

Auinger Michael, BSc

Antriebsstrangentkopplung bei E-Antriebssystemen (Disconnectsystem)

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz

Graz, 06.12.2016

Restricted access until 06.12.2018

Zitat

“Die Welt hasst Veränderung, aber sie ist das Einzige, das je Fortschritt gebracht hat.”

Charles Kettering (1876 – 1958)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei meinen Betreuern seitens der technischen Universität Graz, Herrn Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz, und dem MAGNA Engineering Center Steyr, Herrn Ing. Bernhard Mühl, bedanken. Durch Ihre bestmögliche Unterstützung und Ihre fachlich versierte Expertise konnten Sie mir selbst bei technisch komplexen Fragestellungen stets weiterhelfen. Speziell Herr Ing. Bernhard Mühl stand mir mit seinem Fachwissen während meiner Masterarbeit täglich zur Seite und nahm sich trotz des stressigen Berufsaltages Zeit, mir bei meinen Fragestellungen weiterzuhelfen.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen anderen Mitarbeitern der Abteilung Engineering Service Powertrain, Driveline Systems, für die Unterstützung und die freundliche Aufnahme sowie das angenehme Betriebsklima während meiner Zeit im Engineering Center Steyr.

Der größte Dank gebührt jedoch meinen Eltern Karl-Heinz und Christa Auinger. Sie haben mich von Beginn meines Studiums an unterstützt und mir den nötigen Rückhalt für dieses intensive Studium gegeben. Ohne eure Unterstützung wäre der zügige Abschluss des Studiums inklusive Auslandssemester nicht möglich gewesen. Danke.

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 entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material, which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
(date) (signature)

Abstract

A system to disconnect the drivetrain from the wheels for safety and efficiency reasons can be required in electric drive systems and hybrid-electric cars. These kinds of systems are called “disconnectsystems” and they can also be used in conventional four-wheel drive vehicles to reduce fuel consumption and exhaust emissions.

This thesis describes the development process of an innovative disconnectsystem, which should be better than all market-dominating systems in terms of function, efficiency and design space. Careful considerations and a patent research appeared that a disposal in the differential gear would be the best solution. At the beginning of the development phase six new disconnect concepts were designed. Experts of the MAGNA ECS evaluated these systems by using an evaluation matrix. The result showed that one concept is much better than the others. This innovative concept is based on a platform concept and thereby it can be used in a lot of different differential gears. It's not designed for a special type of differential gear like most of the other existing disconnect systems.

The next step in the development phase was the calculation and design of the best concept. After that the new disconnect system was compared with the market dominating systems. The conclusion of the comparison was, that the new system has a huge technic and economic potential.

The knowledge from this thesis should help MAGNA Powertrain to develop new energy efficient and powerful e-drive systems. Maybe the gained results can help the e-mobility to get one step closer to its breakthrough.

Kurzfassung

Speziell bei E-Antriebssystemen aber auch bei Hybridanwendungen kann ein System zur Entkopplung des Antriebsstranges von den Rädern (=Disconnectsystem) aus Gründen der Sicherheit und der Energieeffizienz erforderlich sein. Ebenso können bei konventionell angetriebenen Allradfahrzeugen der Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen durch den Einsatz eines Disconnectsystems reduziert werden.

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung eines innovativen Disconnectsystems, das den bisher am Markt etablierten Systemen in Bezug auf Funktion, Effizienz und Bauraum überlegen sein sollte. Grundsätzliche Überlegungen in Kombination mit einer Patentrecherche ergaben, dass die Anordnung des Disconnectsystems im Differenzial die technisch beste Lösung darstellt. In der ersten Konzeptentwicklungsphase wurden sechs neue Lösungsansätze ausgearbeitet, wie ein innovatives Disconnectsystem im Differenzial funktionieren könnte. Anschließend wurden diese Konzepte durch Experten des MAGNA ECS beurteilt und die Grundideen mit Hilfe einer Bewertungsmatrix miteinander verglichen. Es zeigte sich, dass ein Konzept den anderen deutlich überlegen war. Im Gegensatz zu bestehenden Systemen am Markt kann dieses neuartige Konzept nicht nur im konventionellen Kegelraddifferenzial, sondern auch in alternativen Differenzialen eingesetzt werden, da es auf einer Plattformstruktur basiert. Die Berechnung, Auslegung und Konstruktion des Konzeptes, dem das größte Potential zugesprochen wurde, folgte im Anschluss. Durch den Vergleich mit bestehenden Disconnectsystemen zeigte sich schlussendlich, dass im Zuge dieser Masterarbeit für die Firma MAGNA Powertrain ein innovatives Disconnectsystem entwickelt werden konnte, welches großes Zukunftspotential hat.

Meine Überlegungen sollen in Zukunft als wertvolle Bausteine in der Entwicklung leistungsfähiger und energieeffizienter E-Antriebssysteme im Hause MAGNA dienen. In weiterer Folge sollen die gewonnenen Erkenntnisse auch dazu dienen, die Elektromobilität effizienter und kostengünstiger zu gestalten, damit sich diese in Zukunft am Automobilmarkt etablieren kann.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
2 Der Antriebsstrang	2
2.1 Hybridantriebskonzepte	3
2.2 Elektrische Antriebskonzepte.....	8
2.3 Allradantriebe.....	10
3 Das Disconnectsystem.....	11
3.1 Anordnung des Disconnectsystems	13
3.2 Anordnung in den Radnaben.....	14
3.3 Anordnung in den Seitenwellen	15
3.4 Anordnung im Differenzial.....	16
4 Das Differenzialgetriebe	18
4.1 Das Kegelraddifferenzial	19
4.2 Das Stirnraddifferenzial.....	20
5 Konzeptfindung.....	21
5.1 Patentrecherche.....	22
5.2 Konzeptentwicklung.....	23
5.3 Konzeptauswahl.....	29
5.4 Bewertungsmatrix.....	29
6 Konzeptausarbeitung.....	40
6.1.Referenzanwendung	41
6.2 Auslegung der Zahnräder	44
6.3 Konstruktion der Zahnräder.....	51
6.4 Aufbau des Planetenträgers	52
6.5 Berechnung der Hertzschen Pressung.....	54
6.6 Konstruktionsaufbau mit Nadellagerinnenring.....	59
6.7 Lagerberechnung	63
6.8 Auslegung der Verzahnungen.....	65
6.9 Systemaufbau mit identen Planetenträgerhälften	66
6.9.1 Auslegung der Schraubverbände.....	66
6.9.2 Konstruktion der Systemkomponenten	71
6.9.3 Baugruppe Stirnraddifferenzial.....	73
6.10 Systemaufbau mit optimiertem Planetenträger.....	74
6.10.1 Integration der Anlaufscheibe.....	74
6.10.2 Integration der Evolventenverzahnung.....	75

6.11 Aktuierungseinheit	79
6.11.1 Hubmagnet	79
6.11.2 Hubmagnete in Ringform	80
6.11.3 Aktuierungsmechanik	82
6.11.4 Aktuierungseinheit mit Hubmagnet	82
6.11.5 Hubmagnet mit Aktuatorkolben am Innenring	83
6.11.6 Hubmagnet mit Aktuatorkolben am Außenring	86
6.11.7 Aktuierungseinheit mit Elektromagnet	90
6.12 Konzeptübersicht	95
6.13 FEM Analyse	97
6.14 Gewichtsabschätzung	101
6.15 Einbau in der Referenzanwendung	102
6.16 Design Review	103
7 Vergleich mit bestehenden Disconnectsystemen	111
7.1 Disconnectsystem MAGNA	111
7.2 GKN Sideshaft Disconnectsystem	112
7.3 GKN Free Running Differential (FRRD)	112
7.4 Getrag Twinstersystem	113
7.5 Audi Quattro Ultra Technology	114
7.5 Bewertung der bestehenden Disconnectsysteme	115
8 Zusammenfassung und Ausblick	122
Abbildungsverzeichnis	i
Tabellenverzeichnis	v
Literaturverzeichnis	vi

Abkürzungen und Indizes

ECS	Engineering Center Steyr (MAGNA)
HEV	hybrid electric vehicle
S-HEV	serial hybrid electric vehicle
P-HEV	parallel hybrid electric vehicle
SP-HEV	serial-parallel hybrid electric vehicle
AS-HEV	axle split hybrid electric vehicle
CVT	continuous variable transmission
ESP	elektronisches Stabilitätsprogramm
SMG	separater Motor-Generator
VKM	Verbrennungskraftmaschine
2WD	two-wheel drive
4WD	four-wheel drive
PTU	power transfer unit
MSG	Metall-Schutzgasschweißen
FEM	Finite Elemente Methode

I Einleitung

Die Mobilität ist für den Großteil der Menschheit ein unabdingliches Gut, welches bereits einen enormen Stellenwert besitzt und in Zukunft noch wichtiger werden wird. Die Mobilität hat einen großen Einfluss auf die Umwelt, weshalb die Entwicklung und Förderung von umweltfreundlichen Technologien in Zusammenhang mit Mobilität unerlässlich ist. Es werden sich in Zukunft nur Konzepte und Technologien durchsetzen, die diesen Anforderungen gerecht werden.

Die United Nations Organisation (UNO) geht davon aus, dass mehr als 60% der Weltbevölkerung im Jahr 2030 in Ballungsräumen angesiedelt sind. Die Stadtbevölkerung weist oftmals, trotz der gut ausgebauten öffentlichen Verkehrsmittel, das Bedürfnis nach individueller Mobilität auf. Dieser Effekt und die steigende Verkehrsdichte verknappen die fossilen Brennstoffe, was in weiterer Folge die Rohstoffpreise steigen lässt. Dadurch werden die Forderungen vieler Länder nach konsequentem Klimaschutz größer und die Regulierungen zur radikalen Reduzierung der CO₂-Emissionen verschärfen sich global. [19]

Eine zukunftsweisende Entwicklung stellt hierbei die Elektrifizierung und Hybridisierung der Fahrzeugflotten dar. Die Entwicklung wird vorangetrieben von der Notwendigkeit die CO₂ Emissionen zu reduzieren um den Klimawandel aufzuhalten und von der gesellschaftlichen Veränderung zu nachhaltigerem Handeln. Die Politik, sowohl auf nationaler als auch internationaler Ebene, setzt ebenfalls vermehrt auf Elektromobilität und alternative Antriebssysteme und schafft gute Rahmenbedingungen für die Fahrzeughersteller. Mit staatlichen Vergünstigungen und Subventionen für E-Mobilitätsnutzer sollen die Absatzzahlen der elektrifizierten Fahrzeuge gesteigert und deren Etablierung am bestehenden Markt beschleunigt werden. [11]

Bis sich die Elektromobilität etabliert hat, stellt auch die Optimierung der bislang verwendeten Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor eine wichtige Möglichkeit dar, den Treibhausgasausstoß zu reduzieren. Die Umstellung auf elektrifizierte Antriebe stellt für die Hersteller eine große Herausforderung dar. Nicht nur das große Spektrum an Möglichkeiten der Elektrifizierung, sondern auch der Zeitpunkt und das Auftragsvolumen sind schwer abzuschätzen. Die Hersteller können bestehende Serienfahrzeuge mit konventionellen Antrieben umrüsten, optionale Elektroantriebe für bestehende Plattformen anbieten oder komplett neue, für das E-Fahrzeug spezifische Plattformen entwickeln. [11]

Die Gesellschaft verlangt trotz nachhaltigerer Antriebe keine Einbußen in Fahrkomfort, Fahrzeughandling und Fahrzeugsicherheit, weshalb Allradsysteme aufgrund ihrer guten fahrdynamischen Eigenschaften auch in Zukunft eine große Rolle spielen werden. Disconnectsysteme stellen in allen Antriebskonfigurationen mit zuschaltbarer Antriebsachse eine gute Möglichkeit dar, den Antriebsstrang effizienter zu gestalten und somit den Energieverbrauch zu reduzieren. [6]

Disconnectsysteme können sowohl in Antriebssträngen mit rein elektrischen Antrieben, in Hybridantrieben und in konventionellen Antrieben mit Verbrennungskraftmaschine integriert werden. Speziell bei rein elektrisch angetriebenen Allradfahrzeugen kann durch den Einsatz eines Disconnectsystems die Reichweite und die Effizienz gesteigert werden. Die stark begrenzte Reichweite ist bei E-Antrieben im Vergleich zu konventionellen Antrieben bis dato noch ein großer Nachteil.

2 Der Antriebsstrang

Im Automobil hat der Antriebsstrang die Aufgabe, die zur Fortbewegung erforderlichen Zug- und Schubkräfte sicherzustellen. Die mechanische Energie wird vom Antriebsmotor zur Verfügung gestellt, welcher diese aus der Umwandlung von chemischer Energie (Kraftstoff) oder elektrischer Energie (Batterie, Solarzelle) gewinnt. Unter dem Antriebsstrang versteht man alle Komponenten und Systeme die im Kraftfahrzeug das Antriebsmoment erzeugen, dieses aufteilen und an die Räder weiterleiten. [15]

Am meisten verbreitet sind derzeit Antriebsstränge mit Diesel- und Ottomotoren, jedoch hat sich in den letzten Jahrzehnten eine dynamische Entwicklung der Elektrifizierung des Antriebsstranges abgezeichnet. Sowohl Hybridelektrofahrzeuge als auch rein elektrisch angetriebene Fahrzeuge gewinnen immer mehr an Bedeutung. Bei Fahrzeugen mit Allradantrieb (4WD) wird im Vergleich zu zweiradgetriebenen Fahrzeugen (2WD) das Antriebsmoment auf alle vier Räder aufgeteilt.

In Abbildung 2.1 ist ein konventioneller 4WD-Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor dargestellt. Über das Getriebe (1) wird das vom Motor erzeugte Drehmoment umgewandelt und an das dahinter liegende Zentralfederdifferential (2) weitergeleitet. Diese Systemkomponente teilt das Antriebsmoment zwischen Vorder- und Hinterachse auf. Danach wird das Moment über zwei Wellen an die jeweiligen Ausgleichsgetriebe (3) der beiden Fahrzeugachsen übertragen. Durch das Ausgleichsgetriebe wird anschließend das Moment aufgeteilt und über die Antriebswellen an die Räder weitergeleitet.

In den nachfolgenden Kapiteln soll kurz auf die unterschiedlichen Möglichkeiten der Architekturgestaltung von Elektro- und Hybridfahrzeugen, sowie die Vor- und Nachteile eines Allradantriebes eingegangen werden. Dadurch soll erläutert werden, in welchen Antriebsstrangarchitekturen der Einsatz eines Disconnectsystems möglich und sinnvoll ist.

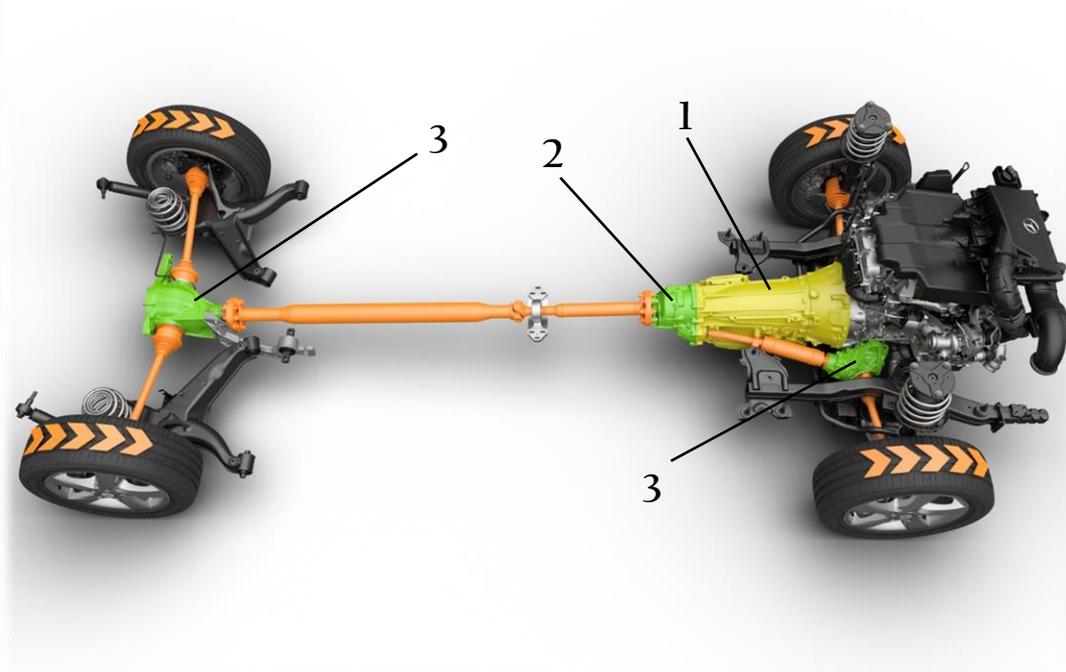


Abbildung 2.1: konventioneller 4WD-Antriebsstrang [17]

2.1 Hybridantriebskonzepte

Hybridelektrofahrzeuge werden prinzipiell anhand des Grades der Elektrifizierung und durch die Antriebsarchitektur klassifiziert. Anhand des Hybridisierungsgrades unterscheidet man generell zwischen Mikro-, Mild-, Voll- und Plug-In-Hybriden. Die Antriebseinheiten, welche in diesen Hybridfahrzeugen verbaut sind, grenzen sich durch ihrer elektrische Leistung und ihre Funktionen voneinander ab. Ein Überblick der Hybridklassen ist in Abbildung 2.2 dargestellt. [2]

Beim Mikrohybrid wird die elektrische Energie aus der Bordnetzbatteie und dem Standardgenerator verwendet, um die Start-Stopp-Funktion des Verbrennungsmotors zu realisieren. Die Antriebsleistung wird jedoch ausschließlich vom Verbrennungsmotor bereitgestellt. [1]

Beim Mildhybrid ist zusätzlich zum Verbrennungsmotor eine elektrische Maschine mit einer Leistung von 5 bis 20 kW verbaut, die Aufgaben wie Anfahrhilfe, Unterstützung bei der Beschleunigung, Bremsenergie rückgewinnung sowie die Start-Stopp-Funktion übernimmt. Ein rein elektrisches Fahren ist aufgrund der standardmäßigen, direkten Kopplung der elektrischen Maschine mit der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors meist nicht sinnvoll umsetzbar. Durch die elektrische Maschine kann sowohl ein Teil der Bremsenergie über Rekuperation zurückgewonnen, sowie eine Lastpunktverschiebung für den Betrieb der Verbrennungskraftmaschine realisiert werden. Beide Betriebsmodi helfen den Kraftstoffverbrauch zu senken und das Antriebssystem effizienter zu gestalten. [1]

Der Vollhybrid ermöglicht es, das Antriebssystem entweder nur durch den Elektromotor, nur durch den Verbrennungsmotor oder durch Kombination beider Motoren anzutreiben. Die elektrische Maschine bringt im Vollhybrid eine Leistung zwischen 20 und 60 kW und der Verbrennungsmotor muss bei rein elektrisch getriebenen Fahrzeugen, anders als beim Mildhybrid, nicht mitgeschleppt werden. Der Plug-In-Hybrid ist prinzipiell ein Vollhybrid mit der zusätzlichen Eigenschaft, dass dieser auch durch eine externe Stromquelle, wie zum Beispiel einer Steckdose, aufgeladen werden kann. [1]

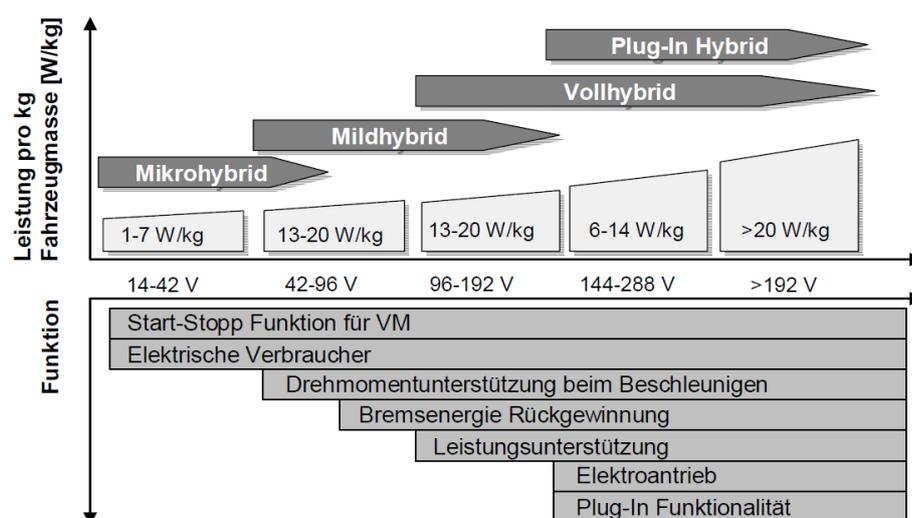


Abbildung 2.2: Einteilung der Hybridklassen nach elektrischer Leistung [4]

Die verschiedenen Hybridausführungen können neben dem Elektrifizierungsgrad auch noch anhand der Antriebsarchitektur in serielle Hybridantriebe, parallele Hybridantriebe und leistungsverzweigte bzw. kombinierte Hybridantriebe unterteilt werden.

Beim seriellen Hybridantrieb (S-HEV) sind der Elektromotor und der Verbrennungsmotor in Reihe geschaltet, siehe Abbildung 2.3. Der Antrieb erfolgt immer rein elektrisch über den Elektromotor und die benötigte elektrische Energie wird über einen Generator erzeugt, welcher direkt mit dem Verbrennungsmotor gekoppelt ist. Der Verbrennungsmotor verfügt über keine direkte mechanische Verbindung zur Antriebsachse. Sowohl der Verbrennungs- als auch der Elektromotor müssen für eine entsprechend hohe Leistung, je nach Bedarf an Beschleunigungsvermögen und Höchstgeschwindigkeit, ausgelegt sein. Nachteilig sind zudem die hohen Wirkungsgradverluste infolge mehrfacher Energieumwandlung. Daher werden serielle Hybridarchitekturen in der PKW-Entwicklung nur selten umgesetzt. Als vorteilhaft anzusehen ist an dieser Antriebsstrangarchitektur lediglich die freie Betriebspunktwahl des Verbrennungsmotors, solange die benötigte elektrische Energie bereitgestellt werden kann. Eine Sonderform der seriellen Antriebsstrangtopologie stellt der seriell-parallele Hybridantrieb (SP-HEV) dar. Hierbei wird zwischen den elektrischen Maschinen eine Kupplung verbaut. Bei geöffneter Kupplung arbeitet das System wie ein herkömmlicher, serieller Hybridantrieb. Wird die Kupplung geschlossen, kann der Verbrennungsmotor Antriebsleistung direkt an die Antriebsräder abgeben und dadurch können die elektrischen Maschinen mit weniger Leistung ausgeführt werden. [2]

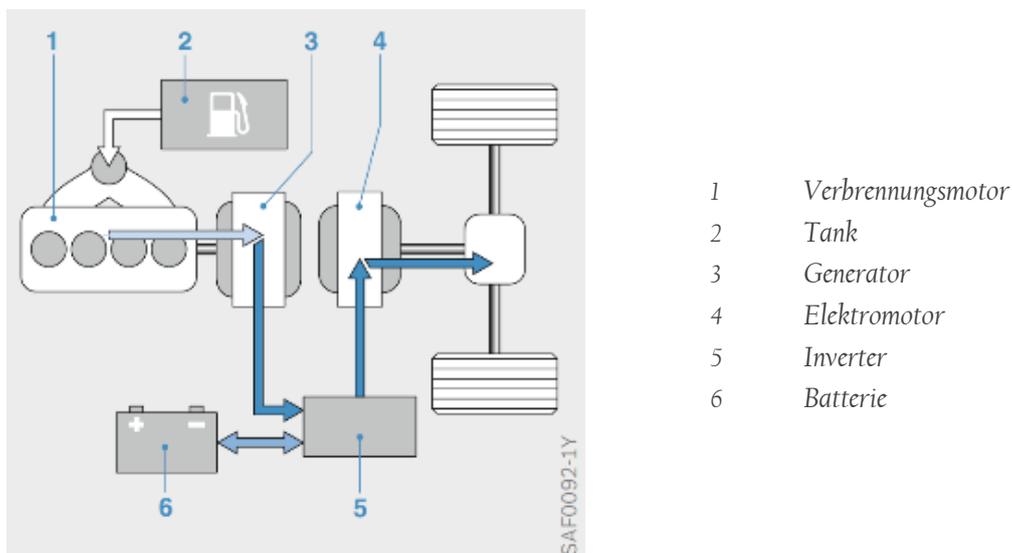


Abbildung 2.3: Serieller Hybridantrieb [2]

Beim parallelen Hybridantrieb (P-HEV), in Abbildung 2.4 dargestellt, wird anders als beim seriellen Hybridantrieb nur eine elektrische Maschine verwendet, die sowohl als Generator als auch als Motor verwendet werden kann. Zwischen dieser Elektromaschine und dem Verbrennungsmotor ist eine Kupplung angeordnet, die je nach Betriebszustand verschiedene Betriebsmodi erlaubt. Ist die Kupplung geöffnet, kann das Fahrzeug rein elektrisch angetrieben werden. Wird die Kupplung geschlossen, kann der Antrieb nur über den Verbrennungsmotor erzeugt werden, unabhängig vom Zustand der E-Maschine. Bei geschlossener Kupplung kann die Antriebsleistung zudem kombiniert aus Elektro- und Verbrennungsmotor erzeugt werden. [2]

Der konventionelle Antriebsstrang kann bei der parallelen Antriebsstrangarchitektur in weiten Teilen beibehalten werden, was sich auf den Bauraum, die Fahrzeugherstellung und auf das Fahrverhalten aus Sicht des Kunden positiv auswirkt. Der Entwicklungsaufwand fällt bei parallelen Hybridantrieben im Vergleich zu seriellen Hybridantrieben aufgrund der geringeren benötigten elektrischen Leistungen deutlich geringer aus. [2]

Aufgrund der verschiedenen Anordnungsmöglichkeiten der elektrischen Maschine und durch die Anzahl der verwendeten Kupplungen ergeben sich unterschiedliche Ausführungen des parallelen Hybridantriebsstranges (sog. P1 bis P4 – Konfigurationen). Die Leistung kann mit Hilfe einer Momentenaddition (Drehzahlen stehen in festem Verhältnis), einer Drehzahladdition (über Planetengetriebe) oder einer Zugkraftaddition (Addition über Traktion auf Fahrbahn) gesteigert werden. [2]

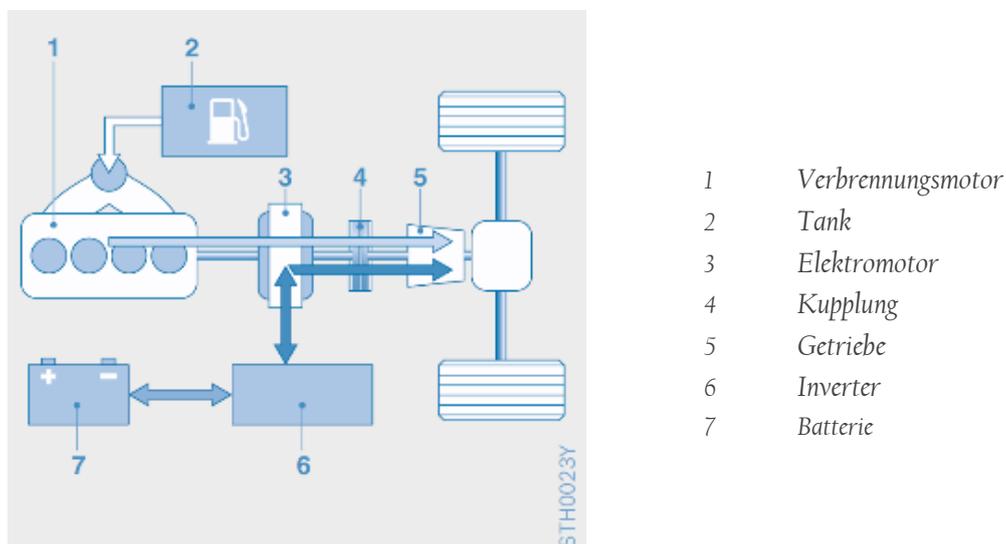
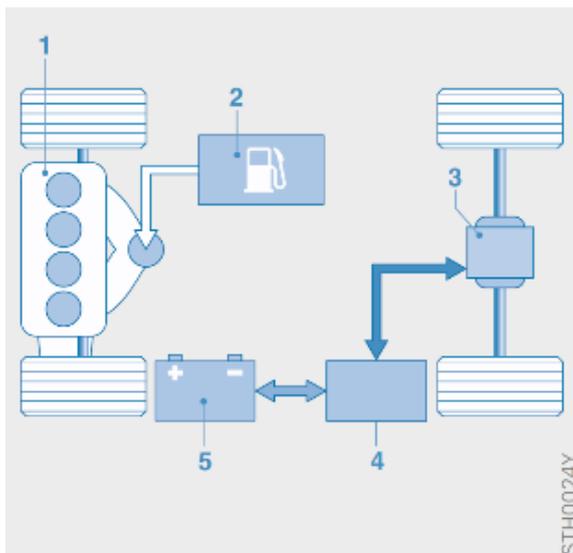


Abbildung 2.4: Paralleler Hybridantrieb [2]

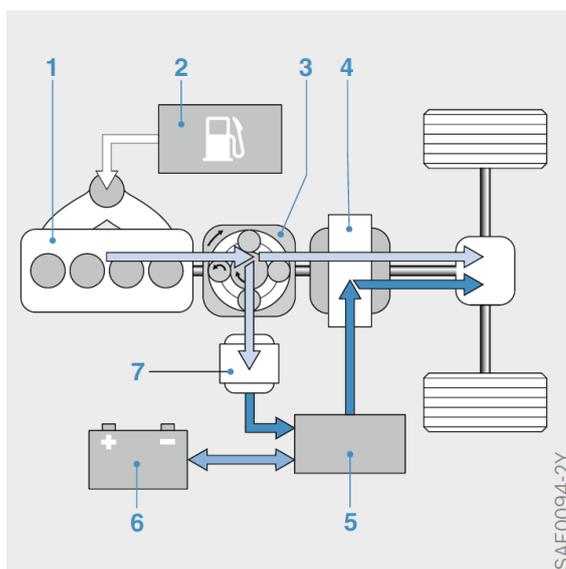
Erfolgt die Kopplung der beiden Energiewandler nicht über den Antriebsstrang sondern über die Fahrbahn, spricht man von der Zugkraftaddition. Diese Ausführung des parallelen Hybridantriebes wird Axle-Split-Hybrid (AS-HEV) genannt und weist je Antriebsachse einen separaten Energiewandler auf, siehe Abbildung 2.5. Verbrennungsmotor und Elektromotor verfügen also über keine direkte mechanische Verbindung zueinander. Somit besteht die Möglichkeit das Antriebsmoment des Fahrzeuges über die Vorderachse, die Hinterachse oder kombiniert über beide Achsen bereitzustellen. Sind beide Energiewandler motorisch aktiv wird das Fahrzeug mittels Allradantrieb bewegt. Beim AS-HEV muss der konventionelle Antriebsstrang des Fahrzeuges nicht weiter verändert werden. Es wird lediglich die bislang unangetriebene Fahrzeugachse mit einem Elektromotor ergänzt. Diese Antriebsstrangausführung ermöglicht zudem einen simultanen Betrieb von Elektromotor und Verbrennungsmotor mit unterschiedlichen Drehzahlen. [2]



- 1 Verbrennungsmotor
- 2 Tank
- 3 Elektromotor
- 4 Inverter
- 5 Batterie

Abbildung 2.5: Axle-Split-Hybridantrieb [2]

Der leistungsverzweigte Hybridantrieb, welcher auch als Power-Split-Hybridantrieb bekannt ist, ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Er weist ein Planetenradgetriebe im Antriebsstrang auf, welches ihm ermöglicht, das Fahrzeug sowohl im seriellen als auch im parallelen Hybridmodus anzutreiben. Das Planetengetriebe ist für diese Antriebsstrangarchitektur maßgeblich und teilt die vom Verbrennungsmotor erzeugte Antriebsleistung in einen mechanischen und einen elektrischen Leistungspfad auf. Über den mechanischen Pfad wird direkt Kraft auf die Räder des Fahrzeuges übertragen. Über den Generator kann die Drehzahl und die Last des Verbrennungsmotors den Fahranforderungen angepasst werden. Ein Vorteil dieser Antriebsstrangtopologie liegt am stufenlos einstellbaren Übersetzungsverhältnis. Durch diese übersetzungsflexible Verbindung der beiden Leistungspfade kann die Verbrennungskraftmaschine betriebspunktoptimal betrieben werden. Zudem wird kein konventionelles Getriebe oder eine Kupplung im Antriebsstrang benötigt. [2]



- 1 Verbrennungsmotor
- 2 Tank
- 3 Planetengetriebe
- 4 Elektromotor
- 5 Inverter
- 6 Batterie
- 7 Generator

Abbildung 2.6: Leistungsverzweigter Hybridantrieb [2]

Dadurch kann das Fahrzeug ohne Zugkraftunterbrechung bewegt werden, was sich wiederum positiv auf den Fahrkomfort auswirkt. Fahrzeuge mit leistungsverzweigten Hybridantrieben weisen im Stadtverkehr gute Einsparpotenziale auf. Einschränkungen dieser Antriebsstrangarchitektur ergeben sich jedoch beim Betrieb des Fahrzeuges mit hohen Geschwindigkeiten (Überlandfahrt/Autobahnfahrt), wo sich die Energieumwandlungsvorgänge sehr nachteilig auf den Gesamtwirkungsgrad auswirken. Um diesen Nachteil zu kompensieren, wurden sogenannte Two-Mode Hybridantriebe entwickelt, siehe Abbildung 2.7. In dieser Antriebsstrangarchitektur werden zwei elektrische CVT-Fahrstufen (Continuous Variable Transmission) mit einer mechanischen Übersetzung kombiniert. Dadurch ergibt sich eine Wirkungsgradsteigerung über eine große Spreizung von Fahrgeschwindigkeiten im Vergleich zum konventionellen leistungsverzweigten Hybridantrieb. Nachteilig am Two-Mode-Hybridantrieb sind der komplexe Aufbau des Systems sowie die damit verbundenen hohen Kosten anzusehen. [2]

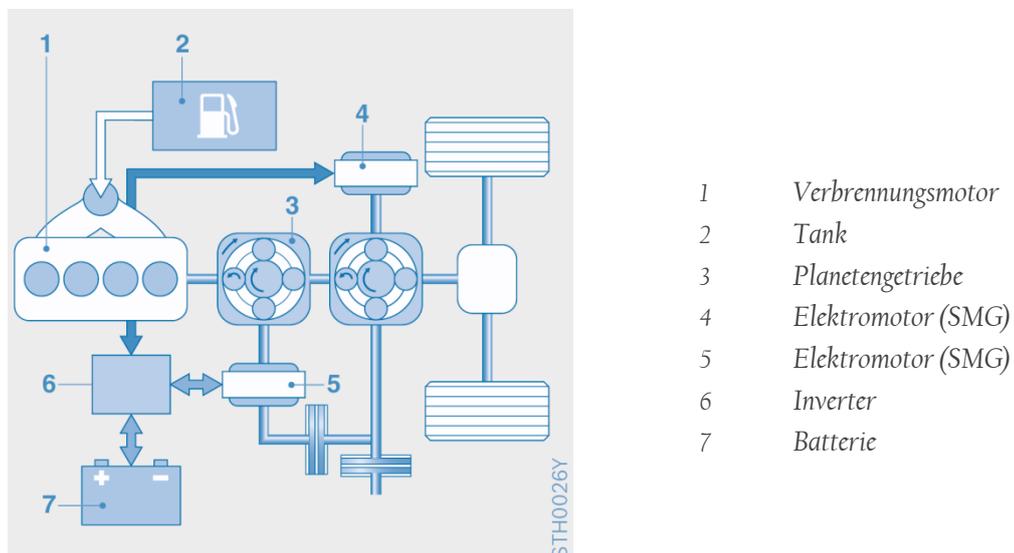


Abbildung 2.7: Two-Mode Hybridantrieb [2]

2.2 Elektrische Antriebskonzepte

Unter dem Begriff Elektrofahrzeug versteht man heutzutage eine Vielzahl an Fahrzeugkonzepten die als Gemeinsamkeit aufweisen, dass die Antriebskraft an den Rädern durch einen oder mehrere Elektromotoren erzeugt wird. Die Energiequelle die diese Elektromotoren mit elektrischer Energie versorgt, kann jedoch sehr unterschiedlich ausgeführt sein. Aussichtsreiche Perspektiven für Elektrofahrzeuge im Gegensatz zu konventionell betriebenen Fahrzeugen stellen zurzeit nur batterieelektrisch betriebene Fahrzeuge und Fahrzeuge mit Brennstoffzelle dar. Elektromotoren weisen im Gegensatz zu Verbrennungskraftmaschinen einen wesentlichen Vorteil auf. Sie erzeugen vom Stillstand weg bereits das volle Drehmoment und somit kann im Antriebsstrang sowohl auf ein schaltbares Getriebe als auch auf eine Kupplung verzichtet werden. Die unterschiedlichen Leistungscharakteristika von Verbrennungskraftmaschine (VKM) und Elektromotor (E-Motor) sind in Abbildung 2.8 dargestellt. [4]

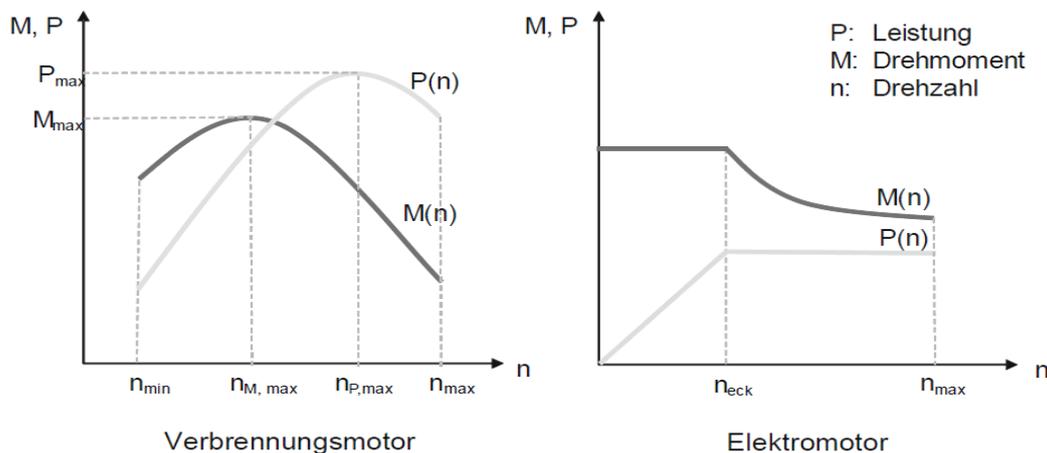


Abbildung 2.8: Leistungscharakteristika von Verbrennungs- und Elektromotor [4]

Elektromotoren können kurzzeitig oberhalb ihrer Nennleistung im Überlastbereich betrieben werden, ohne dabei Schaden zu nehmen. Durch den 4-Quadrantenbetrieb können Elektromotoren auch als Generator betrieben werden und somit durch Rekuperation Bremsenergie rückgewinnen. [4]

Durch den Entfall von Kupplung und schaltbarem Getriebe können völlig neue Antriebsstrangarchitekturen realisiert werden. Anstelle eines zentral angeordneten Elektromotors, welcher die Antriebsleistung über ein Differenzial für eine ganze Achse bereitstellt, können mehrere kleinere Elektromotoren für je ein Antriebsrad verbaut werden. Diese Elektromotoren können in Radnähe oder direkt in der Felge (Radnabenantrieb) angeordnet sein. Vorteil dieser Antriebsstrangkonfiguration ist unter anderem, dass der Drehzahlunterschied bei Kurvenfahrt direkt über die Elektromotoren ausgeglichen wird und das Differenzial somit eingespart werden kann, siehe Abbildung 2.9. [4]

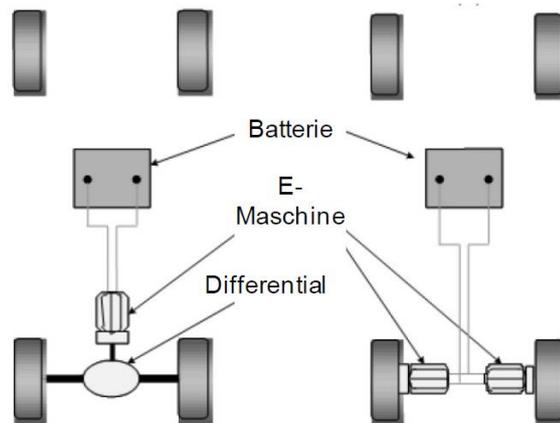


Abbildung 2.9: Anordnung der Elektromotoren im Antriebsstrang [4]

Zudem können über die radselektive Ansteuerung dieser Elektromotoren Systeme zur Verbesserung der Fahrdynamik (z.B.: Torque Vectoring) und Sicherheit (z. B.: ESP) impliziert werden. Aufgrund der hohen Systemkosten, der problematischen Abfuhr der Wärme, welche von den Elektromotoren erzeugt wird, und durch die systembedingte Erhöhung der ungedeckelten Massen hat sich diese Antriebsstrangkonfiguration bislang noch nicht durchgesetzt. [4]

Klassische Elektrofahrzeuge weisen Antriebsstränge mit einem Elektromotor je Antriebsachse auf und werden als front-, heck- oder allradgetriebene Fahrzeuge ausgeführt. Abbildung 2.10 zeigt eine gängige Antriebsstrangarchitektur eines Elektroserienfahrzeuges mit Allradausführung.

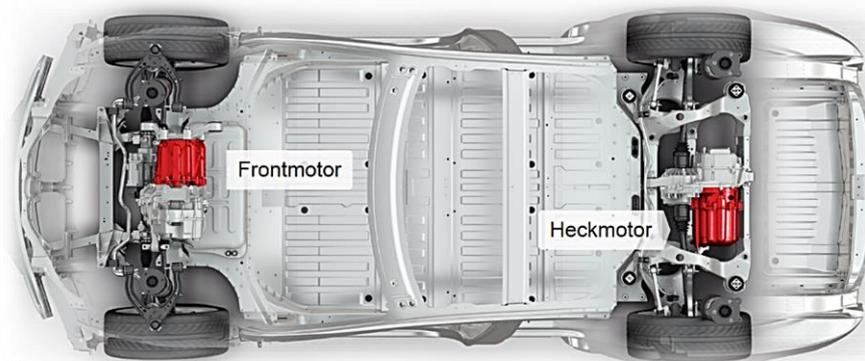


Abbildung 2.10: Antriebsstrangtopologie Tesla Model S 75D [3]

2.3 Allradantriebe

Allradantriebe werden heutzutage sowohl bei Fahrzeugen mit konventionellen Antriebssträngen als auch bei Hybrid- und Elektroantriebsstrangarchitekturen realisiert. Die 4WD-Antriebe erfahren in den letzten Jahren bei den Kunden immer größere Beliebtheit, da sie im Vergleich zu zweiradgetriebenen Fahrzeugen eine bessere Traktion aufweisen, was ihnen speziell bei schlechten Fahrbahnverhältnissen und im Off-Road-Bereich große Vorteile verschafft. Die Komponenten und Systeme des Allradantriebes können jedoch auch dazu verwendet werden, die Fahrdynamik des Fahrzeuges gezielt zu verbessern. Durch die Kombination des 4WD-Systems mit weiteren elektronisch angesteuerten Fahrzeugsystemen kann somit die Fahrsicherheit erhöht und das sportliche Fahrverhalten des Fahrzeuges gesteigert werden. Daher werden Allradsysteme mittlerweile vermehrt in der Mittel- und Oberklasse und insbesondere bei Sportwagen verbaut. [5]

Neben den oben genannten Vorteilen bringen Allradantriebe jedoch auch einige Nachteile mit sich. Durch das Mehrgewicht der Antriebsstrangkomponenten und die größere Verlustleistung weisen Fahrzeuge mit Allradantrieb einen höheren Kraftstoff- bzw. Energieverbrauch auf als zweiradgetriebene Fahrzeuge. Bei den sogenannten On-Demand Allradsystemen wird bei Bedarf eine Antriebsachse zugeschaltet. Dadurch fällt bei diesen Systemen der Mehrverbrauch geringer aus als bei permanentgetriebenen Allradsystemen. Da Allradsysteme speziell bei Hybrid- und Elektrofahrzeugen neue Antriebkonzepte, wie elektrische Sekundärachsen ermöglichen, haben diese trotz ihres Mehrverbrauches an Energie bzw. Kraftstoff auch in Zukunft noch eine Existenzberechtigung. Das zunehmende Streben nach geringen CO₂ Ausstößen im Straßenverkehr drängt die Automobilhersteller zur Entwicklung von innovativen Fahrzeugantrieben, gewichtsreduzierten Komponenten und Systemen, die den Antriebsstrang effizienter gestalten. Ein Disconnectsystem stellt eine solche effizienzsteigernde Maßnahme dar, die helfen soll, den Kraftstoffverbrauch und die CO₂ Emissionen eines Allradfahrzeuges zu reduzieren. Dies ermöglicht den Allradantrieben auch in Zukunft eine gute Wettbewerbsfähigkeit im Vergleich zu zweiradgetriebenen Fahrzeugen. [6]

3 Das Disconnectsystem

Disconnectsysteme ermöglichen es, einen Teil des Antriebsstranges stillzulegen, wenn dieser für die Fortbewegung des Fahrzeuges nicht benötigt wird. Dadurch ergibt sich eine Reduktion der Triebstrangverlustleistung und in weiterer Folge eine Wirkungsgradsteigerung des Antriebsstranges. Die Einsatzmöglichkeit von solchen Systemen ist bei Fahrzeugen gegeben, welche eine zuschaltbare Antriebsachse aufweisen. In Kapitel 2 wurden einige Antriebsstrangarchitekturen beschrieben, die eine zuschaltbare Antriebsachse aufweisen und somit für den Einsatz eines Disconnectsystems geeignet sind.

Bei Allradantrieben, welche auf Traktion ausgelegt sind, wird der Antrieb über alle vier Räder bei weniger als 10% der Fahrzeuglaufleistung benötigt. Ein Großteil der Allradverluste entsteht durch die Rotation der zusätzlichen Antriebsstrangkomponenten und der dadurch erzeugten Reibverluste und Ölplanschverluste. Dadurch liegt die Überlegung sehr nahe, diese Komponenten stillzulegen, wenn diese für die Kraftübertragung gerade nicht benötigt werden. Konventionelle On-Demand Allradantriebe weisen eine permanente Verbindung zwischen Verteilergetriebe und Rädern auf. Somit werden sämtliche Komponenten im zuschaltbaren Antriebsstrangteil bei bewegtem Fahrzeug in Rotation gehalten, selbst wenn keine form- oder kraftschlüssige Verbindung zum Energiewandler besteht. [6]

In Abbildung 3.1 ist ein On-Demand Allradantriebe in 2WD Fahrmodus mit und ohne Disconnectsystem dargestellt. Ohne Disconnectsystem wären im 2WD und 4WD Fahrmodus die gleichen Antriebsstrangkomponenten in Rotation. Durch das Disconnectsystem kann der in Abb. 3.1 in Grün dargestellte Teil des Antriebsstranges stillgelegt werden.

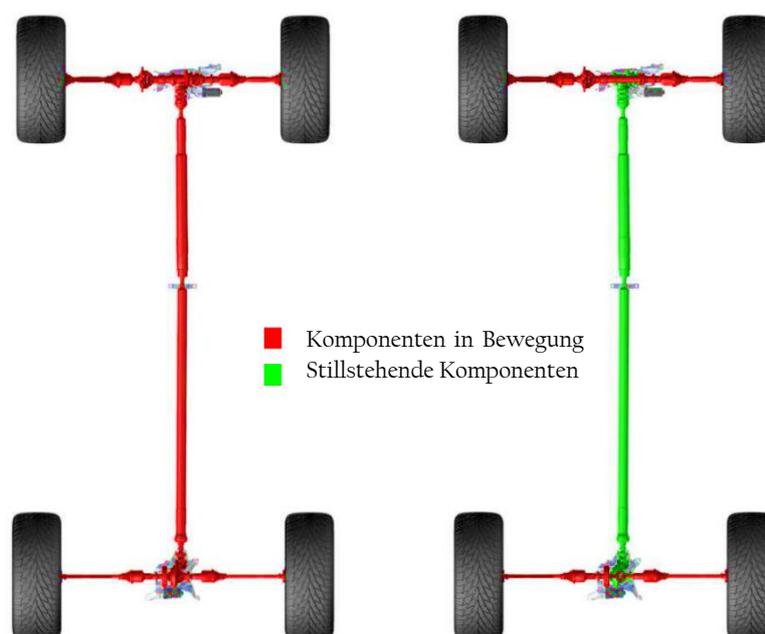


Abbildung 3.1: 4WD Antriebsstrang mit und ohne Disconnectsystem [16]

Bei konventionellen On-Demand Allradsystemen werden selbst bei entkoppelter Hang-On Achse die Kardanwelle, das Differenzial und die Antriebswellen der entkoppelten Achse in Bewegung gehalten. Beim AS-HEV und bei rein elektrogetriebenen Allradsystemen werden das Übersetzungsgetriebe, der Läufer des Elektromotors, sowie das Differenzial und die Antriebswellen der Hang-On-Achse weiterhin bewegt.

