



7. LuK Kolloquium

11./12. April 2002



Herausgeber: LuK GmbH & Co.
Industriestrasse 3 • D -77815 Bühl/Baden
Telefon +49 (0) 7223 / 941 - 0 • Telefax +49 (0) 7223 / 2 69 50
Internet: www.LuK.de

Redaktion: Ralf Stopp, Christa Siefert

Layout: Vera Westermann

Druck: Konkordia GmbH, Bühl
Das Medienunternehmen

Printed in Germany

**Nachdruck, auch auszugsweise, ohne
Genehmigung des Herausgebers untersagt.**

Vorwort

Innovationen bestimmen unsere Zukunft. Experten sagen voraus, dass sich in den Bereichen Antrieb, Elektronik und Sicherheit von Fahrzeugen in den nächsten 15 Jahren mehr verändern wird als in den 50 Jahren zuvor. Diese Innovationsdynamik stellt Hersteller und Zulieferer vor immer neue Herausforderungen und wird unsere mobile Welt entscheidend verändern.

LuK stellt sich diesen Herausforderungen. Mit einer Vielzahl von Visionen und Entwicklungsleistungen stellen unsere Ingenieure einmal mehr ihre Innovationskraft unter Beweis.

Der vorliegende Band fasst die Vorträge des 7. LuK Kolloquiums zusammen und stellt unsere Sicht der technischen Entwicklungen dar.

Wir freuen uns auf einen interessanten Dialog mit Ihnen.



Bühl, im April 2002

A handwritten signature in black ink that reads "Helmut Beier". The signature is written in a cursive, flowing style.

Helmut Beier

Vorsitzender
der Geschäftsführung LuK Gruppe

Inhalt

1	ZMS – nichts Neues?	5
2	Der Drehmomentwandler	15
3	Kupplungsausrücksysteme	27
4	Der Interne Kurbelwellendämpfer (ICD)	41
5	Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung	51
6	Wirkungsgradoptimiertes CVT-Anpresssystem	61
7	Das 500 Nm CVT	75
8	Das Kurbel-CVT	89
9	Bedarfsorientiert ansteuerbare Pumpen	99
10	Die temperaturgeregelte Schmierölpumpe spart Sprit	113
11	Der CO2 Kompressor	123
12	Komponenten und Module für Getriebebeschaltungen	135
13	Die XSG Familie	145
14	Neue Chancen für die Kupplung?	161
15	Elektromechanische Aktorik	173
16	Denken in Systemen – Software von LuK	185
17	Das Parallel-Schalt-Getriebe PSG	199
18	Kleiner Startergenerator – große Wirkung	213
19	Codegenerierung contra Manufaktur	227

Das 500 Nm CVT

LuK-Komponenten in Leistungsverzweigung

Christian Lauinger
Martin Vornehm
Andreas Englisch

Einleitung

Nach der erfolgreichen Markteinführung der Audi multitronic® [1], [2] für derzeitige Anwendungen bis 310 Nm besteht allgemein der Wunsch nach stufenlosen Getrieben auch bei stärkeren Motorisierungen. Der Zielwert hierfür ist etwa 500 Nm Motormoment.

Bei der Entwicklung eines CVT-Konzeptes (Continuously Variable Transmission) für Anwendungen mit deutlich höheren Drehmomenten sind neben vielen anderen Aspekten eine verbrauchsoptimierte Getriebestruktur und die Variatorbelastung für die Auswahl und Bewertung von besonderer Bedeutung. Das begrenzende Element für eine weitere Steigerung des maximal übertragbaren Moments stellt das Umschlingungsmittel dar.

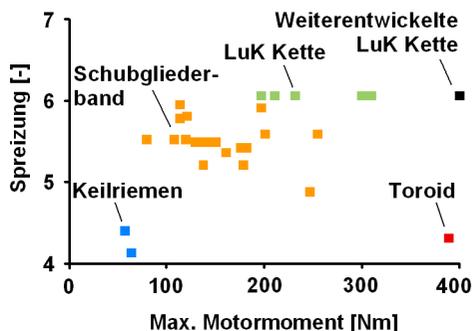
Gemäß [3] ist bei nicht-verzweigten konventionellen CVT mit der weiterentwickelten LuK Kette das Motormoment bei Spreizung 6 und Achsabstand 171 mm zur Zeit auf ca. 400 Nm begrenzt. Kleinere Spreizungen lassen hinsichtlich des Verbrauchs Nachteile erwarten.

Bild 1 gibt einen Überblick über die Spreizung und das maximale Motormoment von Serien-CVT mit verschiedenen Umschlingungsmitteln. Die anspruchsvollste Anwendung stellt derzeit der LuK Variator in der Audi multitronic® mit einem maximalen Motormoment von 310 Nm und Spreizung 6 dar. Das Potenzial für die Momentensteigerung auf etwa 400 Nm durch die bauraumneutrale Weiterentwicklung der LuK Kette [3] ist zusätzlich eingezeichnet. Für eine weitere Erhöhung des Motormoments bis 500 Nm bei Spreizungen zwischen 6 und 7 sind deshalb erweiterte Strukturen, wie z. B. die Anordnung des Variators in einem leistungsverzweigten Triebstrang, notwendig.

Im Rahmen der vorliegenden theoretischen Studie wurden mögliche Konzepte für ein leistungsverzweigtes Zweibereich-CVT untersucht, um zu überprüfen, ob der Sprung zu den geforderten 500 Nm mit den genannten Spreizungen möglich ist.

Ein Zweibereich-CVT ist gegenüber einem Einbereich-CVT im Vorteil, weil sowohl das Variatormoment als auch die Variatorspreizung, die für eine vorgegebene Gesamtspreizung notwendig ist, reduziert sind. Beides führt zu einer Variatorentlastung, die zur Erhöhung des Variatormoments und damit des Motormoments und der Spreizung genutzt wird.

Die verschiedenen konstruktiven Ausführungsmöglichkeiten für ein Zweibereichsgetriebe werden im folgenden Kapitel hinsichtlich ihrer Eignung überprüft und sukzessive eingegrenzt. Daran anschließend wird auf die notwendigen Besonderheiten der Anpressung und Hydraulik eingegangen. Abschließend wird eine mögliche Steuerstrategie dargestellt. Die Entwicklung einer Strategie für einen komfortablen Bereichswchsel bildet hier den Schwerpunkt.



kapazität bis etwa 500 Nm bei gleichzeitiger Erhöhung der Spreizung, notwendig.

Bei der einfachsten Variante eines Zweibereich-CVT ist parallel zum Variatorzweig eine zweite Welle mit fester Übersetzung angeordnet. Beide Zweige werden durch ein Summiergetriebe (z. B. ein einfaches Planetengetriebe) auf die Abtriebswelle zusammengeführt. Durch Öffnen bzw. Schließen einer Kupplung im festübersetzenden Zweig kann der Triebstrang und damit auch der Variator entweder unverzweigt bzw. verzweigt betrieben werden. Ein Zweibereich-CVT ist daher sowohl mechanisch als auch steuerungstechnisch aufwändiger als ein Einbereich-CVT.

