

Entwicklung eines elektrisch getriebenen Zweigang-Achssystems für schnellfahrende Baumaschinen und Feuerlöschfahrzeuge

Elektromotorische Antriebstechnik hält zunehmend Einzug auch in schwere Baumaschinen und Sonderfahrzeugen. In der Vergangenheit waren aufgrund der erforderlichen hohen Momente und Leistungen die elektrischen Antriebssysteme häufig schwer und voluminös und somit für Baumaschinen oft wenig attraktiv.

Die Weiterentwicklung der Motoren, Umrichter und Batterien in den vergangenen Jahren, mit deutlich kompakteren Antrieben, mit hoher Leistungsdichte und dem Trend zu hohen Antriebsdrehzahlen von $n \geq 10.000$ U/min, machen die Antriebe für Baumaschinen und Sonderfahrzeuge zunehmend attraktiv.

Gleichzeitig stellen diese geänderten Rahmenbedingungen große Herausforderungen an die Auslegung eines Antriebsstrangs. Die bisher im hydrodynamischen Antriebsstrang üblichen Antriebsdrehzahlen von $n < 3.500$ U/min steigen auch in schweren Baumaschinenantrieben auf über 10.000 U/min. Gleichzeitig führen hohe Batteriekosten zu steigenden Erwartungen an den Gesamtwirkungsgrad des Antriebssystems.

Moderne Elektromotoren bieten mit einer großen Spreizung von Drehmoment und Drehzahl einen weiten stufenlos durchfahrbaren Geschwindigkeitsbereich. Im Vergleich zum verbrennungsmotorischen Antrieb kann mit moderner elektrischer Antriebstechnik die Anzahl der Gangstufen deutlich reduziert werden, auch kann die sonst notwendige Reversierstufe im Getriebe entfallen.

Somit können elektrische Antriebssysteme auch im Baumaschinenbereich deutlich kompakter und leichter gestaltet werden.

Unter dieser Prämisse war es das Ziel, ein innovatives, modulares und elektrisch getriebenes Achssystem für Baumaschinen und für Feuerlöschfahrzeuge zu entwickeln.



Bild1: Mögliche Anwendungen

1) Folgende Merkmale waren uns wichtig:

a) **Antriebsstranglayout:**

Allradantrieb sollte in einem 4x4, 6x6, 8x8 und 10x10 Antriebsstrang möglich sein.

b) **Antriebstechnologie**

Voraussetzung war ein Elektroantrieb, welcher, zumindest im Innenstadtbereich, ein emissionsfreies Fahren ermöglicht

c) **Raumbedarf**

Die modularen Antriebskomponenten sollten eine möglichst **freie und flexible Gestaltung** des Chassis ermöglichen (kein Gelenkwellenstrang erforderlich).

d) **Geländetauglichkeit**

Für die notwendige gute Geländegängigkeit ist ein hoher Federweg von ± 150 mm erforderlich. Auch sollte das Fahrniveau variabel einstellbar sein.

e) **Fahrdynamik**

Um eine Verwendung des Antriebssystems in unterschiedlichsten Baumaschinenanwendungen zu ermöglichen, sollte sowohl ein hohes Steigvermögen als auch ein hohes Beschleunigungsvermögen sichergestellt sein. Auch sollte für Feuerlöschanwendungen eine hohe Endgeschwindigkeit von 120km/h erreicht werden.

2) **Randbedingungen:**

- Achslast 8 bis 11 t pro Achse
- Fahrzeugsteigfähigkeit > 40%
Somit ist eine Zugkraft pro Achse von 45 kN erforderlich
- Auslegung des Antriebsstrang für Fahrgeschwindigkeiten bis zu 120 km/h.

- Antrieb: PSM-Motor mit folgenden Daten:

Drehzahl: $n_{\max} = 10.000$ U/min

Antriebsmomente: $M_{\text{Dauer}} = 260$ Nm

$M_{\text{Peak}} = 425$ Nm

Leistung: $P_{\text{Dauer}} = 120$ kW

- Erforderliche Bremsverzögerung beträgt ca. 6 m/s^2

3) Achskonzept:

Für die Umsetzung der Aufgabenstellung wurde das Achskonzept einer Einzelradaufhängung gewählt.

