

6

Schaeffler Leichtbaudifferenziale

Eine Differenzialfamilie mit reduziertem
Bauraum und Gewicht

Thorsten Biermann
Dr. Tomas Smetana
Prof. Dr. Bernd-Robert Höhn, FZG München
Franz Kurth, FZG München

Vorwort

Neben der Verbesserung des Wirkungsgrades einzelner Antriebsstrangkomponenten und der effizienteren Energiewandlung leistet die Gewichtsreduktion der Getriebe einen entscheidenden Beitrag zur Kraftstoff einsparung bei gleichzeitiger Verbesserung der Fahrdynamik. Während sich in der Vergangenheit bereits durch die Verwendung leistungsfähigerer Werkstoffe nennenswerte Erfolge hinsichtlich Gewichts-senkung verzeichnen ließen, blieben entscheidende Verbesserungen im Bereich der Differenzialtechnik bislang aus. Nach wie vor ist die gängigste Bauart von Achsdifferenzialen das Kegelraddifferenzial. Bei diesem ist eine Gewichtsreduzierung durch einen Austausch der Werkstoffe aufgrund der hohen Bauteilbeanspruchungen nicht möglich.

Das Schaeffler Leichtbaudifferenzial stellt eine Lösung dar, welche geringes Gewicht und Kosteneffizienz mit bemerkenswertem Bauraumgewinn vereint. Die Abkehr von der konventionellen Bauweise der Kegelraddifferenziale hin zur Bauart der Stirnraddifferenziale eröffnet die Möglichkeit, innovative Konstruktionsansätze und moderne Fertigungstechnologien einfließen zu lassen.

Um einen Überblick über die Möglichkeiten des Leichtbaudifferenzials zu geben, wird folgend zunächst die konstruktive Gestaltung und die Funktionsweise der Differenziale erläutert. Im Anschluss wird ein Vergleich zu den konventionellen Kegelraddifferenzialen im Speziellen hinsichtlich der Gewicht- und Bauraumreduktion für verschiedene Drehmomentklassen angestellt.

Einführung

Historie

Grundlage der vorliegenden Entwicklungen bildet ein Forschungsvorhaben, das bereits im Jahr 2002 von der FZG München initiiert wurde. Ziel dieses Projektes war die Entwicklung eines im Vergleich zum herkömmlichen Kegelraddifferenzial kompakteren und zudem hinsichtlich seines Gewichtes reduzierten Stirnraddifferenzials (Bild 1).

Kooperationspartner seitens der Industrie waren die General Motors Powertrain - Germany GmbH in Rüsselsheim sowie die Schaeffler KG in Herzo-



Bild 1 Stirnraddifferenzial der FZG München

genaurach. Im Rahmen dieses Projektes wurden unter Leitung von Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn der FZG München Prototypen aufgebaut und in Prüfstands- und Fahrzeugversuchen erprobt [4].

Die erfolgreichen Fahrzeugtests mit diesem ersten Stirnraddifferenzial bewogen Schaeffler, weiterführende Entwicklungen auf diesem Gebiet vorzunehmen mit dem Ziel, ein Produkt für die Großserie anzubieten.

Bei diesem neuen Differenzial wurde das Hauptaugenmerk zunächst auf die fertigungstechnologische Umsetzung und Optimierung der Fertigungskosten gerichtet, wobei ein größerer Bauraum gegenüber dem Stirnraddifferenzial der FZG in Kauf genommen wurde. Nach einigen Entwicklungsschleifen befindet sich das Differenzial im Großseriendesign auf Augenhöhe mit dem Ursprungsentwurf der FZG.

Maßgeblichen Anteil daran hat neben neuartigen Verzahnungskonzepten, die in Zusammenarbeit mit der FZG entwickelt wurden, der konsequente Einsatz der Kernkompetenz von Schaeffler für kalt umgeformte Stahlbleche. Deren Bauform und Gestaltung sorgt für eine hohe Steifigkeit des Differenzialgehäuses. Das Gehäusedesign entstand in Anlehnung an aktuelle Planetenradträger aus Stufenautomaten, die auf ähnlichen Technologien basieren. Diese wurden in der Vergangenheit bereits gestaltetechnisch optimiert, um die Leistungsdichte der entsprechenden Getriebe noch weiter zu erhöhen.

Stand der Technik

Wie eingangs erwähnt, kommen in einem Großteil der Achsgetriebe in Kraftfahrzeugen Kegelraddifferenziale zum Einsatz (Bild 2). Die Bauform des Kegelraddifferenzials bietet dabei die Möglichkeit, flexibel mit unterschiedlichen Antriebsrädern kombiniert zu werden.

Bei einem frontgetriebenen Fahrzeug mit vorn quer eingebautem Motor erfolgt der Antrieb über ein Stirnrad, über welches das Drehmoment in den Differenzialkorb eingeleitet wird. Bei heckgetriebenen Fahrzeugen oder Fahrzeugen mit Frontantrieb und vorne längs eingebautem Motor kommt üblicherweise an Stelle des Stirnrades ein Hypoidrad zum Einsatz. Der Differenzialkorb überträgt das Moment an einen Ausgleichsbolzen, auf dem die Ausgleichskegelräder montiert sind. Diese Ausgleichskegelräder bilden zusammen mit den Achsabtriebskegelrädern die Verzahnung des Umlaufgetriebes. Im Kräftefluss von Achse zu Achse befinden sich zwei Verzahnungskontakte mit einer Standübersetzung $i_0 = -1$.

