



CVT ohne Grenzen – Komponenten für Nutzfahrzeuggetriebe

Andreas Englisch
Hartmut Faust
Manfred Homm
Christian Lauinger
Martin Vornehm



Einleitung

Der Anstieg der Kraftstoffkosten und die Notwendigkeit zur weiteren Reduzierung von Schadstoffemissionen erfordern neue technische Lösungen, die eine Optimierung des gesamten Antriebsstranges erlauben. Dementsprechend weitet sich auch der Einsatz von Kettenvariatoren im Personenwagensegment aus. Zu der in Serie produzierten Audi multitronic® [1] in der Ausführung VL300 und deren Weiterentwicklung VL380 mit 420 Nm Variatormoment sowie dem Ford/ZF CFT30 [2] werden weitere Applikationen hinzukommen. Die Optimierung des Triebstranges ergibt aber auch bei Bussen, Trans-

portern oder Nutzkraftwagen (Nkw) Sinn, da sie einen erheblichen Anteil der Emissionen verursachen.

Ein Nkw-Getriebehersteller widmete sich dem Ziel, die Spreizung des Getriebes so groß und variabel zu machen, dass der Motor mehr oder weniger stationär in einem Bereich niedrigsten Verbrauchs und niedrigster Emissionen betrieben werden kann. Eine Motoroptimierung in genau diesem Bereich bietet dann zusätzliches Verbesserungspotenzial. Die Anforderungen an einen Variator für ein derartiges Getriebe wurden untersucht mit dem Ergebnis, dass die LuK-Serienkomponenten durchaus Potenzial bieten, um diese Aufgabe zu lösen. Deshalb wurde mit der Entwicklung eines solchen Variators begonnen.



| Fahrzeug | Audi A6 3,2FSI / 2,7TDI | Nutzfahrzeuge |
|---|---------------------------------|--------------------------------|
| Zulässiges Gewicht in kg | 2 200 ... 4 000 | 10 000 ... 40 000 |
| Max. Motormoment in Nm | 330 / 380 | 1 000 ... 3 000 |
| Max. Motorleistung in kW | 188 / 132 | 200 ... 500 |
| Geforderte Laufleistung in km | 300 000 | > 1 000 000 |
| Maximalgeschwindigkeit in km/h | 250 / 225 | 120 |
| Betriebsdauer in h | > 3 000 | > 15 000 |
| Abgas-Normen/-Ziele | EU4 | Steigende Anforderung absehbar |
| Getriebe bzw. Variator | Audi multitronic® VL300 / VL380 | Leistungsverzweigtes CVT |
| Getriebestruktur | Unverzweigt D/R | Mehrere Bereiche + D/R |
| Schnellste komplette Variatorverstellung in s | 1,2 | 0,65 |
| Max. Ölbedarf für Verstellung in l/min | 5 | 19 |
| Max. Variatormoment in Nm | -60 ... +350 / -60 ... +420 | -350 ... +600 |
| Anzahl Kettenumläufe während der Betriebsdauer in 10 ⁶ | 300 | 2 000 |
| Achsabstand Variator in mm | 171 | 220 |

Bild 1 Daten und Ziele Pkw- und Nkw-Anwendung eines CVT im Vergleich

Die Herausforderung

Vergleicht man die Daten eines Audi A6 mit den Daten verschiedener Nkw, so erscheint die Aufgabe zunächst als nicht lösbar. Bei einer ganzen Reihe von Zielen ist nicht nur eine Verdoppelung gefordert, sondern sogar ein Sprung in der Größenordnung, wie Bild 1 verdeutlicht.

Wie die Variatordaten zeigen, muss zur Erfüllung dieser Anforderungen mehr als nur eine Einzelkomponente optimiert werden. Die nachfolgenden Kapitel untersuchen alle Aspekte der Getriebestruktur und die Einzelbauteile Scheibensätze, Hydraulik, Pumpen und Kette.

Vorab sei gesagt, dass sich im Verlaufe der Entwicklung zunehmend klarer abzeichnet, dass die Herausforderung zur Realisierung eines Nkw-CVT annehmbar ist.

Getriebearchitektur

Eine der Schlüsseltechnologien bei dieser CVT-Anwendung ist das auch im LuK-Kolloquium 2002 [3, 4] beschriebene Prinzip der Leistungsverzweigung sowie die Nutzung mehrerer stufenloser Fahrbereiche. Die mit dieser Technik vorgestellten Konzepte für Pkw-Getriebekon-

struktionen [5] decken Leistungen bis über 200 kW und entsprechende Momente ab, und leiten somit ins Nkw-Segment über.

Vor diesem technologischen Hintergrund können maßgeschneiderte Getriebestrukturen entwickelt werden, wie dies z.B. auch bei Getrieben der Fall ist, die auf Hydrostaten basieren [6]. Der Kettenvariator bietet im Vergleich zum Hydrostat akustische Vorteile, was besonders für die Anwendung im Bus notwendig ist. Im Vergleich zur rein elektrischen Leistungswandlung liegt der Vorteil des Kettenwandlers bei den Kosten, dem Wirkungsgrad und bei der höheren Leistungsdichte.

Grundsätzlich vorzusehen ist in der Regel eine Hochtreiberstufe, weil Nkw-Motoren ihre Leistung bei niedrigeren Drehzahlen entfalten. Bei manchen der dargestellten Getriebearchitekturen kann diese Funktion direkt im für eine eingangsseitige Verzweigung vorgesehenen Planetensatz erfolgen. Ebenfalls vorzusehen ist ein Schaltgetriebe, das durchaus mit den bei Nkw üblichen Klauenkupplungen arbeiten kann, wenn eine Drehzahlsynchronisierung anderweitig dargestellt wird.

Die Möglichkeiten, einen Planetensatz und einen Kettenvariator über Anpassstufen miteinander zu koppeln, können in nur zwei Klassen eingeteilt werden, nämlich

nämlich mit eingangsseitigem oder ausgangsseitigem Planetensatz. In jeder dieser zwei Klassen gibt es dann alternative Anordnungen des Mehrbereichs-Schaltgetriebes. Einige Möglichkeiten zeigt Bild 2.