Der Mehrverbrauch bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor durch ein On-Demand Allradsystem beträgt bei Ottomotoren ca. 0,7 bis 1,2 Liter pro 100 km und bei Dieselmotoren ca. 0,4 bis 0,7 Liter pro 100 km. Dieser erhebliche Mehrverbrauch entsteht zum Teil durch die Erhöhung der Fahrzeugmasse und der Massenträgheiten, aber auch durch die lastabhängigen Verluste, speziell in den Hypoidtrieben. Zudem treten noch Reibungsverluste in den Lagerstellen und Dichtungen, sowie Ölplanschverluste durch das Verwirbeln und Scheren des Öls in den Getrieben auf. Simulationen haben gezeigt, dass sich die lastunabhängigen Schleppverluste mit einem Anteil von mehr als 60% des Mehrverbrauches am meisten niederschlagen. [6]

Der Optimierungsgrad ist bei modernen On-Demand Allradsystemen bereits sehr hoch und dadurch fällt das Einsparungspotenzial beim Gewicht der Systemkomponenten sehr gering aus. Die Getriebeverluste können durch die Verwendung von Schulterkugellagern und Spezialölen sowie einer Reduktion des Ölniveaus und einer Ölströmungsoptimierung sehr stark reduziert werden. Bei der Optimierung des Systems bezüglich Reibungs- und Planschverluste stößt man jedoch sehr schnell an die Grenzen des Möglichen und man kann die Verluste somit nicht beliebig reduzieren. Um über die Optimierung von Reibungs- und Planschverlusten hinaus noch Einsparungen realisieren zu können, muss ein möglichst großer Teil des Antriebsstranges von den Rädern entkoppelt und somit stillgelegt werden, wenn eine Leistungsübertragung über die Hang-On Achse gerade nicht benötigt wird. Daher richtet sich der Fokus derzeit nicht auf die Optimierung von Reibungs- und Ölplanschverlusten, sondern auf Systeme die es ermöglichen, dass möglichst viele Systemkomponenten des Antriebsstranges stillstehen, wenn diese gerade kein Antriebsmoment an die Räder übertragen. Dies kann anhand eines Disconnectsystems realisiert werden. [6]

Ein Disconnectsystem unterbricht bei Bedarf die mechanische Verbindung im Antriebsstrang über eine Kupplung und legt einen Teil des Antriebsstranges somit still. Ein solches System kann an verschiedenen Stellen im Antriebsstrang realisiert werden und die Ausführung der Aktuierung und die Bauweise der verwendeten Kupplung können je nach Anwendungsfall variieren. Neben der Verringerung der Verlustleistung, welche durch den Allradantrieb entsteht und für einen Mehrverbrauch an elektrischer Energie bzw. Kraftstoff verantwortlich ist, treten durch den über die Räder angetriebenen Teil des Antriebsstranges zusätzliche Geräuschemissionen und ein erhöhter Verschleiß der permanent rotierenden Bauteile auf. [6]

Zuschaltbare E-Antriebsachsen sind oftmals so ausgelegt, dass sie das Fahrzeug nur in der Beschleunigungsphase unterstützen. Bei der Auslegung von Drehzahl- und Drehmomentbereich der E-Maschine wird darauf geachtet, dass ausreichend Drehmoment bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten zur Verfügung steht. Aufgrund dieser Auslegung würde der E-Motor bei nicht entkoppeltem Antriebsstrang bei hohen Fahrgeschwindigkeiten sehr hohe Drehzahlen erreichen. Je nach Bauart weist der E-Motor jedoch eine Maximaldrehzahl auf, welche unter keinen Umständen überschritten werden darf. Daher muss entweder die Auslegung der E-Maschine auf diese Maximaldrehzahl angepasst sein oder es muss ein Disconnectsystem im Antriebsstrang integriert werden, welches gewährleistet, dass der E-Motor bei hohen Fahrgeschwindigkeiten vom Antriebsstrang entkoppelt wird.

Ein Disconnectsystem sollte zudem so aufgebaut sein, dass ein ungewünschtes Schließen des Disconnectsystems möglichst vermieden wird. Ein unerwünschtes Einkoppeln des E-Motors im Fahrbetrieb könnte zu einem Überbremsen der zugeschalteten Antriebsräder und somit zu Fahrstabilitätsverlust führen oder es könnte zum Überschreiten der Maximaldrehzahl des E-Motors kommen, welcher dadurch in weiterer Folge zerstört werden kann. Um im Falle einer Unterbrechung der Stromversorgung der Aktuierungseinheit eine unsachgemäße Kopplung zu verhindern, wird die verwendete Kupplung über eine Feder offen gehalten. Solche Systeme werden auch als „normally open“ Systeme bezeichnet. Die Kupplung ist im Grundzustand also geöffnet und wird von der Aktuierungseinheit bei Bedarf geschlossen.

3.1 Anordnung des Disconnectsystems

Ein Disconnectsystem für On-Demand Allradantriebe kann prinzipiell an drei verschiedenen Stellen im Antriebsstrang angeordnet werden. Es besteht die Möglichkeit die Entkopplung des Antriebsstranges in den Radnaben, den Seitenwellen oder im Differenzial zu realisieren. Die verschiedenen Anordnungsvarianten sind in Abbildung 3.2 dargestellt. In dieser Abbildung ist ein On-Demand 4WD Antriebsstrang dargestellt, bei welchem der Allradantrieb in der Power Transfer Unit (PTU) über eine Lamellenkupplung zugeschaltet wird. Die Synchronisation der Differenzdrehzahlen erfolgt somit über die Lamellenkupplung in der PTU und es besteht die Möglichkeit ein Disconnectsystem mit Klauenkupplung zu verbauen. Bei vielen Hybrid- und Elektroantriebssträngen entfallen systembedingt PTU und Kardanwelle. Die Anordnungsmöglichkeiten des Disconnectsystems ändern sich dadurch jedoch nicht. Jede dieser drei Anordnungsmöglichkeiten des Disconnectsystems weist ihre Vor- und Nachteile auf und legt die grundlegenden Rahmenbedingungen für das Disconnectsystem fest.

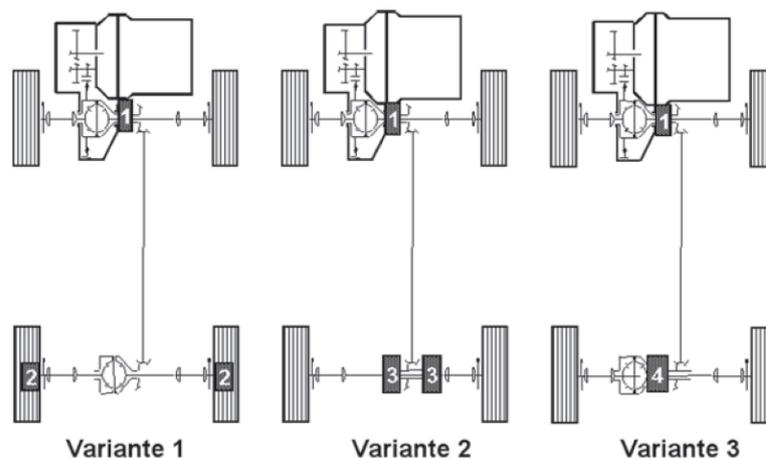


Abbildung 3.2: Systemlayouts für die Allradabschaltung [6]

3.2 Anordnung in den Radnaben

Eine Möglichkeit das Disconnectsystem im Antriebsstrang zu integrieren stellt die Anordnung in den Radnaben dar (Abb.: 3.2; Variante 1). Bei älteren Allradsystemen wurden bereits vereinzelt Disconnectsysteme verwendet, welche in den Radnaben angeordnet sind. Die sogenannten Radnabenfreiläufe verloren in den letzten Jahren an Bedeutung und werden heutzutage kaum mehr eingesetzt. Die lösbare Verbindung zwischen der Seitenwelle und der Radnabe wurde hierbei über eine Klauenkupplung verwirklicht. Die Systeme wurden entweder manuell oder pneumatisch angesteuert. In Abbildung 3.3 ist ein manuell schaltbarer Nabenfrelauf dargestellt. Ein pneumatisches Umschalten während der Fahrt kann über eine Synchronisationseinheit erfolgen. Durch die Anordnung des Disconnectsystems in den Radnaben der zu entkoppelnden Achse würde sich die Verlustleistung am besten reduzieren lassen, da hierbei ein möglichst großer Teil des Antriebsstranges stillgelegt wird. Diese Art der Systemanordnung hat sich jedoch aufgrund der Komplexität, der ungünstigen Umgebung und der aufwändigen Aktuierung nicht durchgesetzt. Der Antriebsstrang müsste zudem an beiden Radnaben der Hang-On Achse entkoppelt werden, da sich sonst eine hohe Differenzdrehzahl zwischen den Seitenwellen sowie an den Ausgleichskegelrädern im Differenzial einstellen würde. Systemkomponenten die sich vor dem Differenzial befinden wie z.B. der Läufer des Elektromotors und das Planetengetriebe bei elektrischer Hang-On Achse würde sich auch mit der Entkopplung des Antriebsstranges an nur einer Radnabe stilllegen lassen. [6]



Abbildung 3.3: Manuell schaltbarer Nabenfrelauf [20]

3.3 Anordnung in den Seitenwellen

Man kann das Disconnectsystem auch in den beiden Seitenwellen des Differenzials der Hang-On Achse (Abb.: 3.2; Variante 2) platzieren. Hierbei werden beide Antriebsräder über zwei separate Kupplungen vom Antriebsstrang entkoppelt. Aufgrund der beiden Kupplungen und der dafür benötigten Aktuierung ist dieses System aufwendig aufgebaut. Die Kupplungen werden bei diesem System meist an den Seitenwellen am Differenzial angeordnet. Dadurch erreicht man zwar die Stilllegung des Differenzials bei entkoppelter Hang-On Achse, jedoch werden die möglichen Verbrauchs- bzw. Energieeinsparungen durch die hohen Schleppmomente der beiden Kupplungen stark verringert. Durch den Einsatz von Lamellenkupplungen, wie in Abbildung 3.4 dargestellt, ergeben sich einige Vorteile für das System. [6]

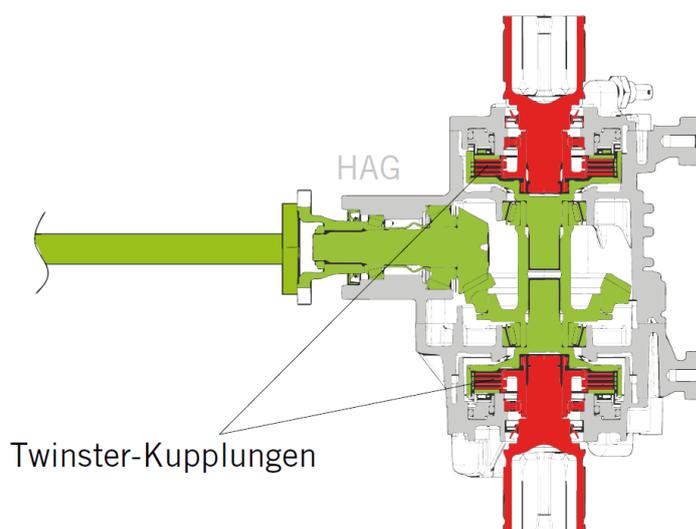


Abbildung 3.4: Getrag Hinterachsgetriebe mit Twinsterkupplungen [7]

Wird je Seitenwelle eine Lamellenkupplungen verbaut, so kann das Differenzial eingespart und die Differenzdrehzahl der Räder bei Kurvenfahrt über die Lamellenkupplungen ausgeglichen werden. Es besteht die Möglichkeit die fahrdynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges durch variable Drehmomentverteilung zwischen den Rädern der Hang-On Achse zu verbessern. Durch die beliebige Verteilung der Antriebsmomente zwischen den Rädern der Hang-On Achse kann die bestmögliche Traktion an der zugeschalteten Antriebsachse in Abhängigkeit von den Reibwert- und Radlastzuständen in Querrichtung erreicht werden. Mit diesem System kann zusätzlich das Gierverhalten des Fahrzeuges und das allradtypische Untersteuern optimiert werden. Es kann auch zur Unterbindung von starkem Übersteuern eingesetzt werden. Die Ansteuerung der Kupplungen stellt sich jedoch sehr komplex und aufwendig dar. [7]

3.4 Anordnung im Differenzial

Die Anordnung des Disconnectsystems im Differenzial (Abbildung 3.2; Variante 3) stellt in Bezug auf die Komplexität des Systems und das mögliche Energie-, bzw. Kraftstoffeinsparungspotenzial den besten Kompromiss dar. Ein großer Vorteil ist, dass das System aus nur einer Kupplung und der dazugehörigen Aktuierung aufgebaut ist und nicht wie bei den in Kapitel 3.2 und 3.3 erwähnten Systemlayouts die Entkopplung mithilfe von zwei Kupplungen samt Aktuierung erfolgt. Dies führt zu einer vereinfachten Ansteuerung des Systems und zu einer Reduktion der Systemkomponenten, was in weiterer Folge die Systemkosten und das Systemgewicht reduziert. Zusätzlich führen die guten Energie- bzw. Kraftstoffeinsparungsmöglichkeiten dazu, dass sich dieses Systemlayout am bestehenden Markt etabliert hat und in der Serienproduktion verwendet wird. Dieses Disconnectsystemlayout kann in Abhängigkeit von der Ausführungsart sehr kompakt gestaltet werden, was für elektrische Hang-On Antriebseinheiten essentiell ist. [6]

Die Entkopplung des Antriebsstranges im Differenzial kann auf viele Arten erfolgen. Ein häufig verwendetes Disconnectsystem basiert auf der Entkopplung einer Differenzialabtriebswelle vom Antriebsstrang (wie in Abbildung 3.5 in Rot ersichtlich). Dieses System ist einach aufgebaut und es kann im Differenzial integriert werden, ohne dieses dabei großartig umgestalten zu müssen. Dem simplen Aufbau stehen jedoch einige Nachteile gegenüber.

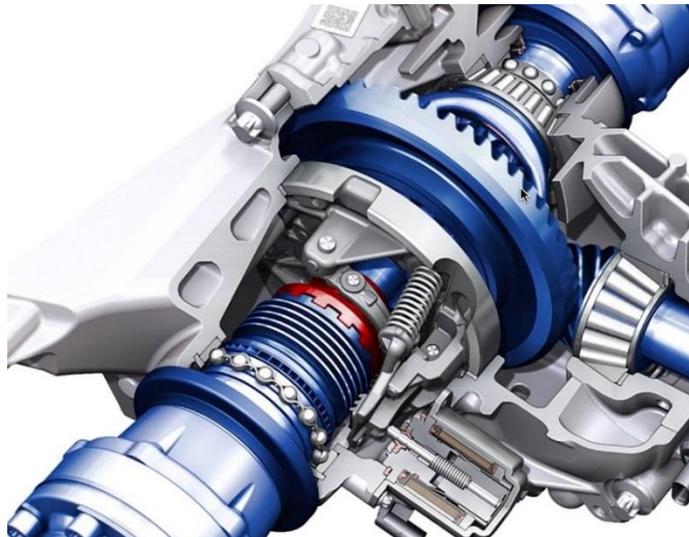


Abbildung 3.5: Entkopplung einer Differenzialausgangswelle [23]

Ein Nachteil ist der axiale Bauraum den das Differenzial samt Disconnectsystem in Anspruch nimmt. Das Differenzial muss um die Breite des Disconnectsystems verbreitert werden, was speziell bei elektrisch angetriebenen Achsen kritisch sein kann. Ein gravierender Nachteil zeigt sich, wenn der Antriebsstrang entkoppelt ist. Je nach Fahrzustand kann es zu einer sehr hohen Drehzahl der Ausgleichskegelräder bei gleichzeitig stillstehendem Differenzialkorb kommen. Dieser Effekt und die möglichen Problem dadurch sollen im folgenden Absatz kurz näher beschrieben werden.

Der Aufbau eines Disconnectsystems für E-Antriebe mit Entkopplung einer Differenzialabtriebswelle ist in Abbildung 3.6 ersichtlich. Im dargestellten System verläuft die rechte Abtriebswelle durch den E-Motor, welcher aus Datenschutzgründen hier nicht dargestellt ist. Das Disconnectsystem ist entkoppelt und die in Orange und Blau dargestellten Systemkomponenten weisen unterschiedliche Drehrichtungen auf.



Abbildung 3.6: Entkopplung an einer Differenzialabtriebswelle

Die Beiden in Blau dargestellten Systemkomponenten sind direkt mit den Rädern verbunden und drehen in Fahrtrichtung. Durch die linke Seitenwelle werden die beiden Ausgleichskegelräder mit hoher Drehzahl angetrieben. Dadurch wird der entkoppelte Teil der rechten Differenzialabtriebswelle in eine Drehbewegung versetzt, die der Drehrichtung der linken Seitenwelle entgegengesetzt ist. Der entkoppelte Teil der rechten Differenzialabtriebswelle ist in der Abbildung 3.6 in Orange dargestellt. Der Differenzialkorb steht im entkoppeltem Zustand still, da über den Bolzen auf dem die Ausgleichskegelräder gelagert sind keine Kraft übertragen wird. Wird der Differenzialkorb nicht in Drehbewegung versetzt, kann es vorkommen, dass eine der beiden Ausgleichskegelradlagerstellen nicht ausreichend mit Schmieröl versorgt wird und es zu einer dauerhaften Schädigung dieser Lagerstelle kommt. Um dem entgegen zu wirken, müsste der Differenzialkorb regelmäßig über den E-Motor in Drehung versetzt werden, um eine ausreichende Schmierölversorgung der Lagerstellen im Differenzial gewährleisten zu können. Diese Zusatzfunktion würde jedoch wieder einen Mehraufwand für die Systemauslegung bedeuten. Durch die hohe Drehzahl der Ausgleichskegelräder kann es zu erhöhten Geräuschemissionen und Verschleißerscheinungen kommen.

4 Das Differenzialgetriebe

Das Differenzialgetriebe, auch Ausgleichsgetriebe oder kurz Differenzial genannt, sorgt für eine gleichmäßige Verteilung der Antriebsmomente und lässt unterschiedliche Rad- und Achsdrehzahlen bei Kurvenfahrt zu. Das Differenzialgetriebe gleicht somit die unterschiedliche Drehbewegung zwischen kurveninneren und kurvenäußeren Rädern bei Kurvenfahrt aus. Bei Allradantrieben wird zusätzlich die unterschiedliche Drehbewegung der angetriebenen Achsen angepasst. Sperrdifferenziale können zusätzlich den Ausgleich beim Durchdrehen eines Rades bremsen und das haftende Rad mit erhöhtem Moment antreiben. Im Automobilbau werden Achs-Ausgleichsgetriebe bislang hauptsächlich in Kegelradbauweise ausgeführt. In den letzten Jahren hat sich jedoch der Fokus in der Getriebeentwicklung immer mehr auf die kompakte Stirnraddifferenzialbauweise verlagert. Das Kronenraddifferenzial wird nur vereinzelt als Mittendifferenzial bei konventionellen Allradantrieben eingesetzt. [15]

Zwischen den beiden Antriebsrädern einer Achse wird durch das Ausgleichsgetriebe ein Drehmomentgleichgewicht hergestellt, wobei die Ausgleichsräder wie ein Waagebalkensystem wirken. Dieses Waagebalkensystem begrenzt die übertragbare Vortriebskraft, wenn an den beiden Antriebsrädern unterschiedliche Fahrbahnverhältnisse bzw. unterschiedliche Reibbeiwerte vorliegen. Durch den Waagebalkeneffekt des Ausgleichsgetriebes kann nur eine Vortriebskraft erzeugt werden, die doppelt so groß ist, wie jene Vortriebskraft des Antriebsrades mit dem niedrigsten Reibbeiwert. Bei Überschuss an Antriebsmoment dreht dieses Rad in weiterer Folge durch. Durch kraft- oder formschlüssiges Sperren des Differenzials kann dieser Effekt in weiterer Folge reduziert werden. [15]

4.1 Das Kegelraddifferenzial

Standardmäßig werden heutzutage Kegelraddifferenziale als Achsgetriebe für permanent angetriebene oder zuschaltbare Antriebsachsen verbaut. Der Aufbau eines Kegelraddifferenzials ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Standardmäßig ist dieses Umlaufgetriebe ein Minusgetriebe mit der Übersetzung $i_0 = -1$. Das Drehmoment wird über ein Hypoidzahnrad oder ein Stirnzahnrad (1) in den meist einteiligen Differenzialkorb (2) eingeleitet. Der Differenzialkorb überträgt das Drehmoment auf den Ausgleichsbolzen (3). Dieser Bolzen bildet gemeinsam mit dem Differenzialkorb den Steg für das Umlaufgetriebe. Auf dem Ausgleichsbolzen sind die zwei Ausgleichskegelräder (4) gelagert, welche das eingeleitete Drehmoment auf die zwei Achswellenräder (5) aufteilen. Die Planeten des Umlaufgetriebes werden somit von den Ausgleichskegelrädern gebildet und die Achswellenräder können als Sonnenräder betrachtet werden. Das Drehmoment wird schlussendlich von den Achswellenrädern mittels Steckwellen für die Antriebsräder bereitgestellt. [10]

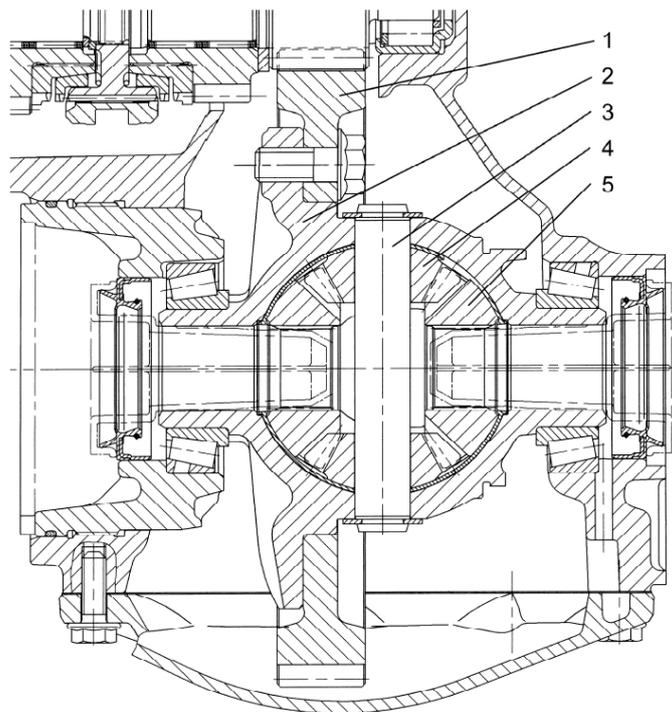


Abbildung 4.1: Konventionelles Kegelraddifferenzial

4.2 Das Stirnraddifferenzial

Stirnrad­differenziale stellen neben den konventionellen Kegelrad­differenzialen eine alternative Bauweise dar. Die Bauartbezeichnung Stirnrad­differenzial beruht darauf, dass bei diesem Differenzialtyp für die Ausgleichsräder Stirnräder verbaut werden. Alternativ wird diese Differenzialbauweise auch als Parallelachsdifferenzial bezeichnet, da die Achsen aller Zahn­räder im Stirnrad­differenzial parallel verlaufen. Für die Verwendung als Achsdifferenziale haben sich die Stirnrad­differenziale bislang noch nicht durchgesetzt. Der Fokus der Autohersteller hat sich in den letzten Jahren immer mehr auf Leichtbau und Effizienz gelegt und deswegen wird dem Stirnrad­differenzial zurzeit vermehrte Aufmerksamkeit geschenkt. Als Mittendifferenziale für Allradfahrzeuge findet man sie hingegen häufig. Es gibt eine Vielzahl an Bauarten von Stirnrad­differenzialen, die allesamt Vor- und Nachteile aufweisen. [10]

In [8] findet sich eine detaillierte Beschreibung und Bewertung einiger Bauarten inklusive einer detaillierten Erklärung, warum die Bauweise des Stirnrad­differenzials mit Abtrieb über zwei Sonnenräder als Alternative zum konventionellen Kegelrad­differenzial besonders gut geeignet ist.

In Abbildung 4.2 ist ein Stirnrad­differenzial mit Abtrieb über die beiden Sonnenräder skizziert. Ebenso wie das Kegelrad­differenzial stellt das Stirnrad­differenzial ein rückkehrendes Minusgetriebe mit der standardmäßigen Übersetzung $i_0 = -1$ dar. Über einen Flansch oder über ein Zahnradpaar wird das Drehmoment in das Differenzialgehäuse (1) eingeleitet. Das Gehäuse bildet zudem den Steg für die Ausgleichsplaneten (2). Die paarweise angeordneten Ausgleichsplaneten stehen jeweils miteinander im Eingriff. Die Verzahnung der Ausgleichsplaneten ist so ausgebildet, dass jeweils ein Planetenrad eines Ausgleichsplanetenpaares zusätzlich nur mit dem rechten Sonnenrad, das andere Planetenrad nur mit dem linken Sonnenrad (3) im Eingriff steht. Das aufgeteilte Drehmoment wird über die Sonnenräder abgeleitet und über zwei Steckwellen (4) den Antriebsrädern bereitgestellt. Werden Planeten- und Sonnenräder schrägverzahnt ausgeführt, so entstehen Axialkräfte welche die Sonnenräder gegeneinander oder gegen das Gehäuse drücken und somit eine Sperrfunktion bewirken. [10]

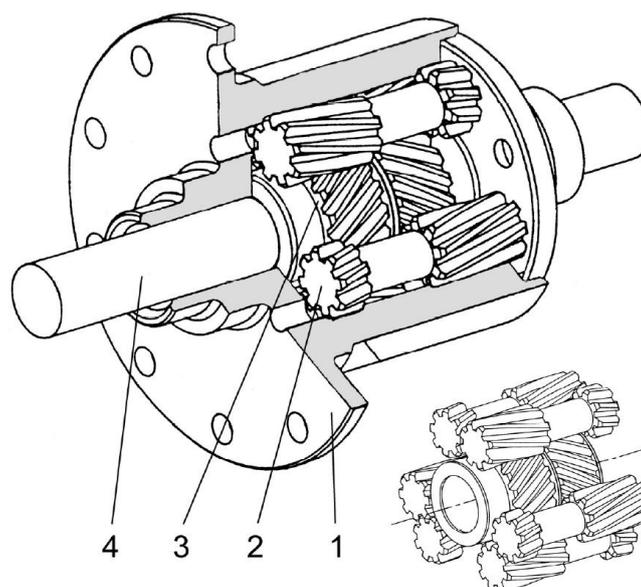


Abbildung 4.2: Stirnrad­differenzial

5 Konzeptfindung

Im Zuge dieser Masterarbeit sollte für die Firma MAGNA Engineering Center Steyr ein Disconnectsystem entwickelt werden, welches als Grundlage für die gezielte Verwendung in verschiedenen Antriebsstrangarchitekturen dienen soll. Zudem soll das erarbeitete Konzept nicht in Konflikt mit patentierten Systemen anderer Hersteller kommen.

Anhand der Literaturrecherche der in Kapitel 3 erläuterten Disconnectsystemlayouts und einer abschließenden Besprechung mit erfahrenen Mitarbeitern der Firma MAGNA hat sich gezeigt, dass eine Integration des Disconnectsystems im Differenzial die vielversprechendste Lösung darstellt. Ausschlaggebend für diese Entscheidung war die einfache kostengünstige Realisierbarkeit dieser Systemanordnung bei gleichzeitig gutem Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung. Dieser gute Kompromiss aus Energieeffizienz und einfachem Systemaufbau ist bei keiner anderen Anordnungsvariante vorhanden. Zudem soll das Disconnectsystem in Kombination mit dem Differenzial als fertiges Package in Antriebssträngen verbaut werden können und nicht explizit in verschiedenen Antriebssträngen integriert werden.

Bei den konzerninternen entwickelten Antriebssträngen sowie in Antriebssträngen anderer Hersteller wird für den Drehzahlausgleich der Räder an permanent angetriebenen oder zuschaltbaren Antriebsachsen standardmäßig ein Kegelraddifferenzial verwendet. Durch den Einsatz eines Disconnectsystems wird systembedingt sowohl der Bauraum als auch das Gewicht des Differenzials erhöht. Um diese negativen Auswirkungen zu kompensieren und aufgrund des generellen Wunsches der ständigen Effizienzsteigerung, hat sich der Fokus in den letzten Jahren verstärkt auf sogenannte Leichtbaudifferenziale gelegt. Durch die Verwendung von Leichtbaudifferenzialen, wie dem Stirnraddifferenzial, kann im Vergleich zu herkömmlichen Kegelraddifferenzialen Bauraum und Gewicht eingespart werden.

Durch eine Gewichtsreduktion kann der Wirkungsgrad des Antriebsstranges und in weiterer Folge die Effizienz des gesamten Fahrzeuges gesteigert werden, was wiederum zu einem geringeren Kraftstoff- bzw. Energieverbrauch führt. Zudem benötigen Leichtbaudifferenziale weitaus weniger Bauraum als konventionelle Kegelraddifferenziale. Stirnraddifferenziale sind vielversprechende Leichtbaudifferenziale die sich anhand ihrer Eigenschaften besonders für E-Antriebe eignen.

5.1 Patentrecherche

Nachdem die Entscheidung getroffen war, dass das Disconnectsystem im Differenzial integriert werden soll, konnte mit der Patentrecherche begonnen werden. Als erstes wurden patentierte Disconnectsysteme für Kegelraddifferenziale begutachtet. Patente sind öffentlich zugängliche Dokumente und im Internet verfügbar, was das Auffinden von bereits patentierten technischen Lösungen relativ einfach gestaltete.

Für die Patentrecherche im Bereich der Disconnectsysteme wurden folgende Internetplattformen verwendet:

- I. *Google Patents*
<http://www.google.com/patents?hl=en>
- II. *ESPACE-Net*
http://worldwide.espacenet.com/numberSearch?locale=en_EP
- III. *USPTO Website*
<http://patft.uspto.gov/>
- IV. *WIPO Patent Scope Website*
<http://www.wipo.int/pctdb/en/index.jsp>
- V. *Canadian Patent Office Website*
<http://brevets-patents.ic.gc.ca/opic-cipo/cpd/eng/introduction.html>

Im Zuge der Patentrecherche konnten einige patentierte technische Lösungen zur Integration eines Disconnectsystems in konventionellen Kegelraddifferenzialgetrieben gefunden werden. Speziell der Hersteller GKN Driveline International GmbH hat in den letzten Jahren verstärkt Disconnectsysteme entwickelt und diese patentrechtlich schützen lassen. Aufgrund der zahlreichen Patente in diesem Bereich und der beschränkten Möglichkeiten ein Disconnectsystem in einem Kegelraddifferenzial unterzubringen, waren die Rahmenbedingungen für die Entwicklung eines neuen effizienten Disconnectsystems in dieser Differenzialbauweise sehr eng geschnürt.

Nachdem die Patentrecherche im Bereich der Kegelraddifferenziale soweit abgeschlossen war, wurde mit der Patentrecherche für Disconnectsysteme bei Stirnraddifferenzialen begonnen. Diese machte deutlich, dass in diesem Bereich weitaus mehr Potential zur Entwicklung neuartiger Disconnectsysteme vorhanden war. Patente wurden hier kaum gefunden, was für die Entwicklung neuer Systeme großen Spielraum ließ.

Aufgrund der kompakten Bauweise der Stirnraddifferenziale und der geringen Anzahl an patentrechtlich geschützten Disconnectsystemen in Kombination mit dieser Differenzialbauweise, wurde die Entscheidung getroffen, mit der Entwicklung eines neuartigen Disconnectsystems in Zusammenhang mit dem Stirnraddifferenzial zu beginnen.

5.2 Konzeptentwicklung

Als Basis für die Konzepterstellung wurde ein Stirnraddifferenzialkonzept herangezogen, welches im Hause MAGNA im Zuge eines Innovationsprojektes entwickelt wurde. Dieses Stirnraddifferenzial sollte das konventionelle Kegelraddifferenzial in herkömmlichen Antriebssträngen ersetzen und dadurch den Bauraum des Ausgleichsgetriebes in großem Prozentsatz verringern. Auch das Gewicht des Ausgleichsgetriebes könnte dadurch geringfügig reduziert werden. Jedoch konnten die Vorteile des kleineren Bauraumes und des geringeren Gewichtes den Nachteil der höheren Produktionskosten für den Einsatz des Stirnraddifferenzials in konventionellen Antriebsachsen zum Entwicklungszeitpunkt nicht egalisieren. Der Aufbau des Stirnraddifferenzials ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

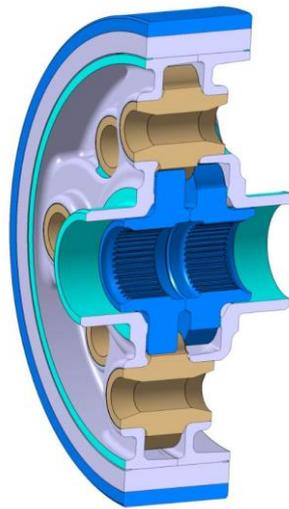


Abbildung 5.1: Aufbau des Stirnraddifferenzials

Es handelt sich um ein Stirnraddifferenzial mit Abtrieb über zwei Sonnenräder, wie in Kapitel 4.2 beschrieben. Der Planetenträger überträgt die eingeleitete Kraft über acht baugleiche und geradverzahnte Planetenräder vom schrägverzahnten Antriebsrad auf die Sonnenräder. Der Planetenträger ist aus zwei symmetrischen Gehäuseteilen aufgebaut, welche um 45° versetzt montiert sind. Schlussendlich werden die beiden Gehäuseteile mit dem Antriebsrad verschweißt und bilden gemeinsam mit diesem den Planetenträger. Die Positionierung der Planetenträgerhälften zueinander wird durch die Planetenräder selbst und durch eine Vorrichtung auf welche diese bei der Montage aufgeschoben werden realisiert. Die Lagerung der Planetenräder im Planetenträger wird anhand von Gleitlagerstellen ausgeführt. Eine ausreichende Schmierölversorgung dieser Lagerstellen ist für den problemlosen Betrieb des Differenzials essentiell. Dieses Stirnraddifferenzial ist für ein Maximalmoment von 10 000 Nm ausgelegt.

Basierend auf dem prinzipiellen Aufbau dieses Stirnraddifferenzials wurden Überlegungen über die Integration eines Disconnectsystems angestellt. Aus einer Vielzahl an Ideen, Handskizzen und Gedankenanstößen wurden fünf Konzepte entwickelt, die es Wert waren, näher betrachtet zu werden. Diese Konzepte werden auf den folgenden Seiten näher erläutert. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass die erstellten Handskizzen nur die grundsätzlichen Funktionsweisen der angedachten Disconnectsysteme darstellen sollen. Auf Dimensionierung, Fertigung der Komponenten, Montagefähigkeit, Aktuierung und Sonstiges wurde hierbei nicht Rücksicht genommen.

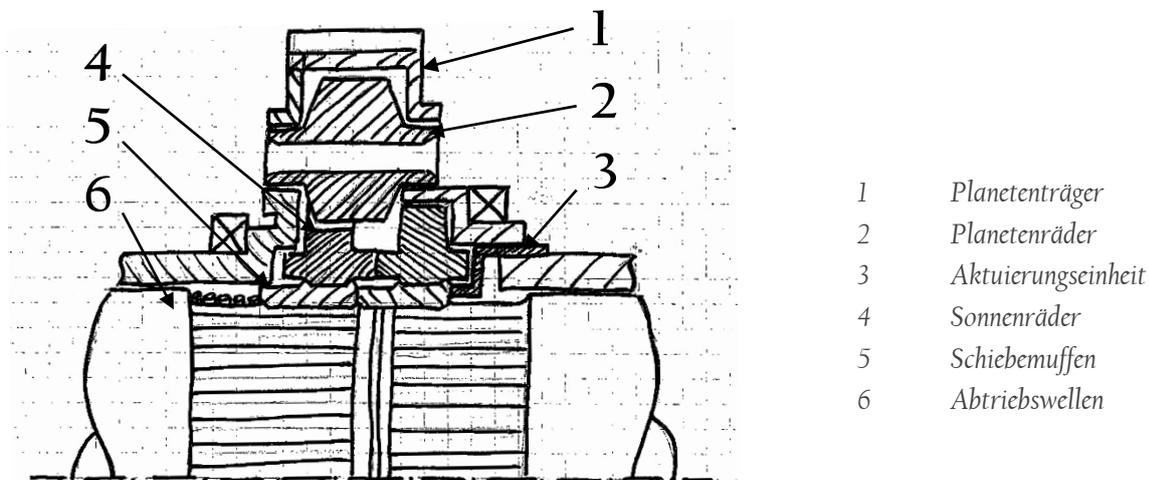
Konzept 1: Entkopplung an den Sonnenrädern

Abbildung 5.2: Skizze der Entkopplung an den Sonnenrädern

Die Entkopplung soll bei diesem Konzept direkt an den Sonnenrädern (4) erfolgen. Dadurch werden sowohl die Sonnenräder und die Planetenräder (2) als auch der Planetenträger (1) vom Antriebsstrang entkoppelt. Mit diesem Konzept werden also möglichst viele Komponenten im Differenzial stillgelegt, was ein Maximum an Effizienz bedeutet. Realisiert werden soll die Entkopplung anhand von zwei Schiebemuffen (5), welche über die Aktuierungseinheit (3) axial verschoben werden sollen. Die Schiebemuffen sind formschlüssig und axial beweglich mit jeweils einer Abtriebswelle (6) verbunden. Die Schiebemuffen weisen am Außendurchmesser eine Verzahnung auf, welche sich nicht über die volle Länge der Schiebemuffe erstreckt, und welche es ihnen ermöglicht eine formschlüssige Verbindung mit den Sonnenrädern herzustellen. Die Sonnenräder müssen also ebenfalls eine Verzahnung am Innendurchmesser aufweisen. Wird die Schiebemuffe nach rechts verschoben, bleibt der Formschluss mit den Abtriebswellen bestehen, jener mit den Sonnenrädern jedoch nicht und die Schiebemuffen können eine Drehbewegung relativ zu den Sonnenrädern ausführen. Somit können keine Kräfte mehr von den Abtriebswellen über die Schiebemuffen an die Sonnenräder übertragen werden und das Differenzial ist somit entkoppelt. Durch weiteres axiales Verschieben der Schiebemuffen in gekoppeltem Zustand nach links, kann über die rechte Schiebemuffe eine formschlüssige Verbindung der beiden Abtriebswellen hergestellt werden, was eine Sperre des Differenzials bedeuten würde.

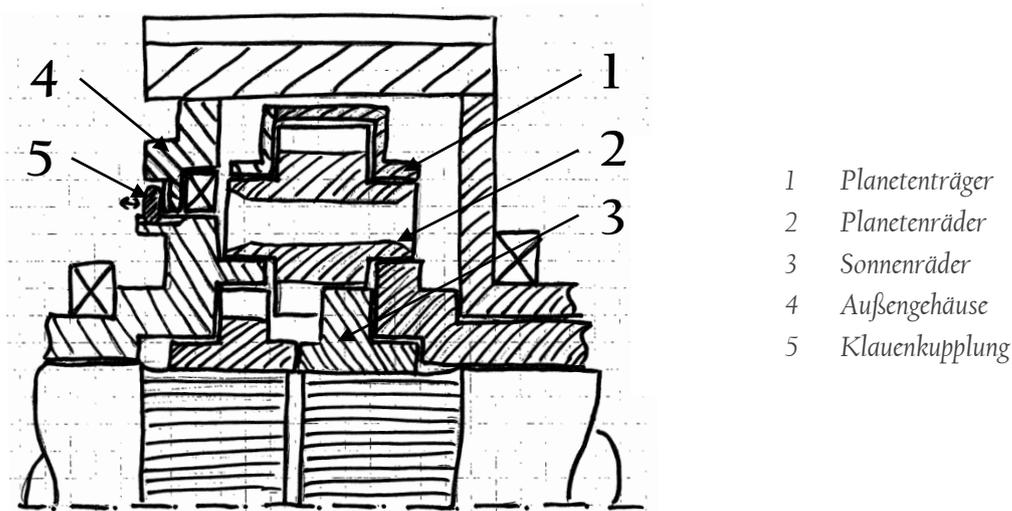
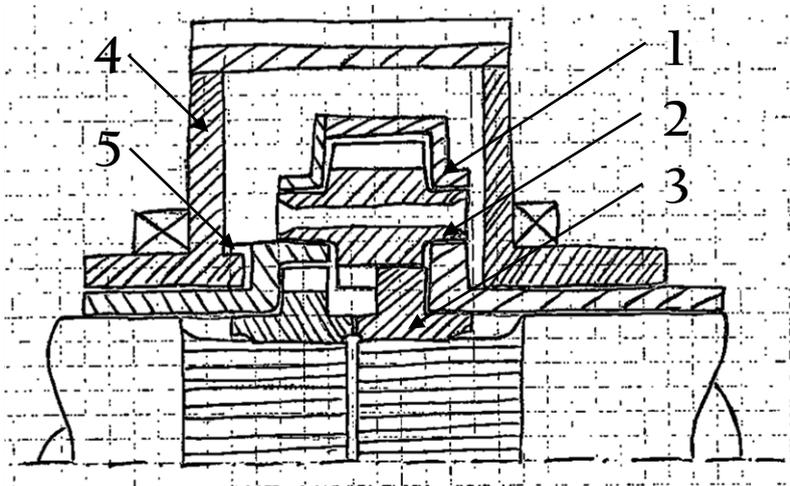
Konzept 2: Entkopplung des Planetenträgers vom Außengehäuse

Abbildung 5.3: Skizze der Entkopplung des Planetenträgers vom Außengehäuse

Der Aufbau dieses Planetengetriebes weist ein zusätzliches Außengehäuse (4) auf. Im entkoppelten Zustand kann das Außengehäuse relativ zum Planetenträger (1) drehen. Wird die Klauenkupplung (5) geschlossen, so entsteht eine formschlüssige Verbindung zwischen Außengehäuse und Planetenträger. Dadurch können Kräfte und Momente vom Planetenträger auf die Planetenräder (2) und in weiterer Folge über die Sonnenräder (3) auf die Abtriebswellen übertragen werden. Ist das System entkoppelt, werden die Planetenräder und der Planetenträger über die Abtriebswellen von den Rädern des Fahrzeuges angetrieben, jedoch werden keine Kräfte auf das Außengehäuse übertragen. Dieses steht somit still. Das System ist sehr kompakt ausgeführt und der axiale Bauraum des Stirnradgetriebes muss nur minimal vergrößert werden. Eine zusätzliche Lagerung des Außengehäuses bei der Klauenkupplung muss vorgesehen werden, da sonst die einwandfreie Funktion dieser nicht gewährleistet ist.

Konzept 3: Doppelgehäuse mit Innenentkopplung

- 1 Planetenträger
- 2 Planetenräder
- 3 Sonnenräder
- 4 Außengehäuse
- 5 Klauenkupplung

Abbildung 5.4: Skizze der Innenentkopplung mit Doppelgehäuse

Dieses Konzept ist nach dem Doppelgehäuseprinzip aufgebaut. Der Planetenträger (1) und das Außengehäuse (4) sind hier als zwei separate Komponenten ausgeführt. Das Außengehäuse weist auf der Innenseite und der Planetenträger auf der Außenseite eine Verzahnung auf. Gemeinsam bilden diese beiden Verzahnungen eine Klauenkupplung (5). In Abbildung 5.4 ist das System gekoppelt dargestellt. Somit können Kräfte und Momente die über das Außengehäuse eingeleitet werden durch die Klauenkupplung auf den Planetenträger übertragen werden. Diese werden anschließend über die Planetenräder (2) auf die Sonnenräder (3) weitergeleitet und stellen somit das Antriebsmoment für die Räder bereit. Um das Differenzial zu entkoppeln, wird die komplette innere Einheit verschoben. Sowohl der Planetenträger mit den Planetenrädern, als auch die Sonnenräder führen eine axiale Bewegung relativ zum Außengehäuse durch. Dadurch wird die Klauenkupplung, welche aus den Verzahnungen von Außengehäuse und Planetenträger gebildet wird, geöffnet. Der Formschluss ist nicht mehr gegeben und es können keine Kräfte und Momente mehr durch das Differenzial übertragen werden. Im entkoppelten Zustand werden Planetenträger, Planetenräder und Sonnenräder über die Drehbewegung der Räder angetrieben und somit in Rotation versetzt. Das Außengehäuse, auf dem eine Verzahnung für die Krafteinleitung angebracht ist, führt im entkoppeltem Zustand keine Drehbewegung aus.

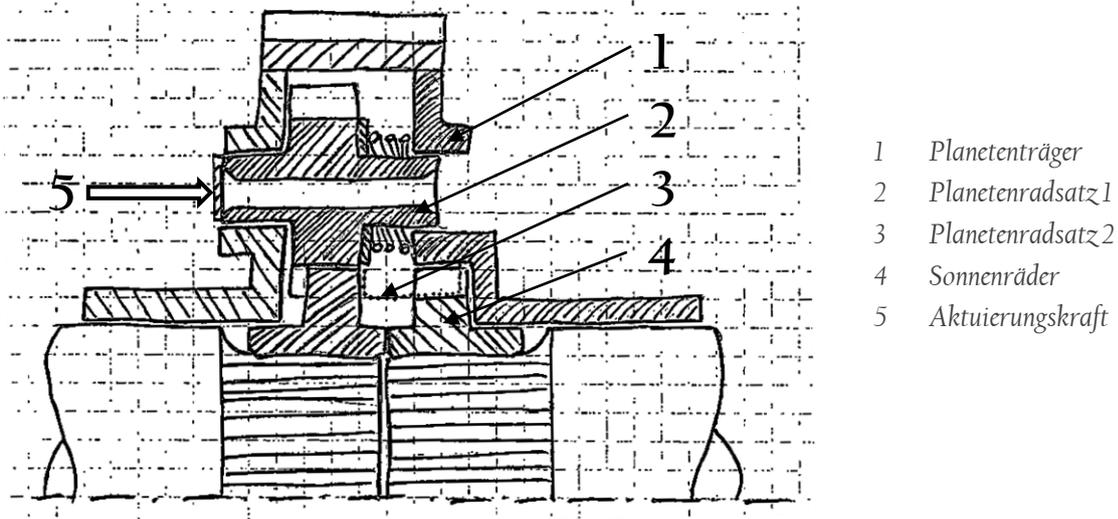
Konzept 4: Entkopplung durch Planetenradverschiebung

Abbildung 5.5: Skizze der Entkopplung durch Planetenradverschiebung

Der Aufbau des Systems entspricht dem konventionellen Strinraddifferenzial, wobei der Planetenträger (1) das Außengehäuse bildet. Bei dieser Ausführung des Disconnectsystems wird ein kompletter Planetenradsatz verschoben, um das System zu entkoppeln. Die Planetenräder (2) werden ausgehend vom gekoppelten System um den Zahnbreitenversatz, welche mit dem zweiten Planetenradsatz (3) besteht, verschoben. Somit kämten die beiden Planetenradsätze nicht mehr ineinander, wie in Abbildung 5.5 dargestellt. Durch diese Entkopplung rotiert der Planetenträger nicht mehr mit dem System mit. Die Planetenräder der beiden Planetenradsätze können nun unabhängige Drehbewegungen durchführen, ohne dass sich der Planetenträger dabei bewegt. Die Sonnenräder (4) treiben die Planetenradsätze unabhängig voneinander an. Diese drehen bei stillstehendem Planetenträger einfach in entgegen gesetzter Richtung mit. Soll das System wieder gekoppelt werden, so werden die beiden Planetenradsätze durch eine Aktuierungskraft (5) wieder in Eingriff gebracht und das Stirnrad differenzial funktioniert wieder nach dem herkömmlichen Prinzip.

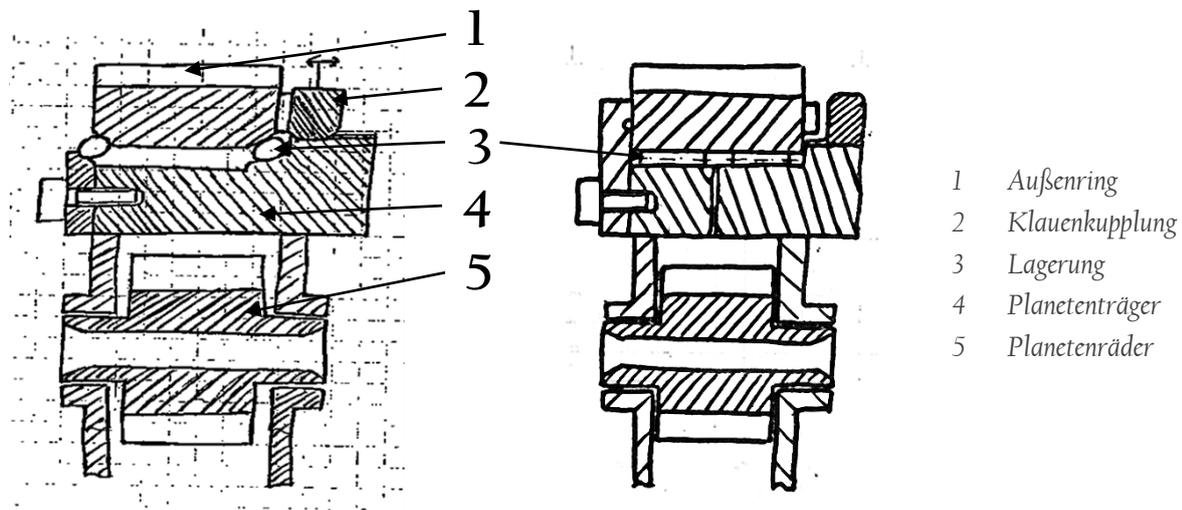
Konzept 5: Entkopplung des Außenrings mit integrierter Lagerung

Abbildung 5.6: Skizze der Außenringentkopplung; Links: Variante 1; Rechts: Variante 2

Der Außenring (1) mit integrierter Schrägverzahnung zur Krafteinleitung ist in dieser Bauweise baulich vom Planetenträger (4) getrennt. Der Außenring ist direkt auf dem Planetenträger gelagert und die Lagerung (3) ist im Planetenträger integriert. Je nach Bauart kann die Lagerung anhand von Schrägkugellagern (Abb. 5.6; Variante 1) oder durch Nadelkränze (Abb. 5.6; Variante 2) ausgeführt werden. Die Entkopplung des Differenzials erfolgt über eine Klauenkupplung (2), die den Formschluss zwischen Außenring und Planetenträger trennt. Der Außenring kann somit eine relative Drehbewegung in Bezug auf den Planetenträger durchführen. Im entkoppelten Zustand wird die Drehbewegung der Räder über die Sonnenräder ins Differenzial eingeleitet. Die Sonnenräder übertragen die Drehbewegung über die Planetenräder auf den Planetenträger, welcher mit dem Außenring im entkoppelten Zustand nicht formschlüssig verbunden ist. Der Außenring steht somit still, bis die Klauenkupplung geschlossen wird und der Formschluss wieder hergestellt ist.

5.3 Konzeptauswahl

Nachdem die in 5.2 erläuterten Konzepte erstellt waren, wurden die Potenziale der einzelnen Konzepte abgeschätzt und in weiterer Folge ein Konzept für die detaillierte Ausarbeitung ausgewählt. Um diesen Schritt neutral und nachvollziehbar durchführen zu können wurde die Bewertung der Konzepte mithilfe einer Bewertungsmatrix verwirklicht. Die Bewertungsmatrix wurde im Programm Microsoft Excel erstellt und kann somit ständig abgeändert bzw. erweitert werden. Die Bewertung der Gewichtungsfaktoren für die Bewertungskriterien sowie die Bewertung der verschiedenen Konzepte wurde in mehreren Expertenrunden mit erfahrenen Mitarbeitern aus dem MAGNA ECS durchgeführt. Es wurden die Eigenschaften der verschiedenen Konzepte, sowie deren technische Realisierbarkeit in einer Gruppendiskussion durchbesprochen und mit Punkten bewertet. Es waren Mitarbeiter aus dem Bereich der Konstruktion, der Berechnung und dem Versuch der Abteilung Antriebsstrangentwicklung in diesen Expertenrunden vertreten und somit konnte ein breitgefächertes Fachwissen aus allen Bereichen in die Entscheidungsfindung einfließen.

