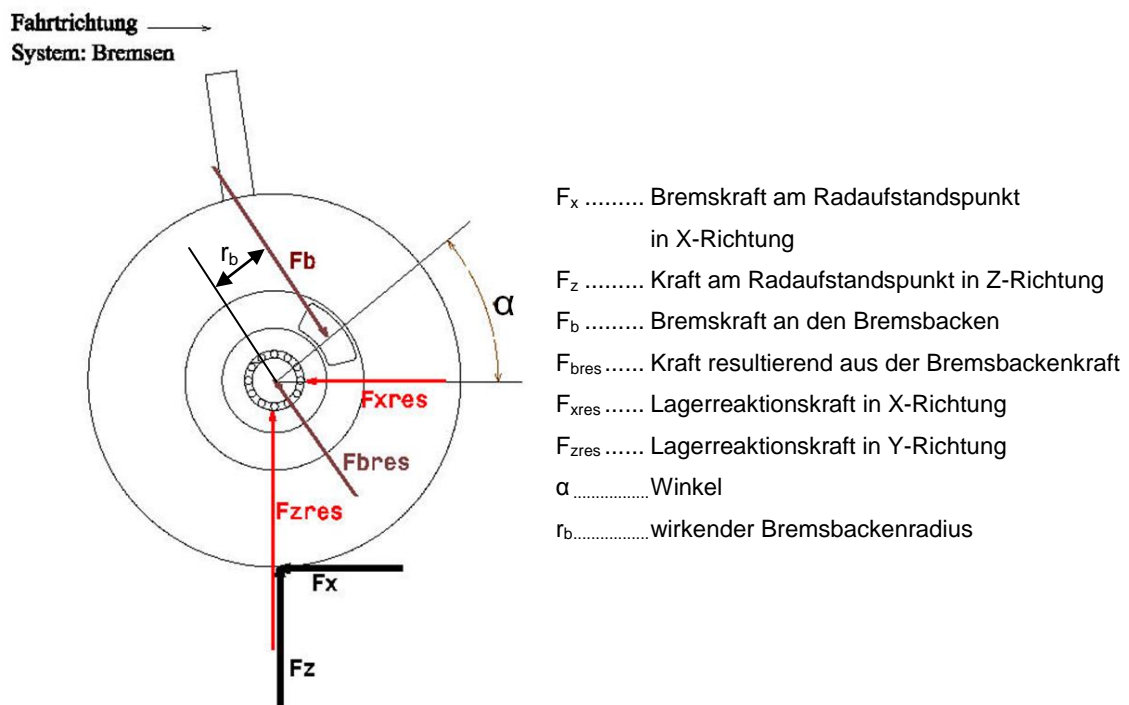


Abbildung 4.5: Kräftezusammensetzung beim Bremsen

$$F_{z_{res}} = F_z + F_b * \cos(\alpha) \quad (4.1)$$

$$F_{x_{res}} = F_x + F_b * \sin(\alpha) \quad (4.2)$$

$$F_2 = \sqrt{F_{x_{res}}^2 + F_{z_{res}}^2} \quad (4.3)$$

Es ist ersichtlich, dass sich die Position der Bremssattelanbindung auf die resultierenden Kräfte am Radlager und somit auch auf die Belastungen des Schwenklagers auswirkt. So wird, je nach Position des Bremssattels, die durch die Bremskraft resultierende Lagerkraft erhöht oder vermindert (Abb.4.5), [25], S.139.

Es zeigte sich die im aktuellen Konzept sehr ungünstige Position des Bremssattels, welcher in Fahrtrichtung vorne angebracht ist und somit die Radlagerkräfte stark erhöht; ersichtlich an der resultierenden Kraft F2 in Tab. 4.6.

Loadstep-Kurvenfahrt

Bei Kurvenfahrt herrschen die größten Belastungen an den kurvenäußeren Rädern, somit wurden beim linken Schwenklager die wirkenden Kräfte bei einer starken Rechtskurve mit einer Querbeschleunigung von $9,81\text{m/s}^2$ für die FE-Berechnung herangezogen. Die Kraft F1, hervorgerufen durch die Querbeschleunigung, wirkt am statischen Rollradius in der Mitte der Radlauffläche. Eine Übersicht über die Kraftkomponenten gibt Tab. 4.7. Es wird ebenfalls von einem bei Kurvenfahrt voll eingefederten Zustand des McPherson-Dämpferbeines ausgegangen; somit wurden die gleichen Lagerstellendefinitionen für C1, C2 und C3 aus dem Loadstep-Bremsen herangezogen.

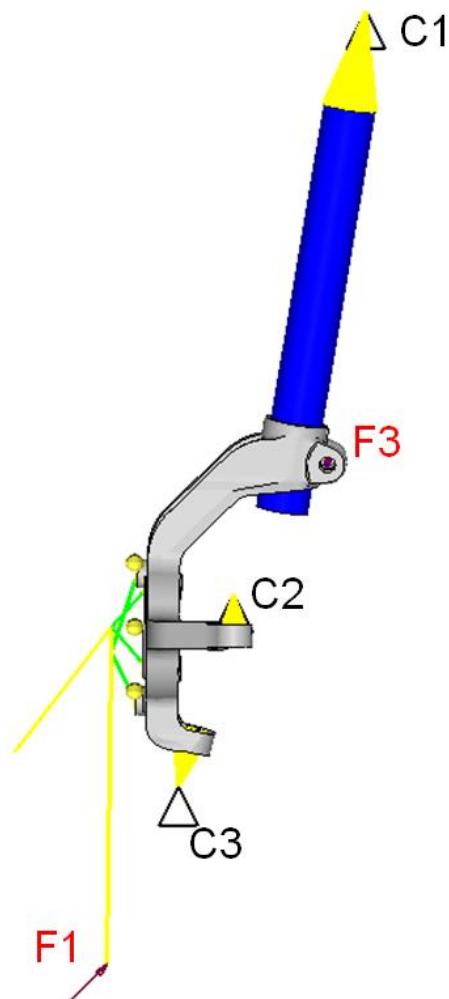


Abbildung 4.6: Hyperworks-Modell des Loadstep-Kurvenfahrts

Kraft	X-Komponente	Y-Komponente	Z-Komponente	Gesamt
F1	-	4000 N	4000 N	5656 N

Tab. 4.7: Kräfte des Lastfalles Kurvenfahrt

Loadstep-Schlechtweg 1 & Loadstep-Schlechtweg 2

Beim Loadstep-Schlechtweg ging man von einer Belastung bei Fahrt auf schlechter, buckeliger Fahrbahn aus; dabei wirken die Kräfte direkt in der Radmitte (Abb. 4.7, F1). Um die vorangehend angesprochenen Probleme bezüglich der Aufteilung der Dämpfer und Federkräfte zu berücksichtigen, wurden die Lagerstellen im Loadstep-Schlechtweg 1 so definiert, dass nur die GFK-Querblatffeder die in Dämpferbeinrichtung resultierenden Belastungen aufnimmt. Im Loadstep-Schlechtweg 2 übernahm das Dämpferbein diese Belastungen.

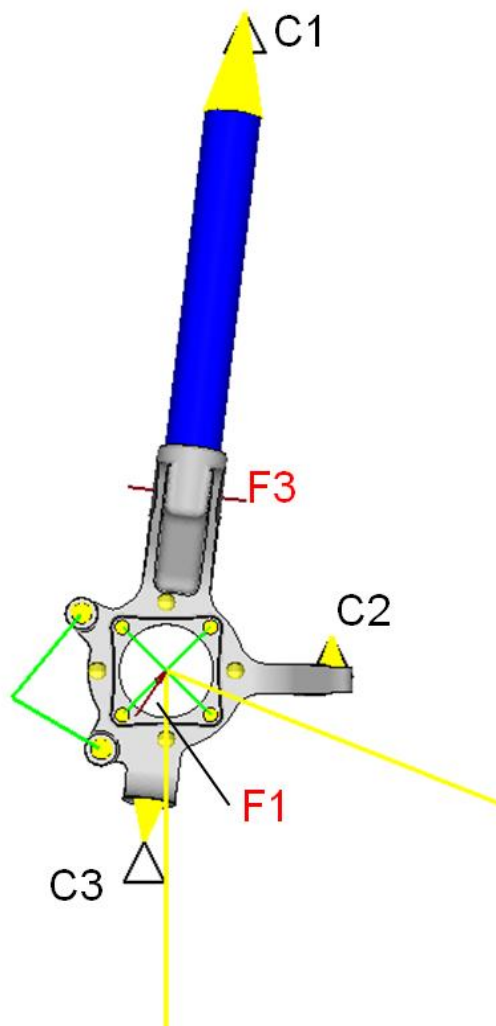


Abbildung 4.7: Hyperworks-Modell des Loadstep-Schlechtweg 1

Kraft	X-Komponente	Y-Komponente	Z-Komponente	Gesamt
F1	3000 N	-	4500 N	5408 N

Tab. 4.8: Kräfte des Lastfalles-Schlechtweg 1

Loadstep-Missbrauch an einer Bordsteinkante

Dieser Lastfall stammt nicht aus dem MSF-Standardkatalog, sondern wurde nach Rücksprache mit der Berechnungsabteilung von MSF eingeführt. Manchmal kommt es zu Missbrauchs-Fällen an der lenkenden Achse, indem das Fahrzeug sehr knapp an einer Bordsteinkante abgestellt und gelenkt wird. Das an der Bordsteinkante stehende Rad stützt sich in diesem Fall mit der äußeren Radkante (Abb. 4.8, C2) am Bordstein ab. Wird der Lenkvorgang weiter geführt, können hohe Kräfte durch die hydraulische Lenkung entstehen; die Kraft F_2 in Spurstangenrichtung wurde in diesem Falle mit 7 kN angenommen. Durch dieses „Abstoßen“ vom Bordstein entsteht auch eine Reifenseitenkraft, Y-Komponente von F_1 . Diese kann bei Annahme von einem Reibungskoeffizienten zwischen Fahrbahn und Reifen von $\mu=1$ ihren Maximalwert nur bei voll beladenem Zustand des Fahrzeuges erreichen. Vollbeladen wird von einer Radlast der Vorderachse von 243 kg ausgegangen. Die Höhe bei Hochboard-Bordsteinkanten liegt im Bereich von 12 cm bis 20 cm [26], in diesem Falle wurde ein Mittelwert von 16 cm herangezogen. Die Lagerstelle C2 fungierte hier als Bordsteinkante und beschränkte die Bewegung des Reifens in translatorischer horizontaler Richtung.

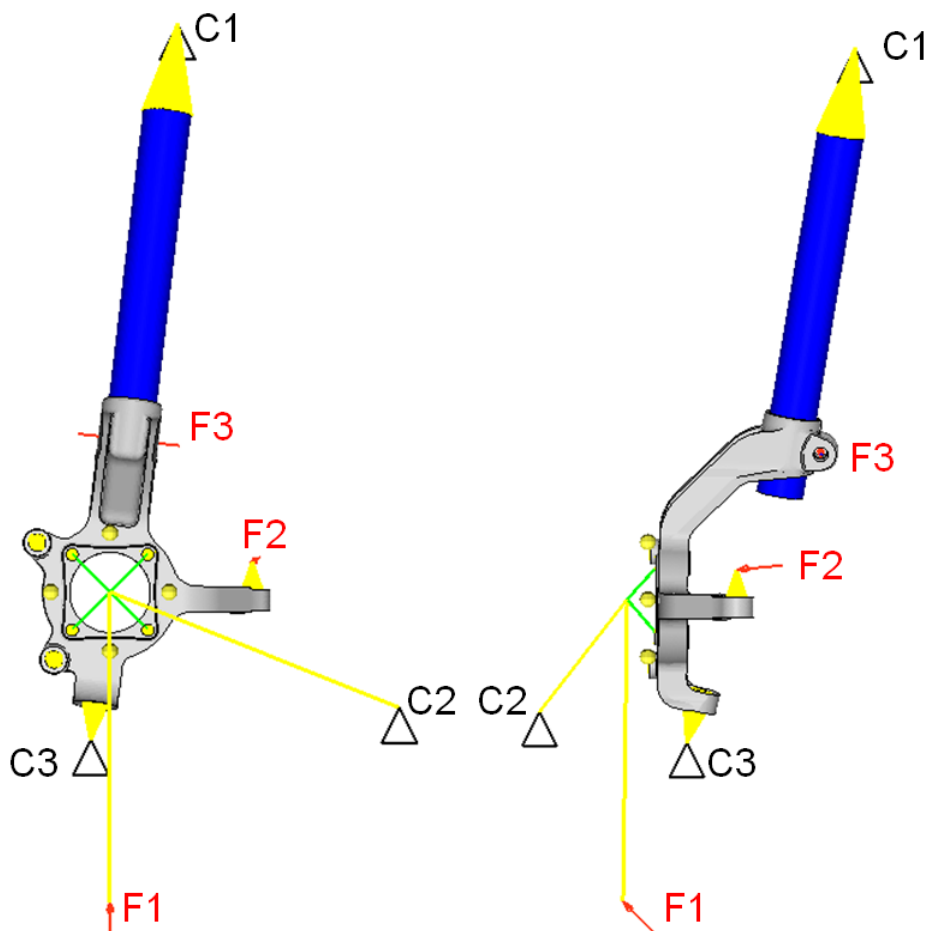


Abbildung 4.8: Hyperworks-Modell des Loadsteps Bordsteinkante

Aufschluss über die einzelnen Kraftkomponenten im Konstruktions-Koordinatensystem bietet Tab. 4.9.

Kraft	X-Komponente	Y-Komponente	Z-Komponente	Gesamt
F1	-	-2340 N	2340 N	3310 N
F2	-1208 N	-6855 N	-731 N	7000 N

Tab. 4.9: Kräfte des Lastfalles-Missbrauch an einer Bordsteinkante

4.4 FEM-Berechnungsergebnisse

Die FE-Berechnung wurde lokal mit Hypermesh Radioss durchgeführt und anschließend die Ergebnisse mit Hyperview und HyperGraph 2D ausgewertet. Für zukünftige Berechnungen und Auswahl der Netzgröße wurden die in Anspruch genommenen Ressourcen ins Auge gefasst. Die Rechenzeit sowie benötigter Arbeits- und Festplattenspeicher sind in Tab. 4.9 angegeben. Um einen besseren Überblick über die Belastungs- und Problembereiche des Schwenklagers zu erlangen, wurde in der Spannungsskala die Streckgrenze des verwendeten Materials GGG40 als Höchstwert aufgetragen, diese beträgt 250 N/mm². Die roten Zonen sollten dabei Bereiche aufdecken, in denen mit plastischer Verformung und eventuell mit Materialversagen zu rechnen ist.

Rechenzeit	69 min
Maximal verwendeter Arbeitsspeicher	1379 MB
Maximal verwendeter Speicherplatz	12304 MB

Tab. 4.9: Ressourcen der Berechnung

Loadstep-Bremsen

Beim Bremsen treten besonders hohe Drehmomente um die Y-Achse auf, dies macht sich besonders in den Belastungen des Schwenklagerhalses bemerkbar. Dort nehmen die Vergleichsspannungen (von Mises) relativ große Werte an; an den seitlichen Übergängen zum Flanschkörper für das Radlager werden sogar Werte über der Streckgrenze erreicht (Abb. 4.9).

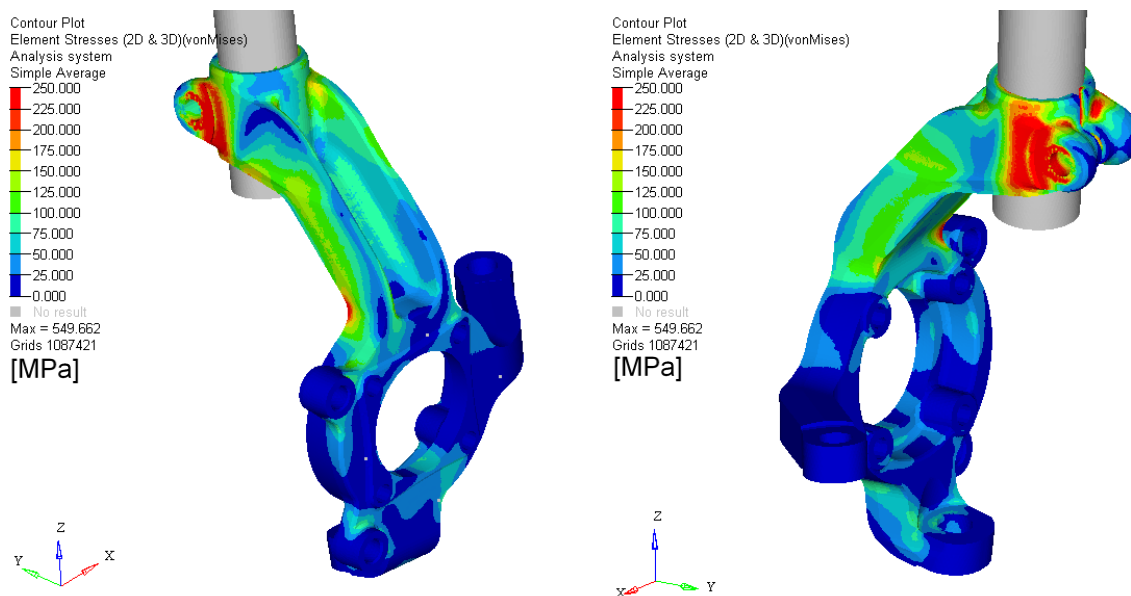


Abbildung 4.9: Spannungsergebnisse des Loadstep Bremsen

Auffallend sind die hohen Spannungen im Klemmbereich. Hervorgerufen durch die Vorspannkraft der M12-Schraube, wird ein maximaler Wert von 549 N/mm² (Abb. 4.10, links) an der Kante zwischen Schwenklager und Dämpferbein erreicht. Damit an dieser Stelle die Belastungsgrenzen nicht überschritten werden, muss entweder eine entsprechende Geometrieänderung vorgenommen oder die Schraubenvorspannkraft vermindert werden, jedoch muss gleichzeitig der sichere Halt des Dämpfers gewährleistet bleiben. Ein weiterer Lösungsansatz sei es, die Schraube so nah wie möglich an den Dämpfer zu rücken, um das Biegemoment auf den Klemmschlitz zu vermindern. Diese Überlegungen wurden in den späteren Konzeptüberlegungen mit einbezogen.

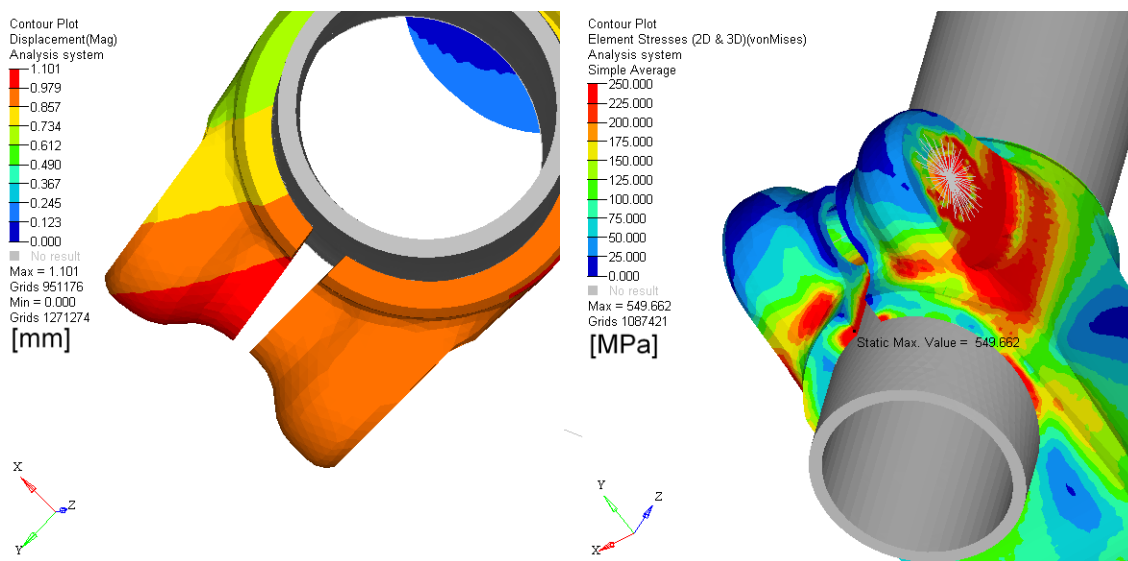


Abbildung 4.10: Spannungen und Verformungen der Klemmverbindung

Um die hohen Belastungen besser zu verdeutlichen, zeigt Abb. 4.10 links die Verformung des Klemmschlitzes mit einer 10-fachen Skalierung.

Die Bremssattelanbindung, welche über zwei Schrauben am Schwenklager realisiert wurde, wird am stärksten am unteren Schraubenflansch belastet (Abb. 4.11).

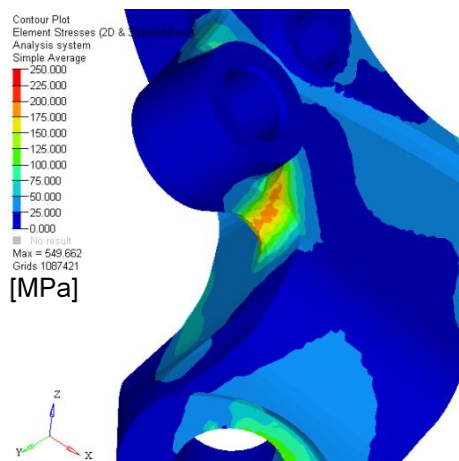


Abbildung 4.11: Spannungen und Bremssattelanbindung

Loadstep-Kurvenfahrt

Durch die bei Kurvenfahrt in Y-Richtung wirkende Seitenkraft am Radaußendurchmesser wird ein Moment erzeugt, welches das Schwenklager versucht einzuknicken. Zu sehen ist dies am Schwenklagerhals, welcher in ZY-Ebene einer starken Biegebeanspruchung ausgesetzt ist (Abb. 4.13); auch die untere Querlenkerlagerbefestigung zeigt ähnliche Tendenzen (Abb. 4.11). Die Streckgrenzen werden hier ebenfalls lokal erreicht und müssen durch geometrische Eingriffe verhindert werden. Die hohen Spannungswerte an der Klemmverbindung und auch dessen Maximalwert unterscheiden sich nicht wesentlich vom Lastfall-Bremsen und sollten auch in den nächsten Loadsteps ähnliche Werte annehmen.

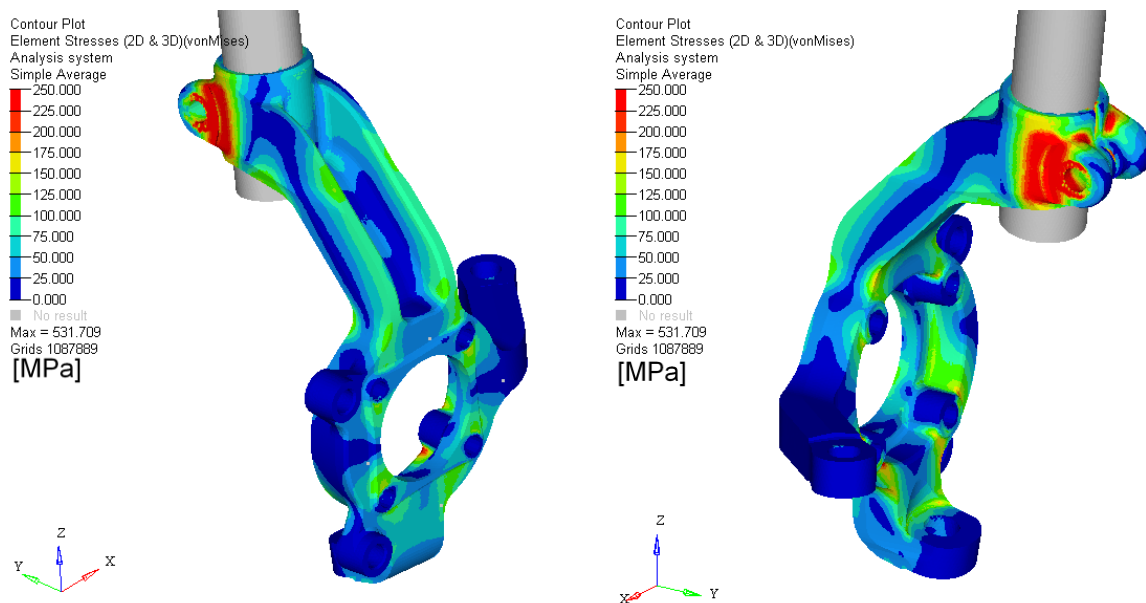


Abbildung 4.12: Spannungsergebnisse des Loadstep-Kurvenfahrt

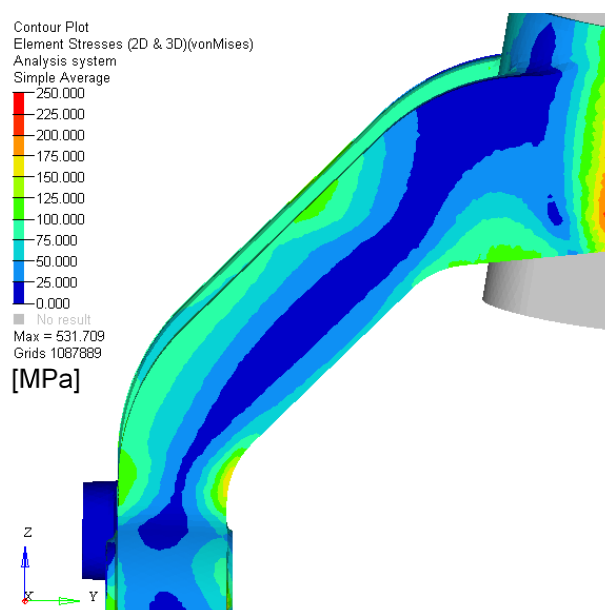


Abbildung 4.13: Spannungsergebnisse, Detailansicht des Schwenklagerhalses

Loadstep-Schlechtweg 1

Bei diesem Lastfall tritt erstmals auch eine nennenswerte Spannung am Lenkerarm des Schwenklagers auf, somit werden ungewollt Kräfte auf die Spurstange übertragen, was sich auch negativ auf die Fahreigenschaften und das Fahrgefühl auswirkt. Außer dem Problembereich der Klemmverbindung, herrschen insgesamt aber niedrigere Spannungszustände als in Loadstep-Kurvenfahrt und starke Problemzonen können nicht ausgemacht werden, (Abb.4.14).

Loadstep-Schlechtweg 2

Werden im Loadstep-Schlechtweg 1 die vertikalen Kräfte (Z-Richtung) über das untere Querlenkerlager aufgenommen, so wird dieser Anteil nun über das Dämpferbein übertragen. Es zeigt sich eine ähnliche Verteilung der Vergleichsspannungen, jedoch fallen diese, ausgenommen an der Stelle der Klemmverbindung, etwas höher aus als im vorangehenden Lastfall. Teilweise treten Spannungen über der Streckgrenze von 250 N/mm² auf (Abb. 4.15).

Loadstep-Bordsteinkante

Aus welchem Kraftsystem und welchen Komponenten sich dieser Lastfall zusammensetzt, wurde in Kap. 4.3 beschrieben. Durch die Spurstangenkraft und die gleichzeitige Abstützung am Bordstein entsteht ein großes Moment um die Z-Achse. Somit findet eine gewisse Verdrehung des Schwenklagers um diese statt; ebenso wird das Schwenklager nach

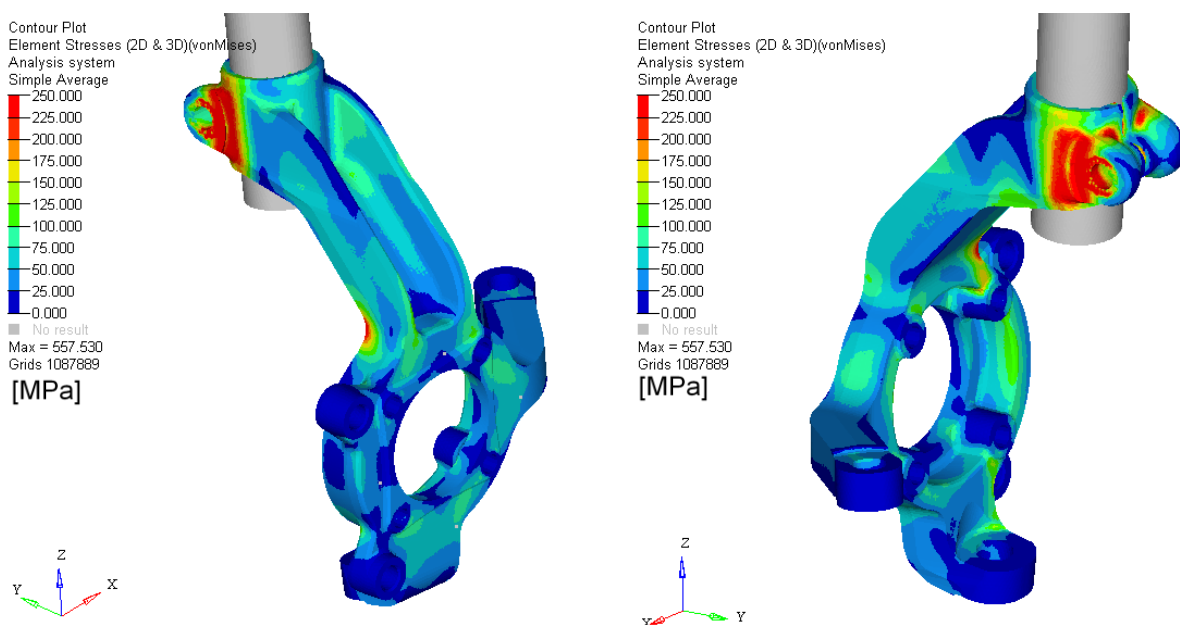


Abbildung 4.14: Spannungsergebnisse des Loadstep-Schlechtweg 2

außen gedrückt, gut erkennbar in Abb. 4.17, mit der 40-fachen Vergrößerung der Verschiebungen. Wieder wird der Radträger „eingeknickt“ und dadurch der Radträgerhals stark beansprucht (Abb. 4.16). Am ganzen Umfang des Radlagerflansches entstehen hohe Vergleichsspannungen, welche nicht nur lokal, sondern bereits über der Fläche verteilt sind.

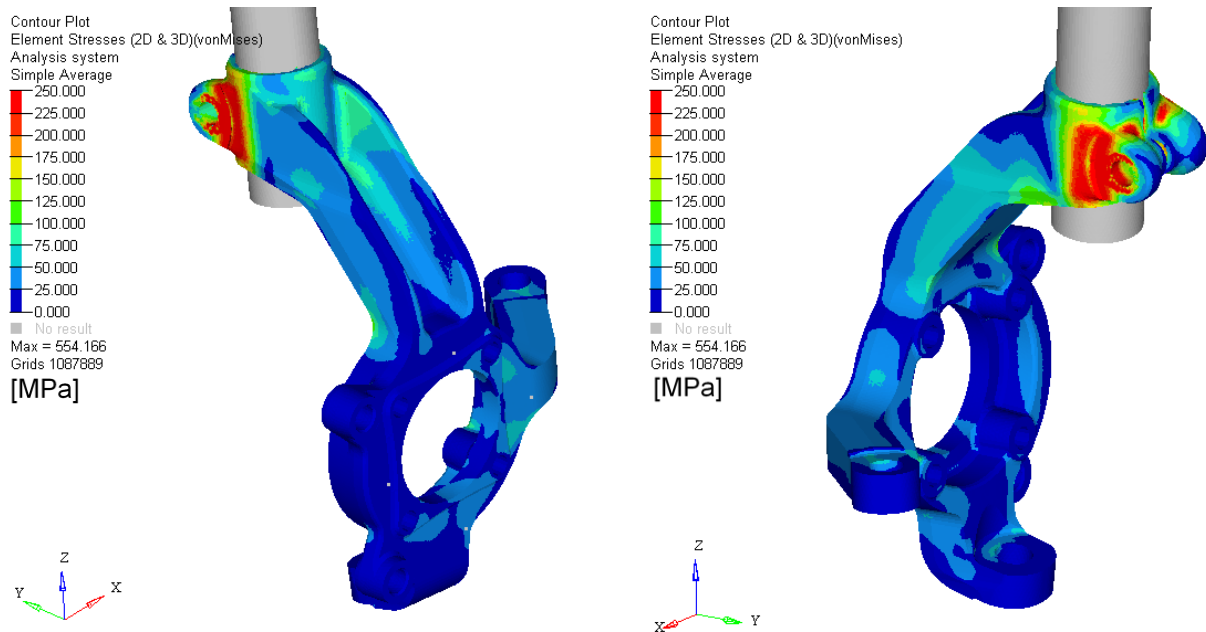


Abbildung 4.15: Spannungsergebnisse des Loadstep-Schlechtweg 1

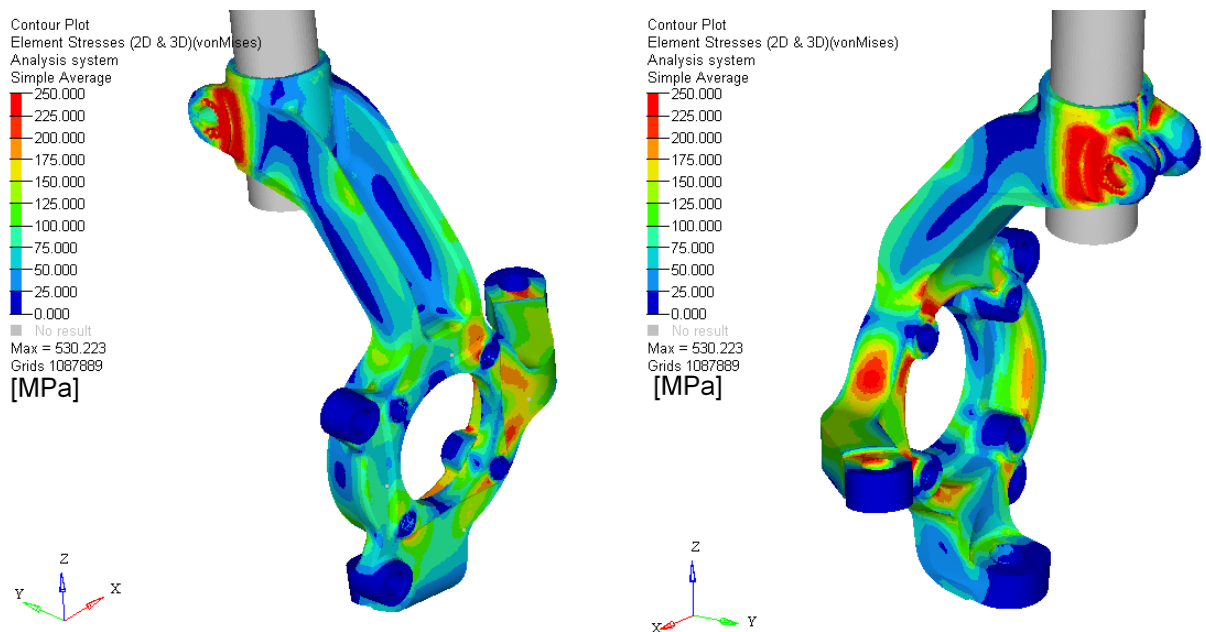


Abbildung 4.16: Spannungsergebnisse des Loadstep-Missbrauch-Bordsteinkante

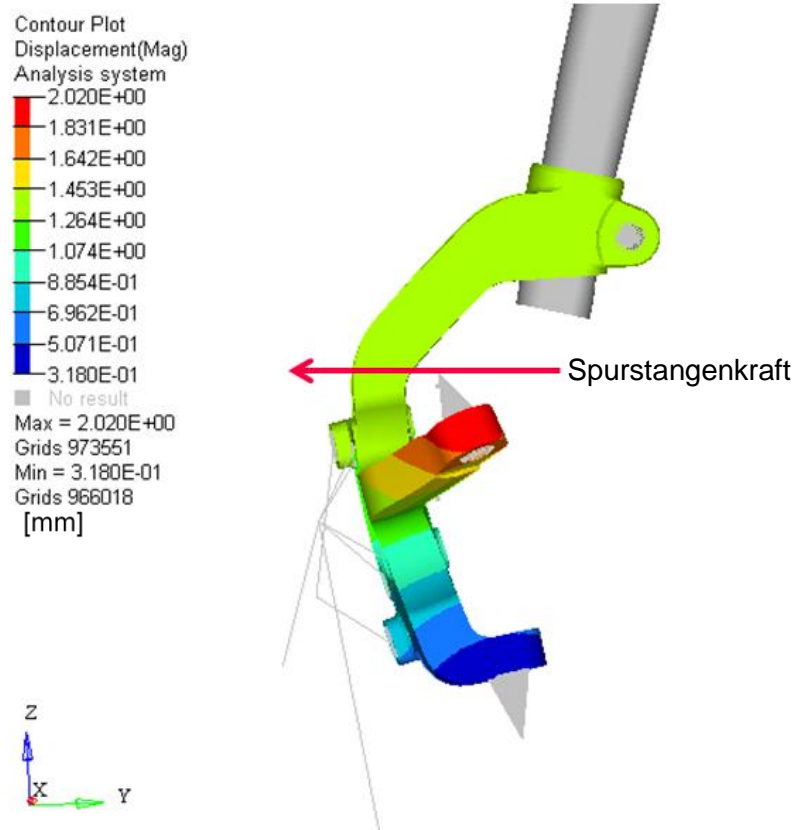


Abbildung 4.17: Verschiebungen des Loadstep Missbrauch-Bordsteinkante

4.5 Besonderheiten der Bremsensattelposition

Der Einfluss der Bremsensattelposition auf die Kräfte und Belastungsverhältnisse einer Radaufhängung wurde bereits in Kapitel 4.3 dargestellt. Damit diese Unterschiede der Spannungen und Belastungen am Schwenklager aufgezeigt werden konnten, wurde dasselbe Schwenklager von Kap. 4.3 herangezogen und der Bremsensattel, in Fahrtrichtung betrachtet, nach hinten verlagert. Abb. 4.18 und Tab. 4.10 zeigen die neuen Kräfteverhältnisse. Die Kraft F_1 wandert im Kreis um den Bremsbelag-Wirkradius nach hinten und zeigt nun nach oben. Die Kraft F_2 errechnet sich aus der Summe von Radaufstandskraft in Z-Richtung, der Bremskraft im Reifenmittelpunkt in X-Richtung und der parallel, in entgegengesetzter Richtung wirkenden Kraft F_1 . Somit zeigt F_2 bei dieser Bremsensattelposition sogar nach unten, mit dem halben Wert von 6475 Newton, im Vergleich zu F_2 bei der Sattelposition vorne mit 13236 Newton (Tab. 4.5, Formel 4.1 bis 4.3). Diese Situation wirkte sich vor allem auf das Radlager sehr positiv aus; inwieweit nun das Schwenklager von diesem Fall profitierte, wurde mittels einer FE- Berechnung analysiert.