Es sind auch Ausführungen von Zweibereich-CVT möglich, bei denen sich der Variator permanent im leistungsverzweigten Triebstrang befindet, allerdings müssen bei vergleichbarer Spreizung die Summiergetriebe komplexer ausgeführt werden.

In der Literatur sind darüber hinaus noch andere Mehrbereichskonzepte bekannt [4], die im Rahmen der durchgeführten Studie nicht untersucht wurden.

Die Darstellung in Bild 2 veranschaulicht Aufbau und Funktion eines möglichen Zweibe-

reich-CVT. Das Summiergetriebe ist ein einfaches Planetengetriebe mit negativer Standübersetzung i_1 (Minusgetriebe). Bei einem Minusgetriebe haben bei festgebremstem Planetenträger die Sonne und das Hohlrade entgegengesetzte Drehrichtung [5]. Die Kupplung im festübersetzenden Zweig hat die Bezeichnung K_H . Um die Freiheitsgrade des Planetengetriebes im unverzweigten Betrieb einzuschränken, ist eine weitere Kupplung K_L notwendig, welche Sonnenrad und Träger miteinander verbindet. Das Planetengetriebe läuft dann verblockt um und hat damit die Übersetzung 1. In der schematischen Darstellung sind das Anfahrlement (Kupplung oder hydrodynamischer Wandler) und das Achsdifferenzial zur Vereinfachung nicht gezeigt. Für den Rückwärtsgang wird eine zusätzliche Bremse B benötigt, die ein Festbremsen des Planetenträgers ermöglicht. Die Abtriebswelle ist mit dem Hohlrade verbunden.

Im unverzweigten Betrieb ist K_L geschlossen und K_H geöffnet. In Leistungsverzweigung sind die Verhältnisse entgegengesetzt. Der Punkt, bei dem die Umschaltung der Kupplungen erfolgt und der beide Bereiche voneinander trennt, wird als Bereichswechselpunkt bezeichnet.

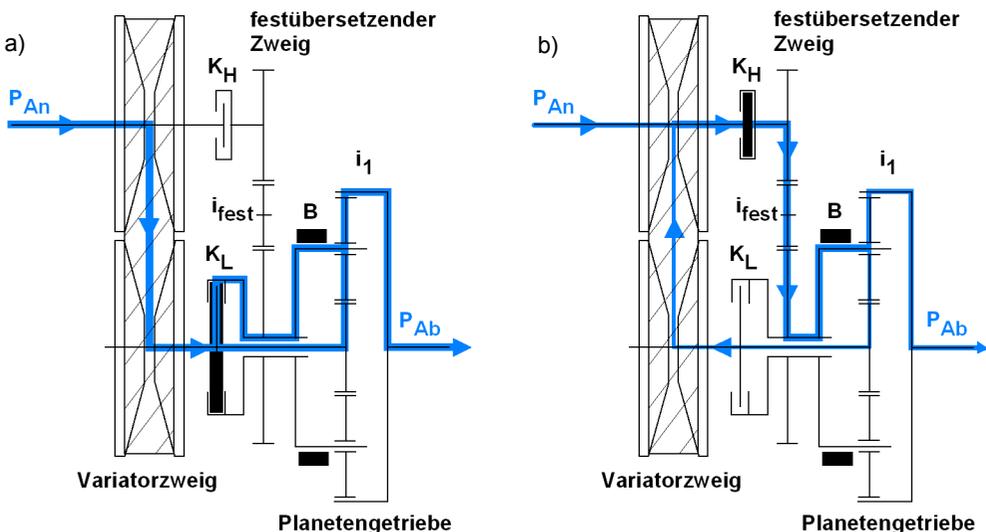


Bild 2: Schematischer Aufbau eines Zweibereich-CVT mit den Leistungsflüssen im unverzweigten (a) und leistungsverzweigten (b) Betrieb

Mit dem Konzept aus Bild 2 ist es möglich, Leistungsverzweigung entweder beim Anfahren (höhere Fahrbereiche sind dann unverzweigt) oder erst in höheren Fahrbereichen (das Anfahren erfolgt dann unverzweigt) zu realisieren. Dazu müssen die Fest- und Standübersetzungen der Kupplungen K_H und K_L vertauscht werden. Zusätzliche Kupplungen sind nicht erforderlich. Nachfolgend wird das Getriebe aus Bild 2 im niederen Fahrbereich (im Weiteren als LOW-Bereich bezeichnet) unverzweigt und im hohen Fahrbereich (HIGH-Bereich) leistungsverzweigt betrachtet.

In Bild 2 sind ergänzend die Leistungsflüsse über den Variator im unverzweigten und lei-

stungsverzweigten Zug-Betrieb schematisch dargestellt. Im unverzweigten Fall, Bild 2a, fließt die gesamte Motorleistung über den Variator. Bei Umschaltung in Leistungsverzweigung bildet sich im verzweigten Getriebeteil ein Blindleistungsfluss entsprechend Bild 2b aus. Das Variatormoment wechselt dadurch sein Vorzeichen, der Variator wird im Schub betrieben. Die Größe des Leistungsflusses über den Variator ist von der Gesamtübersetzung abhängig und kann wie folgt analysiert werden. Bei geschlossener Anfahrkupplung bzw. Wandlerüberbrückungskupplung sind Motor- und Variatoreingangsdrehzahl identisch. Die Leistung errechnet sich aus dem Produkt von Drehzahl und Moment und daraus folgt,