Das Drehmoment wird über die Ausgleichskegelräder (4) auf die beiden Achsabtriebskegelräder (5) verteilt. Üblicherweise werden zwei Ausgleichsräder (4) eingesetzt. Der Differenzialkorb (2) ist hier zumeist einteilig als massive Gusskonstruktion ausgeführt. Öffnungen im Differenzialkorb (2) erlauben die seitliche Montage der Ausgleichs- und Achskegelräder (4, 5). Um höhere Achsmomente realisieren zu können, besteht die Möglichkeit, die Anzahl der Ausgleichsräder (4) zu erhöhen. Durch diese Maßnahme werden die Belastungen in den einzelnen Zahneingriffen gesenkt. Die Ausgleichs- und Achsabtriebskegelräder (3, 4) sind räumlich in einem kugelförmigen Gehäuse angeordnet. Die Anlageflächen der Kegelräder zum Gehäuse sind dabei zumeist ebenfalls sphärisch ausgeführt. In einem Großteil der Anwendungen werden die Achsabtriebs- und Ausgleichskegelräder als

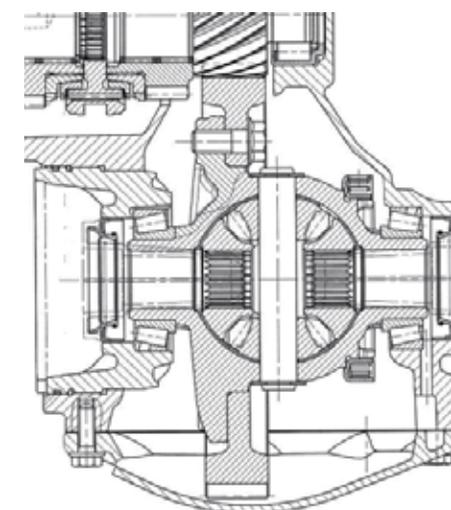


Bild 2 Standard-Achsgetriebe mit Kegelraddifferenzial

Schmiedeteile in einem Toleranzbereich von IT9 bis IT11 ausgeführt.

Stirnraddifferenzial der FZG

Konzept

Das Stirnraddifferenzial an sich ist konzeptionell mindestens so alt wie das Kegelraddifferenzial. Dem Autor liegt unter anderem ein Auszug aus ei-

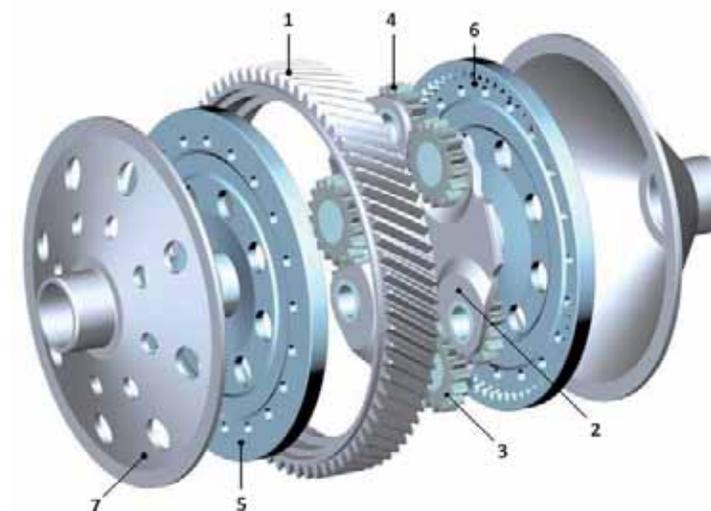


Bild 3 Explosion Stirnraddifferenzial FZG

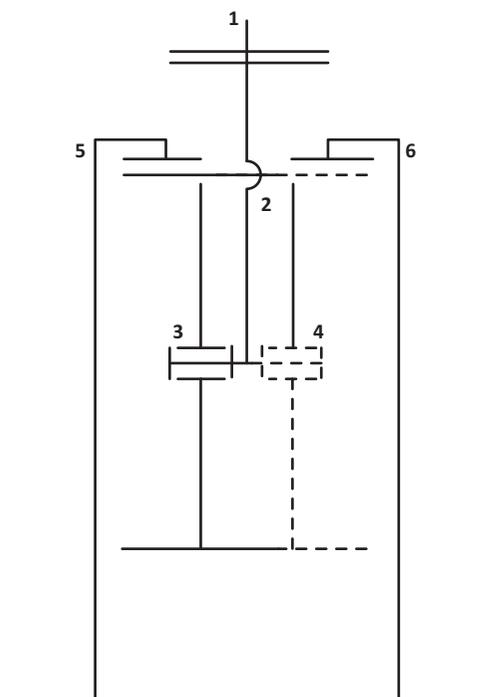


Bild 4 Getriebeschema Stirnrad-Differenzial FZG

nem amerikanischen Fachbuch mit dem Titel „Self-Propelled Vehicles“ aus dem Jahre 1911 vor, in dem ausführlich über Stirnrad-Differenziale referiert wird [1].

Das Konzept des Stirnrad-Differenzials der FZG stellt nach Müller [2] ein rückkehrendes Minusgetriebe mit der Standübersetzung $i_0 = -1$ dar. Die Einleitung des Drehmomentes erfolgt über das Antriebsrad (1) und einen Mittelsteg (2) auf dem paarweise Ausgleichs- bzw. Planetenräder (3, 4) angeordnet sind.

Die Ausgleichsräder (3, 4) eines Paares kämmen über einen Teil ihrer Verzahnungsbreite miteinander. Jeweils ein Ausgleichsrad (3, 4) eines Paares ist zusätzlich mit dem linken Abtriebshohlrad (5), das andere mit dem rechten Abtriebshohlrad (6) verzahnt. Ziel dieser Anordnung ist, die Belastungen im Verzahnungskontakt, im Speziellen die Zahnflankenpressung zwischen Ausgleichs- und Hohlrad durch die Paarung von Innen- und Außenverzahnung, zu minimieren. Ferner befindet sich der Eingriffspunkt zwischen den Hohlradern (5, 6) und Planeten (3, 4) im Vergleich zu anderen Differenzialbauformen auf einem größeren Teilkreis; was bei gleichem Radsummenmoment zu niedri-

geren Umfangskräften in der Ausgleichsverzahnung führt [3].