Um die notwendige Fahrdynamik und Federwege zu erreichen wäre auch ein konventionelles Lenkachskonzept denkbar. Ausschlaggebend für die Einzelradaufhängung war unter anderem der Wunsch nach einer möglichst tiefen Rahmenlage, einem einstellbaren Fahrniveau und einem hohen dynamischen Federweg. Mit einer Einzelradaufhängung mit Doppeldreieckslenkern konnten diese Forderungen am besten erfüllt werden.

Die von Kessler & CO entwickelten Achskomponenten, Radseite und Achsantrieb mit Motor und Getriebe sind als Module in unterschiedlichsten Fahrzeugen nahezu unverändert verwendbar. Hingegen ist die Ausführung der Dreieckslenker, der Federung und der Dämpfung sehr stark vom Fahrzeug, der Rahmengestaltung und vom Einsatzspektrum des Zielfahrzeuges abhängig. Deshalb sind die Dreieckslenker Lieferumfang des Kunden.

Im Folgenden möchte ich auf die wesentlichen Merkmale unserer Komponenten Radkopf und Antrieb mit Schaltgetriebe eingehen:

4) Achskomponenten:

a) Getriebe:

Übersetzungen:

Aus den gegebenen Randbedingungen, maximale Fahrgeschwindigkeit $V = 120\text{km/h}$, der Zugkraft pro Achse von 45 kN und der Dauerleistung pro Achse ergibt sich folgende Zugkraftforderung für das Antriebssystem:

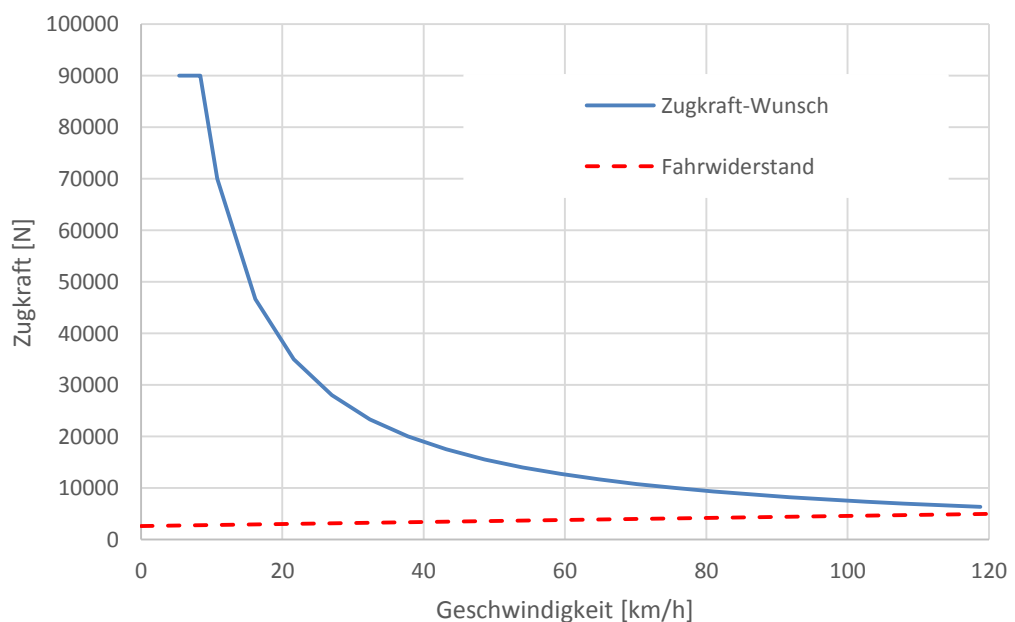


Diagramm 1: Zugkraft Kennlinie bei 4x4

Die große Spreizung des Elektromotors von 2,5 erlaubt eine Reduzierung des Getriebes auf 2 Gangstufen:

Mit einer Gesamtübersetzung von $i = 59,57$ im 1. Gang und $i = 16,2$ im 2. Gang kann sowohl die Forderung nach maximaler Zugkraft als auch nach der maximal möglichen Fahrgeschwindigkeit erfüllt werden. Im Diagramm 2 sind die Motorkennlinien und im Diagramm 3 die realisierbaren Zugkräfte über die Geschwindigkeit als Dauer und 10s Spitzenwerte dargestellt.