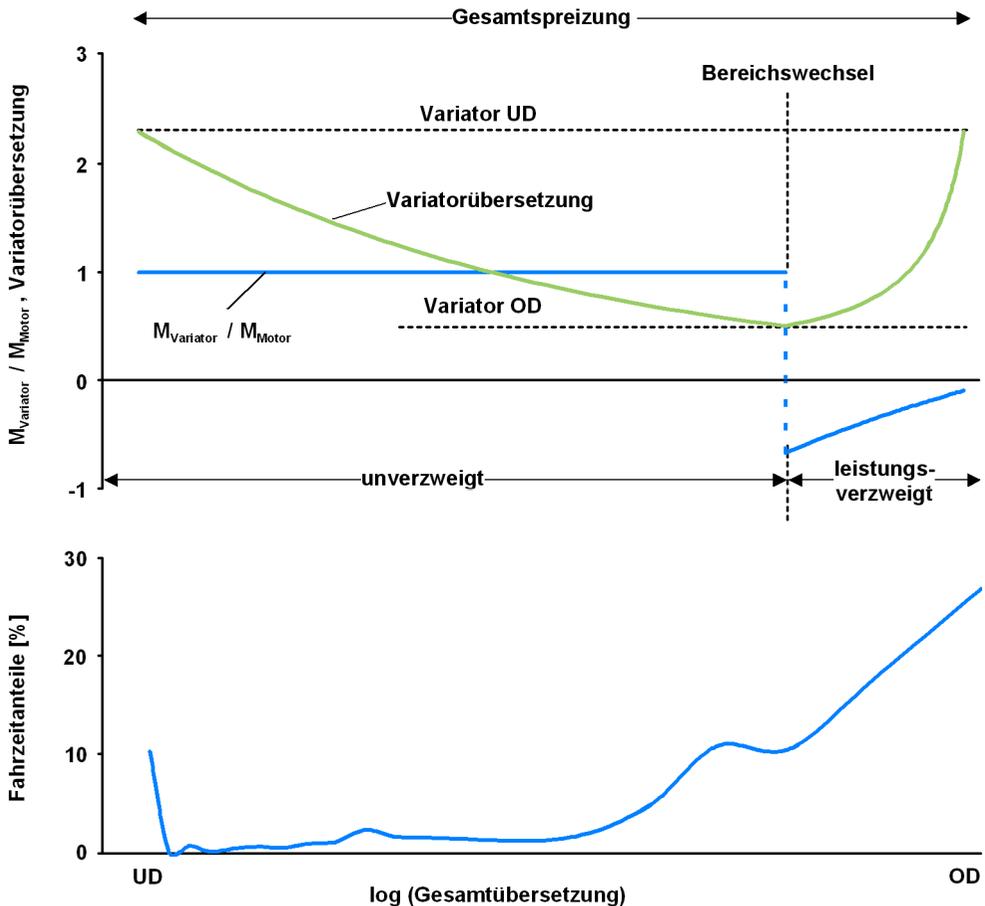


Bild 3: Verhältnis von Variator- zu Motormoment sowie Variatorübersetzung (oben) und Fahrzeitanteile im MVEG (unten) in Abhängigkeit der Gesamtübersetzung

dass das Verhältnis von Variator- zu Motormoment identisch ist mit dem Verhältnis von Variator- zu Motorleistung. Bei Einbereich-CVT ist dieses Verhältnis gleich 1. In Leistungsverzweigung ist dies nicht mehr der Fall.

Bild 3 zeigt das Verhältnis von Variator- zu Motormoment in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung. Im unverzweigten Betrieb, also zwischen Gesamtgetriebe-Underdrive (UD) und Bereichswechsel, ist das Verhältnis dementsprechend konstant 1. Beim Bereichswechsel in Leistungsverzweigung ändert sich das Vorzeichen des Variatormoments durch das Auftreten der Blindleistung, vgl. Bild 2b. Bei weiterer Verstellung Richtung Gesamtgetriebe-Overdrive (OD) reduziert sich das Verhältnis von Variator- zu Motormoment kontinuierlich. Bei der hier gewählten Auslegung ist der Betrag des Variatormoments im Gesamtgetriebe-OD nur etwa 10% des Motormoments. Dadurch wird in diesen Betriebspunkten eine mechanische Entlastung des Variators erreicht.

Der abnehmende Leistungsfluss über den Variator im verzweigten Bereich führt zu einer Verbesserung des Getriebewirkungsgrades und hat damit auch Einfluss auf den Verbrauch. Bild 3 zeigt die Fahrzeitanteile im MVEG. Im außerstädtischen Anteil (EUDC) wird der Variator überwiegend in Leistungsverzweigung betrieben. Am Variator treten dann nur geringe Momente und damit geringe Verluste auf. Dies führt zu einem Verbrauchsvorteil im Zyklus. Der hydraulische Druck für die Anpressung und damit auch für die Pumpe [6], [7] kann proportional zum anliegenden Variatormoment abgesenkt werden.

Durch ein Zweibereich-CVT kann die Variatorspreizung reduziert werden. In Bild 3 ist ergänzend die Variatorübersetzung über der Gesamtübersetzung dargestellt. Vom Anfahren bis zum Bereichswechsel ändert sich die Variatorübersetzung vom Variator-UD (größte Variatorübersetzung) bis Variator-OD (kleinste Variatorübersetzung). Bei weiterer Verstellung vom Bereichswechsel zum Gesamtgetriebe-OD verstellt der Variator in entgegengesetzter Richtung zurück zum Variator-UD. Dadurch, dass der Übersetzungsbereich des Variators zweimal durchlaufen wird,

kann im Vergleich zum Einbereich-CVT - bei gleicher Gesamtspreizung - die Variatorspreizung reduziert werden. Im vorliegenden Fall kann die erforderliche Variatorspreizung im Vergleich zum Einbereich-CVT um bis zu 34% reduziert werden.

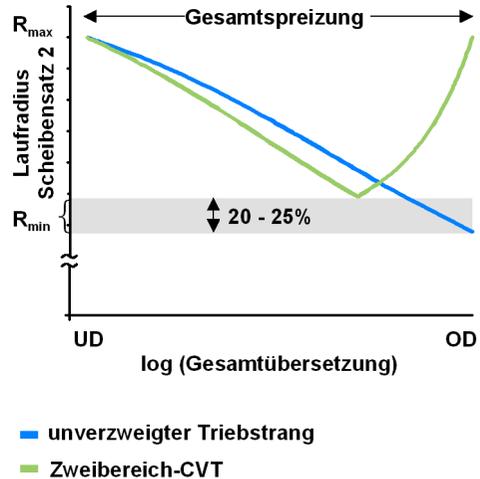


Bild 4: Vergleich der normierten Kettenlaufradien beim Ein- und Zweibereich-CVT

Die reduzierte Variatorspreizung im Zweibereich-CVT führt zu einer Entlastung der Kette. Dies zeigen die normierten Kettenlaufradien am Scheibensatz 2 für Ein- und Zweibereich-CVT (Bild 4). Durch die Einschränkung der Variatorspreizung ist der minimale Kettenlaufradius um etwa 20 - 25% vergrößert und die Kettenzugkräfte reduzieren sich entsprechend. Infolgedessen ist die minimale Anzahl von Wiegegelen im Eingriff des Variators entsprechend vergrößert und das einzelne Wiegegelenk auf Grund geringerer Biegung weniger stark belastet. Als Folge davon wird eine homogenere Kraftverteilung in den Laschen erreicht [8] und die Kette weniger stark beansprucht.

Die beschriebene Reduktion des Variatormoments im HIGH-Bereich und die Entlastung der Kette durch die reduzierte Variatorspreizung führen dazu, dass der Variator im Zweibereich-CVT weniger stark beansprucht wird. In einem Lastkollektiv mit 500 Nm

Maximalmoment erreicht der Variator im Zweibereich-CVT eine etwa 10-fach höhere Lebensdauer als in einem Einbereich-CVT.

Die bisher dargestellten Ergebnisse gelten für Summiergetriebe die als Minusgetriebe ausgeführt sind. Prinzipiell kann ein Zweibereich-CVT aber auch mit einem Planetengetriebe mit positiver Standübersetzung [5] (Plusgetriebe) realisiert werden. In einem Plusgetriebe haben bei festgebremstem Träger die Sonne und das Hohlrad dieselbe Drehrichtung, z. B. Wendesatz. Bei Verwendung eines Plusgetriebes müssten Variatorzweig, festübersetzender Zweig und Abtriebswelle in anderer Kombination an das Planetengetriebe angeschlossen werden. Die Sonne wäre in diesem Fall Abtrieb, was aus konstruktiven Gründen nachteilig ist. Ein weiterer Nachteil von Plusgetrieben ist der geringere Wirkungsgrad auf Grund einer größeren Anzahl wälzender Zahnräder [5] und damit ein erhöhter Verbrauch. Außerdem ist der mechanische Aufwand bei Plusgetrieben durch die größere Anzahl von Planetenrädern erhöht. Aus diesen Gründen wurden in dieser Studie nur Minusgetriebe berücksichtigt.