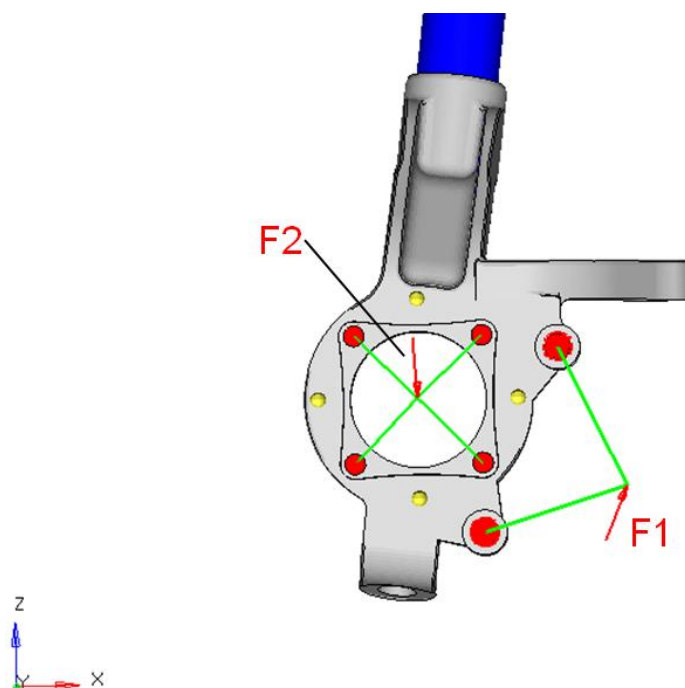


Abbildung 4.18: Kräfte der hinteren Bremsensattelposition

Kraft	X-Komponente	Y-Komponente	Z-Komponente	Gesamt
F1	3622 N	-	8965 N	9670 N
F2	377 N	-	-6465 N	6475 N

Tab. 4.10: Kräfte der hinteren Bremsensattelposition

Abb. 4.19 zeigt die Vorderseite der beiden Schwenklagervarianten mit den jeweiligen Spannungen. Am Radlagerflansch (Pos. 1) können links höhere Spannungen ausgemacht werden als rechts, der Schwenklagerhals zeigt jedoch keine wesentlichen Unterschiede und zeigt ein nahezu identisches Spannungsschaubild. Dies war zu erwarten, da sich der positive Effekt der Bremssattelposition nur im Bereich des Schwenklagergrundkörpers wesentlich auswirken kann (eingezeichnet als rote Ellipse) und in Richtung des Kraftflusses. Der Radträgerhals müsse die Bremsmomente im gleichem Umfang aufnehmen und wird hierdurch nicht entlastet.

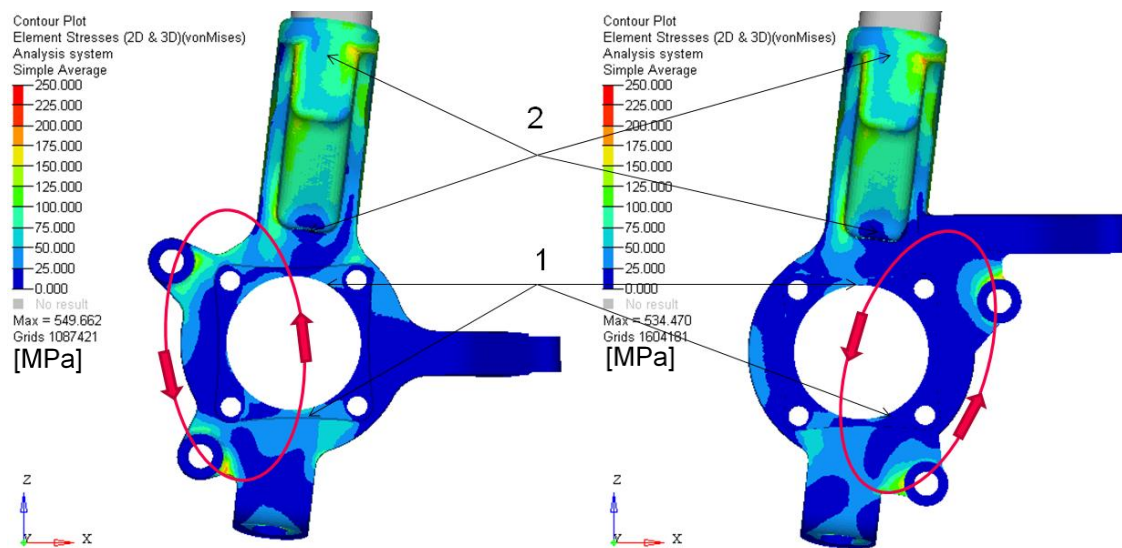


Abbildung 4.19: Auswirkungen der Bremssattelposition

An der Hinterseite der beiden Schwenklager (Abb. 4.20) zeigen sich dieselben Zustände, gleiche Belastungen im Bereich des Halses und etwas höhere Spannungen am Radlagerflansch und innerer Radlagerpassung auf der linken Seite gegenüber rechts.

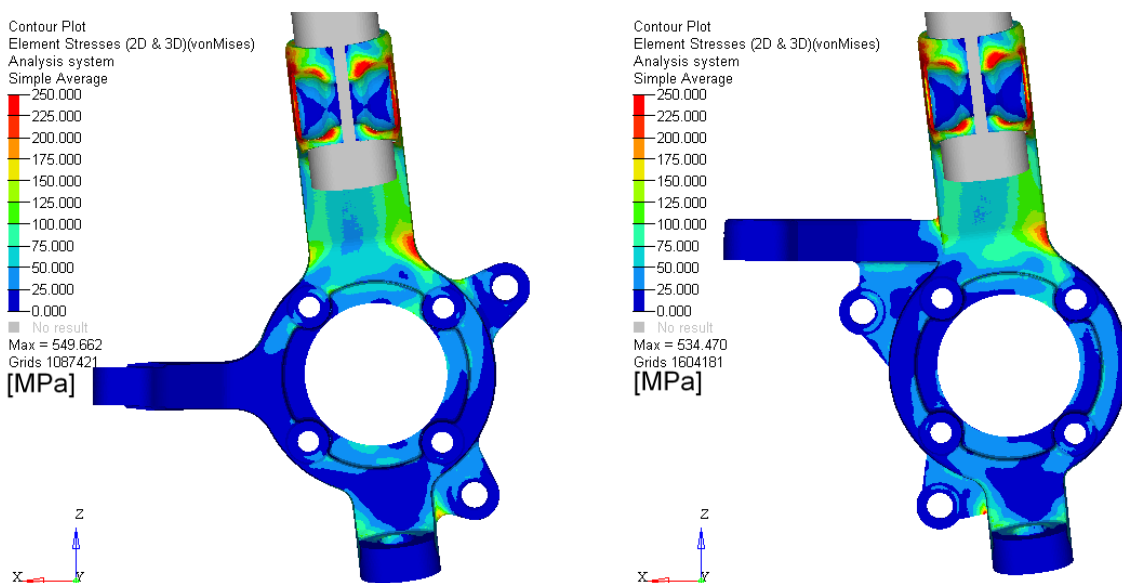


Abbildung 4.20: Auswirkungen der Bremssattelposition

Abb. 4.21 und 4.22 zeigen nochmals die beiden Schwenklager. Die höchsten Spannungen mit 550 N/mm^2 links und 534 N/mm^2 rechts entstehen an der Klemmschlitzkante. Abb. 4.22 und 4.23 verdeutlichen die nahezu gleichen Spannungszustände am oberen und unteren Bereich der Schwenklager.

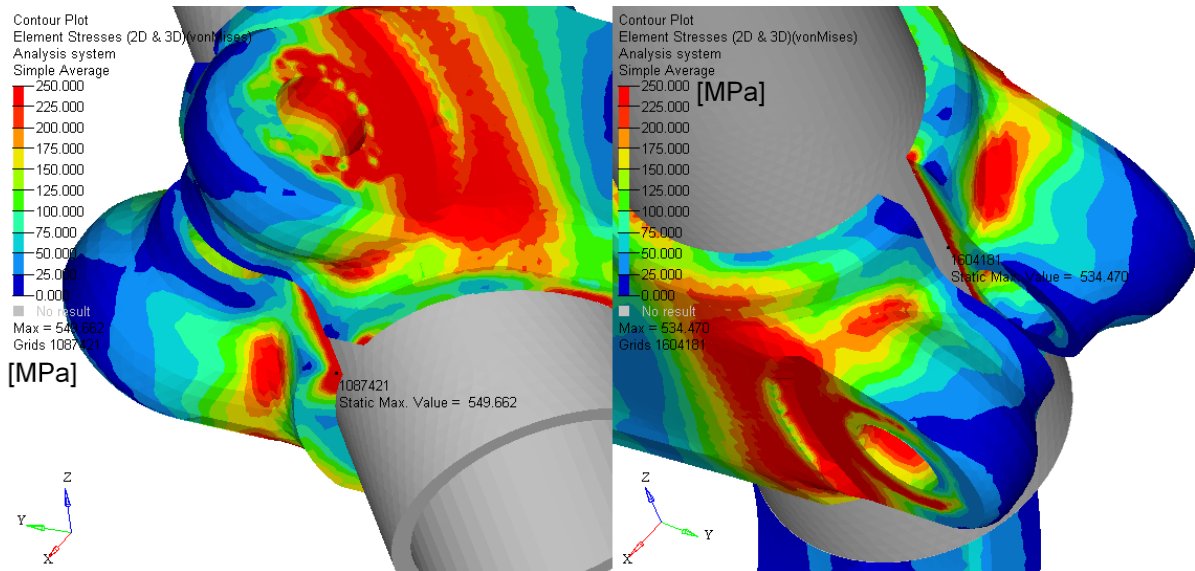


Abbildung 4.21: Auswirkungen der Bremssattelposition, Klemmstelle

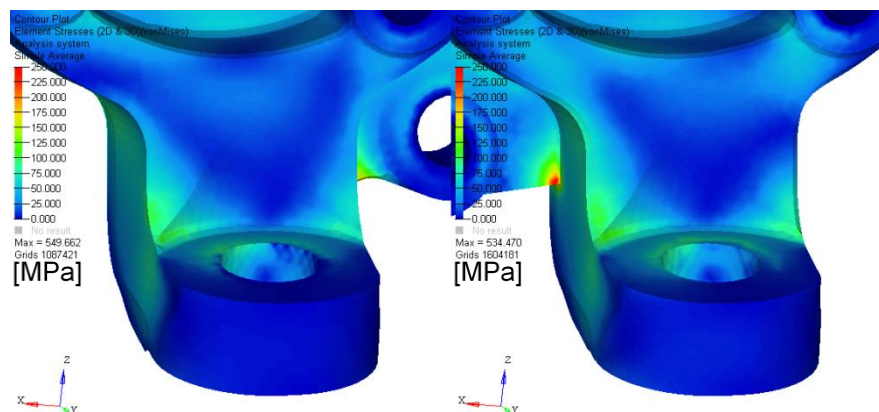


Abbildung 4.22: Auswirkungen der Bremssattelposition, untere Querlenkerlagerstelle

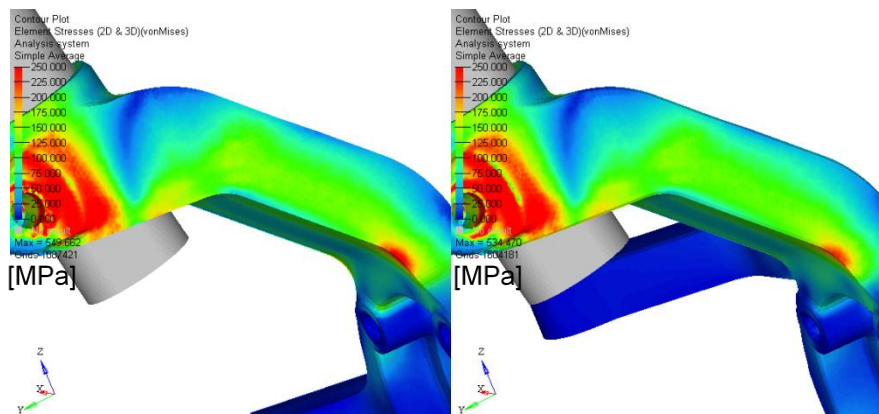


Abbildung 4.23: Auswirkungen der Bremssattelposition, Schwenklagerhals

4.6 Bauraumuntersuchung des Bremssattels

Die Vorteile der richtigen Bremssattelposition wurden in Kap. 4.5 beschrieben, nun war es Ziel, diese Vorteile auf die McPherson-Radaufhängung des *CULT*-Fahrzeuges zu übertragen. Liegen oft bauliche Restriktionen vor, welche die optimale Bremssattelposition verhindern, so konnte in diesem Falle eine sehr gute Lösung gefunden werden, ohne die Lenkinematik zu verändern. Zuerst wurden die baulichen Maßnahmen am Schwenklager festgelegt und anschließend wurde die Machbarkeit an einem bestehenden Kinematikmodell der Radaufhängung überprüft. Durch Verschieben des Schwenklagerlenkers nach oben konnte genug Platz geschaffen und der Bremssattel um mehr als 180 Grad nach hinten gedreht werden (Abb. 4.24), ohne den kinematisch relevanten Kugelzapfen-Mittelpunkt der Spurstange zu beeinträchtigen. Mit dem Kinematikmodell im CAD-Programm CATIA-V5 wurden Translationsvolumen erstellt, um einen besseren Überblick der baulichen Maßnahmen zu erhalten. Abb. 4.25 zeigt die relevanten Bewegungsräume der Spurstange und Abb. 4.26 jene des Querlenkers im ein- und ausgefederten Zustand des Fahrwerks sowie bei größtmöglichem Einschlag, bei einer Links- oder Rechtskurve. Ebenfalls dienten Kollisionsprüfungen in CATIA-V5 zur Untersuchung und Verhinderung von Bauteilüberschneidungen.

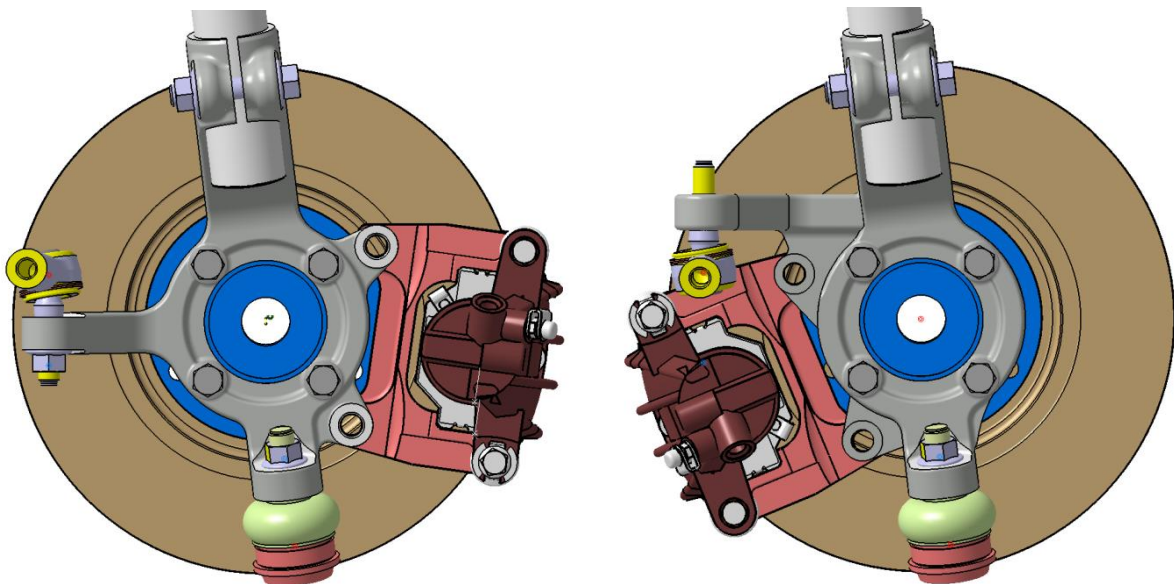


Abbildung 4.24: Bremssattelpositionen an der *CULT*-Radaufhängung

Durch die neue Bremssattelanordnung konnte von einer kleineren Belastungssituation des Schwenklagers sowie des Radlagers beim Bremsen ausgegangen werden; dies sollte sich später auch auf das Gewicht des Schwenklagerkonzeptes positiv auswirken. Ebenfalls war mit einer geringeren Deformation der Bauteile zu rechnen, was zu einem besseren Fahrverhalten beitragen sollte.

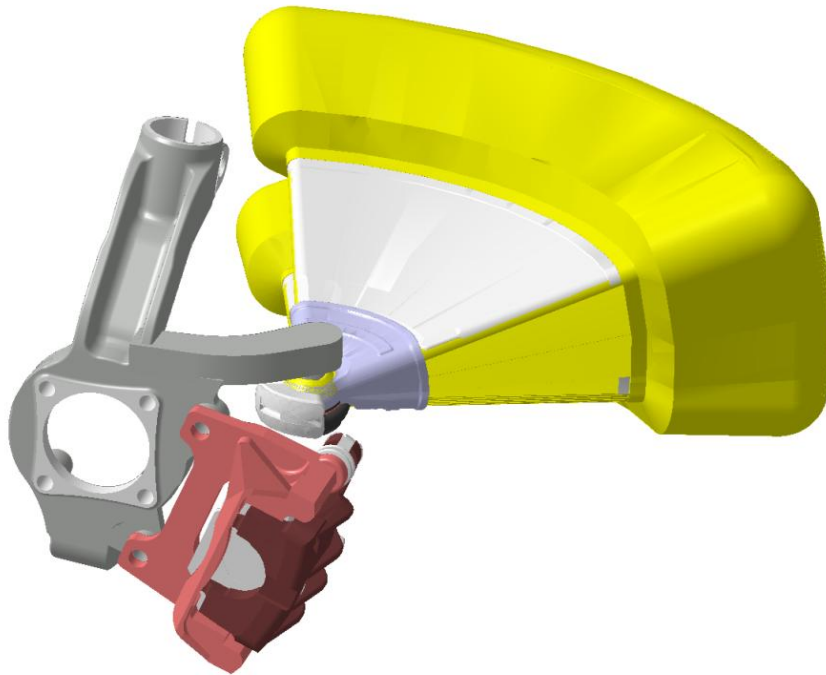


Abbildung 4.25: Bewegungsraum der Spurstange beim Einfedern und Lenken

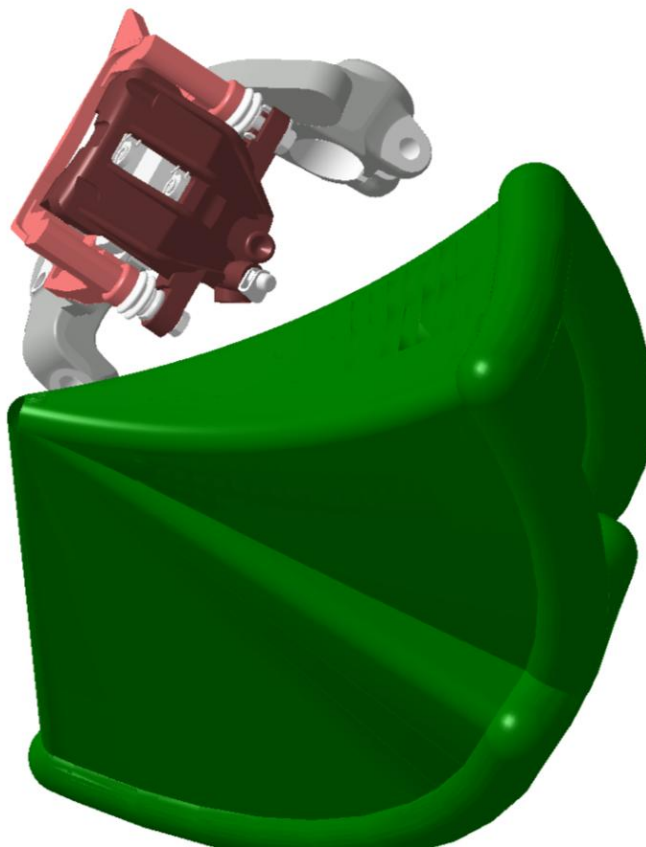


Abbildung 4.26: Bewegungsraum des Querlenkers beim Einfedern und Lenken

5. Konzeptfindung und Variantenstudie

Die aus Kap. 2 bis Kap 4 gewonnenen Erfahrungen sowie die Erkenntnisse aus den FEM-Berechnungen wurden zur Konzeptfindung, -bewertung und -auswahl herangezogen. Bei dem Schwenklager des *CULT*-Fahrzeuges wurden höhere Stückzahlen angestrebt, somit wurde besonders auf die Herstellverfahren und die damit verbundenen Herstellkosten geachtet, parallel sollte das Schwenklager alle Erfordernisse der Betriebsfestigkeit und die in Kap. 1.1 angeführten konstruktiven Anforderungen abdecken mit dem Ziel, unter einem angestrebten Gewicht von 2.8 kg zu bleiben.

Da Kosten eine wesentliche Rolle spielten, wurden Schwenklagerkonzepte aus Faserverbundwerkstoffen (FVW) außer Acht gelassen, da diese zum heutigen Stand der Technik für größere Stückzahlen „noch nicht“ wirtschaftlich herstellbar sind. Auch den in Kap. 3.1 erwähnten Kriterien an einen Schwenklagerwerkstoff wie z.B. ausreichende Verformung vor Versagen stand die Verwendung von Kohlenstofffasern kritisch gegenüber. Somit wurde um den erwähnten Anforderungen gerecht zu werden, in der Konzepten- und Variantenstudie vor allem auf Stahl- oder Leichtmetallwerkstoffe gesetzt. Um anschließend eine Aussage über Vor- und Nachteile bzw. Chancen und Risiken der einzelnen Konzepte zu erhalten, wurde eine Nutzwertanalyse durchgeführt, welche wichtige Inputs für die Konzeptauswahl liefern sollte.

5.1 Schwenklagerkonzepte aus Blechen

Konzept 1

Dieses Konzept wurde von der Schwenklagereinheit des Smart ForTwo, Bj. 2000 (siehe Kap. 3.4.1) abgeleitet. Die wichtigen kinematischen Punkte wie Dämpferbeinmittellinie, Spurstangenanbindung, Querlenkerlager, Bremsenanbindung sowie die Durchgangsbohrungen für die Radlagereinheit wurden maßstabsgerecht von der bestehenden *CULT*-Vorderachskinematik übernommen, um geometrische Einschränkungen sowie Bauraumprobleme im Voraus besser abschätzen zu können.

Zwei Blechschalenhälften aus Stahl (Abb. 5.1, Pos 1 u. 2) werden über Distanzhülsen oder Zwischenelemente miteinander verschraubt. Die Zwischenelemente dienen gleichzeitig als Aufnahmestellen von Querlenkerkugelpfannen und Spurstangenkopf (Pos. 4). Durchgangsschrauben werden durch die Distanzhülsen (Pos. 3) geführt und spannen diese gleichzeitig mit dem Radlager und der Bremsenaufnahme. Die Distanzhülsen dienen dazu, die nötige Tiefe des Bauteils, um Kräfte z.B. bei Kurvenfahrt besser entgegen wirken zu können, zu erhalten. Im Gegensatz zur Ausführung des Smart Schwenklagers, wo das

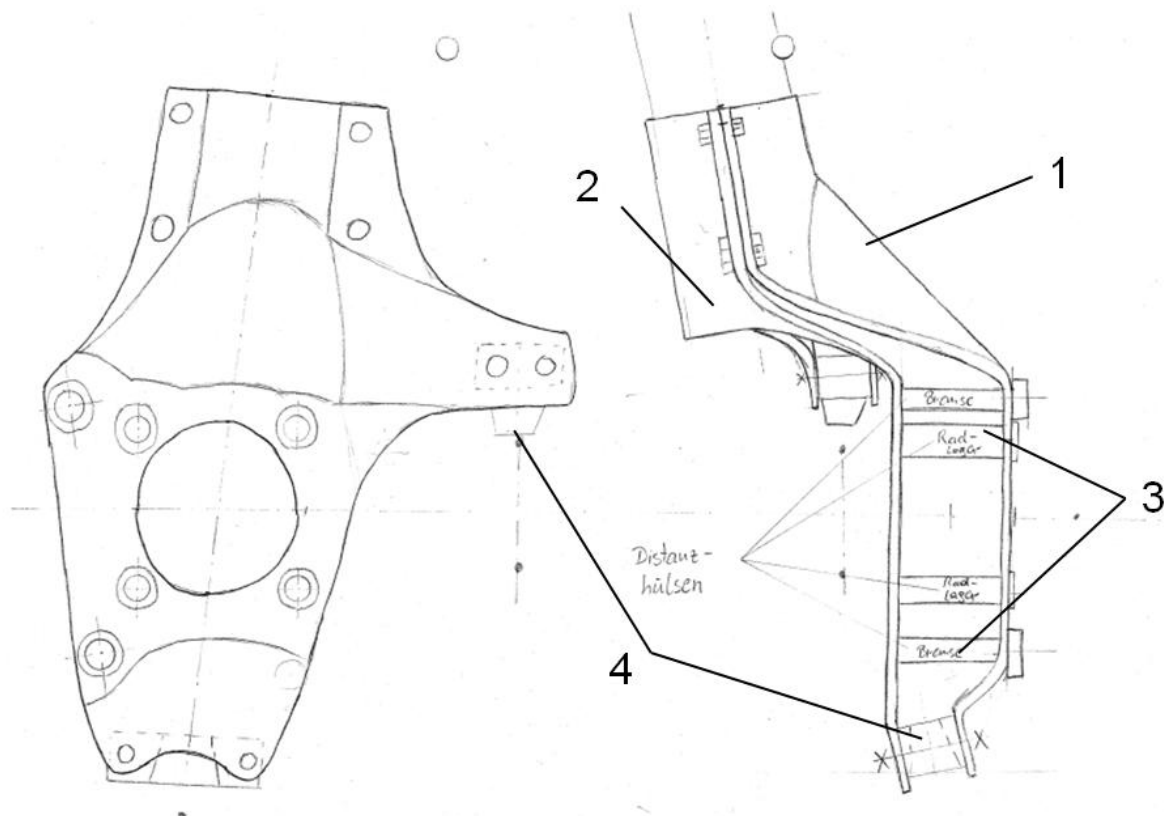


Abbildung 5.1: Skizze des Schwenklagers im Baukastenprinzip, (Konzept 1)

Dämpferbein am oberen Ende mit den zwei Blechen gespannt und am unteren Ende in Höhe der Radlagerachse mit dem Schwenklager verschraubt wurde, musste hier eine andere Lösung gefunden werden, um Platz für die Antriebswelle zu schaffen. Das Dämpferbein konnte nur am oberen Ende mit dem Schwenklager verbunden werden, was bezüglich der Biegemomente und Übertragung nur über die zwei Blechhälften Probleme verursachen könnte (Siehe Kap. 4.4 Loadstep Kurvenfahrt).

Durch den einfachen Baukastenaufbau, in dem alle Bauteile miteinander verschraubt sind, ergibt sich ein einfaches und relativ kostengünstiges Herstellverfahren.

Konzept 2

Bei diesem Konzept (Abb. 5.2) handelt es sich um eine Ableitung der von GM und Magna Engineering Europe entwickelten Studie (Kap. 3.4.2). Zwei Tiefziehbleche aus Stahl sind am Umfang miteinander verschweißt (Pos. 2). Die Dämpferanbindung wird hier durch eine Klemmschelle realisiert (Pos. 1), für die gesamten restlichen Anbindungspunkte müssen Einlegeteile (Pos. 3 und Pos. 4) in die zwei Schalen eingebracht und mit diesen verschweißt werden. Das Fertigungsverfahren gestaltet sich hier schon etwas aufwendiger, da Vorrichtungen für den Schweißvorgang notwendig sind und Schweißverzüge verhindert werden müssen. Ebenso ergibt sich, abhängig von der Länge der Schweißnähte, eine dementsprechend lange Bearbeitungszeit.

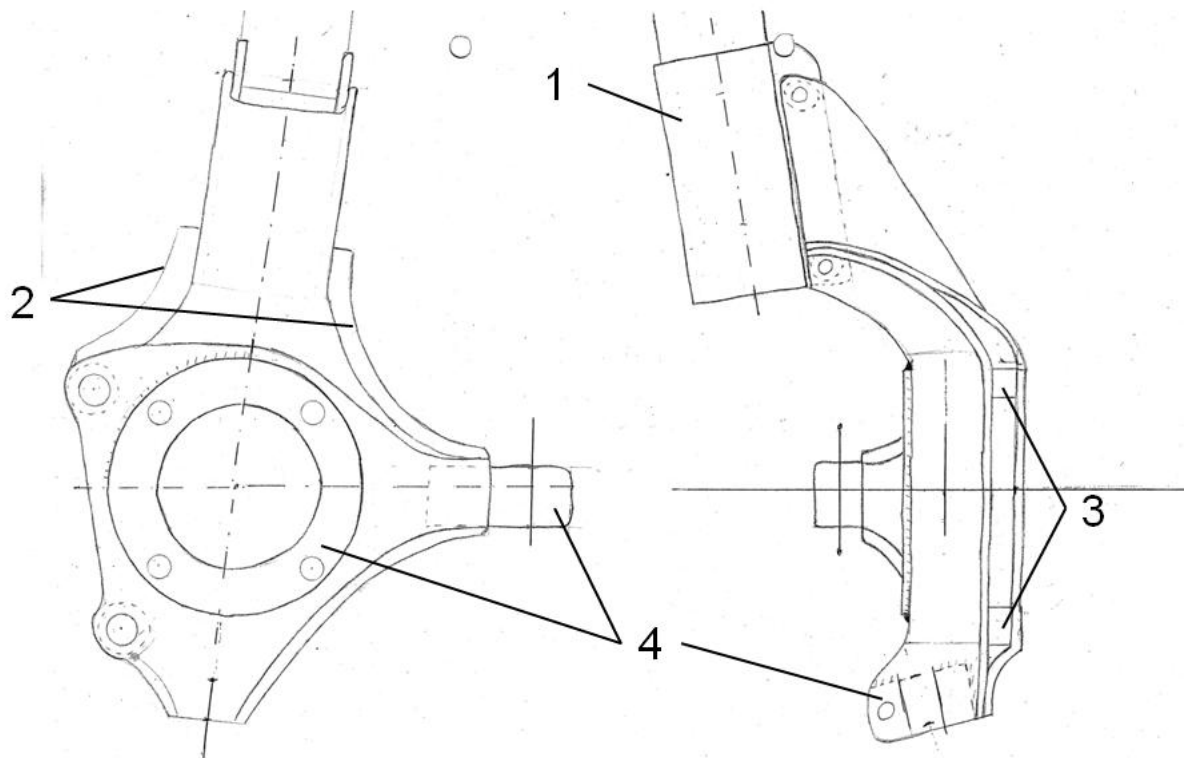


Abbildung 5.2: Skizze eines Schwenklagers aus Tiefziehblechen, (Konzept 2)

Konzept 3

Ein einziges gekantetes Stahlblech sollte den Hauptkörper formen (Abb. 5.3), indem dies entsprechend gekantet und anschließend an den offenen Blechkanten verschweißt wird. Für die Dämpferaufnahme wird eine Klemmschelle verwendet oder zwei Laschen werden an den Dämpfer geschweißt. Um die Schraubenklemmstelle zu versteifen, sind Distanzbuchsen eingesetzt (Schnitt A-A). Um steife Aufnahmepunkte für Bremssattel, Radlager und Spurstange zu schaffen, wird eine gefräste Platte eingelegt, welche im besten Fall nicht mit dem Hauptkörper verschweißt werden muss, da die Schraubenkraft für das Radlager, welche auch die Platte spannt, für einen sicheren Halt genügt. An weniger belasteten Stellen könnte noch eine gezielte Materialentfernung vorgenommen werden, um Gewicht zu sparen. Als Schwäche des Konzeptes könnte sich der aufwendige Biege- sowie Schweißvorgang herausstellen, beide nehmen viel Zeit in Anspruch und erhöhen somit die Herstellkosten. An der Aufnahme für den Querlenker wird ebenfalls eine kleine Platte eingebracht, welche jedoch verschweißt werden muss, um eine sichere Kugelzapfenaufnahme zu gewährleisten.