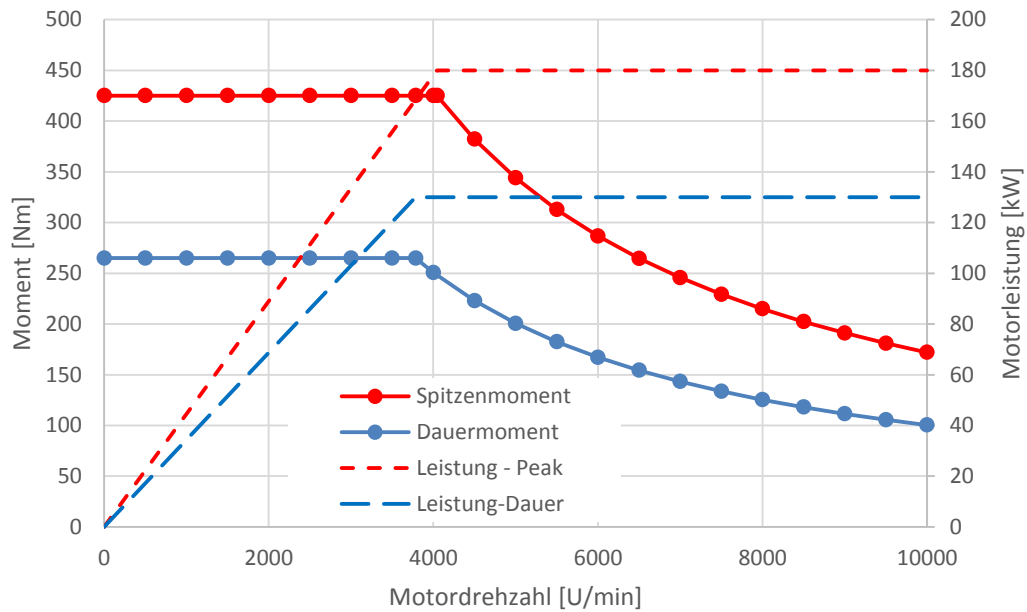


Diagramm 2: Motorkennlinien

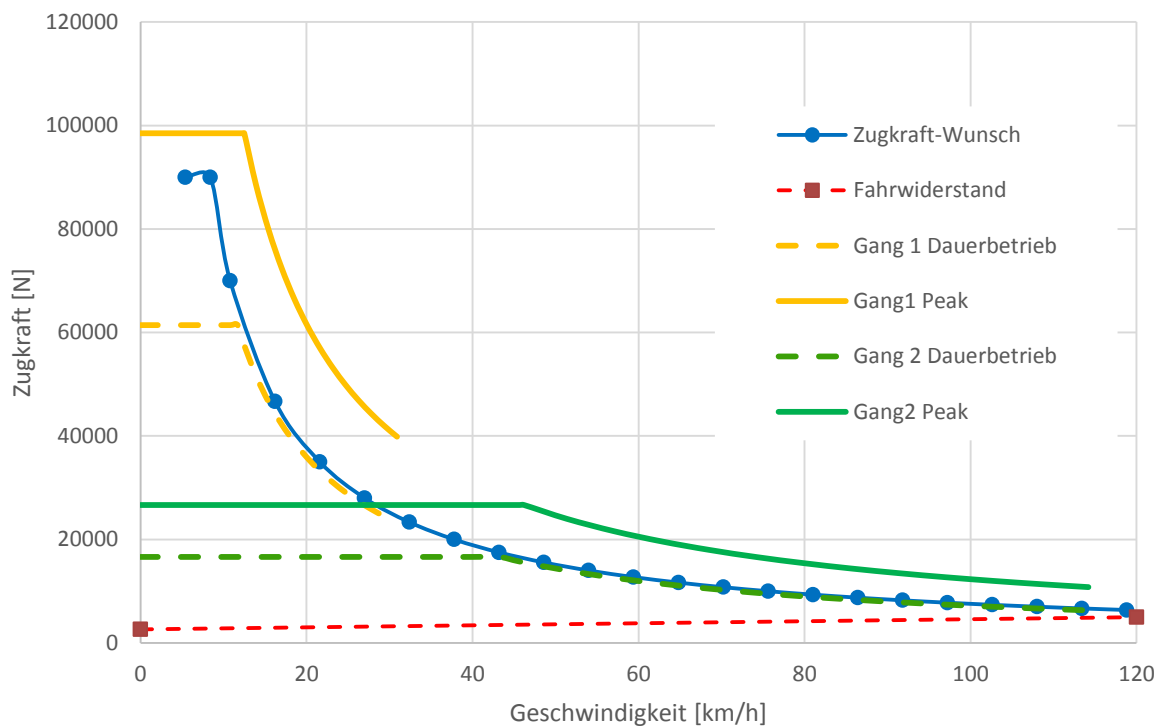


Diagramm 3: Zugkraft Kennlinie (4x4)