Bereichskonzepte

Mit einem Zweibereich-CVT können prinzipiell drei verschiedene Bereichskonzepte realisiert werden:

- unverzweigt im Fahrbereich LOW und leistungsverzweigt in HIGH (gemäß Bild 2)
- Leistungsverzweigt in LOW und unverzweigt in HIGH (prinzipiell geared-neutralfähig)
- Leistungsverzweigung in beiden Fahrbereichen

Die letztgenannte Variante ist durch eine größere Anzahl von Kupplungen und/oder Planetengetrieben mit deutlich höherem mechanischen Aufwand verbunden als die bei-

den erstgenannten Konzepte. Sie wird deshalb hier nicht weiterverfolgt.

Im vorangegangenen Abschnitt wurde erläutert, dass im Zweibereich-CVT eine Variator-entlastung durch eine verkleinerte Variator-spreizung und durch verringertes Variator-moment in Leistungsverzweigung erreicht wird. Deshalb werden nun die beiden erstgenannten Konzepte hinsichtlich dieser Eigenschaften gegenübergestellt.

Die Standgetriebeübersetzungen der bisher ausschließlich betrachteten Minusgetriebe in den beiden hier untersuchten Konzepten sind unterschiedlich. Die Übersetzungen wurden so gewählt, dass die Variatorbelastung für jede Variante bei vorgegebenem Bauraum minimal wird.

In Bild 5 sind die normierten Laufradien der Kette am Scheibensatz 2 in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung dargestellt. Bild 5a zeigt den Verlauf für das Konzept mit Leistungsverzweigung in HIGH. Dies sind die gleichen Werte wie in Bild 4. Bild 5b zeigt den Verlauf für das Konzept mit Leistungsverzweigung in LOW.

Gemäß Bild 5b verstellt der Variator bei Leistungsverzweigung in LOW beim Anfahren vom Variator-OD in Richtung Variator-UD. Die Verstellrichtung des Variators ist damit entgegengesetzt zu der des Konzepts mit Leistungsverzweigung in HIGH. Dem Bild kann entnommen werden, dass der stark schädigende kleinste Laufradius beim Konzept mit Leistungsverzweigung in LOW um bis zu ca. 35% vergrößert werden kann.

Bild 6 zeigt das Verhältnis von Variator- zu Motormoment in Abhängigkeit von der Gesamtübersetzung für beide Konzepte. Das Konzept mit Leistungsverzweigung in HIGH ist links dargestellt (Bild 6a), rechts ist die Leistungsverzweigung in LOW gezeigt (Bild 6b). Das Variatormoment bei Leistungsverzweigung in LOW ist im Gesamtgetriebe-UD ein vielfaches größer wie beim anderen Konzept.

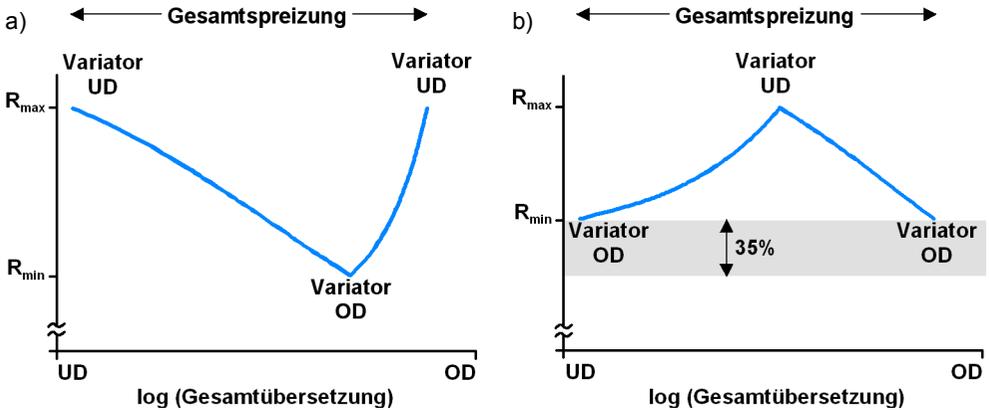


Bild 5: Vergleich der normierten Kettenlaufweiten für die Konzepte Leistungsverzweigt in HIGH (a) sowie Leistungsverzweigt in LOW (b)

Für den Variator und die Kette resultiert daraus eine wesentlich höhere Belastung als beim Konzept mit Leistungsverzweigung in HIGH.

Führt man für beide Konzepte Schadensakkumulationsrechnungen durch, so erhält man für das Konzept mit Leistungsverzweigung in LOW eine höhere Kettenbeanspruchung. Das bedeutet, dass der Vorteil auf Grund der kleineren Variatorspreizung durch das hohe Variatormoment überkompensiert wird.

Auch hinsichtlich des Verbrauchs zeigt die Variante mit Leistungsverzweigung in LOW Nachteile. In den Hauptfahrbereichen des MVEG wird der Variator unverzweigt betrie-

ben, das Variatormoment ist also genauso groß wie das Motormoment. Der Variatorverlust ist deshalb höher und der Wirkungsgrad entsprechend schlechter. Außerdem kann der hydraulische Druck für die Anpressung und die Pumpe nicht abgesenkt werden, so wie dies beim Konzept mit Verzweigung in HIGH der Fall ist. Insgesamt führt dies zu einem Verbrauchsvorteil bei Leistungsverzweigung in HIGH.

Die Ergebnisse zeigen, dass aus der Vielzahl der möglichen Varianten von Zweibereich-CVT diejenigen mit Verzweigung in HIGH die günstigsten Konzepte hinsichtlich Variatorbelastung und Verbrauch darstellen.

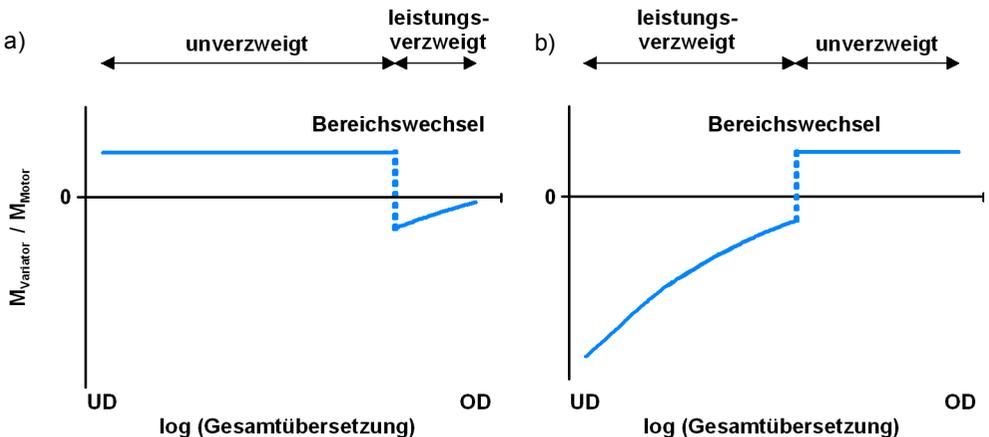


Bild 6: Verhältnis von Variatormoment zu Motormoment in Abhängigkeit der Gesamtübersetzung für die Konzepte Leistungsverzweigt in HIGH (a) sowie Leistungsverzweigt in LOW (b)

Optimale Variante für das Summiergetriebe

Der folgende Abschnitt klärt die Frage, welche anderen Möglichkeiten für das Summiergetriebe bei Leistungsverzweigung in HIGH bestehen und welche die vorteilhafteste ist. Die bisherigen Betrachtungen gingen von einem Summiergetriebe aus, das als einfaches Minusgetriebe ausgeführt war.