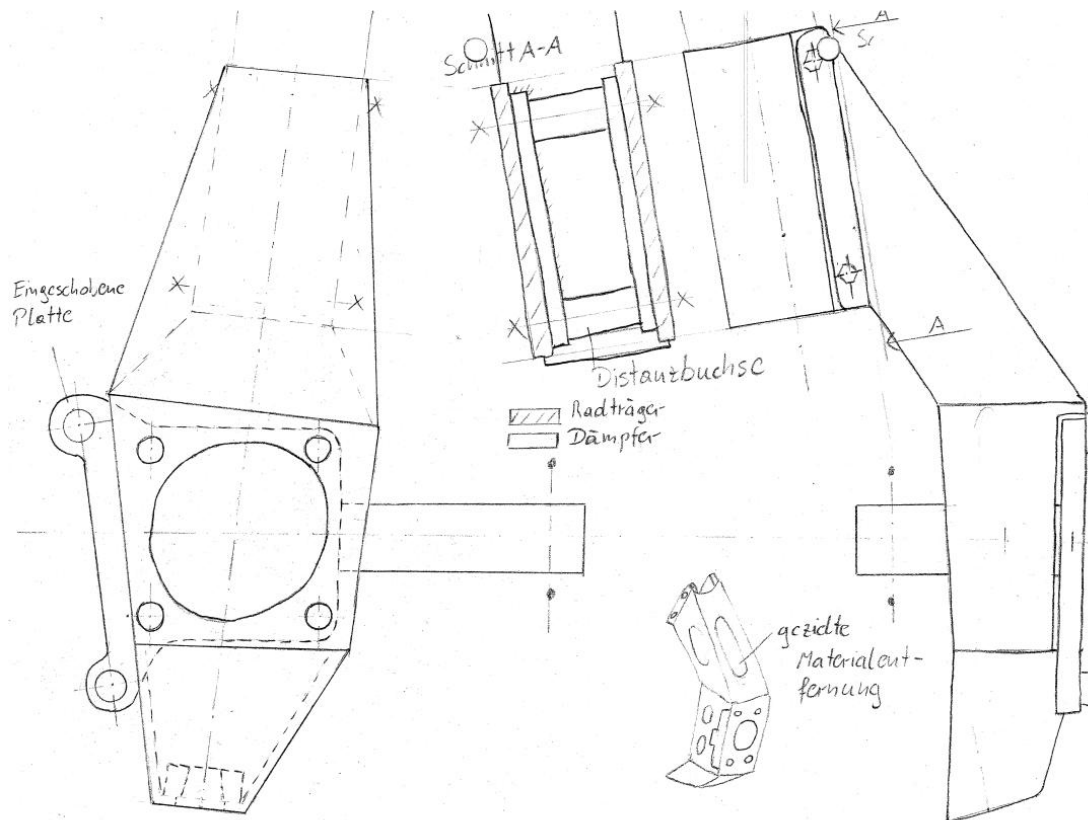


Abbildung 5.3: Skizze eines Radträgers aus einem gekanteten Blech, (Konzept 3)

Konzept 4

Bei dem in Abb. 5.4 vorgeschlagenen Konzept wurde versucht, die Vorteile einer umhüllenden, breiten Geometrie, welche hohe Flächenwiderstandsmomente liefert, mit der einer kompakten soliden Geometrie zu verbinden. Der Grundkörper (Pos. 1) besteht aus einem Gussbauteil, der so klein wie möglich und auf das Wesentlichste reduziert ausgeführt wird. Über diesen Grundkörper wird eine Blechschale (Pos. 2) gestülpt und verschweißt (Pos. 3). Diese Konstruktion sollte die nötige Versteifung und Festigkeit liefern, welche das Gussbauteil allein nicht erreichen würde. Damit ein möglichst geringes Gewicht erreicht wird, soll eine Aluminium-Legierung als Werkstoff dienen.

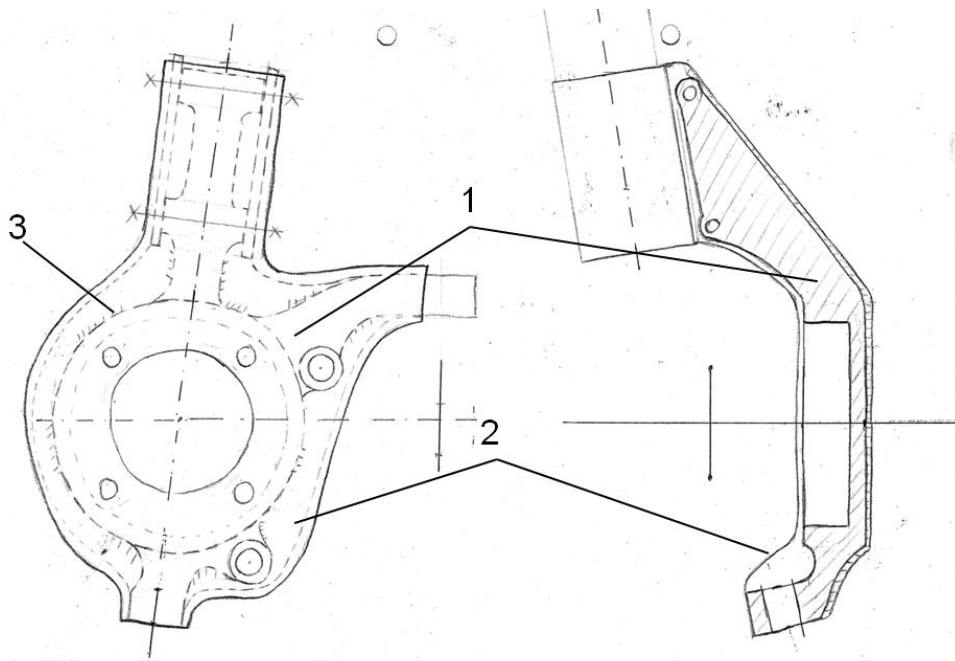


Abbildung 5.4: Skizze eines Radträgers in Blech-Guss-Hybrid-Bauweise, (Konzept 4)

Konzept 5

Durch Funktionsintegration sollten das Schwenklager und das Feder-Dämpferbein ineinander verschmelzen und für ein möglichst geringes Gewicht sorgen, Titanbleche sollten als Ausgangsmaterial dienen.

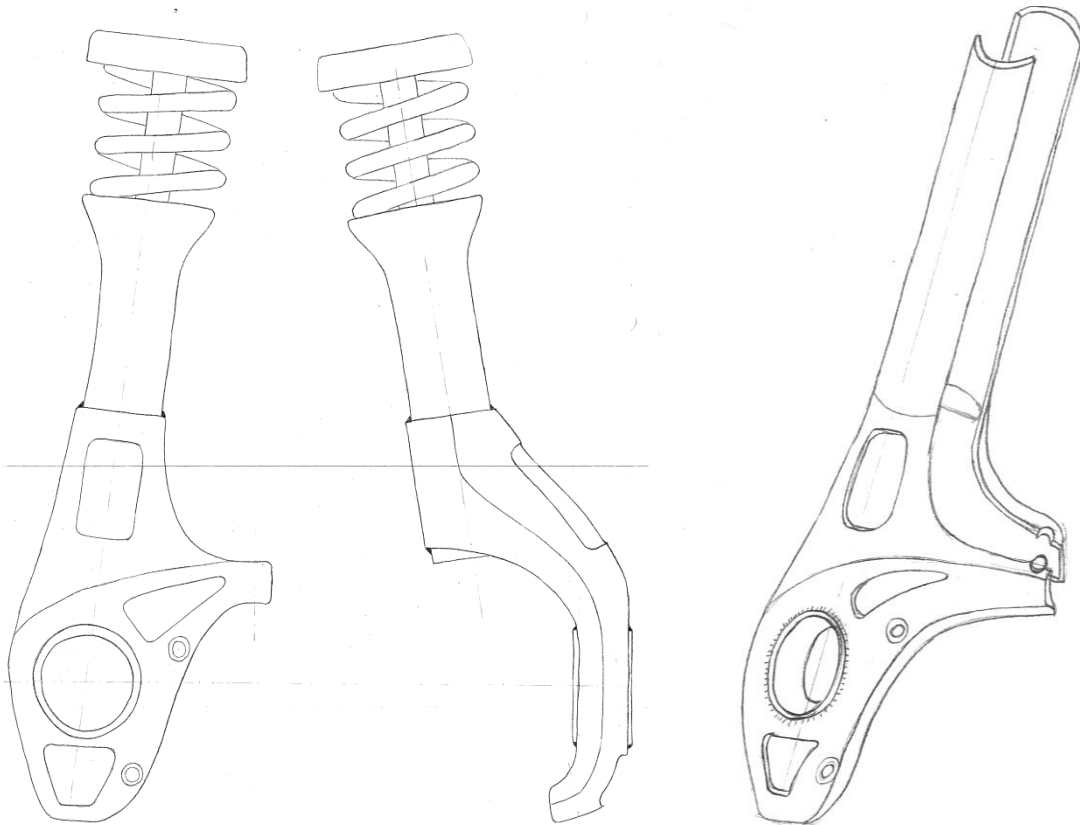


Abbildung 5.5: Skizze eines Federbein-Radträgermoduls aus Titanblechen, (Konzept 5)

Entweder werden die beiden Bauteilkomponenten Dämpferbein und Schwenklager miteinander verschweißt (Abb. 5.5 links) oder direkt aus zwei Titanblechschalen (Abb. 5.5, rechts) gefertigt. Bei dieser Variante muss das Innenleben und die Funktion des Dämpferbeines in der Konstruktion berücksichtigt werden, was einen großen Entwicklungsaufwand erfordert.

Das Radlager soll in diesem Fall nicht über eine Flanschverbindung am Radträger befestigt, sondern mit dem Außenring in den Radträger gepresst werden. Durch diese kompaktere Bauweise und das Einsparen von Schrauben sollte eine Gewichtseinsparung ermöglicht werden. An geeigneten Stellen könnte Material eingespart oder wenn nötig das Bauteil durch Sicken verfestigt werden.

5.2 Schwenklager aus Gusswerkstoffen

Konzept 6

Am häufigsten werden Schwenklager als Gusskonstruktion ausgeführt. Abb. 5.6 zeigt eine Aluminium-Sandguss-Variante, welche ähnlich im Porsche Boxster (Abb. 3.4) an der Hinterachse verwendet wird. Die Hohlform schafft eine sehr steife Struktur, um diese herzustellen ist jedoch bedeutender Aufwand mit Sandkernen (Pos. 1) nötig, welche nach dem Gussverfahren wieder entfernt werden müssen. An höher beanspruchten Stellen bezüglich der Flächenpressung sind zusätzlich eingepresste Stahlelemente (Pos. 2) unumgänglich, was den Kosten sowie Fertigungsaufwand ebenfalls erhöht.

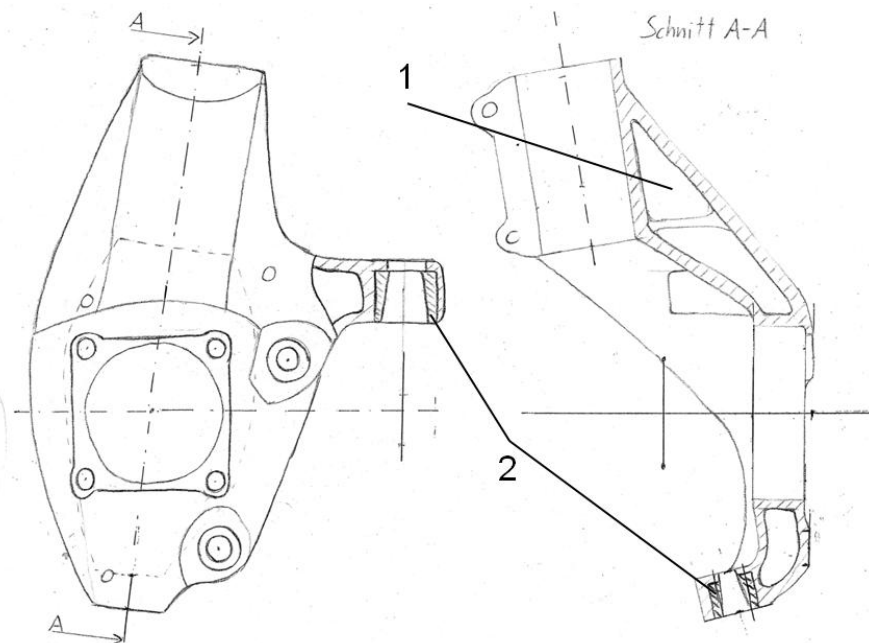


Abbildung 5.6: Skizze eines Schwenklagers aus ALU-Sandguss (Konzept 6)

Konzept 7

Bei diesem Konzept sollte durch eine breite umhüllende Geometrie (Abb. 5.7, Pos. 3) eine steife und widerstandsfähige Gusskonstruktion aus Stahl oder Aluminium entstehen. Durch Materialeinsparung an weniger beanspruchten Stellen (Pos. 1), kann das Gewicht reduziert werden, dies unter Berücksichtigung der gusstechnischen Möglichkeiten; vor allem Hinterschneidungen und sehr geringe Wandstärken müssen hier verhindert werden. Die Dämpferanbindung wird durch eine Klemmschelle (Pos. 2) realisiert.

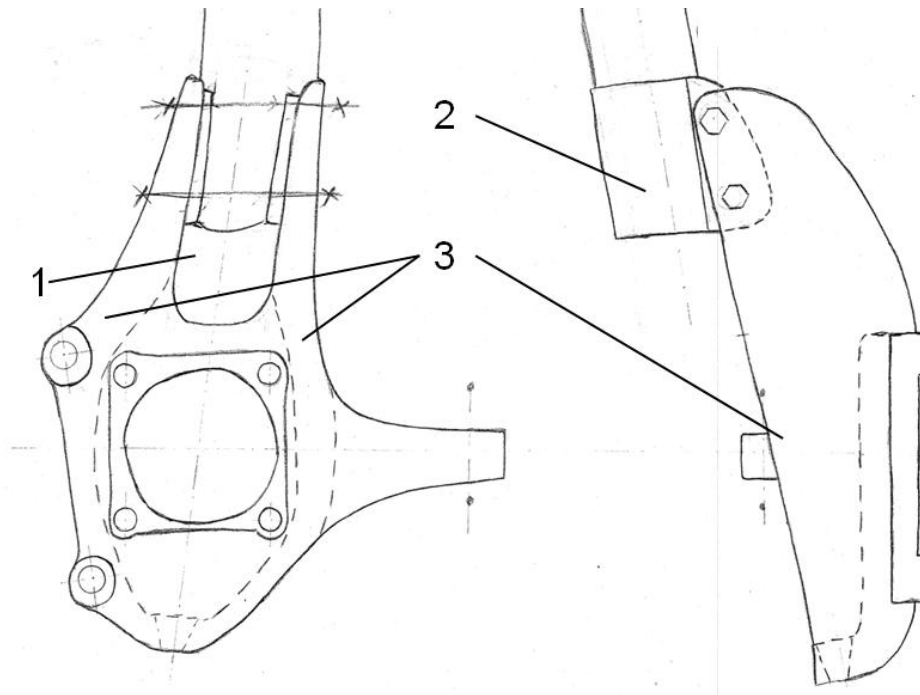


Abbildung 5.7: Stahl, oder Aluminiumgusskonzept, (Konzept 7)

Konzept 8

Das Zusammenführen von Dämpferbein und Radträger wird meistens mit einer Klemmverbindung vorgenommen. Konzept 8 (Abb. 5.8, Pos. 1) zeigt eine Alternative zu herkömmlichen Bauarten, bei denen die Schrauben an der Hinterseite des Dämpfers angeordnet sind. Durch die Anordnung der Schrauben über Kreuz (Pos. 1) kann eine bessere Kraft und Klemmverteilung realisiert werden, ebenfalls werden durch die vergrößerte Klemmlänge ein besserer Sitz und eine verbesserte Führung des Dämpferbeines garantiert. In Bereichen, wo fast keine oder nur wenig Klemmwirkung vorhanden ist, kann Material eingespart werden. Die Hauptkörperform soll durch eine große, schalenförmige Gusskonstruktion aus Aluminium ermöglicht werden, (Pos. 2).

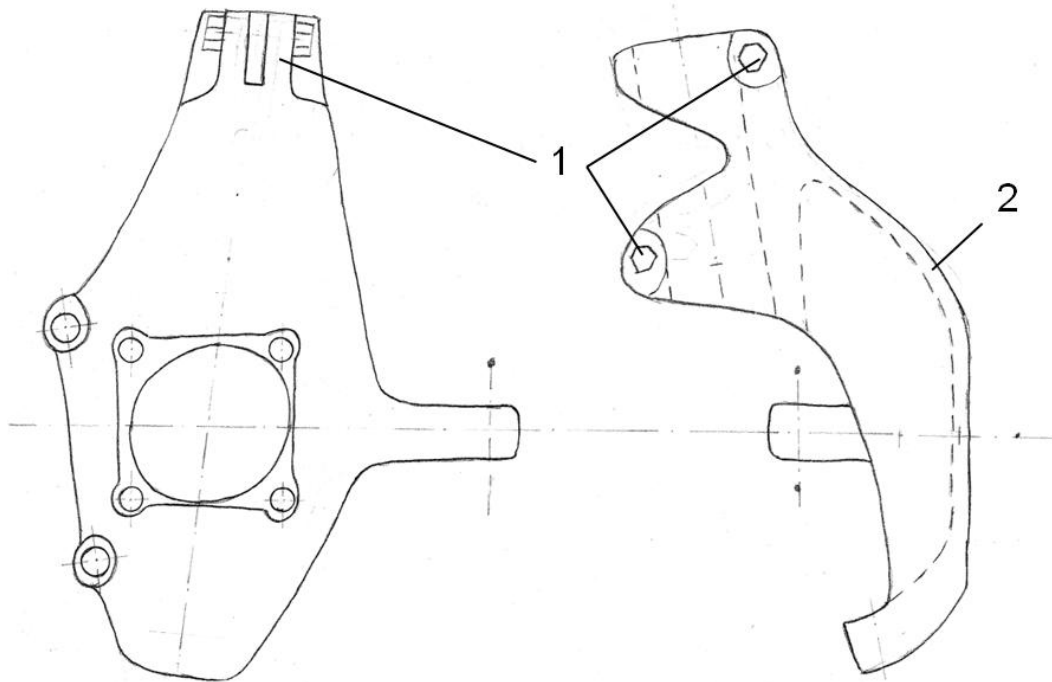


Abbildung 5.8: Skizze des Konzeptes 8 aus Stahl, oder Aluminiumguss

5.3 Konzepte aus Gusswerkstoffen mit bionischen Strukturen

Die Konzepte 9 bis 12 basieren auf den in Abschnitt 3.4.4 erworbenen Erkenntnissen über angepasste und von der Natur abgeleitete Strukturen, um eine belastbare und gleichzeitig leichte Bauteilstruktur zu erhalten. Die Resultate der FEM- Analysen wurden ebenfalls zur Abschätzung einer der Kraftfluss möglichst angepassten Geometrie herangezogen. Um die Herstellung und Kosten in einem angemessen Rahmen zu halten, wurde in allen Konzepten eine Gusskonstruktion angestrebt, bei komplexeren Strukturen sollte dies durch Einsatz von mehreren Guss-Werkzeughälften oder Einlegekernen ermöglicht werden. Abb. 5.9 zeigt eine Gusskonstruktion (Konzept 9) mit einer x-förmigen Versteifung im Schwenklagerhals, damit Biegemomente besser aufgenommen werden können, bei gleichzeitiger Gewichtseinsparung gegenüber gängigen Bauarten. Die Konzepte 10 (Abb. 5.10 und 5.11) und Konzept 11 (Abb. 5.12) weisen größere bionische Züge auf, die Vorteile von fachwerkartigen Strukturen würden höchste Steifigkeiten bei geringem Gewicht und geringer Materialbelastung liefern. Konzept 12 (Abb. 5.13 und 5.14) basiert auf einer ähnlichen Denkweise, jedoch sind hier für eine einfachere, gussgerechte Konstruktion die Arme und Streben stärker ausgeführt als in K10 und K11. Die Klemmverbindung für das Dämpferbein ist bei allen Konzepten mit zwei, so weit wie möglich voneinander entfernten Schrauben ausgeführt, um die Klemmwirkung zu verbessern und die Belastungen, im Gegensatz zu kurzen Klemmlängen, zu verringern.

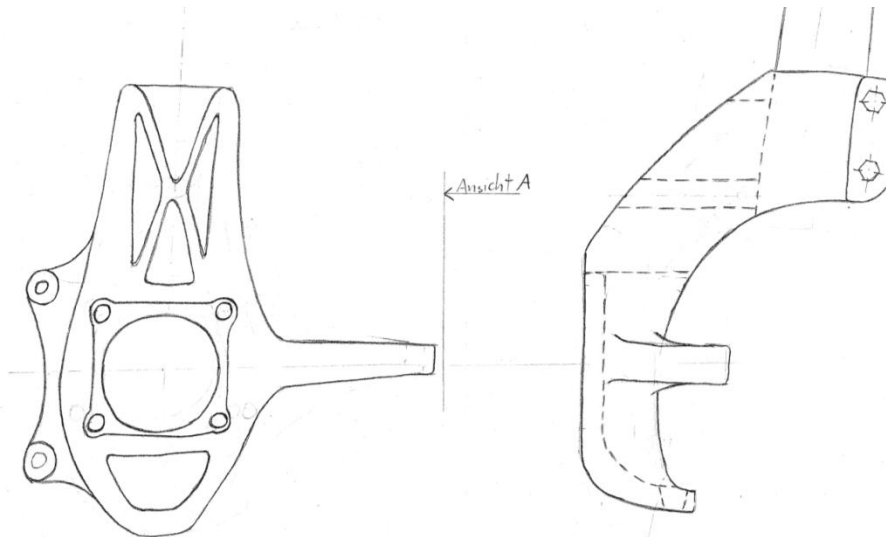


Abbildung 5.9: Skizze des Radträgers mit angepasstem Radträgerhals aus Stahlguss, (Konzept 9)

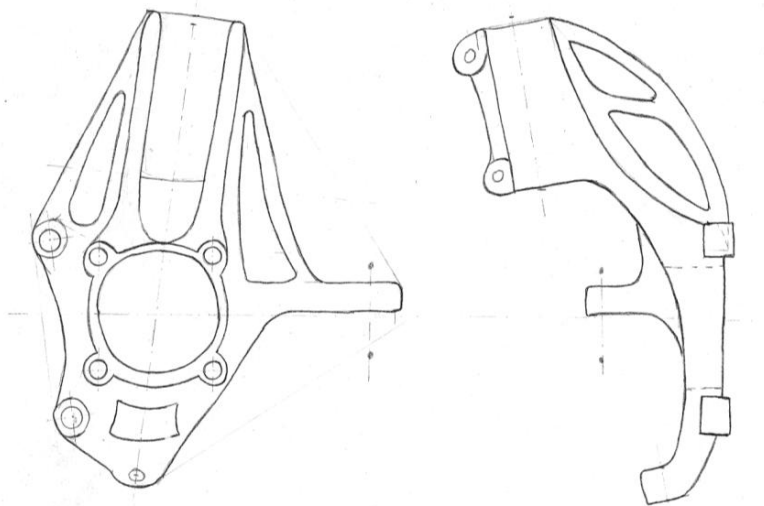


Abbildung 5.10: Skizze des Radträgers in bionischer Struktur aus Stahlguss, (Konzept 10)

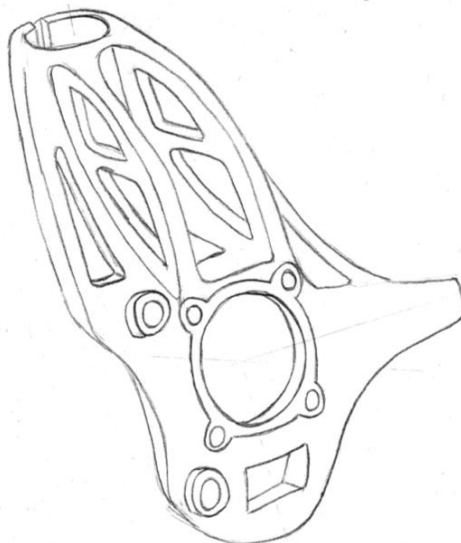


Abbildung 5.11: Skizze des Radträgers in bionischer Struktur aus Stahlguss, (Konzept 10)

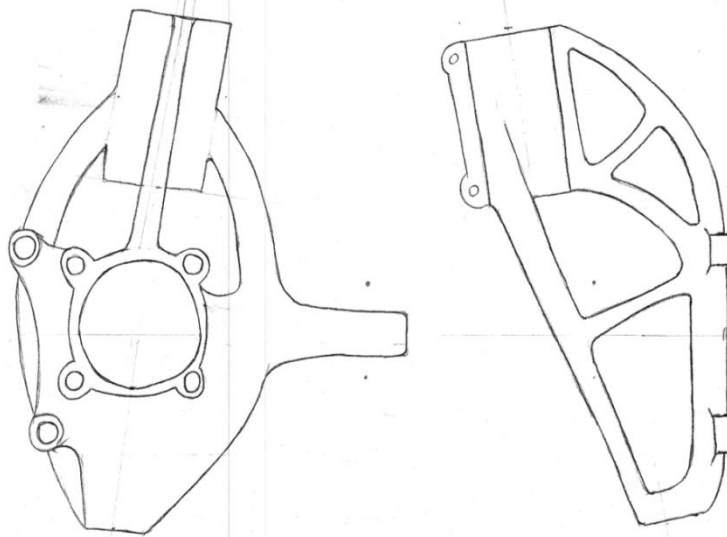


Abbildung 5.12: Skizze des Radträgers in bionischer Struktur aus Stahlguss, (Konzept 11)

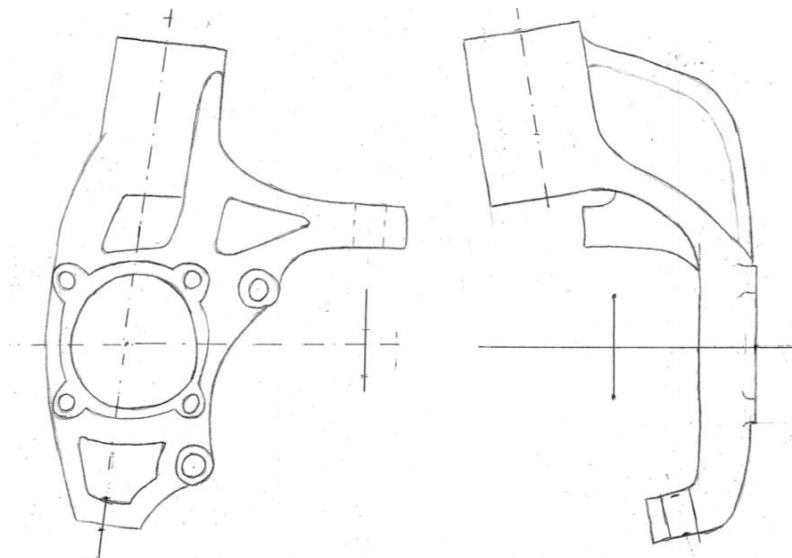


Abbildung 5.13: Skizze des Radträgers mit angepasster Struktur aus Stahlguss, (Konzept 12)

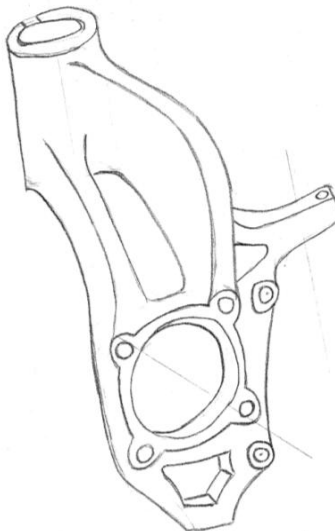


Abbildung 5.14: Skizze des Radträgers mit angepasster Struktur aus Stahlguss, (Konzept 12)

5.4 McPherson-Radträgereinheit aus Metall-Matrix-Verbundwerkstoffen (Konzept 13)

Metall-Matrix-Verbundwerkstoffe, oder auch MMC genannt, bestehen aus metallischen Legierungen und einer gezielt eingebrachten Verstärkungskomponente. Diese Verstärkungskomponenten können sein, [27]:

- Partikel (z. B. Aluminiumoxid, Siliciumcarbid, ...)
- Langfasern (z. B. Aluminiumoxid, Siliciumoxid, ...)
- Kurzfasern (z. B. Aluminiumoxid, Siliciumoxid, Kohlenstoff, ...)
- Whiskern (z.B. Aluminiumoxid, Siliciumcarbid,...)
- Mischungen aus Partikeln und Fasern (Hybridverstärkung)

Durch Variation der Größe, Art, oder des Volumens der eingebrachten Partikeln oder Fasern, können MMC-Werkstoffe gezielt auf ihr Einsatzgebiet hin gefertigt und abgestimmt werden. Am häufigsten werden Aluminium-Verbundwerkstoffe verwendet. Diese zeichnen sich durch ihren hohen E-Modul (Steifigkeit) und ihre Verschleißbeständigkeit aus, [27], [28]. Durch die geringe Dichte des Werkstoffes, bei gleichzeitig hoher Festigkeit, können sehr große Gewichtseinsparungen gegenüber Stahlguss-Bauteilen gewonnen werden, somit bietet sich MMC-Werkstoff sehr gut als Einsatzmaterial für Fahrwerkskomponenten an. Abbildung 5.15 zeigt eine Variante einer Radträgereinheit aus MMC-Werkstoff, welche im Gießverfahren hergestellt wird. Im Vordergrund stand dabei die Zusammenführung von Radträger und Dämpferbein, ebenfalls wurde eine leichte, gitterartige Struktur als Denkansatz verwendet. Die Funktionsintegration von Federung (Pos. 2), Dämpfung (Pos. 1) und der Radaufnahme würde eine erhebliche Gewichts- und Materialeinsparung liefern, erfordert jedoch neue, konstruktive Lösungen, besonders im Bereich des Dämpferbeines (Pos. 4). Das Konzept aus MMC-Werkstoff sollte mit einem zweiteiligen Gusswerkzeug hergestellt werden und für die zusätzlichen erforderlichen Dämpferbauteile innen hohl ausgeführt werden; entweder im Gussverfahren oder, sollte dies nicht möglich sein, durch nachträgliche spanende Bearbeitung. Um z.B. Reibungsflächen am Schwenklager zu entlasten, waren zusätzliche Elemente wie ein Schutzring (Pos. 3) nötig. Das Radlager wird, anstatt es anzuf lanschen, in den Hauptkörper gepresst (Pos. 5), durch die kompaktere Bauweise des Radlagers und die Einsparung von Schrauben sollten weitere Gewichtsvorteile erzielt werden.

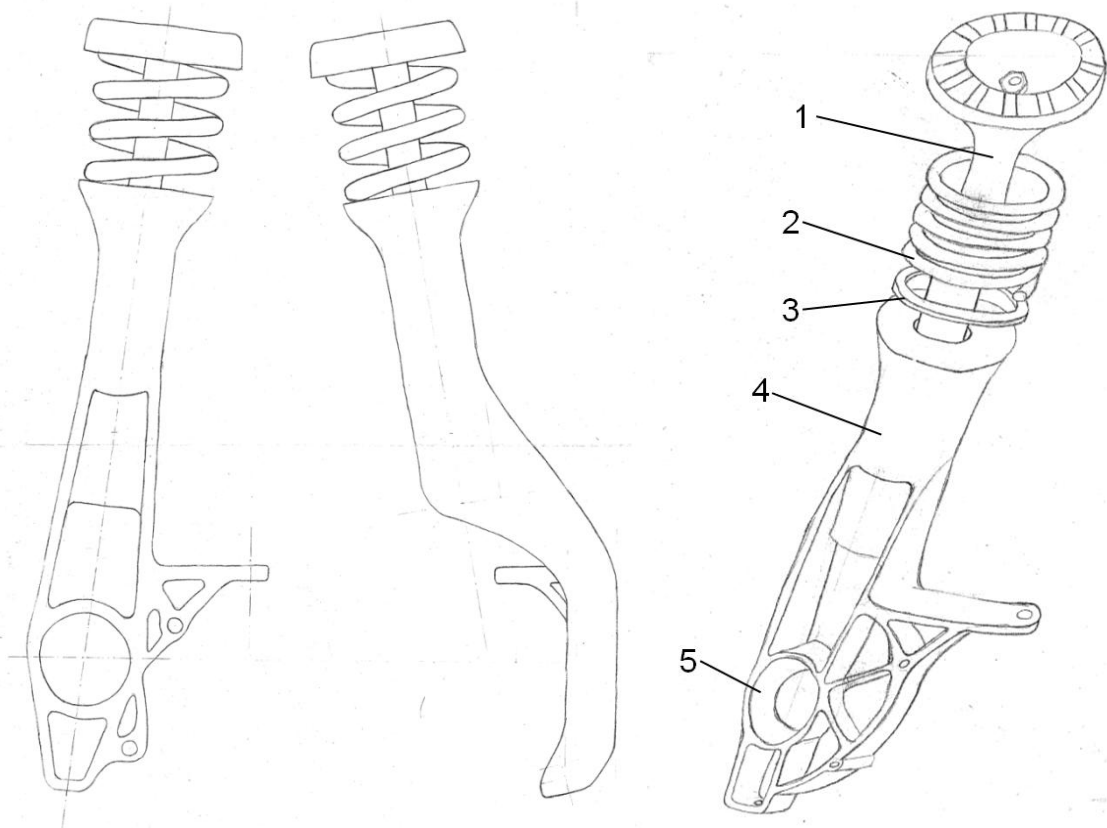


Abbildung 5.15: Skizze der Radträgereinheit aus MMC-Werkstoff, (Konzept 13)

5.5 Konzeptbewertung

Um einen Überblick über Vor- und Nachteile bzw. Stärken und Schwächen der einzelnen Konzepte zu erhalten, galt es, diese in verschiedenen Kriterien zu bewerten und anschließend gegenüberzustellen. Herangezogen wurde dafür eine Nutzwertanalyse (Tab 5.1 und Tab. 5.2). In der Nutzwertanalyse wurden Kriterien mit höherer Priorität stärker in die Gesamtwertung einbezogen. Bewertet wurden die Anforderungen mit einer Skala von 1 bis 10, wobei 10 die bestmögliche Beurteilung darstellte und daraus mit der Gewichtung der einzelnen Kriterien ein Teilnutzwert errechnet wurde. Die Summe der Teilnutzwerte ergab den Gesamtnutzwert des Konzeptes, der höchste erreichbare Gesamtnutzwert lag in diesem Falle bei einem Wert von 10. Bei der Konzeptfindung stand das zu erwartende Gewicht an oberster Stelle, mit der größten Gewichtung von 25% von möglichen 100. Da es sich um ein Serienprodukt handelt, standen die Kosten mit 20% an zweiter Stelle, die Betriebsfestigkeit/Sicherheit an Dritter, Fahrverhalten/Steifigkeit an vierter und an fünfter Stelle die Funktion. Die Kriterien Bauraum, Verschleiß, Korrosion und Design wurden jeweils mit 5% der möglichen 100% beaufschlagt.

Kriterium	Gewichtung in %	K1		K2		K3		K4		K5		K6		K7	
		Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert
Gewicht	25	7	1,75	7	1,75	7	1,75	6	1,5	9	2,25	7	1,75	8	2
Kosten	20	7	1,4	6	1,2	5	1	5	1	1	0,2	3	0,6	7	1,4
Betriebsfestigkeit/ Sicherheit	15	5	0,75	7	1,05	7	1,05	6	0,9	8	1,2	6	0,9	5	0,75
Fahrverhalten/ Steifigkeit	10	6	0,6	6	0,6	8	0,8	6	0,6	9	0,9	6	0,6	6	0,6
Funktion	10	8	0,8	8	0,8	7	0,7	5	0,5	9	0,9	4	0,4	6	0,6
Bauraum	5	5	0,25	6	0,3	5	0,25	6	0,3	3	0,15	7	0,35	6	0,3
Verschleiß	5	5	0,25	6	0,3	6	0,3	5	0,25	8	0,4	7	0,35	6	0,3
Korrosion	5	5	0,25	6	0,3	6	0,3	5	0,25	8	0,4	7	0,35	5	0,25
Design	5	7	0,35	7	0,35	5	0,25	6	0,3	8	0,4	8	0,4	8	0,4
Gesamtnutzwert:			6,4		6,65		6,40		5,60		6,80		5,70		6,60

Tab. 5.1: Nutzwertanalyse der Konzepte 1 bis 7

Kriterium	Gewichtung in %	K8		K9		K10		K11		K12		K13	
		Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert	Bew.	Teilnutzwert
Gewicht	25	8	2	7	1,75	7	1,75	8	2	9	2,25	8	2
Kosten	20	3	0,6	7	1,4	8	1,6	7	1,4	8	1,6	1	0,2
Betriebsfestigkeit/ Sicherheit	15	6	0,9	6	0,9	6	0,9	6	0,9	5	0,75	8	1,2
Fahrverhalten/ Steifigkeit	10	7	0,7	6	0,6	8	0,8	8	0,8	8	0,8	10	1
Funktion	10	7	0,7	6	0,6	6	0,6	6	0,6	5	0,5	8	0,8
Bauraum	5	4	0,2	7	0,35	4	0,2	4	0,2	8	0,4	5	0,25
Verschleiß	5	7	0,35	8	0,4	8	0,4	8	0,4	6	0,3	7	0,35
Korrosion	5	7	0,35	7	0,35	6	0,3	6	0,3	6	0,3	7	0,35
Design	5	7	0,35	7	0,35	8	0,4	8	0,4	8	0,4	9	0,45
Gesamtnutzwert:			6,15		6,70		6,95		7,00		7,30		6,60

Tab. 5.2: Nutzwertanalyse der Konzepte 8 bis 13

5.6 Konzeptauswahl

Für die Konzeptauswahl wurde die Nutzwertanalyse (Tab. 5.1 und Tab. 5.2) herangezogen. Die errechneten Nutzwerte der einzelnen Kriterien ergaben den niedrigsten Wert von 5,6 für Konzept 4 und den höchsten Wert von 7,3 für Konzept 12. Bei Konzept 4 handelte es sich um die Hybridlösung, bei welcher der Aluminiumguss-Hauptkörper mit dem Aluminium-Blech versteift wurde, bei Konzept 12 um die für die gießtechnischen Anforderungen vereinfachte Bionik-Schwenklagerkonstruktion. Alle Varianten liegen in ihrem Nutzwert eng beieinander, dennoch sind Tendenzen erkennbar, welche in Richtung der Gusskonstruktion weisen. Vor allem die „bionischen“ Lösungen erzielten hohe Nutzwerte, so liegen K12, K11, K10 mit einem Gesamtnutzwert von 7,3; 7; und 6,95 nahe beieinander.