Berücksichtigt man in der Radseite eine Planetenübersetzung von $i_{pl} = 4,36$, ergeben sich die notwendigen Übersetzungen im Mittenge triebe mit $i = 8,75$ im 1. Gang und $i = 3,73$ im 2. Gang.

Getriebe layout:

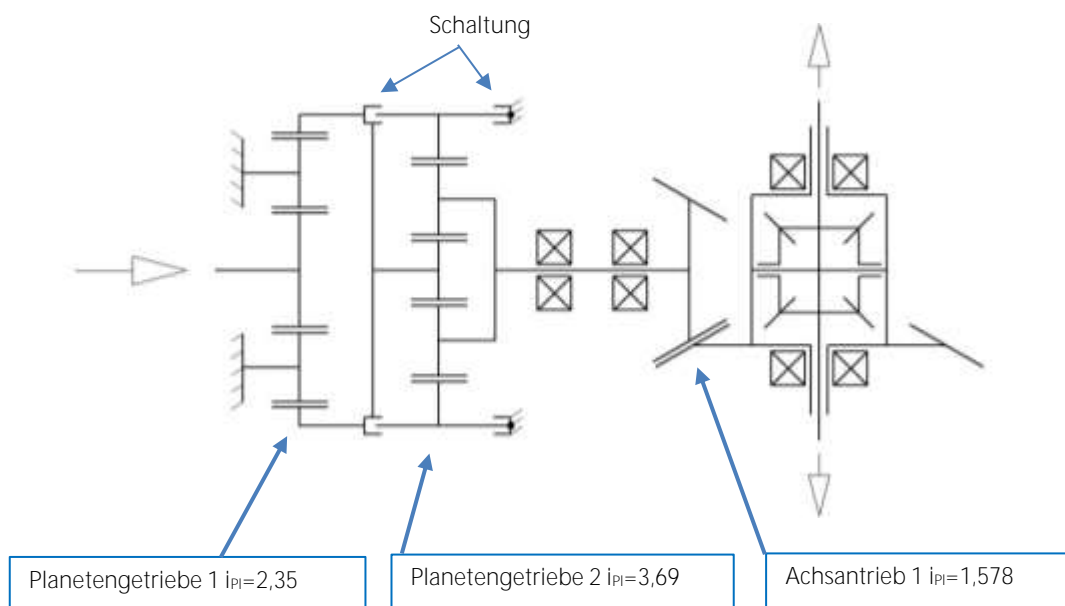
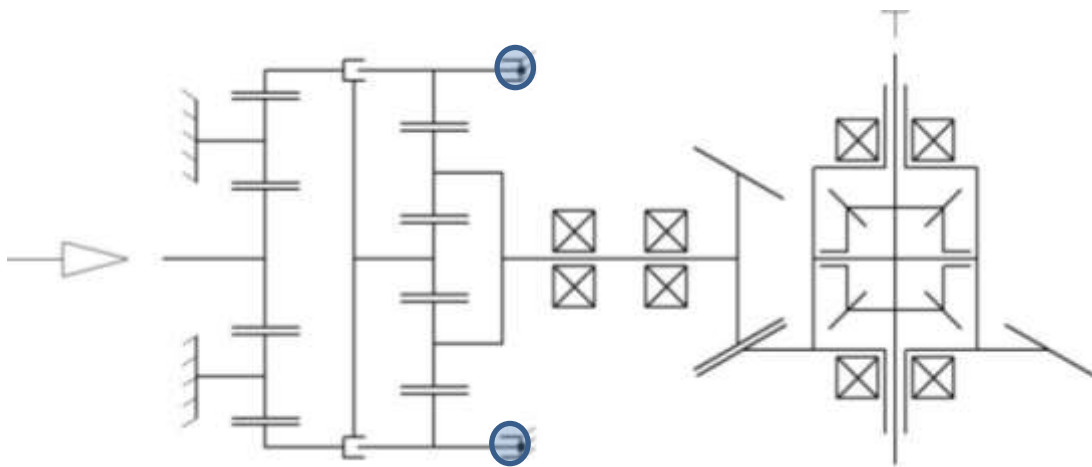