Bei der links dargestellten Klasse ist der Planetensatz eingangsseitig angeordnet und das Schaltgetriebe im zum Variator parallelen Leistungspfad. Wenn die zum Schaltgetriebe führende Welle festgebremst werden kann, ist zudem ein unverzweigter

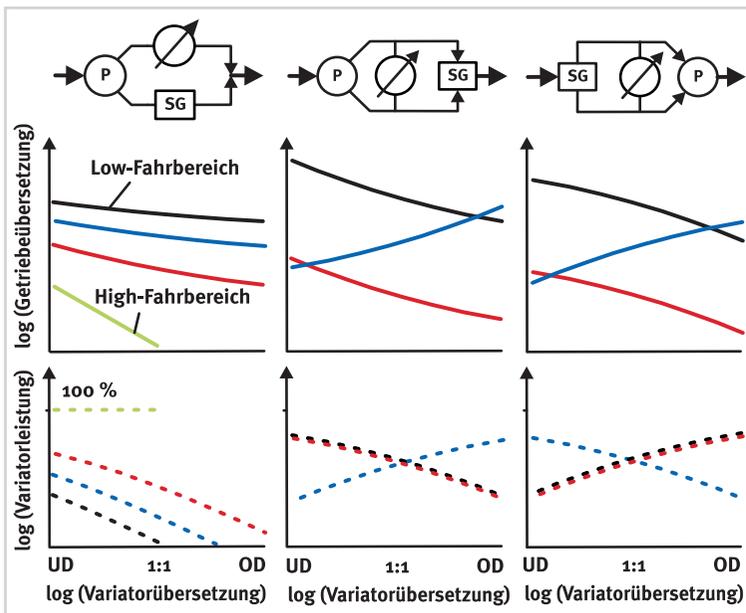


Bild 2 Drei Getriebestrukturen mit Übersetzungs- und Leistungseigenschaften
Jede Farbe entspricht einem Fahrbereich

Fahrbereich darstellbar. Unter der Skizze der Getriebearchitektur findet sich ein Beispiel, wie bei geeigneten Schaltgetriebeübersetzungen mehrere stufenlose Fahrbereiche darstellbar sind. Das jeweils ganz unten stehende Diagramm zeigt den Leistungsanteil, mit dem der Variator belastet wird.

Je nach Anwendung können die Vorteile der einen oder anderen Architekturklasse überwiegen. Bei dem links dargestellten Getriebe ergeben sich Low-Fahrbereiche mit sehr niedriger Variatorbelastung – günstig für ein nahezu stationär eingesetztes Arbeitsgerät. Beim Wechsel von einem Fahrbereich in den nächsten stellt der Variator zurück.

Die mittlere Spalte zeigt ein Getriebe, dessen Schaltgetriebebaugruppe zwei nicht-koaxiale Eingangswellen besitzt. Im Gegensatz zum links dargestellten Getriebe sind die Bereichswechsel ohne Rückverstellung möglich. Dafür muss der Variator im Mittel 50 % der Motorleistung übertragen – mehr als beim links daneben stehenden Getriebe, was aber bei leichten Nkw oder Transportern ausreicht.

Beim rechts dargestellten Getriebe sind einfach die Rollen zwischen Ein- und Ausgang getauscht. Dies hat im vorliegenden Beispiel hauptsächlich Einfluss auf die Momenten- und Drehzahlbereiche der Komponenten – nicht aber auf die Leistung.

Zur Darstellung eines „Geared-Neutral“-Getriebes ist grundsätzlich der Planetensatz abtriebsseitig zu setzen. Wenn der Planet antriebsseitig angeordnet ist, kann das Gegenteil dargestellt werden: sehr lange Übersetzungen bis hin zur Übersetzung „Geared-Zero“, bei der der Motor stillsteht.

Im Fahrbetrieb liegt der Vorteil aller dargestellten Architekturen in der für Nkw vergleichsweise geringen Anzahl von Gängen und damit Bereichswechseln. Zum Beispiel wird bei vier Fahrbereichen nach dem Anfahren nur einmal geschaltet und innerstädtisch faktisch ohne Bereichswchsel weitergefahren. Am Ortsausgang ist ein weiterer Bereichswchsel notwendig und auf der Autobahn dann ein letzter.

Variatorentwicklung jenseits 500 Nm

Die Hauptdimension: Achsabstand

Für die Steigerung der Momentenkapazität ist eine Vergrößerung der Hauptabmessungen notwendig. Bei dem hier gewählten Achsabstand von 220 mm gegenüber den im Pkw realisierbaren 150 ... 190 mm ergeben sich eine ganze Reihe von Parametern, die sich verändern und berücksichtigt werden müssen. Teilweise ist die Wirkung sogar deutlich stärker als die 25 %-ige Achsabstandvergrößerung, wie die folgende Auflistung zeigt. Die Veränderungen sind darin durch Pfeile angezeigt, deren Anzahl die Relation zur Achsabstandvergrößerung wiedergibt:

| Ursache | Folgen |
|----------------------------|---|
| Kettenlaufradien ↑ | Kettenzugkräfte ↓, Anpresskräfte ↓ |
| Anzahl der Kettenglieder ↑ | Kräfte pro Wiegedruckstück (WD) bzw. -gelenk (WG) ↓↓ |
| Ketten-Knickwinkel ↓ | Bessere Lastverteilung auf beide Laschenbügel der Kette |
| Kraft pro Wiegegelenk ↓↓ | Biegung der WG ↓, Laschenbelastung am Kettenrand ↓↓ |
| Wellendurchmesser ↑ | Biegesteifigkeit ↑↑, Wirkungsgrad ↑ |
| Krümmung der Oberfläche ↓ | Pressung ↓, Verschleiß ↓, Verschleiß pro WG ↓↓ |

Durch die Kombination verstärken sich aber auch mehrere Entlastungseffekte. Nimmt man als Basis das VL380 (Variatormoment 420 Nm) und optimiert dieses Konzept bei vergrößertem Achsabstand, so ist ein maximales Variatormoment von 600 Nm durchaus denkbar.