Mit einem Planetenkoppelgetriebe (bestehend aus zwei Planetenebenen) ist es möglich, die Variatorspreizung noch weiter einzuschränken und gleichzeitig das Variatormoment auf Werte vergleichbar zu denen aus Bild 6a mit Leistungsverzweigung in HIGH und einfachem Minusgetriebe als Summiergetriebe zu beschränken. Damit ist es möglich, die Variatorschädigung gegenüber einem einfachen Minusgetriebe als Summiergetriebe, zu halbieren. Außerdem nimmt in diesem Fall der Gesamtwirkungsgrad höhere Werte an.

Ein Planetenkoppelgetriebe stellt demnach sowohl hinsichtlich des Verbrauchs, als auch der Variatorbelastung die günstigste Variante für das Summiergetriebe dar.

Wahl der Planeten- Standübersetzungen

Im Folgenden wird die Vorgehensweise bei der Festlegung der Standübersetzungen i_1 und i_2 der beiden Planetengetriebe skizziert. Diese Übersetzungen haben unmittelbaren Einfluss auf die Variatorbelastung und den Verbrauch. Durch geeignete Wahl beider Übersetzungen können der Sprung des Variatormoments am Bereichswchelpunkt (Bild 3) und das Variatormoment im Gesamtgetriebe-OD minimiert werden. Durch Vorgabe von Gesamtgetriebe-UD und -OD sowie des zulässigen Bereichs für die Rückwärts-gangübersetzung liegen die wesentlichen Parameter für die Auslegung fest. Der Zusammenhang zwischen Gesamtübersetzung und Variatorübersetzung ist dann eindeutig, wenn

außerdem die Übersetzung am Bereichswchelpunkt definiert wird.

In Bild 7 ist das Verhältnis von Variatormoment und Motormoment, $M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}$, am Bereichswchelpunkt in Leistungsverzweigung in Abhängigkeit der Standübersetzungen i_1 und i_2 dargestellt. Längs der durchgezogenen schwarzen Linien ist das Verhältnis von $M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}$ konstant.

■ zu hohe Variatormomente am Bereichswchelpunkt

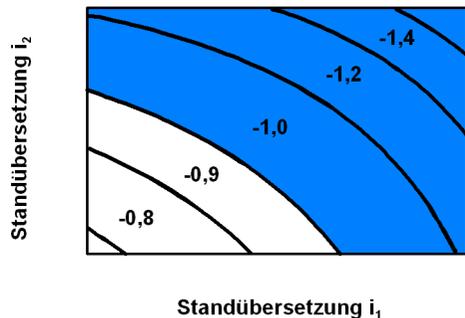


Bild 7: Verhältnis $M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}$ unmittelbar beim Bereichswchelpunkt in Leistungsverzweigung in Abhängigkeit der Standübersetzungen i_1 und i_2

Bild 8 zeigt den zeitlichen Verlauf der Variatorübersetzung, des Variatormoments und die daraus ermittelte Kettenschädigung für einen Ausschnitt aus einer Vollastbeschleunigung. Im gezeigten Zeitausschnitt erhöht sich die Fahrzeuggeschwindigkeit von etwa 160 km/h auf 220 km/h. Unmittelbar am Bereichswchelpunkt weist die Schädigung ein Maximum auf. Eine Ursache dafür ist der kleine Laufradius der Kette auf Scheibensatz 2 am Bereichswchelpunkt gemäß Bild 6. Andererseits ist die Kettengeschwindigkeit am Bereichswchelpunkt, wegen einer konstant hohen Motordrehzahl, maximal. Die hohe Ketten-Fliehkraft ist demnach ein weiterer Grund für die hohe Kettenschädigung am Bereichswchelpunkt. Die Höhe der Schädigung in Leistungsverzweigung ist in dieser Berechnung jedoch bereits minimiert, indem die Standübersetzungen so gewählt wurden, dass $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$ möglichst klein ist. Im Folgenden wird gezeigt, dass das Verhältnis

nicht beliebig reduziert werden kann, weil auch andere Kriterien (Bauraum, Rückwärtsgangübersetzung) erfüllt werden müssen. Deshalb existiert eine untere Grenze für $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$. Der Bereich mit den zu meidenden hohen $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$ -Werten ist in Bild 7 blau gekennzeichnet. Für den in Bild 8 gezeigten Zeitverlauf wurde mit optimal gewählten Standübersetzungen i_1 und i_2 gerechnet. Andere Standübersetzungen mit größeren Werten von $|M_{\text{Variator}}/M_{\text{Motor}}|$ führen in Bild 8 zu dem grün gezeichneten Verlauf und hätten eine höhere Kettenschädigung zur Folge.

Wie bereits erwähnt existieren neben der Spreizung und der Sprunghöhe des Variatormoments noch weitere Kriterien, die den Wertebereich für i_1 und i_2 einschränken. Die gewünschte Gesamtspreizung, der Zielwert für die Rückwärtsgangübersetzung, Bauraumbedingungen und die daraus folgenden Einschränkungen für die Baugröße der Planetengetriebe schränken die Wahl der Standübersetzungen weiter ein.

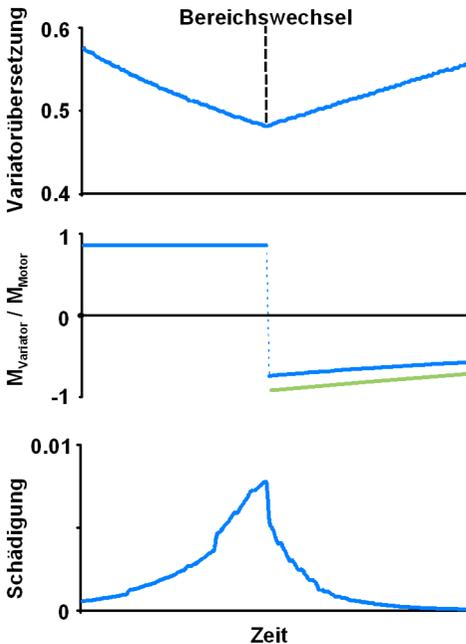
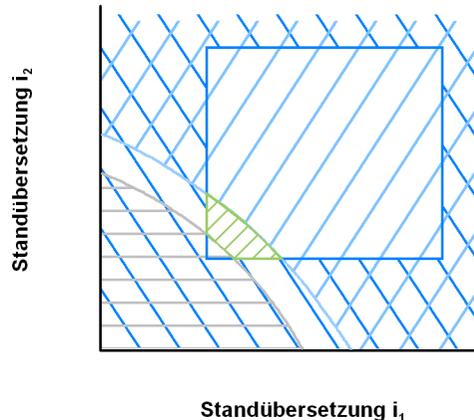