5.4 Bewertungsmatrix

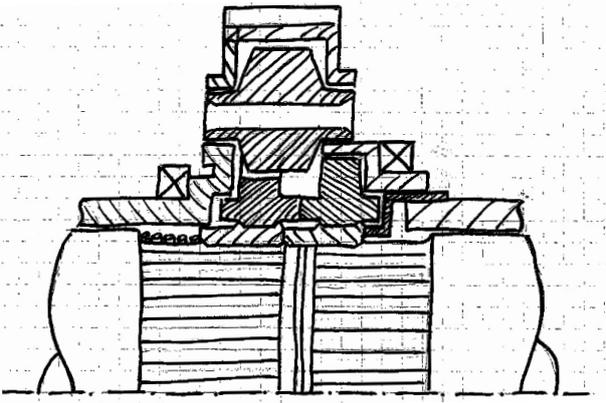
Der erste Schritt bei der Erstellung der Bewertungsmatrix war die Auswahl geeigneter Bewertungskriterien. Es wurden Bewertungskriterien aus den Gruppen der Effizienz, des Bauraumes, des Gewichtes, der Aktuierung, der technischen Ausführung und des Entwicklungsrisikos, der Produktkosten, der Fertigung und Montage sowie der Zusatzfunktionen ausgewählt. Im nächsten Schritt wurden diese Bewertungskriterien dann miteinander verglichen und Punkte vergeben. War das Bewertungskriterium weniger wichtig als ein anderes, wurde dieses mit null Punkten bewertet. Waren die Kriterien in ihrer Wichtigkeit ident, so wurde ein Punkt vergeben und war das Bewertungskriterium wichtiger als ein anderes, so wurden zwei Punkte vergeben. Dadurch ergaben sich schlussendlich die Gewichtungsfaktoren der Bewertungskriterien. Die erstellte Matrix ist auf der folgenden Seite einsehbar.

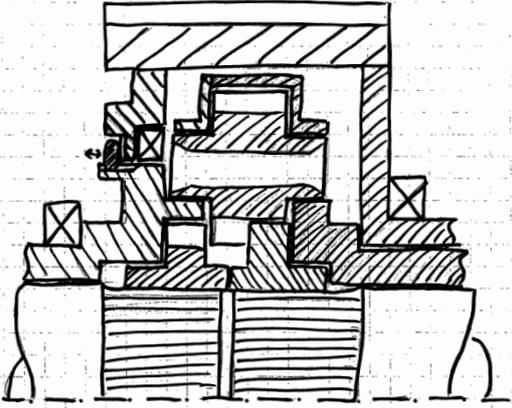
Die Bewertungskriterien Produktkosten, Bauraum und Effizienz hoben sich durch ihre hohen Gewichtsanteile deutlich von den anderen Kriterien ab und wurden somit für die Auswahl eines Konzeptes ausschlaggebend. Bei der Bewertung der einzelnen Kriterien ist ersichtlich, dass der Einsatz einer Lamellenkupplung im Disconnectsystem im Vergleich zu den anderen Kriterien als unwichtiger angesehen wurde und somit bei der Bewertung der einzelnen Konzepte keinen Einfluss nimmt.

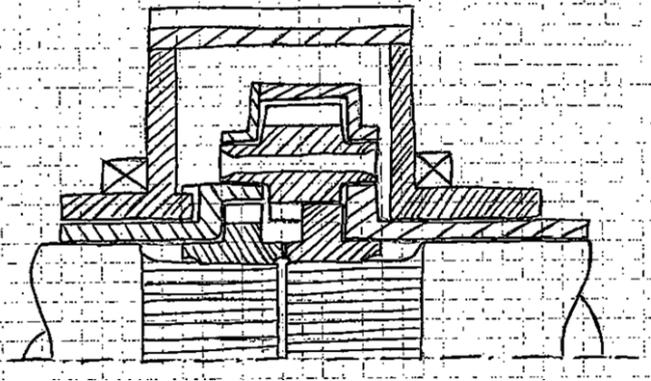
..als (2) wichtiger (1) gleich wichtig (0) unwichtiger ist...	Effizienz/ Reibung der bewegten Teile	Axialer Bauraum Differenzial und Disconnect	Gewicht Differenzial und Disconnect	Aktuierungskraft/Weg	Komplexität der Aktuierung	Komplexität der Lagerung	Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Kosten Bauteile und Aktuierung	Komplexität der Bauteile/Fertigung	Komplexität der Montage	Sperre integrierbar	Einsatz einer Lamellenkupplung möglich	Einsatz im Kegelraddifferenzial möglich	Summe der Punkte	Prozent [%]
	Effizienz/ Reibung der bewegten Teile		1	2	2	1	2	2	0	1	2	2	2	2	19
Axialer Bauraum Diff. und Disconnect	1		2	2	2	2	2	1	2	2	2	2	2	22	14
Gewicht Differenzial und Disconnect	0	0		1	1	1	1	0	1	1	1	2	2	11	7
Aktuierungskraft/ Weg	0	0	1		1	1	1	0	1	1	2	2	2	12	8
Komplexität der Aktuierung	1	0	1	1		1	1	0	1	1	2	2	2	13	8
Komplexität der Lagerung	0	0	1	1	1		1	0	1	1	2	2	2	12	8
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	0	0	1	1	1	1		0	1	1	1	2	2	11	7
Anzahl der Bauteile und Komplexität	2	1	2	2	2	2	2		2	2	2	2	2	23	15
Komplexität der Bauteile/Fertigung	1	0	1	1	1	1	1	0		1	1	2	1	11	7
Komplexität der Montage	0	0	1	1	1	1	1	0	1		1	2	1	10	6
Sperre integrierbar	0	0	1	0	0	0	1	0	1	1		2	1	7	4
Einsatz Lamellenkupplung	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0	0
Einsatz Kegelraddifferenzial	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2		5	3
Summe														165	100

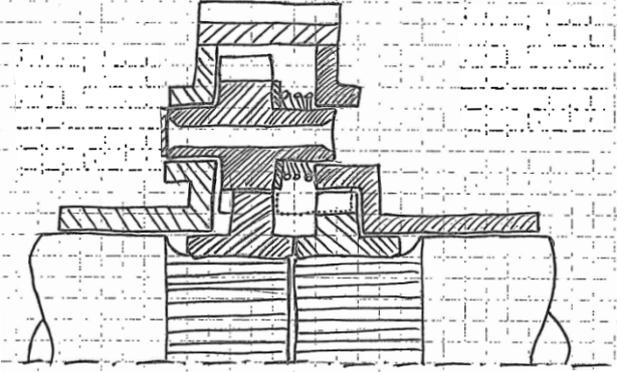
Anschließend wurden den verschiedenen Konzepten hinsichtlich der Bewertungskriterien Punkte zwischen 1 und 6 zugeordnet. Je besser die zu erwartende Performance eines Konzeptes bei einem bestimmten Bewertungskriterium war, desto mehr Punkte wurden vergeben. Anschließend wurden diese Punkteanzahl mit dem Gewichtungsfaktor des Bewertungskriteriums multipliziert und die Ergebnisse aufsummiert. Somit konnte anhand der erreichten Punktezahlen ein Ranking der verschiedenen Konzepte erstellt werden. Die Bewertung der einzelnen Konzepte ist in Folge angeführt. In dieser wurden die fünf ausgearbeiteten Konzepte aus Kapitel 5.2 und ein bereits patentiertes Disconnectsystem der Firma MAGNA miteinander verglichen und bewertet. Die Beurteilung wurde aus Gründen der Nachvollziehbarkeit mit kurzen Kommentaren versehen.

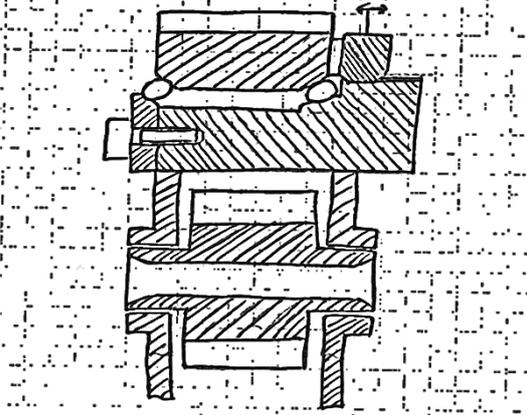
Durch die Bewertungsmatrix konnte ein Konzept bestimmt werden, welches sich durch seine Gesamtpunktzahl deutlich von den anderen Konzepten abhob. Die Entkopplung des Außenrings vom Planetenträger mit integrierter Lagerung anhand eines Nadelkranzes (Konzept 5.2) konnte bei fast allen Bewertungskriterien eine gute Punktzahl erreichen und stellte sich als das Konzept mit dem größten Potenzial für eine erfolgreiche Umsetzung dar. Daher wurde es für die weitere Detailuntersuchung herangezogen und im Zuge dieser Masterarbeit näher betrachtet.

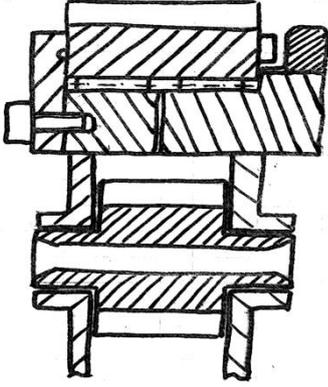
<u>Konzept 1:</u> Entkopplung an den Sonnenrädern		Bewertung	Gewichtung
	<u>Eigenschaften</u>		
Effizienz/ Bewegte Teile	Entkopplung der Sonnenräder von den Abtriebswellen -> Stillstand von Planetenträger, Planetenrädern und Sonnenrädern	6	0,73
Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem	Größere Bauraumbreite durch die Aktuierungseinheit erforderlich	4	0,56
Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem	Geringes Zusatzgewicht durch Aktuierungseinheit	5	0,35
Aktuierungskraft/Weg	Aktuierungskraft und Aktuierungsweg groß (Steckverzahnungen innen und außen an Schiebemuffe)	2	0,15
Komplexität der Aktuierung	Komplexität der Aktuierung aufwendig	3	0,25
Komplexität der Lagerung	Lagerung sehr einfach ausführbar	6	0,46
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Festigkeit der Schiebemuffe eventuell kritisch	3	0,21
Kosten Bauteile und Aktuierung	Doppelverzahnung auf Schiebemuffe und die zusätzliche Aktuierungshülse teuer	3	0,44
Komplexität der Bauteile/Fertigung	Schiebemuffe und Aktuierungshülse aufwendig gestaltet	3	0,21
Komplexität der Montage	Montage einfach durchführbar	4	0,26
Sperrung integrierbar	Ja, aber nicht einfach ausführbar	4	0,18
Einsatz Lamellenkupplung	Nein	1	0,00
Einsatz Kegelraddifferenzial	Ja, aber sehr komplex	2	0,06
<u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)	<u>64,64</u>		
<u>Position</u>	<u>2</u>		

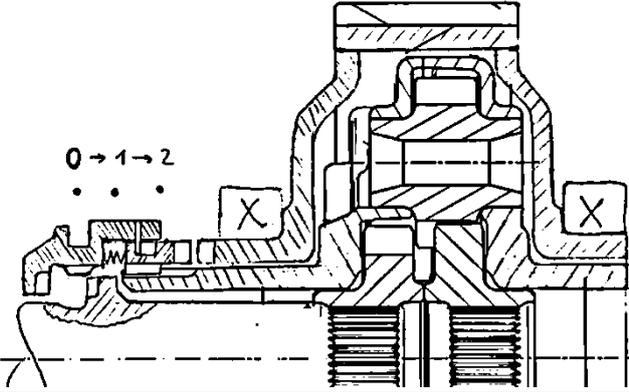
<p><u>Konzept 2:</u> Entkopplung Planetenträger vom Außengehäuse</p>		Bewertung	Gewichtung
	Eigenschaften		
Effizienz/ Bewegte Teile	Entkopplung des Außengehäuses vom Planetenträger -> Planetenträger, Planetenräder, Sonnenräder und Teil des Außengehäuses rotieren mit	4	0,49
Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem	Bauraumvergrößerung durch Aktuierungseinheit und Doppelgehäuse erforderlich	3	0,42
Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem	Zusatzgewicht durch das Doppelgehäuse und durch den verstärkten Planetenträger	3	0,21
Aktuierungskraft/Weg	Aktuierungskraft und Aktuierungsweg gering	5	0,38
Komplexität der Aktuierung	Aktuierung einfach ausführbar	5	0,42
Komplexität der Lagerung	Aufwendige Lagerung (zusätzliche Gleitlagerung)	3	0,23
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Robuste Bauweise	5	0,35
Kosten Bauteile und Aktuierung	Große Anzahl an Bauteilen und zusätzliche Gleitlagerung	3	0,44
Komplexität der Bauteile/Fertigung	Aufwendiger Aufbau des Konzeptes	3	0,21
Komplexität der Montage	Montage einfach durchführbar	5	0,32
Sperrung integrierbar	nein	1	0,04
Einsatz Lamellenkupplung	ja	6	0,00
Einsatz Kegelraddifferenzial	nein	1	0,03
<p><u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<p><u>59,29</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>6</u></p>		

<p><u>Konzept 3:</u> Doppelgehäuse mit Innen- entkopplung</p>		Bewertung	Gewichtung
	<u>Eigenschaften</u>		
Effizienz/ Bewegte Teile	Ausführung mit Doppelgehäuse (komplette Einheit im Gehäuse wird verschoben) -> Planetenträger, Planetenräder und Sonnenräder rotieren mit	4	0,49
Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem	Durch die Aktuierungseinheit und Innenverzahnung im Differenzial große Bauraumbreite erforderlich	2	0,28
Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem	Zusatzgewicht durch das Doppelgehäuse und die breite Differenzialbauweise	2	0,14
Aktuierungskraft/Weg	Aktuierungskraft groß, Aktuierungsweg mittelmäßig	2	0,15
Komplexität der Aktuierung	Aktuierung einfach ausführbar	5	0,42
Komplexität der Lagerung	Aufwendig Lagerung (zusätzliche Gleitlagerung)	3	0,23
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Konzept ist robust, weist jedoch breite Bauweise auf	3	0,21
Kosten Bauteile und Aktuierung	Hohe Kosten durch Doppelgehäuse, Gleitlagerung,...	2	0,29
Komplexität der Bauteile/Fertigung	Aufwendiger Aufbau des Konzeptes	3	0,21
Komplexität der Montage	Montage einfach durchführbar	5	0,32
Sperrung integrierbar	Ja, aber nicht einfach ausführbar	4	0,18
Einsatz Lamellenkupplung	Nein	1	0,00
Einsatz Kegelraddifferenzial	Nein	1	0,03
<u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)	<u>49,36</u>		
<u>Position</u>	<u>7</u>		

<p><u>Konzept 4:</u> Entkopplung durch Planetenrad- verschiebung</p>		Bewertung	Gewichtung
	<u>Eigenschaften</u>		
Effizienz/ Bewegte Teile	Verschiebung eines Planetenradsatzes, sodass dieser nicht mehr mit dem anderen Planetenradsatz im Eingriff steht-> Sonnenräder und Planetenräder rotieren mit	3	0,37
Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem	Konzept ist sehr kompakt	4	0,56
Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem	Geringes Zusatzgewicht durch Verbreiterung des Gehäuses um die Zahnverschiebungsbreite	5	0,35
Aktuierungskraft/Weg	Geringe Aktuierungskraft (keine Steckverzahnungen)	4	0,31
Komplexität der Aktuierung	Kopplung der Planetenradsätze eventuell schwierig	3	0,25
Komplexität der Lagerung	Technisches Risiko bei Planetenlagerung (Schmierung) aufgrund des stehenden Planetenträgers	2	0,15
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Robuste und kompakte Bauweise	5	0,35
Kosten Bauteile und Aktuierung	Einfacher Aufbau des Konzeptes	5	0,74
Komplexität der Bauteile/Fertigung	Keine komplexen Bauteile notwendig	4	0,28
Komplexität der Montage	Montage aufwändiger durch Federn, Druckplatten,...	4	0,26
Sperre integrierbar	Nein	1	0,04
Einsatz Lamellenkupplung	Nein	1	0,00
Einsatz Kegelraddifferenzial	Nein	1	0,03
<p><u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<u>61,65</u>		
<p><u>Position</u></p>	<u>5</u>		

<p><u>Konzept 5.1:</u> Entkopplung des Außenrings mit integrierten Schrägkugel- lagern</p>		Bewertung	Gewichtung
	<p><u>Eigenschaften</u></p>		
Effizienz/ Bewegte Teile	Außenring vom Planetenträger baulich getrennt und direkt auf diesem gelagert -> Planetenträger, Planetenräder und Sonnenräder rotieren mit	4	0,49
Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem	Konzept ist sehr kompakt	6	0,85
Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem	Systemgewicht ist sehr gering	5	0,35
Aktuierungskraft/Weg	Aktuierungskraft und Aktuierungsweg sind gering	5	0,38
Komplexität der Aktuierung	Aktuierung einfach ausführbar	5	0,42
Komplexität der Lagerung	Aufwändig durch Laufbahnen auf dem Planetenträger und dem Antriebszahnrad	2	0,15
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Kompakte und robuste Bauweise	5	0,35
Kosten Bauteile und Aktuierung	Durch die integrierte Schrägkugellagerung sehr groß	1	0,15
Komplexität der Bauteile/Fertigung	Aufwendige Laufbahnfertigung auf dem Planetenträger und dem Antriebszahnrad	1	0,07
Komplexität der Montage	Aufwendig durch Schrägkugellager (Vorspannkraft,...)	4	0,26
Sperrung integrierbar	Nein	1	0,04
Einsatz Lamellenkupplung	Ja	6	0,00
Einsatz Kegelraddifferenzial	Ja	6	0,19
<p><u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<p><u>61,75</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>4</u></p>		

<p><u>Konzept 5.2:</u> Entkopplung des Außenrings mit integrierten Nadellagern</p>		Bewertung	Gewichtung
	<p><u>Eigenschaften</u></p>		
Effizienz/ Bewegte Teile	Außenring vom Planetenträger baulich getrennt und direkt auf diesem gelagert -> Planetenträger, Planetenräder und Sonnenräder rotieren mit	4	0,49
Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem	Konzept ist sehr kompakt	6	0,85
Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem	Systemgewicht ist sehr gering	5	0,35
Aktuierungskraft/Weg	Aktuierungskraft und Aktuierungsweg sind gering	5	0,38
Komplexität der Aktuierung	Aktuierung einfach ausführbar	5	0,42
Komplexität der Lagerung	Einfache Ausführung anhand des Nadelkranzes	4	0,31
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Kompakte und robuste Bauweise	5	0,35
Kosten Bauteile und Aktuierung	Geringe Systemkosten	4	0,59
Komplexität der Bauteile/Fertigung	Einfacher Aufbau des Konzeptes	5	0,35
Komplexität der Montage	Montage einfach durchführbar	5	0,32
Sperrre integrierbar	Nein	1	0,04
Einsatz Lamellenkupplung	Ja	6	0,00
Einsatz Kegelraddifferenzial	Ja	6	0,19
<p><u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<u>77,64</u>		
<p><u>Position</u></p>	<u>1</u>		

<p><u>Konzept 6:</u> Doppelgehäuse mit Außen- entkopplung</p>			
	<p><u>Eigenschaften</u></p>	<p><u>Bewertung</u></p>	<p><u>Gewichtung</u></p>
<p>Effizienz/ Bewegte Teile</p>	<p>Ausführung mit Doppelgehäuse und Anordnung des Disconnectsystems außerhalb des Differenzials -> Planetenträger, Planetenräder und Sonnenräder rotieren</p>	<p>4</p>	<p>0,49</p>
<p>Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Bauraumvergrößerung durch das Doppelgehäuse und die Aktuierungseinheit erforderlich</p>	<p>2</p>	<p>0,28</p>
<p>Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Durch Doppelgehäuse und Aktuierungseinheit hohes Systemgewicht</p>	<p>3</p>	<p>0,21</p>
<p>Aktuierungskraft/Weg</p>	<p>Aktuierungskraft und Aktuierungsweg gering</p>	<p>5</p>	<p>0,38</p>
<p>Komplexität der Aktuierung</p>	<p>Aktuierung ist einfach ausführbar</p>	<p>5</p>	<p>0,42</p>
<p>Komplexität der Lagerung</p>	<p>Aufwendig Lagerung (zusätzliche Gleitlagerung)</p>	<p>4</p>	<p>0,31</p>
<p>Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum</p>	<p>Konzept ist robust, weist jedoch breite Bauweise auf</p>	<p>4</p>	<p>0,28</p>
<p>Kosten Bauteile und Aktuierung</p>	<p>Große Anzahl an Bauteilen und Gleitlagerung</p>	<p>3</p>	<p>0,44</p>
<p>Komplexität der Bauteile/Fertigung</p>	<p>Aufwendiger Aufbau des Konzeptes</p>	<p>3</p>	<p>0,21</p>
<p>Komplexität der Montage</p>	<p>Montage einfach durchführbar</p>	<p>5</p>	<p>0,32</p>
<p>Sperre integrierbar</p>	<p>Ja</p>	<p>6</p>	<p>0,27</p>
<p>Einsatz Lamellenkupplung</p>	<p>Ja</p>	<p>6</p>	<p>0,00</p>
<p>Einsatz Kegelraddifferenzial</p>	<p>Ja</p>	<p>6</p>	<p>0,19</p>
<p><u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<p><u>63,46</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>3</u></p>		

Der in Abbildung 5.7 ersichtliche Entscheidungsbaum stellt den Entscheidungsweg von der Grundlagenrecherche bis zur endgültigen Konzeptauswahl in übersichtlicher Weise dar. Die Entscheidungen lassen sich durch die durchgeführte Literaturrecherche, die Patentrecherche und die Erfahrung des Personals des MAGNA ECS (siehe Kapitel 2 bis 5) begründen.

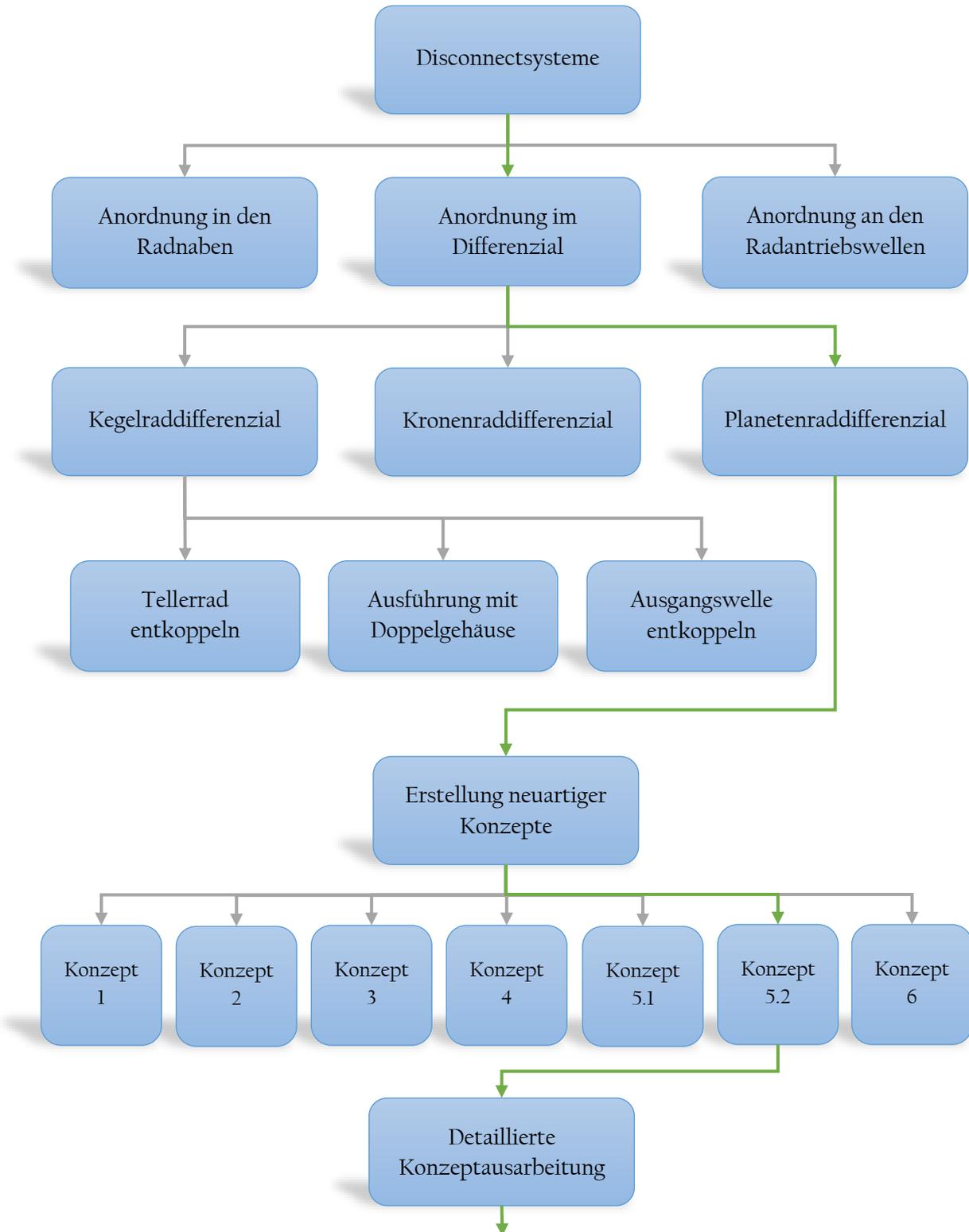


Abbildung 5.7: Entscheidungsbaum der Konzeptfindungsphase

6 Konzeptausarbeitung

Das in Kapitel 5.2 beschriebene Stirnraddifferenzial diente als Basis zur Konzepterstellung. Um nun die Realisierbarkeit des Konzepts zu überprüfen, musste zunächst untersucht werden, ob das ausgewählte Konzept hinsichtlich seines Bauraumbedarfes und seiner Belastbarkeit in herkömmlichen E-Antriebssträngen verbaut werden kann. Hierfür eignet sich das dimensionierte Stirnraddifferenzial aus Kapitel 5.2 nicht, da es für ein zu übertragendes Drehmoment von maximal 10.000 Nm ausgelegt ist. Somit ist dieses Differenzial für zuschaltbare E-Antriebsachsen überdimensioniert und es mussten sämtliche Systemkomponenten des Differenzials neu berechnet und konstruiert werden. Zusätzlich wurde der Aufbau des Stirnraddifferenzials aufgrund der Integration des Disconnectsystems neu gestaltet.

Zur Ermittlung der auftretenden Belastungen für das neue Stirnraddifferenzial wurde zunächst ein realer Anwendungsfall einer elektrischen Hang-On Achse herangezogen. Dadurch konnten neben den auftretenden Belastungen auch der zur Verfügung stehende Bauraum abgeschätzt werden. Im Hause MAGNA wurden bereits mehrere elektrische Hang-On Achsantriebe für die verschiedensten Fahrzeughersteller ausgearbeitet. Diese Antriebe wurden mit erfahrenen Mitarbeitern des ECS analysiert und anschließend wurde ein passender Anwendungsfall für die Dimensionierung ausgewählt. Damit das im Zuge dieser Masterarbeit ausgearbeitete Konzept in möglichst vielen Anwendungen eingesetzt werden kann, wurde eine Referenzanwendung ausgewählt, welche für das Differenzial wenig Bauraum bei gleichzeitig relativ hoher Belastung zur Verfügung stellte. Ist es möglich das Disconnectsystem in diesem Anwendungsfall zu realisieren, so kann es folglich auch in anderen Antriebssträngen mit weniger kritischen Randbedingungen verbaut werden.

6.1.Referenzanwendung

Bei vorgegebener Belastung stellt der Bauraum in radialer Richtung für das Stirnraddifferenzial mit Entkopplung des Antriebszahnrades vom Planetenträger und integrierter Lagerung voraussichtlich die größte Herausforderung dar. Um reale Belastungen und den zur Verfügung stehenden Bauraum zu erhalten, wurde ein bereits fertig ausgelegtes Antriebsaggregat mit Elektromotor herangezogen, welches im Hause MAGNA entwickelt wurde. Die Antriebseinheit ist in Abbildung 6.1 ersichtlich. Sie umfasst im Groben eine Asynchronmaschine mit Inverter, eine zusätzliche Getriebestufe und ein Kegelraddifferenzial.

- 1 Kegelraddifferenzial
- 2 Getriebestufe
- 3 Asynchronmaschine
- 4 Inverter

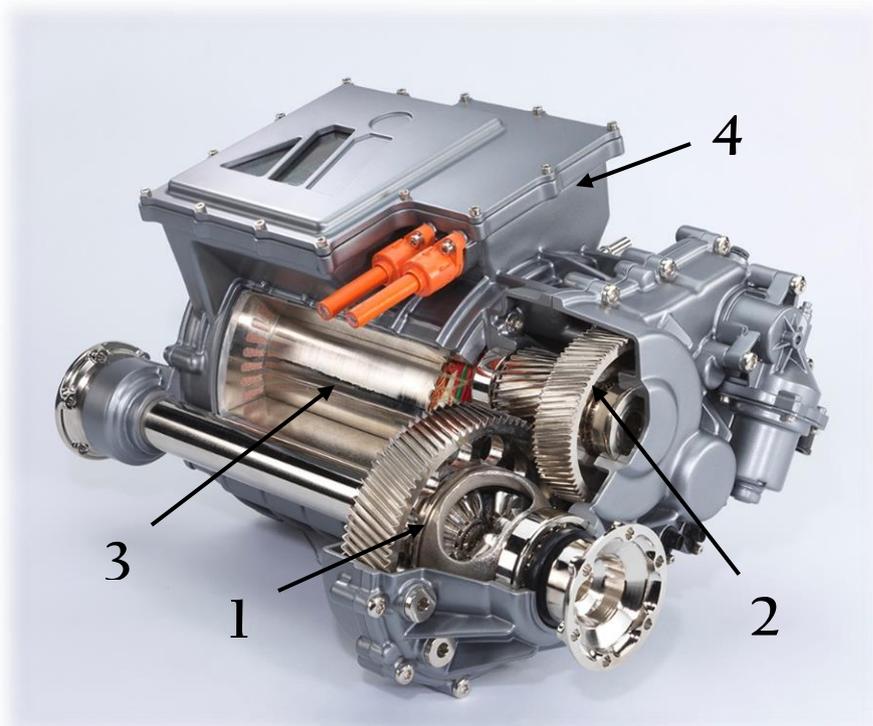


Abbildung 6.1: Elektrische Antriebseinheit

Die Leistungsdaten des Aggregates sind in Tabelle 6.1 aufgelistet. Ausschlaggebend für die Auslegung des Stirnraddifferenzials inklusive Disconnectsystems ist vor allem das Maximalmoment von 2550 Nm.

Maximalleistung (30 sek)	P_{\max}	125 kW (450U/min)
Maximalmoment (10 sek)	M_{\max}	2550 Nm (bis 450 U/min)
Anfahrdrehmoment (5 sek)	M_{an}	2000 Nm (0 U/min)
Dauerleistung (SI)	P_{perm}	45 kW (1500 U/min)
Dauermoment (SI)	M_{perm}	960 Nm (240 U/min)
Maximaldrehzahl	n_{\max}	1500 U/min

Tabelle 6.1: Performance am Abtrieb

Die Verzahnungsgeometrie des Differenzialantriebsrades ist in Tabelle 6.2 ersichtlich. Aus der Verzahnungsgeometrie ergeben sich die in Kapitel 6.5 berechneten Tangential-, Radial- und Axialkraft der Zahnradstufe.

Zähnezahl	z_1	93
Normalmodul	m_{n1}	1,99 mm
Schrägungswinkel	β_1	21°
Eingriffswinkel	α_1	18°
Profilverschiebungsfaktor	x_1	-0.15
Kopfkreisdurchmesser	d_{a1}	202,177 mm
Fußkreisdurchmesser	d_{f1}	191,590 mm
Teilkreisdurchmesser	d_{b1}	198,237 mm
Kopfhöhe	h_{sP1}	2,269 mm
Fusshöhe	h_{fP1}	3,025 mm

Tabelle 6.2: Daten der Verzahnung des Antriebsrades

Zielsetzung der folgenden Konzeptausarbeitung ist es, das in der elektrischen Antriebseinheit verbaute Kegelraddifferenzial durch ein Stirnraddifferenzial mit integriertem Disconnectsystem zu ersetzen, ohne dabei den axialen Bauraumbedarf des Differenzials zu vergrößern. Die axiale Baubreite des Kegelraddifferenzials inklusive Lagerung beträgt in der Referenzanwendung 120 mm.

Der radiale Bauraum, welcher dem Stirnradifferential samt Entkopplungssystem zur Verfügung steht, wird durch den größtmöglichen Innendurchmesser des Antriebszahnrades begrenzt. Bei Hohl- und Planetenrädern soll die Zahnkranzdicke mindestens der Zahnhöhe entsprechen (aus [24] S.114). Aus Sicherheitsgründen wurde hier die 1,2 fache Zahnhöhe gewählt. Der größtmögliche Innendurchmesser ist in Formel 6.1 berechnet und in Abbildung 6.2 dargestellt. Für das Differential samt Disconnectsystem ergibt sich dadurch eine radiale Bauraumbegrenzung von 178,88 mm im Durchmesser.

$$\begin{aligned}
 d_{\text{Bauraum_max}} &= d_{f1} - 2,4 * (h_{sP1} + h_{fP1}) = \\
 &= 191,592 \text{ mm} - 2,4 * (2,269 \text{ mm} + 3,025 \text{ mm}) = 178,88 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$

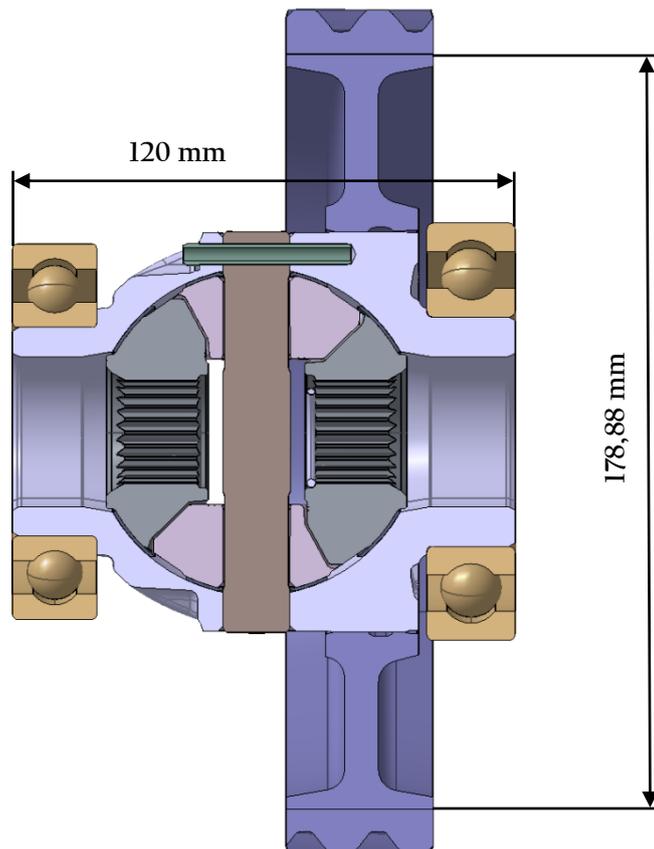


Abbildung 6.2: Abmessungen des verfügbaren Bauraumes

6.2 Auslegung der Zahnräder

Anhand der vorgegebenen Belastungen (siehe Tabelle 6.1) wurden die Abmessungen für die Sonnen- und die Planetenzahnräder bei ausreichender Sicherheit berechnet. Als Berechnungsbasis diente die vorliegende Berechnung des in Kapitel 5.2 beschriebenen Stirnraddifferenzials. Die Zahnradberechnungen wurden mithilfe der Berechnungssoftware KISSsoft durchgeführt. Für die Auslegung des Stirnraddifferenzials mussten sowohl der Zahneingriff zwischen Sonnenrad und Planetenrad als auch der Zahneingriff zwischen den Planetenrädern genauer untersucht werden. Durch den Aufbau des Stirnraddifferenzials mit acht baugleichen Planetenrädern, welche das Antriebsmoment auf die beiden Sonnenräder übertragen, stellt sich an jedem Zahneingriff zwischen Sonnen- und Planetenrad ein zu übertragendes Maximalmoment von ungefähr 320 Nm ein. Ausgegangen wird bei dieser Berechnung davon, dass sich das eingeleitete Moment gleichmäßig auf die Planetenräder aufteilt. Die genaue Berechnung ist in Formel 6.2 ersichtlich.

$$M_{\text{Sonne/Planet}} = \frac{M_{\text{max}}}{\text{Anzahl Planeten}} = \frac{2550 \text{ Nm}}{8} = 318,75 \text{ N} \quad (6.2)$$

Ausgehend von den bereits vorhandenen Zahnradberechnungen des ECS wurden die oben ermittelten Belastungen in die Berechnungssoftware eingetragen und Achsabstand und Normalmodul soweit reduziert bis sich ausreichende Zahnfußsicherheiten einstellten. Das Verhältnis zwischen Normalmodul und Achsabstand wurde nicht verändert. Für die reduzierten Achsabstände und Normalmodule ergaben sich die in Diagramm 6.1 und 6.2 ersichtlichen Verläufe.

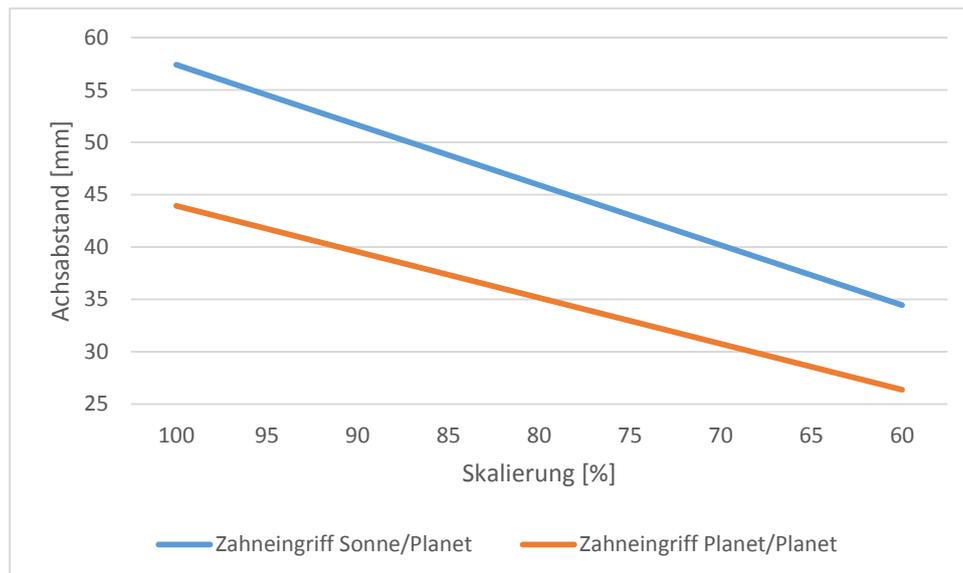


Diagramm 6.1: Verlauf der skalierten Achsabstände

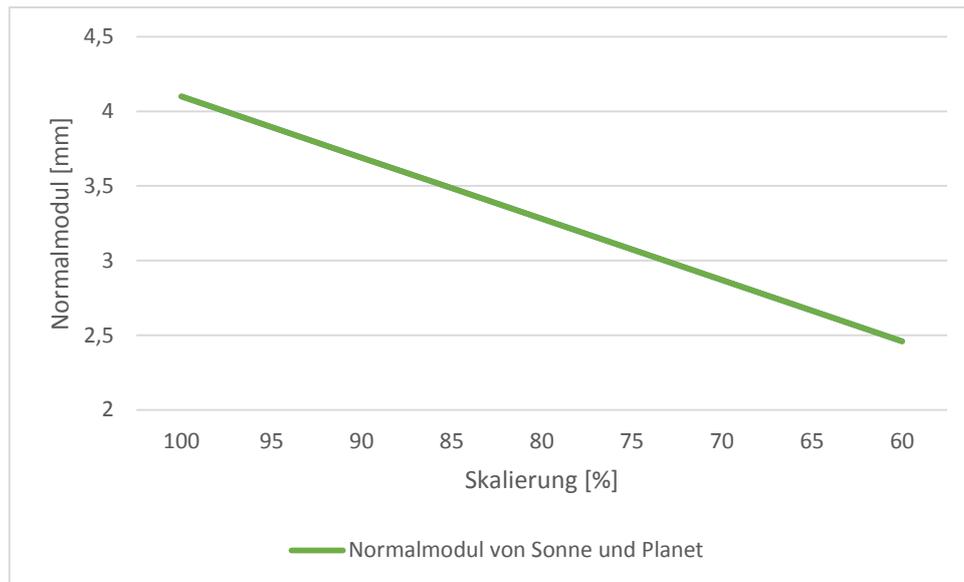


Diagramm 6.2: Verlauf der skalierten Normalmoduln

Die Baubreiten, Zahnbreitenversätze, Profilverschiebungsfaktoren und Zähnezahlen der Zahnräder wurden aus der Referenzberechnung übernommen. Für die Sonnenradbreite wurde somit 14 mm und für die Planetenradbreite 17,5 mm gewählt. Der Breitenversatz zwischen Sonnenrad und Planetenrad wurde auf 3,5 mm und der Breitenversatz zwischen den Planetenrädern wurde auf 13 mm festgelegt. Für die Zähnezahl des Sonnenrades wurde 16 und für die des Planetenrades wurde 10 ausgewählt. Als Werkstoff für sämtliche Zahnräder wurde der einsatzgehärtete Einsatzstahl 20MnCr5 gewählt. Die Berechnungen haben sowohl mit konstanten, als auch mit veränderlichen Zahnradinnendurchmessern stattgefunden. Dadurch konnte der Einfluss des Zahnradinnendurchmessers auf die Zahnfußsicherheit im Anschluss sehr gut beurteilt werden. Bei dem Zahnradeingriff zwischen Sonnenrad und Planetenrad ergaben sich die in Diagramm 6.3 ersichtlichen Verläufe für die Zahnfußsicherheit des Sonnenrades. Man kann erkennen, dass sich der Einfluss des Zahnradinnendurchmessers auf die Zahnfußsicherheit erst ab einer Skalierung von ca. 80% auswirkt.

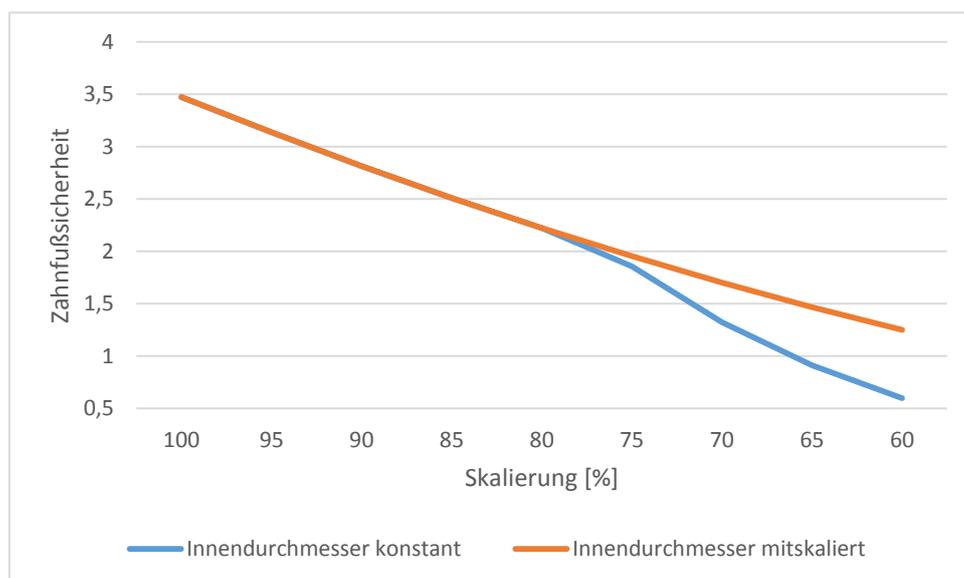


Diagramm 6.3: Sonnenrad-Zahnfußsicherheit beim Zahneingriff zwischen Sonne und Planet

Die Zahnfußsicherheitsverläufe für das Planetenrad beim Zahneingriff zwischen Sonnenrad und Planetenrad sind in Diagramm 6.4 dargestellt. Hier ist der Einfluss des Zahnradinnendurchmessers auf die Zahnfußsicherheit von Beginn an gegeben.

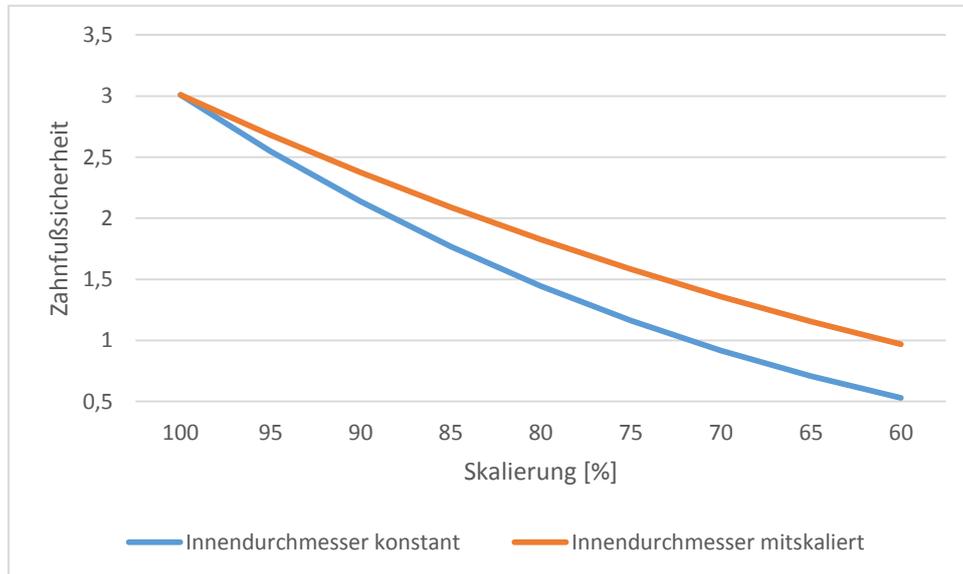


Diagramm 6.4: Planetenrad-Zahnfußsicherheit beim Zahneingriff zwischen Sonne und Planet

Die Verläufe der Zahnfußsicherheiten für die Planetenräder beim Zahneingriff zwischen den Planetenrädern sind in Diagramm 6.5 ersichtlich. Bei näherer Betrachtung der Diagrammen 6.3 bis 6.5 ist deutlich zu erkennen, dass der Zahneingriff zwischen den Planetenrädern weitaus kritischer für die Zahnfußsicherheit ist, als jener zwischen Sonnen- und Planetenrad. Diese Aussage trifft jedoch nur für die spezifisch gewählten Randbedingungen dieser Berechnung zu.

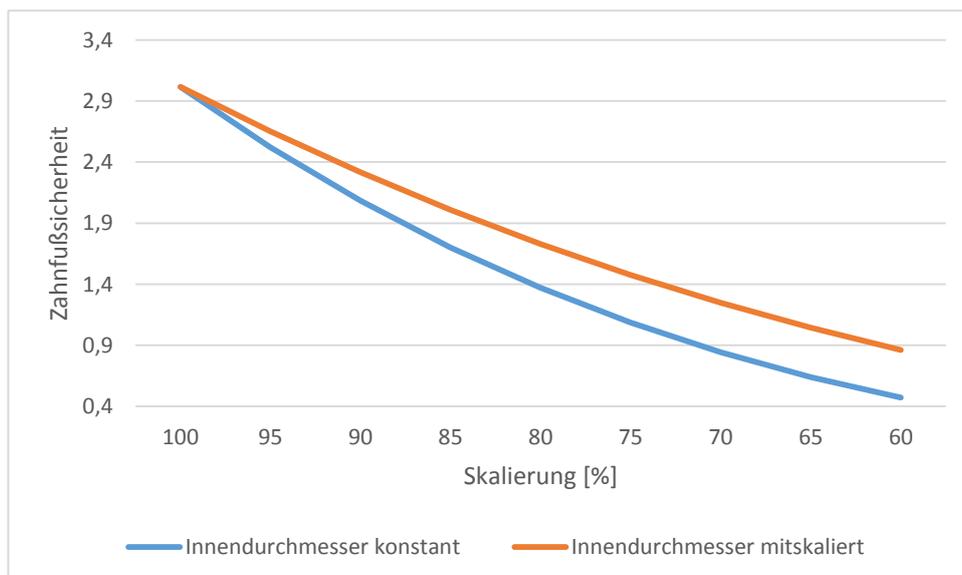


Diagramm 6.5: Planetenrad-Zahnfußsicherheit beim Zahneingriff zwischen den Planeten

Aus dem Achsabstand zwischen Sonnen- und Planetenrad sowie dem Kopfkreisdurchmesser der berechneten Planetenräder ergeben sich die Bauraumdurchmesser der unterschiedlich skalierten Zahnradkombinationen.

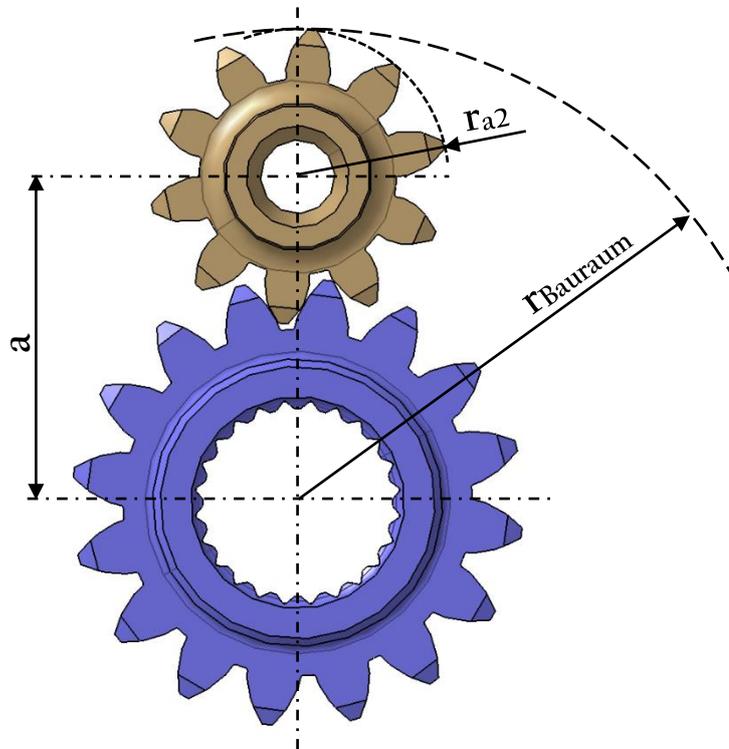


Abbildung 6.3: Bauraumbedarf

Der Verlauf des berechneten Bauraumdurchmessers kann in Diagramm 6.6 abgelesen werden.

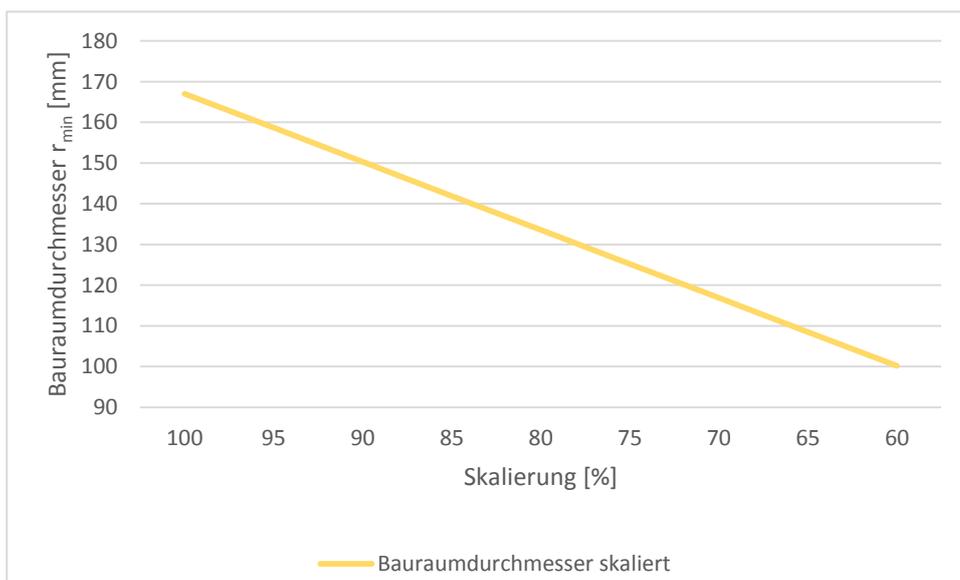


Diagramm 6.6: Bauraumbedarf der Zahnräder

Anhand der berechneten Zahnfußsicherheitsverläufe und des Verlaufes des Bauraumbedarfs wurden passende Achsabstände und der dazugehörige Normalmodul bestimmt. Als Kompromiss zwischen minimalem Bauraumbedarf bei ausreichender Zahnfußsicherheit wurde eine Skalierung von 75%, bezogen auf die Referenzberechnung, definiert.