Wirkungsgradmessung bis 600 Nm

Zur Bestätigung obiger Überlegungen wie auch der von Forschungseinrichtungen veröffentlichten Messergebnisse [7] und Simulationen [8] wurden bei LuK an einem neuen Hochleistungsprüfstand Wirkungsgrade gemessen. Da ein kompletter Kennfeldraum bestehend aus mehreren Übersetzungen, Dreh-

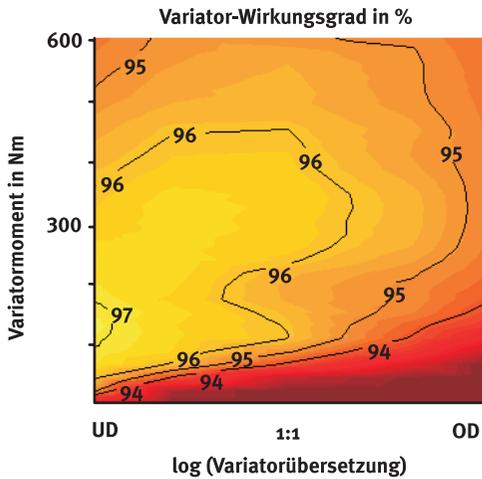


Bild 3 Messung Wirkungsgradkennfeld Kettenvariator
Achsabstand 220 mm, Antriebsdrehzahl 2500/min

zahlen und Momenten (z.T. sogar Anpressungen) abgefahren wird, stellt dies erhebliche Anforderungen an das Prüffeld. Die installierte Abtriebs-E-Maschine besitzt z.B. eine Nennleistung von 720 kW.

Im Ergebnis bestätigt sich, dass Kettenvarioren Wirkungsgrade bis über 97 % erreichen. Bild 3 zeigt als Beispiel das 600 Nm-Wirkungsgradkennfeld bei konstanter Antriebsdrehzahl von 2500/min.

Dargestellt sind hier die Roh-Messwerte (bis auf Glättung zur Rauschunterdrückung) des Testge-

triebes inklusive der Verluste der Scheibensatzlager (Pendelrollenlager). Die Steifigkeit des Testgetriebes liegt aufgrund einer Konstruktion mit auswechselbaren Scheibentellern sogar noch unter der Zielsteifigkeit. Der Wirkungsgrad könnte also in Realität noch höher sein.

Die Vergrößerung des Achsabstandes hat also die erwünschte positive Wirkung erzielt.

Vollvariabler hydromechanischer Momentenfühler

Die beim Audi VL380 umgesetzte Scheibensatz-technologie ist die Grundlage für den Einsatz bei noch höheren Momenten [9]. Zentrale Bedeutung hat der im Inneren der Druckkammern Bau-raum sparend umgesetzte stufenlos variable Momentenfühler (vMF) [14]. Bild 4 stellt den vMF in der in Serie umgesetzten Konstruktion mit Blechumformteilen dar.

Der vMF bringt die für den sicheren Dauerbetrieb im Nkw unabdingbaren Eigenschaften mit:

- Präzise, dem tatsächlichen Moment proportionale Anpressung bei allen Übersetzungen
- Dynamische Sicherheit, um Schäden auch bei Sprüngen des Momentes vorzubeugen

Die Funktion des vMF besteht darin, das entlang der im Bild 4 blau dargestellten Komponenten

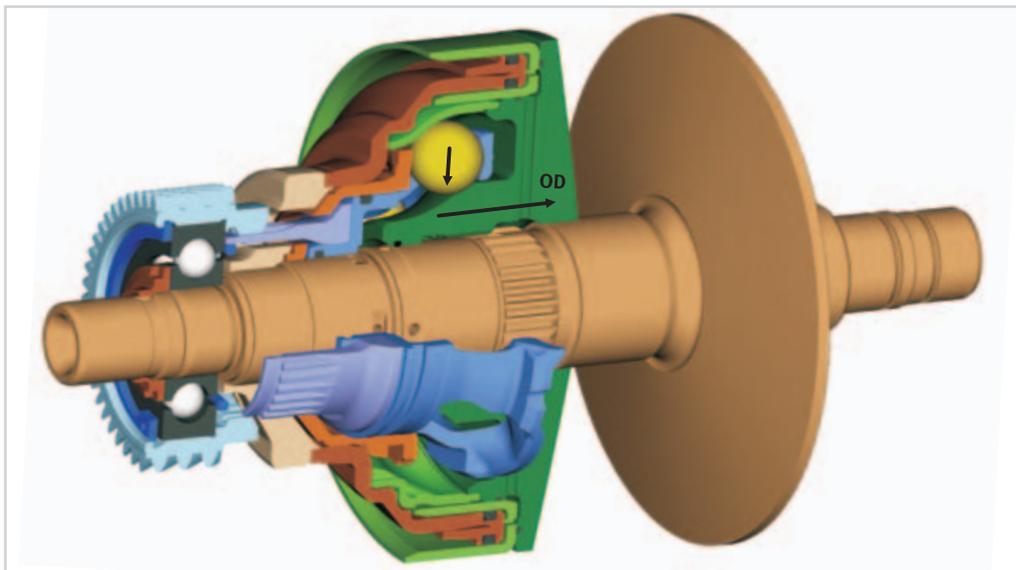


Bild 4 Antriebs-Scheibensatz mit stufenlosem Momentenfühler vMF für Audi VL380 mit 420 Nm Variormoment

eingebraachte Moment über Kugel-Rampen in eine Axialkraft umzuwandeln. Diese gelb dargestellten Kugeln sind im Inneren des Mechanismus angeordnet. Das Moment gelangt dann über die Gegenrampe der braun eingefärbten Komponente auf die Welle und von dort weiter zur Festscheibe bzw. über die Schiebeverzahnung zu den grün eingefärbten, axial beweglichen Wegscheiben.

Die durch die Kugeln erzeugte Axialkraft wirkt aber nicht direkt auf die Kegelscheibe, sondern verschleißt mit dem blauen Bauteil eine hydraulische Ablaufbohrung. Dieser Mechanismus regelt mit hoher Dynamik einen dem Moment proportionalen hydraulischen Druck ein. Der Druck erzeugt dann über große Anpressflächen die eigentliche Anpresskraft für die grünen Wegscheiben-Komponenten. Der gleiche Druck wird dabei auch dem Abtriebsscheibensatz zur Anpressung zugeführt.