Bild 1: Getriebe layout

Das schaltbare Planetengetriebe hat im motorseitigen Getriebeteil eine Übersetzung von $i_{PL} = 2,35$ und im inneren Planetengetriebe eine Übersetzung von $i_{PL} = 3,69$.

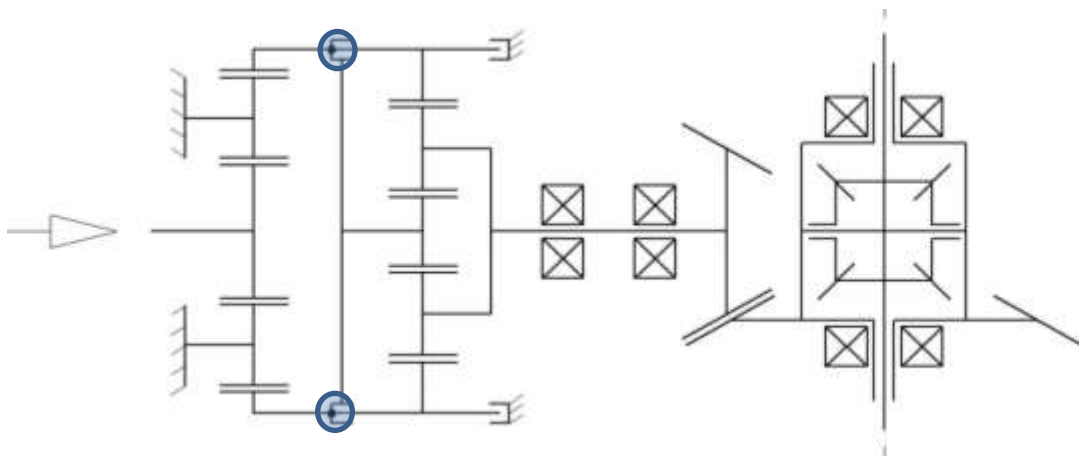
Um die Drehzahlen am der Kegelrollenlager des Kegelritzels bei Maximalgeschwindigkeit im zulässigen Bereich zu halten, wurde im Kegeltrieb eine geringe Übersetzung von 1,578 realisiert.

Die Getriebe schaltung erfolgt als Klauenschaltung indem das innere Hohlr ad entweder mit dem drehenden äußeren Hohlr ad verbunden wird (Straßengang) oder mit dem stehenden Gehäuse verbunden wird. Die Ausführung der 2 Gang Schaltung mit Klauenkupplung hat den Vorteil von vernachlässigbaren Schleppverlusten, erfordert aber eine sehr genaue Synchronisierung der Elektromotordrehzahl beim dynamischen Schalten während der Fahrt.



$$i_{pL} = 2,835 \cdot 3,69 \cdot 1,578 \cdot 4 = 59,74$$

Bild 2: Schaltstellung: Geländegang



$$i_{pI} = 2,5 \cdot 1 \cdot 1,578 \cdot 4 = 16,18$$

Bild 3: Schaltstellung: Straßengang

Schmierung und Ölhaushalt:

Um einen effizienten und im Wirkungsgrad optimierten Antrieb zu realisieren, sind bei den gegebenen hohen Drehzahlen Sondermaßnahmen erforderlich.

Große Bedeutung kommt dem Ölhaushalt des Getriebes zu. Um das Planschen der Getriebeteile zu minimieren, wurden Maßnahmen getroffen, um den Ölstand geschwindigkeitsabhängig zu variieren.

Die Schmierung des Antriebs erfolgt sowohl über Tauchschmierung als auch mit einer radgetriebenen Ölpumpe.

Bei langsamer Fahrgeschwindigkeit (im Geländegang) und somit geringem Ölstrom aus der Pumpe wird das Getriebe überwiegend mit Tauchschmierung versorgt.