Komplexe Strukturen, wie in diesen Fällen, erfordern gute Kenntnisse über die Kraftflüsse und über Bereiche hoher und niedriger Beanspruchung eines Bauteiles. Um diese Aushöhlung von nicht tragenden Stellen zu ermöglichen, werden heutzutage erfolgreich rechnergestützte Verfahren (FEM) wie die Topologieoptimierung eingesetzt. Insbesondere bei Neukonstruktionen kann die Topologieoptimierung zu völlig neuen strukturellen Ergebnissen führen, deren Vorteile bei üblichem Vorgehen gar nicht berücksichtigt würden. Für die Berechnung solcher optimierter Strukturen gibt es verschiedene Softwarepakete wie Optistruct [32], Ansys [36], Tosca [37], OPIUM [38] (FH Dortmund), CATOPO [39] oder Nastran [40], welche auch verschiedene Lösungsstrategien bieten und sich durch benutzerindividuelle Solver erweitern lassen, [23].

Bei Einsatz hochfester Gusswerkstoffe versprochen die Konzepte 10, 11 und 12 ein hohes Potenzial, um eine kostengünstige und zugleich gewichtsparende Lösung für das *CULT*-Schwenklager zu erhalten.

Die Konzeptwahl führte somit zum folgenden Ergebnis: Finden der optimalen Struktur mittels Topologieoptimierung unter Verwendung hochfester Gusswerkstoffe.

6. Konzept Topologieoptimierung

6.1 Grundlagen der Topologieoptimierung

Ziel der Topologieoptimierung ist eine gleichmäßige Spannungsverteilung bei geringstem Materialeinsatz. Ähnlich der natürlichen Wachstumsprozesse von Holz- oder Knochenstrukturen, wird Material nur an bestimmten Stellen angelagert oder entfernt. In natürlichen Strukturen sind interne Rezeptoren für diese Vorgänge zuständig. Unter Einsatz rechnergestützter Methoden (FEM) wurden Verfahren entwickelt, welche auf ähnlichen Prinzipien beruhen und auch Stand der Technik in der virtuellen Produktentwicklung sind. Die Optimierung der Bauteile kann mit Hilfe von Zielfunktionen und Nebenbedingungen erfolgen (geringe Masse, maximale Spannungen, geringes Volumen, maximale Steifigkeit etc.) oder auch auf Basis biologischer Optimierungsstrategien, je nach Umfang des Optimierungsprogrammes. Die Ergebnisfindung erfolgt dabei in mehreren Recheniterationen - je nach Vorgaben steht am Ende eine kraftlinienoptimierte und materialsparende Bauteilform. Abbildung 6.1 zeigt eine optimierte Querlenkerstruktur eines Kraftfahrzeuges, als Vorgabe stand der maximale Bauraum des Querlenkers zur Verfügung. Bereiche, deren Spannungskonzentrationen unter einem bestimmten Wert lagen, wurden in Iterationsschritten eliminiert, [42].

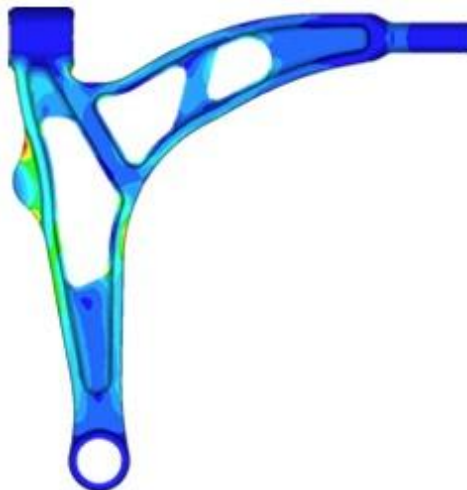


Abbildung 6.1: Topologie-optimierter Querlenker eines Kraftfahrzeuges, [42]

6.2 Theoretische Grundlagen

6.2.1 Optimierungstypen

Die Strukturoptimierung wird in drei verschiedene Anwendungsbereiche unterteilt, [29] S. 3.

- Beim Sizing (Dimensionierung) werden nur Zahlenwerte verändert, dies können Blechdicken, Querschnittsflächen oder Ähnliches sein. Meistens werden die Werte in einer Eingabedatei festgelegt, diese können in der anschließenden Analyse leicht verändert werden.
- Bei der Formoptimierung wird die Form eines Bauteiles, ausgehend von den möglichen Formvariationen, im Optimierungsprogramm verändert. Diese Optimierungsanwendung kann je nach Problemstellung und verfügbarem Optimierungsprogramm sehr anspruchsvoll und arbeitsintensiv ausfallen.
- Die Topologieoptimierung beschreibt einen weiteren Schritt, indem das Entstehen von Löchern innerhalb eines Bauteiles zugelassen wird. Die tatsächliche Kontur eines Bauteiles wird durch eine Dichteverteilung approximiert, sodass diese anspruchsvolle Optimierung erst möglich und anwendbar wird.

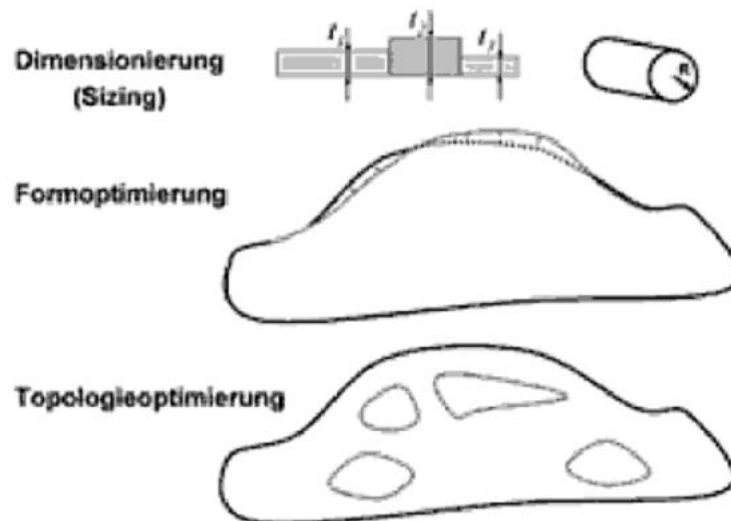


Abbildung 6.2: Anwendungsbeispiele der Strukturoptimierung, [29] S.3

6.2.2 Strukturantworten und Formulierungen des Optimierungsproblems

In kommerziellen FEM-Programmen stehen verschiedene Strukturantworten für die Optimierung eines Bauteiles zur Verfügung. Anschließend wird auf die wichtigsten Definitionen des Optimierungsproblems eingegangen. Eines der häufigsten verwendeten Optimierungsziele ist die Maximierung der Bauteilsteifigkeit, [29], S. 132. Es bietet sich an, als Optimierungsziel den Kraftangriffspunkt des Knotens k (Abb. 6.3) zu wählen und die Verschiebungen in diesem Punkt zu minimieren:

$$\min |\vec{d}(k)|. \quad (6.1)$$

Es empfiehlt sich, den Betrag in der Berechnung zu verwenden, weil man dann vom Koordinatensystem und somit vom Vorzeichen der Verschiebungen unabhängig ist. So

würde die Formulierung, [29], S.132:

$$\min d_z(k) \quad (6.2)$$

zur Minimierung der Steifigkeit führen, hingegen die Formulierung in Betrags-Form,

$$\min |d_z(k)| \quad (6.3)$$

immer das Bauteil mit maximaler Steifigkeit ergeben.

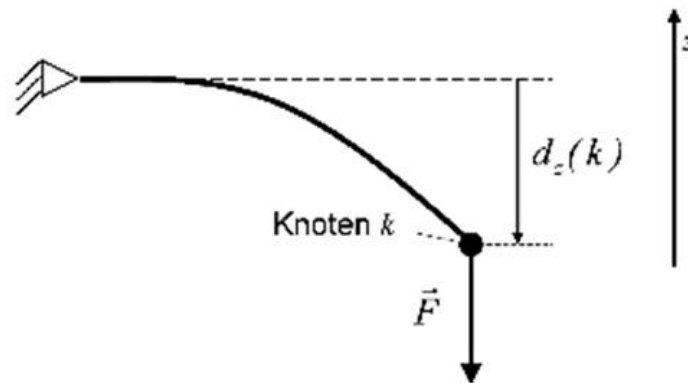


Abbildung 6.3: Beispiel für Optimierungsformulierungen, [29] S.132

Eine generelle Formulierung für ein gesamtes Bauteil erhält man durch die Verwendung der globalen mittleren Nachgiebigkeit (Compliance). Diese ist definiert durch, [29], S. 133:

$$C^{Global} = \sum_i \vec{F}_i^T * \vec{u}_i. \quad (6.4)$$

\vec{F}_i steht für die Kraft am i -ten Kraftangriffspunkt und \vec{u}_i für die an dieser Stelle resultierende Verschiebung. Die globale Nachgiebigkeit C^{Global} ergibt sich somit aus der Summe aller Kräfte, multipliziert mit den dazugehörigen Verschiebungsvektoren.

Werden die Lastfälle auf ein Bauteil über Kräfte aufgebracht, dann sind diese in Gleichung (6.4) konstant und eine Minimierung von C^{Global} bedeutet eine Minimierung der resultierenden Verschiebungen und damit eine Maximierung der Steifigkeit. Wenn Kräfte auf ein Bauteil aufgebracht werden, lautet die Formulierung des Optimierungsproblems zur Maximierung der Steifigkeit des gesamten Bauteils:

$$\min C^{Global}. \quad (6.5)$$

Diese Optimierungsformulierung wird vor allem in der Topologieoptimierung sehr häufig benutzt. Gleichung (6.6) beschreibt die globale mittlere Nachgiebigkeit, welche gleich der doppelten geleisteten externen Arbeit und aus Energieerhaltungsgründen gleich der doppelten internen Dehnungsenergie sein muss:

$$C^{Global} = \int_{\Omega} \vec{\sigma}^T \vec{\epsilon} dV \quad (6.6)$$

Somit entspricht die Minimierung der globalen mittleren Nachgiebigkeit der Minimierung der internen Dehnungsenergie. Es ist möglich, nur einen Teilbereich des Bauteiles mit der mittleren Nachgiebigkeit zu definieren. Dies wird mit Gleichung (6.7) erreicht, ein Anwendungsbereich ist in Abb. 6.4 ersichtlich.

$$C^{Global} = \int_{\omega} \vec{\sigma}^T \vec{\epsilon} dV \quad (6.7)$$

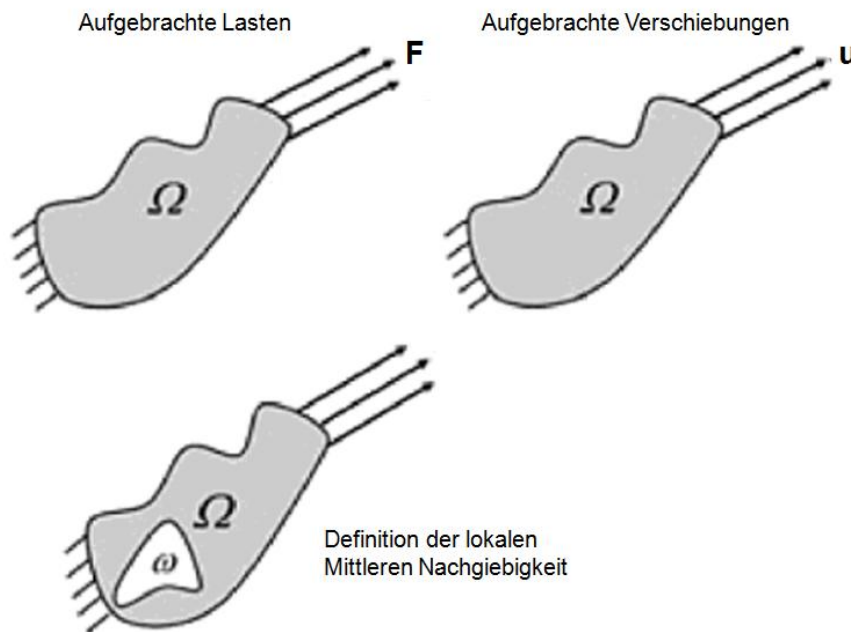


Abbildung 6.4: Lasten, Verschiebungen und lokale mittlere Nachgiebigkeit, [29], S. 133

Es stehen noch eine Menge weiterer Definitionen zur Formulierung des Optimierungsproblems zur Verfügung, wie Spannungen oder Frequenzen, auf welche hier aber nicht näher eingegangen wird. Weitere Strukturantworten aus den Bereichen Stabilität, Crash und Akustik bieten folgende Größen, [29], S. 137:

- Stabilitätsprobleme: Knicken, Beulen
 - max. $F_{kritisch}$
 - geringe, ungefederte Massen (keine Biegekräfte an den Lenkern),
- Crash:
 - min HIC-Wert
 - min Fußraumeindringung
 - min (max Beschleunigung)
 - max (min Eindrückkraft)
- Akustik:
 - min (max Lautstärkepegel)
 - min (max Beschleunigung)

6.3 Charakteristika von nicht optimierten Strukturen

Ziel der Beispiele in diesem Kapitel war es, die Belastungsverhältnisse unterschiedlicher Bauteil-Designs bei gleicher äußerer Krafteinwirkung und bei gleichen Lagerverhältnissen zu vergleichen sowie die Vorzüge optimierter Strukturen näher zu vermitteln. Verglichen wurden drei verschiedene Strukturdesigns eines Trägers mittels einer FEM-Berechnung (Abb. 6.5); eine „volle“ Ausführung, eine kompakt ausgeführte Gitterstruktur sowie eine Gitterstruktur mit großem Bauraum. Die volle Ausführung wurde anschließend für eine Optimierungsaufgabe herangezogen.

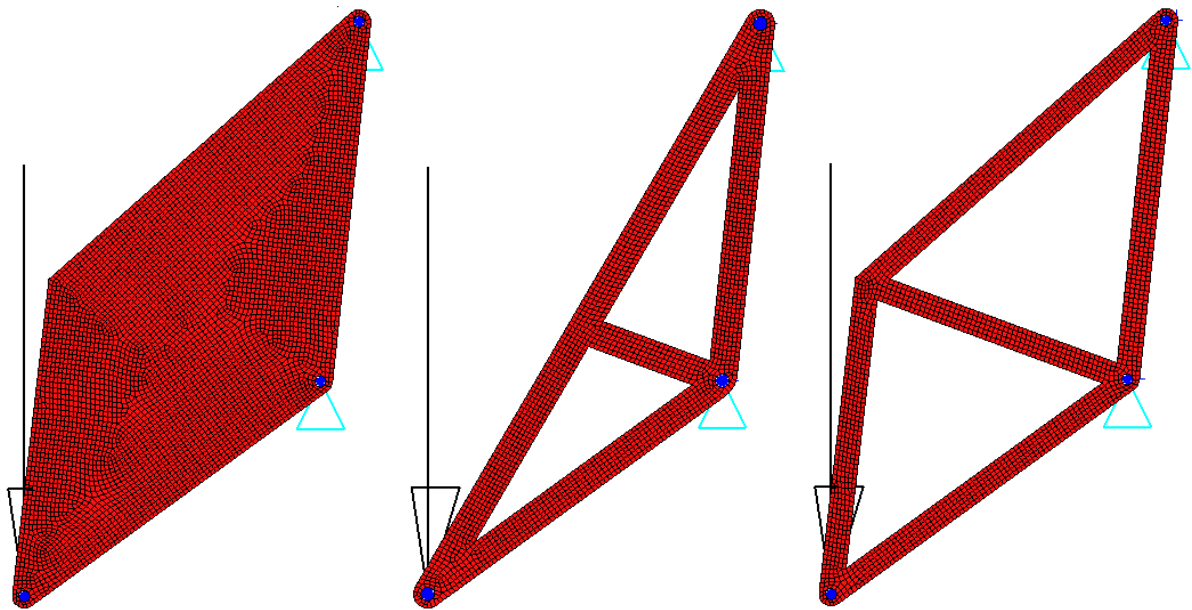


Abbildung 6.5: Darstellung der Strukturdesigns, Variante 1 bis 3

Die Umgebungsbedingungen für alle Varianten waren mit einer Belastung von 1000N sowie einer festen Einspannung an den Lagerpunkten gleich. Weiters konnte durch Variation der Armbreite der beiden Gitterstrukturvarianten von 6mm und 5mm, annähernd dasselbe Gewicht erreicht werden. Details zu den einzelnen Varianten sind in Tab. 6.1 aufgelistet.

Die Spannungsverteilung nach der FEM-Berechnung (Abb. 6.6) lieferte folgende Besonderheiten: Für eine bessere Übersicht wurde die Spannungsskala mit einem Höchstwert von 75 N/mm² für alle Varianten festgelegt. Das „volle“ Design zeigt flächenmäßig eine niedrige Spannungsverteilung, Variante 2 wird im oberen Stab stark belastet (Pos. 1) und Variante 3 bietet eine relativ gleichmäßige Spannungsverteilung in den oberen drei Stäben (Pos. 3). Die Stäbe (Pos. 2 und 4) sind durch die feste Einspannung an der rechten Seite nur leicht oder gar nicht belastet, wobei der mittlere Stab der kompakten Variante im Bereich des unteren Lagers eine Belastung auf Biegung aufweist (Pos. 2). Die Spannungshöchstwerte sowie deren Verteilung zeigen einen klaren Vorteil der Variante 3, mit max. 49,5 N/mm² gegenüber 61,5 N/mm² des vollen Designs und 75 N/mm² der kompakten Variante, bei gleichzeitig geringstem Gewicht.

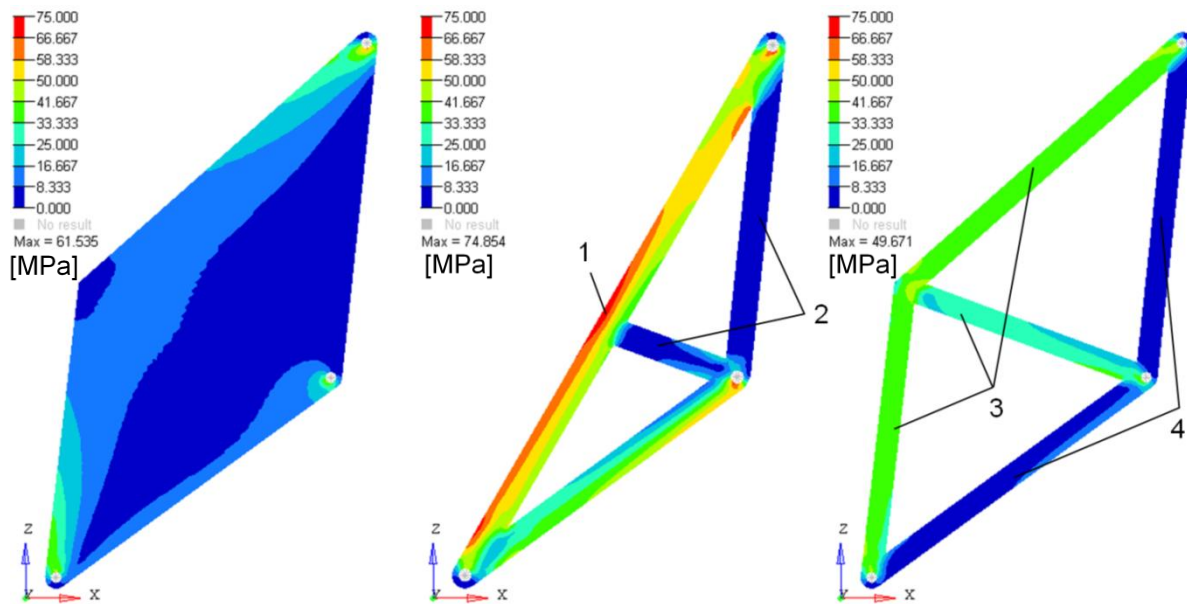


Abbildung 6.6: Spannungsverteilung der belasteten Träger

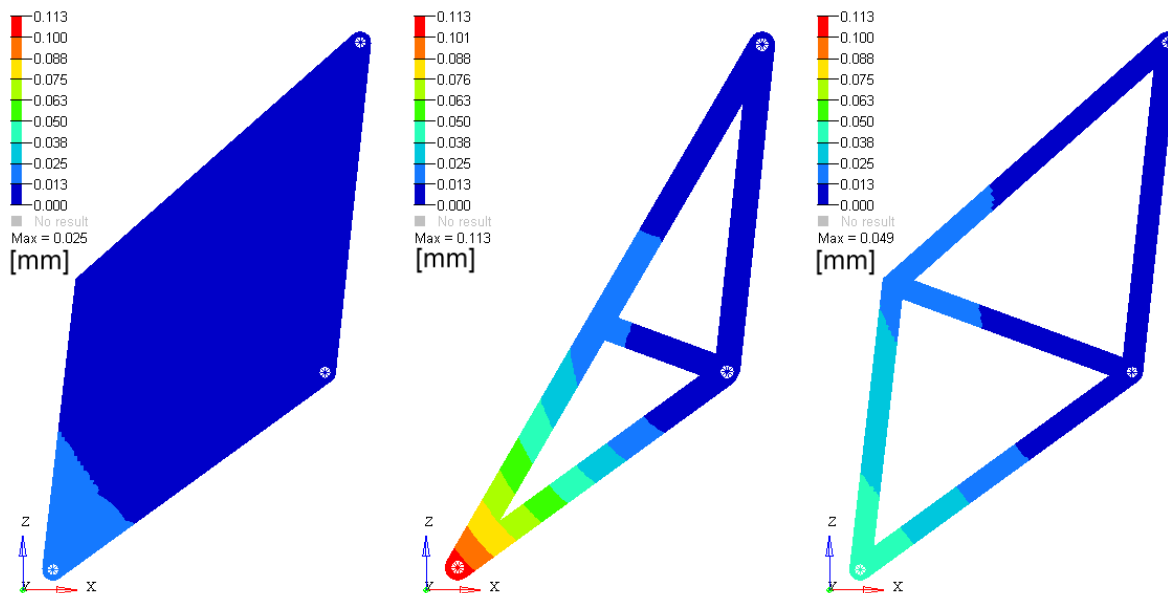


Abbildung 6.7: Verschiebungen der belasteten Träger

Abbildung 6.7 beschreibt die Steifigkeit der drei Varianten, es wurde ebenfalls eine einheitliche Skala für die Verschiebungen mit einem Maximalwert von 0,113 mm gewählt. Die maximale Verschiebung wurde von 0,113 mm an der kompakten Gitterstruktur am Kraftangriffspunkt gemessen, die im Vergleich geringste Verformung mit 0,025 mm am vollen Design. Variante 3 weist durch ihre steifere Struktur eine um mehr als die Hälfte geringe Verformung von 0.049 mm als Variante 2 auf.

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Gewicht	0,224 kg	0,077 kg	0,074 kg
Material	Stahl	Stahl	Stahl
Bauteiltiefe	6 mm	6 mm	6 mm
Armbreite	-	6 mm	5 mm
FE-Elemente	Hexa8	Hexa8	Hexa8
FE-Elementgröße	1 mm	1 mm	1 mm
Anzahl der Elemente	32622	12024	13734
Anzahl der Knoten	39235	16121	16170
Belastung in Z-Richtung	1000 N	1000 N	1000 N

Tab. 6.1: Eigenschaften der Strukturvarianten 1-3

6.4 Charakteristika von optimierten Strukturen

Als nächstes galt es, die Varianten 1-3 mit einer optimierten Struktur zu vergleichen. Für die Optimierungsaufgabe wurde die Variante 1 mit vollem Bauraum herangezogen. Aus diesem Trägerdesign galt es, mittels des Programmes Hypermesh Optistruct V11.0.0.39 [32] eine optimierte Struktur zu errechnen.

Es wurden für die Optimierungsvorgaben die aus Kap. 6.2.2 bekannten Formulierungen der Minimierung der globalen mittleren Nachgiebigkeit (interne Dehnungsenergie) (Formel 6.4 und 6.5) herangezogen. Da konstante Kräfte auf das Bauteil aufgebracht wurden, sollte die Optimierungsaufgabe die internen Verschiebungen minimieren, was wiederum zur maximalsten Steifigkeit des Bauteiles führen sollte. Dies wurde im Programm unter „minimize total Compliance“ als Zielvorgabe (Objective) definiert. Um analoge Vergleiche mit Variante 2 und 3 herstellen zu können, wurde ein Gewicht von 0.075 kg festgelegt, dies konnte mittels der Constraint-Bedingung $\text{volfrac}=0.34$ (entspricht 0.34 % des Ausgangsvolumens) in der Optimierungsformulierung erreicht werden. Mit diesen Vorgaben errechnete sich das Optimierungsprogramm die steifste Struktur mit einem Zielgewicht von 0.075 kg. Um eine allzu „gitterartige“ Struktur mit feinem Netz zu verhindern, wurde eine Stabbreite von mindestens 5 mm im Optimization Control Panel ($\text{mindim}=5$) unter Optistruct definiert.

Abb. 6.8 zeigt die Optimierungsergebnisse der einzelnen Iterationsschritte (obere Hälfte: Iteration 1, 3, und 5, untere Hälfte, Iteration 10, 15, und 34) mit der Dichteverteilung, den

Elementen und Abb. 6.9 die dazugehörige Veränderung der globalen mittleren Nachgiebigkeit (total compliance). Die Dichteverteilung repräsentiert den E-Modul jedes Elementes. Elemente mit dem Dichtewert null (blaue Elemente), also ohne Masse, haben einen sehr geringen E-Modul und verhalten sich sehr weich (wie Löcher). Elemente mit dem Dichtewert 1 (rote Elemente), also volle Masse, besitzen den maximalen E-Modul des Materials und verhalten sich sehr steif, [29] S.198. In der Optimierung wurde durch Variation der Dichtewerte der einzelnen Elemente in mehreren Iteration somit die steifste Struktur errechnet. Vor allem in den ersten 5 Iterationen konnte die Steifigkeit stark erhöht werden (Abb. 6.9), danach wurde diese nicht wesentlich verbessert, jedoch konnte die geometrische Struktur von Iteration 10 bis 34 verfeinert und der Vorgabe von einer Stabbreite von 5 mm angepasst werden.

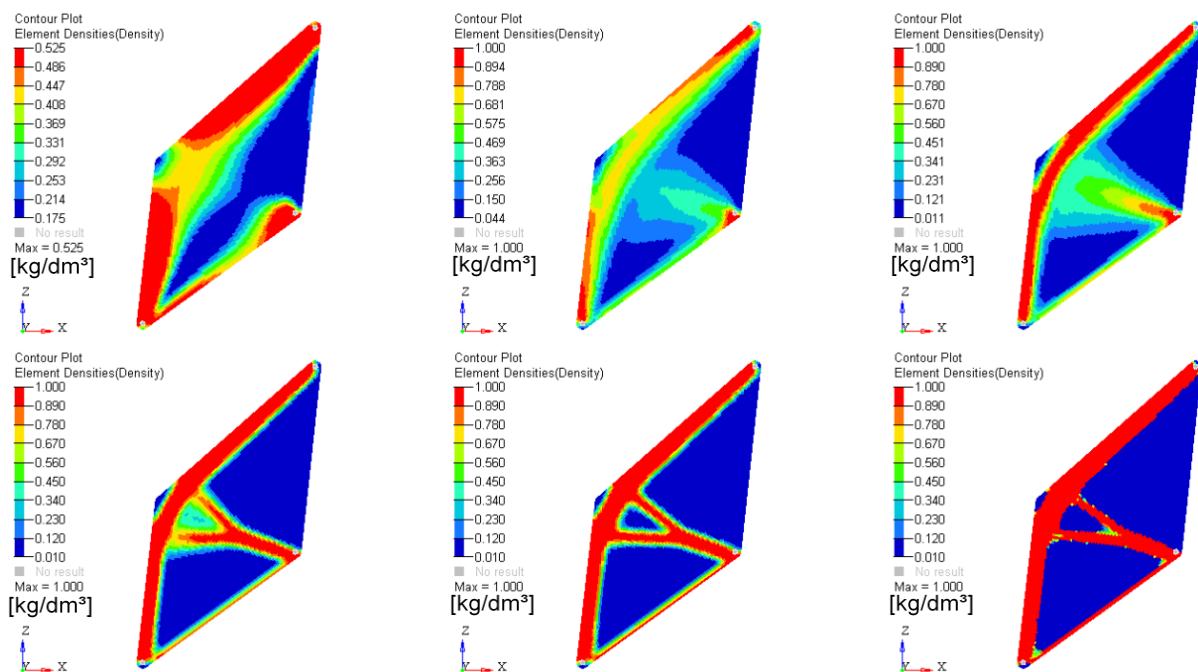


Abbildung 6.8: Dichteverteilung der Elemente bei verschiedenen Iterationsschritten

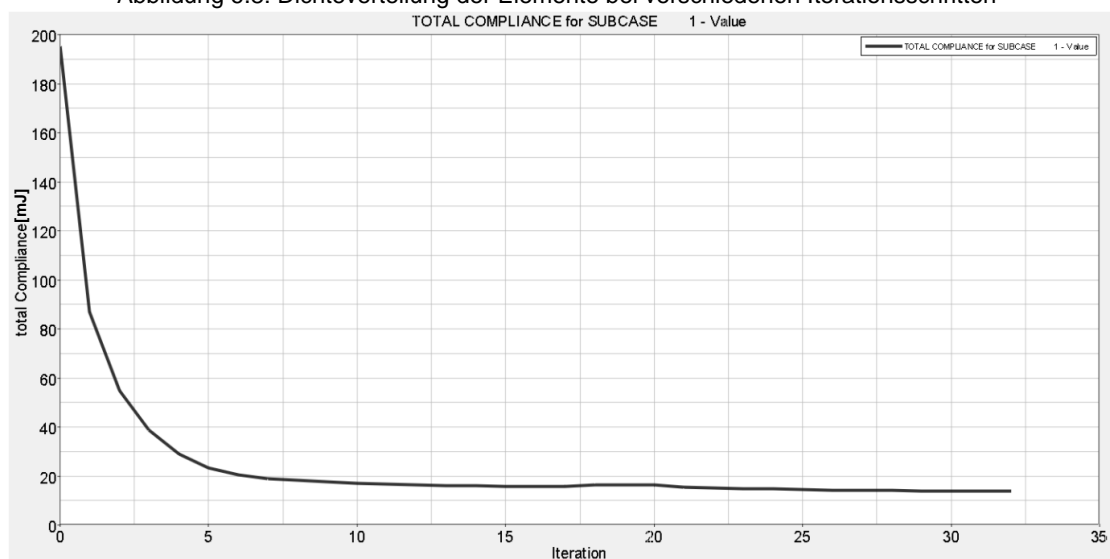


Abbildung 6.9: total Compliance (interne Dehnungsenergie) abhängig vom Iterationsschritt

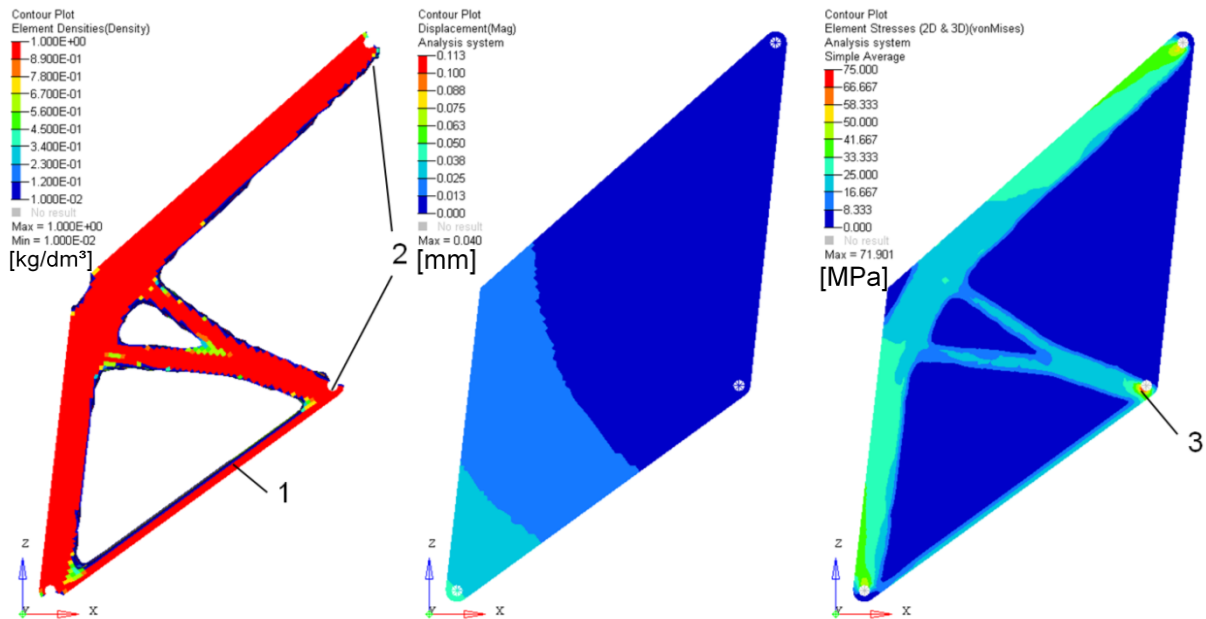


Abbildung 6.10: Struktur, Verschiebungen und Spannungen des optimierten Trägers

Abb. 6.10 zeigt nochmals die optimierte Trägerstruktur mit den Verschiebungen und Spannungszuständen des Lastfalles der letzten Iteration. Beim optimierten Design sind in dieser Darstellung nur mehr die Elemente mit einem Dichtewert von über 0,5 zu sehen, alle anderen „nicht tragenden“ Elemente wurden ausgeblendet. In der Verschiebungs- und Spannungsdarstellung war nur die Ansicht mit allen Elementen möglich. Zwischen den beiden festen Lagerstellen wurden die Elemente vollkommen eliminiert (Pos. 2), der untere Stab (Pos. 1) wurde nur mehr sehr dünn ausgebildet und, um die Steifigkeit weiter zu erhöhen, wurde in der Mitte des Trägers eine Y-Form ausgebildet.

	Topologieoptimierung
Max. Arbeitsspeicher	782 MB
Max. Festplattenspeicher	140 MB
Berechnungszeit	13 min 55 sec
Anzahl der Iterationen	34
Max. mögliche Iterationen	80

Tab. 6.2: Ressourcen der Optimierungsaufgabe in Optistruct

Die maximale Verformung beträgt 0.040 mm im Kraftangriffsbereich und die maximale Spannung 71,9 N/mm² am Lagerpunkt (Pos. 3). Die Tabellen 6.2 und 6.3 geben Aufschluss

über die benötigten Ressourcen der Optimierungsaufgabe und stellen die Eigenschaften sowie FEM-Berechnungsergebnisse der Varianten 1 bis 3 sowie der optimierten Struktur gegenüber.