Die Abhängigkeit von der Übersetzung wird dadurch erreicht, dass der Kugel-Rampenmecha-

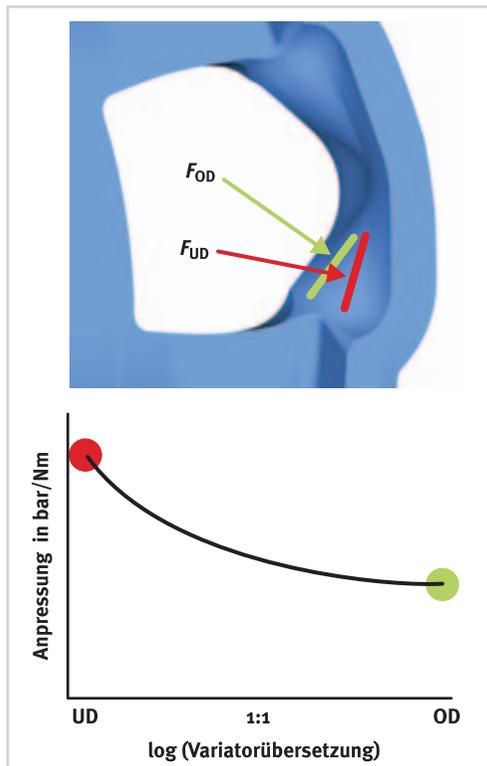


Bild 5 vMF-Rampenkontur mit übersetzungsabhängigem Winkel und resultierender Anpresskennlinie

nismus auf verschiedenen Radien verschiedene Rampensteilheiten hat. Der zur jeweiligen Übersetzung passende Rampenwinkel wird durch die radiale Positionierung der Kugeln mittels der Führungsflächen erreicht, die sich übersetzungsabhängig axial mit der Wegscheibe verschieben (in Bild 4 ebenfalls grün dargestellt).

Zur Veranschaulichung der Übersetzungsabhängigkeit des vMF dient die Detailvergrößerung des blauen Bauteils mit den unterschiedlich steilen Rampen, Bild 5.

Im Ergebnis ist der auf das Drehmoment bezogene Druck im Underdrive am größten und fällt kontinuierlich zum Overdrive hin ab. Die dreidimensionale Formgebung der Bauteile ist optimal an den unter vielfältigen Bedingungen ermittelten Anpressbedarf angepasst.

Die durch das direkte hydromechanische Prinzip erzielte dynamische Sicherheit wird anhand der Messung in Bild 6 beispielhaft belegt.

Bei der dargestellten Messung erregt ein gezielter Sprung des Antriebsmomentes eine abklingende Triebstrangschwingung am Prüfstand. Im realen Fahrzeug entspricht dies beispielsweise einem plötzlichen Gasgeben mit Nachruckeln. Wie man erkennen kann, ist zwischen dem gemessenen Moment und dem durch den Momentenfühler eingeregelt und gemessenen Druck faktisch keine Verzögerung vorhanden. Auch quantitativ ist der eingeregelt zu jedem Zeitpunkt deckungsgleich mit dem Soll-Druck, der aus dem gemessenen Moment rechnerisch ermittelt wurde.

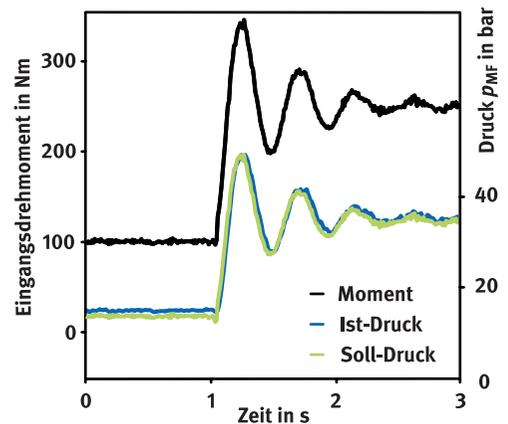


Bild 6 Dynamische Sicherheit des vMF-Anpresssystems bei einem Sprung des Antriebsmoments

Hydraulik

Das bereits bei der multitronic® umgesetzte Doppelkolbenprinzip ermöglicht es, auch bei kleiner installierter Pumpenleistung alle gewünschten schnellen Änderungen der Übersetzung hydraulisch zu bedienen. Der resultierende Verbrauchsvorteil ist auch bei Nkw anzustreben. Durch die erforderlichen extrem schnellen Verstellungen bei der hier vorliegenden Mehrbereichs-Getriebestruktur ist das Doppelkolbenprinzip sogar unumgänglich für eine effiziente Hydraulik. Es bildet die Basis der nachfolgenden Hydraulik- und Pumpenentwicklung.

Unabhängige Ansteuerung der Verstelldrücke

Trotz Hochskalierung des Gesamtsystems und der Kolbenflächen führen die im Vergleich zu Pkw wesentlich höheren Schubmomente infolge Motorbremseinrichtungen zu einem Anstieg der erforderlichen Spitzendrücke bis 100 bar. Dies bedingt höhere Druckverstärkungen der entsprechenden Ventile für die Verstelldruckkammern. Durch eine unabhängige Ansteuerung beider Ventile ist diese hohe Ventilverstärkung auch bei Volumenströmen bis 19 l/min stabil und die Hydraulik gewinnt an Ansteuerpräzision.

Anschaulich sind die Aufgaben des Anpress- und Verstellsystems und die durch diese Hydraulik umgesetzte Lösung in Bild 7 dargestellt. Der Variator erfordert zum stationären Betrieb zwei Kräfte an den Scheibensätzen, welche in einem bestimmten, von der Übersetzung abhängigem Verhältnis stehen, der sog. Stützung ζ oder auch K_p/K_s . Der Stützungswert liegt im Zugbetrieb bei der LuK CVT-Kette bei 1,05 (UD) bis max. 1,6 (OD). Im Schubbetrieb ist es der Stützungskehrwert bei inverser Übersetzung, also etwa 0,95 (OD) bis 0,6 (UD). Entsprechend dem erforderlichen Stützungswert kann man sich den Drehpunkt der grau dargestellten Wippe verschoben denken. Die Aufgabe der rot dargestellten Anpresskolben ist es, die Grundanpresskräfte an beiden Scheibensätzen zu erzeugen, wobei während der Variatorverstellung Hochdrucköl zwischen den Kolben ausgetauscht wird. Die Aufgabe der orange dargestellten, kleineren Verstellkolben ist es, die zur Ausbalancierung notwendigen Restkräfte und die zusätzlichen Verstellkräfte zu erzeugen.