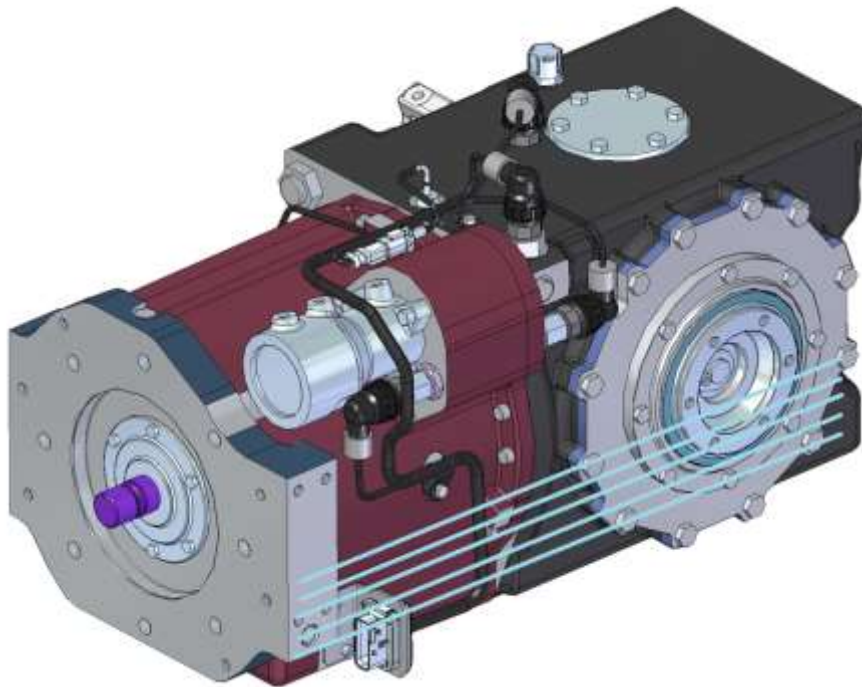


Bild 4: Ölstand bei geringen Fahrgeschwindigkeiten.

Bei mittleren und hohen Fahrgeschwindigkeiten würde die Tauchschmierung zu erheblichen Verlusten und zu einer massiven Erwärmung des Getriebes führen. Um dies zu vermeiden wird der Ölstand bei steigender Fahrgeschwindigkeit dynamisch im Bereich des Schaltgetriebes und auch im Differential abgesenkt. Dazu werden oben liegende Ölspeicher mit definiertem Abfluss mit dem überschüssigen Volumenstrom der Schmierpumpe und durch die Förderwirkung der Zahnräder gefüllt.

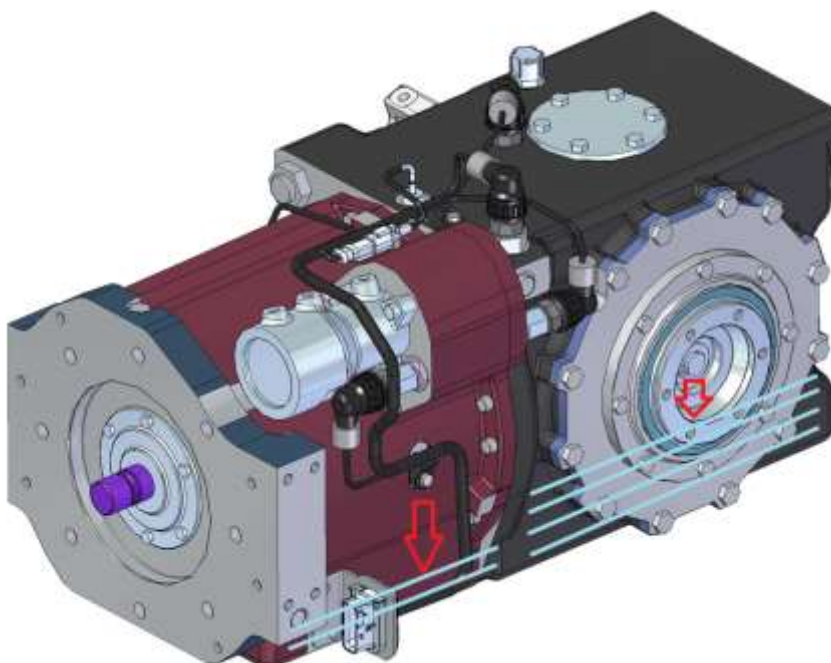


Bild 5: Abgesenkte Ölstände bei hohen Fahrgeschwindigkeiten

Als weitere Maßnahme die Getriebeverluste durch Ölplanschen zu minimieren wurden die schnelllaufenden Getriebeteile mit Öblechen abgeschirmt.