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Optimiertes Design
Gewicht	0,224 kg	0,077 kg	0,074 kg	0.076 kg
Material	Stahl	Stahl	Stahl	Stahl
Bauteiltiefe	6mm	6mm	6mm	6mm
Armbreite	-	6mm	5mm	-
Max Spannung	61,5 N/mm ²	74,9 N/mm ²	49,6 N/mm ²	71,9 N/mm ²
Max Verformung	0,025 mm	0,113 mm	0,049 mm	0,040 mm

Tab. 6.3: Eigenschaften und FEM-Ergebnisse der einzelnen Trägerstrukturen

6.5 Bauraum des Schwenklagers

Damit die optimale geometrische Struktur eines Bauteiles errechnet werden konnte, war es nötig, den maximalen möglichen Bauraum dieses Bauteils zu finden und anschließend in das Optimierungsmodell zu bringen. Es galt, die baulichen Restriktionen für das *CULT*-Schwenklager einzuhalten und das CAD-Bauteil in Hypermesh Optistruct einzubinden. Relevant für die Größe des Schwenklagers waren vor allem die Vorderachskinematik des *CULT*-Fahrzeuges sowie die Bauteile die das Schwenklager von allen Seiten begrenzen.

Im Lauf der Diplomarbeit änderte sich die Vorderachskinematik von Version V03 (Stand: November 2011), zu Version V04 (Stand: April 2012), um Verbesserungen hinsichtlich Lenkrollradius, Störkrafthebelarm und Dämpferreibung zu erzielen. Tab. 6.1 zeigt die Kinematikpunkte der Vorderachse, welche von der MKS-Abteilung zur Verfügung gestellt wurden. Die Hardpoints beschreiben die wichtigen kinematischen Punkte für das Schwenklager und die linke Vorderradaufhängung; in der Spalte „Bezeichnung“ findet man die Hardpoints im Konstruktionskoordinatensystem (KKS) des CAD-Modelles.

Hardpoints	Bezeichnung	X	y	z
Radmittelpunkt	w_ctr	0,000	-713,000	0,000
Dämpfer oben	dpr_upp	57,537	-546,353	485,066
Dämpfer unten	dpr_lwr	9,559	-599,949	79,395
Spurstange außen	trd_out	122,000	-634,000	24,700
Spurstange Innen	trd_inn	173,600	-337,000	40,700
Dreieckslenker außen	lnk_lwr_out	-16,100	-670,999	-124,560
Dreieckslenker innen vorne	lnk_lwr_inn_frt	-143,000	-384,092	-86,628
Dreieckslenker innen hinten	lnk_lwr_inn_rr	110,800	-384,092	-86,628

Tab. 6.4: Hardpoints der *CULT*-Vorderachse Kinematik-Version V04

Abbildung 6.10 zeigt den maximalen Bauraum des Schwenklagers (Pos. 1) im CAD-Kinematikmodell V04. Für die spätere Optimierungsberechnung in Optistruct wurde das Dämpferbein direkt mit dem Schwenklager verbunden und die Klemmverbindung mit Schrauben nicht berücksichtigt, da diese zur einer lokalen Belastung des Schwenklagers

führt und in der Optimierung für die gesamte Schwenklagerstruktur eine untergeordnete Rolle spielte. Beschränkt wurde der statische Bauraum an der Außenseite durch die 15 Zoll-Felge, das Radlager und den Bremssattel, dabei wurde ein Mindestabstand zur Felge von 9 mm eingehalten. Weitere Restriktionen entstanden durch die Lenkbewegungen, bzw. Ein- und Ausfederbewegungen bei Fahrt. Für diese Fälle wurden die Relativbewegungen (Translationsvolumen) der relevanten Bauteile wie Querlenker (Pos. 2), Antriebswelle (Pos. 3) und Spurstange (Pos. 4) zum Schwenklager erstellt, um den maximalen Bauraum sicherzustellen und Bauteilüberschneidungen zu verhindern (Abb. 6.12 bis 6.15). Die maximalen Auslenkungen der Radaufhängung im Fahrbetrieb sind in Tab. 6.5 ersichtlich. In der anschließenden Topologieoptimierung spielte die Anzahl der gesamten FEM-Elemente eine wesentliche Rolle bezüglich der Qualität des Ergebnisses und des Berechnungsaufwandes. Um die Elementgröße so gering wie möglich zu gestalten und da eine Materialansammlung an dieser Position nicht zu erwarten war, wurde an der Vorderseite des Schwenklagers der Bauraum eingeschränkt (Pos. 5).

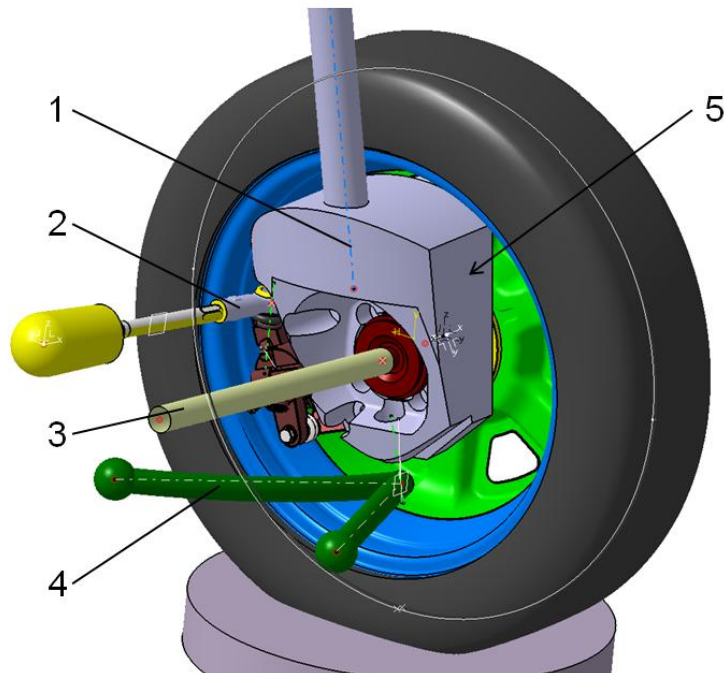


Abbildung 6.11: Maximaler Bauraum im Kinematikmodell V04

Auslenkungen des Vorderrades	Vorderachse links	Vorderachse rechts
Einfederweg	70 mm	70 mm
Ausfederweg	80 mm	80 mm
Linkskurve-Spurstangenweg	68,5 mm	68,5 mm
Rechtskurve-Spurstangenweg	68.5 mm	68,5 mm

Tab. 6.5: Maximale Radauslenkungen der *CULT*-Vorderachse

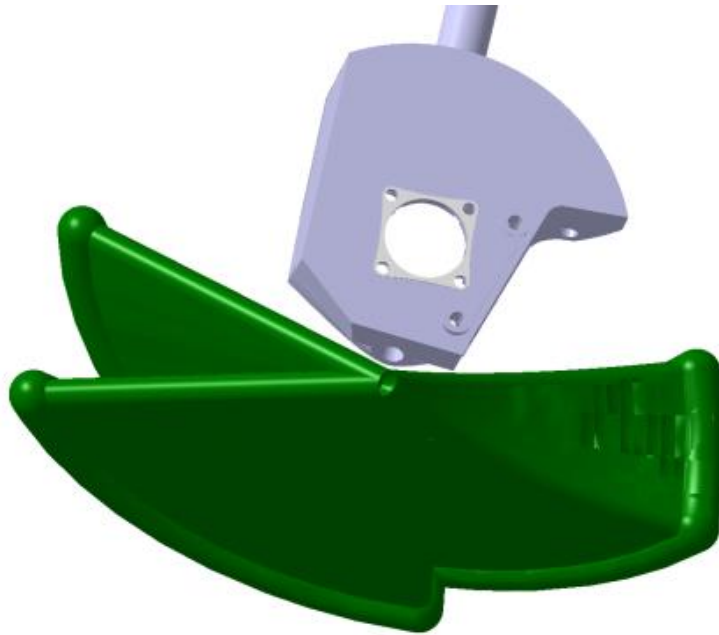


Abbildung 6.12: Relativbewegungen des unteren Querlenkers im Kinematikmodell

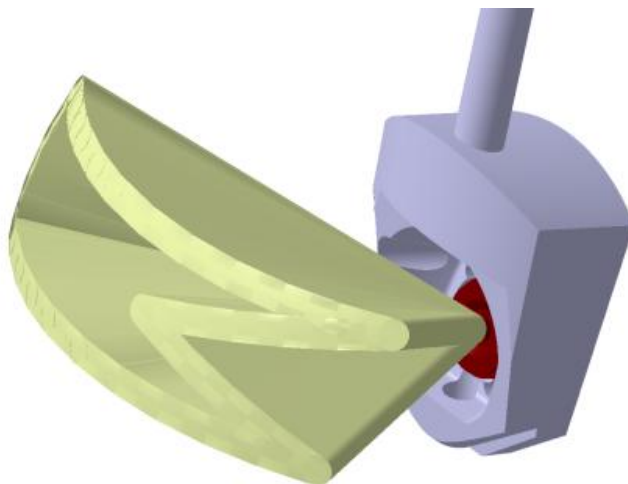


Abbildung 6.13: Relativbewegungen der Antriebswelle im Kinematikmodell

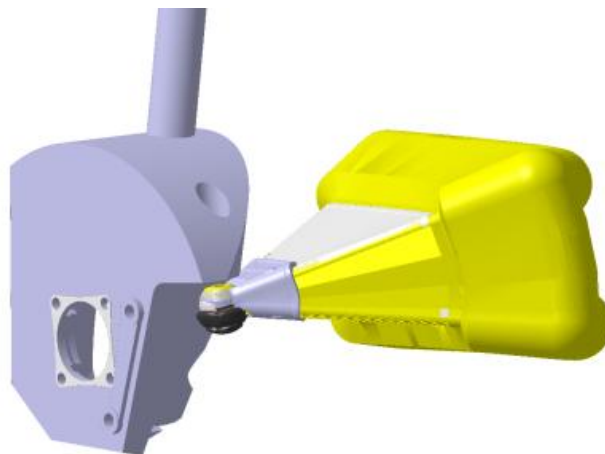


Abbildung 6.14: Relativbewegungen der Spurstange im Kinematikmodell

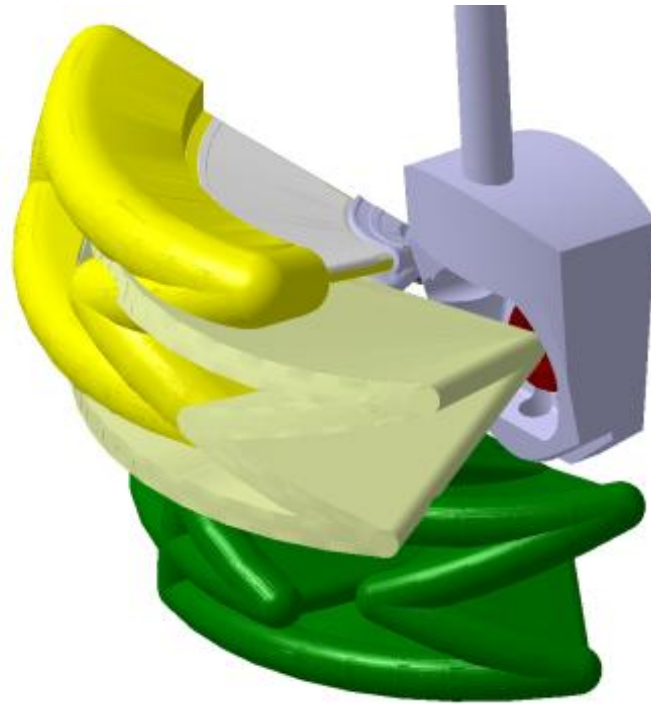


Abbildung 6.15: Relativbewegungen der angrenzenden Bauteile im Fahrbetrieb

6.6 Hypermesh Optistruct-Modell

In Abschnitt 6.4 wurde das *CULT*-Schwenklager mit dem maximal verfügbaren Bauraum erstellt, dieses galt es nun nach Hypermesh Optistruct zu übertragen. Optistruct bot die Möglichkeit, CAD-Daten zu importieren, somit konnte das in CATIA-V5 konstruierte Schwenklager, mit der bestehenden Kinematik V04 direkt eingelesen werden. Für die Optimierungsaufgabe wurde dasselbe FEM-Modell für Kräfte, Constraints, Beams und Rigidis sowie Materialeigenschaften für das Dämpferbein, wie in Kapitel 4.1 bis 4.6 beschrieben, herangezogen. Für das Netz-Modell bedurfte es an anderen Überlegungen. Die Optimierungsaufgabe erfolgte in mehreren Iterationsschritten, welche jede für sich, eine von der Anzahl der Elemente und Knoten abhängige Dauer benötigte. Es galt die Elementgröße an die Optimierungsaufgabe und deren rechnerischen Aufwand anzupassen, somit wurden Tetra4-Elemente herangezogen. Diese Elemente besitzen nur 4 Knoten, im Gegensatz zu Tetra10-Elementen, aber durch deren Einsatz konnte die Berechnungszeit vermindert werden.

Abb. 6.16 und 6.17 beschreiben den Aufbau des FEM-Modelles in Optistruct. Für die Optimierungsaufgabe galt es, das Bauteil in Bereiche einzuteilen. Nur die blauen Bereiche (Pos.1) wurden unter den Optimierungsformulierungen berechnet, der Bereich Nondesign (Pos. 2) und der Dämpfer (Pos. 3), wurde nicht berücksichtigt. Tab. 6.9 gibt Aufschluss über alle Optimierungsformulierungen, als Zielfunktion stand die Minimierung der globalen mittleren Nachgiebigkeit (Glg. 6.5), also die Summe der Nachgiebigkeit jedes Lastfalles multipliziert mit dessen Gewichtung (Tab. 6.8).

Komponente	Elemente	Elementgröße	Anzahl der Elemente	Anzahl der Knoten
design	Tetra4	3 mm	607817	115624
nondesign	Tetra4	3 mm	25003	8415
Dämpferbein	Tetra4	3 mm	27661	9685

Tab. 6.6: Netzeigenschaften des Optistruct FEM-Modelles

Bauteil	Werkstoff	Elastizitätsmodul	Schubmodul	Poisson-Zahl	Dichte
Schwenklager	Sibodur 700-10	175000 N/mm ²	68000 N/mm ²	0,289	7.08 kg/dm ³
Federbein	Stahl	210000 N/mm ²	81000 N/mm ²	0,3	7.9 kg/dm ³

Tab. 6.7: Materialeigenschaften der FEM-Optistructmodelles

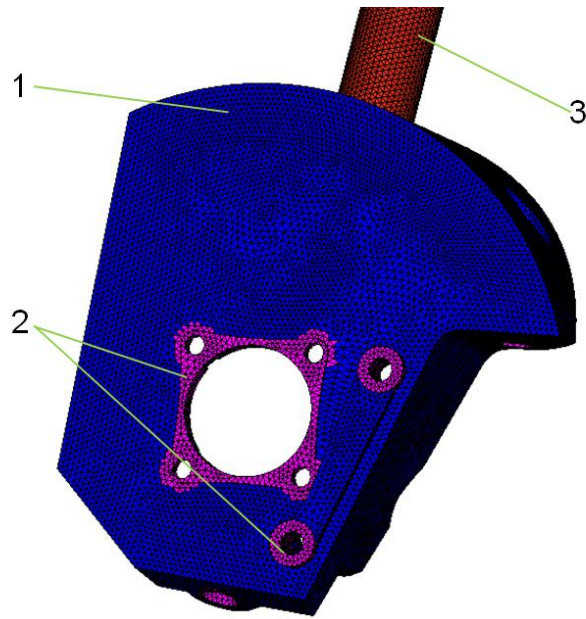


Abbildung 6.16: FEM-Modell in Optistruct

Gesamtansicht des FEM-Optistruct Modelles;
Kräfte, Constraints, Beams, Rigids, sowie
Materialeigenschaften wurden aus Kap. 4.1 bis
4.6 übernommen.

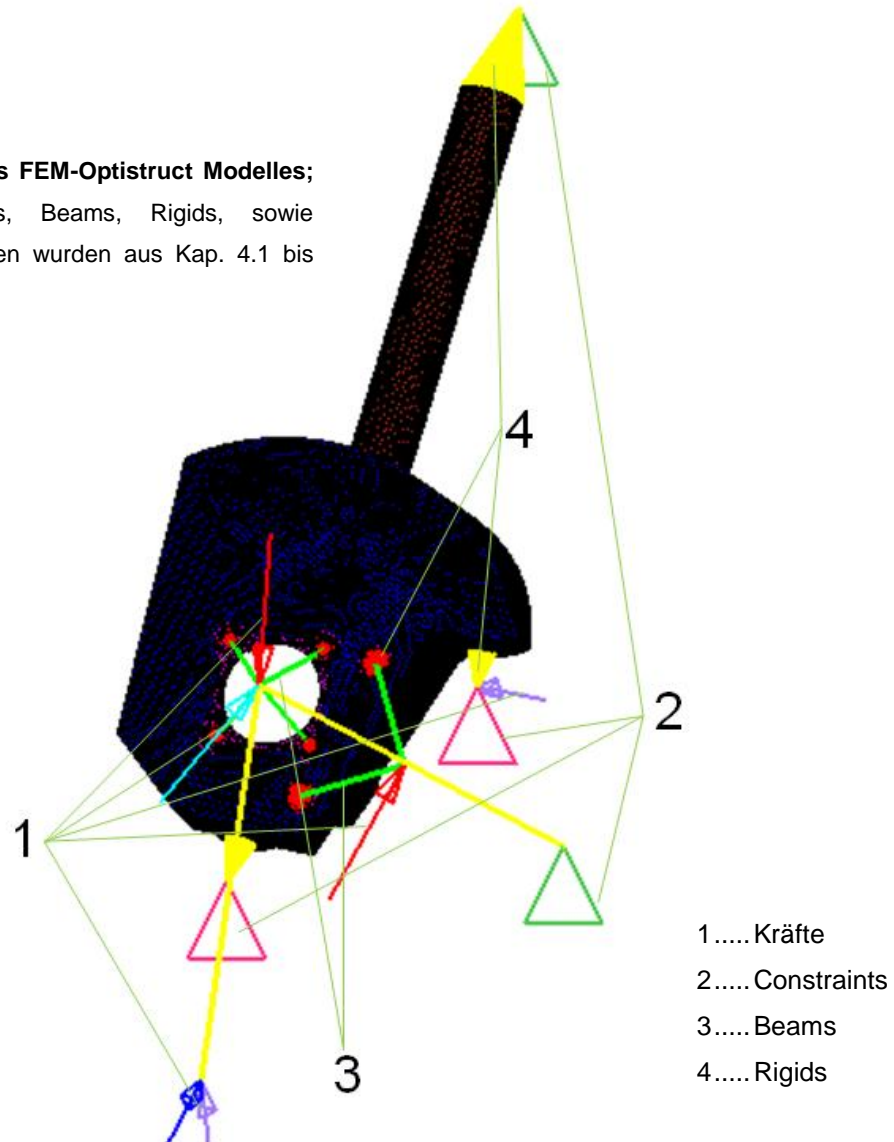


Abbildung 6.17: Gesamtansicht des FEM-Optistruct Modelles

Lastfall	Gewichtung der Nachgiebigkeit
Bremsen	1
Kurve_1g	1
Schlechtweg_1	1
Schlechtweg_2	1
Bordstein	0.8

Tab. 6.8: Gewichtungen der Nachgiebigkeit in der Optimierung

	Optimierungsvorgaben
Zielfunktion	Minimiere globale mittlere Nachgiebigkeit C
Volumenrestriktion	7.3 % des Design Volumens, (2.3 kg Zielgewicht)
Guss-Auszugsrichtung	Y-Richtung mit split Funktion (im KKS)
minimum membersize control	8 mm
max. Iterationen	40

Tab. 6.9: Optimierungsformulierungen in Optistruct

Die Optimierung sollte einen Designvorschlag mit Gussrestriktionen für das eingesetzte Material Sibodur 700-10 (Abb.3.10) liefern, diese Einschränkungen wurden in den Optimierungsvorgaben mit der Guss-Auszugsrichtung unter Berücksichtigung zweier Gussformen mit einer Teilungsebene sowie einer minimalen Wandstärke von 8 mm definiert (Tab. 6.9).

Von MSF wurde ein Schwenklagergewicht von 2.8 kg angestrebt. Unter Beachtung der Überleitung des Designvorschlages zu einem gusstechnisch produzierbaren Schwenklager wurde ein Spielraum von 0,5 kg hinterlegt, so dass die Optimierung ein Bauteilgewicht von 2.3 kg liefern sollte. Um unnötige Berechnungszeiten zu verhindern, wurden maximal 40 Iterationen erlaubt.

6.7 Optistruct Ergebnisse

Die Ergebnisse der Optimierungsaufgabe wurden mit Hyperworks Hyperview ausgelesen und ausgewertet. Abb. 6.18 zeigt den Designvorschlag mit einem Dichtewert der Elemente (Element Density) von $\rho \geq 0.35$ [kg/dm³], alle Elemente unterhalb von $\rho = 0.35$ [kg/dm³] wurden ausgeblendet. Die roten Bereiche (nondesign, Pos. 1) zeigen die Stellen, welche in der Optimierung nicht berücksichtigt wurden (Element Density=1), alle anderen Bereiche sind von blau bis rot gekennzeichnet, was einen Dichtewert der Elemente von 0 % bis 100 % entspricht (Element Density von 0 bis 1). Bereiche mit starker Beanspruchung lassen sich bereits ohne Spannungsauswertung erkennen, hier wurde die Dichte kaum vermindert (z. B. Pos. 2).

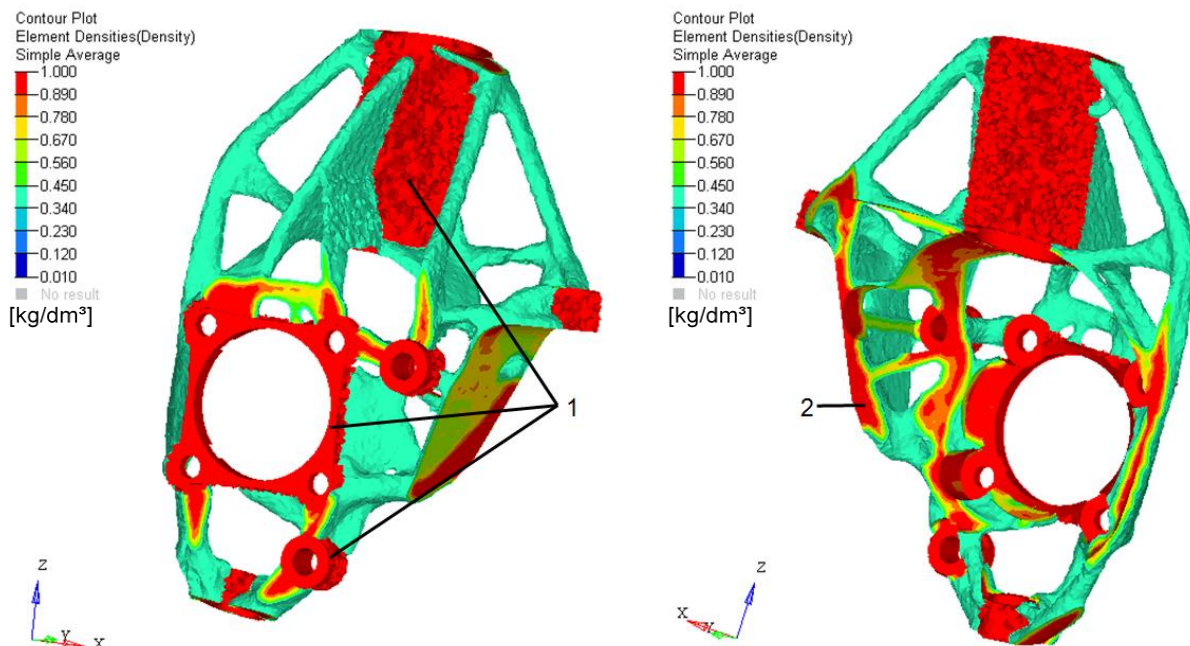


Abbildung 6.18: Optimierte Struktur, Dichte der Elemente $\rho \geq 0.35$ [kg/dm³]

Das optimierte Design zeigte eine sehr großvolumige Struktur, vor allem im Bereich der Klemmverbindung. An der Vorderseite der Radlageraufnahme bildete sich eine Y-Form, was bereits einen Unterschied zu üblichen Schwenklagerbauarten darstellte. Obwohl in den Optimierungsformulierungen gusstechnische Restriktionen wie die Draw-Split-Funktion definiert wurden, bildeten sich im Bereich der Spurstange- und Bremsenanbindung Hinterschneidungen, welche mit einer zweiteiligen Gussform nicht zu lösen waren (Abb. 6.19, Pos.1). Im unteren Bereich entwickelte sich eine wurzelartige Struktur (Pos. 2), welche gusstechnisch ausführbar ist. Die Spannungsauswertungen für die einzelnen Lastfälle sind in Abb. 6.20 bis 6.24 zu sehen; zur Orientierung der maximal zulässigen Belastungsbereiche wurde die Spannungsskala mit einem Maximalwert von 440 N/mm² definiert, was der 0,2 % Dehngrenze ($R_{p0,2}$) des Werkstoffes Sibodur 700-10 entspricht.

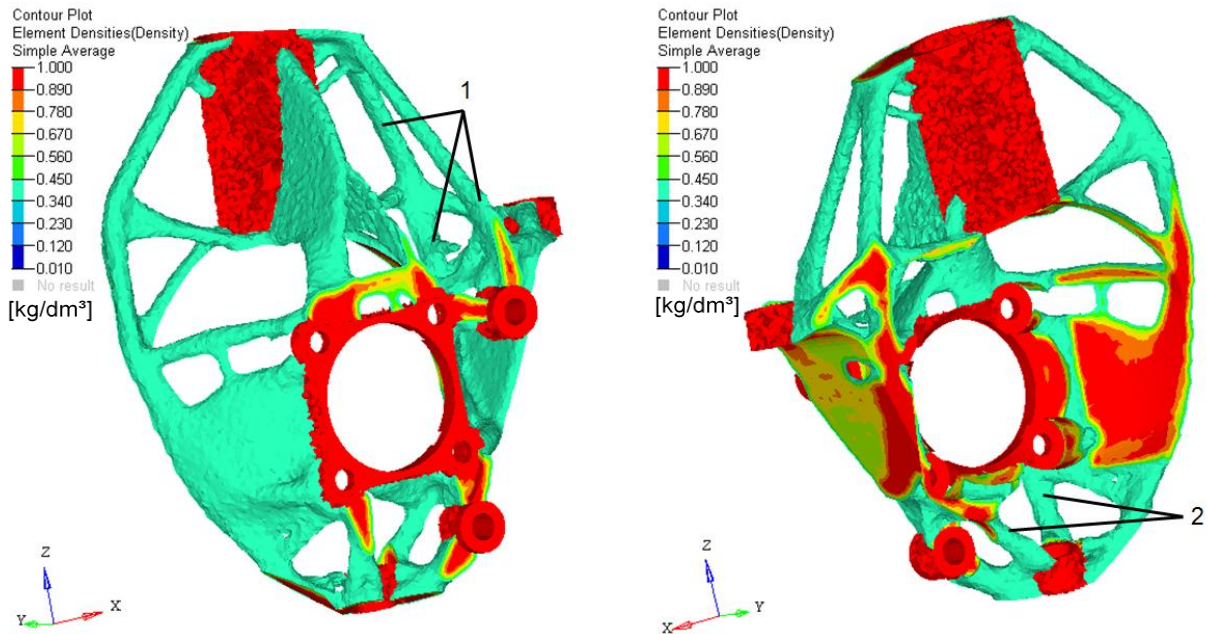


Abbildung 6.19: Optimierte Struktur, Dichte der Elemente $\rho \geq 0.35$

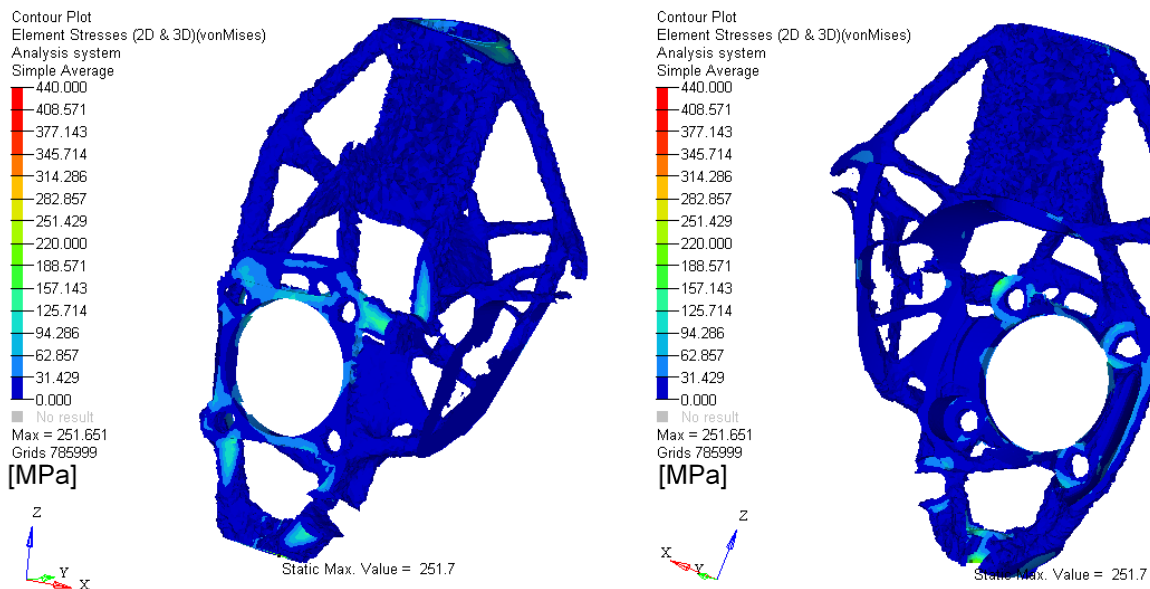


Abbildung 6.20: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Bremsen

Durch numerische Zusammenhänge wurden alle Elemente des Designvolumens mit einer Spannung beaufschlagt, da das E-Modul in der Optimierung nie einen Wert von 0 erreichen kann. Für eine bessere Darstellung wurden somit nur Elemente mit einer Spannung über 5 N/mm² dargestellt, was die fransenartige Struktur der Spannungsschaubilder erklärt. Beim Lastfall Bremsen (Abb. 6.20) treten großflächige Spannungen an der Bremssattel- sowie Radlageranbindung auf, die höchste Spannung mit 251,7 N/mm² befindet sich am Querlenkerzapfenlager.

Bei Kurvenfahrt (Abb. 6.21) steht das gesamte untere Gebiet ab der Klemmverbindung stark unter Spannung, was auf die kleinere Querschnittsfläche des Designvorschlages in der YX-

Ebene auf Höhe des Radlagerflansches zurückzuführen ist. Die maximale Spannung mit 276 N/mm² entsteht an der Innenfläche des Radlagerflansches (linkes Bild).

Die Lastfälle Schlechtweg 1 und Schlechtweg 2 zeigen die geringsten Belastungen sowie Spannungswerte, jedoch weist der Lastfall Schlechtweg 2 im oberen Bereich höhere Belastungen auf, da hier wesentlich mehr Elemente mit mindestens 5 N/mm² beaufschlagt sind, die höchsten Spannungszustände sind in diesen beiden Fällen mit 166 N/mm² und 162 N/mm² zu finden, (Abb. 6.22 und 6.23).

Der Loadstep-Missbrauch an einer Bordsteinkante hebt sich von allen anderen Lastfällen ab und zeigt nicht nur an der unteren Hälfte großflächige Belastungen, sondern auch im Bereich der Klemmverbindung, zurückzuführen auf die Kap. 4.4 beschriebenen Probleme. Auch die höchste in allen Lastfällen erreichte Spannung von 529 N/mm² an der linken Hinterseite (Abb. 6.24, rechts) unterstrich diesen Sachverhalt.