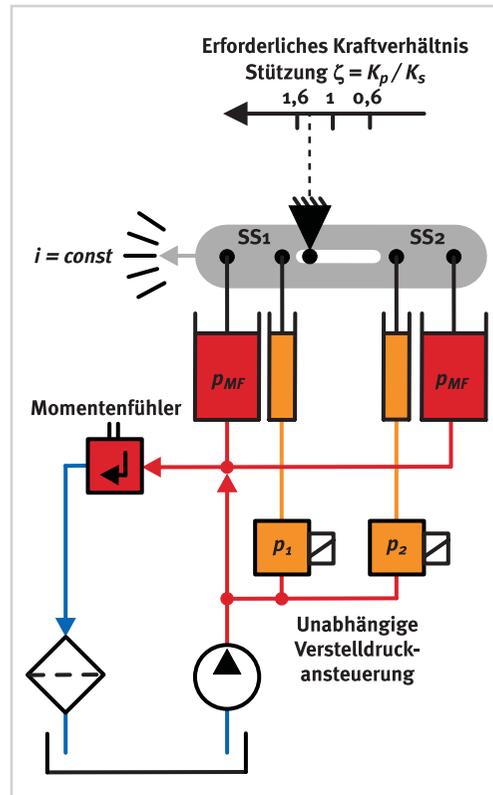


Bild 7 Doppelkolbenprinzip und unabhängige Verstelldruck-Ansteuerung zur Ausbalancierung der erforderlichen Kräfte im Variator

Diese Hydraulik bietet nicht nur ein hohes Maß an Stabilität und Präzision in der Ansteuerung der Drücke, sondern erlaubt durch die Unabhängigkeit der Druckansteuerung auch noch weitergehende Funktionen, z.B. eine Erhöhung der Anpress-Sicherheit auf schlechter Fahrbahn oder bei geeigneter Auslegung des Momentenfühlers eine geringfügige Reduktion der Anpressung z.B. zur Kompensation von Rest-Fliehöl-druckkräften. Im Ergebnis wird damit eine Wirkungsgradoptimierung im Betrieb erreicht.

Bei Verstellung der Übersetzung wird die Kräftebalance geregelt verlassen. Dazu kann wahlweise ein Verstelldruck reduziert werden und/oder der andere Verstelldruck erhöht werden. Dieser Freiheitsgrad ist gerade bei den schnellen Verstellungen eines Mehrbereichsgetriebes von Vorteil.

Hier sind also die Vorteile mehrerer Systeme kombiniert: Der vollvariable Momentenfühler

bringt die Robustheit und dynamische Sicherheit mit und die unabhängige Druckansteuerbarkeit der Verstellkammern die Freiheiten der softwaregesteuert freien Anpressung. Eine Kombination mit einer Schlupfregelung [10] der Anpressung ist auch bei diesem System möglich, ohne die Vorteile des Momentenfühlers zu verlieren.

Pumpen und Kühlsystem

In Getrieben der Leistungsklasse oberhalb 400 kW macht der Schmieröl- und Kühlleistungsbedarf von Kupplung, Variator, Verzahnungen und Lagern die Verwendung einer Niederdruckpumpe sinnvoll. Nach der Identifikation des auslegungsrelevanten Betriebspunktes (Vollast-Berganfahrt mit Maximalanpressung und Kupplungskühlung) ergibt sich für das ausgearbeitete Leistungsverzweigungskonzept eine Niederdruckpumpe in Gerotorbauweise mit 29 cm³ Fördervolumen.

Die z.B. für die Anpressung des Variators notwendige, kleinvolumigere Hochdruckpumpe ist als symmetrisch geteilte, zweiflutige, voll kom-

pensierte Flügelzellenpumpe mit einem Fördervolumen von insgesamt 10 cm³ ausgeführt. Eine ähnliche von LuK entwickelte Pumpe ist auch in der Autotronic[®] von DaimlerChrysler im Serieneinsatz [11].

Zusammen mit der Niederdruckpumpe bildet sie als Tandempumpe eine Baueinheit auf einer Welle (siehe Bild 8). Diese Welle wird vom Motor ins Schnelle übersetzt angetrieben. Die Zuführung von Niederdrucköl gewährleistet eine kavitationsfreie Versorgung der Hochdruckpumpe und erlaubt ein kompaktes Design des Ansaugtraktes sowie ein effizientes Filterkonzept.

Pumpeneffizienz durch intelligente Steuerung der Pumpenfluten

Im Vergleich zu einem einflutig ausgeführten Hochdruckteil ist der hydraulische Leistungsbedarf durch intelligente Steuerung der zweiten Pumpenflut deutlich reduziert. Hierfür ist in der hydraulischen Steuerung ein elektrisches Schaltventil enthalten, dessen Funktion in Bild 9 erläutert ist.

In der links dargestellten Stellung des Fluten-Steuerschiebers ist die zweite Flut der Flügelzellenpumpe auf Umlauf geschaltet. Das Antriebsmoment der Pumpe wird dadurch in den anteilmäßig dominanten Fahrsituationen drastisch gesenkt. Durch die Rückspeisung geht dieses Öl den Niederdruckabnehmern zur Schmierung und Kühlung nicht verloren.

In dem rechts wiederholten Bildausschnitt ist der Fluten-Steuerschieber elektrisch derart angesteuert (ausgeschaltet), dass die zweite Flut über ein Rückschlagventil mit der ersten Pumpenflut vereint wird. Damit steht genug Drucköl auch für die schnellsten Verstellungen des Variators zur Verfügung, z.B. beim Anfahren oder beim Wechseln des Fahrbereiches.

Die Pumpenverluste dieses Getriebes – wie auch der multitronic[®] und der Autotronic[®] – sind dank der optimierten Auslegung gering. Ein Alternativkonzept mit nur einer Pumpe für alle Abnehmer hätte den dreifachen Leistungsbedarf ohne Kostenvorteil verursacht, weil die Kosten einer Hochdruckpumpe ungünstiger skalieren als die einer Niederdruckpumpe.