Vorteile der kompakten Differenzialbauform

Die im Vergleich zum Kegelrad-Differenzial geringeren Verzahnungskräfte ermöglichen einen extrem schmalen Verzahnungskontakt, der eine Bauraum- und Gewichtsreduzierung gegenüber dem Kegelrad-Differenzial ermöglicht. Nach Heizenröther [3] beträgt die Gewichtsreduktion in etwa 17 % gegenüber dem herkömmlichen Kegelrad-Differenzial. Interessant sind zudem die Möglichkeiten, die sich durch die Verringerung des Stützagerabstandes ergeben. Üblicherweise kollidiert der Bauraum des Differenzials mit dem Kupplungsgehäuse. Die radialen Bauabmaße der Kupplung werden lediglich von dem Differenzialgehäuse beschnitten. Gerade bei Zwei-Wellen-Getrieben führt dies zu Problemen, sofern zusätzlicher Bauraum für die Kupplung benötigt wird. Ein Längenzuwachs des Getriebes ist dann oftmals unvermeidbar.

Aktuell stellen Doppelkupplungsgetriebe die Konstrukteure vor neue Herausforderungen. Auch hier bereitet den Ingenieuren der Bauraumbedarf des Kupplungssystems viel Kopfzerbrechen, ist doch die Leistungsfähigkeit dieser neuen Getriebe entscheidend von der Kupplung abhängig.

Weitere Anwendungsfelder ergeben sich aus der Integration von zusätzlichen Funktionen in das Stirnrad-Differenzial, wie zum Beispiel zuschaltbaren Nebenabtrieben oder auch Verteilerdifferenzialen. Standardgetriebe können auf diese Weise relativ unaufwendig mit zusätzlichen Funktionen ausgerüstet werden und zu einer effizienteren Gestaltung des Antriebsstranges beitragen.

Letztendlich kann zumindest ein Teil des gewonnenen Bauraums für eine Optimierung der Lagerstellen genutzt werden. Der geringere Lagerabstand erweist sich hier keinesfalls als Nachteil. Ganz im Gegenteil wird der thermische Einfluss auf die Lagerstelle reduziert, da sich die Wärmeausdehnung des Getriebegehäuses entsprechend geringer auf die Lagerstelle auswirkt. Zusätzlich wird der maßgebende Radialkraftanteil annähernd zu gleichen Teilen auf die Hauptlager übertragen. Dieser Sachverhalt ermöglicht eine Reduzierung der Vorspannung und einen Austausch der bisher verwendeten Kegelrollenlager durch reibungsärmere und effizientere Kugellager.

Schaeffler Leichtbaudifferenzial

Konzept

Der Prototyp des FZG Differenzials ist hinsichtlich seines Bauraumbedarfs und Gewichtes sicherlich ein Meilenstein. Es weist allerdings einen konstruktiven Nachteil auf, der nur durch eine extrem geringe Verzahnungsbreite wettgemacht werden kann. Die Verwendung von Hohlradern mit Innenverzahnung am Achsabtrieb macht es konstruktiv unmöglich, die Ausgleichsplaneten im Gehäuse selbst zu lagern. Es muss ein zusätzlicher Mittelsteg eingefügt werden, der als Planetenträger dient. Das Gehäuse aus Stahlblech wird lediglich als Abstützung für das Achsantriebsrad (1) benötigt. Drehmomente werden nicht übertragen.

Der Ansatz des Leichtbaudifferenzials von Schaeffler besteht an dieser Stelle darin, auf den Mittel-

steg zu verzichten und die Ausgleichsräder (3, 4) direkt im Gehäuse (2) zu lagern. Dies lässt sich allerdings nur realisieren, wenn auf den Abtrieb mit innenverzahnten Hohlradern verzichtet und stattdessen auf klassische Sonnen (5, 6) zurückgegriffen wird.

Aus fertigungstechnologischer Sicht können hier im Vergleich zur ursprünglichen FZG Konstruktion Kosten eingespart werden, da zum einen ein Bauteil weniger anfällt und zum anderen die Sonnen (5, 6) aufgrund ihres geringeren Einsatzgewichtes im Vergleich zu den Hohlradern günstiger in der Herstellung ausfallen.

Konstruktiv können die Ausgleichsplaneten (3, 4) auf einem vergleichsweise größeren Teilkreisdurchmesser angeordnet werden, wodurch die Kräfte im Verzahnungskontakt zwischen den Ausgleichsplaneten (3, 4) verringert werden. Die eigentliche Innovation der Schaeffler Konstruktion besteht allerdings nicht in dem vorliegenden Konzept, sondern in den unterschiedlichen Verzahnungsvarianten, die zwischenzeitlich entwickelt wurden.

Die Verzahnung der Schaeffler Leichtbaudifferenziale

Für das Vorentwicklungsprojekt Leichtbaudifferenzial wurde seitens Schaeffler ein Getriebe von Volkswagen als Versuchsträger ausgewählt. Die Wahl fiel dabei auf das manuelle 6-Gang-Schaltgetriebe mit der Bezeichnung MQ350.

Von der Getriebearchitektur her handelt es sich um ein Drei-Wellen-Getriebe in Front-Quer-Bauweise. Das Aggregat ist für Eingangsmomente von bis zu 350 Nm ausgelegt und wird üblicherweise in den höher motorisierten Fahrzeugen des Volkswagen-Konzerns eingesetzt.