Durch die gewählte Skalierung ergaben sich ein Achsabstand von 43,05 mm und ein Normalmodul von 3,075 mm. Daraus folgten für den Zahnengriff von Sonnen- und Planetenrad die in Tabelle 6.3 ersichtlichen Werte für das Sonnenrad und die in Tabelle 6.4 ersichtlichen Werte für das Planetenrad. Der Zahnengriff zwischen Sonnenrad und Planetenrad ist in Abbildung 6.4 dargestellt.

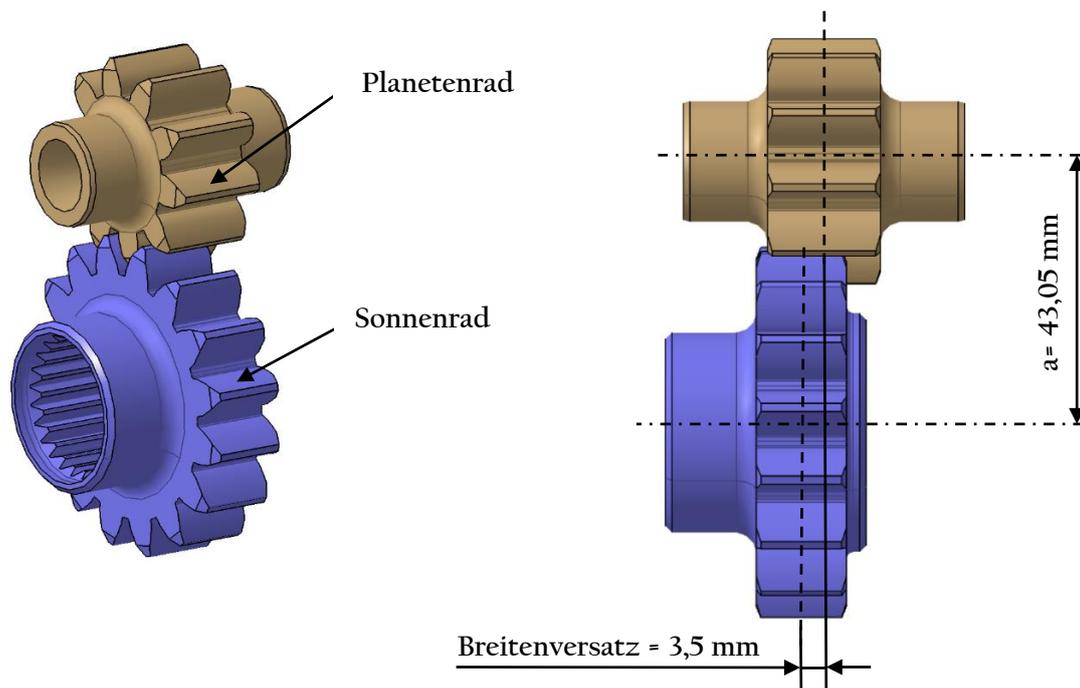


Abbildung 6.4: Zahnengriff zwischen Sonnenrad und Planetenrad

Zähnezahl	z_1	16
Normalmodul	m_{n1}	3,07 mm
Schrägungswinkel	β_1	0°
Profilverschiebungsfaktor	x_1	0,7843
Kopfkreisdurchmesser	d_{a1}	59,15 mm
Fußkreisdurchmesser	d_{f1}	45,47 mm
Innendurchmesser	d_{i1}	22,5 mm
Zahnfußsicherheit	R_m/σ_F	2,759
Zahnfußsicherheit	R_p/σ_F	1,954

Tabelle 6.3: Resultate des Sonnenrades

Zähnezahl	z_2	10
Normalmodul	m_{n2}	3,07 mm
Schrägungswinkel	β_2	0°
Profilverschiebungsfaktor	x_2	0,429
Kopfkreisdurchmesser	d_{a2}	39,13 mm
Fußkreisdurchmesser	d_{f2}	25,63 mm
Innendurchmesser	d_{i2}	9,75 mm
Zahnfußsicherheit	R_m/σ_F	2,233
Zahnfußsicherheit	R_p/σ_F	1,582

Tabelle 6.4: Resultate des Planetenrades

Simultan zur Berechnung des Zahneingriffes zwischen Sonnenrad und Planetenrad wurde der Zahneingriff zwischen den Planetenradsätzen berechnet. Am Zahneingriff zwischen den Planetenrädern stellt sich ein maximal zu übertragendes Moment von ca. 100 Nm ein. Dies ergibt sich aus dem Maximalmoment, dem Aufbau des Stirnraddifferenzials und dem Übersetzungsverhältnis zwischen Sonnenrad und Planetenrad. Die genaue Berechnung ist in Formel 6.3 angeführt.

$$M_{Planet/Planet} = \frac{M_{max}}{\text{Anzahl Planeten} * 2 * i_{\text{Sonnenrad/Planetenrad}}} = \frac{2550 \text{ Nm}}{8 * 2 * 1.6} = 99.6 \text{ Nm} \quad (6.3)$$

Die Berechnung des Zahneingriffes zwischen Sonnenrad und Planetenrad und die Berechnung des Zahneingriffes zwischen den Planetenrädern stehen durch den Aufbau des Stirnraddifferenzials direkt miteinander in Verbindung. Dies ergibt sich dadurch, dass die Planetenradsätze welche mit den beiden Sonnenrädern kämten auch zueinander im Eingriff stehen. Der Zahneingriff zwischen den Planetenrädern ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

Die gewählte Skalierung von 75% ausgehend von der Referenzberechnung ergab einen Achsabstand von 32,9 mm und den Normalmodul von 3,075 mm. Daraus errechneten sich die in Tabelle 6.5 ersichtlichen Werte für die Planetenräder.

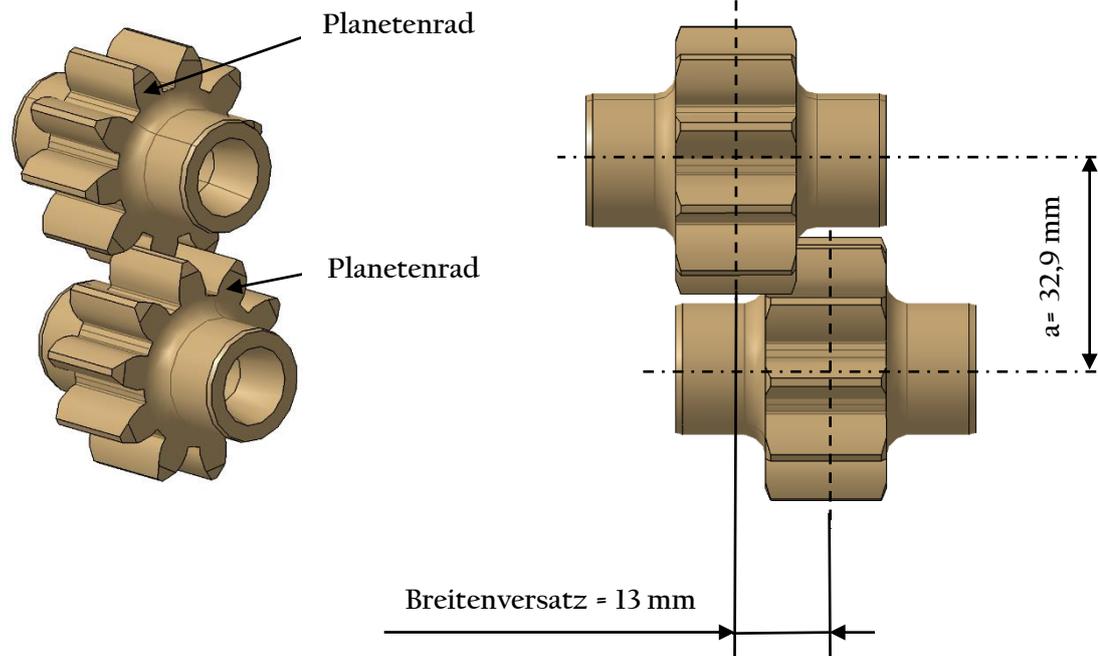


Abbildung 6.5: Zahneingriff zwischen den Planetenrädern

Zähnezahl	$z_{1/2}$	10
Normalmodul	$m_{n1/2}$	3,07
Schrägungswinkel	$\beta_{1/2}$	0°
Profilverschiebungsfaktor	$x_{1/2}$	0,429
Kopfkreisdurchmesser	$d_{a1/2}$	39,13 mm
Fußkreisdurchmesser	$d_{f1/2}$	25,63 mm
Innendurchmesser	$d_{i1/2}$	9,75 mm
Zahnfußsicherheit	R_m/σ_F	2,084
Zahnfußsicherheit	R_p/σ_F	1,476

Tabelle 6.5: Resultate der Planetenräder

6.3 Konstruktion der Zahnräder

Nachdem die Berechnungen durchgeführt und somit die Dimensionen der Zahnräder bekannt waren, konnten die Sonnen- und Planetenräder mithilfe des CAD Programmes CATIA V5 konstruiert werden. Für die Steckverzahnung am Innendurchmesser der Sonnenräder wurde eine bereits ausgelegte und fertig konstruierte Steckverzahnung aus einem vorangegangenen Projekt der Firma MAGNA übernommen, welche den Belastungen der ausgewählten Referenzanwendung entspricht. Danach wurden die Zahnräder gemäß den gewählten Achsabständen und Breitenversätzen in einer Baugruppe zusammengefügt (siehe Abbildungen 6.6 und 6.7).

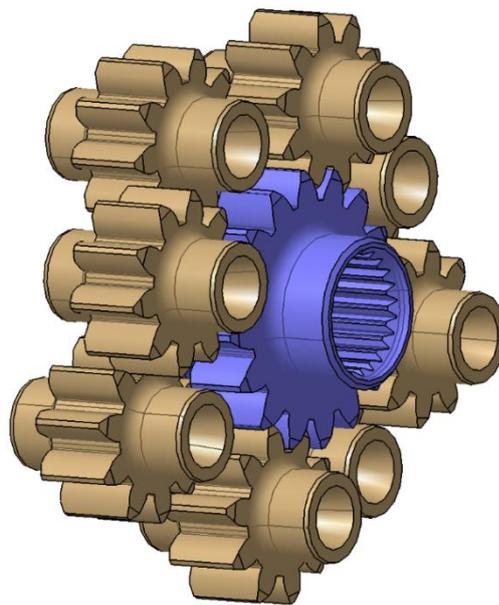


Abbildung 6.6: Baugruppe mit Sonnen- und Planetenrädern

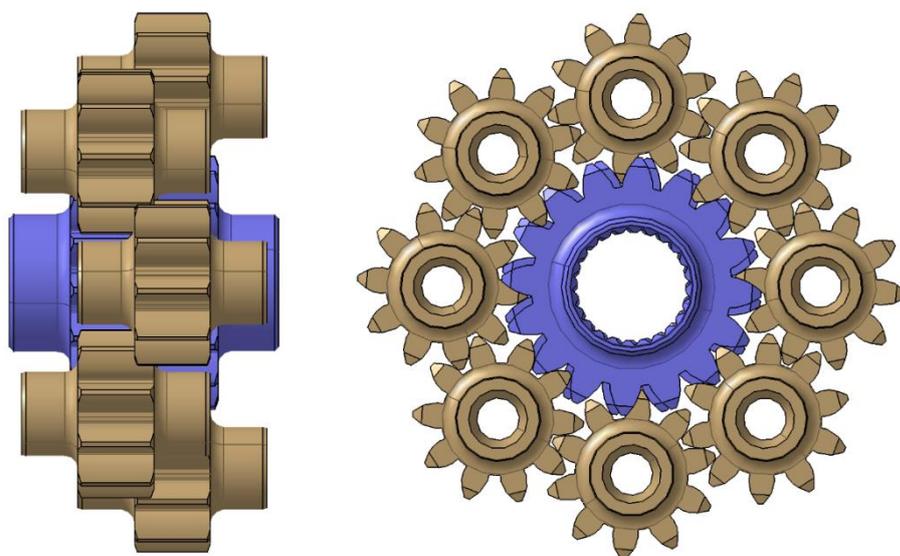


Abbildung 6.7: Auf- und Seitenriss der Baugruppe mit Sonnen- und Planetenrädern

6.4 Aufbau des Planetenträgers

Als nächstes wurde der grundsätzliche Aufbau des Planetenträgers inklusive der Lagerstellen für die Sonnen- und Planetenräder entworfen. Aufgrund von technischen und wirtschaftlichen Aspekten wurde entschieden, den Planetenträger aus Gusseisen herzustellen. Hierfür wurde der Gusswerkstoff GJS 600-3 ausgewählt, da dieser neben seinen guten wirtschaftlichen Eigenschaften auch eine ausreichende Festigkeit und Verschleißfestigkeit sowie eine sehr gute Bearbeitbarkeit und Schweißbarkeit aufweist.

Um kleine Planetenträgerstückzahlen kostengünstig herstellen zu können, entstand die Idee, die beiden Planetenträgerhälften ident zu gestalten und sie um 45° versetzt zusammenzufügen und anschließend zu verschweißen.

In Kapitel 6.9 ist ein Systemaufbau beschrieben, in dem die Gussteile der beiden Planetenträgerhälften ident ausgeführt sind. Die Nachbearbeitungen der Rohgussteile muss aufgrund ihrer abweichenden Aufgaben jedoch unterschiedlich ausgeführt werden.

Ein besserer Systemaufbau ergibt sich jedoch, wenn die Planetenträger Teile an ihre jeweilige Funktion angepasst werden. In den Kapiteln 6.10 und 6.11 sind zwei Konzepte ausgearbeitet, in denen sowohl die Rohgussteile als auch die Nachbearbeitung der Planetenträgerhälften unterschiedlich ausgeführt sind. Das Zusammenfügen von Sonnenrädern, Planetenrädern und Planetenträgerhälften mit anschließendem Verschweißen der Planetenträgerhälften ist in allen ausgearbeiteten Konzepten ident.

Die prinzipielle Montage der Sonnenräder, der Planetenräder und der Planetenträgerhälften ist in Abbildung 6.8 ersichtlich. Nachdem diese Komponenten fachgerecht zusammengefügt worden sind, werden die beiden Planetenträger Teile an ihrer Kontaktfläche mittels Laserschweißverfahren verbunden (Abbildung 6.9). Durch die Wahl dieses Schweißverfahrens fällt der Schweißverzug minimal aus und muss in weiterer Folge nicht näher behandelt werden. Anschließend wird die Außenfläche bearbeitet um eine gleichmäßige und formgenaue Oberfläche am gesamten Umfang des Planetenträgers zu erhalten.

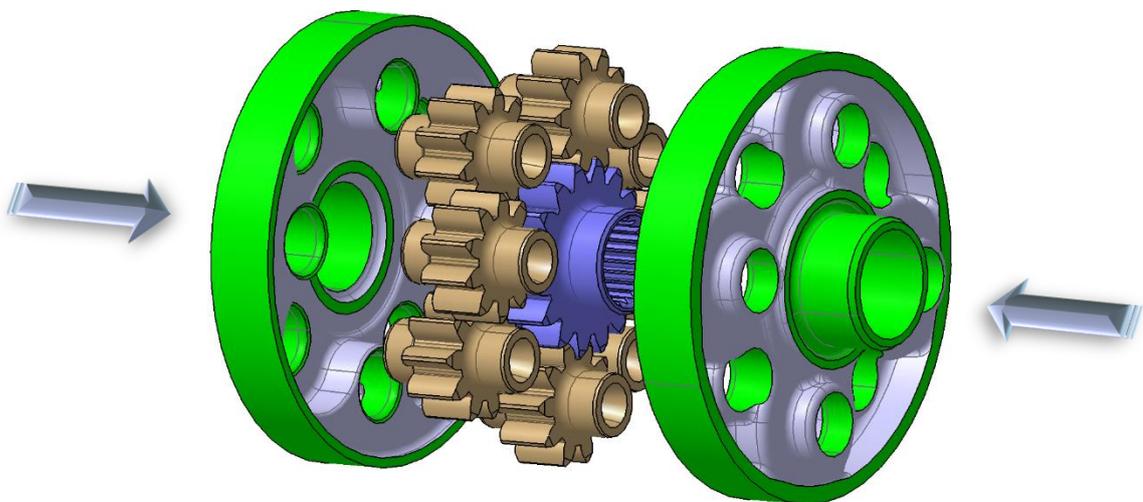


Abbildung 6.8: Montage des Stirnraddifferenzials

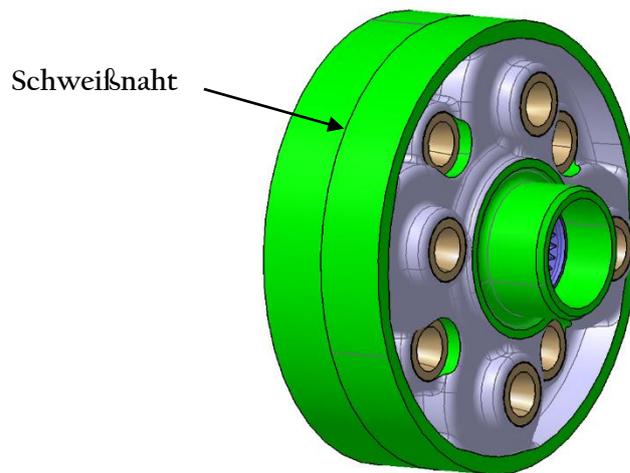


Abbildung 6.9: Schweißnaht am Planetenträger

Die Lagerung des Antriebszahnrades soll durch einen Nadelkranz realisiert werden, welcher sich direkt auf der Außenfläche des Planetenträgers abwälzt. Dies wäre eine hochkompakte Lösung und es kann im Vergleich zu einem konventionellen Nadellager mit Außen- und Innenring deutlich an Bauraum und Gewicht eingespart werden. Nadelkränze dieser Größenordnung weisen Grenzdrehzahlen von 3000 bis 3200 U/min auf. Der Nadelkranz rotiert im Anwendungsfall Disconnectsystem mit Raddrehzahlniveau, was sich bei dem verwendeten Referenzanwendungsfall bei ca. 1500 U/min einpendelt. Somit stellt die maximale Drehzahl des Nadelkranzes kein Problem dar. In Kapitel 6.5 wurde untersucht, ob der Planetenträger aus Gusseisen den Kräften am Außenring standhalten würde, welche durch die Nadelrollen des Nadelkranzes in den Planetenträger eingeleitet werden.

6.5 Berechnung der Hertzschen Pressung

In Abbildung 6.10 ist ein Schnitt durch die Baugruppe dargestellt, welcher die Sonnenräder, die Planetenräder, den Planetenträger, den Nadelkranz K135x143x35 und das Antriebszahnrad beinhaltet. Kritische Belastungen im Systemaufbau wurden im Zuge der Konzeptausarbeitung vor allem in der Kontaktfläche zwischen Nadelrollen und Planetenträger erwartet, welche in weiter Folge berechnet wurden. Erst nachdem die detaillierte Berechnung der Flächenpressung am Planetenträger vorlag, konnte mit der Ausarbeitung und Konstruktion des Konzeptes fortgefahren werden.

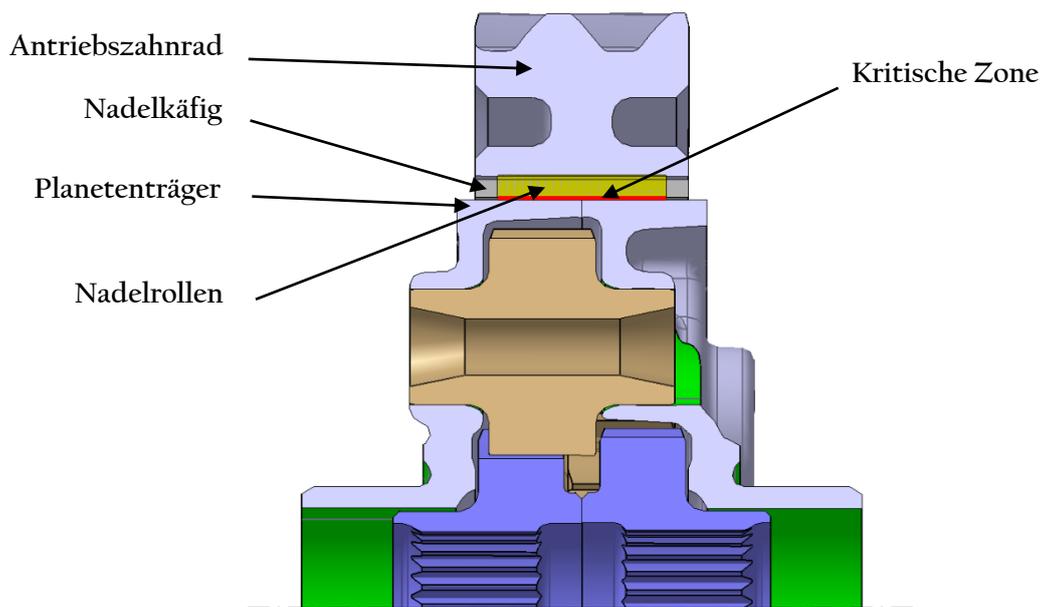


Abbildung 6.10: Schnitt durch die Baugruppe

Durch die Verzahnung am Antriebsrad entsteht eine Radialkraft, welche über die Nadelrollen des Nadelkranzes auf den Planetenträger übertragen wird. Die Tangentialkraft des Antriebszahnrades und die daraus resultierende Radialkraft sind mithilfe der Formeln 6.4 und 6.5 berechnet worden.

$$F_t = \frac{2 * M_{max}}{d_{b1}} = \frac{2 * 2550 \text{ Nm}}{0,198237 \text{ m}} = 25\,726,78 \text{ N} \quad (6.4)$$

$$F_r = F_t * \frac{\tan(\alpha_1)}{\cos(\beta_1)} = 25\,726 \text{ N} \frac{\tan(18^\circ)}{\cos(21^\circ)} = 8\,953,8 \text{ N} \quad (6.5)$$

Durch die Kräfte die über die Nadelrollen in den Planetenträger eingeleitet werden, entsteht in der Kontaktzone zwischen den Nadelrollen und dem Planetenträger eine Hertzsche Pressung, welche große Spannungen in beiden Körpern zur Folge hat. Diese auftretenden Spannungen müssen ermittelt und mit den Materialdaten abgeglichen werden, um einen störungsfreien Betrieb des Differenzials gewährleisten zu können. Die Berechnung der auftretenden Belastungen wurde mit der Berechnungssoftware KISSsys und in Zusammenarbeit mit einem erfahrenen Mitarbeiter des MAGNA ECS durchgeführt.

Für die Berechnung musste als erstes das Differenzial inklusive Lagerung, sowie der verwendete Nadelkranz und das Antriebszahnrad modelliert werden. Der Planetenträger inklusive der Sonnen- und Planetenräder wurden in der Modellierung vereinfacht als Welle dargestellt. Für die folgende Berechnung wird angenommen, dass das Antriebszahnrad über die Klauenkupplung mit dem Planetenträger gekoppelt ist und somit Drehmoment über das Differenzial übertragen wird. Dies konnte in der Berechnungssoftware durch die Bestimmung der Freiheitsgrade von den Bewegungen und Rotationen um die X-, Y- und Z-Achse simuliert werden. Das angefertigte Berechnungsmodell des Differenzials inklusive Lagerung ist in Abbildung 6.11 dargestellt.

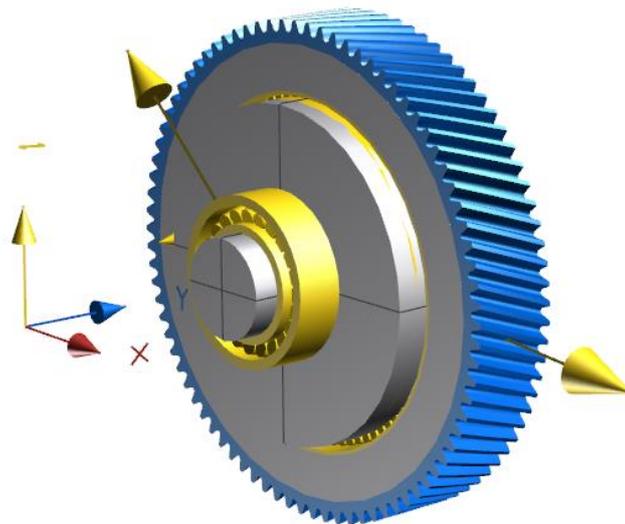


Abbildung 6.11: Berechnungsmodell des Differenzials inklusive Lagerung

Zur Modellierung der in das Differenzial eingeleiteten Kräfte wurde das bereits vorgefertigte Gesamtmodell der Referenzanwendung herangezogen und das neue Differenzialmodell aus Abbildung 6.11 integriert. Das Berechnungsmodell enthielt somit eine zusätzliche Getriebestufe samt E-Motor wie es in Abbildung 6.12 ersichtlich ist.

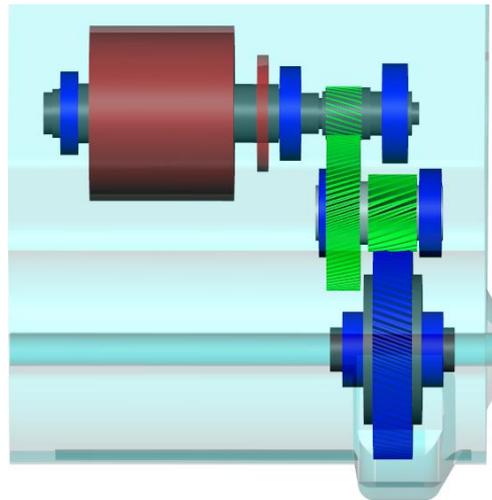


Abbildung 6.12: Berechnungsmodell für die Krafteinleitung

Wichtige Einflussgrößen auf die Berechnung waren die Bewegungs- und Rotationsfreiheiten von Antriebszahnrad sowie Nadelkranz bezogen auf den Planetenträger. Die Bewegungs- und Rotationsfreiheiten für das Antriebszahnrad wurden aufgrund der Annahme, dass die Kopplung des Systems anhand der Klauenkupplung formschlüssig ausgeführt ist, allesamt gesperrt. Für den Nadelkranz wurden Bewegungsfreiheiten in X- und Z-Richtung aufgrund des Lagerspiels angenommen. Die Rotationsfreiheiten wurden ebenfalls als gesperrt angenommen. In Abbildung 6.13 sind die Relativbewegungen zwischen den beweglichen Bauteilen dargestellt.

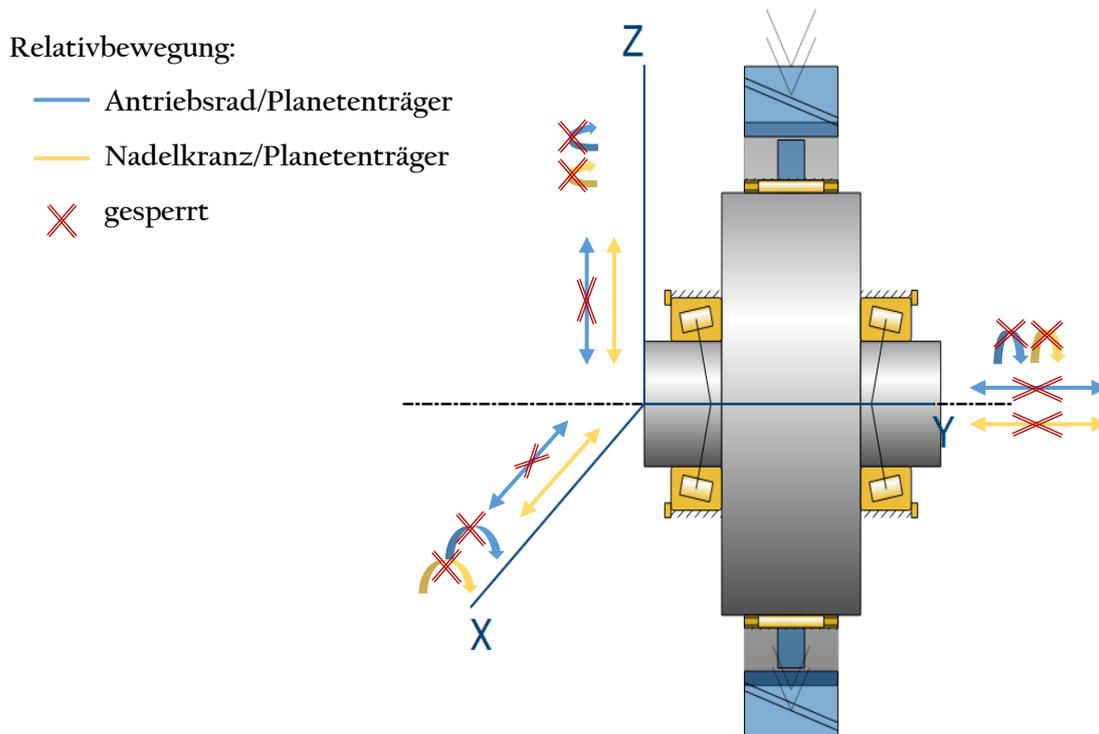


Abbildung 6.13: Relativbewegungen im Berechnungsmodell

Im realen Anwendungsfall werden sich aufgrund der Fertigungstoleranzen und der Bauteilverformungen kleine Relativbewegungen zwischen den Bauteilen einstellen. Diese werden jedoch für die Vereinfachung der Berechnung vernachlässigt.

Die Lagerberechnung wurde nach der Norm ISO/TS 16281 durchgeführt. Anhand dieser Berechnung kann die Lagerlebensdauer basierend auf der Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper berechnet werden. Es werden also nicht nur äußere Kräfte in der Berechnung berücksichtigt, sondern auch die auftretenden Kippmomente und Lagerspiele. Zudem können mit dieser Art der Berechnung auch die Lastverteilung im Lager sowie die Hertzsche Pressung berechnet werden. Nachdem sämtliche Belastungen und Randbedingungen bestimmt waren, konnte die Berechnung durchgeführt werden. Für den Nadelkranz ergab sich die in Abbildung 6.14 ersichtliche Lastverteilung. Von den 84 Nadelrollen trugen jeweils 15 Nadelrollen die komplette Belastung. Die auftretende Maximalbelastung an einer Nadelrolle betrug 2774 N.

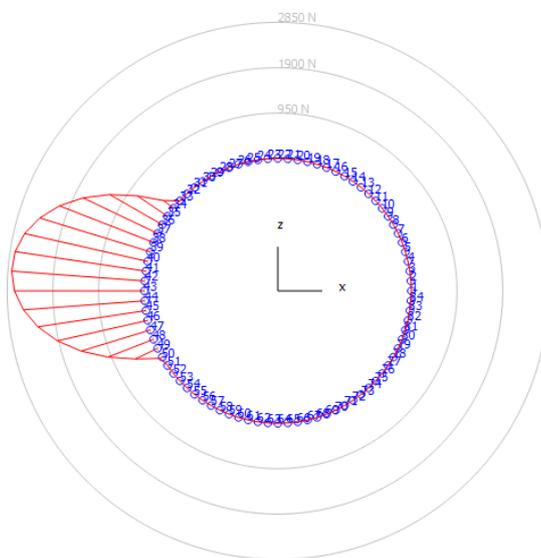


Abbildung 6.14: Lastverteilung im Nadelkranz

An jener Nadelrolle, an welcher die maximale Last ermittelt werden konnte, entstand auch die maximale Hertzsche Pressung mit einem Wert von $1724,94 \text{ N/mm}^2$. Die Hertzschen Pressungen aller tragenden Nadelrollen können in Abbildung 6.15 abgelesen werden.

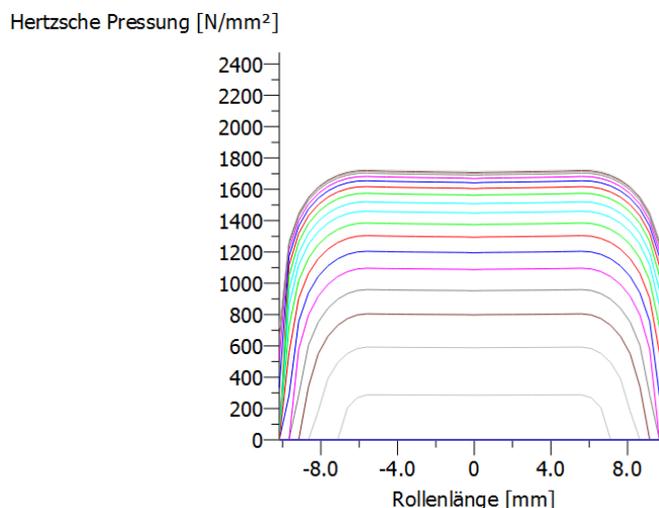


Abbildung 6.15: Hertzsche Pressung an den Wälzkörpern

Um eine geringere Kantenspannung an den Wälzkörperenden zu erreichen, weisen die Nadelrollen eine Profilierung an der Lauffläche auf. Die Mantelflächen der Nadelrollen fallen zu den Enden hin ballig ab, wodurch sich die Auflagefläche der Wälzkörper verringert. In Abbildung 6.16 ist die Verteilung der Hertzischen Pressung auf alle Nadelrollen visuell dargestellt.

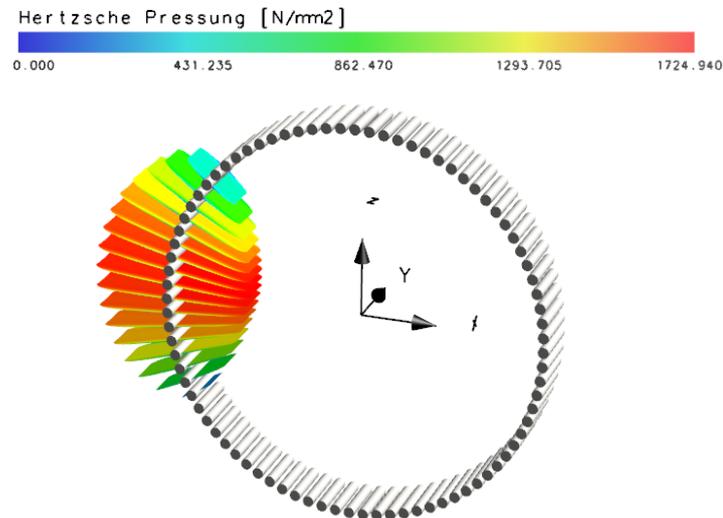


Abbildung 6.16: Visualisierung der Verteilung der auftretenden Hertzischen Pressung

Der Innenring des Nadelkranzes wird direkt durch den Planetenträger gebildet und weist den in Abbildung 6.17 ersichtlichen Verlauf der Hertzischen Pressung auf. Der Maximalwert stellt sich, ident zu der meist belasteten Nadelrolle, bei 1724,94 N/mm² ein. Der für den Planetenträger vorgesehene Gusswerkstoff GJS 600-3 weist jedoch eine Grenzflächenpressung von 900 N/mm². Selbst bei einer entsprechenden Wärmebehandlung des Gusswerkstoffes würde die Lauffläche am Planetenträger den hohen Belastungen voraussichtlich nicht standhalten. Als kostengünstige und einfache Lösung für dieses Problem wurde die Verwendung eines Lagerinnenrings gewählt, welcher aus einem höherfesten Werkstoff gefertigt ist und auf dem Planetenträger montiert wird. Aufgrund des abgeänderten Systemaufbaus muss jedoch auf den nächstgrößeren Nadelkranz zurückgegriffen werden.

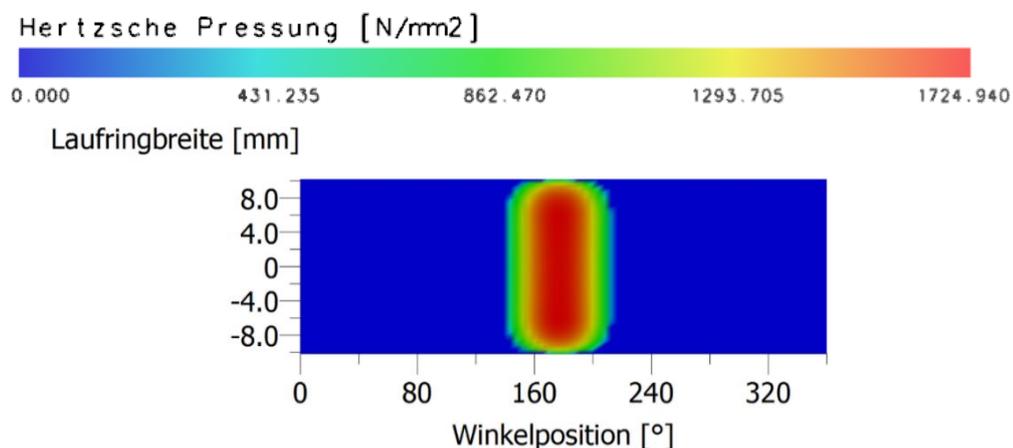


Abbildung 6.17: Hertzische Pressung am Planetenträger

6.6 Konstruktionsaufbau mit Nadellagerinnenring

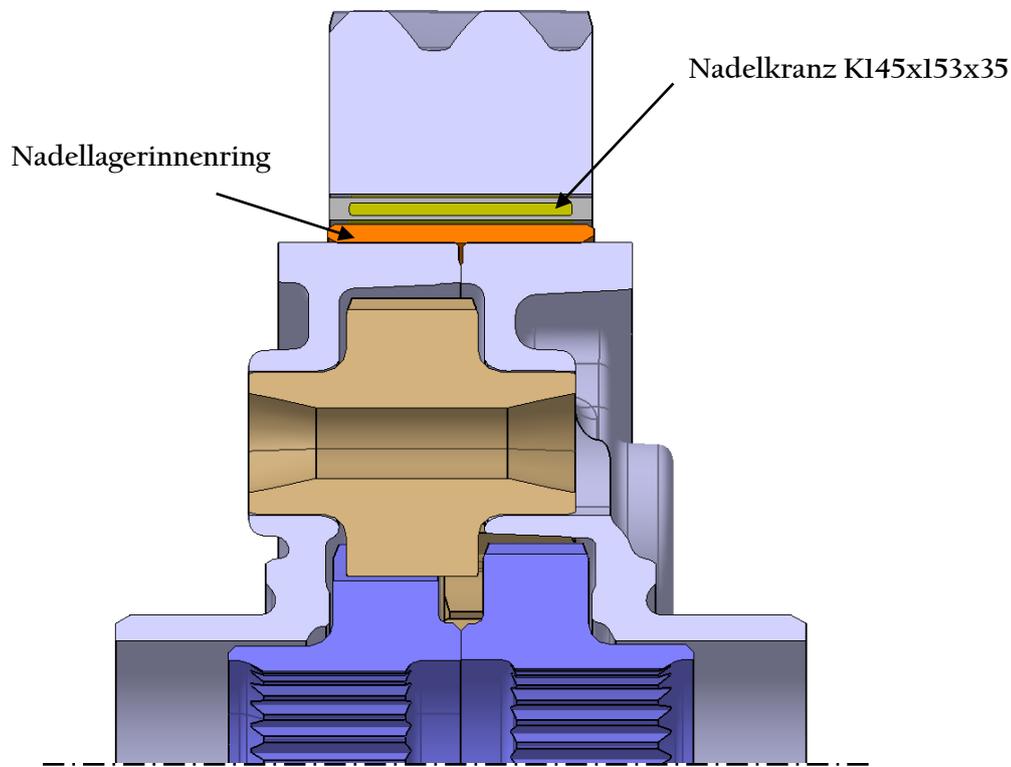


Abbildung 6.18: Konstruktion mit Lagerinnenring

Nachdem der Aufbau des Konzeptes von der ursprünglichen Überlegung abgewichen ist und nun eine adäquate Lösung für die kritischen Grenzflächenpressungen am Wälzlagerinnenring gefunden wurde, konnte der Aufbau der weiteren Systemkomponenten entwickelt werden. Es mussten im Zuge dessen zwei Seitenteile entworfen werden, welche den sicheren Sitz des Lagerinnenrings sowie eine axiale Führung für den Nadelkranz und das Antriebszahnrad bildeten. Zudem muss einer der Seitenteile die Zahnwellenverbindung für die Momentenübertragung beinhalten, während der andere die Axialkraft des schrägverzahnten Antriebsrades bei gekoppeltem Zustand aufnehmen muss. Der komplette Aufbau mit Ausnahme des Planetenträgers sollte zudem reversibel montiert sein. Angedacht wurde für die Klauenkupplung eine Schiebemuffe, welche anhand einer Evolventenverzahnung axial am Planetenträger verschoben werden kann und die axial ausgerichtete Klauenverzahnung der Klauenkupplung beinhaltet. Das Gegenstück der Klauenkupplung sollte direkt auf dem Antriebszahnrad gefertigt sein.

Der Innenring auf dem sich der Nadelkranz abwälzt, muss reibschlüssig am Planetenträger montiert sein. Durch das Aufschrumpfen des Innenringes muss somit ein zylindrischer Presssitz entstehen, welcher den äußeren Kräften standhält. Der Lagerinnenring darf jedoch beim Fügevorgang nicht zu hoch erhitzt werden, da sich sonst die Materialeigenschaften des wärmebehandelten Wälzlagerstahles verändern könnten. Der Pressverband wurde mit der Berechnungssoftware KISSsoft ausgelegt. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 6.6 ersichtlich. Der Außendurchmesser des Lagerinnenringes erfährt durch den Pressverband eine Vergrößerung zwischen 50 und 81 μm .

Presssitz	Welle (Planetenträger)	Nabe (Innenring)
Werkstoff	GJS 600-3	100Cr6
Durchmesser	$d_i = 130 \text{ mm}$	$d_a = 145 \text{ mm}$
Fugendurchmesser	145 mm	
Presssitzlänge	26 mm	
Oberes Abmaß	135 μm	110 μm
Unteres Abmaß	25 μm	0 μm
Fügetemperatur	20 °C	166 °C

Tabelle 6.6: Ergebnisse der Presssitzberechnung

Die Erhöhung des Außendurchmessers des Lagerinnenrings muss in der Auswahl der Fertigungstoleranz für den Lagerinnenring berücksichtigt werden, da es sonst zum Verklemmen der Nadelrollen kommen kann. Der Lagerhersteller gibt für die Toleranzfelder von Gehäuse und Welle bei kleinem Betriebsspiel die Toleranzklassen G6/h5 vor. Es ergeben sich die in Abbildung 6.19 ersichtlichen Toleranzfelder und in weiterer Folge das Lagerspiel. Aufgrund der Durchmesserergrößerung muss das Toleranzfeld der Welle um die maximale Durchmessererhöhung von 81 μm nach unten verschoben werden. Durch das neue Fertigungstoleranzfeld und die Vergrößerung des Außendurchmessers des Lagerinnenringes ergibt sich ein Lagerspiel von 14 bis 88 μm . Das neue Lagerspiel ist in Abbildung 6.19 in Grün dargestellt. Das maximale Lagerspiel pendelt sich somit zwischen mittlerem (max. 71 μm) und großem (max. 100 μm) Lagerspiel ein. Das minimale Lagerspiel ist ident zum unteren Abmaß des kleinen Lagerspiels mit 14 μm .

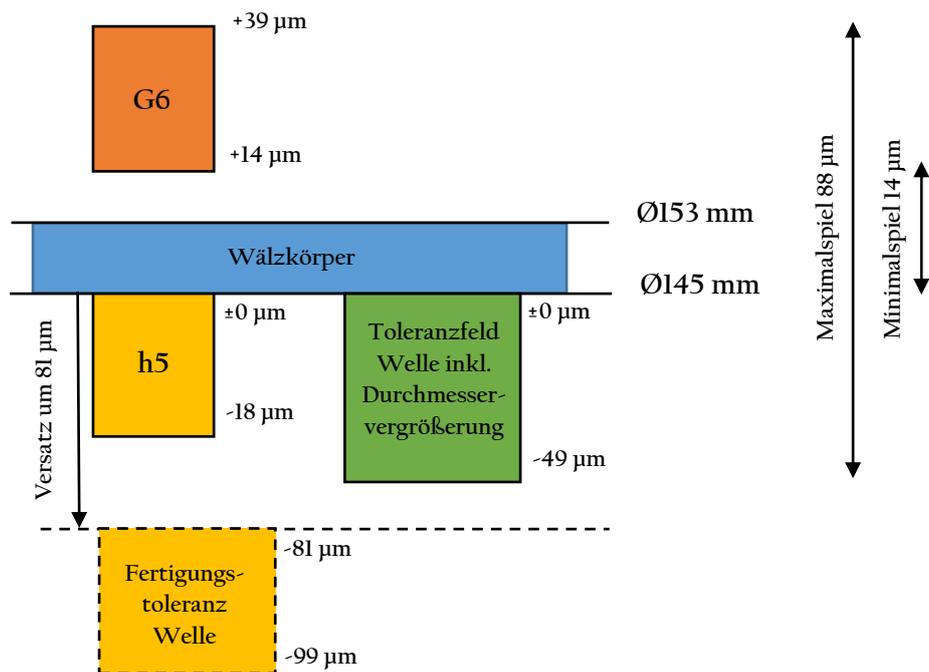


Abbildung 6.19: Fertigungstoleranzen und Lagerspiel

Die Nadelrollen des Nadelkranzes K145x153x26 weisen eine geringere Baubreite auf, als die Nadelrollen des Nadelkranzes K135x143x35, welcher für die Berechnung in Kapitel 6.5 ausgewählt wurde. Aufgrund der schmalen Nadelrollen würde die Hertzsche Pressung zwischen Nadelrollen und Nadellagerinnenring von 1725 N/mm^2 auf ca. 1950 N/mm^2 ansteigen. Um die Belastungen und das Schiefstellen des Nadelkranzes gering zu halten, wurde angestrebt einen Nadelkranz zu verbauen, welcher eine größere Baubreite als der K145x153x26 aufweist. Da jedoch in den Produktpaletten der namhaften Lagerhersteller kein Nadelkranz mit diesen Abmessungen zu finden war, wurde mit einem Lagerhersteller Kontakt aufgenommen. Die Absprache mit dem Lagerhersteller ergab, dass dieser einen Nadelkranz mit dem Innendurchmesser von 145 mm , dem Außendurchmesser von 153 mm und den 35 mm breiten Nadelrollen liefern kann. Die Nadelrollenanzahl sowie die Nadelrollenbreite dieses Lagers ist somit ident zum Nadelkranz K135x143x35, wodurch sich die Hertzsche Pressung wieder auf 1725 N/mm^2 reduziert. Mit dem Lagerhersteller wurde zudem abgeklärt, ob der gehärtete Innenring aus Wälzlagerstahl 100Cr6 mit einer Wandstärke von $2,5 \text{ mm}$ eine ausreichende Festigkeit aufweist. Durch die auftretenden Kräfte ergibt sich für den höchstbelasteten Wälzkörper, der in Abbildung 6.20 ersichtliche Vergleichsspannungsverlauf im Nadellagerinnenring. Bei einer Einhärtetiefe (EHT) von $0,8 \text{ mm}$ ergibt sich somit ein Härteverlauf, welcher für die auftretenden Belastungen ausreichend ist. In Abbildung 6.21 ist in Grün der Härteverlauf bei EHT $0,8 \text{ mm}$ und in Rot der erforderliche Härteverlauf dargestellt. Nadelhülsen für vergleichbare Einsatzbereiche weisen typischerweise Wandstärken von 2 mm oder weniger auf.

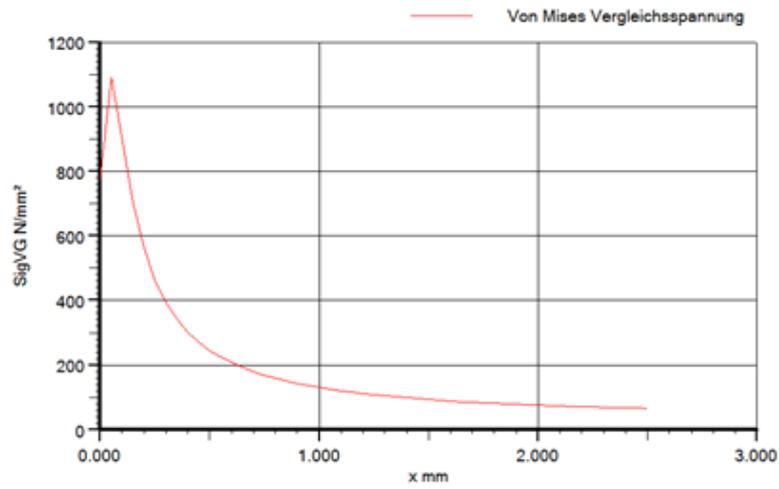


Abbildung 6.20: Vergleichsspannungsverlauf im Nadellagerinnenring

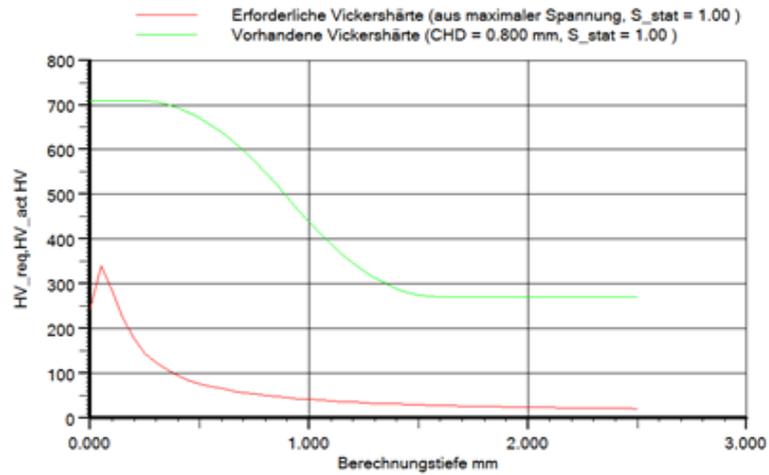


Abbildung 6.21: Vorhandener und erforderlicher Härteverlauf

6.7 Lagerberechnung

Aufbauend auf dem bereits erstellten Berechnungsmodell im Programm KISSsys, wurde eine Berechnung der Lagerung des Planetenträgers durchgeführt. Dafür wurde das bestehende Lastkollektiv der ausgewählten Referenzanwendung aus Kapitel 6.1 herangezogen. Die Häufigkeiten der auftretenden Lastfälle und die dazugehörigen Drehzahlen und Drehmomente sind in Tabelle 6.7 angeführt.