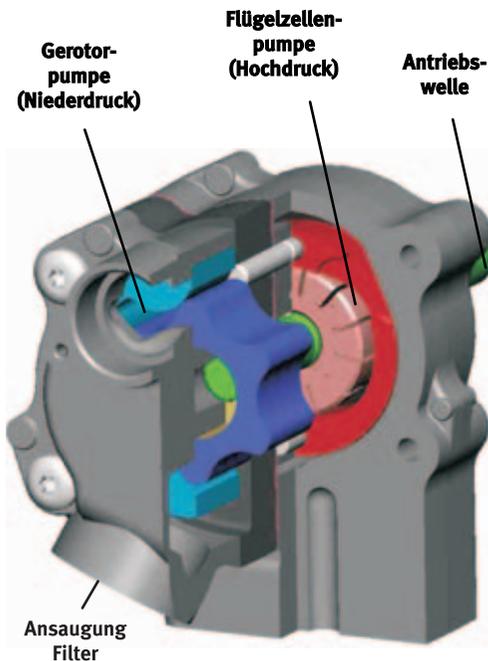


Bild 8 Hydraulische Tandempumpe aus Niederdruck-Gerotor-Baugruppe (blau) und zweiflutiger Hochdruck-Flügelzellenpumpe (rot)

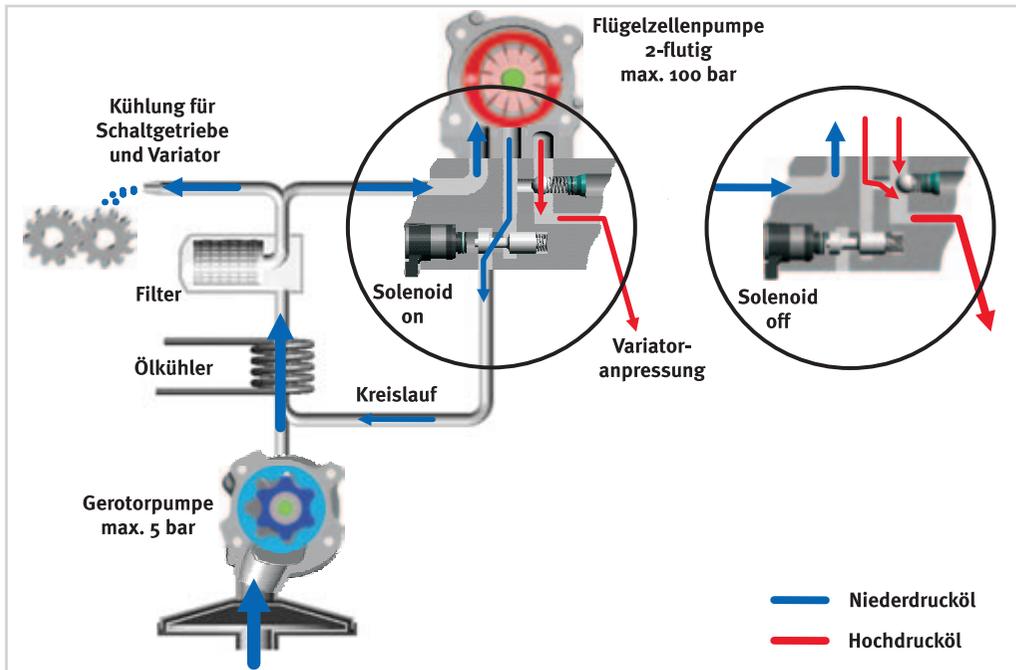


Bild 9 Steuerung der Hoch- und Niederdruck-Volumenströme für diverse Verbraucher

Vorkehrungen für den Langzeiteinsatz

Eine konsequente Anwendung der an der Pkw-Anwendung positiv erprobten Oberflächentechnologien zum Verschleißschutz – z.B. Hartanodisierung oder chemische Nickelbeschichtung der Kolben – sichert die störungsfreie Hydraulikfunktion auch bei der hohen Lebensdauererwartung eines Nkw.

Die CVT-Kette

Festigkeit

Die zunehmende Erfahrung und Prozessoptimierung mit der festigkeitsoptimierten Light-Laschengeometrie haben die Momentenkapazität der 37 mm breiten LK3708-Kette soweit gesteigert, dass nach ersten Versuchen mit 220 mm Achsabstand für ein Variatormoment von 600 Nm keine Kettenverbreiterung notwendig erscheint. Alle in diesem Artikel dargestellten Ergebnisse sind mit dieser 37 mm breiten Kette eingefahren worden. Der beim LuK-Kolloquium 2002 [12] dargestellte Zusammenhang

zwischen Achsabstand, Festigkeitssteigerung und Momentenkapazität wird bei großen Achsabständen sogar übertroffen.

Das Kettenspektrum in Bild 10 ist im unteren Momentenbereich durch schmalere Ketten und Ketten mit reduzierter Teilung abgerundet. Damit bei den hier dargestellten 600 Nm nicht Schluss sein muss, wird ebenfalls an einer Kette mit vergrößerter Teilung, d.h. LK10-Lasche mit stärkeren Laschenbügeln gearbeitet. Dank stärkerer Wiegedruckstücke werden zudem die vom Kettenrand her eingebrachten Kräfte gleichmäßiger auf die nebeneinander liegenden Laschen verteilt.

Die festigkeitsseitige Eignung für die vorgesehene Anwendung wurde anhand von Schädigungsrechnungen mit dem Nkw-Kollektiv nachgewiesen. Die Krafthöhe einer Lasche sind im Vergleich zwischen Pkw- und Nkw-Kollektiv (inklusive der durch Leistungsverzerrung erzielten Reduktion) im Bild 11 dargestellt. Das aufgrund der Laufleistung umfangreichere Gros der Krafthöhe liegt beim Nkw auf ähnlichem Kraftniveau wie beim Pkw. Die trotz des deutlich höheren Maximalmomentes nur gering gestiegenen Maximal-Krafthöhe beider Kollektive treten vergleichbar selten auf.