Legt man die Übersetzung des ersten Ganges zu Grunde, so sind theoretisch bei maximalem Getriebeeingangsmoment bis zu 5500 Nm Achsmoment möglich. Dieses Drehmoment bildet die Grundlage für die Verzahnungsauslegung, obwohl die Rutschgrenze deutlich niedriger liegt und in der Größenordnung von etwa 3000 Nm angenommen wurde.

Bild 6 zeigt das MQ350 im Schnitt. Bei Drei-Wellen-Getrieben ist der Kupplungsbaureaum weniger durch das Differenzial beschnitten als bei Zwei-Wellen-Getrieben. Standardmäßig wird im VW MQ350 ein Achsgetriebe mit Kegelrad-Differenzial

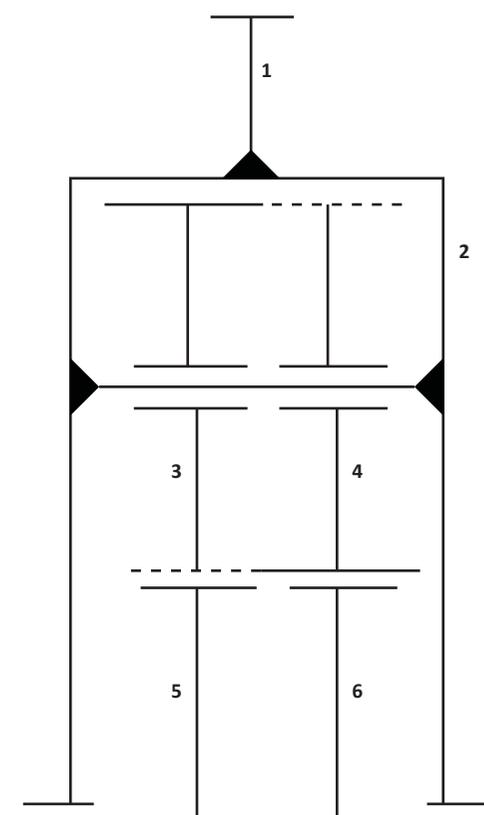


Bild 5 Getriebeschema Stirnrad-Differenzial Schaeffler

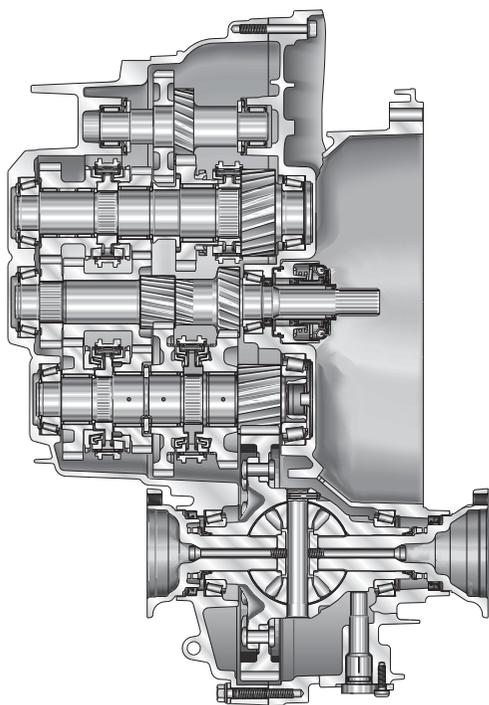


Bild 6 VW MQ350

verbaut, wobei der Differenzialkorb über Nieten mit dem Achsantriebsrad verbunden ist.

Auch beim Leichtbaudifferential wurde auf eine Verschraubung zu Gunsten von Nieten verzichtet. Das Gewicht des Kegelraddifferenzials inklusive dem Achsantriebsrad liegt in etwa bei 9 kg. Das Ziel während der Entwicklung war, dieses Gewicht um mindestens 15 % zu reduzieren und den Bauraum soweit einzuschränken, dass der Differenzialagersitz in einer Ebene mit der Hauptlagerung der Abtriebswelle liegt.

Auf den folgenden Seiten wird zwischen Differenzialen des Typs 1 und des Typs 2 unterschieden. Bild 7 zeigt eine Differenzialverzahnung vom Typ 1. Am Umfang dieses Planetengetriebes sind drei Planetenausgleichspaare angeordnet. Die Anzahl der Planetenpaare ist dabei unerheblich. Sofern die Umgebungsstruktur es zulässt, können auch vier oder fünf Planetenpaare eingesetzt werden, wobei dabei nach Müller [2] folgende Zähnezahlabedingung beachtet werden sollte:

$$\frac{Z_{So1} + Z_{So2}}{Z_{pp}} = \text{ganze Zahl}$$

Z_{So1} und Z_{So2} sind dabei die Zähnezahlen der Achsantriebssonnen, Z_{pp} ist die Anzahl der Planetenpaare

am Umfang. Eine Abkehr von diesem Zusammenhang bedeutet eine unregelmäßige Verteilung der Ausgleichsplanetenpaare am Umfang. Die Zähnezahlen der Sonnen Z_{So1} und Z_{So2} sind für Achsdifferenziale mit gleicher Drehmomentverteilung identisch.

Kennzeichnend für die Verzahnung vom Typ 1 sind drei koaxial nebeneinander angeordnete Verzahnungsbereiche. Im linken bzw. rechten Bereich kämmt jeweils ein Planet der jeweiligen Planetenpaare mit der entsprechenden Achsantriebssonne. Im mittleren Bereich kämmt die Planeten miteinander. Die Verzahnungen der Sonnen sind hier ausgespart.