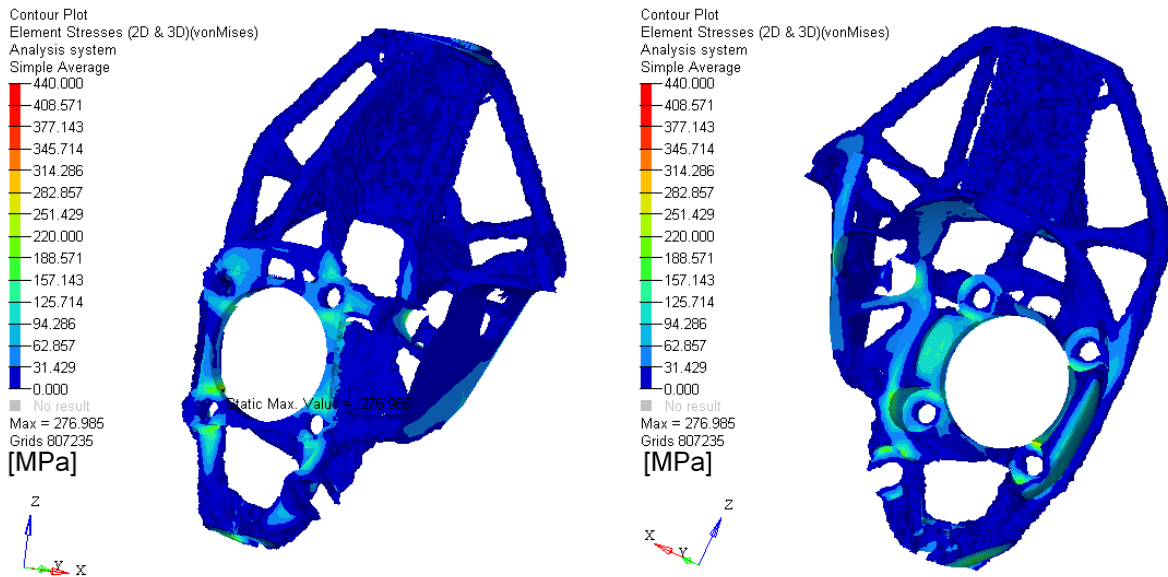


Abbildung 6.21: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Kurvenfahrt

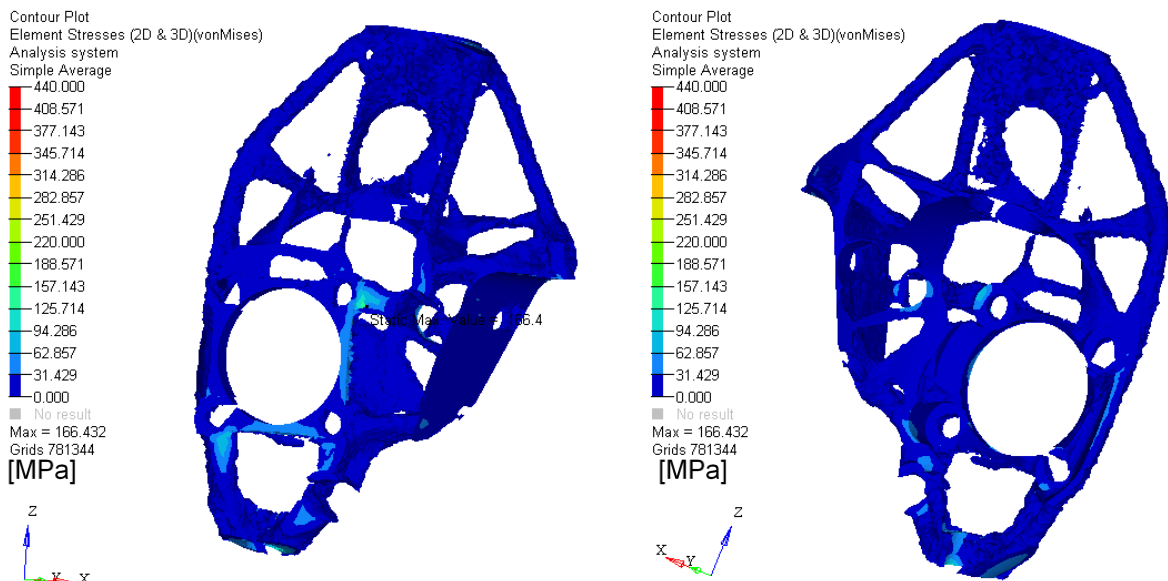


Abbildung 6.22: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Schlechtweg 1

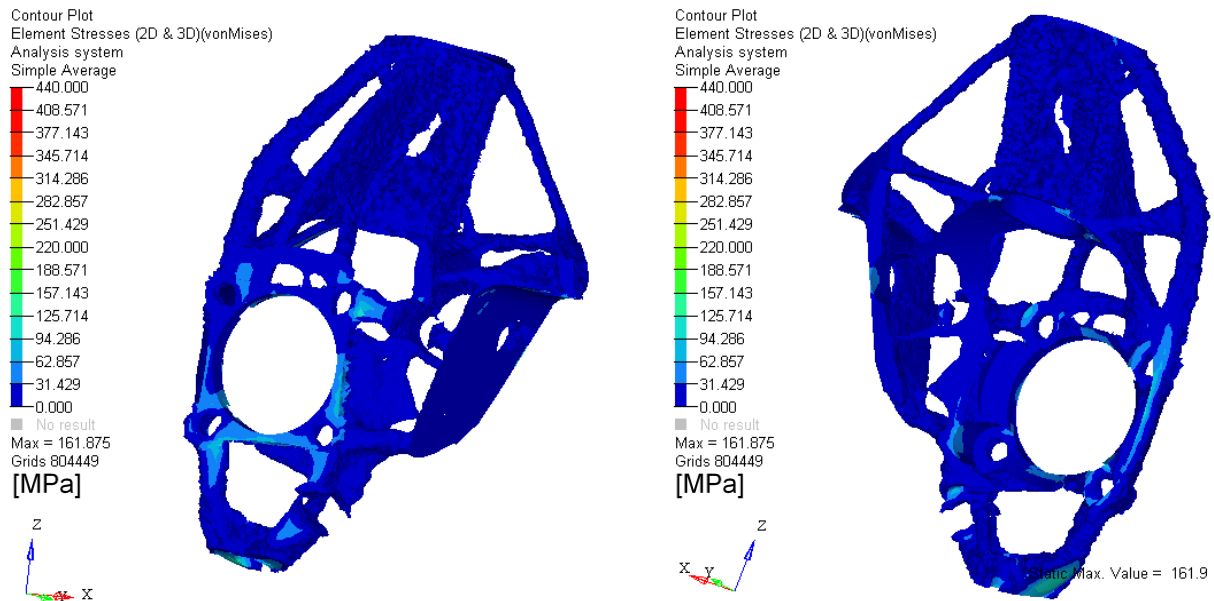


Abbildung 6.23: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Schlechtweg 2

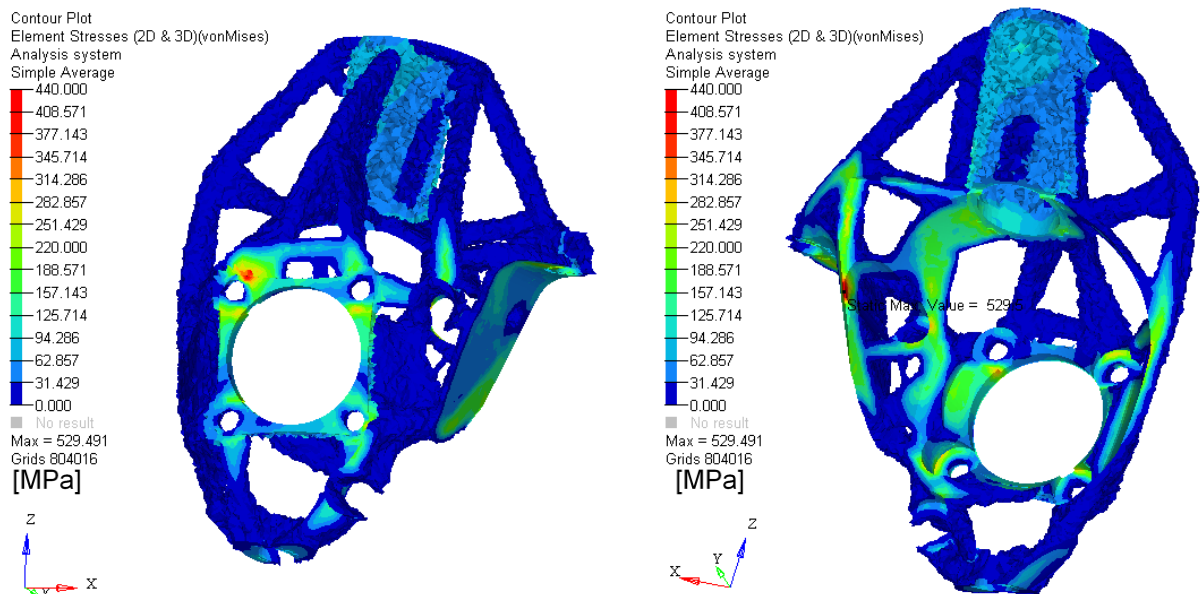


Abbildung 6.24: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Bordsteinkante

Abbildung 6.25 zeigt die Kurve der globalen mittleren Nachgiebigkeit (interne Dehnungsenergie), abhängig vom Iterationsschritt. Im Diagramm sind auch die dazugehörigen Iterationsstrukturen mit einem minimalen Dichtewert von $\rho \geq 0.1$ [kg/dm³] zu sehen. Die Nachgiebigkeit wird in den ersten Iterationsschritten stark vermindert, in den letzten Iterationen steigt die Nachgiebigkeit, jedoch wird der Bauteilstruktur-Designvorschlag feiner ausgebildet (mehr Löcher). Tab. 6.10 liefert eine Auflistung der maximalen Spannungen jedes Lastfalles und Tab. 6.11 gibt Aufschluss über die genutzten Ressourcen der Optimierungsaufgabe.

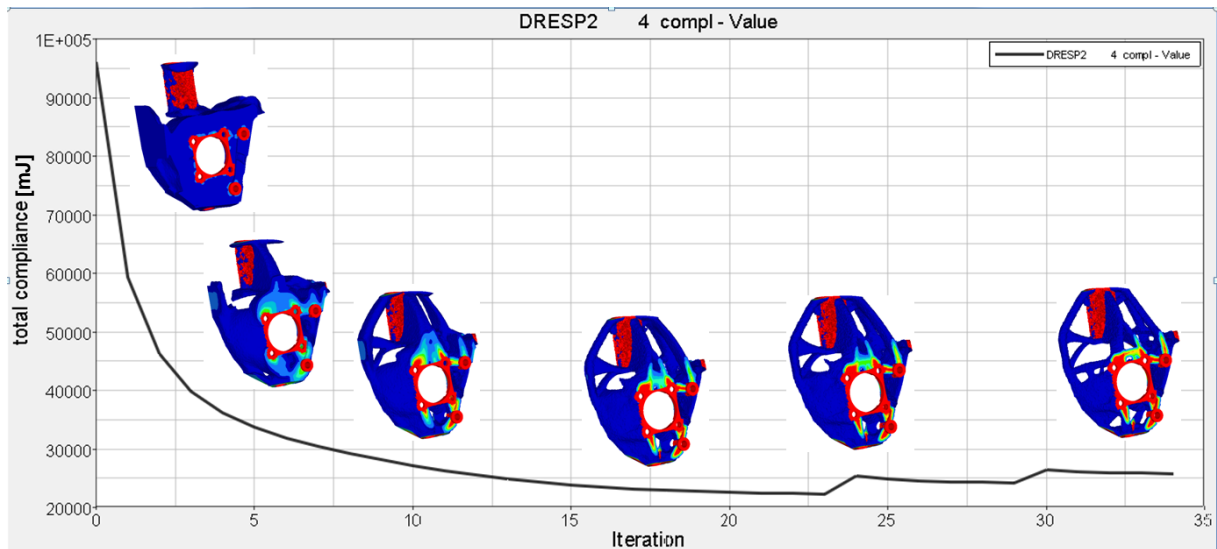


Abbildung 6.25: total Compliance (interne Dehnungsenergie) nach Iterationsschritten

	Bremsen	Kurve_1g	Schlechtweg_1	Schlechtweg_2	Bordsteinkante
Maximale Spannung	251,7 N/mm ²	277 N/mm ²	166,4 N/mm ²	161,9 N/mm ²	530 N/mm ²

Tab. 6.10: Maximalspannungen der optimierten Struktur

	Topologieoptimierung
Max. Arbeitsspeicher	1013 MB
Max. Festplattenspeicher	5759 MB
Berechnungszeit	9h 17min 45sec
Anzahl der Iterationen	34
Max. mögliche Iterationen	40

Tab. 6.11: Ressourcen der Optimierungsaufgabe in Optistruct

6.8 Gussmodell

Es galt den in Optistruct gelieferten Designvorschlag nach CATIA V5 zu übertragen und, auf die empfohlene Struktur aufbauend, eine gusstechnisch produzierbare Bauteilform zu erzeugen. Mit OSSmooth, eine Funktion von Optistruct, wurde der Designvorschlag mit einem Dichtegrenzwert von 0.35 kg/dm^3 im STL-Format ausgegeben. Mit der Oberfläche STL Rapid Prototyping in CATIA V5 konnte die STL-Datei eingelesen, das Flächenmodell (Abb. 6.26) durch Vereinfachungen der Geometrie und Schließen von Löchern in ein Volumenmodell umgewandelt und dadurch das Gewicht des Designvorschlages bestimmt werden. Das Gewicht betrug 2,76 kg.

Der konstruktive Optimierungszyklus ist in Abb. 6.29 zu sehen. Jedes Konzept wurde einer FEM-Berechnung mit den Lastfällen 1-5 unterzogen. Ausgehend von den Spannungsergebnissen wurden neue konstruktive Lösungen gefunden. Bei der ersten Version war es Ziel, so nah wie möglich am Designvorschlag zu bleiben, unter Berücksichtigung der gusstechnischen Restriktionen. Die mit zwei Gushälften nicht realisierbare rechte Seite des Designvorschlages konnte durch eine spinnenartige Streben-Struktur, ausgehend vom oberen Bremssattelflansch (Pos. 2) ersetzt werden. Bei allen Lastfällen (Kap. 6.6) waren die Spannungen des Designvorschlages im Bereich der Klemmverbindung gering, somit wurde hier überschüssiges Material an der Vorderseite entfernt (Pos. 1). Abb. 6.27 zeigt die Probleme des Lastfalles-Bordsteinkante in der ersten Konstruktionsvariante. Die Arme werden einer starken Biege- und Torsionsbeanspruchung unterzogen, sodass die Streckgrenze des Werkstoffes überschritten wird. Hier galt es im zweiten Konstruktionsvorschlag V2 einen neuen Ansatz zu finden, indem die Arme durch eine flügelartige Struktur ersetzt wurden (Pos. 3), welche das nötige Flächenwiderstandsmoment für die Spurstangenkraft liefern sollte.

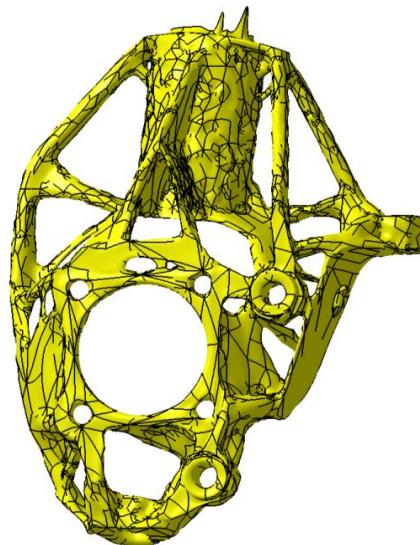


Abbildung 6.26: Optistruct Designvorschlag konvertiert in CATIA V5

Der Arm (Pos. 3) konnte durch die positiven Festigkeitsergebnisse der V2 vollständig entfernt werden.

Die erste Konstruktionsversion, in der auch Gusschrägen berücksichtigt wurden, ist V3. Durch weitere Verbesserungen, wie fließende Übergänge (Pos. 4 und Pos. 5) und das Verhindern von Krümmungen (Pos. 6), konnte weiter Gewicht reduziert werden. Durch die Erkenntnisse von den Spannungsergebnissen der verschiedenen Versionen konnten für die Klemmverbindung letztendlich zwei M6-Schrauben, welche für eine bessere Kraftverteilung und Belastungsaufnahme weit auseinander und so nah wie möglich ans Dämpferbein platziert wurden, verwendet werden (Abb. 6.28). Nicht, oder nur wenig tragende Bereiche zwischen den Schrauben boten ebenfalls die Möglichkeit, Material zu sparen. In Abb. 6.28 ist die obere Teilungsebene der beiden Gusshälften des Schwenklagers zu sehen.

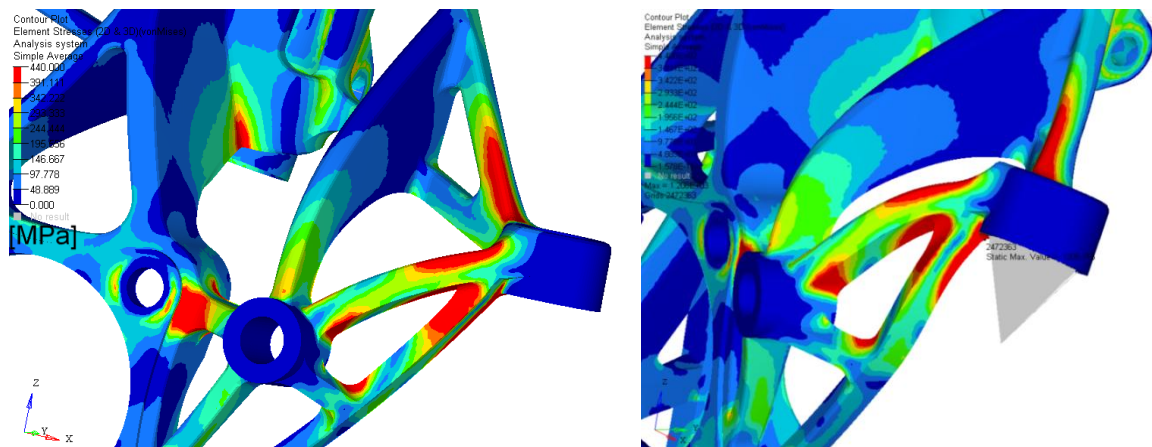


Abbildung 6.27: Spannungsergebnisse des Lastfalles Bordsteinkante im 1. CAD-Konzept

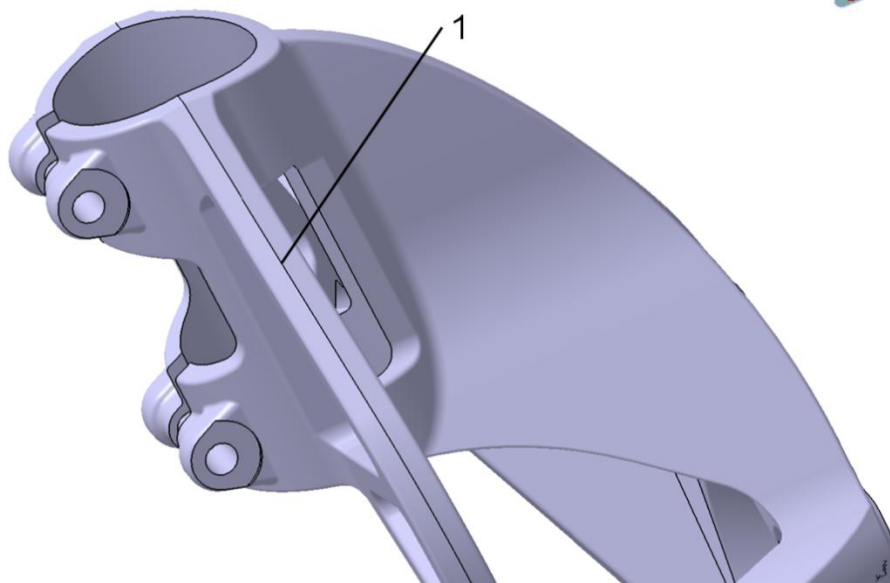


Abbildung 6.28: Konstruktive Lösung der Klemmverbindung für das Dämpferbein

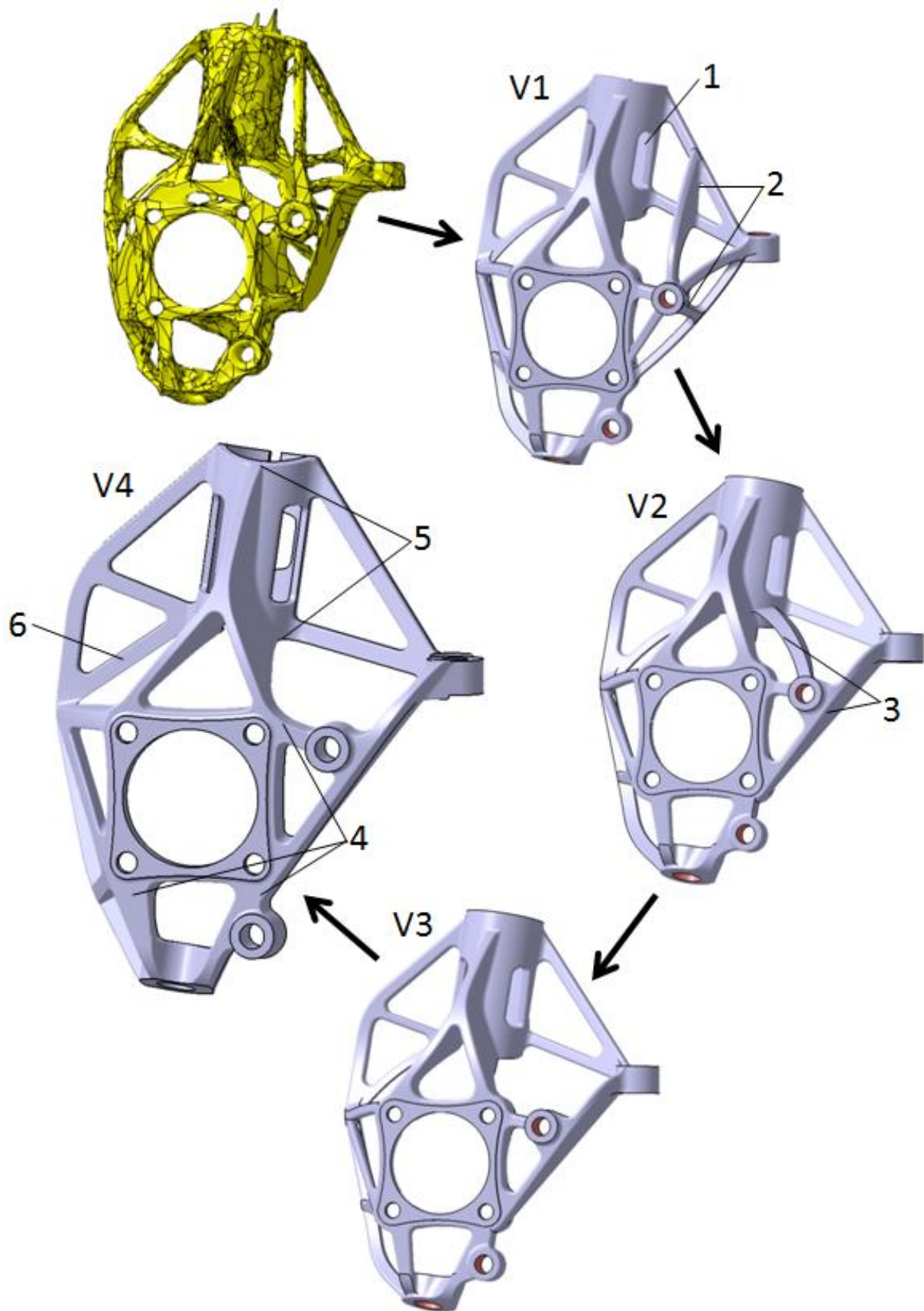


Abbildung 6.29: Schwenklager Konstruktionsvarianten V1 bis V4

6.9 FEM-Festigkeitsanalyse des Konstruktionsvorschlages

Jede Konstruktionsvariante wurde einer FEM-Festigkeitsanalyse mit Hypermesh-Radioss unterzogen. Die Belastungsvorgaben wurden von den in Kapitel 4.3 beschriebenen Lastfällen übernommen, lediglich die Vorspannkraft der beiden M6-, anstatt der ursprünglichen M12-Schraube wurde auf einen Wert von jeweils 13.2 KN verändert. Abb. 6.30 bis 6.36 zeigen die Spannungsergebnisse der letzten Konstruktionsversion V4, Tab. 6.11 bis Tab. 6.13 die Netzeigenschaften, maximal vorhandenen Spannungen und die genutzte Rechenleistung. In der Spannungsskala wurde als Maximalwert die Streckgrenze des Werkstoffs Sibodur 700-10 mit 440 N/mm² angegeben.

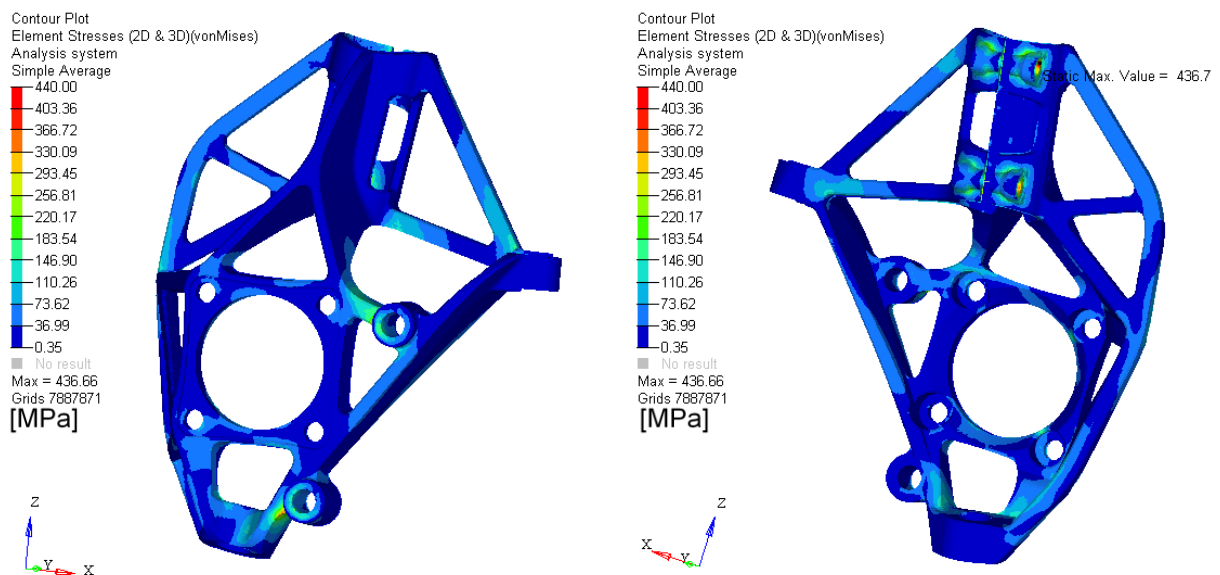


Abbildung 6.30: Spannungsergebnis des Lastfalles Bremsen

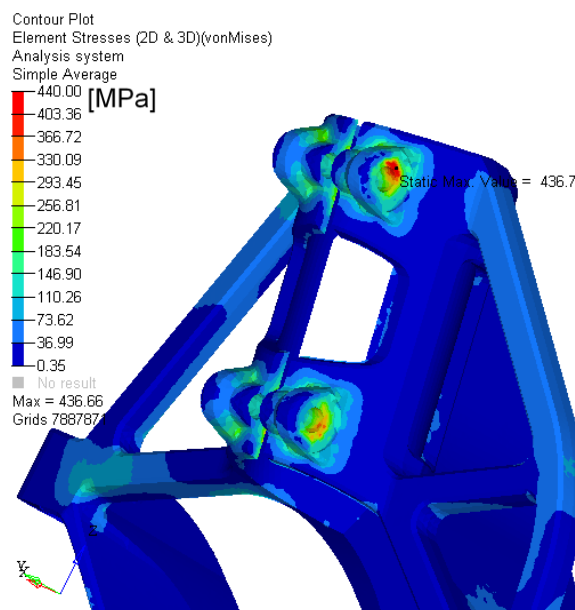


Abbildung 6.31: Problemstelle der Klemmverbindung durch zu hohe Vorspannkraft

Beim Bremsen (Abb. 6.30) bleiben die Spannungen über das ganze Bauteil verteilt in einem unproblematischen Bereich. Nur lokal, an der planen Schraubenflanschfläche, entsteht eine hohe Spannung von 436 N/mm^2 , welche durch die hohe Vorspannkraft der Schrauben verursacht wird und somit bei jedem Lastfall auftritt (Abb. 6.31).

Bei Kurvenfahrt (Abb. 6.32) wird die gesamte Struktur stark beansprucht und an scharfkantigen Stellen entsteht eine maximale Spannung von $679,2 \text{ N/mm}^2$, dieses Problem sollte durch Verrunden dieser Bereiche behoben werden können.

Beim Lastfall Schlechtweg 1 (Abb. 6.34) und Schlechtweg 2 (Abb. 6.35) treten nur geringe Spannungen über die gesamte Bauteilstruktur auf, die Maximalspannungen sind an der bereits beschriebenen Schraubenstelle zu finden.

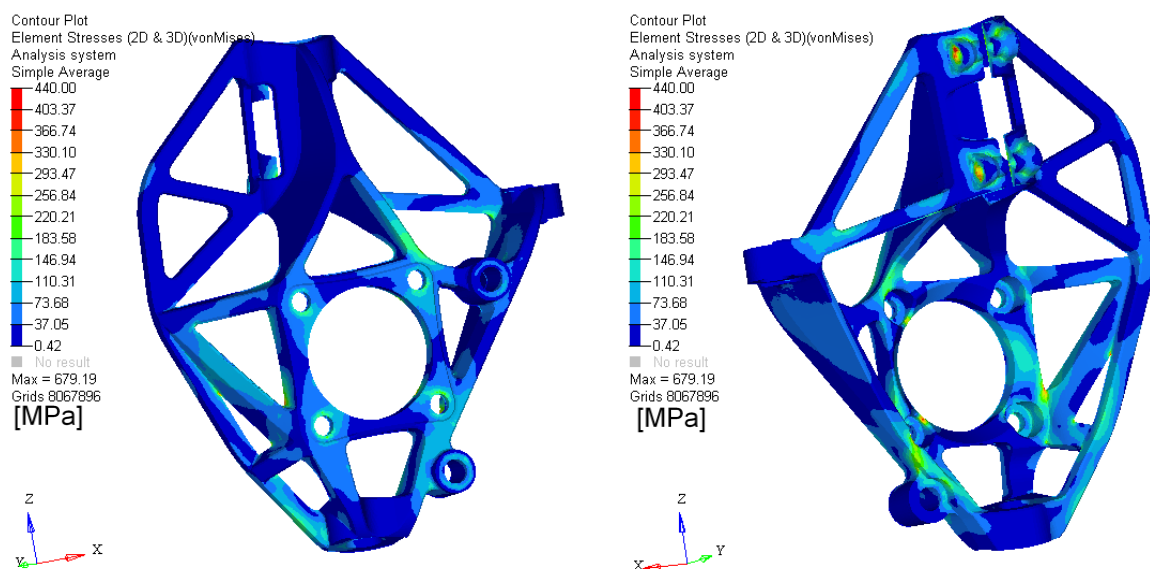


Abbildung 6.32: Spannungsergebnis des Lastfalles Kurve 1g

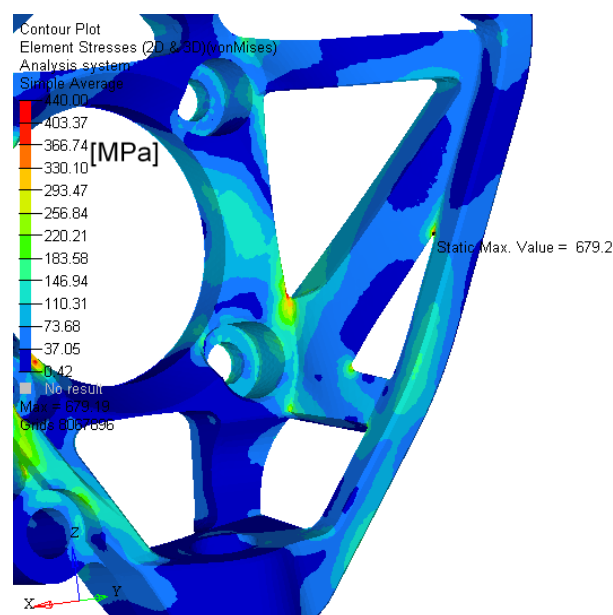


Abbildung 6.33: Problemstelle des Lastfalles Kurve 1g

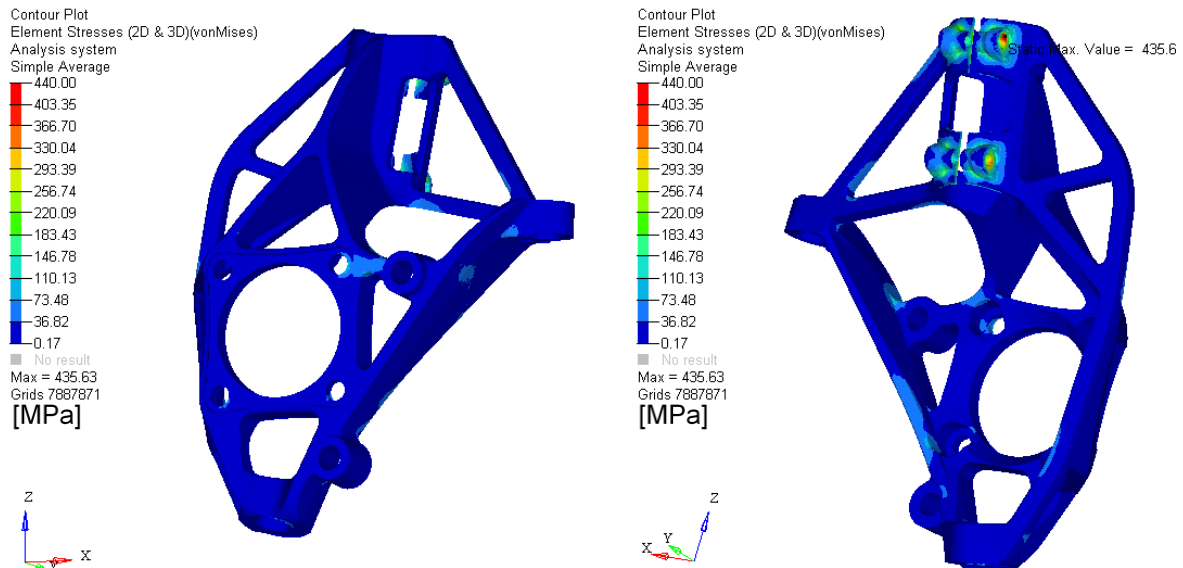


Abbildung 6.34: Spannungsergebnis des Lastfalles Schlechtweg 1

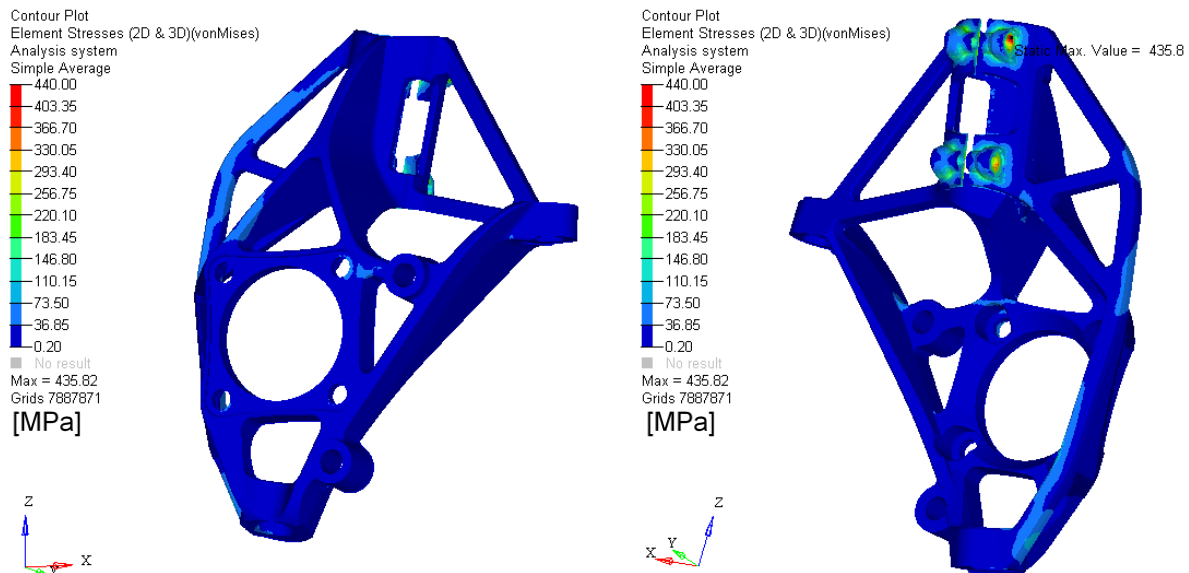


Abbildung 6.35: Spannungsergebnis des Lastfalles Schlechtweg 2

Beim Missbrauch an einer Bordsteinkante (Abb. 6.36) wird vor allem die rechte Seite am Spurstangenzapfen sehr in Anspruch genommen. Die höchste Spannung tritt wieder an der bereits erwähnten scharfen Kante mit $545,8 \text{ N/mm}^2$ auf und alle anderen hohen Spannungsspitzen an ähnlichen Stellen, diese sollten durch gezieltes Verrunden beseitigt werden können.

Für alle Lastfälle ist festzuhalten, dass das gesamte Bauteil in Anspruch genommen wird und der Kraftfluss durch alle „Arme“ erfolgt, somit würde ein Ausfall eines „Armes“ die Steifigkeit und Festigkeit sehr vermindern und es würde wahrscheinlich zum Kollabieren des Schwenklagers führen.