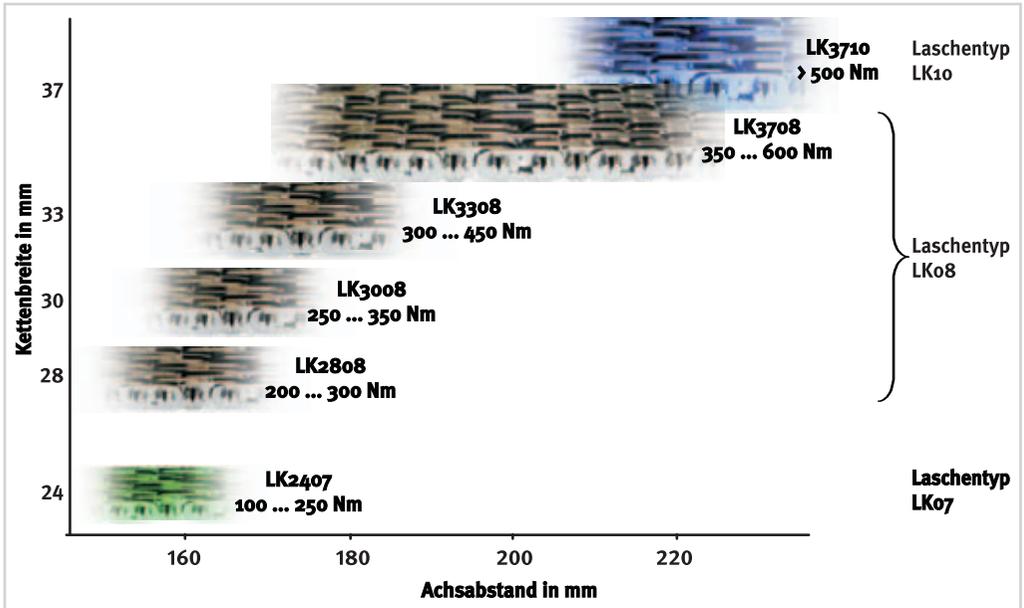


Bild 10 Momentenkapazität des Kettenvariators mit verschiedenen Kettentypen

Dauerhaltbarkeit der Scheibenoberflächen

In Anbetracht der enormen Laufleistungserwartung von über einer Million km muss dem Thema Verschleiß besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Die hohen Wirkungsgradwerte lassen aber bereits geringe Verschleißwerte

erwarten. Verschleiß ist immer auch mit Energieverlust verbunden. Für CVT als Reibgetriebe zählt dabei nicht nur der Materialabtrag, quantifizierbar in Gewicht, sondern schon der Qualitätsverschleiß der Reiboberflächen, quantifizierbar z.B. als Reibwertänderung oder Rauigkeitsänderung.

Basierend auf den erarbeiteten Materialien und

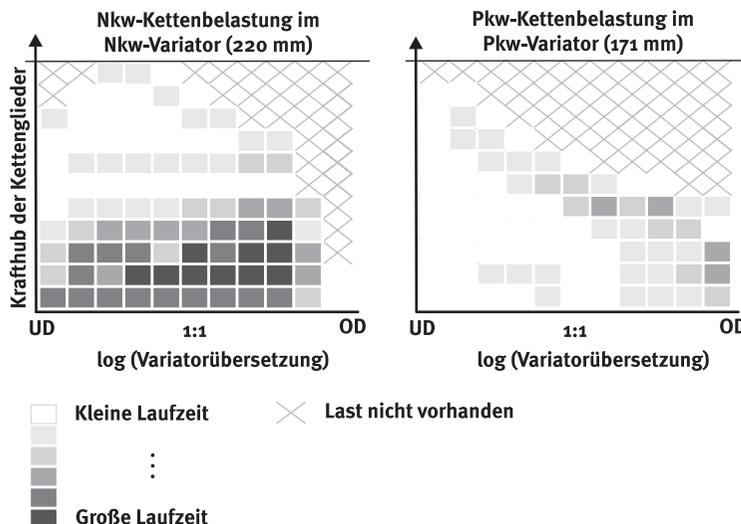


Bild 11 Kollektiv der Laschen-Krafthübe bei Nkw und Pkw

Test-Erfahrungen [13] befinden sich beide Aspekte in intensiver und erfolgreicher Erprobung auf mehreren Hochleistungs-Dauerlaufprüfständen. Einige Zwischenergebnisse zur Langzeitstabilität des metallischen Tribosystems zeigt Bild 12. Hier ist über der Laufzeit von mehreren tausend (!) Stunden die Veränderung des Stützwertes ζ dargestellt. Der Stützwert ist ein guter Indikator für Veränderungen der Reibwerte.

In grün dargestellt sind die Ergebnisse eines echten 220-mm-Variators, der den unskalierten Belastungen der Nkw-Anwendung bis 600 Nm ausgesetzt wird. Die anfänglich schnelle Stützungsänderung wie auch der anfangs hohe Breitenverschleiß (untere Hälfte des Bildes) resultieren daraus, dass im Versuchsprogramm zuerst die Höchstlastpunkte abgetestet wurden. Das stabile Verhalten ist auch das Ergebnis einer später noch beschriebenen Teilungsfolgen-Optimierung der Kette.

Das hier im Kettenvariator umgesetzte Tribosystem aus Kette, Scheibensatzoberfläche und geeignetem Öl zeigt insgesamt ein stabiles Verhalten der Reibwerte und bestätigt die Erreichbarkeit der ehrgeizigen Lebensdauerziele.

Dauerhaltbarkeit der Wiegedruckstück-Stirnflächen

Der zweite Haltbarkeitsaspekt ist der kettenseitige Verschleiß der Stirnflächen, der zu einer Abnahme der Kettenbreite führt. In den oben dargestellten Langzeitversuchen wurde dieser Stirnflächenverschleiß bei regelmäßigen Befundungen ermittelt. Diese Ergebnisse zeigt die untere Hälfte von Bild 12 mit durchgängiger Farb- und Symbolwahl.

Der insgesamt geringe Stirnflächenverschleiß ist eine Eigenschaft der optimierten Wärmebehandlung.

Durch die Konstruktion der Wiegedruckstück-Stirnflächen wird dafür gesorgt, dass die für den Verschleiß relevanten Beanspruchungen wie z.B. die Hertzsche Pressung das zulässige Maß nicht überschreiten. Bild 13 zeigt eine Analyse der Kontaktorte und -eigenschaften auf diesen Stirnflächen, berechnet mit einem 3D-Kettenberechnungsprogramm, das hierbei auch alle elastischen Verformungen von den Wellen bis zu den Wiegedruckstücken berücksichtigt.

Die Farbflächen sind die Kontaktellipsen, deren Pressung über die Farbe visualisiert wird. Diese Berechnung mit dem LuK-Berechnungsprogramm CHAIN berücksichtigt alle elastischen und dynamischen Effekte von Scheibensätzen und Kette, ebenso wie die Gelenkinematik der Wiegedruckstücke. Damit werden Belastungsdetails nachvollziehbar und

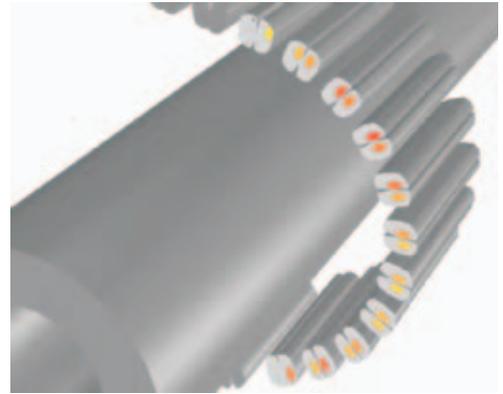


Bild 13 CHAIN-Screenshot mit Visualisierung der Kontakteigenschaften am Antriebsscheibensatz im Underdrive

können in der Kettenkonstruktion berücksichtigt werden.