Bild 8: Zeitabhängigkeit der Variatorübersetzung, des Variatormoments und der Kettenschädigung während einer Vollastbeschleunigung mit dem Übergang unverzweigt – leistungsverzweigt

In Bild 9 sind die Kriterien und die damit verknüpften nicht-zulässigen Bereiche in der i_1 - i_2 -Ebene schraffiert dargestellt. Die im Anwendungsfall zulässigen i_1 - i_2 -Werte ergeben sich aus der Überlagerung aller nicht-schraffierten Bereiche. Der zulässige Wertebereich für i_1 und i_2 ist grün schraffiert.

Mit den in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen optimierenden Maßnahmen kann für ein Zweibereich-CVT das maximal zulässige Motormoment in Abhängigkeit der Spreizung und für unterschiedliche Achsabstände berechnet werden. Bei den Rechnungen wurde die weiterentwickelte LuK Kette [3] zugrundegelegt. In Bild 10 sind die Ergebnisse dargestellt. Zusätzlich sind die Werte für ein Einbereich-CVT mit Spreizung 6 eingezeichnet. Hier sind sowohl die Werte mit dem aktuellen Serienstand der Kette, als auch mit der weiterentwickelten LuK Kette dargestellt. Gemäß Bild 10 ist ein CVT mit Spreizung 6 und für Motormomente größer als 500 Nm für die



Ausschlusskriterien:

- R-Übersetzung, Variatormoment
- Bauraumbedingungen
- Spreizung

Bild 9: Ausschlusskriterien zur Festlegung der Standübersetzungen i_1 und i_2 des Planetenkoppelgetriebes

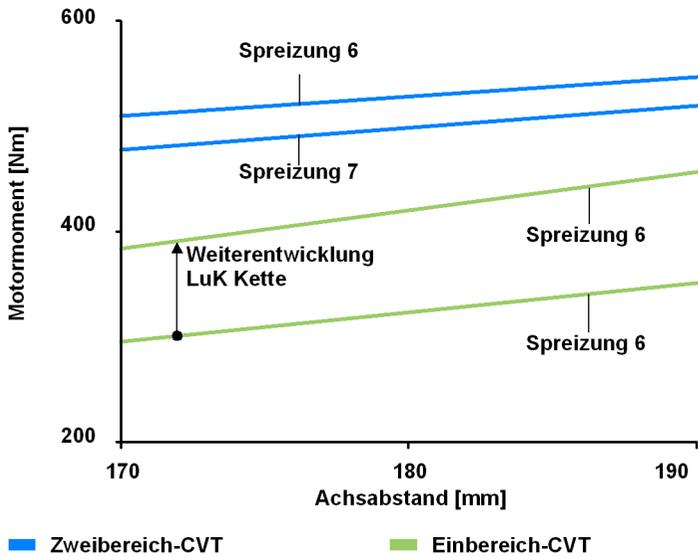


Bild 10: Maximal zulässiges Motormoment von Zweibereich-CVT im Vergleich mit Einbereich-CVT für verschiedene Achsabstände und Spreizungen

hier untersuchten Achsabstände zwischen 170 und 190 mm machbar. Um dieses Getriebe mit Spreizung 7 darzustellen muss das maximal zulässige Motormoment um etwa 5% reduziert werden.

Hydraulik

Im Unterschied zu einem CVT ohne Leistungsverzweigung treten gemäß Bild 3 bei dem hier favorisierten Zweibereich-CVT am Variator Schubmomente mit hohen Zeitanteilen auf. Dies ist ein wesentlicher Unterschied zum Einbereich-CVT, und dies hat auch Konsequenzen für das Anpresssystem. Denn hinsichtlich eines hydro-mechanischen zweistufigen Drehmomentenfühlers [6], [7] hätte dies zur Folge, dass eine Auslegung für den ungünstigeren Schubbetrieb notwendig wäre. Deshalb würde ein Momentenfühler nicht mehr die Verbrauchsvorteile wie bei der multitronic® bieten. Aus diesem Grund wird für das leistungsverzweigte CVT eine elektroni-

sche Anpressung vorgesehen, die alle Optionen für die unterschiedlichen Betriebszustände offen lässt. Dies eröffnet auch Verbesserungen hinsichtlich Bauteilentlastung und Verbrauch [10].

Folgende Steuerungsfunktionen müssen bei Zweibereich-CVT durch die Hydraulik sichergestellt werden:

- Anpressung
- Verstellung
- Anfahren vorwärts/rückwärts
- Bereichswechsel
- Kühlung der Kupplungen

Ein weiteres Optimierungspotenzial eröffnet sich, indem die Hydraulik für besonders geringe Rückstaudrücke konzipiert wird. Im leistungsverzweigten Betrieb wird, wie im Kapitel *Mechanik* erläutert, der Variator teilweise nur mit Bruchteilen des Motormomentes betrieben. Damit kann auch die Anpressung reduziert werden. Bei geringem Rückstaudruck der Hydraulik liegt dann auch an der Pumpe ein reduzierter Druck an und führt zu geringeren Pumpenantriebsmomenten.

Kaskadenhydraulik

Bild 11 zeigt den Entwurf einer Kaskadenhydraulik, die diesen besonderen Anforderungen entsprechend ausgelegt ist.

Die Kaskade bewirkt dabei eine Priorisierung: Die Anpressung wird zusammen mit den Kupplungen am höchsten priorisiert, die Verstellräume werden anschließend bedient.

Die Anzahl der Funktionselemente ist im Vergleich zur multitronic® moderat gestiegen:

	Kaskaden- hydraulik	multitronic®
Elektro- Ventile	6	3+ Momenten- Fühler
Schieber	11	9
Pumpe	FZP Volumen 122%	IZP Volumen 100%

FZP = Flügelzellenpumpe
IZP = Innenzahnradpumpe

Verlustminimierung

Um für das hier vorgestellte Getriebekonzept den Volumenstrombedarf bei Verstellungen auf möglichst niedrigem Niveau zu halten und damit das Pumpenantriebsmoment zu minimieren, ist – wie schon bei der multitronic® – ein Doppelkolbensystem erforderlich.