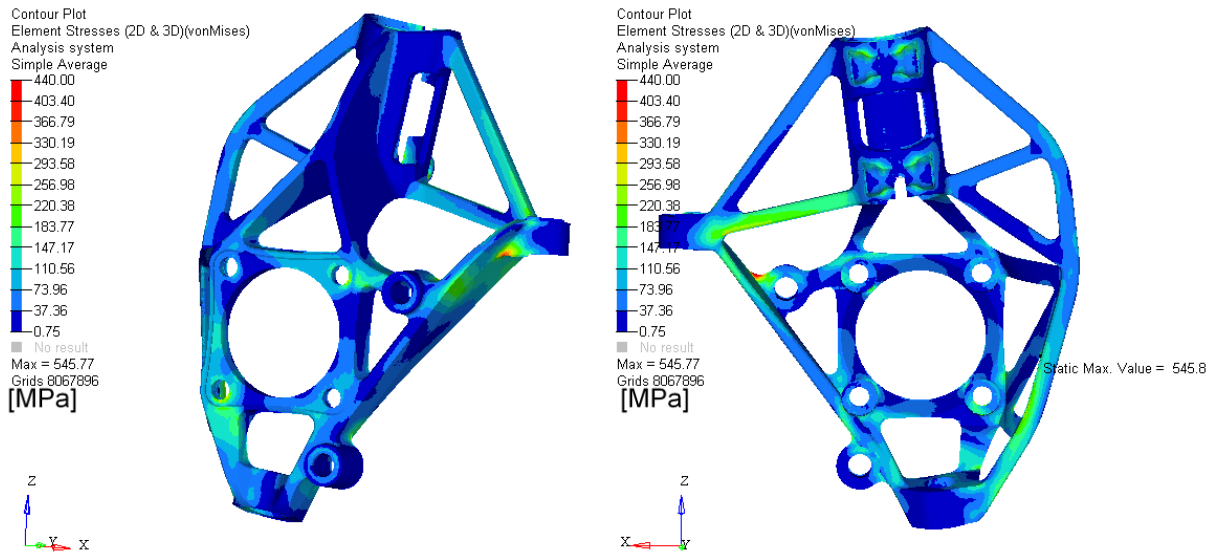


Abbildung 6.36: Spannungsergebnis des Lastfalles Bordsteinkante

Bauteil	Elemente	Elementgröße	Anzahl der Elemente	Anzahl der Knoten
Schwenklager	Tetra10	2 mm	204596	339890
Dämpferbein	Tetra10	2 mm	67552	22634

Tab. 6.11: Netzeigenschaften des FEM-Modelles von V4

	Bremsen	Kurve_1G	Schlechtweg_1	Schlechtweg_2	Bordsteinkante
Maximale Spannung	436 N/mm ²	679 N/mm ²	435 N/mm ²	435 N/mm ²	545 N/mm ²

Tab. 6.12: Maximalspannungen der Konstruktionsversion V4

	Topologieoptimierung
Max. Arbeitsspeicher	1054 MB
Max. Festplattenspeicher	7602 MB
Berechnungszeit	1h06min 27sec

Tab. 6.13: Genutzte Ressourcen der FEM-Festigkeitsberechnung von V4

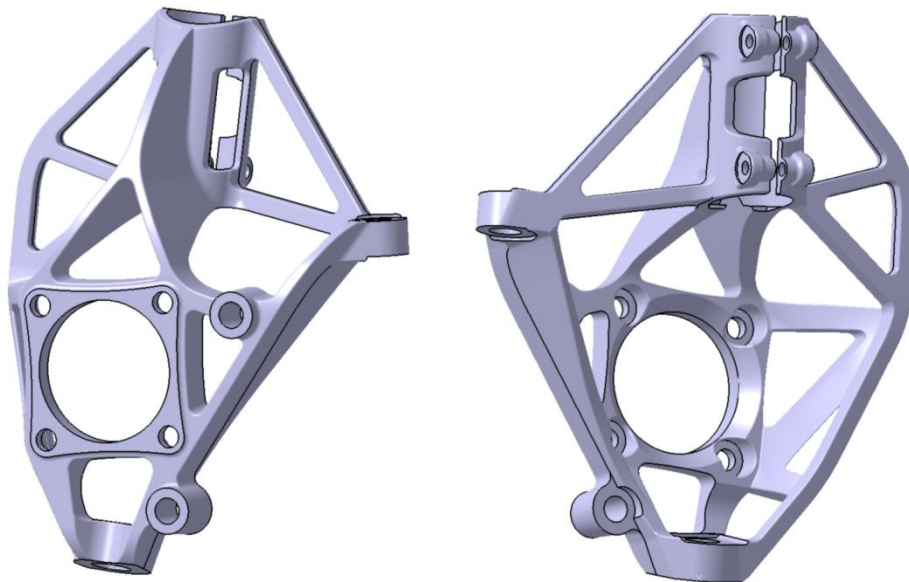


Abbildung 6.37: Konstruktionsvorschlag V4 des *CULT*-Schwenklagers

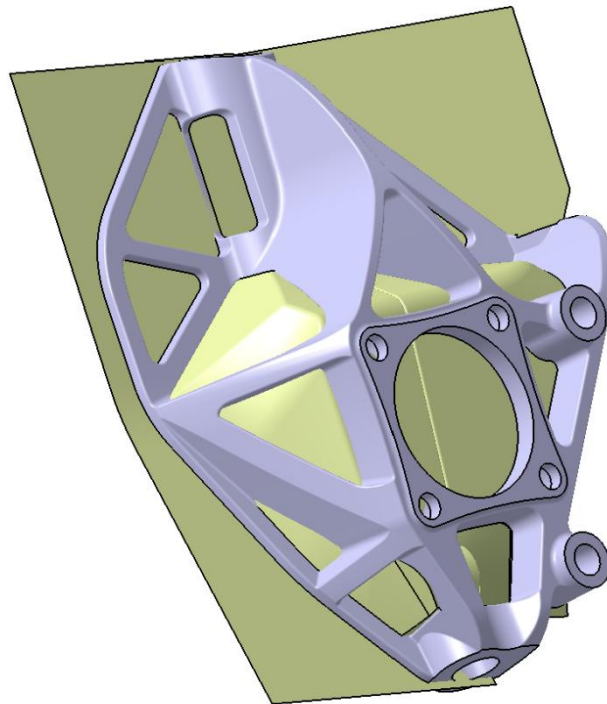


Abbildung 6.38: Teilungsfläche der beiden Gushälften des Konstruktionsvorschlages V4

Abb. 6.37 zeigt die Vorder- bzw. Rückseite des fertigen Konstruktionsvorschlages V4 für das *CULT*-Schwenklager. Die Teilungsfläche der beiden Gushälften wurde an der Oberseite des Schwenklagers in die Mittelebene der Streben gelegt und an der unteren Hälfte an die Innenseite des Schwenklagers gesetzt. Die Auszugsrichtung wurde auf die Mittelachse des Radlagers bezogen und sämtliche Auszugsschrägen mit 3° definiert, dies sollte genug Spielraum für eine problemlose Trennung der Gushälften in der Fertigung bieten.

6.10 Gusstechnische-Machbarkeitsstudie des ÖGI

Um die gusstechnische Machbarkeit des Bionik-Schwenklagerkonzeptes zu überprüfen, wurde vom Österreichischen Gießerei Institut (ÖGI) [41] eine Machbarkeitsstudie durchgeführt. Dafür wurde eine Gussimulation herangezogen, in welcher Abkühlungs- sowie Erstarrungsvorgänge beim Sandgussverfahren kontrolliert wurden.

Abbildung 6.39 links veranschaulicht den Temperaturverlauf beim Abkühlen des Bauteiles. Die rechte Seite gibt Aufschluss über den Erstarrungsvorgang, wobei die roten Zonen flüssigen Werkstoff repräsentieren, obwohl der Rest des Gussteiles bereits erstarrt ist. Bereiche mit kleinem Querschnitt, bzw. großem Oberflächen zu Volumen Verhältnis, (Pos.2) erstarren rascher als Bereiche, an denen sich größere Masse anhäuft (Pos.1). Diese Anhäufungen bieten Voraussetzungen zur Lunkerbildung.

Bei vier Bereichen handelt es sich um die Anbindungsstellen zu Bauteilen, wie Bremssattel oder Radlager, welche mit Durchgangslöchern oder konischen Bohrungen im Schwenklager realisiert werden und eine spanende Nachbearbeitung erfordern. Durch Einlegen von Gusskernen oder durch mitgeformten Sand in der Kokille könnte hier überschüssige Massenanhäufung verhindert werden. Im Bereich des Schwenklagerhalses könnte laut ÖGI der Einsatz von Kühlelementen für eine gleichmäßige Abkühlung des Bauteiles sorgen und Lunkerbildung unterbinden.

Als Resümee der Gussimulation konnte festgehalten werden, dass durch geeignete Maßnahmen Problemstellen verhindert werden können und für das Sandgussverfahren keine Geometrieänderungen am Schwenklagerkonzept nötig sind.

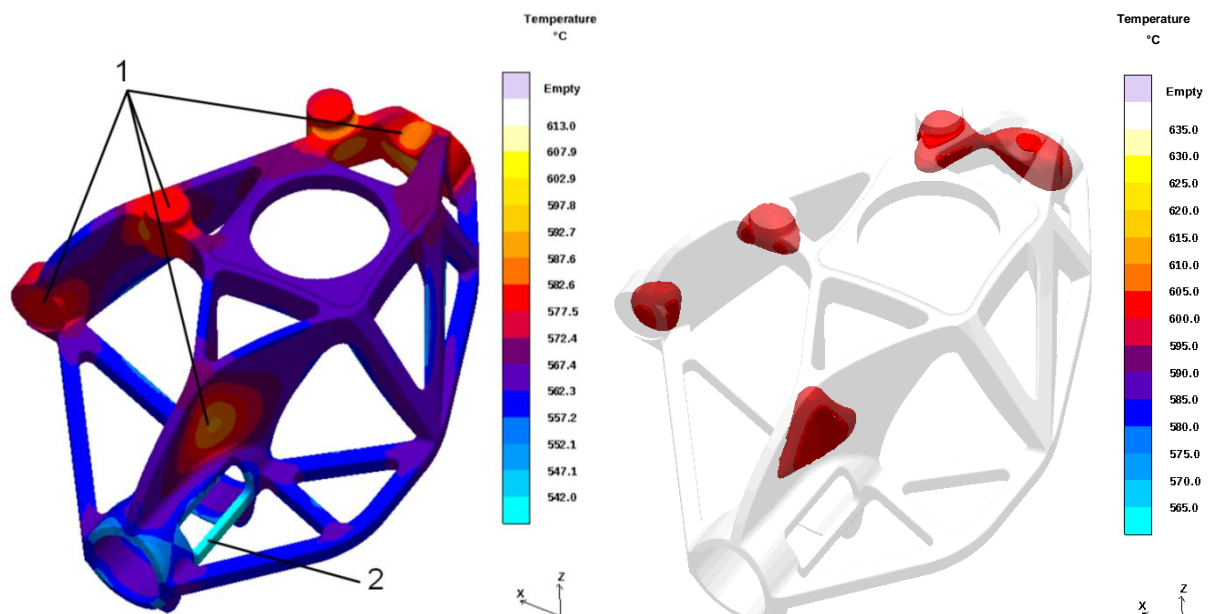


Abbildung 6.39: Abkühlungsverhalten des Konstruktionsvorschlages beim Sandgussverfahren, [31]

Q7

6.11 Steifigkeitsvergleich verschiedener Radträger

Die Anteile der Kippsteifigkeiten eines Schwenklagers einer Radlagereinheit sind in Abb. 6.40 zu sehen, anschließend sollten drei verschiedenen Guss-Schwenklager, das Schwenklager aus Abschnitt 4.4, ein während des Entwicklungsprozesses dieser Diplomarbeit konstruierter Radträger von MSF sowie das Schwenklager in „Bionik Struktur“ miteinander bezüglich ihrer Steifigkeiten verglichen werden (Abb. 6.41). Für die Berechnung wurden die Lastfälle aus Kap. 4.1 bis 4.6 herangezogen. Da nur die Verformungen des Schwenklagers berücksichtigt werden durften, wurde das Dämpferbein sehr steif gestaltet, indem der E-Modul in der FEM-Berechnung um 3 Zehner-Potenzen erhöht wurde. Als Vergleichspunkte galten der Radaufstandspunkt auf der Fahrbahn sowie der Lenkerkugelzapfenmittelpunkt.

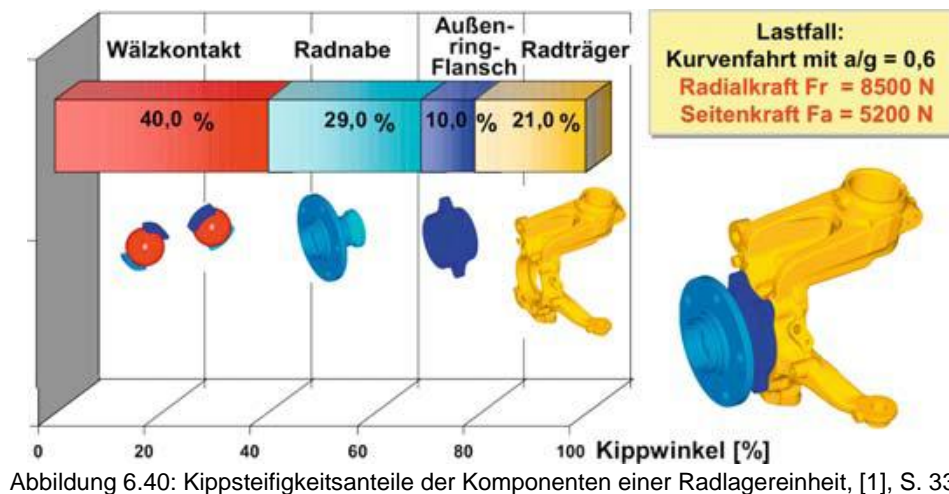


Abbildung 6.40: Kippsteifigkeitsanteile der Komponenten einer Radlagereinheit, [1], S. 339

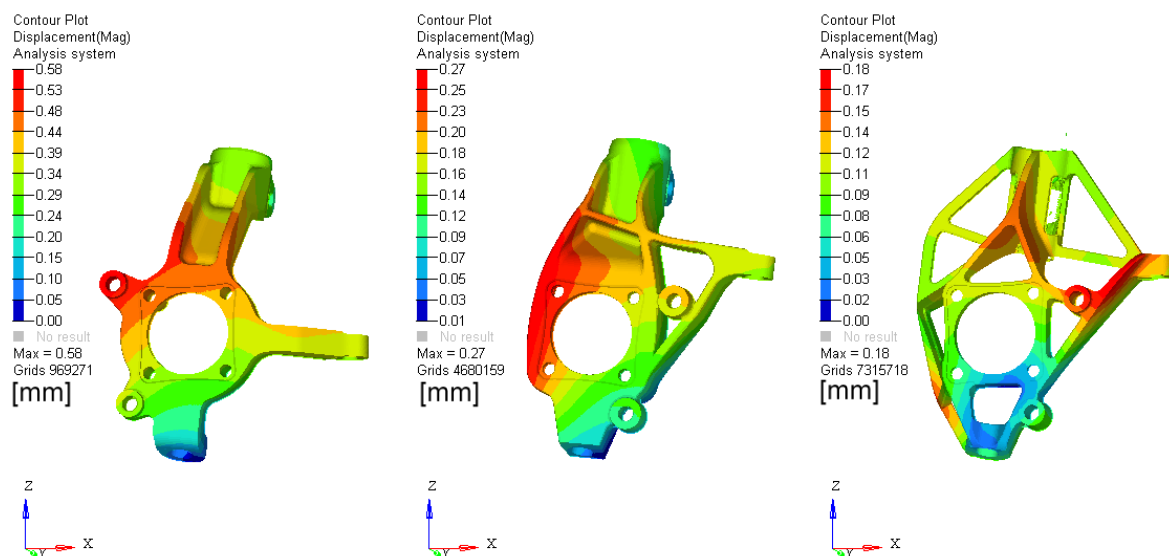


Abbildung 6.41: FEM-Modelle 1 bis 3 für den Steifigkeitsvergleich, exemplarischer Lastfall Bremsen

Abb. 6.42 und 6.43 geben Aufschluss über die Verformungen der 3 Radträgerversionen abhängig vom Lastfall. Beim für die Kippsteifigkeit relevanten Lastfall Kurvenfahrt mit $1g$

Querbewegung zeigt der Radträger 3 eine etwas höhere Verformung als 1 und 2, die errechneten Kippwinkel sind in Tab. 6.14 zu sehen.

Besonders beim Bremsen zeigt sich der Vorteil der großvolumigen Struktur des „Bionik“ Schwenklagers. In diesem Falle ist die Verformung um die Hälfte bzw. um zwei Drittel geringer, in den anderen Lastfällen verhält sich das Bionik-Schwenklager besser oder liegt gleich auf. Betrachtet man die Verformungen am Lenker (Kugelnippelmittelpunkt), so schneidet das 3. Schwenklager in allen Fällen besser ab und verhält sich deutlich steifer als die 1. Konstruktion.

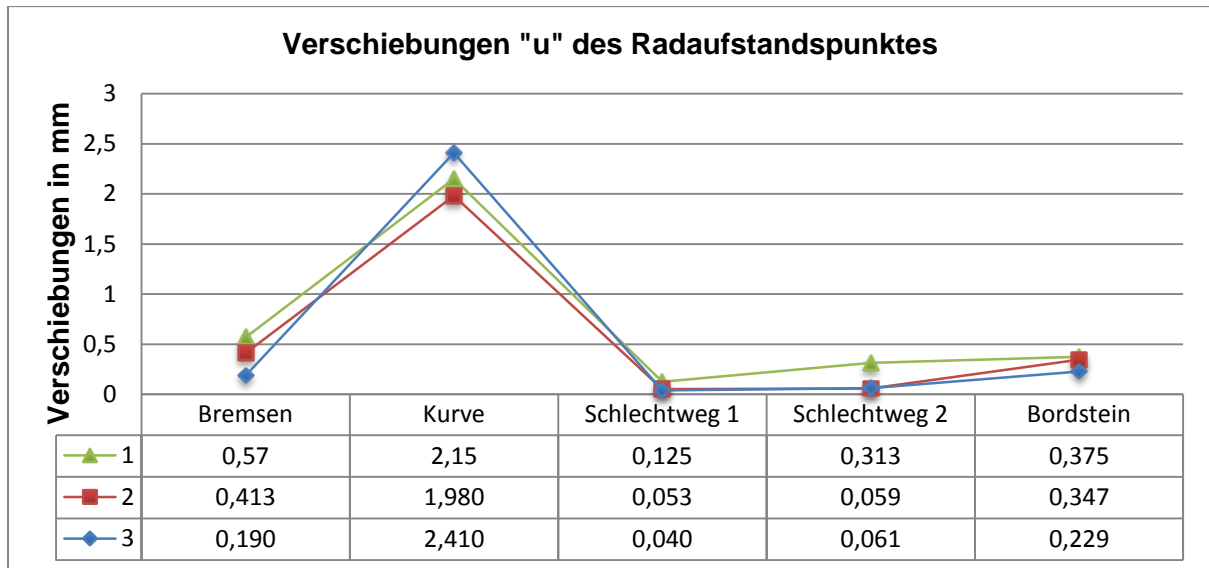


Abbildung 6.42: Verschiebungen des Radaufstandspunktes bei den Lastfällen 1 bis 5

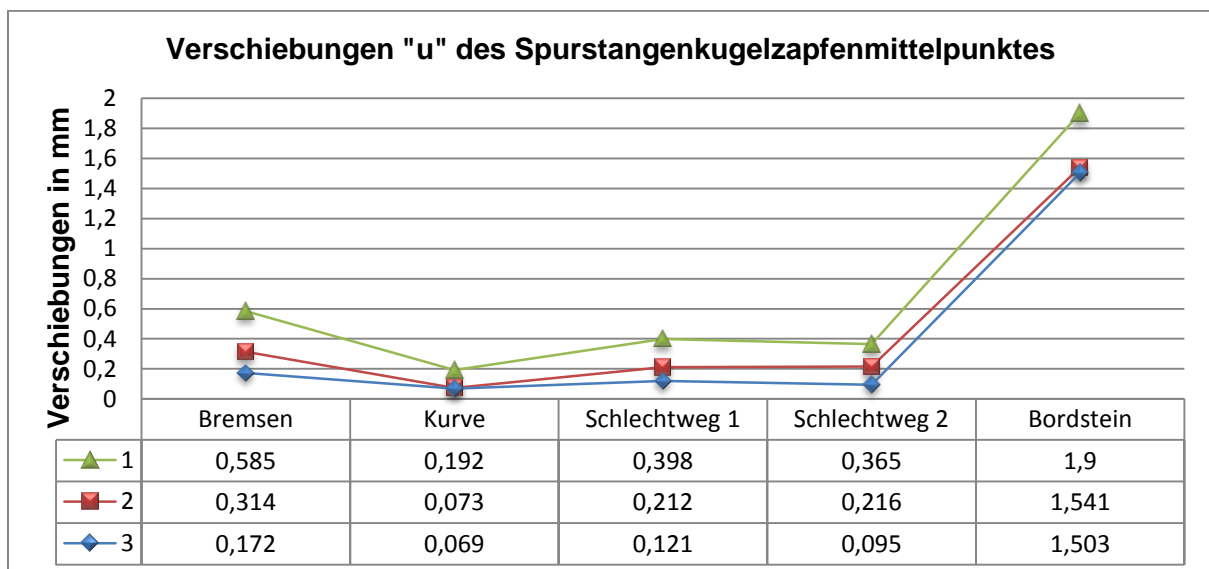


Abbildung 6.43: Verschiebungen des Lenkermittelpunktes bei den Lastfällen 1 bis 5

	Radträger 1	Radträger 2	Radträger 3
Kippwinkel des Reifens bei Kurvenfahrt	0,46°	0,43°	0,52°

Tab. 6.14: Kippwinkel der Radträgerkonzepte bei Kurvenfahrt

7. Zusammenfassung

Diese Diplomarbeit war ein Teil des Fahrzeugentwicklungsprojektes *CULT* (Cars ultra light technologies) der Firma MSF, welches zum Ziel hatte, die Fahrzeugmasse zu reduzieren und somit den CO₂ Ausstoß von PKWs zu vermindern. Aufgabe dieser Arbeit war es, ein Leichtbauradträger-Konzept, auch Leichtbauschwenklager genannt, für die im *CULT*-Fahrzeug eingesetzte McPherson-Vorderradaufhängung zu finden und mit einer anschließenden FE-Berechnung die Festigkeitsüberprüfung durchzuführen.

Aus Patent- und Literaturrecherchen sowie der FE-Berechnungen eines einfachen Schwenklagerkonzeptes wurden Erkenntnisse und Anstöße für die Konzeptentwicklung gefunden und angewendet. Mit allen Konzepten wurde eine Nutzwertanalyse nach bestimmten Kriterien durchgeführt. Dies führte zum Ergebnis, eine Schwenklagervariante mit hochfesten Gussstählen in Verbindung mit Strukturoptimierungsprogrammen zu erarbeiten. Dadurch sollte eine Lösung mit angemessenem Kosten-Gewichtsverhältnis für große Stückzahlen realisiert werden. Mit dem Optimierungsprogramm war es möglich, unter Berücksichtigung von Gussvorgaben eine leichte, widerstandsfähige Struktur zu erhalten, welche anschließend in ein Konstruktionsprogramm übertragen und in mehreren Konstruktions- und FEM Berechnungsschritten auf alle Gussrestriktionen hin verfeinert und optimiert wurde.

Am Ende entstand ein Schwenklager, welches nach Aussagen von Berechnungsergebnissen den Festigkeitsansprüchen genügt und eine sehr steife Struktur aufweist. Nach der erfolgreichen Festigkeitsanalyse wurden die letzten Konstruktionsmaßnahmen, wie Nachbearbeitungsstellen definiert, Gussradien angepasst, bzw. die Klemmverbindung für eine sichere Positionierung des Dämpferbeines verfeinert.

Zusammenfassend lieferte das Bionik-Schwenklagerkonzept folgende Erkenntnisse:

Gewicht

Als Zielgewicht wurde von MSF 2,8 kg angestrebt; mit Hilfe der bionischen Struktur und hochfestem Gussstahl konnte ein Endgewicht von 2,24 kg erreicht werden. Somit wurde nicht nur ein Betrag zur CO₂-Minderung erzielt, sondern auch die ungefederten Massen im Fahrwerk konnten reduziert werden. Zum Vergleich sind in Tab. 7.1 Gewichtsangaben bestehender Schwenklagerkonzepte für front-angetriebene Fahrzeuge mit ähnlichem Gesamtgewicht verglichen zum *CULT*-Fahrzeug angeführt.

Festigkeit

Die Festigkeit wurde mittels einer FEM-Berechnung nachgewiesen und kann als unproblematisch eingestuft werden. Durch geometrische Optimierung könnten die auftretenden Spannungen weiter verbessert werden.

Steifigkeit

Durch netzartige Struktur entstand ein steifes Bauteil, was einer Verbesserung der Fahreigenschaften zugutekommt. Durch die vorteilhafte Positionierung des Bremssattels konnten die resultierenden Radlagerkräfte ebenfalls stark verringert werden, was die Steifigkeit der gesamten Radträgereinheit erhöhen sollte.

Bruchdehnung/Elastizität

Der verwendete Werkstoff Sibodur 700-10 weist nicht nur eine hohe Festigkeit auf, sondern bietet auch eine Elastizität, welche im Bereich von üblichem Sphäroguss mit geringer Festigkeit liegt. Mit einer Bruchdehnung von 10% kann man von einer ausreichenden Verformung vor Versagen ausgehen.

Verschleiß und Korrosion

Ähnliche Korrosionsempfindlichkeiten wie bei üblichen Guss-Bauteilen im Fahrwerkseinsatz sind zu erwarten. Im Gegensatz zu anderen bestehenden Schwenklager-Leichtbaulösungen mussten metallische Komponenten nicht zusätzlich verschweißt oder aufwändig integriert werden, was weitere Angriffsstellen für Korrosion und Abnützungerscheinungen im Voraus verhindert. Da alle angrenzenden Bauteile aus Stahl und nicht aus Leichtmetall ausgeführt waren, kann galvanische Korrosion ebenfalls ausgeschlossen werden.

Fertigung und Nachbearbeitung

Die immer besseren technischen Gießverfahren ermöglichen geringe Wandstärken, bei gleichzeitig komplexen Strukturen, was die Fertigung des Konzeptes erst ermöglicht.

Mit einer Gussimulation des ÖGI (Österreichisches Gießerei-Institut) wurde das Bionik-Schwenklagerkonzept auf seine gusstechnische Machbarkeit, basierend auf dem Sandgussverfahren hin nachgewiesen.

Die Nachbearbeitung an Flanschflächen sowie Bohrungen kann durch einfache spanende Bearbeitung erfolgen.

Wirtschaftlichkeit

Durch den bei großen Stückzahlen günstigen Gießvorgang und der anschließenden automatisierten spanenden Nachbearbeitung bewegt sich der Fertigungsprozess in einem

angemessen Kostenrahmen. Dieser Sachverhalt in Verbindung mit der Materialeinsparung sollte die etwas höheren Werkstoffgrundkosten ausgleichen und zu einem finanziellen Aufwand führen, der sich nicht wesentlich von jenen üblicher Gusschwenkklagerkonzepte unterscheidet.

Fahrzeug	Baujahr	Fahrzeuggewicht (nicht beladen)	Schwenkklager- werkstoff	Radlager- verbindung	Schwenkklager- gewicht
Opel Agila 1.0	2001	763 kg	Stahl	gepresst	4,2 kg
Suzuki Alto 1.0 GL	2009	877 kg	Stahl	gepresst	3,13 kg
Toyota iQ 1.0	2009	896 kg	Stahl	gepresst	3,46 kg
Fiat Panda 1.2 Class	2003	918 kg	Stahl	gepresst	5,7 kg
Nissan Micra 1.2 XV	2011	927 kg	Stahl	gepresst	3,35 kg
Fiat 500 1.2 Lounge	2008	1002 kg	Stahl	gepresst	3 kg
CULT	-	700 kg	Stahl	verschraubt	2,24 kg

Tab. 7.1: Gewichtsvergleiche des Radträgers von frontgetriebenen Kleinwagen, [3]

8. Ausblick und weiteres Vorgehen

8.1 Ausblick

- Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass durch entsprechende Bauteilgeometrie, in Verbindung mit hochfesten Werkstoffen und neuesten Gussverfahren, eine Reduzierung des Gewichtes möglich ist, was den Einsatz von Strukturoptimierungsprogrammen in allen konstruktiven Bereichen zukünftig große Bedeutung zukommen lässt.
- Die Optimierungsformulierungen in Hypermesh-OptiStruct bieten weitere Möglichkeiten um z.B. eine steife Struktur, angepasst an einen bestimmten Lastfall zu erhalten, was eine weitere Verbesserung der Konstruktion unterstützen kann.
- Die Entwicklungstrends in den letzten Jahren gehen den Weg von Einzelkomponenten zur einbaufertigen und integrierten Radlagereinheiten. Aufbauend auf den in dieser Arbeit gewonnen Erkenntnissen, können weitere Gewichtseinsparungen, durch z.B. Funktionsintegration des Dämpferbeines und des Radlagers gemacht werden (Abb. 5.14 zeigt ein richtungsweisendes Konzept).
- Leichtmetalle wie Aluminium werden bereits erfolgreich im Fahrwerksbau eingesetzt. Durch Kostenvorteile können moderne Stahlgusswerkstoffe zusammen mit kompakten Bauteilgeometrien eine Alternative schaffen.

8.2 Weitere Vorgehensweise

- Für die komplexe Gussgeometrie muss das richtige Gießverfahren gewählt und die Machbarkeit nachgewiesen werden, eventuelle Gießsimulationen sollten weiteren Aufschluss bringen. Gusstechnisch geometrische Veränderungen wie z. B. Formübergänge können vorgenommen werden, jedoch sollte die 3D-Netzstruktur in seiner wesentlichen Form aus Festigkeitsgründen nicht verändert werden.
- Zur Validierung der Simulationsdaten soll die Absicherung der Betriebsfestigkeit an einem Prüfstand erfolgen. Zum Abgleich der Simulationsdaten in dieser Arbeit bezüglich der Steifigkeit (Kap. 6.10) könnten weitere Tests am Prüfstand herangezogen und Steifigkeitsvergleiche mit anderen Schwenklagern durchgeführt werden. Letztendlich würden Tests im realen Fahrbetrieb die Evaluierung des Bionik-Schwenklagerkonzeptes abrunden.

- Im ausgewählten Schwenklagerkonzept wurde ein hochfestes Stahlgussmaterial eingesetzt, im weiteren Schritt könnten Leichtmetalle wie Aluminium mit entsprechenden Legierungselementen eine Alternative darstellen und weitere Gewichtsreduzierungen mit sich bringen.

Literaturverzeichnis

- [1] Bernd Heiing, Metin Ersoy: Fahrwerkhandbuch, *Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten*, 2. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden 2008, ISBN: 3834801054
- [2] Reimpell Jrnsen: *Fahrwerktechnik: Radaufhängungen*, 2. Auflage, Vogel Buchverlag, 1988, ISBN: 978-3-8343-3227-1
- [3] A2mac1.com: *Fahrzeugdatenbank*, Online unter: www.a2mac1.com, letzter Zugriff: 28.02.2012
- [4] Frischmann, Dax, Gundelfinger: *Tabellenbuch für Metalltechnik*, 4. Auflage, Bohmann Verlag, 1998, ISBN: 3 7002 0959 2
- [5] VAR, Verband der Aluminiumrecycling- Industrie: *Aluminium Gusslegierungen*, Online unter: www.aluguss-uhlig.de, letzter Zugriff 01.03.2012
- [6] Ford Motor Company: *Ford Media*, Online unter: www.media.ford.com, letzter Zugriff: 02.03.2012
- [7] Datenbank des europäischen Patentamtes: *Espacenet*, Online unter: www.espacenet.com, letzter Zugriff: 05.03.2012
- [8] Fachzeitschrift Auto Motor Sport: Online unter: www.auto-motor-sport.de, letzter Zugriff: 05.03.2012
- [9] T. Kessler, E. Lindtner, H. Wiesler: *Präsentation: Light Weight Front Suspension*, MAGNA Engineering Center Oberwaltersdorf
- [10] Volkswagen: *Volkswagen Technik Lexikon*, Online unter: <http://www.volkswagen.de>, letzter Zugriff: 05.03.2012
- [11] Auto und Gewerbeverband Schweiz: *Online Radgeber*, Online unter: <http://www.agvs.ch>, letzter Zugriff: 05.03.2012
- [12] Porsche AG: *Schwenklageeinheit*, Patentanmeldung Nr.: EP 0 794 105 A1, 1999
- [13] Bayerische Motoren Werke AG, *Achsschenkel aus Faserverbundwerkstoffen*, Patentanmeldung Nr.: DE 10 2007 053 120 A1, 2009
- [14] Leichtbau Technologie: *Faserverbundwerkstoffe*, Online unter: <http://www.leichtbau-technologie.de/fahrwerk>, letzter Zugriff 13.06. 2012
- [15] ZF Friedrichshafen AG: *PKW Leichtbau*, online unter: <http://www.zf.com/corporate/de/products>, letzter Zugriff 13. 06. 2012
- [16] Bayerische Motoren Werke AG: *Schwenklager mit spezieller Klemmvorrichtung*, Patentanmeldung Nr.: DE 102005040101 (A1) , 2007
- [17] DELPHI TECH INC: *Leichtbauschwenklager*, Patentanmeldung Nr.: EP 0980814 (A2), 2000
- [18] VDI Nachrichten: *Neues Gusseisen wiegt Leichtbaudefizite auf*, Online unter: <http://www.vdi-nachrichten.com>, letzter Zugriff 14.06. 2012
- [19] Georg Fischer Automotive: *Werkstoffdatenblatt Sibodur*, Stand:18.01.2010
- [20] Internet Gieereiportal, *Produktinnovationen mit Gusswerkstoffen*, Online unter: <http://www.giesserei-portal.com/news>, letzter Zugriff: 16.06. 2012
- [21] Classguss: *ADI- Leichtbau mit Gusseisen*, Online unter: <http://www.claasguss.de>, letzter Zugriff: 14.06. 2012

- [22] Georg Fischer Automotive: *Produkte und Lösungen*, Online unter: <http://www.gfau.com>,
Letzter Zugriff: 14.06. 2012
- [23] Leikom: *Handbuch: Instrumente zur Entwicklung nachhaltiger Leichtbau-Komponenten*,
Februar 2010
- [24] Rupert Rohmoser; *Konzeptentwicklung einer PKW Radaufhängung in Leichtbauweise*, TU
Graz, Diplomarbeit 2011
- [25] Dr. Wolfgang Hirschberg, Dr. Helmut M. Waser: *Kraftfahrzeugtechnik*, Institut für
Fahrzeugtechnik, 29. September 2009
- [26] Freie Enzyklopädie Wikipedia: *Bordsteinarten und ihre Verwendung*, Online unter:
<http://de.wikipedia.org/wiki/Bordstein>, letzter Zugriff 14.01.2012
- [27] Keramikverband: *Keramische Werkstoffe*, Online unter: <http://www.keramverband.de>, letzter
Zugriff: 28.06.2012
- [28] Advanced Materials Technology: *Aluminium Verbundwerkstoffe*, Online unter:
<http://admatc.com>, letzter Zugriff: 28.06.2012
- [29] Lothar Harzheim: *Strukturoptimierung, Grundlagen und Anwendung*, 1. Auflage 2008,
Wissenschaftlicher Verlag Harri Deutsch GmbH, ISBN: 978-3-8171-1809-0
- [30] Fiat Auto S.p.A.; *Blechschenklager*, Patentanmeldung Nr.:83830209 im Jahr 1986
- [31] Österreichisches Guss Institut.; *Machbarkeitsstudie mittels Gussimulation*, August 2012
- [32] Hyperworks Software; *FEM-Programm*, online unter: <http://www.altairhyperworks.com/>
- [33] Radioss Solver; *FEM-Programm*, online unter: <http://www.altairhyperworks.com/>
- [34] CATIA V5; *CAD-Software*, online unter: <http://www.3ds.com/products/catia/>
- [35] Prof. Dr. Ing. Preußler; *Qualitätsbetrachtung von Finite Elementen Methoden*, Fachhochschule
Trier
- [36] Ansys; *FEM-Programmsoftware*, online unter: <http://www.ansys.com/>
- [37] Tosca; *Optimierungssoftware*, online unter: <http://www.smart-fem.de/tosca.html>
- [38] Opium; *Optimierungssoftware*, online unter: [http://serv01.maschinenbau.fh-dortmund.de
/~fischer /Opium.htm](http://serv01.maschinenbau.fh-dortmund.de/~fischer/Opium.htm)
- [39] Catapo; *Optimierungssoftware*
- [40] Nastran; *FEM-Programmsoftware*, online unter: [http://www.mscsoftware.com/products/cae-
tools/msc-nastran.aspx](http://www.mscsoftware.com/products/cae-tools/msc-nastran.aspx)
- [41] Österreichisches Gießerei-Institut; online unter: <http://www.ogi.at>
- [42] Tosca; *Optimierung mittels FEM-Simulation*, online unter: [http://www.fe-design.de/produkte/
tosca-structure/](http://www.fe-design.de/produkte/tosca-structure/)

