

9

CVT

Hochwertig und leistungsstark

Andreas Englisch



Einleitung

Die Zahl der weltweit produzierten stufenlosen Getriebe nimmt insbesondere in Asien zu (Bild 1). Im Jahr 2015 wird deren Gesamtvolumen – einschließlich der Hybridantriebe – das Volumen der Doppelkupplungsgetriebe im Markt übersteigen, selbst wenn die Hybridgetriebe mit Überlagerungsgetrieben herausgerechnet werden. Der Anstieg resultiert aus der Zielsetzung der OEMs in Asien und speziell in Japan, hinsichtlich Komfort, Fahrspaß und Effizienz einen optimalen Antriebsstrang auf der Grundlage eines Umschlingungsgetriebes zu realisieren. Es stellt sich die Frage, wie den Erwartungen dieser Kunden in der Zukunft voll umfänglich entsprochen werden kann.

Die grundsätzlichen Anforderungen sind dabei für alle Automatikgetriebe identisch. Gefordert sind eine Steigerung des Wirkungsgrades, Senkung der Kosten, Reduzierung des Bauraumbedarfes und des Gewichtes. Im Zuge der CO₂-Diskussion muss der Antriebsstrang außerdem hybridisierbar und Stopp-Start tauglich sein. Qualität und Zuverlässigkeit stellen unverändert die Basis für den Erfolg im

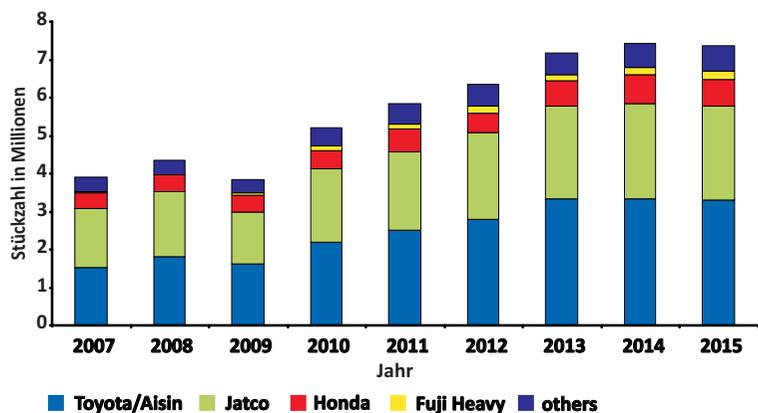


Bild 1 Volumen CVT weltweit [2]

Markt dar. Die neuen CVT Serienapplikationen zeigen, wie die bereits erwähnten Anforderungen umgesetzt wurden (Bilder 2 und 3).

Der Schwerpunkt lag bisher neben der Verbesserung des Wirkungsgrades auf der Steigerung der Drehmomentkapazität. In Verbindung mit Otto- und Dieselmotoren lassen sich heute schon bis zu 400 Nm bei Leistungen von bis zu 220 kW mit der LuK CVT Technologie erreichen. Setzt man diese Werte in Relation zum Wettbewerb, kann leicht nachvollzogen werden, welche Fortschritte in der Entwicklung erzielt wurden. Das Bild 4 zeigt das Produkt zu Drehmoment und Spreizung in Abhängigkeit der auf den Achsabstand bezogenen Leistung. In Verbindung mit der leistungsstärksten Applikation, der Subaru Lineartronic™, wird ersichtlich, wo der Benchmark heute liegt.

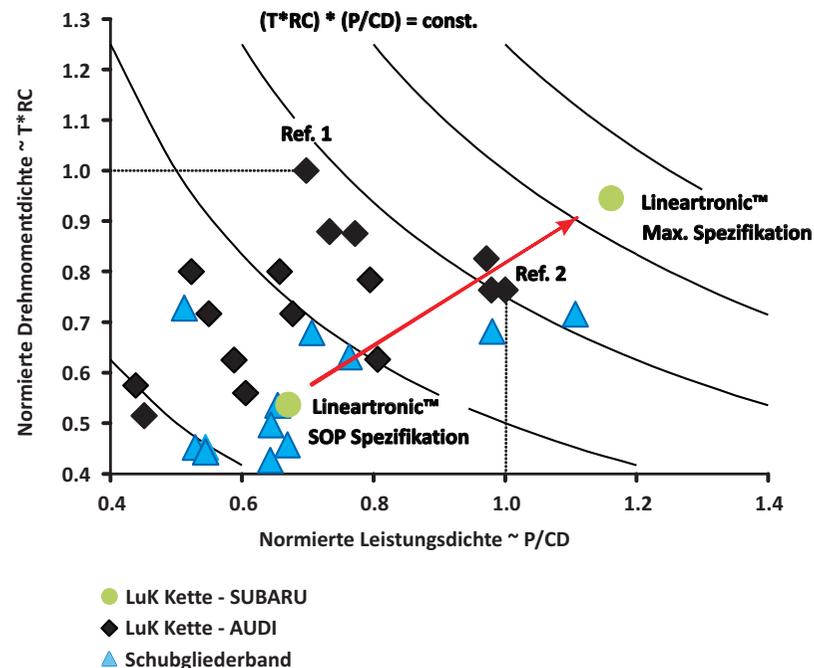
Wie sollte das CVT Getriebe der Zukunft also aussehen? Eine mögliche Antwort ist ein modulares Getriebekonzept, das es erlaubt, die speziellen Anforderungen der Kunden in den Wachstumsmärkten umzusetzen. Der japanische Markt ver-