Weiterhin ist zu erkennen, dass die Sonnenräder und die Planetenräder der rechten und linken Seite bei der schrägverzahnten Verzahnungsvariante spiegelsymmetrisch aufgebaut sind. Sie unterscheiden sich lediglich durch ihre Gangrichtung. Der Schrägungswinkel dient zur Erhöhung des Sperrwerts. Im Zugbetrieb legen sich die Sonnenräder an die Gehäusewand an. Wird zwischen Sonnenrädern und Gehäusewand eine Reibscheibe eingesetzt, verursacht die erhöhte Reibung in diesem Kontakt die gewünschte Sperrwirkung. Das Differential verhält sich vergleichbar mit einem momentenfühlenden Sperrdifferential, wobei der Sperrwert der Baureihe über den Schrägungswinkel und die Reibscheibe beeinflusst wird. In den

Bild 7 Verzahnung Typ 1 mit Schrägungswinkel $\beta > 0^\circ$

ersten Prototypen werden kunstharzgebundene Reibbeläge von LuK Friction als Material für die Reibscheibe getestet.

Die Abstützung der Sonnen durch das Gehäuse hat einen weiteren funktionsrelevanten Effekt. Im Zugbetrieb baut das Differential einen inneren Gegenruck auf, der die Vorspannung der Lagerung erhöht. Dadurch wird die Steifigkeit des Lagerungssystems drehmomentabhängig variiert. Auch bei hohen Drehmomenten wird so die Verzahnung des Achsantriebsrades optimal abgestützt. Die Wahrscheinlichkeit einer Geräusentwicklung wird durch diese konstruktive Maßnahme verringert.

Bei allen Stirnraddifferenzialen wurde zunächst die Verzahnung des vorliegenden Kegelraddifferenzials analysiert. Als Referenz für die Verzahnungsauslegung des Stirnraddifferenzials dienen dabei die maximalen Zahnfußspannungen und Zahnflankenpressungen der Ausgleichs- und Achsantriebskegelräder im ersten Gang.

Die Auslegung des Stirnraddifferenzials erfolgt jedoch nicht alleine unter Berücksichtigung der Beanspruchungen. Zusätzlich wird intensiv die Bauteilfestigkeit analysiert. Da jedoch bei beiden Differenzialtypen vergleichbare, einsatzhärtere Stähle Verwendung finden und auch die verhältnismäßig kleinen Bauteilgrößen in etwa übereinstimmen, werden viele Einflussfaktoren, die die Festigkeit des Werkstoffs anheben oder reduzieren, als identisch angenommen. Weitere Unterschiede in der Zahnfußtragfähigkeit, beispielsweise durch verschiedene Rauheitswerte, werden aufgrund der Betrachtung ausschließlich statischer Belastungen zunächst vernachlässigt.

Der Festigkeitsnachweis erfolgt für hohe statische Belastungen unter der Annahme, dass diese die Bauteile des Differenzials maßgeblich schädigen. Entsprechend hoch liegen die berechneten Beanspruchungen im Zahnfuß und an der Flanke. Da das Lastkollektiv des Kegelraddifferenzials nicht genau bekannt ist und daher auch nicht auf die Belastungsverhältnisse im Stirnraddifferential mit veränderten Lastspielzahlen umgerechnet werden kann, wird ein „Worst Case“ Fall zugrunde gelegt. Dieser sieht vor, dass das Kegelraddifferenzial (KRD) exakt an der Grenze von der statischen Festigkeit zur Zeitfestigkeit ausgelegt ist, was bedeuten würde, dass sowohl ein Anstieg der Beanspruchungen wie auch ein Anstieg in den Lastspielzahlen zum Versagen der Verzahnung führen würde.

Die Grundidee des Differenzialtyps 2 besteht darin, den axialen Bauraum zwischen den Sonnen des Typ 1 Differenzials zu nutzen und demzufolge eine weitere Verschmälerung und Gewichtreduktion zu erreichen. Dies ist möglich, indem ein Sonne/Planet Verzahnungskontakt in dieselbe Eingriffsebene mit dem Verzahnungskontakt Planet/Planet gerückt wird. Der Typ 1 mit drei axial nebeneinander angeordneten Zahneingriffsebenen geht somit in den Differentialtyp 2 mit lediglich zwei Eingriffsebenen über (Bild 8).

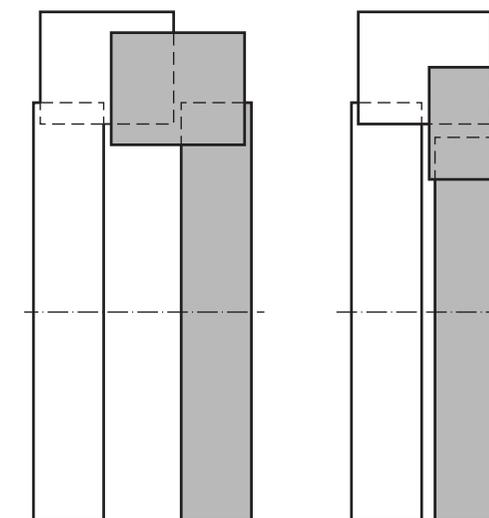


Bild 8 Verzahnungsschemata Typ 1 links und Typ 2 rechts

Wie anhand des Schemas zu erkennen ist, kann das Typ 2 Differential nur als asymmetrische Konstruktion ausgeführt werden. Hierbei wird eine der Sonnen gegenüber der anderen durch negative Profilverschiebung verkleinert, wodurch auch der Achsabstand der Stufe mit dieser Sonne reduziert wird. Das Verzahnungsprofil der zweiten Sonne wird hingegen stark positiv verschoben, wodurch hier ein großer Achsabstand erzielt wird. Resultierend ist es möglich, einen Sonne/Planet Zahneingriff unter den Eingriff Planet/Planet zu verschieben. Beide Eingriffe befinden sich somit in einer Eingriffsebene. Dabei weisen alle Zahnräder weiterhin den gleichen Verzahnungsmodul auf. Um eine symmetrische Drehmomentaufteilung auf die beiden Sonnenräder zu gewährleisten, weisen diese trotz des Größenunterschieds wie zuvor identische Zähnezahlen auf (Bild 9).