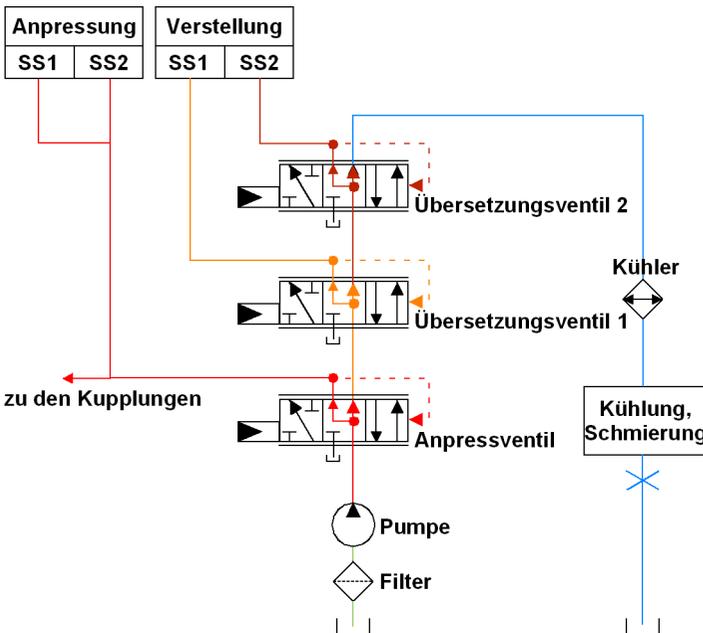


Bild 11: Schematische Darstellung der Hydraulik: Anpress- und Verstellsystem

Dadurch, dass die erforderlichen Kräfte an zwei Scheibensätzen aber mit drei Proportionalventilen (Anpressung, Verstellung 1 und Verstellung 2) erzeugt werden, existiert ein Freiheitsgrad. Die Steuerstrategie kann dies ausnutzen, um den Systemdruck (=Maximalwert der drei erforderlichen Drücke) zu minimieren. Der Vorteil des Doppelkolbenprinzips hinsichtlich Verlustminimierung wird dadurch nochmals vergrößert.

Steuerstrategie

An den Fahrkomfort eines Zweibereich-CVT werden prinzipiell die gleichen Anforderungen gestellt wie an ein Einbereich-CVT. Dies gilt nicht nur innerhalb eines Fahrbereiches, sondern speziell auch beim Bereichswchsel. Der Steuerstrategie kommt somit eine wesentliche Bedeutung zur Erreichung der Komfortansprüche zu.

Strategie-Ziel

Auf Grund der guten Verbrauchs-, Komfort- und Fahrleistungseigenschaften der multitronic® [1], [2] wird hier von einer ähnliche Strategie ausgegangen: Der Fahrer gibt durch die Pedalstellung eine Wunschleistung vor und das Getriebe sorgt dafür, dass diese Leistung in einem verbrauchsoptimalen Betriebspunkt des Motors (niedrige Motordrehzahl) zur Verfügung gestellt wird. Die Beschleunigung erfolgt gleichmäßig und komfortabel.

Auch bei Pedaländerungen oder Übersetzungsänderungen existiert dieser Komfortanspruch: Die

Abtriebsleistung muss sich komfortabel verändern. Es darf nicht spürbar sein, dass es mehrere Bereiche gibt, oder dass gerade die Bereiche gewechselt werden. Einfach nur „am Bereichsweschelpunkt kurz zu verharren, umzuschalten, und dann weiter zu verstellen“ reicht dafür nicht aus.

Das Verhalten bei Übersetzungsänderungen hat sich hier als besonders komfortrelevant erwiesen, weil getriebeinterne Drehmassen wie Schwungmassen wirken, die Leistung aufnehmen oder auch freisetzen.

Bild 12 zeigt am Beispiel einer schnellen UD-Verstellung, was dies bedeutet: das Getriebe soll die Motordrehzahl (bei konstanter Abtriebsdrehzahl) schnell anheben. Der idealisierte Drehzahlverlauf des Motors weist dann keine komfortmindernden Besonderheiten auf. Der Drehzahlverlauf des getriebeinternen Scheibensatz 2 zeigt aber unterschiedlich steile Kurvenabschnitte und sogar einen Knick am Bereichsweschelpunkt. In Bild 13 wird dargestellt, dass dies eine Komforteinbuße bewirkt. Unmittelbar vor dem Bereichswechsel im verzweigten Betrieb muss der Scheibensatz 2 infolge der Variatorverstellung noch stärker beschleunigen als der Motor. Nach dem Bereichswechsel im unverzweigten Betrieb ist die Drehzahl des Scheibensatz 2 nahezu konstant.

Weil eine Drehzahlerhöhung stets ein Moment und damit eine Leistung erfordert, wird die Zugkraft beim dargestellten Drehzahlverlauf von Scheibensatz 2 verändert. Diese Veränderung der Zugkraft ist in Bild 12 nicht enthalten, aber in der Simulation in Bild 13 berücksichtigt.

Vor diesem Hintergrund ist das Ziel der Strategie also nicht nur, zum richtigen Zeitpunkt komfortabel den Bereich zu wechseln, sondern insgesamt ein komfortabler Verlauf der Abtriebsleistung. Dies kann z. B. mit Motoringriffen und einer dynamischen Gradientenvorgabe für die Motordrehzahl erreicht werden.

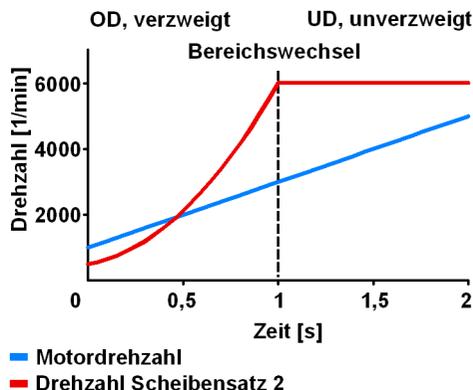


Bild 12: Schematische Darstellung der Zeitabhängigkeit von Motor- und Scheibensatz 2-Drehzahl während einer Verstellung ohne Fahrzeugbeschleunigung

Simulationsergebnisse

Bild 13 zeigt die Simulationsergebnisse für eine anspruchsvolle Situation: eine UD-Verstellung bei Kickdown mit Bereichswechsel unter Drehzahlgradient. Es sind die Zeitabhängigkeiten der Variatorübersetzung, der Motordrehzahl und der Fahrzeugbeschleunigung abgebildet.

Im linken Teil des Zeitschriebes ist das Gaspedal zu 30% betätigt und der Motor wird vom Getriebe verbrauchsoptimal bei 1100 U/min gehalten. Das Fahrzeug beschleunigt leicht, und der Variator wird in HIGH langsam verstellt. Beim Zeitpunkt $t \approx 25$ s erfolgt eine Kickdown-Betätigung. Infolgedessen erfolgt eine Rückverstellung von HIGH nach LOW. Der mittlere Teil der Abbildung zeigt, wie der Variator in Richtung Bereichswechsel (hier bei $i_{\text{var}} = 0,5$) verstellt.

Dort erfolgt der Bereichswechsel nach LOW bei gleichzeitiger Beschleunigung von Fahrzeug und Motor. Im rechten Teil der Abbildung ist die weitere Beschleunigung des Fahrzeuges zu erkennen. Der Motor wird dabei unter Berücksichtigung der Drehzahlachführung - ähnlich zu der in der multitronic® [1], [2] - nahe dem Leistungsoptimum betrieben.