Bild 2 Audi multitronic® VL 381 [3]



Bild 3 Subaru Lineartronic™ [4]



Ref. 1 (Diesel)
AUDI V6-2,7 TDI
T = 400 Nm
P = 140 kW
RC = 6,7
CD = 176 mm

Ref. 2 (Gasoline)
AUDI V6-3,2 FSI
T = 330 Nm
P = 195 kW
RC = 6,2
CD = 171 mm

Bild 4 Benchmark CVT dargestellt in Drehmoment x Spreizung bezogen auf Leistung/Achsabstand

langt nach einer technischen Lösung, die die Schwerpunkte Komfort und Effizienz voll umfänglich abdeckt. Ein Getriebe ohne Drehmomentwandler ist hier schwer vorstellbar. In Japan werden seit mehreren Jahrzehnten elektrohydraulische Anpress- und Regelsysteme entwickelt, die sich im Markt und beim Endkunden bewährt haben. Diese Systeme werden überwiegend mit Einfachkolbensystemen für die Anpressung kombiniert. Durch die Ergänzung dieser Vorgehensweise mit entsprechenden Anpressstrategien [5] lassen sich aber noch weitere Vorteile generieren. Der Einsatz der LuK CVT Kette bringt zudem eine Reihe von Vorteilen für Leistungsdichte und Effizienz. Dem gegenüber steht jedoch ein gewisser akustischer Nachteil. Erfahrungsgemäß kann dieser mit effizienten und überschaubaren Dämmmaßnahmen im Fahrzeug ausgeglichen werden, um den Erwartungen der Endkunden, insbesondere bei den kleinen Fahrzeugen, entsprechen zu können.

Die Märkte in China und Indien orientieren sich derzeit primär an Preis und Zuverlässigkeit der Getriebe. Künftig werden jedoch auch dort Effizienz und Verbrauch an Bedeutung gewinnen. Für diese Märkte wurde das folgende „High Value CVT“ Kon-

zept entwickelt. Aufgrund der Plattformstrategien ist es erforderlich, in allen Märkten sehr unterschiedliche Fahrzeugkonzepte innerhalb einer Fahrzeugplattform zu bedienen. Das Getriebekonzept muss deshalb in Abhängigkeit vom zulässigen Fahrzeuggewicht eine leichte Anpassung der Achsübersetzung ermöglichen.

Entwicklungsschwerpunkte

Der Fokus des High Value CVT Projektes lag insbesondere auf der Effizienz (wie die farbige unterlegte Flächen in Bild 5 zeigen) und den Kosten des Systems. Im Rahmen zahlreicher Einzelversuche ist es gelungen, die wesentlichen Parameter des Wirkungsgrades zu quantifizieren und damit Schwerpunkte in der Entwicklung zu setzen. Neben einem neuartigen Anpresssystem konnten geometrische Einflüsse bei der Neukonstruktion des Getriebes berücksichtigt und umgesetzt werden. Die folgenden Absätze behandeln die einzelnen Entwicklungsschritte im Detail.