Bild 9 Das Typ 2 Stirnradifferential in geradverzählter Ausführung

Eine gleiche Drehmomentaufteilung könnte auch mit unterschiedlicher Sonnenzählzahl und Verzahnungsmodul erzeugt werden. Dann jedoch müsste zumindest einer der beiden Planeten gestuft mit zwei unterschiedlichen Verzahnungen ausgeführt werden, was gegenüber der vorgeschlagenen Bauweise deutliche Nachteile in der Fertigung mit sich bringt. Allerdings muss, um eine einwandfreie Funktion des Differenzials zu gewährleisten, der Abstand zwischen den Kopfkreisen der Sonne 2 und dem Planeten 1 ausreichend groß dimensioniert werden, um ein Kämmen dieser Zahnräder zu vermeiden. Dies zieht verhältnismäßig große Profilverschiebungen an den Sonnen nach sich.

Der Größenunterschied der beiden Sonnenräder führt auch zu einem Unterschied in deren Umfangskräften, was auf den ersten Blick einer gleichen Drehmomentaufteilung widerspricht. Werden jedoch die Wälzkreisdurchmesser der Planeten wie in Bild 10 mit in die Betrachtung einbezogen, wird der Zusammenhang erkennbar. Die Planetenräder weisen aufgrund der verschiedenen Verzahnungsparameter jedes Eingriffs zwei deutlich ungleiche Wälzkreisdurchmesser auf. Hierdurch werden die

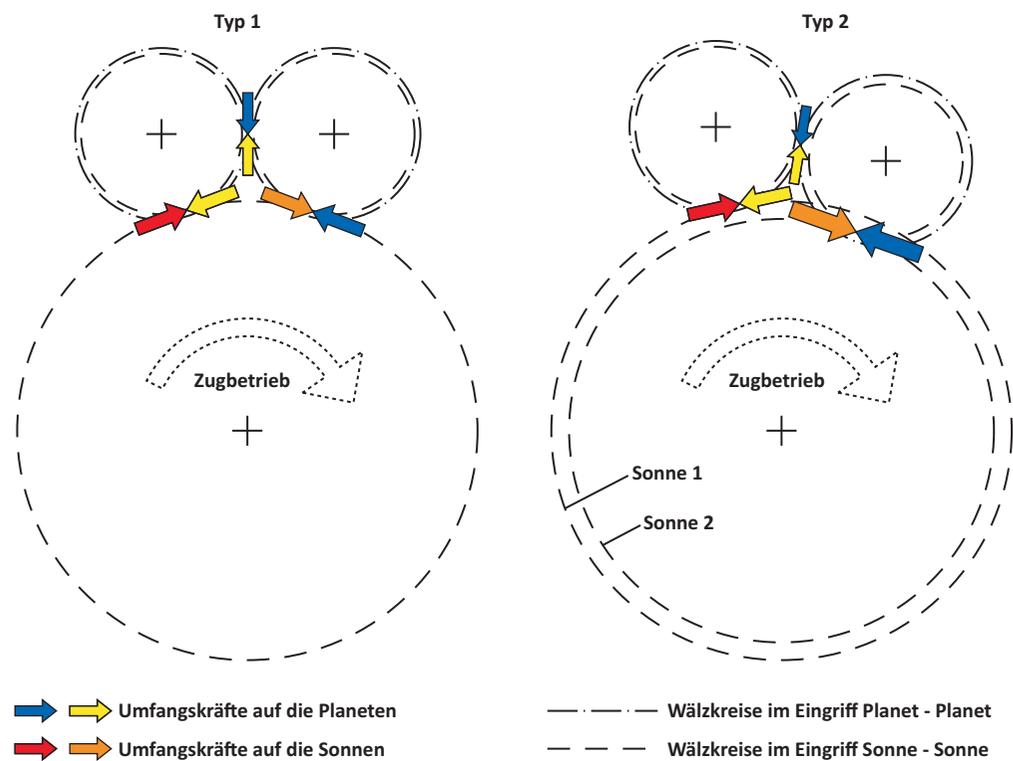


Bild 10 Umfangskräfte an den Zahnrädern der Differentialtypen 1 und 2 im Vergleich

Umfangskräfte zwischen den Planeten und den Sonnen entsprechend des Verhältnisses dieser beiden Wälzkreisdurchmesser übersetzt. Resultierend wirkt auf das kleinere Sonnenrad die höhere Umfangskraft im Vergleich zum größeren Sonnenrad, was letztlich die gleiche Drehmomentaufteilung bewirkt.

Die Herausforderung bezüglich der Verzahnungsauslegung besteht in der Tragfähigkeit des Sonnenrads 2. Aufgrund der negativen Profilverschiebung dieses Zahnrads und den damit einhergehenden schmalen Zahnfüßen ist eine deutliche Minderung der Zahnfußtragfähigkeit vorhanden. In Folge muss dieser Eingriff breiter gestaltet werden als jener von Sonne 1 zu Planet 1. Dabei wird der Vorteil der Bauraumausnutzung zwischen den Planeten in Teilen kompensiert. Konkret ist jedoch in Summe eine erhebliche Verschmälerung der Zahneingriffe um insgesamt ca. 30 % sowohl für die gerad- als auch die schrägverzählten Varianten möglich.