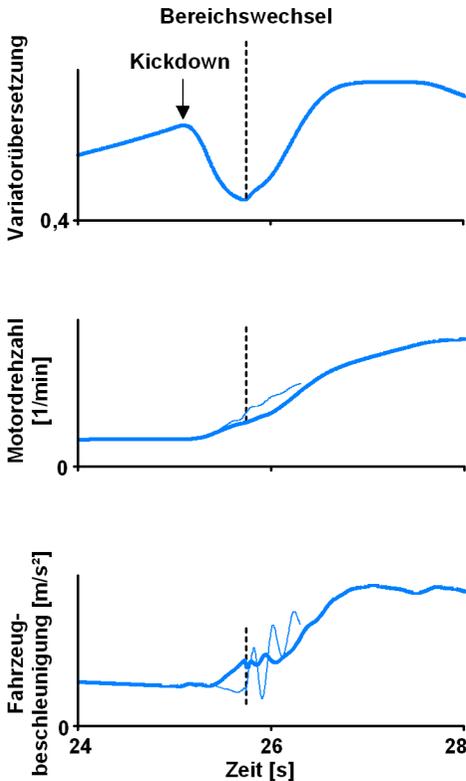


Bild 13: Simulation des Bereichswechsels mit einer optimierten Strategie (dicke Linien)

Zum Vergleich sind die Zeitverläufe für eine Strategie ohne Motoreingriff und ohne Gradientenanpassung gezeigt (dünne Linien)

Eine Komfortbewertung erfolgt anhand der Schwingungsamplituden in der Fahrzeugbeschleunigung. Mit einer optimierten Strategie beträgt der Spitze-Spitze-Abstand in der Umgebung des Bereichswechsels ca. $0,4 \text{ m/s}^2$. Im Vergleich dazu entspricht ein Stufensprung von 1,25 bei einem Automatikgetriebe einem Beschleunigungssprung von ca. $0,5 \text{ m/s}^2$. Bei diesem Vergleich ist allerdings zu berücksichtigen, dass sich die genannten Beschleunigungen unterschiedlich schnell ändern und auch, dass der Komfortanspruch nicht in allen Situationen gleich ist.

Die im Bild 13 dünn gezeichneten Kurven deuten als Gegenbeispiel die Zeitverläufe

bei einer Steuerstrategie an, die weder einen Motoreingriff, noch eine Anpassung des Drehzahlgradienten beinhaltet. Hier beträgt der größte Abstand von Spitze zu Spitze in den Schwingungsamplituden der Fahrzeugbeschleunigung etwa 3 m/s^2 . Erst zum Zeitpunkt $t \approx 28 \text{ s}$ sind diese Schwingungen abgeklungen.

Durch die Strategie-Entwicklung konnten zwei Fragestellungen theoretisch beantwortet werden:

1. Kann ein verzweigtes CVT mit vertretbarem Aufwand gesteuert werden?

Antwort: Ja, die Strategie ist mikroprozessorfähig implementiert.

2. Können die Bereichswechsel komfortabel dargestellt werden?

Antwort: Es kann von der Beherrschbarkeit des Bereichswechsels ausgegangen werden.

Basis der Arbeit sind die Kenntnisse des Betriebsverhaltens des Variators (multitronic[®]), das Know-how über die Kupplungsbetätigung und Schaltvorgänge (Easytronic[®] [11]) sowie die bei LuK vorhandenen Entwicklungs- und Simulations-Tools.

Zusammenfassung

Für zukünftige Anwendungen von Umschlingungs-CVT mit Drehmomenten bis 500 Nm und Spreizungen zwischen 6 und 7 stellen leistungsverzweigte Getriebestrukturen ein vielversprechendes Konzept dar. Mit einem Zweibereich-CVT kann die Begrenzung durch die Momentenübertragungsfähigkeit der Kette angehoben werden, weil in vielen Lastpunkten eine verringerte Leistung über den Variator fließt. Im Rahmen der vorliegenden theoretischen Untersuchung wurde gezeigt, dass mit LuK Komponenten ein 500 Nm-CVT in Leistungsverzweigung dargestellt werden kann. Das vorhandene Potenzial eines Zweibereich-CVT lässt sich allerdings nur dann voll nutzen, wenn das Konzept sowohl hinsichtlich des Wirkungsgrads als auch der Variator- und Kettenbelastung optimiert wird.

Beim Hydraulik-Konzept wurde das LuK Doppelkolben-Prinzip mit einer speziell angepassten Kaskadenhydraulik vereint. Integriert ist eine Weiterentwicklung des Anpresssystems, die Vorteile hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der Bauteilbelastung bietet.

In Computersimulationen mit einer eigens für diese Getriebestruktur entwickelten Steuerstrategie wurde gezeigt, dass auch über den Bereichswechsel hinweg ein hoher Fahrkomfort machbar ist. Dies ist ohne nennenswerte Einschränkung der Fahrdynamik möglich.

Literatur

- [1] Nowatschin, K.; Fleischmann, H.-P.; Gleich, T.; Franzen, P.; Hommes, G.; Faust, H.; Friedmann, O.; Wild, H.: multitronic® – Das neue Automatikgetriebe von Audi, ATZ 102 (2000) 7/8 und ATZ 102 (2000) 9.
- [2] Gesenhaus, R.; Nowatschin, K.; Hommes, G.; Deimel, A.: Wie erlebt der Fahrer die neue Getriebegeneration multitronic® von Audi? VDI Berichte Nr. 1610, Getriebe in Fahrzeugen 2000.
- [3] Indlekofer, N.; Wagner, U.; Teubert, A.; Fidlin, A.: Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung, 7. LuK Kolloquium 2002.
- [4] Förster, H. J.: Stufenlose Fahrzeuggetriebe, Verlag TÜV Rheinland, 1996, und Referenzen darin.
- [5] Looman, J.: Zahnradgetriebe, Springer-Verlag, 1996.
- [6] Faust, H.; Linnenbrügger, A.: CVT-Entwicklung bei LuK, 6. LuK Kolloquium 1998.
- [7] Englisch, A.; Faust, H.; Friedmann, O.: Innovative System for Clamping and Adjusting of a Chain Variator, Proceedings of the Global Powertrain Congress, Detroit (U.S.A.) 2001.
- [8] Wagner, U.; Teubert, A.; Endler, T.: Entwicklung von CVT-Ketten für PKW-Anwendungen bis 400 Nm, VDI Berichte Nr. 1610, Getriebe in Fahrzeugen 2001.
- [9] Wagner, U.; Teubert, A.; Endler, T.: Development of CVT Chains for Passenger Car Applications up to 400 Nm, Proceedings of the Global Powertrain Congress, Detroit (U.S.A.) 2001.
- [10] Faust, H.; Homm, M.; Bitzer, F.: Wirkungsgradoptimiertes CVT-Anpresssystem – Verbrauchsreduktion durch Schlupferhöhung? 7. LuK Kolloquium 2002.
- [11] Fischer, R.; Berger, R.; Bührle, P.; Ehrlich, M.: Vorteile des elektromotorischen LuK ASG am Beispiel der Easytronic® im Opel Corsa, VDI Berichte Nr. 1610, Getriebe in Fahrzeugen 2001.