Im Hinblick auf weitere Laufzeiterhöhung kann auch die Optimierung der Teilungsfolge einen Beitrag leisten (Bild 14). Bei Beachtung der akustischen Priorität bieten sich hierzu Teilungsfolgen aus langen und kurzen Laschen an, bei denen die direkte Abfolge zweier langer Laschen gezielt ausgeschlossen wird. Der Grund hierfür ist, dass die höchsten Stirnflächenbelastungen experimentell und rechnerisch an genau diesen Orten auftreten. Derartig optimierte Ketten zeigen nicht nur geringere Verschleißraten, sondern können auch mehr Gesamtverschleiß ertragen, weil die Breitenabnahme der Kette gleichförmiger erfolgt.

Ausblick

LuK hat die Scheibensätze mit neuartigem vollvariablen Momentenfühler, die optimierte Kette LK3308 und eine hydraulische Steuerung mit Flügelzellenpumpe im Audi A6 VL380 mit einem Variatormoment von 420 Nm erfolgreich in die Serie integriert. Nun wird nach Wegen gesucht, diese Technologie auch für Nkw-Anwendungen mit Leistungsverzweigung und Variatormomenten bis 600 Nm einzusetzen. Die Herausforderungen hinsichtlich Strukturentwicklung, Variatordesign, Pumpen- und Hydraulikentwicklung sowie Kettenkonstruktion erforderten sorgfältige Vorüberlegungen und den Mut zur Tat, der durch die positiven Versuchsergebnisse belohnt wird.

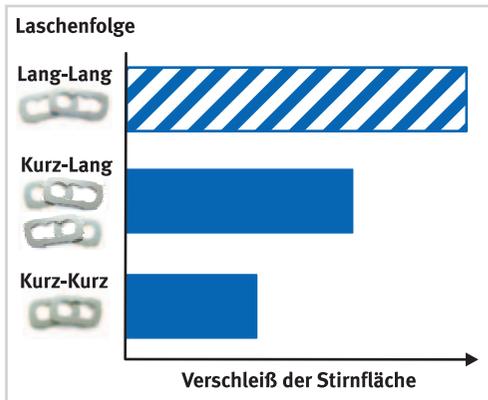


Bild 14 Korrelation des lokalen Breitenverschleißes mit der Abfolge langer und kurzer Laschen.

Aus dem Zusammenspiel der Vielzahl von Detailarbeiten ergibt sich nun für die leistungsverzweigte Anwendung im Nkw wie auch für momentengesteigerte Pkw-Anwendungen eine aussichtsreiche Situation.

Erste Prototypen einer speziellen Getriebestruktur werden gemeinsam mit einem im Nkw-Segment etablierten Kunden aufgebaut.

Literatur

- [1] Fleischmann, H.-P.; Gutz, H.; Kumpf, G.; Martin, F.; Schöffmann, M.: Die neuen Getriebe im Audi A6. ATZ 106(2004), Sonderheft Audi A6, S. 128-138.
- [2] Wagner, G.; Remmlinger, U.; Fischer, M.; CFT30 – A Chain Driven CVT for FWD 6 Cylinder Application. SAE Technical Paper Series 2004-01-0648.
- [3] Lauinger, C.; Vornehm, M.; Englisch, A.: Das 500 Nm CVT. 7. LuK Kolloquium (2002), S. 91-106.
- [4] Englisch, A.; Lauinger, C.; Vornehm, M.; Wagner, U.: 500 Nm CVT – LuK-Components in Power Split. CVT 2002 Congress, München, 7/8. Oktober 2002, VDI-Berichte Nr. 1709 (2002), p. 147-163.
- [5] Tenberge, P.; Müller, J.; Sewart, J.: CVT für höchste Drehmomente – CVT mit Umschlingungsvariator und Leistungsverzweigung. Getriebe in Fahrzeugen 2004, Friedrichshafen, VDI-Berichte Nr. 1827 (2004), S. 669-712.
- [6] Schumacher, A.; Harms, H.: Potenzial von leistungsverzweigten Getrieben in leichten und schweren Nutzfahrzeugen. Nutzfahrzeuge 2005, Böblingen, VDI-Berichte Nr. 1876, S. 63-78.
- [7] Sattler, H.: Abschlussbericht Forschungsvorhaben Nr. 221 „CVT Wirkungsgrad“; Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Hrsg.), Frankfurt.
- [8] Lebrecht, W.; Ulbrich, H.: Vergleich von CVT-Umschlingungsgetrieben. 4. Internationales CTI-Symposium Innovative Fahrzeuggetriebe, Berlin 5.12.2005, Vortrag/Artikel E6.
- [9] Englisch, A.; Faust, H.; Homm, M.; Teubert, A.; Reuschel, M.; Lauinger, C.: Entwicklungspotentiale für stufenlose Getriebe. ATZ 103(2003), Heft 7/8, S. 676-685.
- [10] Faust, H.; Homm, M.; Reuschel, M.: Efficiency-Optimised CVT-Hydraulic and Clamping-System. CVT 2002 Congress, München, 7./8. Oktober 2002, VDI-Berichte Nr. 1709 (2002), p. 43-58
- [11] Greiner, J.; Kiesel, J.; Veil, A.; Strenkert, J.: Front-CVT Automatikgetriebe (WFC 280) von Mercedes-Benz. Getriebe in Fahrzeugen 2004, Friedrichshafen, VDI-Berichte Nr. 1827 (2004), S. 421-445.
- [12] Indlekofer, N.; Wagner, U.; Fidlin, A.; Teubert, A.: Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung. 7. LuK Symposium (2002), S. 63-72.
- [13] Linnenbrügger, A.; Baumann, M.; Endler, T.: High Performance Chain CVTs and their Tribological Optimisation. Tribology of Vehicle Transmissions 2005, Tsukaba/Japan 16/18. Februar 2005, Proceedings p. 14-19.
- [14] Englisch, A.; Faust, H.; Homm, M.; Teubert, A.; Vornehm, M.: Hochleistungs-CVT-Komponenten. Getriebe in Fahrzeugen 2004, Friedrichshafen, VDI-Berichte Nr. 1827 (2004), S. 649-668.