Das Gehäusedesign

Bild 11 zeigt das Achsgetriebe von Schaeffler im Zusammenbau. Kaltumgeformte Stahlbleche bilden das Gehäuse des Differentialgetriebes und stützen gleichzeitig das Achsantriebsrad. Die Planetenpaare sind auf einem möglichst großen Teilkreisdurchmesser angeordnet, um die Verzahnungskräfte zu minimieren. Das Achsantriebsrad ist aus diesem Grund nicht vollständig am Umfang mit dem Differentialgehäuse verbunden, sondern lediglich über drei Flansche, die als Material zwischen den Planetenpaaren verblieben sind. Bei der Auslegung der Nietverbindung wurden aktuelle, genietete Achsgetriebe als Referenz hinzugezogen.

Das Differentialgehäuse selbst besteht aus zwei Stahlblechhalbschalen, die je nach Verzahnungsdesign abweichend voneinander gestaltet sein können. Beim Differentialtyp 1 sind die beiden Halbschalen völlig identisch. Bei Differenzialen des Typs 2 sind die Grundträger identisch, jedoch ist das Bohrbild der Planetenlagerung aufgrund der unterschiedlichen Teilkreisdurchmesser



Bild 11 Schaeffler Leichtbaudifferential mit Gehäuse

der Planetenlagerungen spiegelverkehrt angeordnet. Differenziale vom Typ 1 mit Geradverzählung besitzen die höchste Anzahl an Gleichteilen. Hier bestehen neben den Gehäusehalbschalen alle Ausgleichsplaneten und auch die Sonnen aus miteinander übereinstimmenden Bauteilen.

Vorteile des Schaeffler Leichtbaudifferential

Bild 12 zeigt die unterschiedlichen Verzahnungen für Differentialtyp 1 und 2 im Vergleich. Es wird

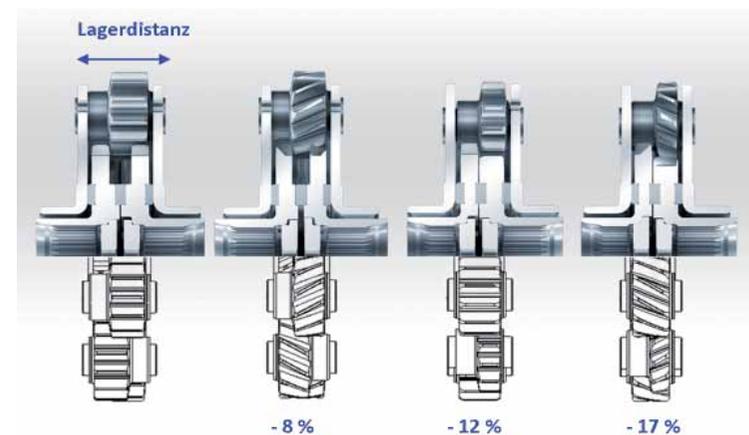


Bild 12 Verzahnungen und axialer Bauraum des Differentialtyps 1 und 2 jeweils gerad- und schrägverzählt im Vergleich

deutlich, dass der axiale Bauraum durch eine Verzahnung des Typs 2 nochmals deutlich reduziert werden kann.

Generell bedeutet dies eine nochmalige Reduktion des axialen Bauraums von in etwa 17 % zwischen dem geradverzahnten Differenzialtyp 1 und dem schrägverzahnten Typ 2. Die Verzahnung an sich wurde hinsichtlich ihrer Breite um 30 % reduziert.

Kegelraddifferenzial versus Schaeffler Leichtbaudifferenzial

Das Ziel des Projektes, ein Differenzial zu entwickeln, dessen Stütz- lagerung auf einer Ebene mit dem Hauptlager der Abtriebswelle liegt, wurde erreicht. Der Differenzialtyp 2 verbleibt sogar vollständig innerhalb der Bau- raumbreite des Achs- antriebsrades, sodass keine Kollisionen mit etwaigen Gangrädern auftreten können. Im Vergleich zum Kegel- raddifferenzial ergeben sich dabei für die höhere Drehmomentklasse die in Bild 13 darge- stellten Einsparungen.

Auf Basis der vorlie- genden Erkenntnisse wurden bereits Ent- wicklungen für weitere Differenziale in un- terschiedlichen Drehmo- mentklassen eingeleitet. Die Tendenz ist dabei grundsätzlich vergleichbar. Auch bei den Getrieben mit ge- ringerer Drehmoment- kapazität werden Vor- teile in ähnlicher Größenordnung erzielt. Um die Leistungs- fähigkeit des Schaeffler

Designs einordnen zu können, wurde unter an- derem eine Auslegung für ein Getriebe mit einem max. Achsmoment von 2100 Nm erstellt. Eine Zu- sammenstellung der Ergebnisse zeigt Bild 14.

Zusammenfassung

Mit dem Schaeffler Leichtbaudifferenzial ist eine Entwicklung vollzogen worden, die bei einem 100-jährigen Produkt von vielen Experten so nicht erwartet worden ist. Die eigentliche Grundidee, die Planeten möglichst weit nach außen zu verlagern

und dabei sogar eine Schwächung des Achsantriebs- rades in Kauf zu nehmen, grenzt schlichtweg an Fahrlässigkeit. Neben prognostizierten fertigungs- bedingten und auch funktionstechnischen Pro- blemen wurden unangemessene Geräuschemissionen des Achsantriebsrades vorhergesagt.

Umso erfreulicher sind die in der Zwischenzeit vor- liegenden Ergebnisse. Sowohl bei der akustischen Untersuchung als auch bei ersten Lebensdauer- tests zeigt sich das Leichtbaudifferenzial von Schaeffler als äußerst robust und leise.