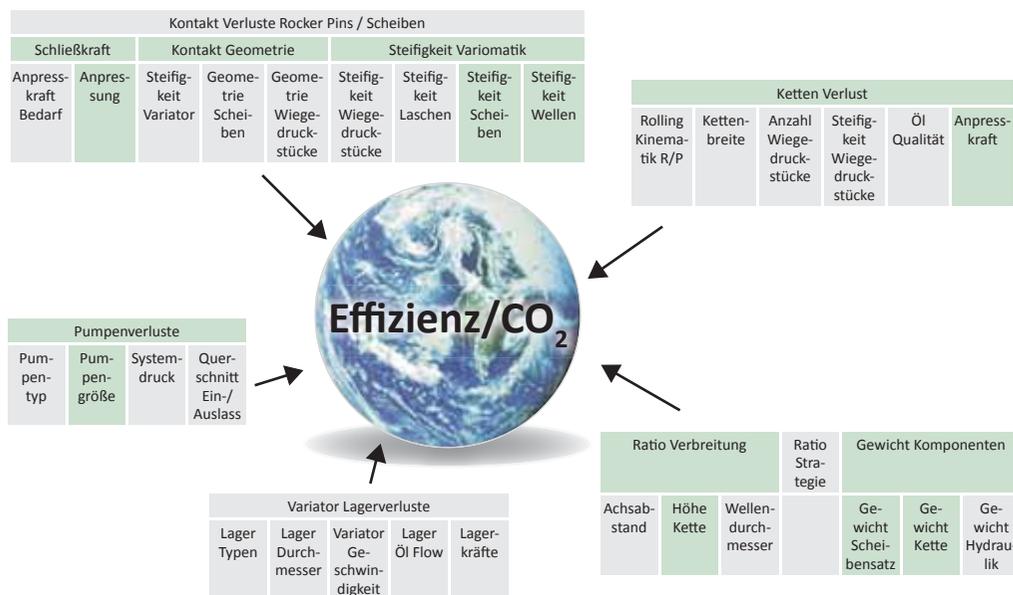


Bild 5 Entwicklungsschwerpunkte High Value CVT

Die Getriebespezifikation

Das Getriebe soll ein breites Spektrum von Fahrzeugen, vom Pkw bis zum Minibus, auf der Basis einer A-Plattform abdecken. Leistung und Drehmoment entsprechen mit 73 kW und 150 Nm der genannten Fahrzeugklasse. Das Fahrzeuggewicht variiert je nach Ausführung zwischen 1000 und 1500 kg. Eine Gesamtanfahrübersetzung zwischen 14 und 19 soll sicherstellen, dass alle Applikationen die erforderliche Anfahrzugkraft unter Verwendung unterschiedlicher Anfahr-elemente erreichen. Von großer Bedeutung ist auch die Baulänge des

Getriebes, die auf maximal 300 mm limitiert wurde. Darüber hinaus soll ein vorgegebener Zielpreis unterhalb des Stufenautomaten für das Getriebe den Vorstellungen der potenziellen Kunden gerecht werden.

Baugruppe	Was	Bemerkung
Fahrzeug	Fahrzeugtyp	A-Plattform, soll aber breites Fahrzeugspektrum abdecken (Lim. bis Minibus)
	max. Gewicht	1500 kg
	ABS	ja
Motor	Diesel/Benziner	Benzin
	Motormoment	140 Nm
	Leistung	73 kW
	max. Drehzahl	6000 1/min
Getriebe allg.	Bauform	front quer
	Allrad	nein
	max. axiale Baulänge	300 mm
	max. UD-Übersetzung	14 ... 19; 2 Feststufen: i1=1,97 oder i1=1,50 (austauschbar) sowie i2 = 4,00 (fest)
	Spreizung	> 7
	Gewicht	< 55 kg
	Zielpreis	< Stufenautomat
Anfahr-element	Hybridisierung	Stopp-Start fähig
	Wandler mit ÜK	Option
	trockene Kupplung	Option
Rückwärtsgang	nasse Anfahrkupplung	Bauraumvorteil, Kostenvorteil ggü. Wandler
	mechan.	synchronisiert
Variator	Übersetzung	ähnlich 1. Gang vorwärts
	Achsabstand 155mm	quer evtl. größerer Abstand machbar → mehr Spreizung, geringere Anpressung, größere Pumpe
Differenzial	Schaeffler	Package- und Kostenvorteil
	Leichtbaudifferenzial	

Bild 6 Eckdaten

High Value CVT

Konzept

Das Getriebekonzept muss grundsätzlich den Einsatz unterschiedlicher Anfahr-elemente ermöglichen. Je nach Markt und Eingangs-drehmoment könnte dies beispielsweise eine trockene oder nasse Anfahrkupplung sein. In den komfortorientierten Märkten stellt der Drehmomentwandler auch weiterhin die erste Wahl dar. Das High Value CVT sieht die Verwendung einer nassen Kupplung als Anfahr-element vor. Der besondere Vorteil liegt dabei in der Strategiefähigkeit des Anfahr-elementes. Die Betätigung der Eingangskupplung kann prinzipiell elektromechanisch oder hydraulisch erfolgen. Entsprechende Aktoren wurden bereits im Rahmen der Entwicklung der automatisierten Schaltgetriebe und für die Doppelkupplung vorgestellt.