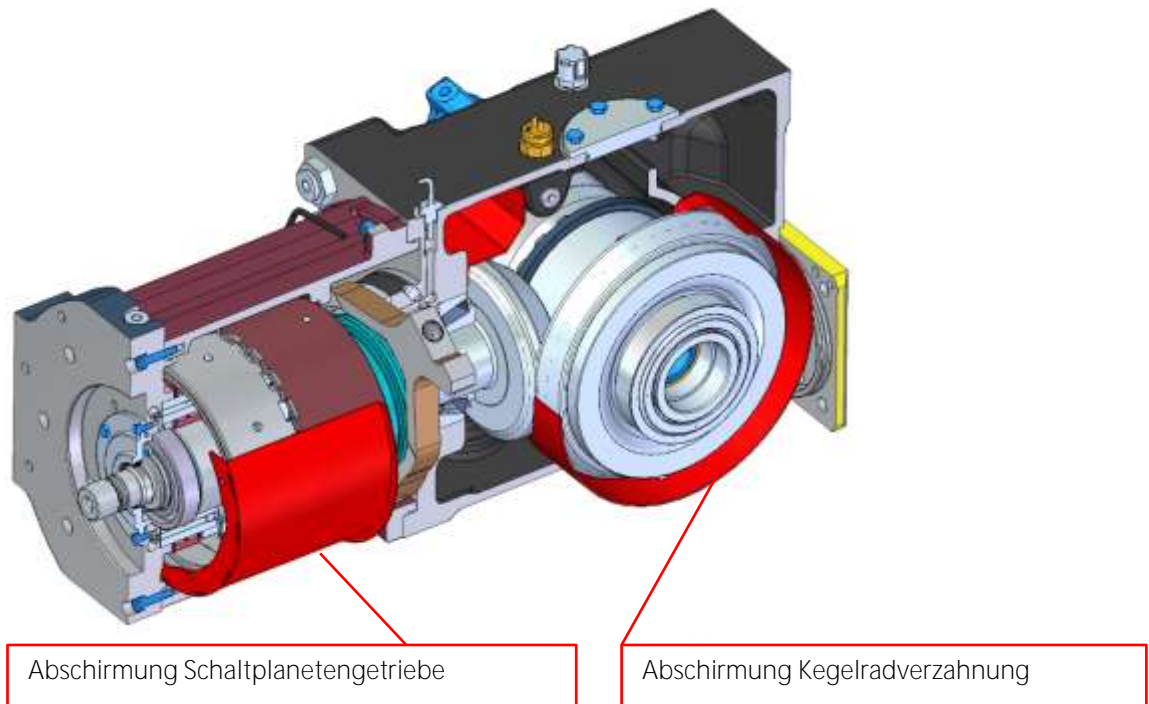


Bild 6: Abschirmung schnell drehender Getriebeteile

b) Radseite:

Da die Tragfähigkeit der Gelenkwellen insbesondere im eingelenkten Fahrzustand begrenzt ist, sind Radplanetengetriebe erforderlich. So können die Gelenkwellenmomente auch bei den geforderten hohen Abtriebsmomenten im zulässigen Bereich gehalten werden.