Nr.	Häufigkeit [%]	Drehzahl [1/min]	Drehmoment [Nm]
1	47,446	364.748	-1327.875
2	38,622	364.748	1586.121
3	9,1525	364.748	2196.167
4	4,7794	364.748	2662.021

Tabelle 6.7: Lastkollektiv für die Lagerberechnung

Die Lagerlebensdauer wurde mit 516,8 Betriebsstunden festgelegt. Es wurden Lagerlebensdauerberechnungen für ein Kegelrollenlagerpaar und ein Rillenkugellagerpaar durchgeführt. Die Berechnungen ergaben, dass Kegelrollenlager vom Typ 32008 X/Q und Rillenkugellager vom Typ 6211 den Anforderungen gerecht werden. Die Ergebnisse der Lagerberechnungen sind in Tabelle 6.8 und 6.9 abgebildet. Wie in Abbildung 6.22 ersichtlich, befindet sich das als Lager 1 definierte Lager an der rechten und das als Lager 2 definierte Lager an der linken Seite im Berechnungsmodell des Planetenträgers.

	Lager 1	Lager 2
Typ	SKF 6211	SKF 6211
Lebensdauer mit maximaler Belastung	239 h	1125 h
Lebensdauer mit Lastkollektiv	1235 h	2448 h
Lebensdauersicherheit mit Lastkollektiv	2.39	4.74
Statische Sicherheit	1.09	1.83

Tabelle 6.8: Lebensdauerberechnung für das Rillenkugellagerpaar

	Lager 1	Lager 2
Typ	SKF 32008 X/Q	SKF 32008 X/Q
Lebensdauer mit maximaler Belastung	179 h	1601 h
Lebensdauer mit Lastkollektiv	1050 h	2740 h
Lebensdauersicherheit mit Lastkollektiv	2.03	5.3
Statische Sicherheit	2.64	3.91

Tabelle 6.9: Lebensdauerberechnung für das Kegelrollenlagerpaar

Rillenkugellager sind im Vergleich zu Kegelrollenlager in Bezug auf Reibungsverluste effizienter, benötigen aber bei gleichen Belastungen und bei vergleichbarer Lebensdauer mehr Bauraum. Für die Rillenkugellager mussten aufgrund der Belastungen jene Lager gewählt werden, welche größere Innendurchmesser, Außendurchmesser und Bauraumbreiten aufwiesen als vergleichbare Kegelrollenlager. Der Bauraumvergleich der beiden Lagertypen ist in Abbildung 6.22 sichtbar abgebildet.

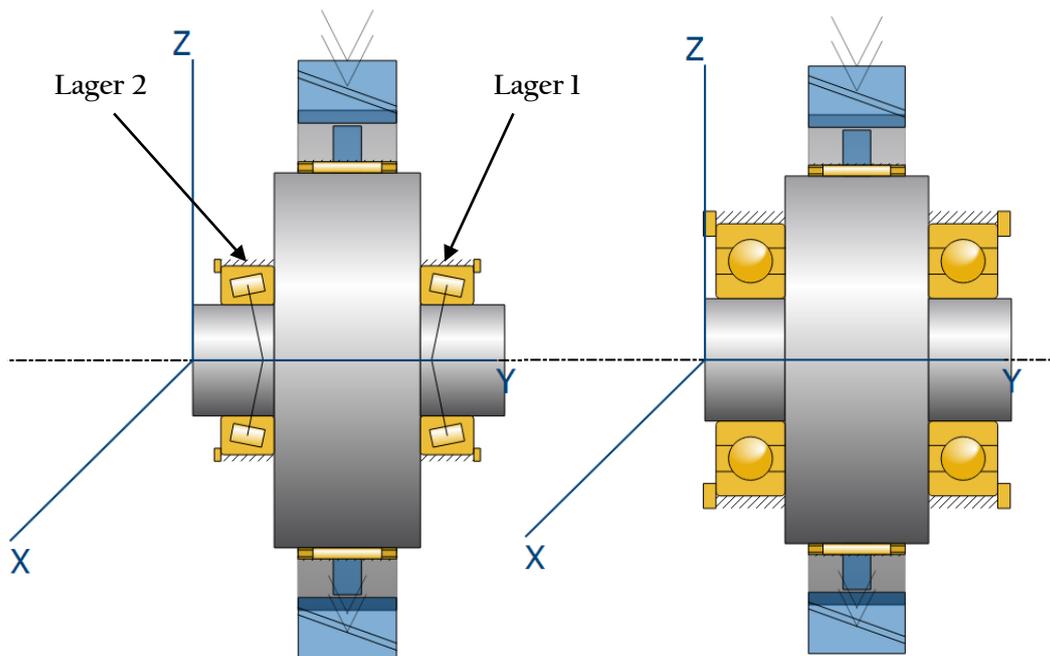


Abbildung 6.22: Bauraumbedarf vergleichbarer Lagertypen

Aufgrund des weitaus größeren Bauraumbedarfes, des Mehrgewichtes von 0,33 kg pro Lager und der größeren Lagerstellen am Planetenträger ist die Entscheidung der Lagerauswahl gegen die effizienteren Rillenkugellager gefallen. Für die Lagerung des Stirnraddifferenzials wurden somit die in Abbildung 6.22 links dargestellten Kegelrollenlager vom Typ 32008 X/Q in X-Anordnung gewählt. Ist in weiterer Folge eine Wirkungsgradsteigerung des Stirnraddifferenzials gewünscht, kann auf die Rillenkugellager vom Typ 6211 zurückgegriffen werden.

6.8 Auslegung der Verzahnungen

Um möglichst viele Aktuierungssysteme verbauen zu können, sollte die Zahnhöhe der Klauenkupplung möglichst gering ausgeführt sein. Speziell einfach aufgebaute elektromagnetische und elektromechanische Aktuierungssysteme sind in deren Hubhöhe meist stark eingeschränkt.

Nach Absprache mit Mitarbeitern des ECS konnte ermittelt werden, dass in einem abgeschlossenen Projekt der Firma MAGNA bereits einmal eine Klauenkupplung mit sehr geringer Klauenhöhe verbaut wurde. Nach umfangreicher Recherche konnte das betreffende Projekt ermittelt und ein Teil der relevanten Konstruktionszeichnungen und Berechnungen ausgeforscht werden. Die in Abbildung 6.23 dargestellte Schiebemuffe inklusive Klauenverzahnung wurde im Zuge des vergangenen Projektes ausgearbeitet. Die Verzahnungen waren für ein übertragbares Moment von maximal 2655 Nm ausgelegt worden. Dieses Maximalmoment entspricht somit etwa dem Maximalmoment des Stirnraddifferenzials samt Disconnectsystem von 2550 Nm. Die Abmessungen und die Berechnung der Evolventenverzahnung der Schiebemuffe konnten in erster Linie komplett übernommen werden. Die Klauenkupplung musste aus Bauraumgründen etwas größer gestaltet werden, was sich jedoch positiv auf die Bauteilfestigkeit auswirkte.

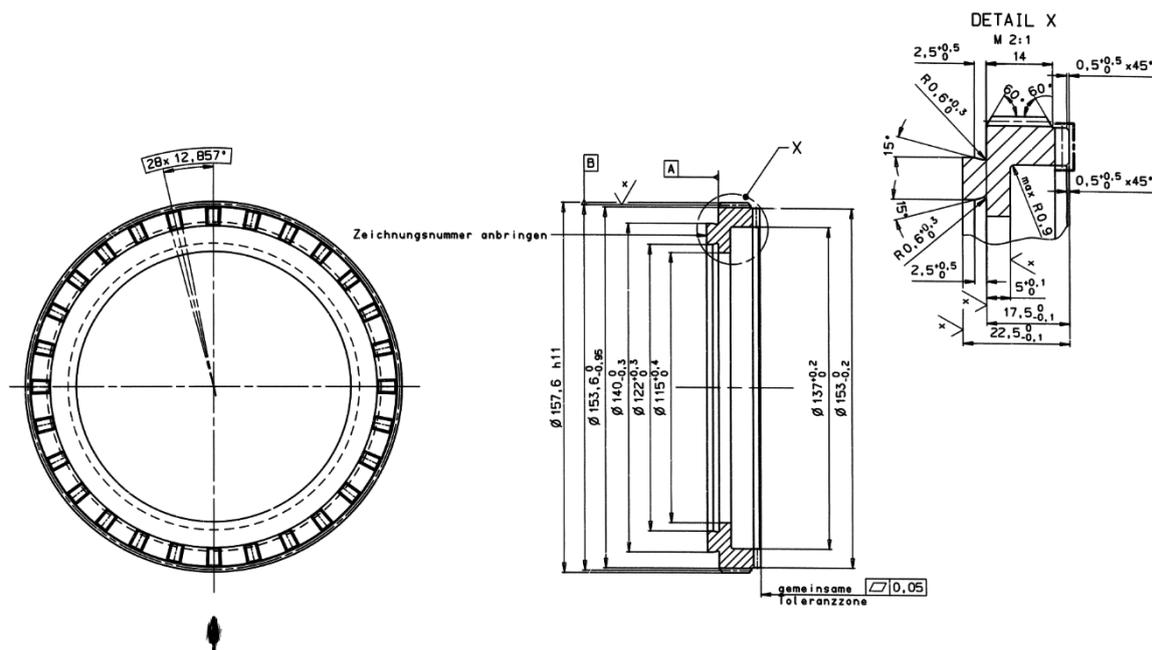


Abbildung 6.23: Schiebemuffe mit Klauenkupplung

6.9 Systemaufbau mit identen Planetenträgerhälften

Wie bereits in Kapitel 6.4 beschrieben, wurde am Beginn der Konzeptausarbeitungsphase angestrebt, die beiden Planetenträgerhälften aus den selben Rohgussteilen zu fertigen. Dies würde bei geringen Stückzahlen einen wirtschaftlichen Vorteil bringen, schränkt jedoch die Optimierung der Planetenträgerhälften hinsichtlich ihrer unterschiedlichen Funktionen stark ein. Für die Montage der Seitenteile am Planetenträger waren aus montage- und fertigungstechnischen Gründen ursprünglich Schraubverbände vorgesehen. Dazu musste zuerst ermittelt werden, welche Belastungen die beiden Schraubverbände aufnehmen müssen. Durch den Aufbau der Konstruktion ergibt sich eine klare Kräftentrennung. Ein Schraubverband überträgt das gesamte Drehmoment, der andere die gesamte Axialkraft, welche über die Schrägverzahnung des Antriebsrades in den Planetenträger eingeleitet wird.

6.9.1 Auslegung der Schraubverbände

Die beiden Schraubenberechnungen wurden mit einem vom ECS angefertigten Excel-Programm durchgeführt. Der erste Schraubverband überträgt das gesamte Drehmoment von maximal 2550 Nm von der Schiebemuffe in den Planetenträger und nimmt keine externen Quer- und Axialkräfte auf (siehe Abbildung 6.24). Es ergibt sich somit ein Torsionsmoment von 318,75 Nm pro Schraube (siehe Formel 6.6). Die Eckdaten und Ergebnisse der Berechnung des ersten Schraubverbandes sind in den Tabellen 6.10 und 6.11 dargestellt. Die Berechnung brachte zum Ergebnis, dass acht Zylinderkopfschrauben mit Innensechskant vom Typ M12x16 und der Festigkeitsklasse 10.9 ausreichende Festigkeit aufwiesen. Die Schrauben sollten bei der Montage drehwinkelgesteuert angezogen werden, wodurch sich ein Anziehfaktor von 1,3 und eine annähernd vollständige Ausnützung der Mindeststreckgrenze ergibt.

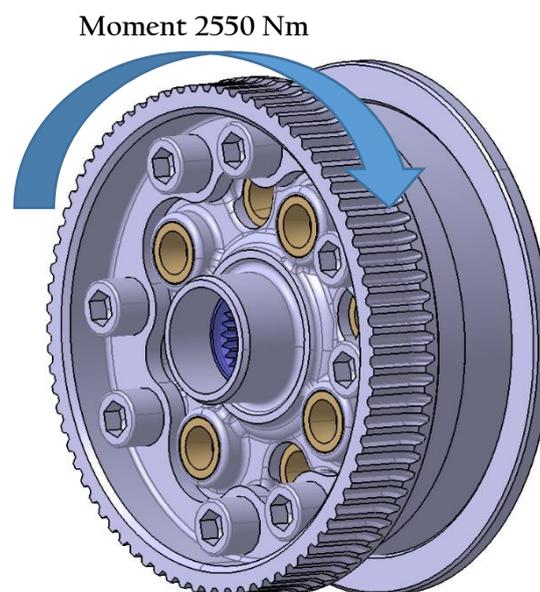


Abbildung 6.24: Krafteinleitung in den M12 Schraubverband

$$M_T = \frac{M_{ges}}{8} = \frac{2550}{8} = 318,75 \text{ Nm} \quad (6.6)$$

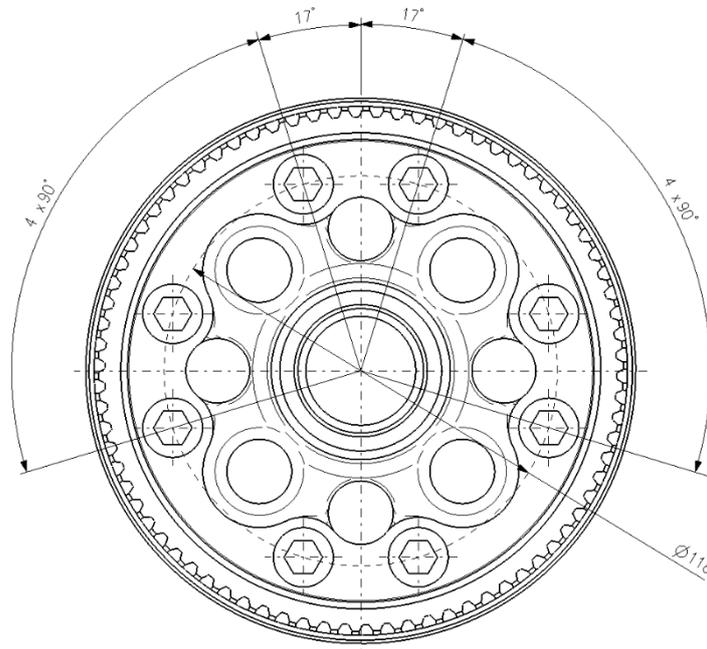


Abbildung 6.25: Anordnung des M12 Schraubverbandes

Eckdaten

Schraubenart	Zylinderkopfschrauben
Normbezeichnung	M12x16
Festigkeitsklasse	10.9
Anzahl der Schrauben	8
Anzugsmoment	133.5 Nm
Bohrungsdurchmesser	13.5 mm
Klemmlänge	6 mm
Anziehfaktor	1.3
Reibkoeffizient Gewinde und Kopfauflage (metallisch blank)	0.12
Material Kopfauflage	42CrMo4
Reibbeiwert Trennfuge (geschmiert)	0.15

Tabelle 6.10: Eckdaten des M12 Schraubverbandes

Ergebnisse

Verhältnis Klemmlänge/Durchmesser	0.5
Ausnutzung Mindeststreckgrenze	99.7 %
Montagevorspannkraft nominell	67141 N
Montagevorspannkraft min.	51647 N
Max. Flächenpressung Schraubenkopfauflage	1072 N/mm ²
Sicherheit Flächenpressung	1.21
Schraube mit geringster Übertragungssicherheit	1.21
Übertragungssicherheit Torsion	1.25
Sicherheit gegen Abstreifen (Gewinde am Planetenträger)	1.40
Sicherheit bezüglich Zugkraft (Gewinde am Planetenträger)	1.08
Bolzen reißt, bevor Muttergewinde abschert	gegeben

Tabelle 6.11: Ergebnisse des M12 Schraubverbandes

Der zweite Schraubverband überträgt die gesamte Axialkraft vom Antriebszahnrad in den Planetenträger und nimmt kein Moment auf. Die am gesamten Umfang verteilte Axialkraft (siehe Abbildung 6.26) entsteht durch die Schrägverzahnung am Antriebsrad und ist in Formel 6.7 und 6.8 kalkuliert. Die Eckdaten und Ergebnisse der Berechnung des zweiten Schraubverbandes sind in den Tabellen 6.12 und 6.13 zu sehen.

$$F_{ages} = F_t * \tan(\beta_1) = 25\,726,78\,N * \tan(21^\circ) = 9\,875,58\,N \quad (6.7)$$

$$F_a = \frac{F_a}{4} = \frac{9875,58}{4} = 2\,468,89\,N \quad (6.8)$$

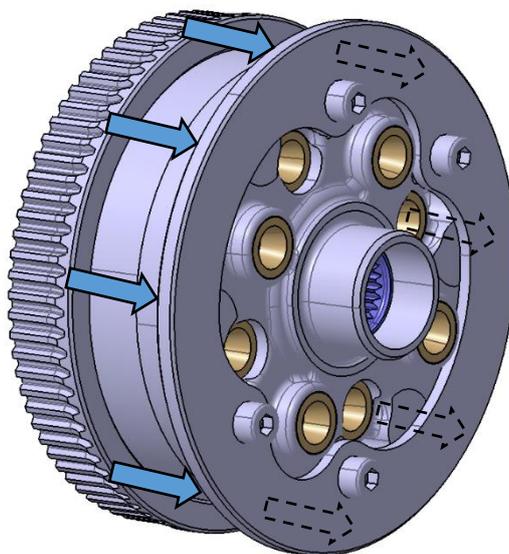


Abbildung 6.26: Kräfteinleitung in den M8 Schraubverband

Sie ergab, dass vier Zylinderschrauben mit Innensechskant vom Typ M8x16 und der Festigkeitsklasse 8.8 ausreichende Festigkeit aufweisen. Die Schrauben sollten bei der Montage mit einem herkömmlichen Drehmomentschlüssel angezogen werden, wodurch sich ein Anziehfaktor von 1,5 und eine Ausnutzung der Mindeststreckgrenze von ca. 90% ergibt.

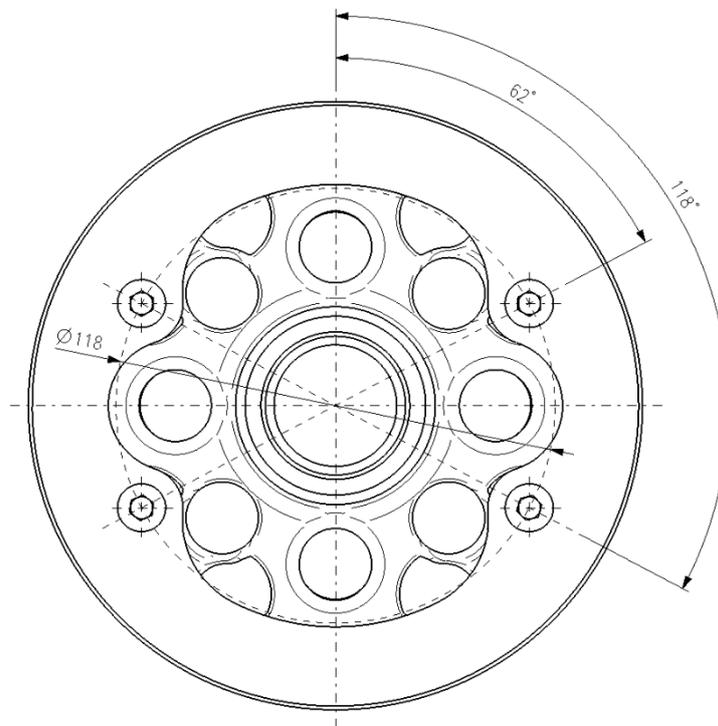


Abbildung 6.27: Anordnung des M8 Schraubverbandes

Eckdaten

Schraubenart	Zylinderschrauben
Normbezeichnung	M8x16
Festigkeitsklasse	8.8
Anzahl der Schrauben	4
Anzugsmoment	25 Nm
Bohrungsdurchmesser	9 mm
Klemmlänge	4 mm
Anziehfaktor	1.5
Reibkoeffizient Gewinde und Kopfauflage (metallisch blank)	0.12
Material Kopfauflage	42CrMo4
Reibbeiwert Trennfuge (geschmiert)	0.15

Tabelle 6.12: Eckdaten des M8 Schraubverbandes

Ergebnisse

Verhältnis Klemmlänge/Durchmesser	0.5
Ausnutzung Mindeststreckgrenze	89.8 %
Montagevorspannkraft nominell	18586 N
Montagevorspannkraft min.	12391 N
Max. Flächenpressung Schraubenkopfauflage	913 N/mm ²
Sicherheit Flächenpressung	1.42
Schraube mit geringster Übertragungssicherheit	2.21
Dauersicherheit	5.32
Sicherheit gegen Abstreifen (Gewinde am Planetenträger)	4.35
Sicherheit bezüglich Zugkraft (Gewinde am Planetenträger)	2.87
Bolzen reißt, bevor Muttergewinde absichert	gegeben

Tabelle 6.13: Ergebnisse des M8 Schraubverbandes

6.9.2 Konstruktion der Systemkomponenten

Nachdem die Schraubverbindungen, die Lager, die Verzahnungen und die Klauenkupplung berechnet waren, konnten die Systemkomponenten grundlegend konstruiert werden. Die Planetenträgerhälften mussten um die Schraubenaufnahmen ergänzt werden. Um bei geringen Stückzahlen kostengünstig fertigen zu können, wurde im ersten Konzept darauf geachtet, dass die Gussteile der beiden Planetenträgererteile ident ausgeführt sind und sich nur die Nachbearbeitungen voneinander unterscheiden. Die fertig bearbeiteten Planetenträgerhälften sind in Abbildung 6.28 dargestellt.

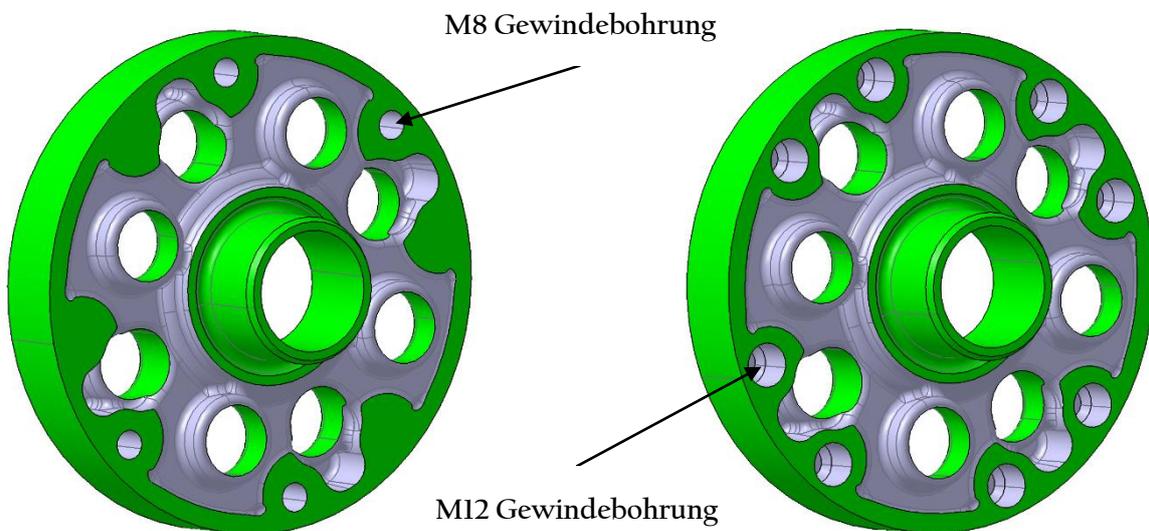


Abbildung 6.28: Bearbeitete Planetenträgererteile

Bei der Konstruktion der beiden Seitenteile musste darauf geachtet werden, dass der feste Sitz des Lagerinnenrings gewährleistet ist und ebenso die axiale Bewegungsfreiheit des Antriebszahnrades und des Nadelkranzes begrenzt wird. Beide Seitenteile weisen Durchgangsbohrungen für die Schraubverbände auf. Als Werkstoff für die Seitenteile wurde der Vergütungsstahl 42CrMo4 gewählt. Der Seitenteil an dem sich das Antriebsrad bei geschlossener Klauenkupplung axial abstützt, ist in Abbildung 6.30 skizziert. Das zweite Seitenteil überträgt das Drehmoment von der Schiebemuffe auf den Planetenträger. Auf diesem ist die Schiebemuffe axial beweglich gelagert. Die axiale Beweglichkeit wird anhand der Evolventenverzahnung realisiert, welche in Kapitel 6.8 beschrieben ist. Die Systemkomponente ist in Abbildung 6.29 dargestellt.

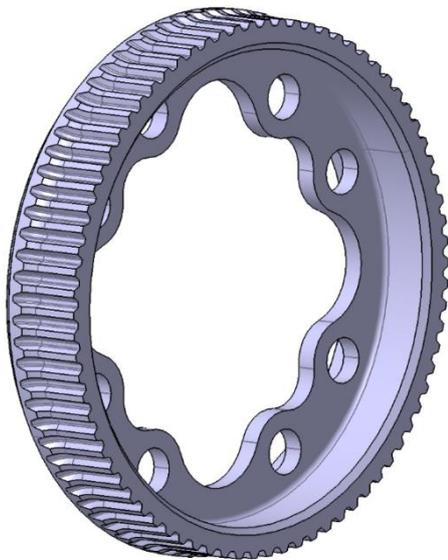


Abbildung 6.29: Seitenteil für Momentenübertragung



Abbildung 6.30: Seitenteil für Axialkraftaufnahme

Abbildung 6.32 zeigt die Schiebemuffe für das Disconnectsystem. Die Abmessungen der Klauenkupplung und der Evolventenverzahnung wurden grundsätzlich übernommen, jedoch sind die Klauen der Klauenkupplung nicht wie in Abbildung 6.23 abweisend ausgeführt.

Die entgegengesetzte Verzahnung der Klauenkupplung wird direkt am Antriebsrad integriert. Das schrägverzahnte Antriebszahnrad samt Klauenkupplung ist in Abbildung 6.31 dargestellt.

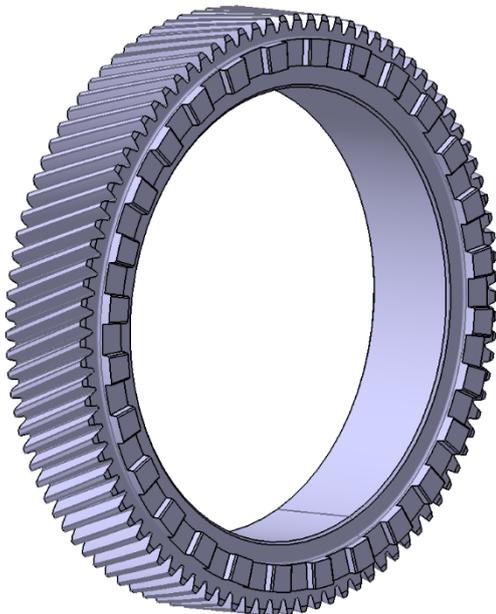


Abbildung 6.31: Antriebsrad mit Klauenverzahnung

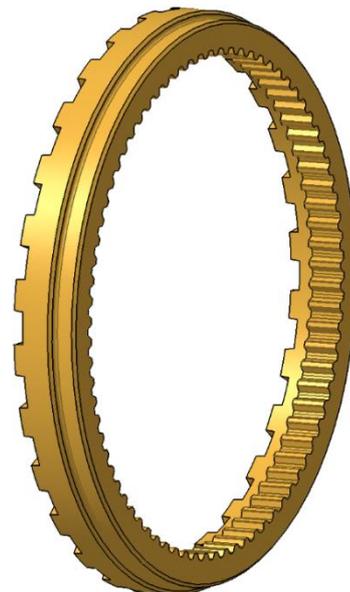


Abbildung 6.32: Schiebemuffe

6.9.3 Baugruppe Stirnraddifferenzial

Alle konstruierten Systemkomponenten wurden anschließend in einer Baugruppe zusammengefügt. Die Aktuierungseinheit ist hierbei noch nicht berücksichtigt. Die gesamte Baugruppe ist in Abbildung 6.33 und 6.34 ersichtlich.

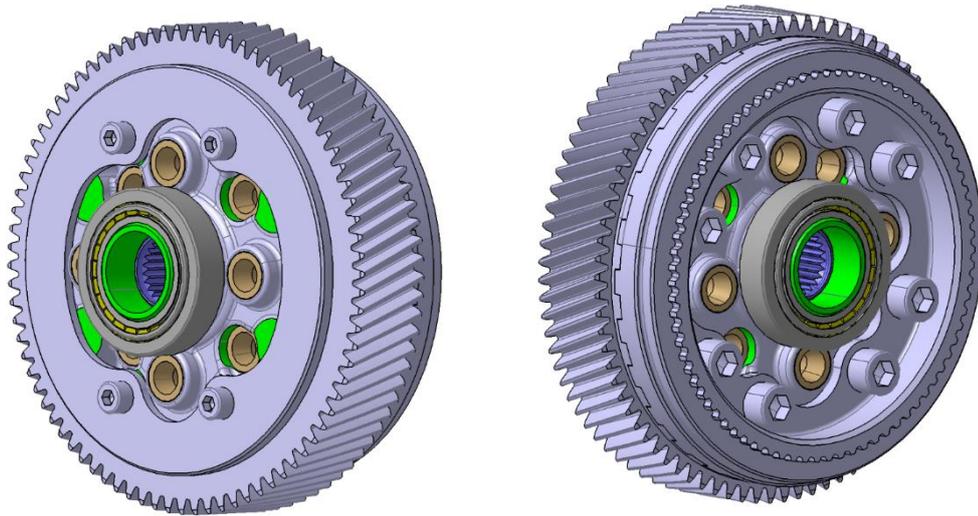


Abbildung 6.33: Ansichten der montierten Baugruppe

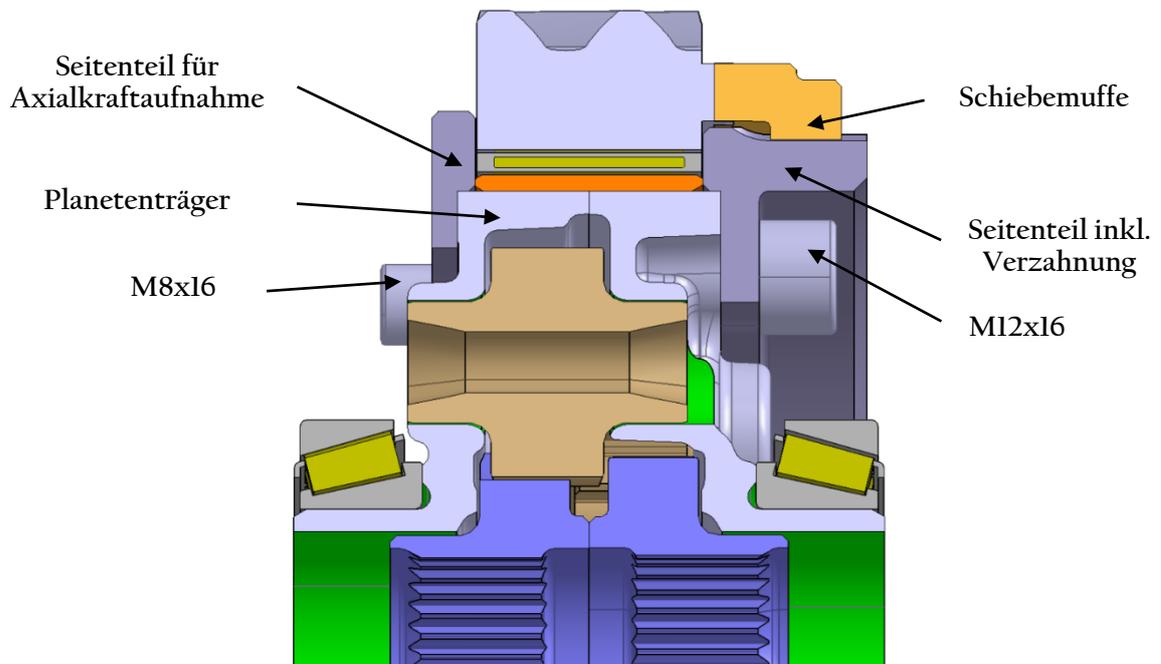


Abbildung 6.34: Schnitt durch die Baugruppe

6.10 Systemaufbau mit optimiertem Planetenträger

Bei einer großen Stückzahl an produzierten Einheiten wäre es sinnvoll, die Planetenträgerhälften nicht mehr ident zu gestalten (wie in Kapitel 6.9), sondern diese bezüglich ihrer Funktion und ihres Aufbaus zu optimieren. Dadurch könnte ein Seitenteil direkt in einer der beiden Planetenträgerhälften integriert werden. Dies würde bedeuten, dass das entsprechende Seitenteil im Rohgussteil des Planetenträgers mitgegossen wird und durch die anschließende Bearbeitung erst seine endgültige Form erhält. Dadurch könnte zumindest eine Systemkomponente und einer der Schraubverbände eingespart werden, was wiederum das Systemgewicht reduziert und die Herstellungskosten senkt. Um die Montage des Stirnraddifferenzials samt Disconnectsystem gewährleisten zu können, muss das verbleibende Seitenteil am Planetenträger abnehmbar montiert sein. Es besteht die Möglichkeit, jedes der beiden Seitenteile in einer der Planetenträgerhälften zu integrieren. In den folgenden Kapiteln 6.10.1 und 6.10.2 wurden beide Varianten für die Funktions- und Bauraumabschätzung ausgearbeitet.

6.10.1 Integration der Anlaufscheibe

Die erste Variante der Baugruppenoptimierung stellt die Integration des Seitenteils im Planetenträger dar, welcher die Axialkräfte des Antriebsrades aufnimmt. Dies ist durch den simplen Aufbau der Systemkomponente und durch die vergleichsweise geringen Axialkräfte welche durch die Schrägverzahnung am Antriebsrad entstehen, einfach auszuführen.

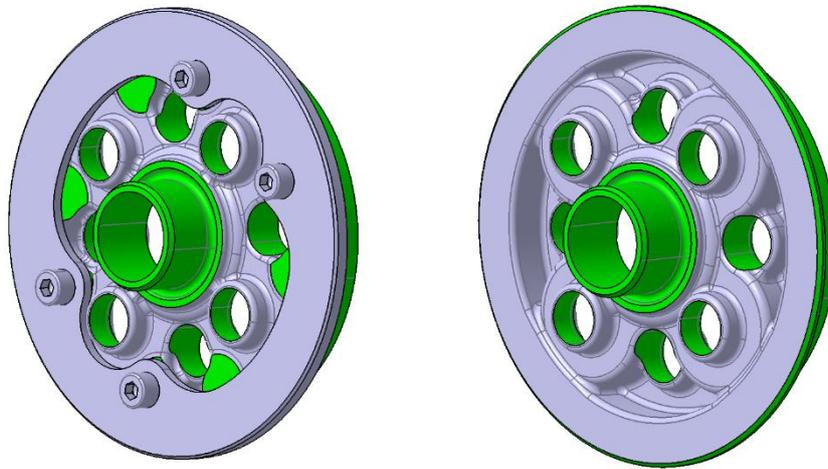


Abbildung 6.35: Integration der Anlaufscheibe in der Planetenträgerhälfte

Nachdem die beiden Planetenträgerhälften miteinander verschweißt worden sind, werden der Lagerinnenring, der Nadelkranz, das Antriebszahnrad und das Seitenteil seitlich zugeführt und anschließen mit dem Planetenträger verschraubt. Die Konstruktion der abgewandelten Planetenträgerhälfte ist in Abbildung 6.35, die gesamte Baugruppe in Abbildung 6.36 dargestellt.

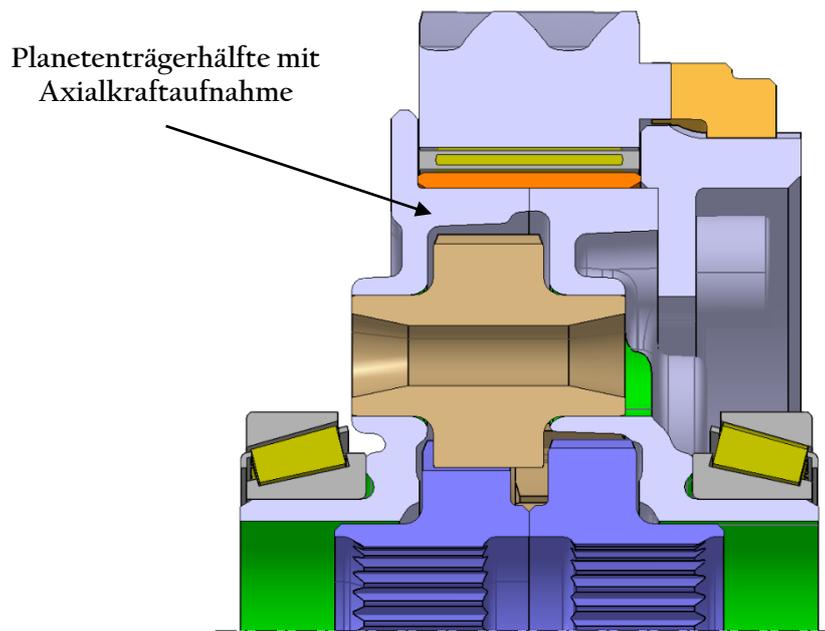


Abbildung 6.36: Baugruppe mit optimiertem Planetenträger

6.10.2 Integration der Evolventenverzahnung

Um den Aufbau des Stirnrad­differenzials zu optimieren, wurde angedacht, die Verzahnung auf welcher die Schiebemuffe axial gleitet direkt am Planetenträger zu integrieren. Zudem sollte auch der letzte Schraubverband eingespart und durch einen genormten Sicherungsring ersetzt werden. Um dies zu realisieren, musste der Außendurchmesser des Planetenträgers auf einen für den Sicherungsring genormten Durchmesser angehoben werden. Auch die Maße der Evolventenverzahnung mussten abgeändert und an die neuen Randbedingungen angepasst werden. Der nächstgrößere Wellendurchmesser für einen genormten Sicherungsring der Norm DIN 471 betrug 140 mm. Auf diesen Durchmesser musste neben dem Planetenträger auch der Nadellagerinnenring angepasst werden. Um die Verzahnung direkt am Planetenträger fertigen zu können, musste zuerst untersucht werden, ob die Verzahnung den zu übertragenden Kräften standhält, wenn diese aus Gusseisen vom Typ GJS 600-3 gefertigt ist. Die Verzahnungsberechnung der Welle-Nabe Verbindung wurde mit der Berechnungssoftware KISSsoft durchgeführt. Für das Material der Welle war ein Vergütungsstahl des Typs 42CrMo4 vorgesehen und für die Nabe das Gusseisen GJS 600-3. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 6.14 angeführt und zeigen, dass sich für die Welle-Nabe Verbindung mit den neuen Randbedingungen ausreichende Sicherheiten ergeben.

Evolvertenverzahnung	Welle	Nabe
Werkstoff	GJS 600-3	42CrMo4
Fußkreisdurchmesser [mm]	161,00	165,50
Kopfkreisdurchmesser [mm]	165,10	161,40
Profilverschiebungsfaktor	0,1167	-0,1167
Nenndrehmoment [Nm]	2550	
Normalmodul [mm]	2,00	
Zähnezahl	82	
Eingriffswinkel [°]	30	
Zahnbreite [mm]	10	
Pressbeanspruchung [N/mm ²]	54,209	
Sicherheit	11,068	9,408

Tabelle 6.14: Ergebnisse der Verzahnungsauslegung

Die beiden Planetenträgerhälften sollen mithilfe des Laserstrahlschweißverfahrens an der in Abbildung 6.37 ersichtlichen Kontaktfläche zusammengefügt werden. Dieses Verfahren hat im Vergleich zu konventionellen Schweißverfahren einige Vorteile und wird in Projekten des ECS bereits seit längerer Zeit erfolgreich eingesetzt.

Ein Einsparungspotenzial ergibt sich bereits bei kleinen Losgrößen, wenn sich die Fertigungstiefe, die Durchlaufzeit und die Anzahl der Handgriffe gegenüber dem konventionellen Metall-Schutzgasschweißen (MSG) erheblich reduzieren lassen. Die ununterbrochene Schweißnaht am Planetenträgerumfang kann mit diesem Schweißverfahren sehr schnell erzeugt werden. Durch die schmalen Schweißnähte mit geringem Aufschmelzvolumen, welche mit dem Laserstrahlschweißen produziert werden können, ist wenig „Schrumpfpotenzial“ vorhanden, was wiederum zu geringem Schweißverzug und zu wenig Nacharbeit führt. Diese Eigenschaft ist bei der Verschweißung der Planetenträgerhälften besonders von Vorteil, da nach dem Fügeverfahren auf die bearbeitete Außenfläche des Planetenträgers der Lagerinnenring aufgeschrumpft werden soll. Mit dem Laserschweißverfahren kann zudem eine große Werkstoffpalette verbunden werden. Weitere positive Effekte des Verfahrens sind, dass optisch besonders saubere Schweißnähte erzeugt werden können und die Dichtigkeit der Laserschweißnähte sehr hoch ist, was bei konventionellen Schweißnähten nur selten der Fall ist. Diese beiden Eigenschaften kommen bei dem Anwendungsfall am Planetenträger jedoch nicht zu tragen [12].

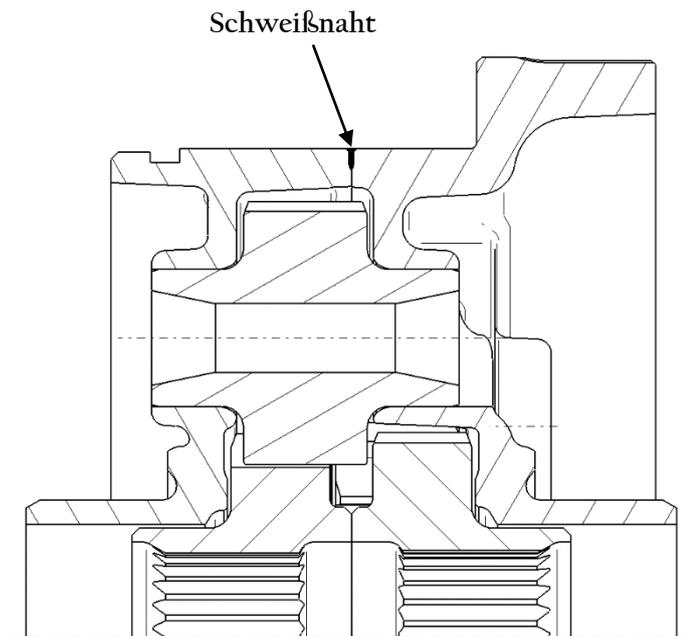


Abbildung 6.37: Schweißnaht am Planetenträger

Beide Planetenträgerhälften müssen für den Einsatz des Laserschweißverfahrens eine entsprechende Schweißnahtvorbereitung aufweisen. Diese ist in Abbildung 6.38 ersichtlich.

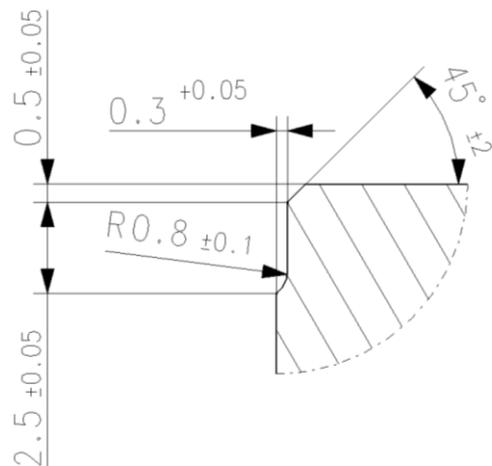


Abbildung 6.38: Schweißnahtvorbereitung an den Planetenträgerhälften

Für die Übertragung der Axialkräfte von der Anlaufscheibe in den Planetenträger soll ein Sicherungsring den ursprünglich vorgesehenen Schraubverband ersetzen. Dieser soll über die Anlaufscheibe die axiale Beweglichkeit des Antriebsrades und des Nadelkranzes begrenzen. Um den Sicherungsring normgerecht verbauen zu können, mussten die Maße des Planetenträgers abgeändert und eine genormte Nut am Planetenträger vorgesehen werden.

Anhand der vorliegenden Rahmenbedingungen wurde ein Sicherungsring mit Regelausführung aus der Norm DIN 471 für den Wellendurchmesser von 140 mm ausgewählt. Die Nut im Planetenträger kann eine Maximalkraft von 144,5 kN aufnehmen und hält der auftretenden maximalen Axialkraft von 9,8 kN leicht stand. Die Tragfähigkeit des Sicherungsringes ist mit 376,5 kN bei scharfkantiger Anlage des andrückenden Teiles und bei Anlage mit Kantenabstand von 4 mm mit 54,4 kN ebenfalls mehr als ausreichend. Die Ablösedrehzahl des Sicherungsringes mit 2760 U/min liegt ebenfalls weit über der Differenzialdrehzahl von maximal 1500 U/min. Ein Schnitt durch die Baugruppe mit Sicherungsring und den angepassten Bauteilen ist in Abbildung 6.39 ersichtlich.

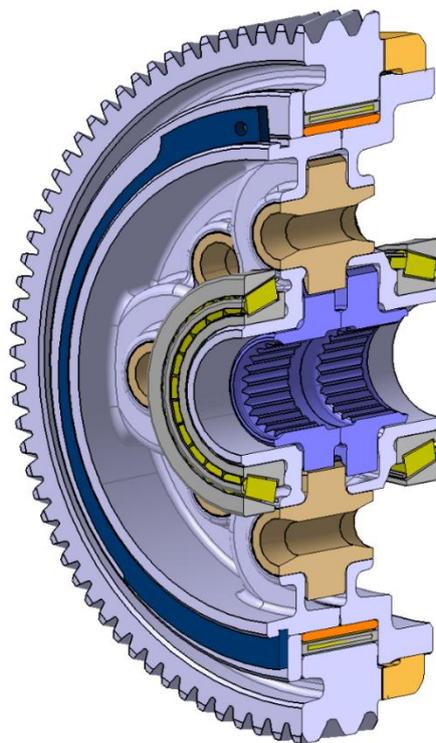


Abbildung 6.39: Aufbau mit Sicherungsring

6.11 Aktuierungseinheit

Nachdem der grundsätzliche Aufbau des Disconnectsystems konstruiert war, musste für die Aktuierung der Klauenkupplung noch ein geeignetes System entwickelt werden. Dafür musste zuerst abgeklärt werden, wie die axiale Bewegung der Schiebemuffe erzeugt wird. Grundsätzlich könnte die Aktuierung elektromechanisch, elektromagnetisch, hydraulisch oder pneumatisch ausgeführt werden. Das Disconnectsystem wird primär für den Einsatz im PKW-Bereich ausgelegt und daher ist ein technisch einwandfreier Einsatz von hydraulischen und pneumatischen Aktuierungssystemen aufgrund der gegebenen Rahmenbedingungen nicht kostengünstig realisierbar. Die Aktuierungseinheit sollte zudem den Bauraum des Differenzials nur geringfügig vergrößern. Daher wurde der Fokus auf eine elektromagnetische Aktuierung anhand eines Hubmagneten (Solenoid) gelegt. Aufgrund des vorhandenen Bauraumes wäre der Einsatz eines elektrisch betätigten Ringmagnetes ideal. Die technische Recherche und eine Benchmarkanalyse zeigten, dass ein ringförmiger Hubmagnet, welcher im vorhandenen Bauraum eingesetzt werden kann, ausreichend Axialhub und Aktuierungskraft erzeugen kann. Im folgenden Kapitel 6.11.1 soll kurz der Aufbau eines elektrisch betätigten Hubmagneten beschrieben werden.

6.11.1 Hubmagnet

Hubmagnete, auch Linearmagnete oder Solenoide genannt, sind elektromagnetische Aktoren, welche anhand eines elektrisch erzeugten Magnetfeldes Kraft auf einen beweglichen Tauchkern ausüben. Der Tauchkern erzeugt dann je nach Systemaufbau eine Zug- oder Druckkraft. Hubmagnete bestehen prinzipiell aus einer Hohlspule, einem Tauchkern mit Tauchkernlager und einem Gehäuse. Die Kraftwirkung eines Hubmagneten wird dadurch erzeugt, dass der lose Tauchkern in das erzeugte Magnetfeld gezogen oder herausgedrückt wird. Anhand des konstruktiven Aufbaus des Systems erhält der Hubmagnet seine Eigenschaften, wodurch er nicht stabil, monostabil oder bistabil ausgeführt werden kann. Der Grundsätzliche Aufbau eines Hubmagneten ist in Abbildung 6.40 ersichtlich. [13]

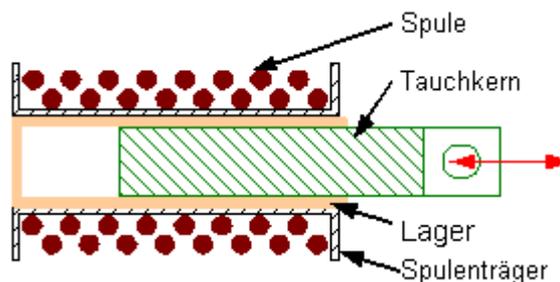


Abbildung 6.40: Aufbau eines Hubmagneten [13]

6.11.2 Hubmagnete in Ringform

Hubmagnete in Ringform eignen sich gut, um eine gleichmäßig am Umfang verteilte Aktuierungskraft zu erzeugen. Zudem können sie große Aktuierungskräfte generieren und weisen geringe Baubreiten auf. Aufgrund dieser Eigenschaften wurde angestrebt, einen ringförmigen Hubmagneten für die Betätigung der Klauenkupplung im Disconnectsystem zu verbauen. Der prinzipielle Aufbau eines solchen Hubmagneten ist in Abbildung 6.41 ersichtlich.