Der aktuelle Entwicklungsstand zeigt, dass trotz schlechterer Fertigungstoleranzen und einer grö- ßeren Unrundheit des Achsantriebsrades das Stirn- raddifferenzial bis zu 10 dB unter dem Geräuschni- veau des vergleichbaren Kegelraddifferenzials liegt. Die akustische Untersuchung wurde bei AFT in Werdohl durchgeführt.

Die vorliegenden Erkenntnisse zeigen, dass das Stirnraddifferenzial bereits zum jetzigen Ent- wicklungsstand ein enormes Potenzial gegenüber dem Kegelraddifferenzial, aber auch verschiedenen Tor- sen-Konzepten, besitzt. Das Typ 1 Differenzial mit Geradverzahnung zielt durch eine hohe Anzahl von Gleichteilen auf kleinere Stückzahlen und den Funktionsumfang des Kegelraddifferenzials ab. Das schrägverzahnte Typ 2 Differenzial bedingt auf- grund unterschiedlicher Planeten, Sonnen und auch Gehäusehälften und der dem Design zu Grun- de liegenden spanlosen Fertigungstechnologie hohe Stückzahlen. Der über entsprechende Schrägungswinkel und Reibscheiben erhöhte Sperrwert bietet zudem eine Alternative zu verschiedenen mechanischen Torsen-Differenzialen.

Der gegenüber dem Kegelraddifferenzial deutlich reduzierte Bauraum ermöglicht zudem die Integ- ration von Zusatzfunktionen, die bisher nicht in Ge- trieben in Front-Quer-Anordnung vorgesehen wer- den konnten. So wurden seitens der Schaeffler KG bereits Entwicklungen für zuschaltbare Hinter-

achsabtriebe oder auch integrierte Verteilerdiffe- renziale eingeleitet. Zudem stellt das Typ 2 Diffe- renzial ein wesentliches Bauteil der in einem weiteren Vortrag beschriebenen elektrischen Ach- se dar [6].

Alles in allem kann die Präsenz des Leichtbaudiffe- renzials am Markt im Hinblick auf steigende Ener- gie- und Rohstoffpreise bzw. einer gewissen Be- schaffungsproblematik und auf Basis einer reinen Kostenbetrachtung nur steigen.

Literatur

- [1] Homans, James E.: Self-Propelled Vehicles, Theo. Audel & Company, New York, 1911
- [2] Müller, H.W.: Die Umlaufgetriebe (Auslegung und vielseitige Anwendungen), 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1998
- [3] Heizenröther, M.: Entwicklung eines Stirnraddifferenzials mit Innenverzahnung in Blechbauweise, Abschlussbericht zum Forschungs- vorhaben P546 der Forschungsver- einigung Stahlanwendung e.V. (FOSTA), 2005
- [4] Höhn, Bernd-R., Michaelis, K., Heizen- röther, M.: Kompaktes Achsgetriebe für Fahrzeuge mit Frontantrieb und quer ein- gebautem Motor, ATZ 1/2006
- [5] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: Ma- schinenelemente Band II, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003
- [6] Smetana, T.; Biermann, T.; Höhn, B.-R.; Kurth, F.: Schaeffler eDifferenzial - Das akti- ve Differenzial für den Antrieb der Zukunft: 9. Schaeffler Kolloquium, 2010

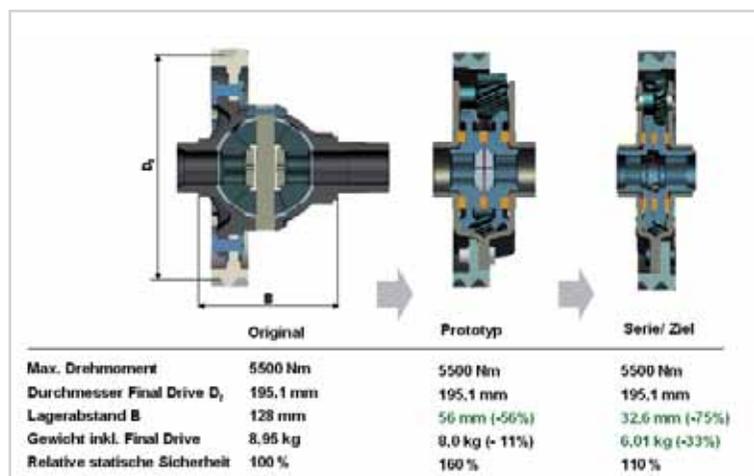


Bild 13 Gewicht- und Bauraumeinsparung für 5500 Nm Achsmoment

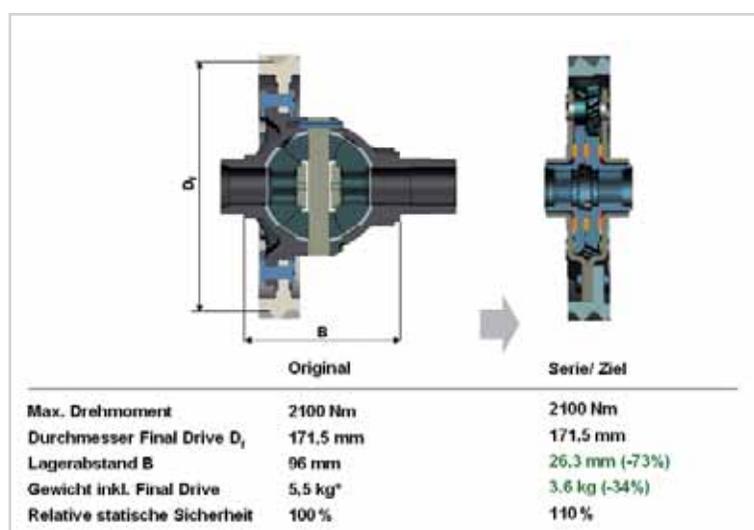


Bild 14 Gewicht- und Bauraumeinsparung für 2100 Nm Achsmoment