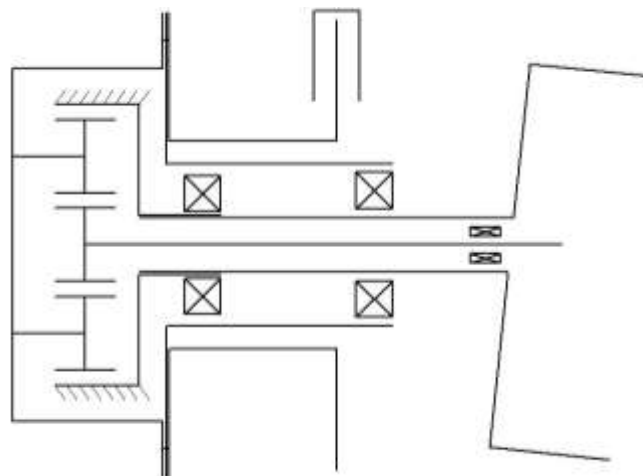


Bild 7: Radseitenprinzipskizze mit einem Radplanetengetriebe

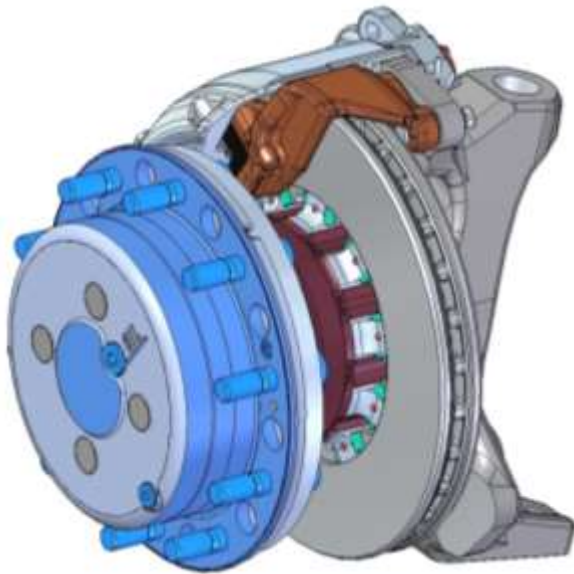


Bild 8: Radseitenausführung mit einem Radplanetengetriebe mit $i_{PI} = 4,36$ und einer Druckluftscheibenbremse

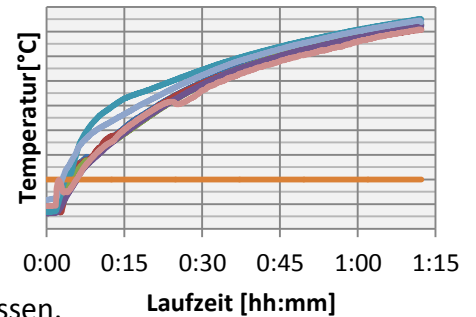
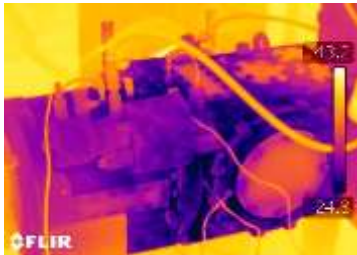


Bild 9: Ausgeführter Antrieb mit Schaltgetriebe und Motor

5) Ausblick:

Als Ergänzung zur Prototypenprobung im realen Fahrzeugeinsatz werden derzeit Optimierungs- und Validierungsversuche durchgeführt:

a) Versuche zur Sicherstellung und Optimierung der Schmierung aller Lager und Zahnräder



Diese Versuche sind weitgehend erfolgreich abgeschlossen.

b) Lebensdauerprüfung unter Last



Versuche auf dem Leistungsprüfstand werden derzeit durchgeführt.

c) Versuche zur Optimierung des Gesamtwirkungsgrades mit und ohne Last.

Aufnahme von Wirkungsgradkennfeldern.

Versuche auf dem Leistungsprüfstand werden derzeit durchgeführt.

Wirkungsgrad Straßengang:

Wirkungsgrad vorwärtsfahrt													
n _{in} [rpm] (Regelgröße)		-1.000	-2.000	-3.000	-4.000	-5.000	-6.000	-7.000	-8.000	-9.000	-10.000	T _{out} [Nm] (Regelgröße)	
T _{in} [Nm]	-200	0,986	0,986	0,982	0,980	0,979	0,980	0,960	0,954	0,930	0,930		742
	-300	0,993	0,993	0,991	0,989	0,986	0,985	0,990	0,988	0,986	0,985		1.113
	-425	0,981	0,983	0,983	0,982	0,985	0,982	0,981	0,981				1.577
n _{out} [rpm]		-270	-539	-809	-1.078	-1.348	-1.617	-1.887	-2.156	-2.426	-2.695		

d) Validierung und Optimierung des dynamischen Gangwechsels mit aktiver Synchronisierung

Versuche zur Optimierung der Regelung dazu werden derzeit auf unseren Prüfständen durchgeführt.

24.1.2021 Günter Bittlingmaier