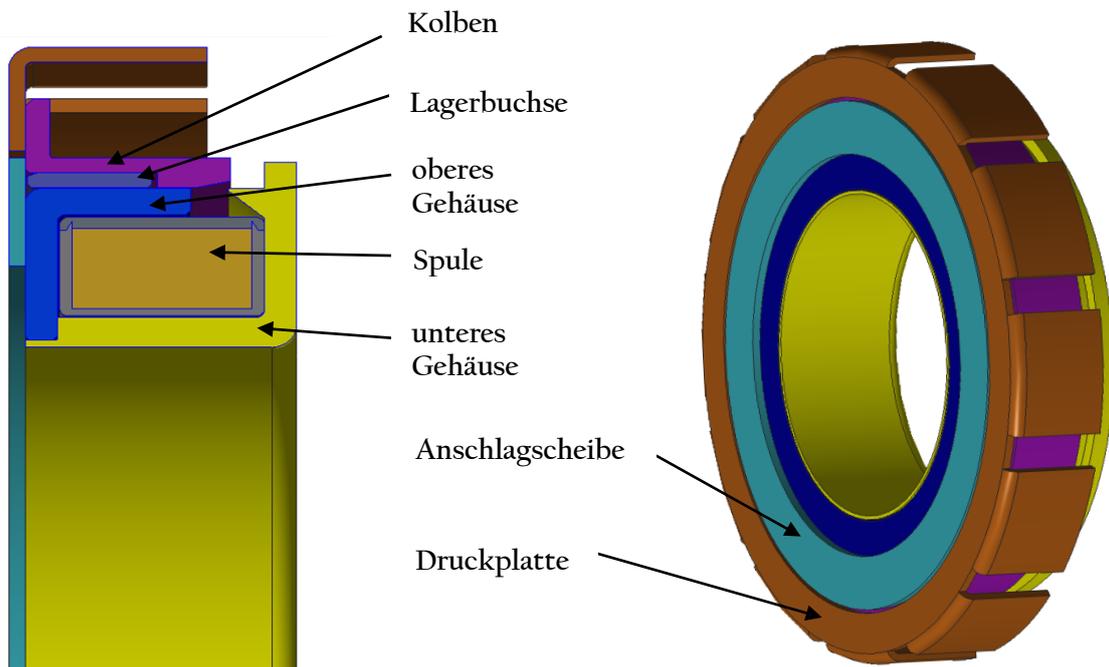


Abbildung 6.41: Aufbau eines Hubmagneten

Neben anderen Anbindungsvarianten für die Stromversorgung kann der Hubmagnet mit einer Steckverbindung ausgestattet sein. Dadurch kann der Anschluss des Magnetsystems erst am Ende der Montage durchgeführt werden. Der Spulenwiderstand ist temperaturabhängig, weshalb die erzeugte Hubkraft des Elektromagneten trotz konstanter Spannungsversorgung und konstantem Aktuierungsweg variieren kann. Soll der Hubmagnet eine Hubbewegung ausführen, so wird die Spule stromdurchflossen und es entsteht ein Magnetfeld. Der Tauchkern, welcher mit dem Kolben verbunden ist, wird in das Magnetfeld gezogen und dadurch wird der Axialhub generiert. Die Funktionsweise eines ringförmigen Hubmagneten ist in Abbildung 6.42 dargestellt.

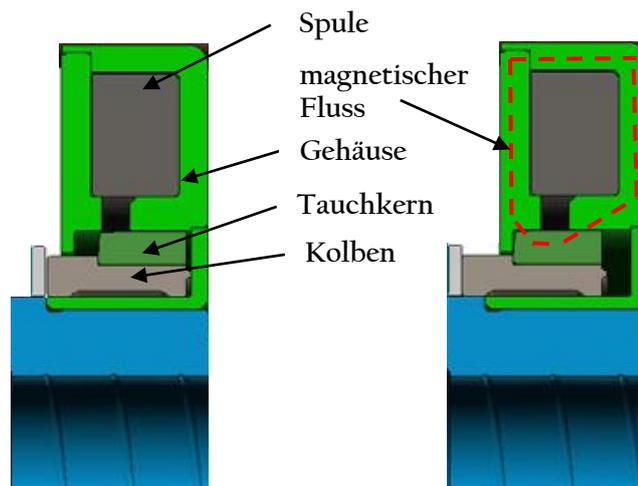


Abbildung 6.42: Hubmagnet; links: unbestromt; rechts: bestromt

Der ringförmige Hubmagnet erzeugt typischerweise eine Aktuatorkraft, welche mit steigendem Hub progressiv zunimmt. Neben dem Hub ist die Aktuatorkraft noch sehr stark von der Stromversorgung der Spule abhängig. Bei einer Spannungsversorgung von 12 Volt ergibt sich für einen ringförmigen Hubmagneten mit den Abmessungen 130 x 55 x 22 und einem Maximalhub von 3,5 mm der in Abbildung 6.43 ersichtliche Kraftverlauf. Der Kraftverlauf wurde im Zuge einer Benchmarkanalyse durch Messungen und Versuche erstellt und diente zur technischen Abschätzung der Realisierbarkeit des angestrebten Aktuierungssystems.

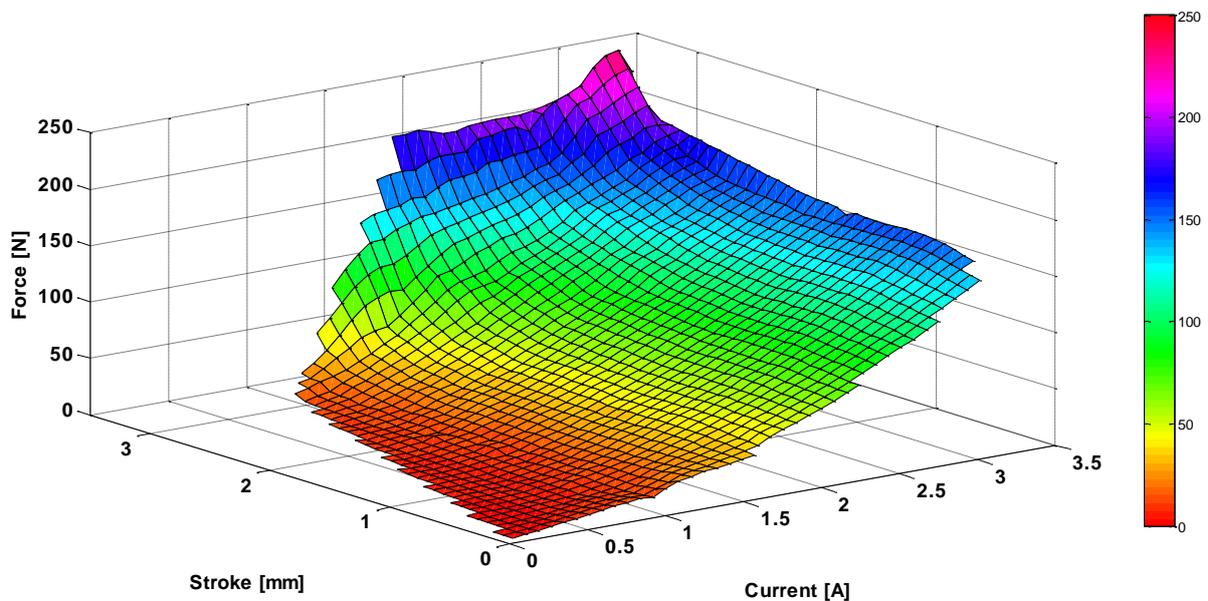


Abbildung 6.43: Kraftverlauf eines ringförmigen Hubmagneten

6.11.3 Aktuierungsmechanik

Die Aktuierungsmechanik überträgt die Kräfte vom Hubmagneten an die Schiebemuffe und legt im Anwendungsfall Disconnectsystem fest, ob das System monostabil oder bistabil ausgeführt ist. Bei einem monostabilen System wird der Hubmagnet nach einer Hubbewegung, wenn dieser nicht mehr mit Strom versorgt wird, wieder in seine Ausgangsposition zurückgeführt. Somit kann die Klauenkupplung durch eine Feder oder einen Permanentmagneten permanent geschlossen (normally closed) oder geöffnet (normally open) sein. Bei einem bistabilen System wird der Hubmagnet ohne Stromversorgung in beiden Endpositionen arretiert, egal ob sich der Kolben in Maximal- oder Minimalhubstellung befindet. Der große Vorteil eines bistabilen Systems ist, dass für das Halten des Hubmagneten in beiden Endpositionen kein Haltestrom aufgebracht werden muss. Bei einem monostabilen System hingegen muss für das Halten des Hubmagneten in einer der beiden Endpositionen permanent Haltestrom aufgebracht werden. Aus Sicherheitsgründen wird beim Disconnectsystem ein monostabiles System bevorzugt, welches die Klauenkupplung offen hält, wenn der Hubmagnet nicht mit Strom versorgt ist. Sollte ein Problem in der Stromversorgung des Hubmagneten auftreten und kein Aktuatorstrom verfügbar sein, wird die Klauenkupplung durch die Federkraft automatisch geöffnet bzw. offen gehalten und die zuschaltbare Antriebsachse wird bzw. bleibt entkoppelt. Somit wird ein ungewünschtes Einkoppeln des E-Motors bei Problemen in der Stromversorgung verhindert. Dadurch kann ein Überbremsen der zugeschalteten Antriebsräder oder ein Überschreiten der Maximaldrehzahl des E-Motors bei einer Unterbrechung der Stromversorgung des Hubmagneten verhindert werden.

6.11.4 Aktuierungseinheit mit Hubmagnet

Schlussendlich wurde ein Disconnectsystem angestrebt, welches in unbestromten Zustand durch eine Feder entkoppelt und durch einen ringförmigen Hubmagneten aktuiert wird. Das System sollte neben dem simplen Aufbau auch eine einfache Montagemöglichkeit aufweisen.

Damit die gewonnenen Ergebnisse nicht auf Annahmen beruhen, wurde versucht einen Hersteller für ringförmige Hubmagnete zu finden. Nach ausreichender Recherche konnte über einen Importeur in Deutschland eine koreanische Firma namens „Shilla“ ausfindig gemacht werden, welche entsprechende Magnetsysteme fertigt. Der Firma wurde ein Lastenheft übermittelt und der Einsatz des Hubmagneten erläutert. Kein bereits in Produktion befindlicher Hubmagnet war für die übermittelten Anforderungen des Lastenheftes geeignet und deshalb wurde eigens für die Anwendung im Disconnectsystem vom koreanischen Hersteller ein Hubmagnet entwickelt. Nach einigen Wochen konnte Shilla zwei ringförmige Hubmagnete präsentieren, welche für den Einsatz im Disconnectsystem geeignet waren. Die beiden Hubmagneten unterschieden sich hauptsächlich durch die Anordnung des Aktuatorkolbens und durch ihre Abmessungen. Es wurden zwei verschiedene Aktuierungsvarianten für die Hubmagnete ausgearbeitet. Durch die Anordnung des Kolbens im Hubmagneten ergaben sich die Randbedingungen der Aktuierungsmechanik und der Rückstellfeder.

6.11.5 Hubmagnet mit Aktuatorkolben am Innenring

Der Hubmagnet mit Aktuatorkolben am Innenring, welcher vom Hersteller Shilla berechnet wurde, weist einen Innendurchmesser von 88 mm und einen Außendurchmesser von 172 mm auf. Somit ist am Innendurchmesser noch Bauraum vorhanden, um die verwendeten Kegelrollenlager eventuell durch Rillenkugellager mit gleicher Lebensdauer zu ersetzen. Die Baubreite des Hubmagneten weist 30 mm auf. Der Hubmagnet muss bei Temperaturen zwischen -40°C bis 140°C ausreichende Hubkraft über die gesamte Hublänge erzeugen. Die Spule besteht bei 26 Lagen zu je 12 Wicklungen insgesamt aus 312 Wicklungen. Der Widerstand der Spule steigt im vorgegebenen Temperaturfeld mit steigender Temperatur an, wie in Tabelle 6.15 ersichtlich ist. Bei der Mindestspannung von 9 Volt und der Maximaltemperatur von 140°C ergibt sich somit eine Minimalstromstärke von 2.23 Ampere. Der Hubmagnet erzeugt somit den in Abbildung 6.44 ersichtlichen Kraftverlauf. Es wird ab einer Spannungsversorgung von 12 Volt die maximale Stromstärke von 3 Ampere erreicht.

Spule

Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	Elektrischer Widerstand [Ω]	9V		12V	
		[A]	[AT]	[A]	[AT]
-40	2.10	4.29	1337	5.71	1783
20	2.75	3.27	1022	4.37	1362
25	2.80	3.21	1002	4.28	1336
140	4.04	2.23	694	2.97	926

Tabelle 6.15: Stromstärke aus Temperatur- und Spannungsversorgung

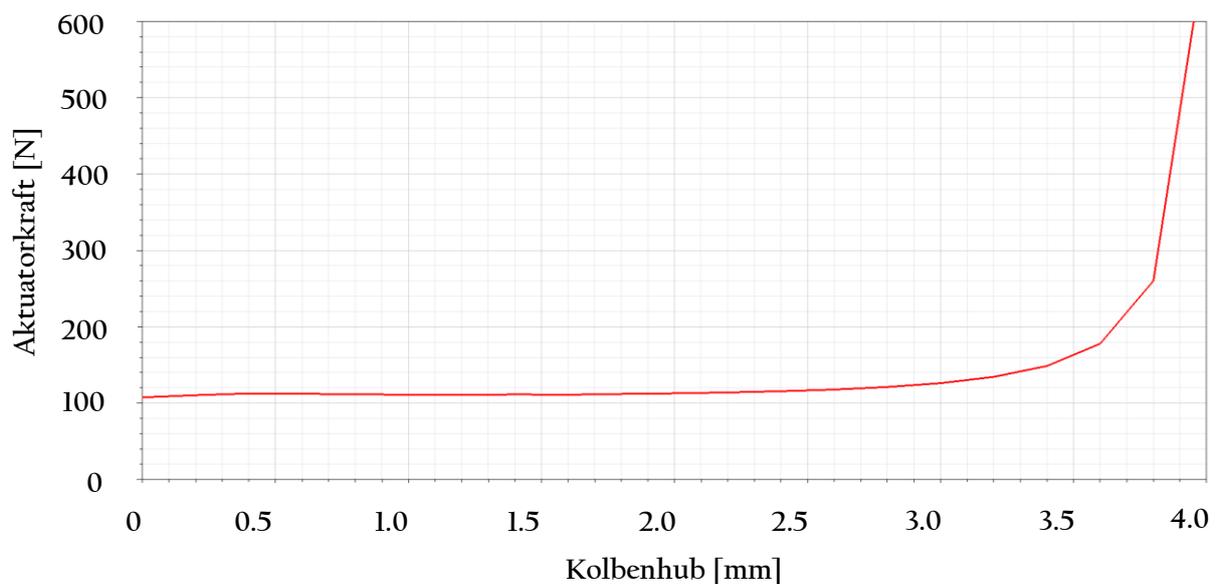


Abbildung 6.44: Kraft-Hub-Verlauf des Hubmagneten

Um das System möglichst kompakt aufbauen zu können, wurde die Aktuierungsmechanik in die Ausnehmungen des Planetenträgers integriert. Die Verwendung einer geschlitzten Tellerfeder stellte sich aufgrund des vorhandenen Bauraumes als besonders geeignet dar. Um die Festigkeit des Planetenträgers möglichst wenig zu reduzieren, wurden am Umfang vier Langlöcher eingefräst. Für die Montage werden die Tellerfeder und die Aktuierungsscheibe seitlich zugeführt und anschließend durch vier genormte Spannstifte mit der Schiebemuffe verbunden. Damit sich die Spannstifte durch die Fliehkraft bei hohen Drehzahlen nicht lösen können, werden diese zusätzlich mit der Schiebemuffe verprägt. Der Aufbau des Systems ist in Abbildung 6.45 dargestellt.

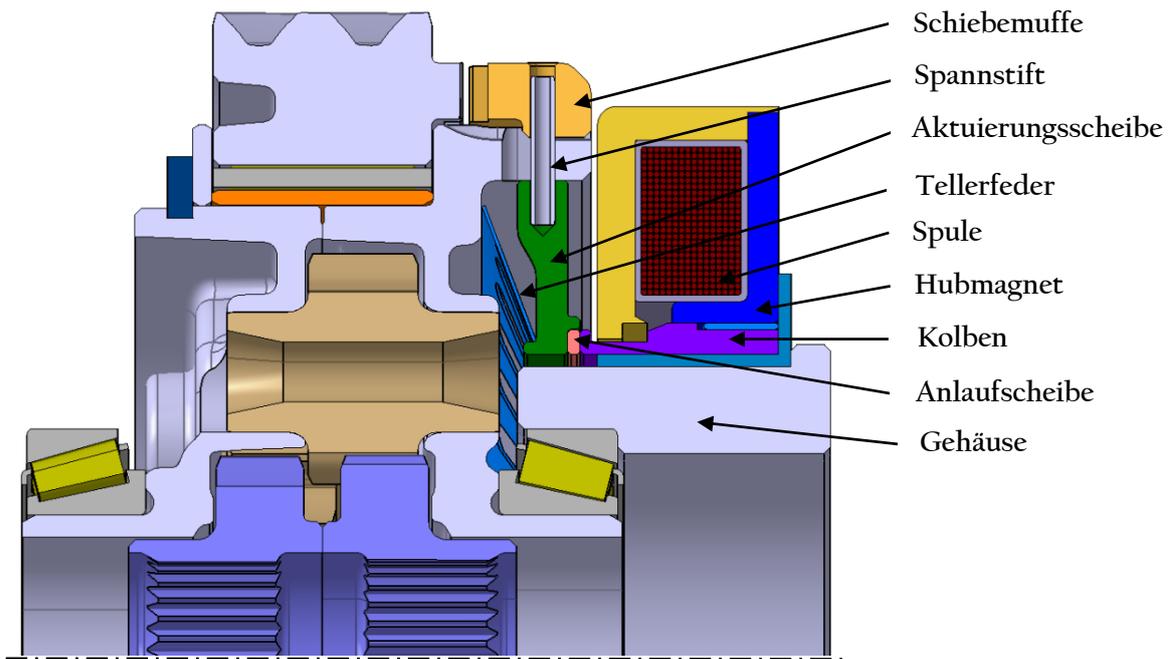


Abbildung 6.45: Aufbau der Aktuierungseinheit mit ringförmigem Hubmagnet

Das Disconnectsystem ist in Abbildung 6.47 nochmals ohne Hubmagnet dargestellt. Hier sind die Gewichtseinsparungen der Aktuierungsscheibe sowie die geschlitzte Tellerfeder gut ersichtlich.

Der Hubmagnet ist auf das Gehäuse aufgespresst und rotiert nicht mit dem Differenzial mit. Folglich kann dieser über eine einfache Steckverbindung angesteuert und mit Strom versorgt werden. Zwischen Hubmagnet und Gehäuse stellt sich bedingt durch den Aufbau des Systems eine Relativedrehzahl ein. Diese stellt kein Problem für die Aktuierungseinheit dar, ist jedoch in Bezug auf Verschleiß und Effizienz nicht ideal.

Die Kraft-Weg Kennlinie einer Tellerfeder hängt maßgeblich vom Verhältnis der Federnhöhe in unbelastetem Zustand zur Tellerfederdicke ab. Aufgrund der geringen Kräfte und des vorgegebenen Bauraumes wird eine geschlitzte Tellerfeder verbaut, bei welcher das Verhältnis $h_0/t > 2$ ist. Der zu erwartende Kraft-Weg Verlauf wird daher degressiv ausfallen. Bei der ersten Abschätzung der Federauslegung wurde der in Abbildung 6.46 ersichtliche Verlauf ermittelt. Eine detailliertere Auslegung müsste in weiterer Folge in Zusammenarbeit mit einem Tellerfederhersteller durchgeführt werden. Durch den degressiven Verlauf der Tellerfeder stellt sich zudem ein geringerer Haltestrom am Hubmagneten bei geschlossener Klauenkupplung ein, als bei einem linearen Federverlauf.

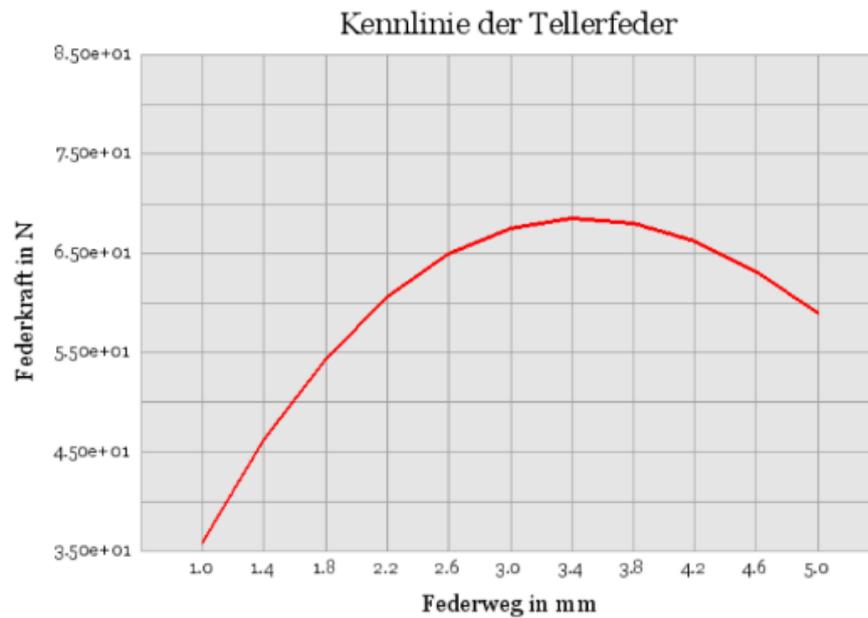


Abbildung 6.46: Kennlinie Tellerfeder

Die Anlaufscheibe dient zur Übertragung der Aktuatorkraft auf die rotierenden Systemkomponenten. Sie wird aus nitrocarburiertem Vergütungsstahl C60E gefertigt und weist sowohl gute tribologische Eigenschaften als auch ausreichende Verschleißfestigkeit auf. Durch die maximale Drehzahl des Differenzials von 1500 U/min und dem mittleren Durchmesser der Anlaufscheibe von 97,5 mm ergibt sich eine Gleitgeschwindigkeit von 7,8 m/s, was bei einer ausreichenden Schmiermittelversorgung der Anlaufscheibe zu keinen Komplikationen führen sollte. An der Anlaufscheibe können am Umfang verteilt noch Ausnehmungen vorgesehen werden, um die Schmierfilmbildung zu verstärken.

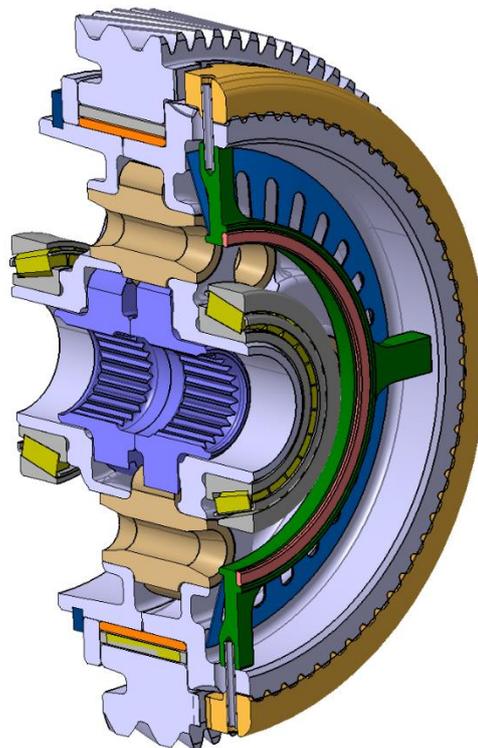


Abbildung 6.47: Schnitt durch die Aktuierungseinheit

6.11.6 Hubmagnet mit Aktuatorkolben am Außenring

Die Aktuierungseinheit mit ringförmigem Hubmagneten bei welchem der Aktuatorkolben am Außendurchmesser montiert ist, stellte sich als die bessere der beiden Aktuierungsvarianten mittels Hubmagneten dar. Durch die vorteilhaftere Positionierung des Aktuatorkolbens kann die Aktuierungsmechanik vereinfacht werden. Der Vergleich der Aktuierungssysteme mit den unterschiedlichen Hubmagneten zeigte, dass der Hubmagnet mit außenliegendem Kolben bei einfacherem Systemaufbau eine bessere Bauraumausnutzung aufweist.

Dieser Hubmagnet mit Aktuatorkolben am Außenring weist einen Innendurchmesser von 88 mm und einen Außendurchmesser von 139 mm auf. Die Baubreite liegt bei 35 mm. Der einwandfreie Betrieb des Hubmagneten ist zwischen -40°C bis 140°C gegeben. Die Spule besteht bei 12 Lagen zu je 22 Wicklungen insgesamt aus 264 Wicklungen. Der Widerstand der Spule steigt im vorgegebenen Temperaturfeld mit steigender Temperatur an, wie in Tabelle 6.16 ersichtlich ist. Bei der Mindestspannung von 9 Volt und der Maximaltemperatur von 140°C ergibt sich somit eine Minimalstromstärke von 2.49 Ampere bzw. 657 Amperewindungen. Der Hubmagnet erzeugt somit den in Abbildung 6.48 ersichtlichen Kraftverlauf. Es wird bereits ab einer Spannungsversorgung von 10.9 Volt die maximale Stromstärke von 3 Ampere erreicht.

Spule

Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	Elektrischer Widerstand [Ω]	9V		10.9V		12V	
		[A]	[AT]	[A]	[AT]	[A]	[AT]
-40	1.88	4.79	1464	5.80	1531	6.39	1686
20	2.46	3.66	966	4.43	1170	4.88	1288
25	2.51	3.59	948	4.35	1148	4.79	1264
140	3.62	2.49	657	3.01	795	3.32	876

Tabelle 6.16: Stromstärke aus Temperatur- und Spannungsversorgung

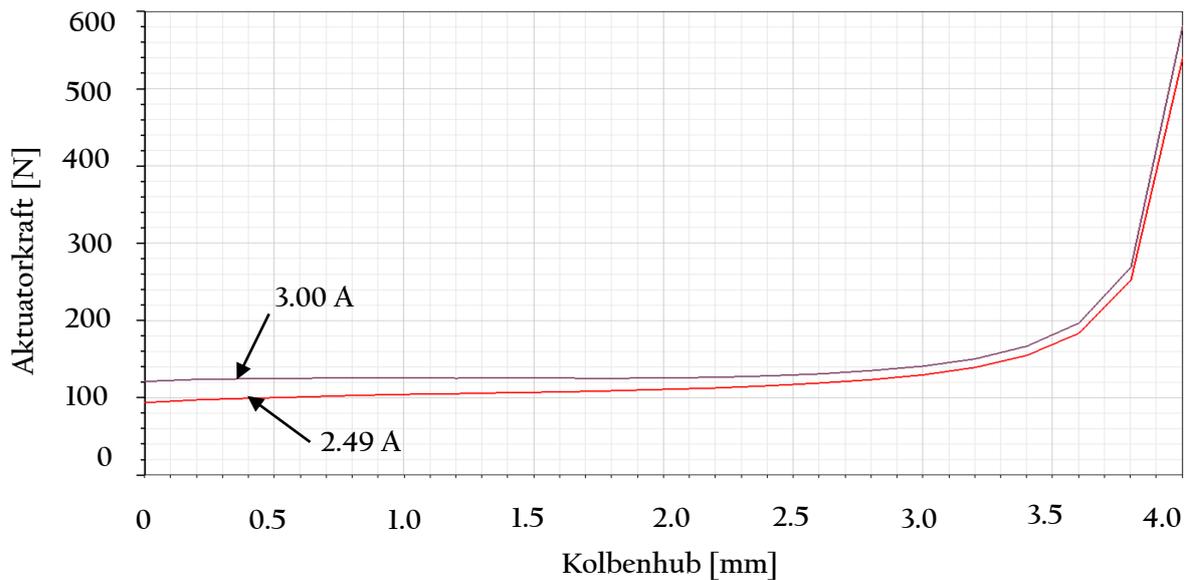


Abbildung 6.48: Kraft-Hub-Verlauf des Hubmagneten

Die Verbindung zwischen Hubmagneten und Schiebemuffe wird in diesem Aktuierungssystem direkt durch die Aktuierungsscheibe realisiert. Diese wird in die Ausnehmungen der Schiebemuffe eingepresst. Der Planetenträger weist am Umfang vier Ausnehmungen auf, indem sich die Aktuierungsscheibe axial bewegen kann. Zwischen Aktuierungsscheibe und Aktuatorkolben kann noch eine Anlaufscheibe verbaut werden, welche durch ihrer glatte Oberfläche die Reibung minimieren soll. Aufgrund des vorgegebenen Bauraumes wird in diesem System ein Wellfederpaket verwendet.

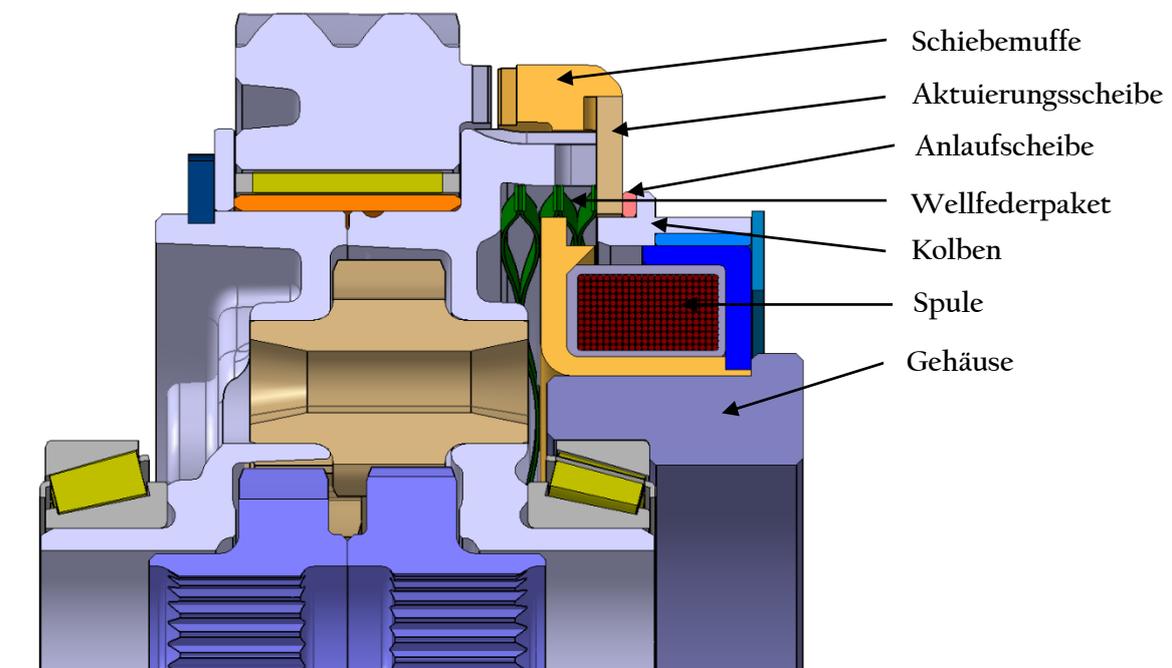


Abbildung 6.49: Aufbau der Aktuierungseinheit mit ringförmigem Hubmagnet

Für die Anlaufscheibe ergibt sich in diesem Systemaufbau aufgrund des größeren Durchmessers eine maximale Gleitgeschwindigkeit von 15 m/s. Als Material ist nitrocarburierter Vergütungsstahl vom Typ C60E vorgesehen. Die Anlaufscheibe läuft in dieser Systemanordnung permanent im Schmierölbad und daher werden trotz der nicht unwesentlichen Gleitgeschwindigkeiten keine Probleme erwartet.

Das Federpaket setzt sich aus fünf identen sonderangefertigten Wellfedern zusammen, welche anschließend zu einem Wellfederpaket zusammengefügt werden. Dadurch ist die Position der Wellfedern zueinander fixiert. Das Wellfederpaket ist in Abbildung 6.50 dargestellt

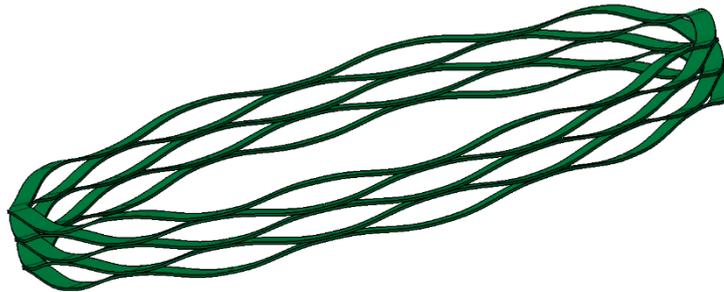


Abbildung 6.50: Wellfederpaket

Die einzelnen Federn besitzen eine Federkonstante von 100 N/mm und eine Höhe von 3 mm. Sie können um je 1 mm eingedrückt werden, wodurch sich ein Gesamtfederweg von 5 mm ergibt. Für das gesamte Wellfederpaket ergibt sich durch die Steifigkeiten der einzelnen Federn eine Federkonstante von 20 N/mm. Die Klauenkupplung wird durch eine Federvorspannkraft von 20 N in Ausgangsposition gehalten. Somit ist die Feder bei geöffneter Klauenkupplung 1 mm vorgespannt und weist die in Diagramm 6.7 ersichtliche Kennlinie auf.

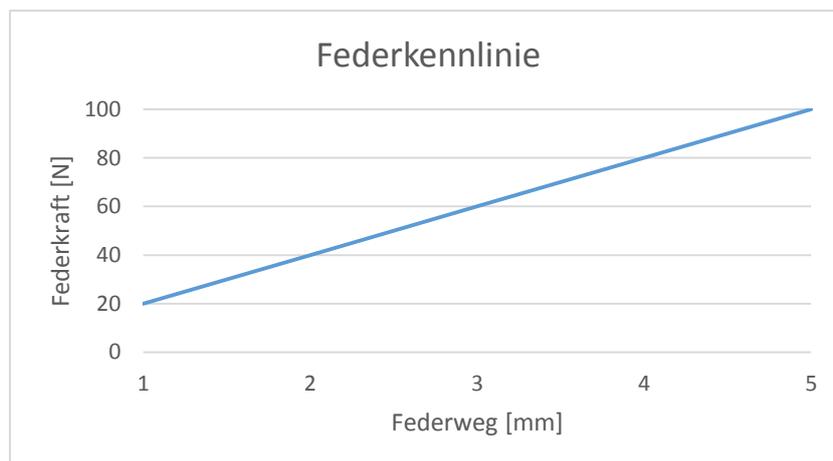


Diagramm 6.7: Federkennlinie des Wellfederpaketes

Das Disconnectsystem ist in Abbildung 6.51 nochmals ohne Hubmagnet dargestellt. Hier sind die Gewichtseinsparungen der Aktuierungsscheibe sowie das verbaute Wellfederpaket gut ersichtlich.

Der Hubmagnet ist auf das Gehäuse aufgespresst und rotiert folglich nicht. Dieser kann über eine einfache Steckverbindung angesteuert und mit Strom versorgt werden. Zwischen Hubmagnet und Gehäuse stellt sich bedingt durch den Aufbau des Systems wieder eine Relativedrehzahl ein.

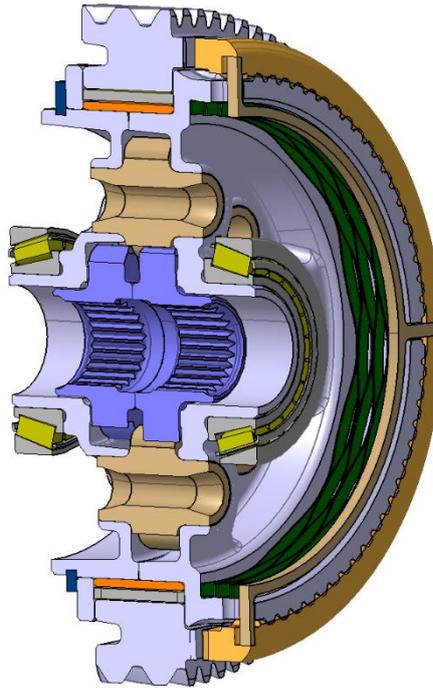


Abbildung 6.51: Systemaufbau mit Wellfederpaket

6.11.7 Aktuierungseinheit mit Elektromagnet

Eine weitere Möglichkeit die Hubbewegung der Schiebemuffe zu erzeugen, wäre mithilfe eines Elektromagneten welcher als Zugmagnet ausgeführt ist. Diese Bewegung kann, anders als bei den Hubmagneten, ohne direkten Kontakt zwischen bewegten und stehenden Systemkomponenten erzeugt werden. Der Anker welcher mit der Schiebemuffe verbunden ist, wird bei stromdurchflossener Spule in das Magnetfeld gezogen und die Klauenkupplung wird folglich geschlossen. Der große Vorteil dieses Aktuierungskonzeptes ist es, dass durch die kontaktlose Erzeugung der Hubbewegung das System verschleißfrei und reibungseffizient ausgeführt ist. Der Elektromagnet kann nur eine Zugkraft auf den Anker ausüben und somit müsste die Aktuierungsmechanik über eine zusätzliche Lagerung die Zugkraft in eine Druckkraft umgewandelt werden, wenn der Elektromagnet auf der gleichen Stelle wie der Hubmagnet in Kapitel 6.11.5 und 6.11.6 positioniert wird. Dadurch würde sich der Systemaufbau komplex gestalten, was Nachteile in Bezug auf Ausfallsicherheit und Systemkosten mit sich bringt. Um dies zu vermeiden wurde eine alternative Aktuierungsmechanik entworfen, welche ohne Kraftumkehrung auskommt.

Die in den Sonnenrädern vorhandenen Bohrungen wurden genutzt, um die Aktuierung der Schiebemuffe von der anderen Seite des Differenzials vornehmen zu können. Der Elektromagnet ist am Gehäuse auf der entgegengesetzten Seite des Differenzials aufgepresst und kann an dieser Position relativ einfach mit Strom versorgt werden. Der Anker weist acht Stäbe auf, welche durch die Bohrungen der Planetenräder bis an die andere Seite des Differenzials reichen. Am Ende des Ankers ist die Aktuierungsscheibe über Schnappverbindungen mit diesem verbunden. Durch diese Verbindung wird die Aktuatorkraft auf die Schiebemuffe übertragen und folglich die Klauenkupplung betätigt. Der Planetenträger beinhaltet am Umfang vier Längsschlitze in der Verzahnung, damit die Verbindung zwischen Aktuierungsscheibe und Schiebemuffe direkt und platzsparend ausgeführt werden kann. Diese Verbindung wird über vier dünnwandige Balken am Umfang der Aktuierungsscheibe realisiert, welche in die Schiebemuffe eingepresst werden. Der Aufbau des Aktuierungssystems ist in Abbildung 6.52 ersichtlich.

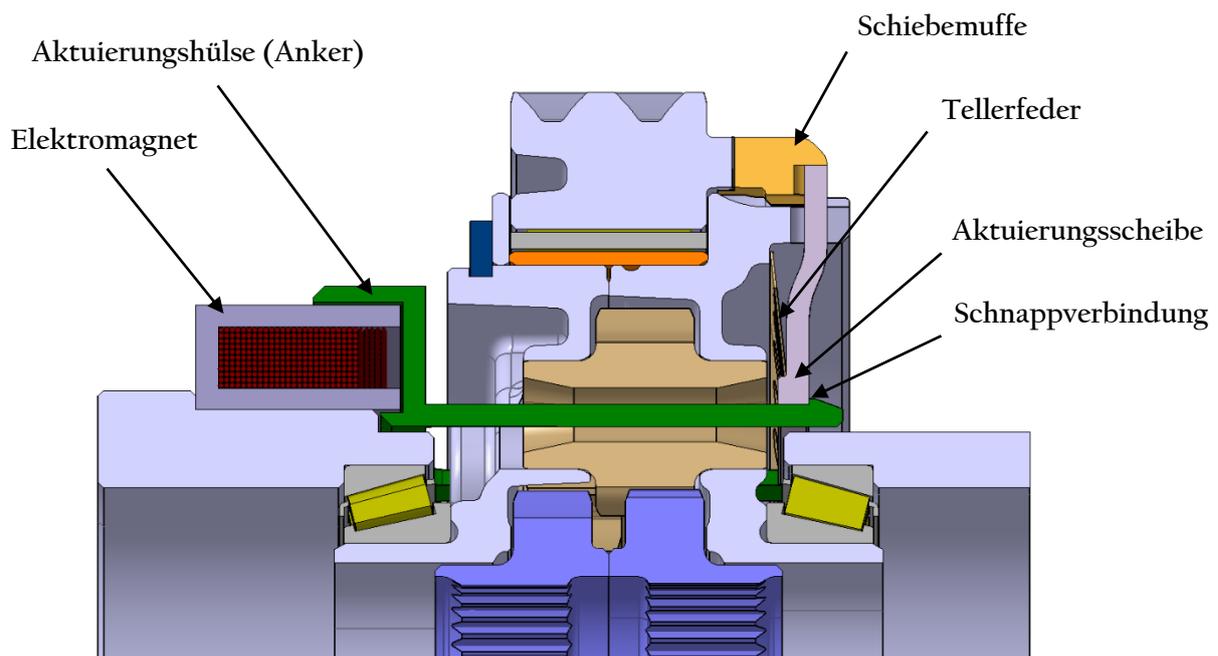


Abbildung 6.52: Systemaufbau mit Elektromagnet

Durch die Schlitze im Planetenträger ergibt sich eine Verringerung der Evolventenzähnezahl am Umfang des Planetenträgers von sechs Zähnen. Dies stellt für die Festigkeit der Verzahnung am Planetenträger jedoch kein Problem dar, da diese mit ausreichender Sicherheit ausgelegt wurde, wie in Tabelle 6.14 ersichtlich ist. Über eine Tellerfeder mit ähnlichem Federkraftverlauf wie in Abbildung 6.46 dargestellt, wird die Klauenkupplung bei nicht stromdurchflossenem Elektromagneten offen gehalten. Wird die Spule des Elektromagneten von Strom durchflossen, entsteht ein Magnetfeld welches auf den Anker eine Zugkraft ausübt. Wird diese Zugkraft höher als die Summe der Reibkräfte in den Gleitstellen und die Federkraft, so wird der Anker in Richtung des Elektromagneten bewegt und die Klauenkupplung geschlossen. Der Spalt zwischen Anker und Elektromagnet weist systembedingt ein Maximum von 4,5 mm und ein Minimum von 0,5 mm auf. In Abbildung 6.53 sind die beiden Betriebszustände „disconnected“ und „connected“ ersichtlich. Zur Veranschaulichung sind die rotierenden Systemkomponenten in Blau, die stillstehenden Systemkomponenten in Braun dargestellt. Die abwälzenden Lager sind in dieser Darstellung nicht explizit eingefärbt.

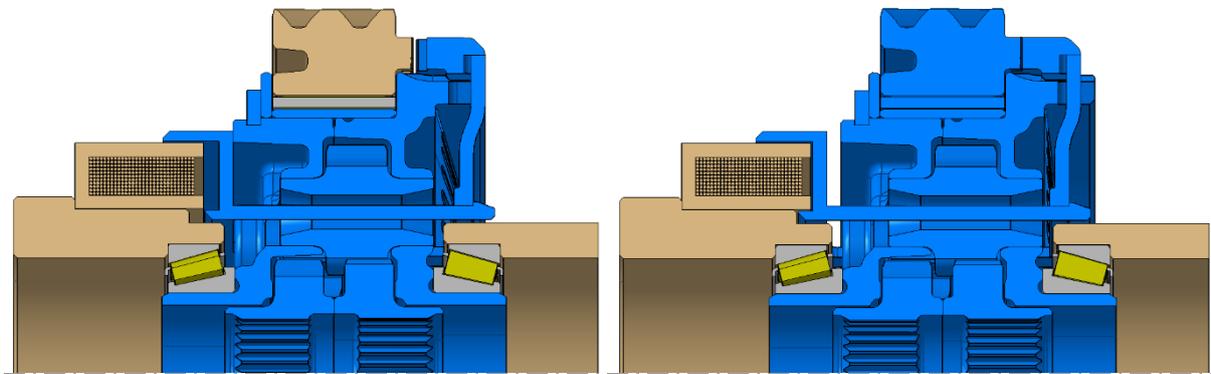


Abbildung 6.53: Betriebszustände: links disconnected; rechts conneted

Die formschlüssige Verbindung zwischen Aktuierungshülse und Aktuierungsscheibe wird anhand einer segmentierten Ringschnappverbindung realisiert. Diese ist für die Verbindung der beiden Systemkomponenten ausreichend, da die verbaute Tellerfeder die Aktuierungsscheibe permanent gegen die Schnappnasen der Aktuierungshülse drückt und diese dadurch axial fixiert.

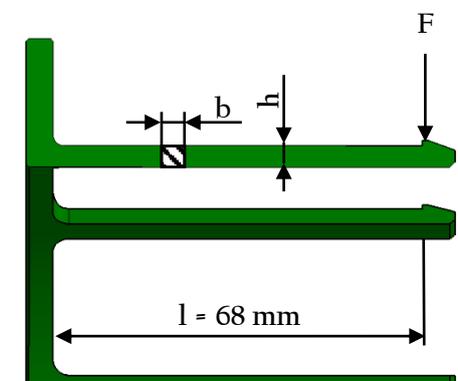


Abbildung 6.54: Berechnung der Balkenverformung

Um bei der Montage jedoch keine kritischen Spannungen im Material der Aktuierungshülse zu verursachen, wurde eine Berechnung zur Abschätzung der maximalen Balkenverformung durchgeführt. Die Querschnittsfläche des Balkens ist als Quadrat mit der Seitenlänge von 4 mm ausgeführt. Als Material für die Aktuierungshülse wurde der unlegierte Baustahl S275JR angedacht. Eine maximal zulässige Biegespannung bei wechselnder Beanspruchung $\sigma_{b, \text{SchN}}$ von 320 N/mm^2 (aus [18], TB 1-1) wurde in die Formel 6.9 eingesetzt. Die Balkenlänge bis zur Schnappnase beträgt 68 mm und der E-Modul weist $210\,000 \text{ N/mm}^2$ auf (siehe Abbildung 6.54).

$$F_{\text{max}} = \frac{b \cdot h^2}{6 \cdot l} \cdot \sigma_{b, \text{zul}} = \frac{4 \cdot 4^2}{6 \cdot 68} \cdot 320 = 50,19 \text{ N} \quad (6.9)$$

$$s_{\text{max}} = \frac{4 \cdot F_{\text{max}} \cdot l^3}{E \cdot b \cdot h^3} = \frac{4 \cdot 50,19 \cdot 68^3}{210000 \cdot 4 \cdot 4^3} = 1,17 \text{ mm} \quad (6.10)$$

Die Berechnung in 6.10 brachte zum Ergebnis, dass das Balkenende um 1,17 mm verformt werden kann, ohne das verwendete Material dabei nachhaltig zu schädigen. Dieser Federweg ist zugleich die maximale Überdeckung von Aktuierungsscheibe und Aktuierungshülse. Diese Überdeckung sollte aufgrund der geringen Kräfte, die die Aktuierungsmechanik übertragen muss, ausreichen. Sollte eine größere Überdeckung benötigt werden, kann ein Werkstoff mit höherer zulässiger Biegespannung eingesetzt werden. Der Fügevorgang der Schnappverbindung ist in Abbildung 6.55 ersichtlich. Die erforderliche Fügekraft F_F hängt von der Auslenkkraft F_{max} , vom Fügewinkel der Rastnasen α_1 , vom Reibbeiwert zwischen den Fügekomponenten und von der Anzahl der Rastnasen ab. Für die acht Rastnasen wurde ein Fügewinkel von 20° gewählt.

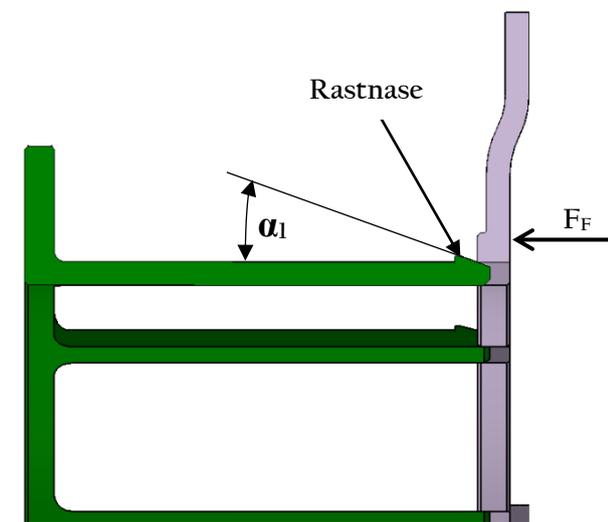


Abbildung 6.55: Fügevorgang der Schnappverbindung

Die Gleitreibungszahl von Stahl auf Stahl bei geschmierter Oberfläche ist mit 0,1 angegeben. In der Formel 6.11 ist die Berechnung der Fügekraft je Rastnase angeführt. Die Formel wurde aus [15] Seite 411 und die Reibbeiwert aus [18] TB 1-14b entnommen.

$$F_F = \frac{F_{max} * (\mu + \tan(\alpha_1))}{(1 - \mu * \tan(\alpha_1))} = \frac{50,19 * (0,1 + \tan(20^\circ))}{(1 - 0,1 * \tan(20^\circ))} = 24,16 \text{ N} \quad (6.11)$$

$$F_{Fges} = F_F * \text{Anzahl Rastnasen} = 24,16 * 8 = 193,28 \text{ N} \quad (6.12)$$

Zusätzlich zur Fügekraft der Schnappverbindung muss bei der Montage der Aktuierungsmechanik die Vorspannkraft der Feder und die Reibkraft zwischen den Systemkomponenten aufgebracht werden.

Um wie in den Kapiteln 6.11.4 und 6.11.5 im Aktuierungssystem möglichst realitätsnahe Komponenten verbauen zu können, wurde für den Elektromagneten ebenfalls ein Hersteller gesucht. Nach ausreichender Recherche konnte eine deutsche Firma namens KEB ausfindig gemacht werden, welche Magnetsysteme für Anwendungen im Automotive Bereich entwickelt und fertigt. Nach Übermittlung des Lastenheftes und einigen telefonischen Besprechungen konnte KEB einen Elektromagneten auslegen, welcher die Randbedingungen für die Anwendung im Disconnectsystem erfüllte. Die Abmessungen des Elektromagneten sind in Abbildung 6.56 ersichtlich.

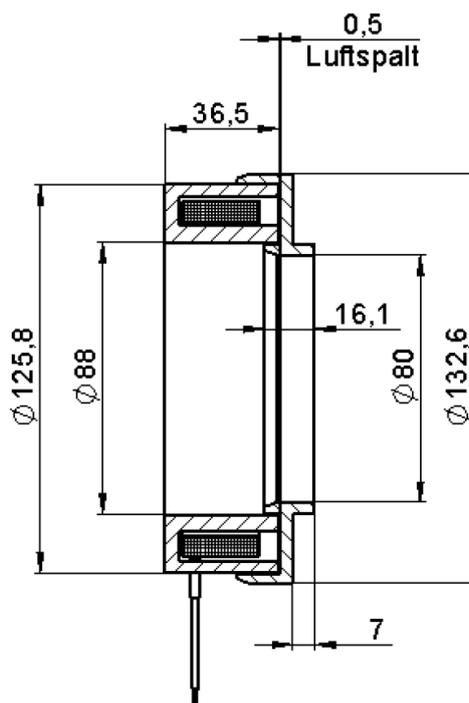


Abbildung 6.56: Abmessungen des Elektromagneten

Der von KEB ermittelte Kraft-Hub-Verlauf wurde für ein Spannungsniveau von 9 Volt und die Stromstärke von 3 Ampere berechnet. Der charakteristische Verlauf der Aktuatorkraft ist in Abbildung 6.57 ersichtlich. Dieser ähnelt den bereits bekannten Verläufen der ringförmigen Hubmagnete aus Kapitel 6.11.5 und 6.11.6, jedoch ist die maximale Hubkraft des Elektromagneten aufgrund des Restluftspaltes von 0,5 mm deutlich geringer als die Maximalkräfte der Solenoide. Dadurch kann der Haltestrom bei geschlossener Klauenkupplung beim Elektromagneten nicht so stark reduziert werden, wie jener bei den Hubmagneten.