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Vorderachse des MSF <i>CULT</i> Konzeptes	1
Abbildung 1.2: Projektplan der Diplomarbeit	2
Abbildung 2.1: Anteile der Vorderachstypen bei PKW weltweit in den Jahren 2005 und 2010	3
Abbildung 2.2: Schematische Darstellung einer starren Vorderachse, [2], S. 64	4
Abbildung 2.3: Kräfte auf das Starrachsenschwenklager beim Bremsen und bei Kurvenfahrt	5
Abbildung 2.4: Doppelquerlenker mit kurzer Lenkachse, (VA, Mercedes SLR), [1], S. 438	5
Abbildung 2.5: Kräfte auf das Doppelquerlenkerschwenklager beim Bremsen und Kurvenfahrt	6
Abbildung 2.6: Ausführungsvarianten der Doppelquerlenker, [1], S. 438	6
Abbildung 2.7: 5-Lenker Vorderachse des Audi A8 4.2, Bj:2010, [3]	7
Abbildung 2.8: McPherson Federbein Fiat 500, Bj. 2010, [3], S. 400	9
Abbildung 2.9: Eigenschaftsprofil für Federbeinaufhängungen, [1], S. 409	9
Abbildung 2.10 : Kräfte an der McPherson- Federbeinaufhängung	10
Abbildung 3.1: Radaufhängungskonzept VA <i>CULT</i>	11
Abbildung 3.2: Radträger an angetriebenen Vorderachsen (Schwenklager), [1]	13
Abbildung 3.3: Verbindung Dämpferrohr an Radträger, [1]	14
Abbildung 3.4: Schwenklager mit Zapfen (Werkstoff Stahlguss), Tato Nano Bj. 2010, [3]	15
Abbildung 3.5: Porsche Boxster Radträger der Hinterachse, Werkstoff: AlSi7MgTi	16
Abbildung 3.6: Auszug aus der Patentanmeldung Nr.: EP 0 794 105 A1, Porsche AG 1999, [12]	18
Abbildung 3.7: Sheet Metal Steering Knuckle, Magna Cosma Europe 2003, [9]	19
Abbildung 3.8: Auszug aus einer Patentzeichnung eines Radträgers mit Blechbauteilen, [30]	19
Abbildung 3.9: Auszug aus einer Patentanmeldung Nr.: EP 0980814 (A2), DELPHI TECH INC, [17]	20
Abbildung 3.10: Patentanmeldung Nr.: DE 102005040101 (A1) , BMW 2007, [16]	21
Abbildung 3.11: Schwenklager des Fahrzeuges des TUG-Racing Teams, 2008	21
Abbildung 3.12: Werkstoffkennwerte verschiedener Gusswerkstoffe, [18]	22
Abbildung 3.13: VW-Golf Hinterachsradträger aus SiboDur 700-10, [22]	23
Abbildung 3.14: Georg Fischer, Radträger Studie aus SiboDur 700-10, [22]	24
Abbildung 3.15: Auszug aus einer Patentanmeldung Nr.: DE 10 2007 053 120 A1, BMW 2009, [13].	25
Abbildung 3.16: Federbein-Radträger-Modul von ZF, [15]	26
Abbildung 4.1: FEM-Netzmodell des Schwenklagers	29
Abbildung 4.2: FEM-Modell in Hyperworks	30
Abbildung 4.3: FEM-Modell der Klemmverbindung	31
Abbildung 4.4: Hyperworks-Modell des Loadstep-Bremsen	33
Abbildung 4.5: Kräftezusammensetzung beim Bremsen	34
Abbildung 4.6: Hyperworks-Modell des Loadstep-Kurvenfahrt	35
Abbildung 4.7: Hyperworks-Modell des Loadstep-Schlechtweg 1	36
Abbildung 4.8: Hyperworks-Modell des Loadsteps Bordsteinkante	37
Abbildung 4.9: Spannungsergebnisse des Loadstep Bremsen	39
Abbildung 4.10: Spannungen und Verformungen der Klemmverbindung	40
Abbildung 4.11: Spannungen und Bremssattelanbindung	40

Abbildung 4.12: Spannungsergebnisse des Loadstep-Kurvenfahrt	41
Abbildung 4.13: Spannungsergebnisse, Detailansicht des Schwenklagerhalses	41
Abbildung 4.14: Spannungsergebnisse des Loadstep-Schlechtweg 2	42
Abbildung 4.15: Spannungsergebnisse des Loadstep-Schlechtweg 1	43
Abbildung 4.16: Spannungsergebnisse des Loadstep-Missbrauch-Bordsteinkante	43
Abbildung 4.17: Verschiebungen des Loadstep Missbrauch-Bordsteinkante	44
Abbildung 4.18: Kräfte der hinteren Bremssattelposition	45
Abbildung 4.19: Auswirkungen der Bremssattelposition	46
Abbildung 4.20: Auswirkungen der Bremssattelposition	46
Abbildung 4.21: Auswirkungen der Bremssattelposition, Klemmstelle	47
Abbildung 4.22: Auswirkungen der Bremssattelposition, untere Querlenkerlagerstelle	47
Abbildung 4.23: Auswirkungen der Bremssattelposition, Schwenklagerhals	47
Abbildung 4.24: Bremssattelpositionen an der <i>CULT</i> -Radaufhängung	48
Abbildung 4.25: Bewegungsraum der Spurstange beim Einfedern und Lenken	49
Abbildung 4.26: Bewegungsraum des Querlenkers beim Einfedern und Lenken	49
Abbildung 5.1: Skizze des Schwenklagers im Baukastenprinzip, (Konzept 1)	51
Abbildung 5.2: Skizze eines Schwenklagers aus Tiefziehblechen, (Konzept 2)	52
Abbildung 5.3: Skizze eines Radträgers aus einem gekanteten Blech, (Konzept 3)	53
Abbildung 5.4: Skizze eines Radträgers in Blech-Guss-Hybrid-Bauweise, (Konzept 4)	54
Abbildung 5.5: Skizze eines Federbein-Radträgermodules aus Titanblechen, (Konzept 5)	54
Abbildung 5.6: Skizze eines Schwenklagers aus ALU-Sandguss (Konzept 6)	55
Abbildung 5.7: Stahl, oder Aluminiumgusskonzept, (Konzept 7)	56
Abbildung 5.8: Skizze des Konzeptes 8 aus Stahl, oder Aluminiumguss	57
Abbildung 5.9: Skizze des Radträgers mit angepasstem Radträgerhals aus Stahlguss, (Konzept 9) .	58
Abbildung 5.10: Skizze des Radträgers in bionischer Struktur aus Stahlguss, (Konzept 10)	58
Abbildung 5.11: Skizze des Radträgers in bionischer Struktur aus Stahlguss, (Konzept 10)	58
Abbildung 5.12: Skizze des Radträgers in bionischer Struktur aus Stahlguss, (Konzept 11)	59
Abbildung 5.13: Skizze des Radträgers mit angepasster Struktur aus Stahlguss, (Konzept 12)	59
Abbildung 5.14: Skizze des Radträgers mit angepasster Struktur aus Stahlguss, (Konzept 12)	59
Abbildung 5.15: Skizze der Radträgereinheit aus MMC-Werkstoff, (Konzept 13)	61
Abbildung 6.1: Topologie-optimierter Querlenker eines Kraftfahrzeuges, [42]	65
Abbildung 6.2: Anwendungsbeispiele der Strukturoptimierung, [29] S.3	66
Abbildung 6.3: Beispiel für Optimierungsformulierungen, [29] S.132	67
Abbildung 6.4: Lasten, Verschiebungen und lokale mittlere Nachgiebigkeit, [29], S. 133	68
Abbildung 6.5: Darstellung der Strukturdesigns, Variante 1 bis 3	69
Abbildung 6.6: Spannungsverteilung der belasteten Träger	70
Abbildung 6.7: Verschiebungen der belasteten Träger	70
Abbildung 6.8: Dichteverteilung der Elemente bei verschiedenen Iterationsschritten	72
Abbildung 6.9: total Compliance (interne Dehnungsenergie) abhängig vom Iterationsschritt	72
Abbildung 6.10: Struktur, Verschiebungen und Spannungen des optimierten Trägers	73
Abbildung 6.11: Maximaler Bauraum im Kinematikmodell V04	76

Abbildung 6.12: Relativbewegungen des unteren Querlenkers im Kinematikmodell.....	77
Abbildung 6.13: Relativbewegungen der Antriebswelle im Kinematikmodell.....	77
Abbildung 6.14: Relativbewegungen der Spurstange im Kinematikmodell.....	77
Abbildung 6.15: Relativbewegungen der angrenzenden Bauteile im Fahrbetrieb	78
Abbildung 6.16: FEM-Modell in Optistruct.....	80
Abbildung 6.17: Gesamtansicht des FEM-Optistruct Modelles.....	80
Abbildung 6.18: Optimierte Struktur, Dichte der Elemente $\rho \geq 0.35$ [kg/dm ³]	82
Abbildung 6.19: Optimierte Struktur, Dichte der Elemente $\rho \geq 0.35$	83
Abbildung 6.20: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Bremsen.....	83
Abbildung 6.21: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Kurvenfahrt	84
Abbildung 6.22: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Schlechtweg 1.....	84
Abbildung 6.23: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Schlechtweg 2.....	85
Abbildung 6.24: Spannungen der Optimierten Struktur beim Lastfall Bordsteinkante	85
Abbildung 6.25: total Compliance (interne Dehnungsenergie) nach Iterationsschritten	86
Abbildung 6.26: Optistruct Designvorschlag konvertiert in CATIA V5.....	87
Abbildung 6.27: Spannungsergebnisse des Lastfalles Bordsteinkante im 1. CAD-Konzept	88
Abbildung 6.28: Konstruktive Lösung der Klemmverbindung für das Dämpferbein.....	88
Abbildung 6.29: Schwenklager Konstruktionsvarianten V1 bis V4.....	89
Abbildung 6.30: Spannungsergebnis des Lastfalles Bremsen.....	90
Abbildung 6.31: Problemstelle der Klemmverbindung durch zu hohe Vorspannkraft.....	90
Abbildung 6.32: Spannungsergebnis des Lastfalles Kurve 1g.....	91
Abbildung 6.33: Problemstelle des Lastfalles Kurve 1g	91
Abbildung 6.34: Spannungsergebnis des Lastfalles Schlechtweg 1	92
Abbildung 6.35: Spannungsergebnis des Lastfalles Schlechtweg 2.....	92
Abbildung 6.36: Spannungsergebnis des Lastfalles Bordsteinkante	93
Abbildung 6.37: Konstruktionsvorschlag V4 des <i>CULT</i> -Schwenklagers.....	94
Abbildung 6.38: Teilungsfläche der beiden Gushälften des Konstruktionsvorschlages V4	94
Abbildung 6.39: Abkühlungsverhalten des Konstruktionsvorschlages beim Sandgussverfahren, [31]	95
Abbildung 6.40: Kippsteifigkeitsanteile der Komponenten einer Radlagereinheit, [1], S. 339	96
Abbildung 6.41: FEM-Modelle 1 bis 3 für den Steifigkeitsvergleich, exemplarischer Lastfall Bremsen	96
Abbildung 6.42: Verschiebungen des Radaufstandspunktes bei den Lastfällen 1 bis 5.....	97
Abbildung 6.43: Verschiebungen des Lenkermittelpunktes bei den Lastfällen 1 bis 5	97
Abbildung A.1: Optimierungsergebnis des Loadstep Bremsen, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm ³]	h
Abbildung A.2: Optimierungsergebnis des Loadstep Kurve 1g, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm ³]	h
Abbildung A.3: Optimierungsergebnis des Loadstep Schlechtweg 1, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm ³]	i
Abbildung A.4: Optimierungsergebnis des Loadstep Schlechtweg 2, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm ³]	i
Abbildung A.5: Optimierungsergebnis des Loadstep Bordstein, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm ³]	j
Abbildung A.6: Ansichtsdarstellungen des Optimierungsvorschlages	k
Abbildung A.7: Ansichtsdarstellungen des Bionik Schwenklagerkonzeptes	l
Abbildung A.8: Radaufhängungskonzept des <i>CULT</i> -Fahrzeugprojektes	m

Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1: Schwenklagergewicht bezogen auf Werkstoffkennwerte, [4], [5].	12
Tab. 3.2: Schwenklagergewicht von frontgetriebenen Kleinwagen, [3]	15
Tab. 4.1: Kräfte der einzelnen Lastfälle, [24].	27
Tab. 4.2: Kräfte beim Missbrauchslastfall Bordstein, [24].	28
Tab. 4.3: verwendete Hard- und Software für Hypermesh.	29
Tab. 4.4: Netzeigenschaften des FEM-Modelles	29
Tab. 4.5: Materialeigenschaften der FE-Modellkomponenten	32
Tab. 4.6: Kräfte des Lastfalles-Bremsen	33
Tab. 4.7: Kräfte des Lastfalles Kurvenfahrt	35
Tab. 4.8: Kräfte des Lastfalles-Schlechtweg 1	36
Tab. 4.9: Kräfte des Lastfalles-Missbrauch an einer Bordsteinkante.	38
Tab. 4.9: Ressourcen der Berechnung	39
Tab. 4.10: Kräfte der hinteren Bremssattelposition	45
Tab. 5.1: Nutzwertanalyse der Konzepte 1 bis 7.	62
Tab. 5.2: Nutzwertanalyse der Konzepte 8 bis 13.	63
Tab. 6.1: Eigenschaften der Strukturvarianten 1-3.	71
Tab. 6.2: Ressourcen der Optimierungsaufgabe in Optistruct.	73
Tab. 6.3: Eigenschaften und FEM-Ergebnisse der einzelnen Trägerstrukturen	74
Tab. 6.4: Hardpoints der CULT-Vorderachse Kinematik-Version V04.	75
Tab. 6.5: Maximale Radauslenkungen der CULT-Vorderachse	76
Tab. 6.6: Netzeigenschaften des Optistruct FEM-Modelles	79
Tab. 6.7: Materialeigenschaften der FEM-Optistructmodelles	79
Tab. 6.8: Gewichtungen der Nachgiebigkeit in der Optimierung.	81
Tab. 6.9: Optimierungsformulierungen in Optistruct.	81
Tab. 6.10: Maximalspannungen der optimierten Struktur	86
Tab. 6.11: Ressourcen der Optimierungsaufgabe in Optistruct	86
Tab. 6.11: Netzeigenschaften des FEM-Modelles von V4	93
Tab. 6.12: Maximalspannungen der Konstruktionsversion V4.	93
Tab. 6.13: Genutzte Ressourcen der FEM-Festigkeitsberechnung von V4.	93
Tab. 6.14: Kippwinkel der Radträgerkonzepte bei Kurvenfahrt.	97
Tab. 7.1: Gewichtsvergleiche des Radträgers von frontgetriebenen Kleinwagen, [3]	100

Anhang

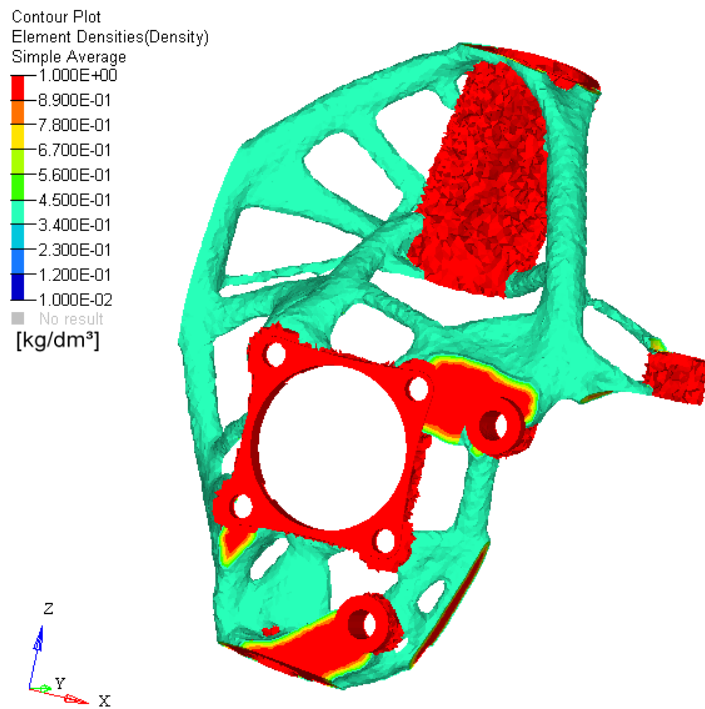


Abbildung A.1: Optimierungsergebnis des Loadstep Bremsen, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm³]

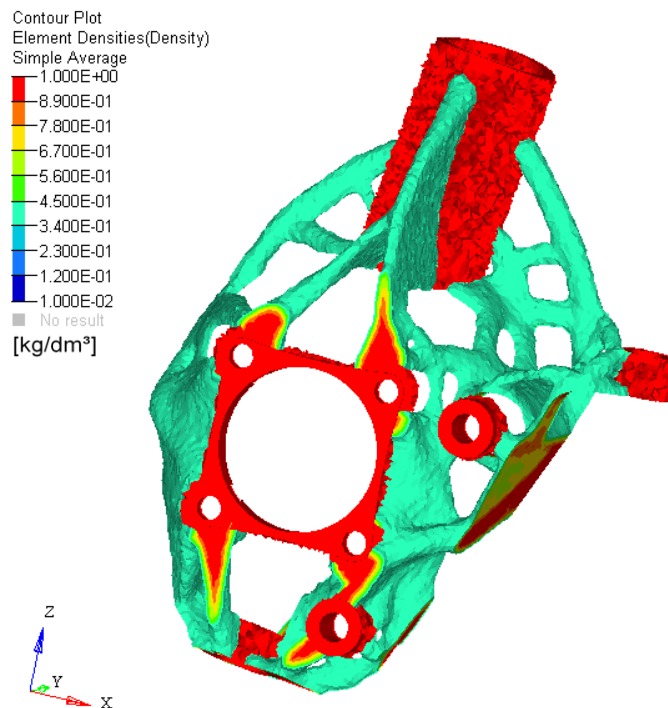


Abbildung A.2: Optimierungsergebnis des Loadstep Kurve 1g, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm³]

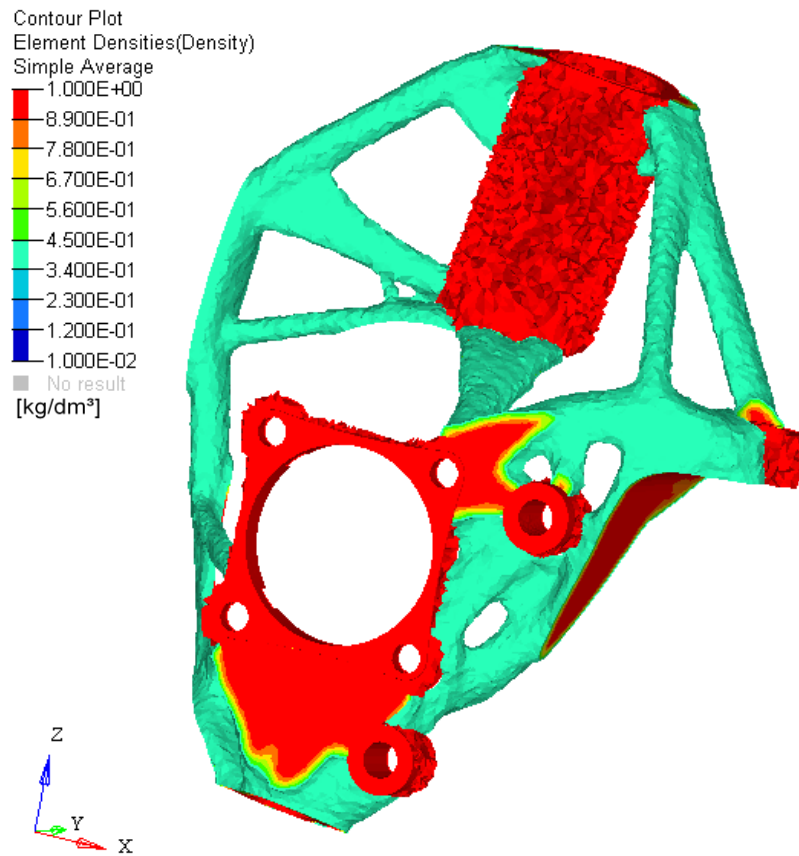


Abbildung A.3: Optimierungsergebnis des Loadstep Schlechtweg 1, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm³]

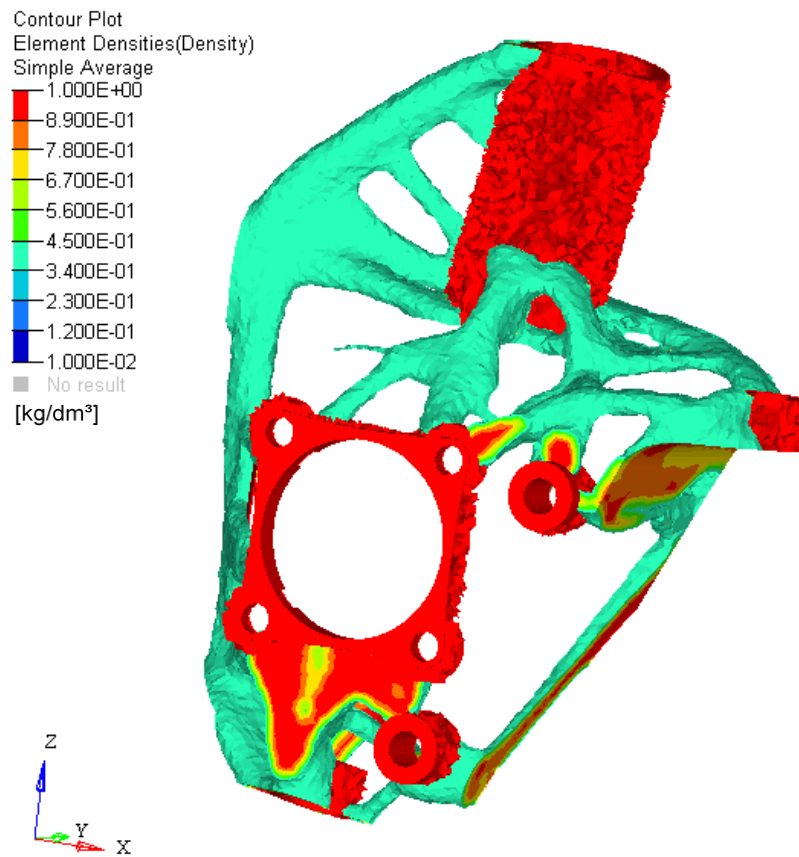


Abbildung A.4: Optimierungsergebnis des Loadstep Schlechtweg 2, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm³]

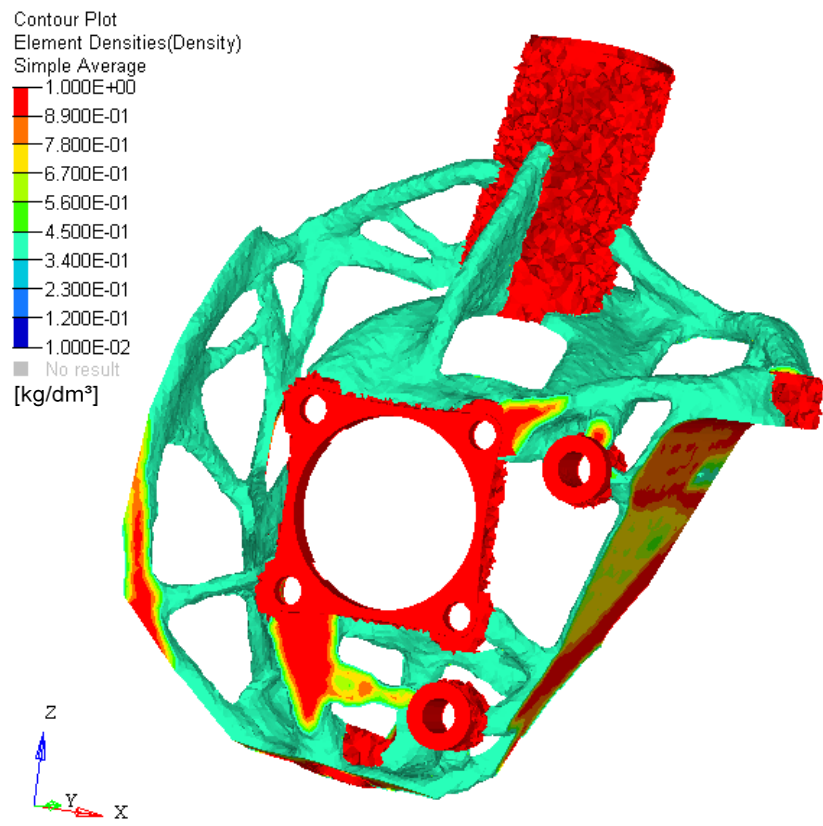


Abbildung A.5: Optimierungsergebnis des Loadstep Bordstein, $\rho \geq 0.35$ [kg/dm³]

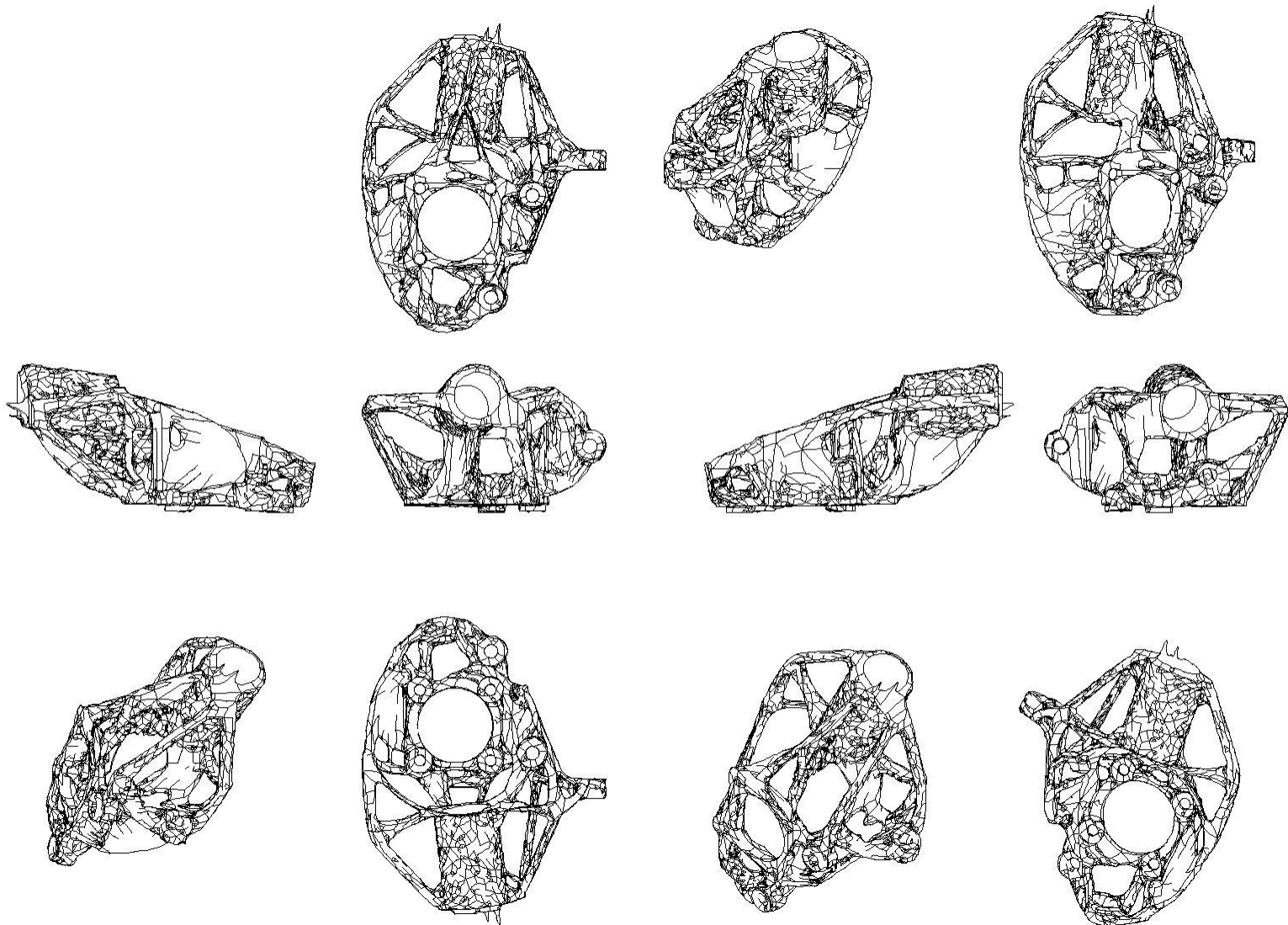


Abbildung A.6: Ansichtsdarstellungen des Optimierungsvorschlages

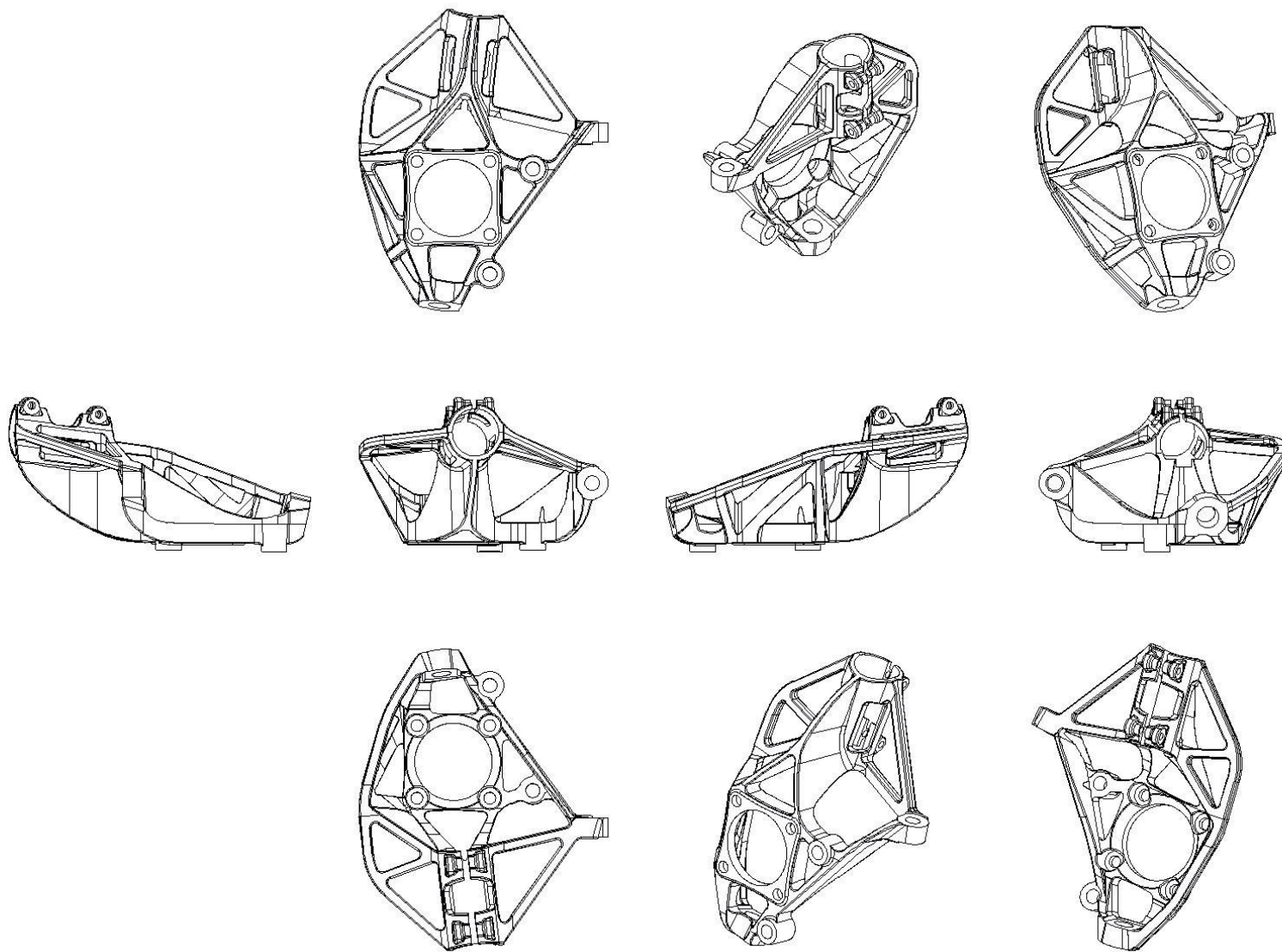


Abbildung A.7: Ansichtsdarstellungen des Bionik Schwenklagerkonzeptes

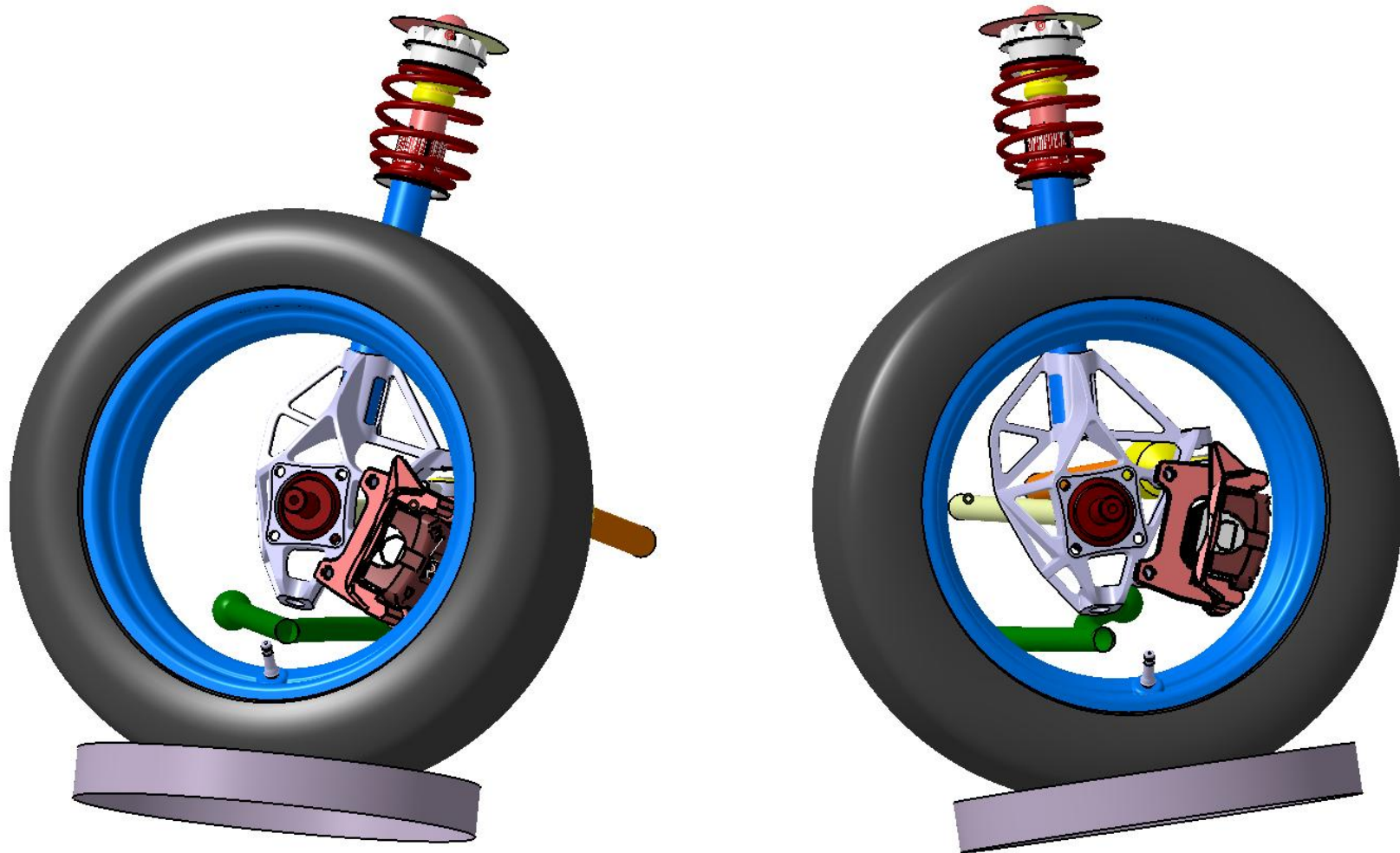


Abbildung A.8: Radaufhängungskonzept des *CULT*-Fahrzeugprojektes