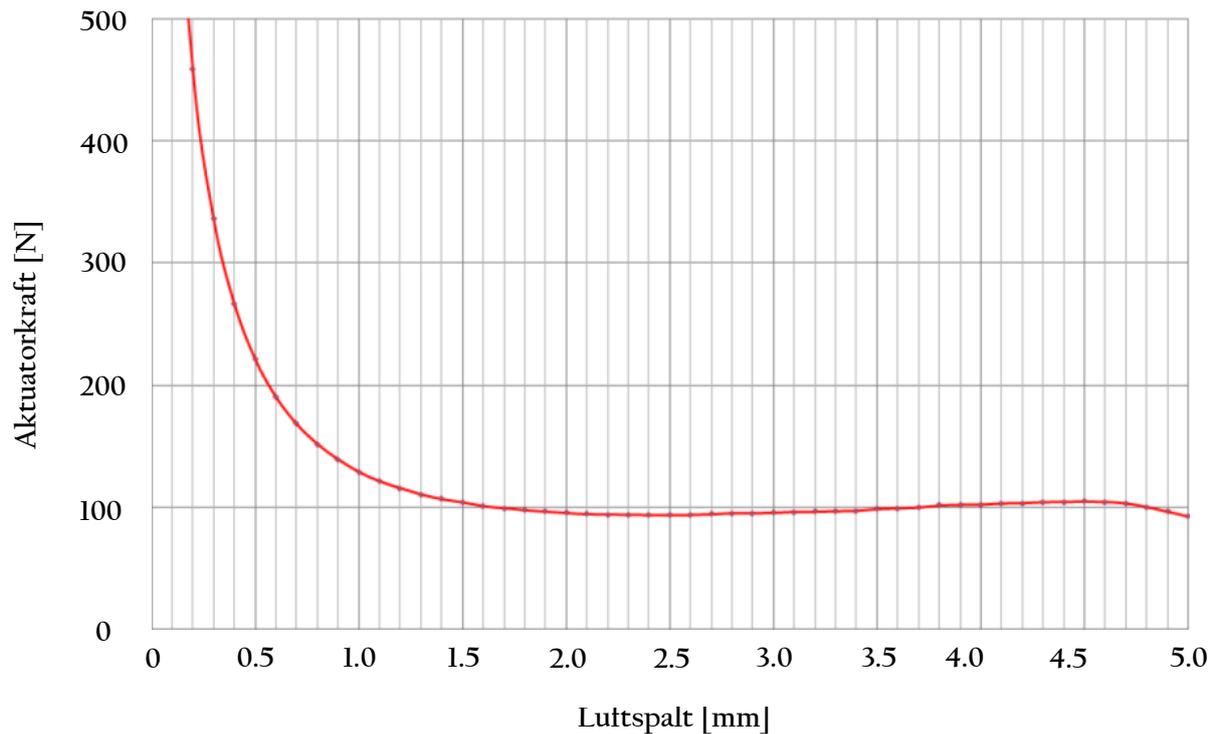


Abbildung 6.57: Kraft-Hub-Verlauf des Elektromagneten

6.12 Konzeptübersicht

Nachdem die Konzeptbewertung in Kapitel 5 ein eindeutiges Ergebnis lieferte, wurde im Zuge der Konzeptausarbeitung das Disconnectsystem nach Konzept 5.2 mit drei verschiedenen Aktuierungsvarianten ausgearbeitet. Einige vorerst angedachte Ideen erwiesen sich im Zuge der detaillierten Konzeptausarbeitung als fertigungstechnisch zu teuer oder brachten ein technisch zu hohes Risiko mit sich. Berechnungen und Überlegungen lenkten den Fokus ebenso oftmals auf andere Lösungsvarianten. Der Entscheidungsbaum der Konzeptausarbeitung ist in Abbildung 6.58 dargestellt und soll einen guten Überblick über den Entwicklungsprozess vom Konzept bis zum fertig ausgearbeiteten Disconnectsystem geben. Im Zuge der Masterarbeit konnten aus zeittechnischen Gründen nicht alle Lösungsansätze näher betrachtet werden und daher wurden im Entwicklungsprozess nur die vielversprechendsten Ansätze genauer untersucht. Die Konzeptausarbeitung brachte drei kompakte Disconnectsysteme als Ergebnis, welche über die gesamte Lebensdauer des Differenzials eine effiziente Entkopplung des Antriebsstranges gewährleisten sollten. Zudem wurde im Zuge der Konzeptausarbeitung stets darauf geachtet, dass die Systemkomponenten günstig angefertigt werden können. Durch unverbindliche Preisanfragen bei Zulieferern wurden die getroffenen Annahmen oftmals bestätigt.

Für den Einbau in der Referenzanwendung, die FEM Analyse der kritischen Komponenten und eine Gewichtsabschätzung soll in weiterer Folge die Konzeptausarbeitung mit den besten Eigenschaften herangezogen werden. Dafür wurde das Disconnectsystem durch Aktuierung mit Hubmagenten nach Kapitel 6.11.6 verwendet, da dieses den geringsten axialen Bauraum benötigt.

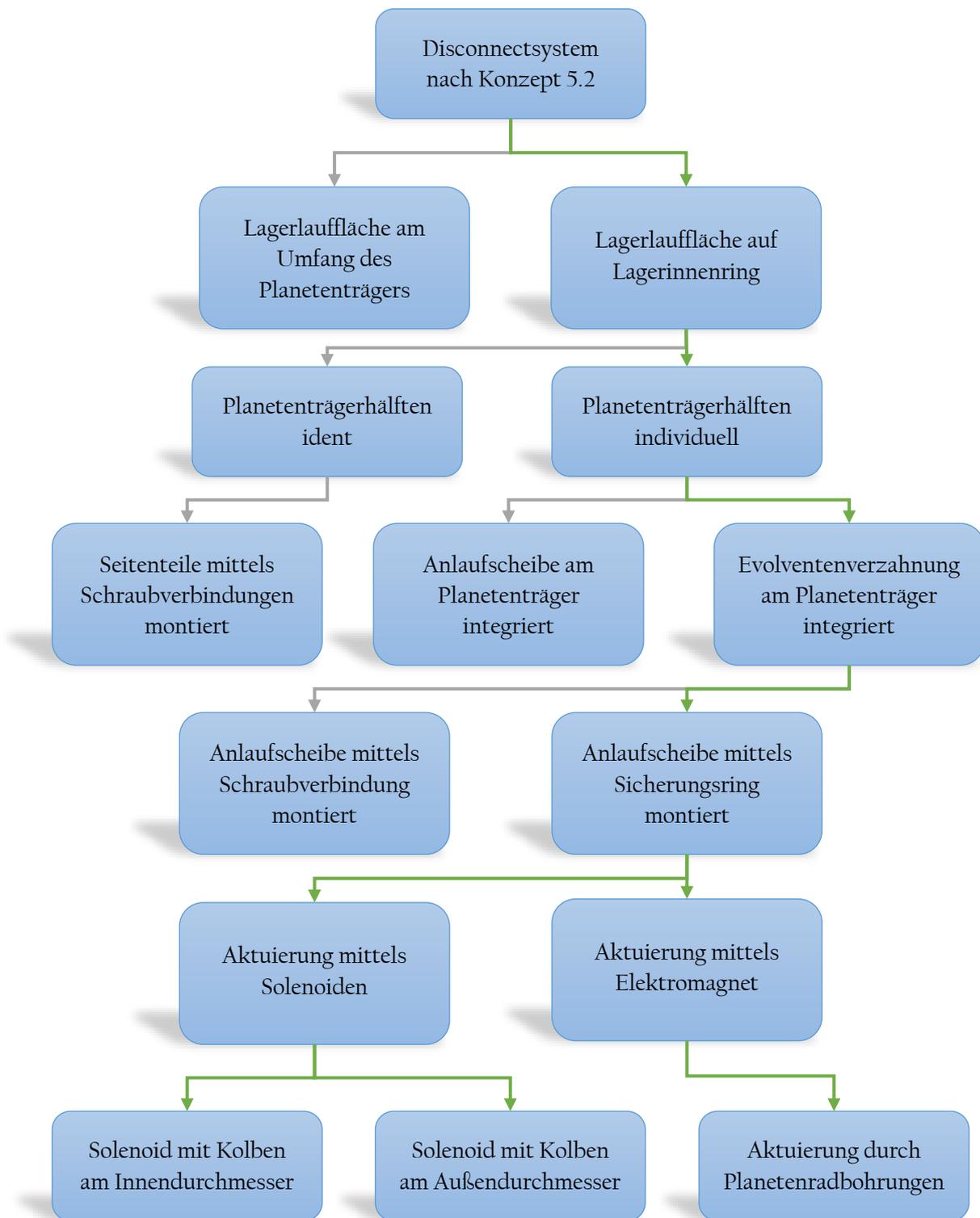


Abbildung 6.58: Entscheidungsbaum der Konzeptausarbeitung

6.13 FEM Analyse

Der Planetenträger überträgt das gesamte Drehmoment vom Antriebszahnrad an die Planetenräder und stellt somit eine der am meisten belasteten Komponenten in der Differenzialbaugruppe samt Disconnectsystem dar. Aufgrund seiner komplexen Form ist eine Abschätzung der auftretenden Spannungen nur anhand einer Analyse mithilfe der Finite Elemente Methode (FEM) möglich. Um einen guten Überblick über die Größe und Lage der kritischen Spannungen im Bauteil zu bekommen, wurde eine FEM Analyse im Programm CATIA von einem erfahrenen Mitarbeiter des ECS durchgeführt. Für eine detaillierte Analyse müssten in weiterer Folge Berechnungen mit einer speziellen FEM Software durchgeführt werden.

Im ersten Schritt der FEM Berechnung wurden die beiden Planetenträgerhälften mithilfe einer „Rigid Connection Property“ zusammengefügt. Diese soll die Schweißnaht darstellen, an welcher die Planetenträgerhälften zusammengefügt werden. Die Evolventenverzahnung wurde zur Vereinfachung des Modells eingespart. Anstelle der Planetenräder wurden im FE-Modell sogenannte „Contact Virtual Parts“ mit einem Lagerspiel von 0,023 mm bezogen auf den Lagerstellenradius eingefügt. Anschließend wurden diesen Parts noch die entsprechenden Freiheitsgrade zugewiesen. Die Nachbildung der beiden äußeren Lagerstellen wurde ident zu den Planetenrädern durchgeführt, nur dass dort kein Lagerspiel angenommen wurde.

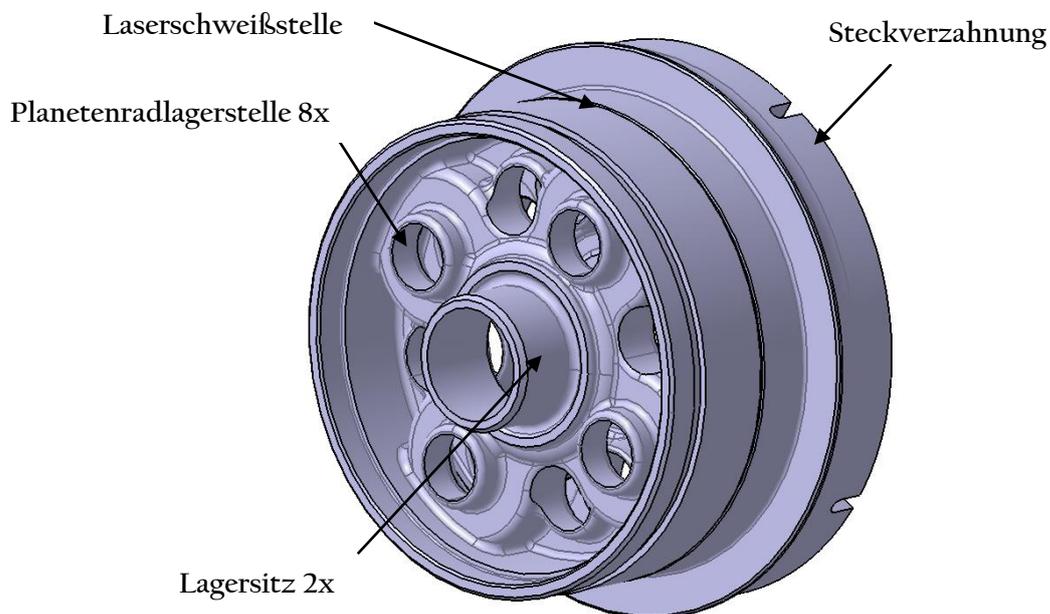


Abbildung 6.59: FE-Modell des Planetenträgers

Im Anschluss wurde das Modell mit parabolischen Elementen vernetzt. Für die globale Netzgröße wurde 12 mm gewählt. Im Bereich der Kegelrollenlagerung und der Planetenradlagerstellen wurde das Netz lokal auf 2,5 mm verfeinert (siehe Abbildung 6.60). Für die Sekantenabweichung wurde global 0,45 mm und lokal 0,35 mm gewählt.

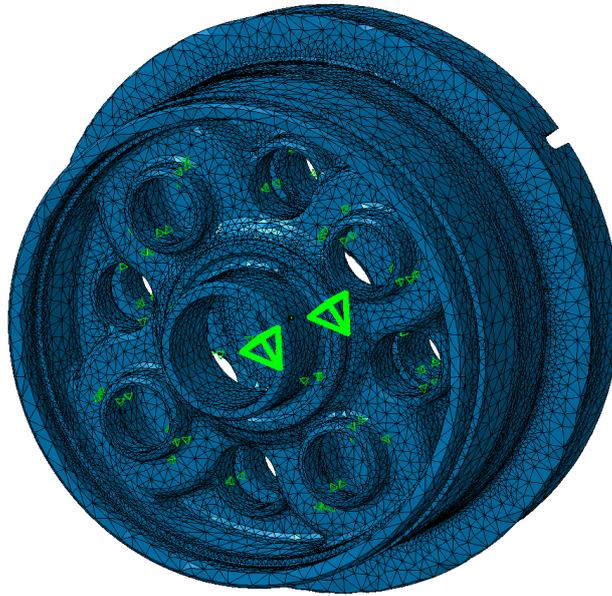


Abbildung 6.60: Vernetztes Modell

Im nächsten Schritt wurden dem Modell die eingeleiteten Kräfte zugewiesen. Hierfür wurde das Maximalmoment von 2550 Nm über die Fläche eingeleitet, auf welcher sich ursprünglich die Steckverzahnung befand. Die Radialkraft von 8953 N wurde im realen Anwendungsfall über die Nadelrollen, im Modell über eine Referenzfläche in den Planetenträger eingeleitet. Die Axialkraft wird über die Seegerringnut abgestützt. Das Modell mit den festgelegten Kräften ist in Abbildung 6.61 ersichtlich. Danach wurde das Modell mit vier verschiedenen Zahneingriffsfällen berechnet (siehe Abbildung 6.62).

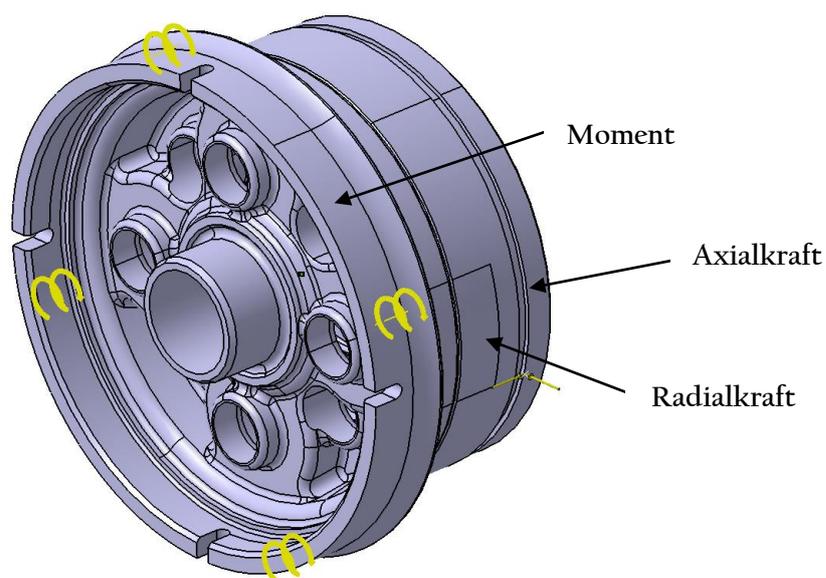


Abbildung 6.61: Modell mit eingeleiteten Kräften

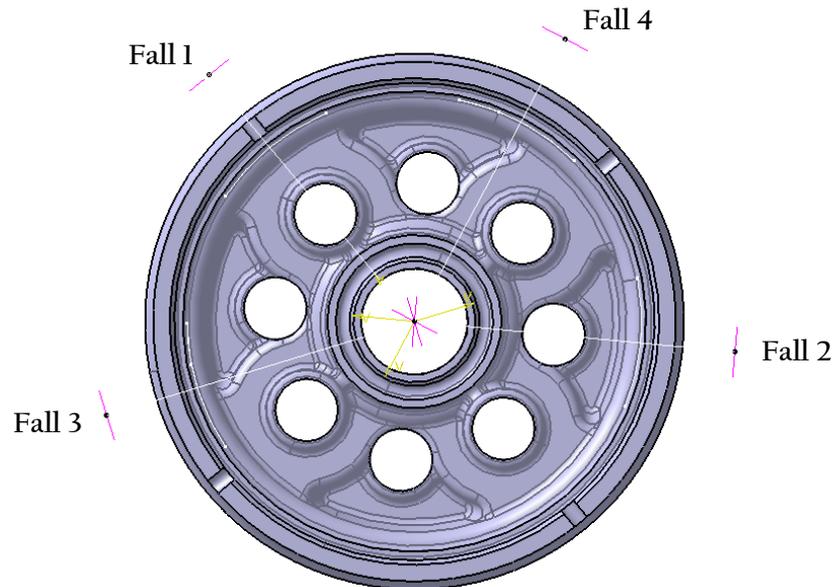


Abbildung 6.62: Zahneingriffsfälle

Die Ergebnisse der vier Zahneingriffsfälle wiesen nur minimale Abweichungen voneinander auf, weshalb in weiterer Folge nur ein Lastfall dargestellt wird. In Abbildung 6.63 und 6.64 sind die auftretenden Hauptnormalspannungen in Zug- und Druckrichtung und die daraus resultierenden kritischen Zonen ersichtlich

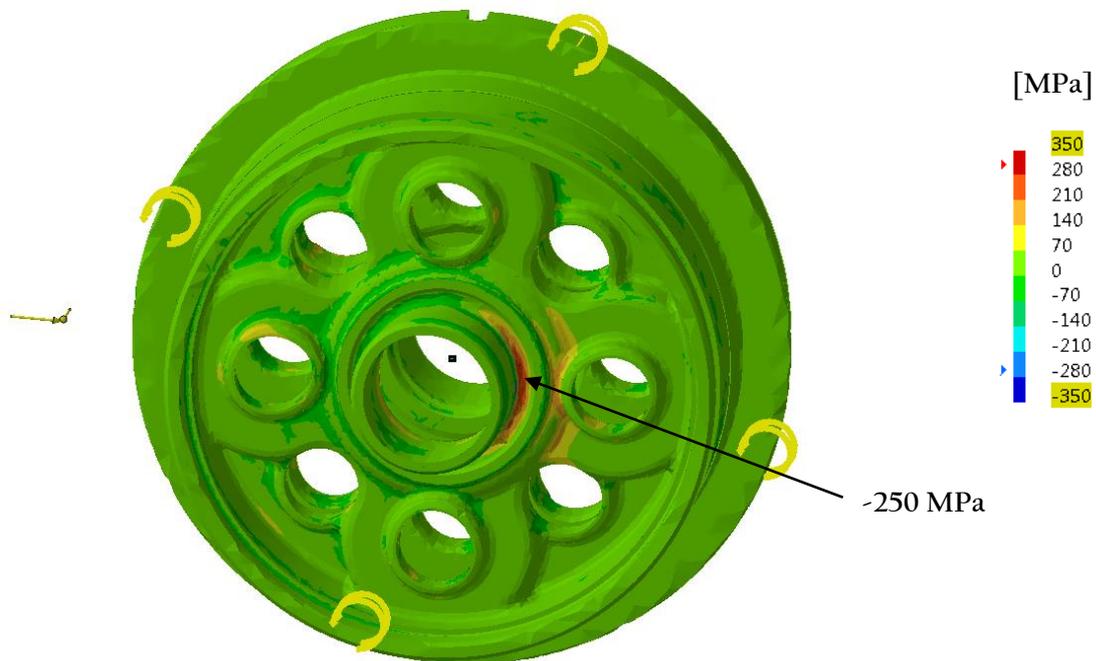


Abbildung 6.63: Hauptnormalspannungen (Zug) im Planetenträger

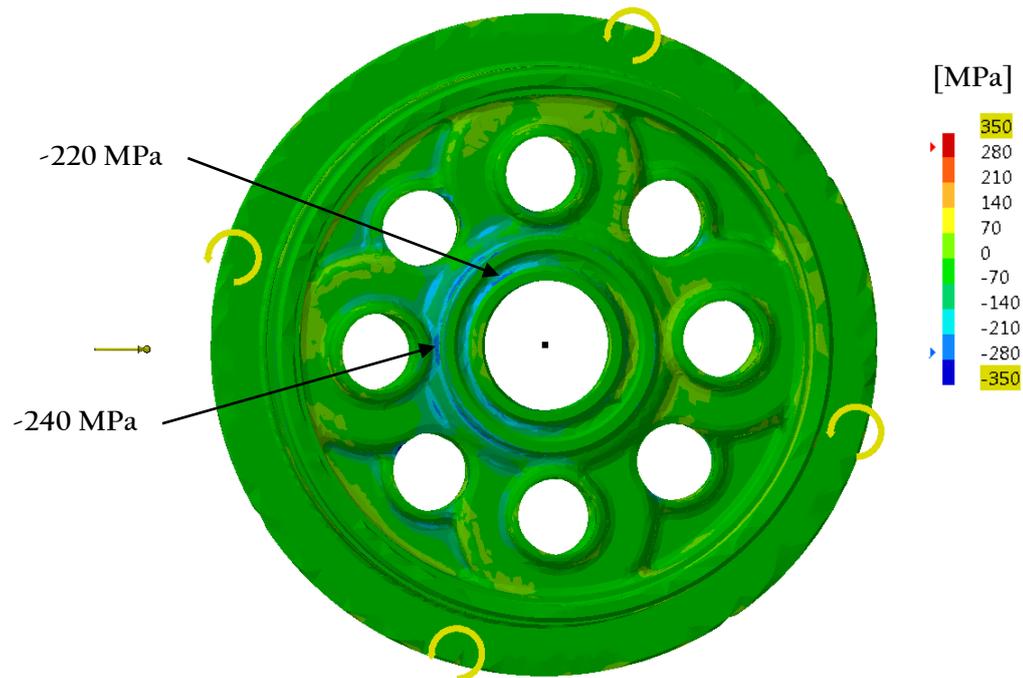


Abbildung 6.64: Hauptnormalspannungen (Druck) im Planetenträger

Aus den gewonnenen Ergebnissen lässt sich ableiten, dass speziell in den äußeren Zonen der Planetenradlagerung noch Potenzial zur Materialeinsparung vorhanden ist. Im Bereich der Kegelrollenlagerung sollten die Spannungen durch etwaige Abänderungen nicht weiter erhöht werden. Die Ergebnisse dieser CATIA FEM sollen vor allem die kritischen Zonen im Planetenträger aufzeigen. Um genauere Ergebnisse zu erhalten, ist in weiterer Folge eine detaillierte Analyse mit Programmen notwendig, welche auf die FEM Berechnung spezialisiert sind.

6.14 Gewichtsabschätzung

Zur Abschätzung des Gewichtes der fertigen Baugruppe aus Kapitel 6.11.6 wurden den konstruierten Systemkomponenten ihre vorgesehenen Materialien zugewiesen und eine Stückliste erstellt. Das Bauteilgewicht des Hubmagneten konnte in dieser Phase noch nicht genau bestimmt werden und wird daher mit ca. einem Kilogramm angenommen. Lediglich das Gewicht der Spule im Hubmagneten wurde vom Hersteller mit 0,516 Kilogramm angegeben.

Systemkomponente	Teile pro Baugruppe	Material	Gewicht [kg]	Gewicht pro Einheit [kg]
Sonnenrad	2	42CrMo4	0,223	0,446
Planetenrad	8	42CrMo4	0,147	1,176
Planetenträgerhälfte (Drehmomentaufnahme)	1	GJS 600-3	1,746	1,746
Planetenträgerhälfte (Axialkraftaufnahme)	1	GJS 600-3	1,097	1,097
Lagerinnenring	1	100Cr6	0,304	0,304
Nadelkranz 145x153x35	1	100Cr6	0,400	0,400
Scheibe für Axialkraftaufnahme	1	42CrMo4	0,185	0,241
Sicherungsring DIN 471 D140	1	C67S	0,11	0,11
Antriebszahnrad	1	20MnCr5	3,24	3,24
Schiebemuffe	1	42CrMo4	0,757	0,757
Aktuierungsscheibe	1	42CrMo4	0,07	0,07
Wellfederpaket	1	C67S	0,04	0,04
Hubmagnet	1	-	1,00	1,00
Anlaufscheibe	1	C60E	0,03	0,03
Kegelrollenlager 32008 X/Q	2	100Cr6	0,28	0,56
			Summe=	11,23

Tabelle 6.17: Stückliste des Disconnectsystems

6.15 Einbau in der Referenzanwendung

Für den Einbau in der Referenzanwendung wurde das Disconnectsystem mit Aktuierung durch den Hubmagneten mit Aktuatorkolben am Außenring aus Kapitel 6.11.6 herangezogen. Dieses System benötigt den geringsten axialen Bauraum aller ausgearbeiteten Konzepte und soll nun mit dem Kegelraddifferenzial verglichen werden, welches im herangezogenen Anwendungsfall verbaut ist. Beide Differenziale sind für die gleichen Belastungen ausgelegt und die Verzahnungen der Antriebsräder sind ident. Wie in Abbildung 6.65 ersichtlich ist, ist das Kegelraddifferenzial ohne Disconnectsystem mit einer Baubreite von 120 mm um 7,5 mm breiter als das Stirnraddifferenzial mit Disconnectsystem. Würde man am Kegelraddifferenzial noch ein typisches Disconnectsystem verbauen, wie zum Beispiel das Disconnectsystem mit Entkopplung einer Abtriebswelle, so würde sich der Bauraumbedarf der Differenzialeinheit noch deutlich verbreitern und die kompakte Bauweise des neu entwickelten Disconnectsystems noch besser zum Vorschein kommen.

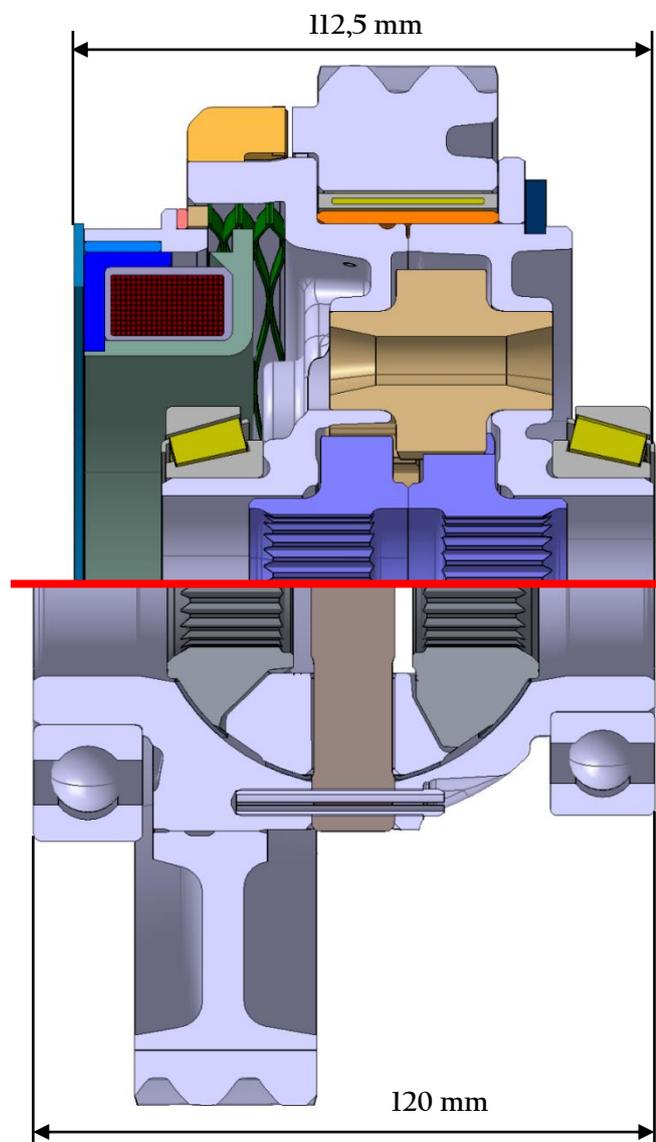


Abbildung 6.65: Bauraumvergleich der Differenziale

6.16 Design Review

Nachdem die Konzepte grundsätzlich ausgelegt waren, wurden im Zuge eines Design Reviews das Konzept mit Aktuierung durch den Hubmagneten mit Aktuator Kolben am Außenring und das Konzept mit Aktuierung durch den Elektromagneten näher betrachtet, Problemstellen aufgezeigt und Verbesserungsvorschläge erarbeitet.

Im Zuge des Design Reviews wurde erkenntlich, dass die Schmierölversorgung des Nadelkranzes bei beiden Systemen ein Problem darstellen könnte. Daher wurden im Planetenträger acht Ölbohrungen und eine Schmieröl Nut am Umfang integriert. Die Bohrungen im Planetenträger reichen von der Außenfläche des Planetenträgers bis zur Fläche, auf welcher der Nadellagerinnenring aufgeschraubt wird. Der Nadellagerinnenring wurde ebenfalls mit Bohrungen versehen und an den seitlichen Anlaufflächen des Antriebszahnrades wurden zusätzlich noch Ausnehmungen angebracht. Durch diese getroffenen Maßnahmen soll die Schmierölversorgung für einen einwandfreien Betrieb des Nadelkranzes gewährleistet werden. In Abbildung 6.66 sind die Ölbohrungen und die Schmieröl Nut am Planetenträger ersichtlich.

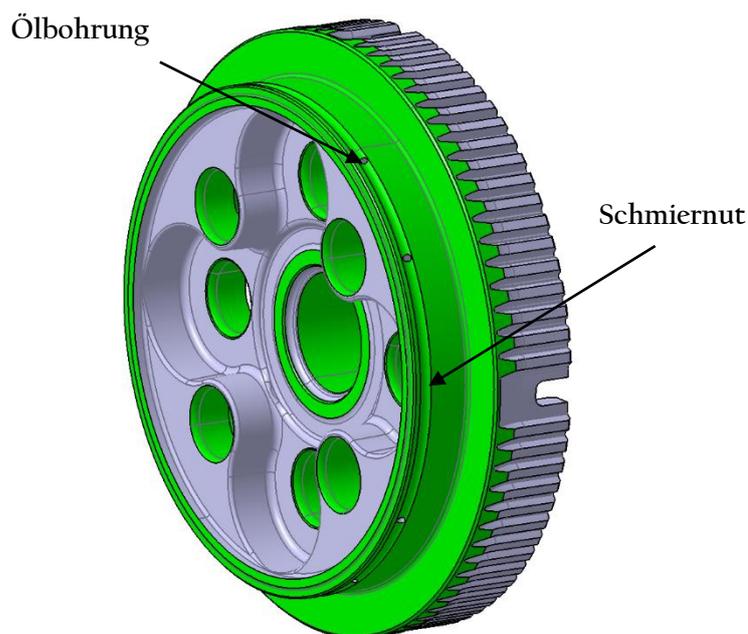


Abbildung 6.66: Schmierölsystem

Durch das Eintauchen des Planetenträgers ins Ölbad und die Zentrifugalkraft soll Schmieröl durch die Bohrungen in den Nadelkranz gedrückt werden und über die seitlichen Ausnehmungen am Antriebszahnrad wieder entweichen können. Die Ölförderwirkung der Kegelräder ist hier sehr vorteilhaft. In Abbildung 6.67 ist der Schmierölfluss zum Nadelkranz dargestellt.

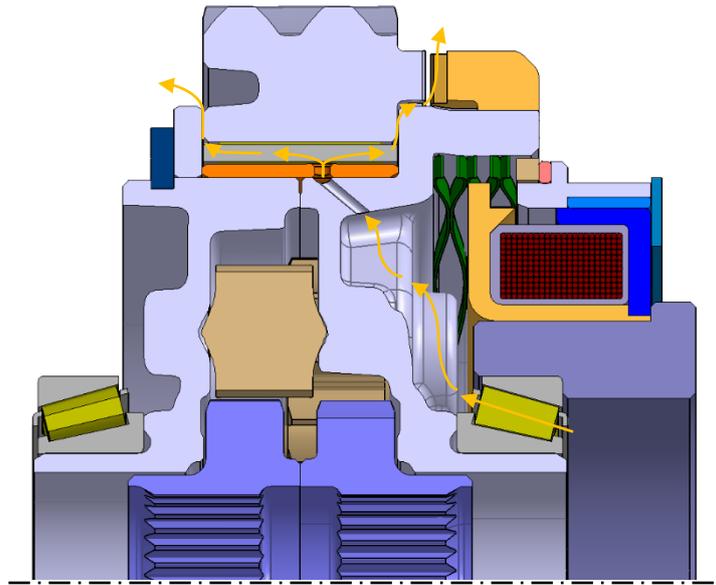


Abbildung 6.67: Schmierölfloss

Im Zuge des Design Reviews wurde zudem ein interessanter Ansatz zur weiteren Optimierung der Baugruppe erarbeitet. Durch die Abstützung der Schiebemuffe an den Seitenwänden der Schlitze im Planetenträger könnte das Drehmoment direkt übertragen und die Steckverzahnung eingespart werden. Der Aufbau der Baugruppe würde sich dadurch vereinfachen und die Fertigungskosten könnten dadurch gesenkt werden. Zur Überprüfung der Realisierbarkeit dieser Überlegung wurde das Disconnectsystem mit Aktuierung durch den Elektromagneten herangezogen und an die neuen Überlegungen angepasst. Die Schiebemuffe musste dadurch komplett neu gestaltet werden. Die gesamte Baugruppe ist in Abbildung 6.68 ersichtlich.

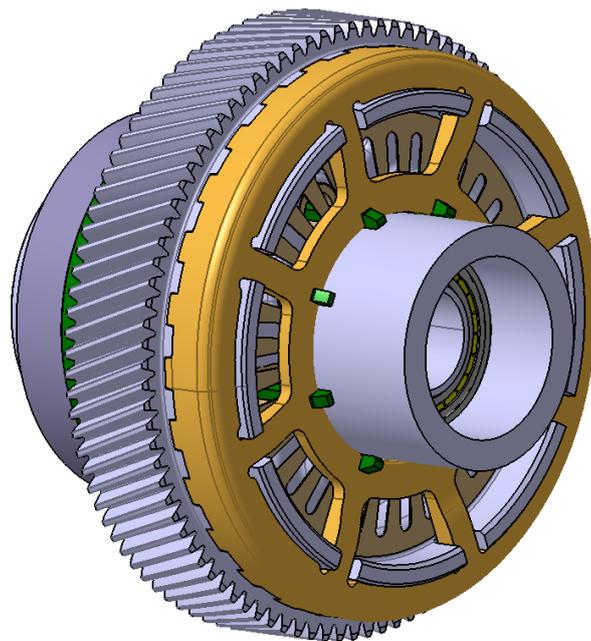


Abbildung 6.68: Baugruppe ohne Steckverzahnung

Bis auf die neu gestaltete Schiebemuffe und der abgeänderten Planetenträgerhälfte können die Systemkomponenten aus der ursprünglichen Baugruppe übernommen werden. Ein Schnitt durch die neu gestaltete Baugruppe ist in Abbildung 6.69 dargestellt.

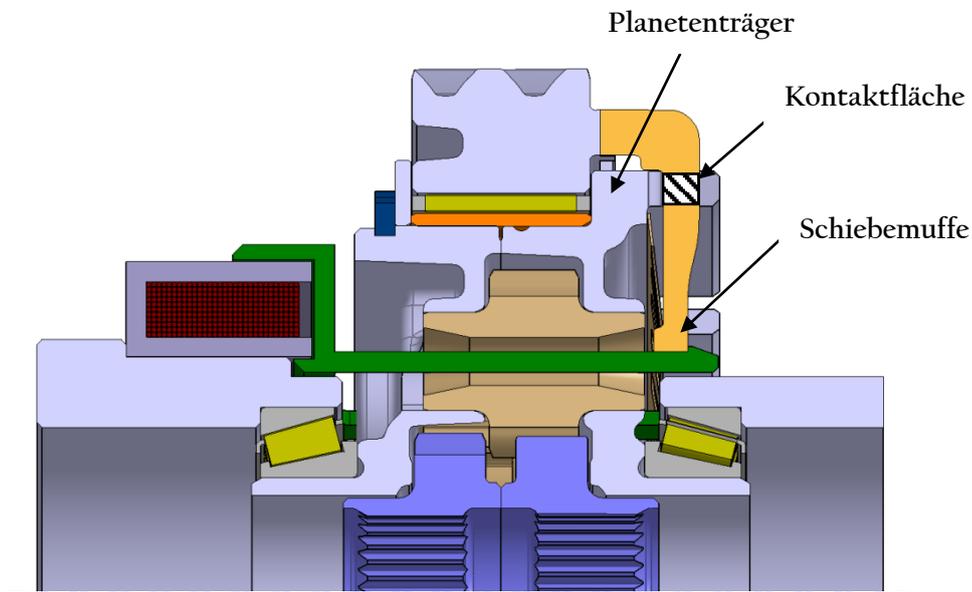


Abbildung 6.69: Schnitt durch die Baugruppe ohne Steckverzahnung

Als nächstes musste überprüft werden, ob der Planetenträger, welcher aus GJS 600-3 gefertigt werden soll, den auftretenden Flächenpressungen standhält. Die acht Kontaktflächen zwischen dem Planetenträger und der Schiebemuffe ergeben sich aus der Materialhöhe des Planetenträgers und der Dicke der Schiebemuffe in der Kontaktzone. Die Berechnung der gesamten Kontaktfläche und der auftretenden Flächenpressungen sind in den Formeln 6.13 bis 6.15 angeführt. Durch das maximale Übertragungsmoment und den mittleren Radius der Kontaktflächen ergibt sich die zu übertragende Kraft und folglich die auftretenden Flächenpressungen.

$$A_{ges} = h * b * 8 = 7 * 7 * 8 = 392 \text{ mm}^2 \quad (6.13)$$

$$F_{max} = \frac{M_{max}}{r_m} = \frac{2550 \text{ Nm}}{0,08 \text{ m}} = 31875 \text{ N} \quad (6.14)$$

$$p_{max} = \frac{F_{max}}{A_{ges}} = \frac{31875 \text{ N}}{392 \text{ mm}^2} = 81,31 \text{ N/mm}^2 \quad (6.15)$$

Die auftretenden Flächenpressungen am Planetenträger sind viel geringer als die Grenzflächenpressung des GJS 600-3 von 900 N/mm² und sollten daher kein Problem darstellen.

Im Zuge der Überprüfung der Realisierbarkeit der Designabänderung wurde eine FEM Analyse der Schiebemuffe durchgeführt. Aufgrund der starken Torsionsbelastung der Schiebemuffe wurde diese als die am meisten beanspruchte Systemkomponente betrachtet. Die FEM Analyse zur Abschätzung der auftretenden Vergleichsspannungen nach Mises wurde im Programm CATIA durchgeführt. Im ersten Schritt wurde das Modell vereinfacht und die Klauenkupplung an der Schiebemuffe eingespart. Im Anschluss wurde die Zentrierung der Schiebemuffe am Planetenträger durch „Contact Virtual Parts“ dargestellt und über die Freiheitsgrade die entsprechende axiale und rotatorische Bewegungsfreiheit festgelegt. Die Kraftübertragung von den acht Stegen der Schiebemuffe in den Planetenträger wird ebenfalls über „Contact Virtual Parts“ modelliert (siehe Abbildung 6.70).

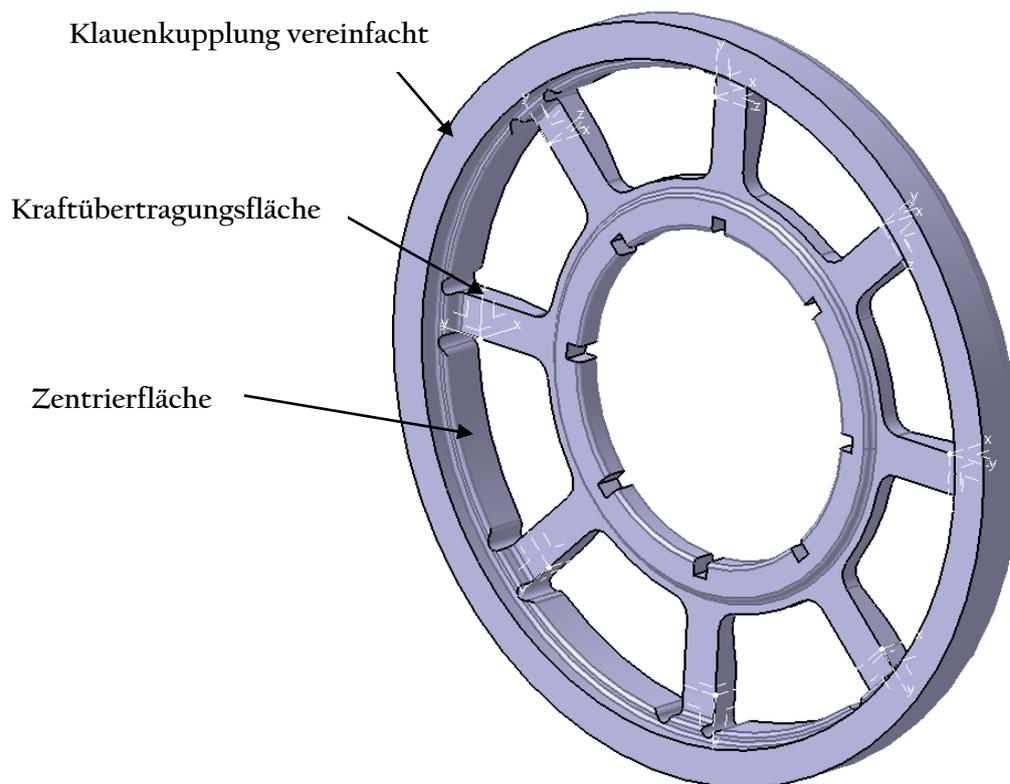


Abbildung 6.70: FE Modell der Schiebemuffe

Das Netz wurde mit parabolischen Elementen realisiert. Für die globale Netzgröße wurden 3 mm und eine Sekantenabweichung von 0.5 mm gewählt (siehe Abbildung 6.71). Im Übergangsbereich zwischen den Stegen und dem Außenring der Schiebemuffe wurde die Netzgröße lokal auf 0.8 mm mit einer Sekantenabweichung von 0.2 mm verfeinert (siehe Abbildung 6.72)

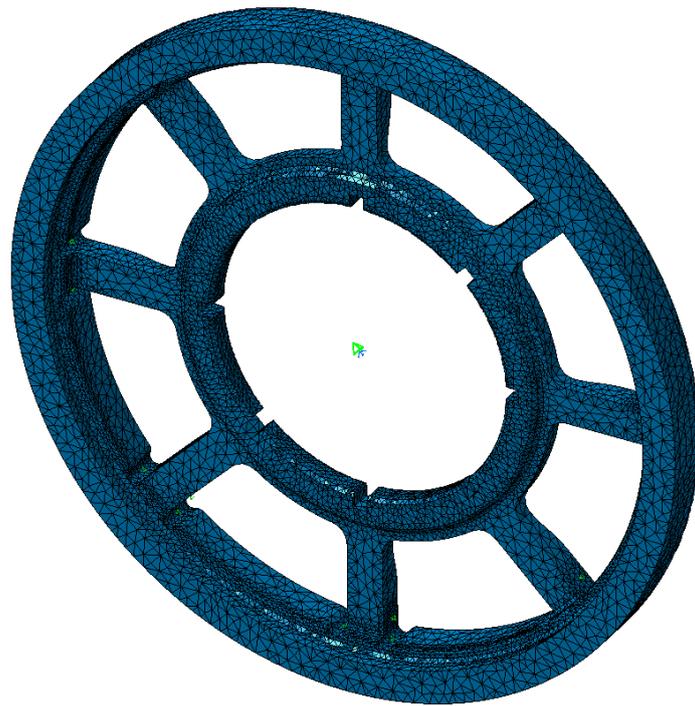


Abbildung 6.71: Globales Netz der Schiebemuffe

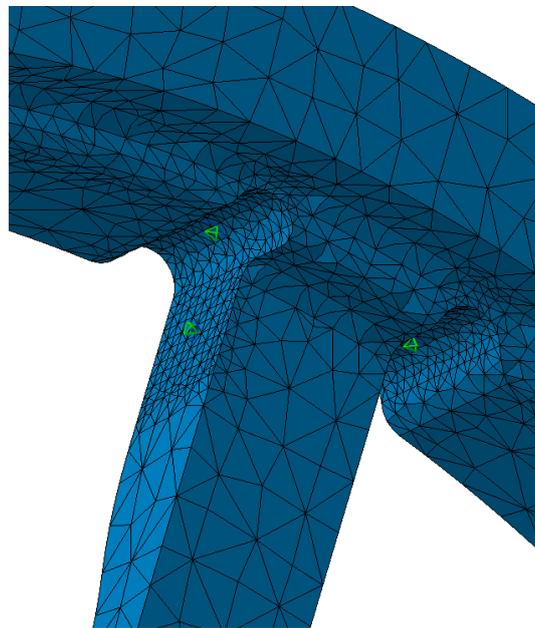


Abbildung 6.72: Lokal verfeinert Netz der Schiebemuffe

Anschließend wurde noch das Moment von 2550 Nm über die Fläche an der sich ursprünglich die Klauenverzahnung der Klauenkupplung befand, eingeleitet (siehe Abbildung 6.73).

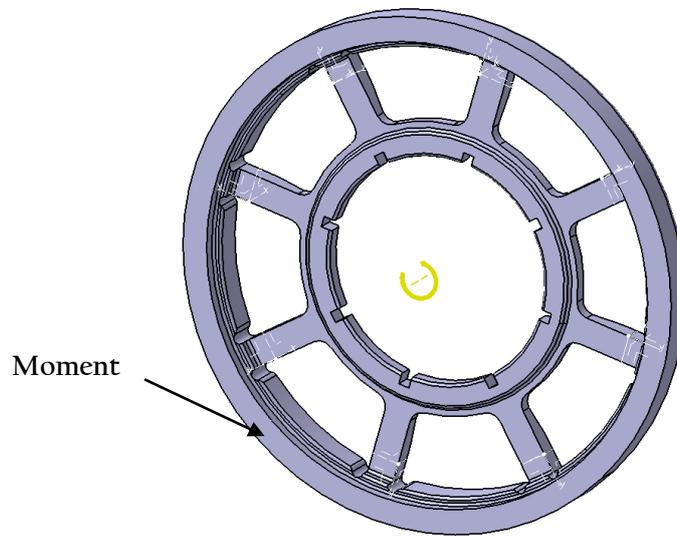


Abbildung 6.73: Krafteinleitung im Modell

Die FEM Analyse brachte die in Abbildung 6.74 ersichtlichen Vergleichsspannungen nach Mises zum Ergebnis. Alle Werte über 500 MPa sind in den nachfolgenden Grafiken in Rot dargestellt.

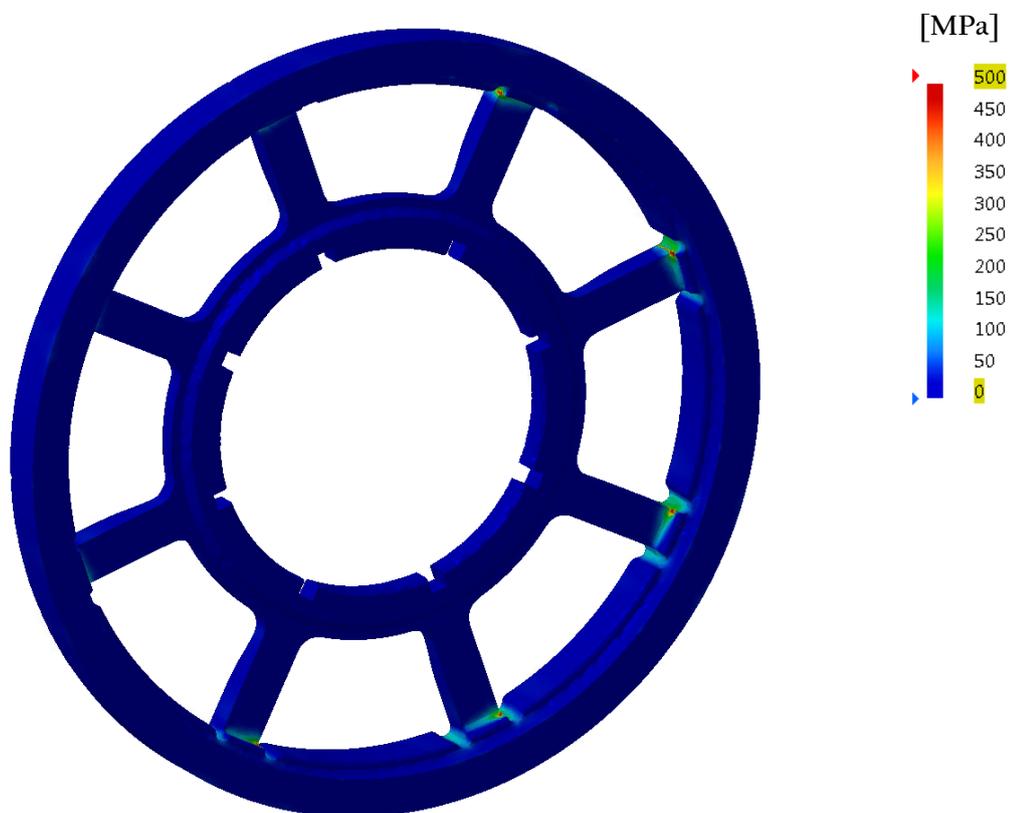


Abbildung 6.74: Vergleichsspannungen nach Mises in der Schiebemuffe

In Abbildung 6.75 sind die kritischen Zonen und die dort auftretenden Maximalwerte nochmals detailliert dargestellt.

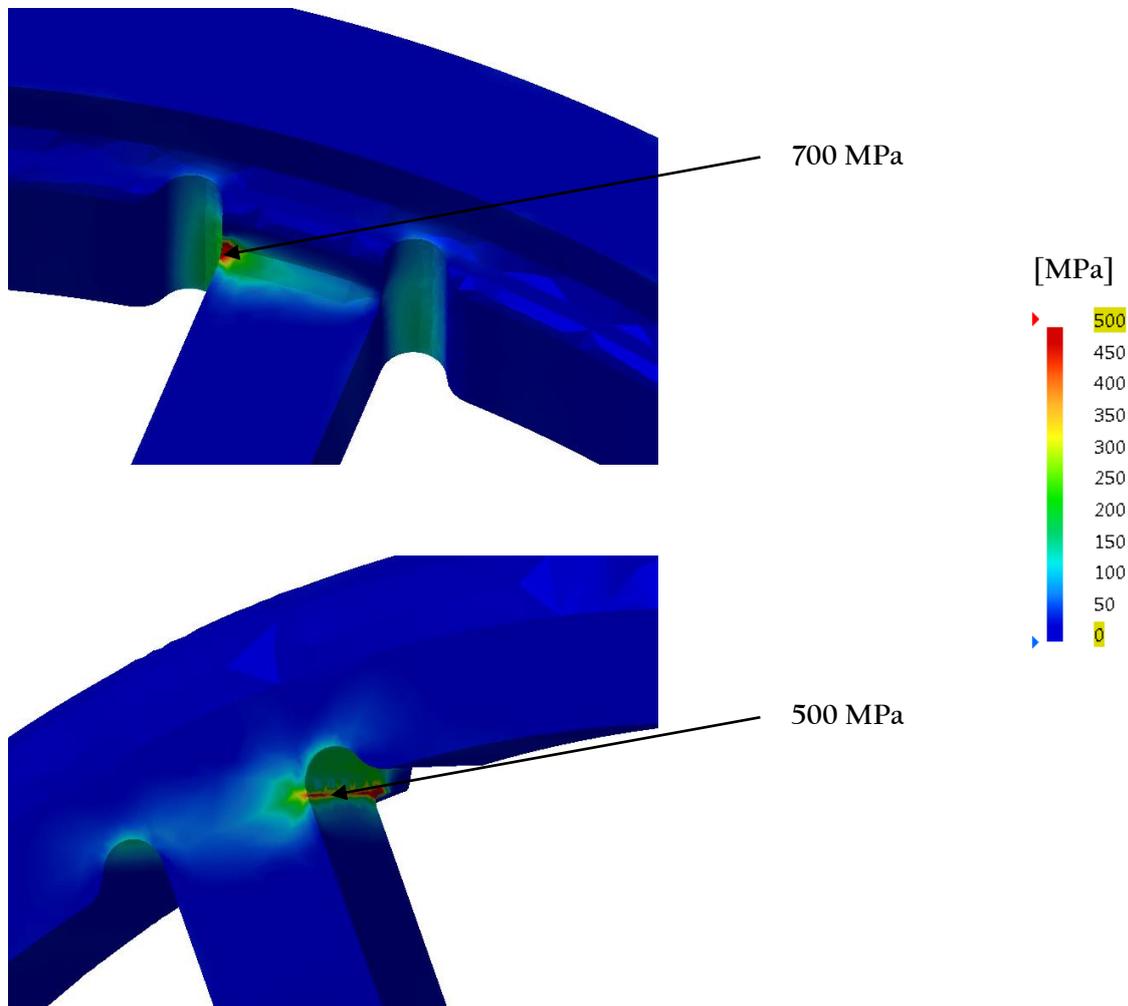


Abbildung 6.75: Kritische Zonen in der Schiebemuffe

Um die teilweise hohen Spannungen in der Schiebemuffe zu reduzieren, wurde die Stegdicke von 7 auf 9 mm erhöht und eine erneute FEM Analyse durchgeführt. In Abbildung 6.76 ist ersichtlich, dass die Maximalwerte in den kritischen Zonen deutlich reduziert werden konnten und die Schiebemuffe mit einer Stegdicke von 9 mm den auftretenden Kräften standhalten sollte.

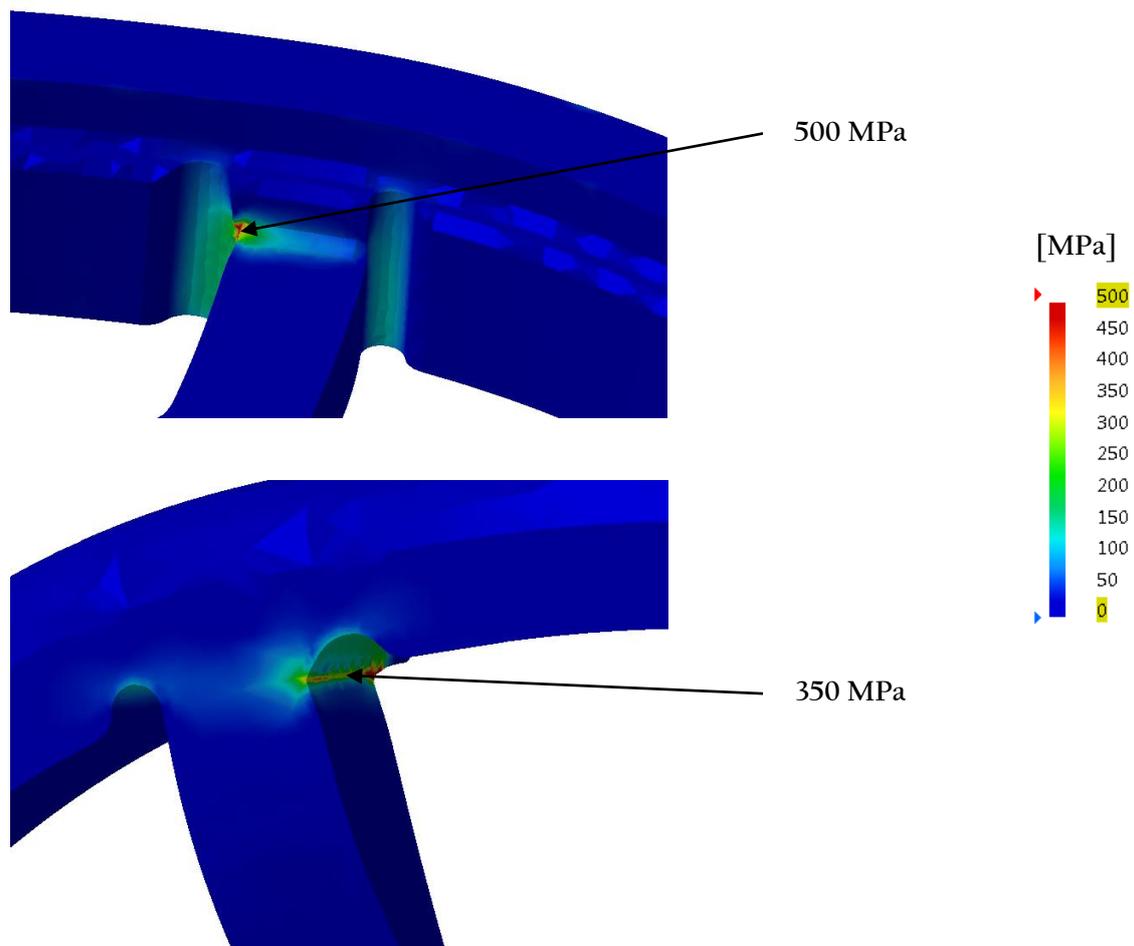


Abbildung 6.76: Reduzierte Spannungen in der Schiebemuffe

Weiters wurden im Design Review mögliche akustische Probleme bei Lastwechsel durch das fertigungsbedingte axiale Spiel des Antriebszahnrades und der Anlaufscheibe erwähnt. Sollten diese tatsächlich auftreten, können Einstellscheiben zwischen dem Sicherungsring und der Anlaufscheibe verbaut werden, um diesem Problem entgegenzuwirken.

7 Vergleich mit bestehenden Disconnectsystemen

Das in Kapitel 6.11.6 ausgearbeitete Konzept soll im letzten Schritt mit etablierten Disconnectsystemen verglichen werden. Die Bewertung der verschiedenen Systeme wurde gemeinsam mit fachkompetenten Mitarbeitern des ECS durchgeführt. Durch den Vergleich mit den bestehenden Systemen zeigte sich das Potenzial des neu ausgearbeiteten innovativen Disconnectsystems gut. Der Aufbau und die Funktionsweise der für den Vergleich ausgewählten Disconnectsysteme werden in den Kapiteln 7.1 bis 7.5 kurz beschrieben.

Die Bewertung wurde anhand der Bewertungsmatrix aus Kapitel 5.3 durchgeführt. Das Bewertungskriterium „Zusatzfunktionen“ wurde auf den Unterpunkt „Sperrung integrierbar“ eingeschränkt, wodurch sich die Gewichtungsfaktoren aller Bewertungskriterien leicht abänderten.

7.1 Disconnectsystem MAGNA

Das erste System ist ein bereits in Serie befindliches Disconnectsystem für eine zuschaltbare E-Antriebsachse von MAGNA Powertrain (siehe Abbildung 7.1). Hierbei handelt es sich um ein Disconnectsystem mit Entkopplung einer Abtriebswelle des Differenzials. Das Disconnectsystem ist in der Antriebseinheit, aber nicht direkt im Differential angeordnet. Die in Orange dargestellte Welle verläuft durch den E-Motor. Die Verbindung zwischen den beiden rechten Wellen wird über eine elektromechanisch betätigte Klauenkupplung hergestellt. Die Synchronisation der Wellendrehzahlen erfolgt über den Elektromotor. Im entkoppelten Zustand werden die Ausgleichskegelräder durch die linke Differentialabtriebswelle bei bewegtem Fahrzeug in Rotation versetzt. Die Ausgleichskegelräder treiben somit den Teil der rechten Abtriebswelle an, welcher keine formschlüssige Verbindung zum rechten Rad besitzt. Der Differenzialkorb steht im entkoppelten Zustand still.

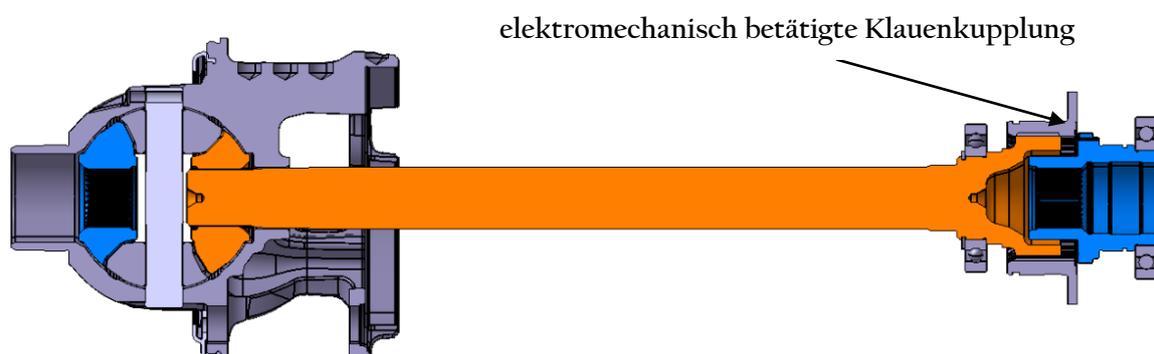


Abbildung 7.1: MAGNA Disconnectsystem

7.2 GKN Sideshaft Disconnectsystem

Beim GKN Sideshaft Disconnectsystem wird eine Differenzialausgangswelle durch eine Lamellenkupplung vom Antriebsstrang getrennt. Die Lamellenkupplung ist im Differenzial verbaut, was eine kompakte Bauweise ermöglicht. Durch die Verwendung einer Lamellenkupplung müssen die unterschiedlichen Wellendrehzahlen vor der Einkopplung des Disconnectsystems nicht synchronisiert werden. Dadurch kann dieses System auch in herkömmlichen On-Demand Allradantriebssträngen mit Verbrennungsmotor eingesetzt werden. Im entkoppelten Zustand drehen die Ausgleichskegelräder mit, der Differenzialkorb steht jedoch still. Das GKN Sideshaft Disconnectsystem ist in Abbildung 7.2 dargestellt und wird in Allradfahrzeugen wie dem Jeep Renegade bereits seit einigen Jahren erfolgreich verbaut.



Abbildung 7.2: GKN Sideshaft Disconnectsystem [14]

7.3 GKN Free Running Differential (FRRD)

Beim GKN Free Running Differential handelt es sich um ein Disconnectsystem bei dem das innere Differenzialgehäuse samt den Ausgleichskegelrädern mit dem äußeren Differenzialgehäuse über eine Klauenkupplung verbunden wird. Die Aktuierung wird über einen ringförmigen Hubmagneten ausgeführt. Dieser drückt die Klauenkupplung in das Innere des Differenzialgehäuses. Die komplementären Klauen greifen ineinander und verblocken das Innengehäuse mit dem Außengehäuse. Im entkoppelten Zustand dreht das innere Gehäuse samt den Ausgleichskegelrädern frei im äußeren Differenzialgehäuse, welches stillsteht. Das GKN Free Running Differential ist in Abbildung 7.3 ersichtlich und wird zum Beispiel im Peugeot 3008 Hybrid bereits seit einiger Zeit eingesetzt. [21]

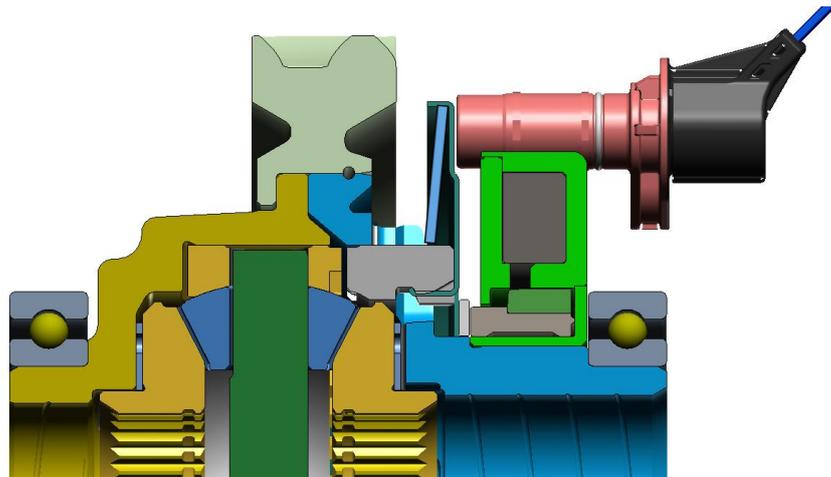


Abbildung 7.3: GKN Free Running Differential (FRRD) [25]

7.4 Getrag Twinstersystem

Im Getrag Twinstersystem kann das herkömmliche Differential durch den Einsatz von zwei Lamellenkupplungen eingespart werden. Die Lamellenkupplungen werden hydraulisch angesteuert und können somit den Drehzahlunterschied der Räder bei Kurvenfahrt ausgleichen. Die Vor- und Nachteile eines solchen Systems sind in Kapitel 3.3 bereits genau beschrieben. Durch den Entfall des Differenzials stellt das Getrag Twinstersystem somit ein Disconnectsystem mit alternativem Aufbau im Vergleich zu den anderen in Kapitel 7 beschriebenen Systemen dar.



Abbildung 7.4: Getrag Twinstersystem [22]

7.5 Audi Quattro Ultra Technology

Bei der Audi Quattro Ultra Technology wird das Disconnectsystem durch die Entkopplung einer Differenzialausgangswelle mittels Klauenkupplung realisiert. Die im Differenzial angeordnete axial ausgerichtete Klauenkupplung ermöglicht eine kompakte Bauweise. Das Schalten der Klauenkupplung erfolgt über eine elektromechanisch betätigte Sektormutter, welche gegen ein Gewinde auf der Seitenwelle gedrückt wird und dadurch einen Axialhub ausübt. Die Synchronisation der Wellendrehzahlen erfolgt im Audi Quattro über die Lamellenkupplung im Mittendifferenzial. Dadurch kann dieses System auch in herkömmlichen On-Demand Allradantriebssträngen mit Verbrennungsmotor eingesetzt werden. Im entkoppelten Zustand werden die Ausgleichskegelräder bei gleichzeitig stehendem Differenzialkorb in Rotation gehalten. Das Disconnectsystem der Audi Quattro Ultra Technology ist in Abbildung 7.5 dargestellt.

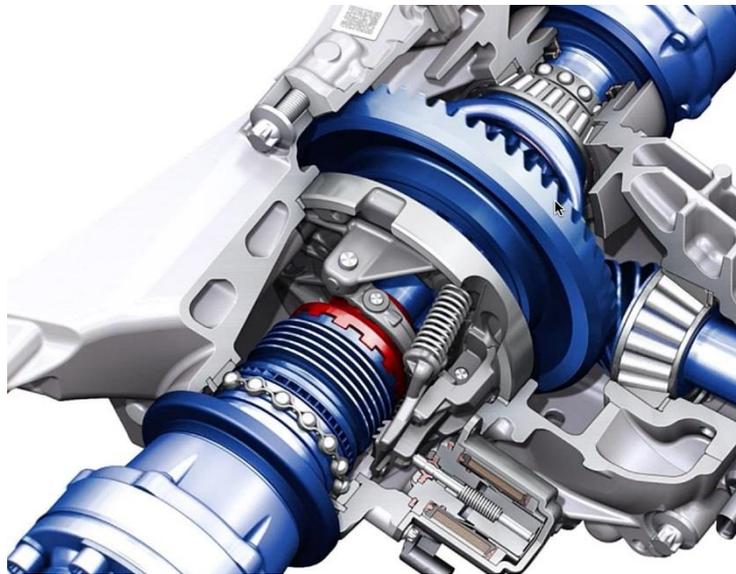
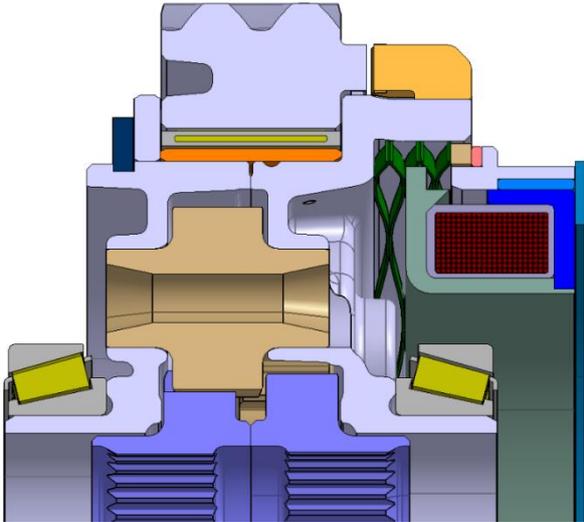
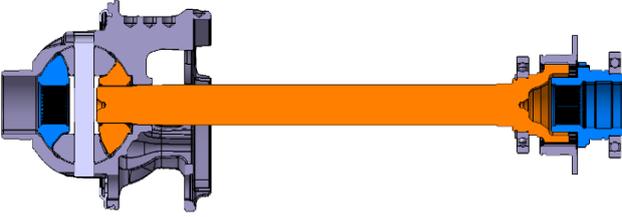


Abbildung 7.5: Audi Quattro Ultra Technology [23]

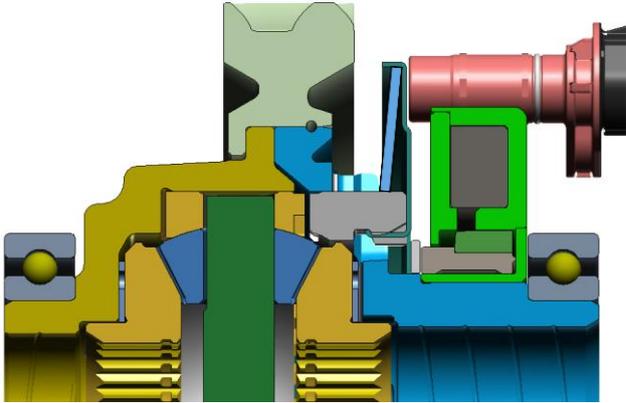
7.5 Bewertung der bestehenden Disconnectsysteme

..als (2) wichtiger (1) gleich wichtig (0) unwichtiger ist...	Effizienz/ Reibung der bewegten Teile	Axialer Bauraum Differenzial und Disconnect	Gewicht Differenzial und Disconnect	Aktuierungskraft/Weg	Komplexität der Aktuierung	Komplexität der Lagerung	Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	Kosten Bauteile und Aktuierung	Komplexität der Bauteile/Fertigung	Komplexität der Montage	Sperre integrierbar	Summe der Punkte	Prozent [%]
	Effizienz/ Reibung der bewegten Teile		1	2	2	1	2	2	0	1	2	2	15
Axialer Bauraum Diff. und Disconnect	1		2	2	2	2	2	1	2	2	2	18	16
Gewicht Differenzial und Disconnect	0	0		1	1	1	1	0	1	1	1	7	6
Aktuierungskraft/ Weg	0	0	1		1	1	1	0	1	1	2	8	7
Komplexität der Aktuierung	1	0	1	1		1	1	0	1	1	2	9	8
Komplexität der Lagerung	0	0	1	1	1		1	0	1	1	2	8	7
Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum	0	0	1	1	1	1		0	1	1	1	7	6
Anzahl der Bauteile und Komplexität	2	1	2	2	2	2	2		2	2	2	19	17
Komplexität der Bauteile/Fertigung	1	0	1	1	1	1	1	0		1	1	8	7
Komplexität der Montage	0	0	1	1	1	1	1	0	1		1	7	6
Sperre integrierbar	0	0	1	0	0	0	1	0	1	1		4	4
Summe												110	100

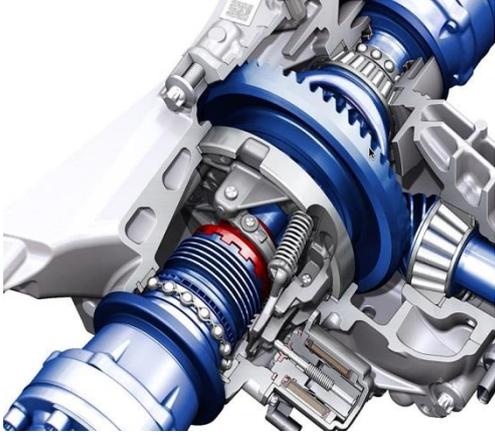
<p><i>Konzept 5.2 mit Aktuierung durch Hubmagnet mit Aktuator Kolben am Außenring</i></p>			
	<p><u>Eigenschaften</u></p>	<p><u>Bewertung</u></p>	<p><u>Gewichtung</u></p>
<p>Effizienz/ Bewegte Teile</p>	<p>Sonnenräder, Planetenräder und Planetenträger rotieren um die Sonnenradachse im entkoppelten Zustand</p>	<p>4</p>	<p>0,55</p>
<p>Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Konzept ist sehr kompakt</p>	<p>6</p>	<p>0,98</p>
<p>Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Systemgewicht sehr gering</p>	<p>5</p>	<p>0,32</p>
<p>Aktuierungskraft/Weg</p>	<p>Aktuierungskraft und Aktuierungsweg gering</p>	<p>5</p>	<p>0,36</p>
<p>Komplexität der Aktuierung</p>	<p>Aktuierung einfach ausführbar</p>	<p>5</p>	<p>0,41</p>
<p>Komplexität der Lagerung</p>	<p>Lagerung einfach ausführbar</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum</p>	<p>kompakte und robuste Bauweise</p>	<p>5</p>	<p>0,32</p>
<p>Kosten Bauteile und Aktuierung</p>	<p>geringe Systemkosten</p>	<p>4</p>	<p>0,69</p>
<p>Komplexität der Bauteile/Fertigung</p>	<p>Einfacher Aufbau des Konzeptes</p>	<p>5</p>	<p>0,36</p>
<p>Komplexität der Montage</p>	<p>Montage einfach durchführbar</p>	<p>5</p>	<p>0,32</p>
<p>Sperre integrierbar</p>	<p>nein</p>	<p>1</p>	<p>0,04</p>
<p><u>Summe (max. 100)</u></p>	<p><u>77,27</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>1</u></p>		

<p><i>MAGNA Disconnect-system</i></p>	 <p>Abbildung 7.1: MAGNA Disconnectsystem</p>		
	<p><u>Eigenschaften</u></p>	<p><u>Bewertung</u></p>	<p><u>Gewichtung</u></p>
<p>Effizienz/ Bewegte Teile</p>	<p>Stillstand von Planetenträger, Achswellenräder drehen in entgegengesetzte Richtung, Ausgleichskegelräder drehen ebenfalls, Position der Ausgleichskegelräder bleibt gleich</p>	<p>3</p>	<p>0,41</p>
<p>Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Größere Bauraumbreite durch Kegelraddifferenzial und die Aktuierungseinheit</p>	<p>2</p>	<p>0,33</p>
<p>Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Zusatzgewicht durch Aktuierungseinheit, Muffe,</p>	<p>4</p>	<p>0,25</p>
<p>Aktuierungskraft/Weg</p>	<p>Aktuierungskraft und Aktuierungsweg gering</p>	<p>5</p>	<p>0,36</p>
<p>Komplexität der Aktuierung</p>	<p>Komplexität der Aktuierung eher einfach, Platzangebot je nach Package</p>	<p>5</p>	<p>0,41</p>
<p>Komplexität der Lagerung</p>	<p>Tribologische Herausforderung bei den Kegelrädern aufgrund des stehenden Differenzialkorbs</p>	<p>2</p>	<p>0,15</p>
<p>Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum</p>	<p>Eher gering, da axial sehr breit</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Kosten Bauteile und Aktuierung</p>	<p>geringe Systemkosten</p>	<p>4</p>	<p>0,69</p>
<p>Komplexität der Bauteile/Fertigung</p>	<p>nicht sehr komplex</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Komplexität der Montage</p>	<p>Montage einfach durchführbar</p>	<p>4</p>	<p>0,25</p>
<p>Sperre integrierbar</p>	<p>nein</p>	<p>1</p>	<p>0,04</p>
<p><i>Summe</i> (<i>Max. 100 Punkte</i>)</p>	<p><u>56,21</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>4</u></p>		

<p><i>GKN Sideshaft Disconnect</i></p>	 <p>Abbildung 7.2: GKN Sideshaft Disconnectsystem [14]</p>	<p><u>Bewertung</u></p>	<p><u>Gewichtung</u></p>
	<p><u>Eigenschaften</u></p>		
<p>Effizienz/ Bewegte Teile</p>	<p>Achswellenräder rotieren; Ausgleichskegelräder rotieren bei gleichbleibender Positionierung</p>	<p>3</p>	<p>0,41</p>
<p>Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Größere Bauraumbreite durch Kegelraddifferenzial</p>	<p>3</p>	<p>0,49</p>
<p>Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Zusatzgewicht durch Lamellenkupplung</p>	<p>4</p>	<p>0,25</p>
<p>Aktuierungskraft/Weg</p>	<p>Aktuierungskraft durch Lamellenkupplung etwas größer</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Komplexität der Aktuierung</p>	<p>Aktuierung einfach ausführbar</p>	<p>5</p>	<p>0,41</p>
<p>Komplexität der Lagerung</p>	<p>Tribologische Herausforderung bei den Kegelrädern aufgrund des stehenden Differenzialkorbs</p>	<p>2</p>	<p>0,15</p>
<p>Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum</p>	<p>Eher gering, da axial sehr breit</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Kosten Bauteile und Aktuierung</p>	<p>teurer durch Lamellenkupplung</p>	<p>3</p>	<p>0,52</p>
<p>Komplexität der Bauteile/Fertigung</p>	<p>Lamellenkupplung muss genau geführt sein</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Komplexität der Montage</p>	<p>Montage der Lamellenkupplung benötigt viel Montagezeit</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Sperre integrierbar</p>	<p>nein</p>	<p>1</p>	<p>0,04</p>
<p><u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<p><u>53,79</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>5</u></p>		

<p><i>GKN Free Running Differential (FRRD)</i></p>	 <p>Abbildung 7.3: GKN Free Running Differential (FRRD) [25]</p>	<p><u>Bewertung</u></p>	<p><u>Gewichtung</u></p>
	<p><u>Eigenschaften</u></p>		
<p>Effizienz/ Bewegte Teile</p>	<p>Alle Kegelräder samt innerem Ring rotieren um die Mittelachse</p>	<p>4</p>	<p>0,55</p>
<p>Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Größere Bauraumbreite speziell durch Kegelraddifferenzial</p>	<p>4</p>	<p>0,65</p>
<p>Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Systemgewicht sehr gering</p>	<p>5</p>	<p>0,32</p>
<p>Aktuierungskraft/Weg</p>	<p>Aktuierungskraft und Aktuierungsweg gering</p>	<p>5</p>	<p>0,36</p>
<p>Komplexität der Aktuierung</p>	<p>Aktuierung einfach ausführbar</p>	<p>5</p>	<p>0,41</p>
<p>Komplexität der Lagerung</p>	<p>Lagerung einfach ausführbar</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum</p>	<p>breite Bauweise</p>	<p>4</p>	<p>0,25</p>
<p>Kosten Bauteile und Aktuierung</p>	<p>geringe Systemkosten</p>	<p>4</p>	<p>0,69</p>
<p>Komplexität der Bauteile/Fertigung</p>	<p>Einfacher Aufbau des Konzeptes</p>	<p>5</p>	<p>0,36</p>
<p>Komplexität der Montage</p>	<p>Montage einfach durchführbar</p>	<p>5</p>	<p>0,32</p>
<p>Sperre integrierbar</p>	<p>nein</p>	<p>1</p>	<p>0,04</p>
<p><u>Summe</u> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<p><u>70,76</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>2</u></p>		

<p><i>Getrag Twinstar</i></p>	 <p>Abbildung 7.4: Getrag Twinstersystem [22]</p>	<p><u>Bewertung</u></p>	<p><u>Gewichtung</u></p>
<p>■ ■ ■ GETRAG</p>	<p><u>Eigenschaften</u></p>		
<p>Effizienz/ Bewegte Teile</p>	<p>Massenträgheit der Lamellenkupplungen groß; Zahnräder stehen still</p>	<p>5</p>	<p>0,68</p>
<p>Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>große Bauraumbreite durch die zwei Lamellenkupplungen</p>	<p>2</p>	<p>0,33</p>
<p>Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Zusatzgewicht durch zwei Lamellenkupplung</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Aktuierungskraft/Weg</p>	<p>Aktuierungskraft durch Lamellenkupplung etwas größer</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Komplexität der Aktuierung</p>	<p>Aktuierung sehr komplex, Ausgleich der Wellendrehzahldifferenz</p>	<p>2</p>	<p>0,16</p>
<p>Komplexität der Lagerung</p>	<p>Lagerung einfach ausführbar</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum</p>	<p>Baubreite durch Lamellenkupplungen erhöht</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Kosten Bauteile und Aktuierung</p>	<p>teuer durch zwei Lamellenkupplung</p>	<p>2</p>	<p>0,35</p>
<p>Komplexität der Bauteile/Fertigung</p>	<p>Lamellenkupplungen müssen genau geführt sein</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Komplexität der Montage</p>	<p>Montage der Lamellenkupplungen benötigt viel Montagezeit</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Sperre integrierbar</p>	<p>bereits integriert</p>	<p>6</p>	<p>0,22</p>
<p><i>Summe</i> (<u>Max. 100 Punkte</u>)</p>	<p><u>53,03</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>6</u></p>		

<p><i>Audi Quattro Ultra Technology</i></p>	 <p>Abbildung 7.5: Audi Quattro Ultra Technology [23]</p>	<p><u>Bewertung</u></p>	<p><u>Gewichtung</u></p>
	<p><u>Eigenschaften</u></p>		
<p>Effizienz/ Bewegte Teile</p>	<p>Achswellenräder rotieren entgegengesetzt; Ausgleichskegelräder rotieren bei gleichbleibender Positionierung</p>	<p>3</p>	<p>0,41</p>
<p>Axialer Bauraum von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Größere Bauraumbreite durch Kegelraddifferenzial</p>	<p>3</p>	<p>0,49</p>
<p>Gewicht von Differenzial und Disconnectsystem</p>	<p>Zusatzgewicht durch Klauenkupplung und Solenoid gering</p>	<p>5</p>	<p>0,32</p>
<p>Aktuierungskraft/Weg</p>	<p>Aktuierungskraft gering durch Gewinde</p>	<p>6</p>	<p>0,44</p>
<p>Komplexität der Aktuierung</p>	<p>Viele Bauteile, Gewindemutter, Gewinde auf Seitenwelle, etc...</p>	<p>3</p>	<p>0,25</p>
<p>Komplexität der Lagerung</p>	<p>Tribologische Herausforderung bei den Kegelrädern aufgrund des stehenden Differenzialkorbs</p>	<p>2</p>	<p>0,15</p>
<p>Drehmomentkapazität bei gleichem Bauraum</p>	<p>Eher gering, da axial sehr breit</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Kosten Bauteile und Aktuierung</p>	<p>viele Bauteile, Gewindemutter, Gewinde auf Seitenwelle, etc...</p>	<p>5</p>	<p>0,86</p>
<p>Komplexität der Bauteile/Fertigung</p>	<p>nicht sehr komplex</p>	<p>4</p>	<p>0,29</p>
<p>Komplexität der Montage</p>	<p>Montage etwas aufwendiger</p>	<p>3</p>	<p>0,19</p>
<p>Sperre integrierbar</p>	<p>nein</p>	<p>1</p>	<p>0,04</p>
<p><u>Summe (max. 100)</u></p>	<p><u>60,30</u></p>		
<p><u>Position</u></p>	<p><u>3</u></p>		

8 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Masterarbeit ist die Entwicklung eines innovativen Disconnectsystems für E-Antriebsstränge von der Handskizze bis zum grundlegend ausgelegten Design beschrieben. Zielsetzung der Masterarbeit seitens des ECS war es, ein neuartiges Disconnectsystem zu entwickeln, welches keine bestehenden Patentrechte anderer Hersteller verletzt und den bereits von MAGNA entwickelten Disconnectsystemen in Bezug auf Effizienz und Bauraumbedarf überlegen ist. Basierend auf einer ausführlichen Grundlagen- und Patentrecherche wurde die Entscheidung getroffen, ein Disconnectsystem zu entwickeln, welches in einem Stirnraddifferenzial integriert ist. Nachdem für diese Aufgabenstellung einige interessante Lösungsansätze entwickelt werden konnten, wurde im Zuge einer Expertenrunde im ECS mithilfe einer Bewertungsmatrix das Konzept ermittelt, dem das größte Potenzial für eine technische Realisierbarkeit zugesprochen wurde. Danach wurde die detaillierte Konzeptausarbeitung erstellt. Um für die Entwicklung realer Rahmenbedingungen schaffen zu können, wurde eine fertig ausgelegte E-Antriebsachse des MAGNA ECS herangezogen, wodurch der verfügbare Bauraum und die auftretenden Belastungen für das Disconnectsystem festgelegt waren. Um das im Anwendungsfall verbaute Kegelraddifferenzial durch ein entsprechendes Stirnraddifferenzial ersetzen zu können, wurde ein im ECS entwickeltes Stirnraddifferenzial verwendet, welches zuvor noch an die auftretenden Belastungen angepasst werden musste.

Das favorisierte Konzept basiert auf der Integration einer Lagerung zwischen Differenzialantriebszahnrad und dem Planetenträger des Stirnraddifferenzials. Dadurch können diese beiden Systemkomponenten eine relative Drehbewegung zueinander ausführen und der Antriebsstrang kann somit entkoppelt werden. Um Kräfte und Momente über das Differenzial übertragen zu können, wird eine Klauenkupplung im System verbaut, welche zwischen Antriebszahnrad und Planetenträger bei Bedarf Formschluss herstellt. Die Synchronisation der Differenzdrehzahlen von Antriebszahnrad und Planetenträger erfolgt über den Elektromotor. Für die Lagerung eignet sich aufgrund der begrenzten Bauraumhöhe ein Nadelkranz besonders gut. Berechnungen zeigten, dass dieser mit einem Lagerinnenring am Planetenträger verbaut werden muss, da durch einen direkten Kontakt zwischen den Nadelrollen und dem Planetenträger am Gusseisen zu hohe Hertzsche Pressungen auftreten würden. Zuerst wurde in der Konzeptausarbeitung angestrebt, die beiden Planetenträgerrohrgussteile ident zu gestalten, um niedrige Stückzahlen kostengünstig herstellen zu können. Jedoch schränkte dies die Optimierung der beiden Planetenträgerhälften hinsichtlich ihrer Funktion zu sehr ein, weshalb diese in weiterer Folge unterschiedlich ausgeführt wurden. Im Zuge der Konzeptausarbeitung wurden für den Systemaufbau mehrere Varianten ausgearbeitet. Der Aufbau bei welchem die Schiebemuffe direkt am Planetenträger geführt wird und die Montage der Baugruppe mit einem Sicherungsring erfolgt, wurde für die folgende Entwicklung des Aktuierungssystems herangezogen. Aufgrund der vorliegenden Rahmenbedingungen erschien die Aktuierung der Klauenkupplung mithilfe eines elektromagnetischen Systems als besonders effizient. Nach Absprachen mit Herstellern solcher Magnetsysteme wurden drei Aktuierungsvarianten ausgearbeitet. Im Zuge eines Design Reviews wurden die beiden favorisierten Disconnectsysteme präsentiert und auf mögliche Problemstellungen untersucht. Danach wurden die Systeme optimiert und ein alternativer Lösungsansatz zur Vereinfachung der Baugruppe untersucht. Schlussendlich wurde das im Zuge dieser Masterarbeit ausgearbeitete Disconnectsystem mit Disconnectsystemen verglichen, welche sich bereits in Serienproduktion befinden. Es zeigte sich, dass durch die erstellte Masterarbeit für die Firma MAGNA Powertrain ein neuartiges Disconnectsystem entwickelt werden konnte, das großes Zukunftspotenzial aufweist.

Die vorliegende Masterarbeit soll dem ECS in Zukunft als Grundlage für die Entwicklung innovativer Disconnectsysteme dienen, welche den derzeit am Markt befindlichen Systemen in Bezug auf Effizienz und Bauraumbedarf überlegen sind. Dadurch kann die Reichweite der Elektrofahrzeuge gesteigert werden, was in Kombination mit den fahrdynamischen Vorteilen eines Allradantriebes die E-Mobilität für den Kunden attraktiver gestaltet soll. Die von mir gewonnenen Erkenntnisse sollen in weiterer Folge dienen, die Umstellung der Energieversorgung in der Mobilität von fossilen Brennstoffen zur Elektromobilität zu beschleunigen, damit die Mobilität in Zukunft nachhaltiger und umweltschonender gewährleistet werden kann.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: konventioneller 4WD-Antriebsstrang [17]	2
Abbildung 2.2: Einteilung der Hybridklassen nach elektrischer Leistung [4]	3
Abbildung 2.3: Serieller Hybridantrieb [2]	4
Abbildung 2.4: Paralleler Hybridantrieb [2].....	5
Abbildung 2.5: Axle-Split-Hybridantrieb [2].....	6
Abbildung 2.6:Leistungsverzweigter Hybridantrieb [2].....	6
Abbildung 2.7: Two-Mode Hybridantrieb [2].....	7
Abbildung 2.8: Leistungscharakteristika von Verbrennungs- und Elektromotor [4].....	8
Abbildung 2.9: Anordnung der Elektromotoren im Antriebsstrang [4]	9
Abbildung 2.10: Antriebsstrangtopologie Tesla Model S 75D [3].....	9
Abbildung 3.1: 4WD Antriebsstrang mit und ohne Disconnectsystem [16].....	11
Abbildung 3.2: Systemlayouts für die Allradabschaltung [6]	13
Abbildung 3.3: Manuell schaltbarer Nabenfrenlauf [20]	14
Abbildung 3.4: Getrag Hinterachsgetriebe mit Twinsterkupplungen [7].....	15
Abbildung 3.5: Entkopplung einer Differenzialausgangswelle [23].....	16
Abbildung 3.6: Entkopplung an einer Differenzialabtriebswelle.....	17
Abbildung 4.1: Konventionelles Kegelraddifferenzial.....	19
Abbildung 4.2: Stirnraddifferenzial	20
Abbildung 5.1: Aufbau des Stirnraddifferenzials	23
Abbildung 5.2: Skizze der Entkopplung an den Sonnenrädern	24
Abbildung 5.3: Skizze der Entkopplung des Planetenträgers vom Außengehäuse.....	25
Abbildung 5.4: Skizze der Innenentkopplung mit Doppelgehäuse.....	26
Abbildung 5.5: Skizze der Entkopplung durch Planetenradverschiebung.....	27
Abbildung 5.6: Skizze der Außenringentkopplung; Links: Variante 1; Rechts: Variante 2	28
Abbildung 6.1: Elektrische Antriebseinheit	41
Abbildung 6.2: Abmessungen des verfügbaren Bauraumes.....	43
Abbildung 6.3: Bauraumbedarf	47
Abbildung 6.4: Zahneingriff zwischen Sonnenrad und Planetenrad.....	48
Abbildung 6.5: Zahneingriff zwischen den Planetenrädern.....	50
Abbildung 6.6: Baugruppe mit Sonnen- und Planetenrädern.....	51
Abbildung 6.7: Auf- und Seitenriss der Baugruppe mit Sonnen- und Planetenrädern.....	51

Abbildung 6.8: Montage des Stirnraddifferenzials.....	52
Abbildung 6.9: Schweißnaht am Planetenträger	53
Abbildung 6.10: Schnitt durch die Baugruppe.....	54
Abbildung 6.11: Berechnungsmodell des Differenzials inklusive Lagerung	55
Abbildung 6.12: Berechnungsmodell für die Krafteinleitung	56
Abbildung 6.13: Relativbewegungen im Berechnungsmodell	56
Abbildung 6.14: Lastverteilung im Nadelkranz.....	57
Abbildung 6.15: Hertzsche Pressung an den Wälzkörpern.....	57
Abbildung 6.16: Visualisierung der Verteilung der auftretenden Hertzschen Pressung	58
Abbildung 6.17: Hertzsche Pressung am Planetenträger.....	58
Abbildung 6.18: Konstruktion mit Lagerinnenring	59
Abbildung 6.19: Fertigungstoleranzen und Lagerspiel.....	61
Abbildung 6.20: Vergleichsspannungsverlauf im Nadellagerinnenring	62
Abbildung 6.21: Vorhandener und erforderlicher Härteverlauf.....	62
Abbildung 6.22: Bauraumbedarf vergleichbarer Lagertypen	64
Abbildung 6.23: Schiebemuffe mit Klauenkupplung	65
Abbildung 6.24: Krafteinleitung in den M12 Schraubverband.....	66
Abbildung 6.25: Anordnung des M12 Schraubverbandes.....	67
Abbildung 6.26: Krafteinleitung in den M8 Schraubverband.....	68
Abbildung 6.27: Anordnung des M8 Schraubverbandes.....	69
Abbildung 6.28: Bearbeitete Planetenträgerteile	71
Abbildung 6.29: Seitenteil für Momentenübertragung.....	72
Abbildung 6.30: Seitenteil für Axialkraftaufnahme	72
Abbildung 6.31: Antriebsrad mit Klauenverzahnung.....	72
Abbildung 6.32: Schiebemuffe.....	72
Abbildung 6.33: Ansichten der montierten Baugruppe.....	73
Abbildung 6.34: Schnitt durch die Baugruppe	73
Abbildung 6.35: Integration der Anlaufscheibe in der Planetenträgerhälfte.....	74
Abbildung 6.36: Baugruppe mit optimiertem Planetenträger.....	75
Abbildung 6.37: Schweißnaht am Planetenträger.....	77
Abbildung 6.38: Schweißnahtvorbereitung an den Planetenträgerhälften.....	77
Abbildung 6.39: Aufbau mit Sicherungsring.....	78
Abbildung 6.40: Aufbau eines Hubmagneten [13].....	79
Abbildung 6.41: Aufbau eines Hubmagneten	80

Abbildung 6.42: Hubmagnet; links: unbestromt; rechts: bestromt	81
Abbildung 6.43: Kraftverlauf eines ringförmigen Hubmagneten	81
Abbildung 6.44: Kraft-Hub-Verlauf des Hubmagneten	83
Abbildung 6.45: Aufbau der Aktuierungseinheit mit ringförmigem Hubmagnet	84
Abbildung 6.46: Kennlinie Tellerfeder	85
Abbildung 6.47: Schnitt durch die Aktuierungseinheit	85
Abbildung 6.48: Kraft-Hub-Verlauf des Hubmagneten	87
Abbildung 6.49: Aufbau der Aktuierungseinheit mit ringförmigem Hubmagnet	87
Abbildung 6.50: Wellfederpaket	88
Abbildung 6.51: Systemaufbau mit Wellfederpaket	89
Abbildung 6.52: Systemaufbau mit Elektromagnet	90
Abbildung 6.53: Betriebszustände: links disconnected; rechts conneted	91
Abbildung 6.54: Berechnung der Balkenverformung	91
Abbildung 6.55: Fügevorgang der Schnappverbindung	92
Abbildung 6.56: Abmessungen des Elektromagneten	93
Abbildung 6.57: Kraft-Hub-Verlauf des Elektromagneten	94
Abbildung 6.58: Entscheidungsbaum der Konzeptausarbeitung	96
Abbildung 6.59: FE-Modell des Planetenträgers	97
Abbildung 6.60: Vernetztes Modell	98
Abbildung 6.61: Modell mit eingeleiteten Kräften	98
Abbildung 6.62: Zahneingriffsfälle	99
Abbildung 6.63: Hauptnormalspannungen (Zug) im Planetenträger	99
Abbildung 6.64: Hauptnormalspannungen (Druck) im Planetenträger	100
Abbildung 6.65: Bauraumvergleich der Differenziale	102
Abbildung 6.66: Schmiersystem	103
Abbildung 6.67: Schmierölfluss	104
Abbildung 6.68: Baugruppe ohne Steckverzahnung	104
Abbildung 6.69: Schnitt durch die Baugruppe ohne Steckverzahnung	105
Abbildung 6.70: FE Modell der Schiebemuffe	106
Abbildung 6.71: Globales Netz der Schiebemuffe	107
Abbildung 6.72: Lokal verfeinert Netz der Schiebemuffe	107
Abbildung 6.73: Krafteinleitung im Modell	108
Abbildung 6.74: Vergleichsspannungen nach Mises in der Schiebemuffe	108
Abbildung 6.75: Kritische Zonen in der Schiebemuffe	109

Abbildung 6.76: Reduzierte Spannungen in der Schiebemuffe	110
Abbildung 7.1: MAGNA Disconnectsystem	111
Abbildung 7.2: GKN Sideshaft Disconnectsystem [14]	112
Abbildung 7.3: GKN Free Running Differential (FRRD) [25]	113
Abbildung 7.4: Getrag Twinstersystem [22]	113
Abbildung 7.5: Audi Quattro Ultra Technology [23]	114

Tabellenverzeichnis

Tabelle 6.1: Performance am Abtrieb	42
Tabelle 6.2: Daten der Verzahnung des Antriebsrades.....	42
Tabelle 6.3: Resultate des Sonnenrades	48
Tabelle 6.4: Resultate des Planetenrades.....	49
Tabelle 6.5: Resultate der Planetenräder	50
Tabelle 6.6: Ergebnisse der Presssitzberechnung	60
Tabelle 6.7: Lastkollektiv für die Lagerberechnung	63
Tabelle 6.8: Lebensdauerberechnung für das Rillenkugellagerpaar	63
Tabelle 6.9: Lebensdauerberechnung für das Kegelrollenlagerpaar	64
Tabelle 6.10: Eckdaten des M12 Schraubverbandes	67
Tabelle 6.11: Ergebnisse des M12 Schraubverbandes.....	68
Tabelle 6.12: Eckdaten des M8 Schraubverbandes	69
Tabelle 6.13: Ergebnisse des M8 Schraubverbandes.....	70
Tabelle 6.14: Ergebnisse der Verzahnungsauslegung.....	76
Tabelle 6.15: Stromstärke aus Temperatur- und Spannungsversorgung.....	83
Tabelle 6.16: Stromstärke aus Temperatur- und Spannungsversorgung.....	86
Tabelle 6.17: Stückliste des Disconnectsystems	101

Literaturverzeichnis

- [1] Tschöke, H. (2014). *Die Elektrifizierung des Antriebsstranges*. Springer Vieweg.
- [2] Reif, K. (2010). *Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe mit Brennstoffzellen und alternativen Kraftstoffen*. Vieweg+Teubner.
- [3] (20. 07 2016). *Tesla Motors*. Von https://www.tesla.com/de_AT/models abgerufen
- [4] Wallentowitz, H. (2011). *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges*. Vieweg+Teubner Verlag.
- [5] Granzow, C., Gruhle, W., Pelchen, C., Spiß, M., & Thies, A. (09 2005). Allradantrieb, Elektronisch vernetzte Fahrzeugfunktion mit Längsverteiler und Quersperre. *ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift*, S. 710-717.
- [6] Grassmann, T., & Schwekutsch, M. (09 2009). Verringerung des allradbedingten Mehrverbrauchs durch dynamische Allradabschaltung. *ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift*, S. 672-679.
- [7] Höck, M., & Nett, H.-P. (10 2011). Gesteigerte Effizienz und Fahrdynamik durch ein adaptives Allradsystem. *ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift*, S. 768-773.
- [8] Riedl T. (08 2013). Entwicklung eines Leichtbaudifferenzials. *Bachelorarbeit FH Wels*.
- [9] Smetana, T., & Biermann, T. (02 2011). Kompakte Leichtbaudifferenziale. *ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift*, S. 108-113.
- [10] Heizenröther, M. (2005). Das Strinraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive Sperrwertanalyse. *Dissertation TU München*.
- [11] Dr. Ing. Knödel, U., Dipl.-Ing. Stein, F.-J., & Dipl.-Ing.(FH) Schlenkermann, H. (07- 08 2011). Variantenvielfalt der Antriebskonzepte für Elektrofahrzeuge. *ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift*, S. 552-557.
- [12] Fahrenwaldt, H., Schuler, V., & Twrdek, J. (2013). *Praxiswissen Schweißtechnik*. Ulm: Springer Vieweg.
- [13] Tremba, R. (27. 09 2016). www.magnetbasics.de. Von <http://www.magnetbasics.de/hubmagnete/hubmagnet.htm#definition> abgerufen
- [14] (06. 10 2016). *GKN Driveline Systems*. Von <http://www.gkn.com/frankfurt/technology-and-solutions/state-of-the-art/Pages/Rear-Drive-Unit-with-ETM.aspx> abgerufen
- [15] Bauer, H. (2003). *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag.
- [16] Pizzinini, A., & Salvia, M. (2015). AWD Disconnect System of the Jeep Renegade 2015. *EAWD'15 Congress, April 16th, 2015*, (S. 1 - 26). Graz.
- [17] (20. 10 2016). Von GMinSidenews: <http://www.gminsidenews.com/forums/f37/all-new-mercedes-benz-vito-fwd-rwd-awd-versions-174361/index3.html> abgerufen
- [18] Muhs, D., Wittel, H., Jannasch, D., & Vofsiak, J. (2005). *Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellen*. Braunschweig, Reutlingen, Augsburg: Friedr. Vieweg & Sohn/GWV Fachverlag GmbH.
- [19] Duesmann, M. (2014). Warum sich E-Antriebe durchsetzen. *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, 54-59, Ausgabe 15.

- [20] (15. 09 2016). *Fortec*. Von <http://www.fortec.de/IMAGE/Automatica.jpg> abgerufen
- [21] (05. 11 2016). *GKN Driveline Systems*. Von <http://www.gkn.com/driveline/de/our-solutions/Pages/Glossary.aspx?letter=F> abgerufen
- [22] (05. 11 2016). *Automobilrevue.ch*. Von <http://old.automobilrevue.ch/artikel/a/auf-die-sparsame-tour.html> abgerufen
- [23] (17. 11 2016). Von <https://i.ytimg.com/vi/FvRxqKQFesk/maxresdefault.jpg> abgerufen
- [24] Fischer, R., Jürgens, G., Küçükay, F., Nojork, R., & Pollak, B. (2012). *Das Getriebebuch*. Wien: Springer Wien New York.
- [25] Marks, J., & Seidl, H. (30. 11 2009). CTI Symposium E-Drive Gearbox for Hybrid AWD. Berlin, Deutschland.