Der Drehmomentfühler hat sich zwischenzeitlich in vielen Applikationen bewährt. Besonders in Verbindung mit kleinen, aufgeladenen Motoren stellt er die optimale Einstellung des Anpressdrucks sicher. Für das High Value CVT wurde ein neuartiger fünfstufiger Drehmomentfühler entwickelt, auf den später näher eingegangen wird. In den genannten Märkten ist außerdem davon auszugehen, dass die Fahrer auch schlechte Wegstrecken zurückgelegt müssen. Umso wichtiger ist es deshalb, Zustände mit schädigendem Schlupf zwischen Kette und Scheibensatzoberfläche zu vermeiden. Dies wurde in der Ausführung des hydraulischen Systems angemessen berücksichtigt.

Der Scheibensatz weist einen Doppelkolben am primären Scheibensatz und einen Einfachkolben am sekundären Scheibensatz auf. Mit der verbesserten Flächenauslegung lassen sich die Maximaldrücke und der Bauraum minimieren und die Pumpengröße gleichzeitig optimieren. Außerdem stellt die Auslegung sicher, dass der Anpressdruck in weiten Bereichen der bestimmende Druck im System bleibt. Dies ergibt einen weiteren Verbrauchsvorteil bei Einsatz des Drehmomentfühlers im Anpresssystem.

Der Achsabstand von 155 mm erlaubt in Verbindung mit der neu entwickelten 07er Kettenteilung eine Spreizung von deutlich größer als 7. Diese große Spreizung stellt den Betrieb des Motors nahe seinem Bestpunkt sicher und ermöglicht damit einen niedrigen Verbrauch.

Im Rahmen dieser Überlegungen wurde ein Scheibensatz aus Blechkomponenten entwickelt, der es

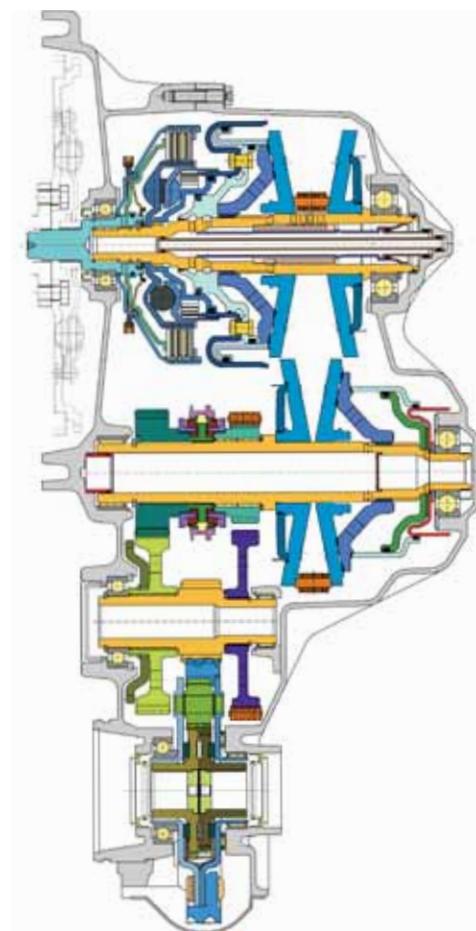


Bild 7 High Value CVT

ermöglicht, Kosten und Gewicht deutlich zu senken. Die Fest- und Wegscheiben sind aus reibgeschweißten Blechen zusammengesetzt und zum Teil über Pressverbindungen mit kaltgeformten Wellen verbunden. Diese Ausführung der Scheibensätze reduziert das Gewicht der Scheibensätze bei gleichzeitig hoher Steifigkeit.

Zur weiteren Senkung der Kosten ist ein mechanischer Rückwärtsgang mit Synchronisierung und Zahnkettenantrieb vorgesehen. Abtriebsseitig kommt aus Package- und Gewichtsgründen das neuartige Leichtbaudifferenzial in Stirnradbauweise von Schaeffler zum Einsatz.

Low-Cost-Scheibensatz

Auch einfache Konzepte mit Einfachkolben und elektromechanisch geregelter Anpressung lassen sich mit Schei-

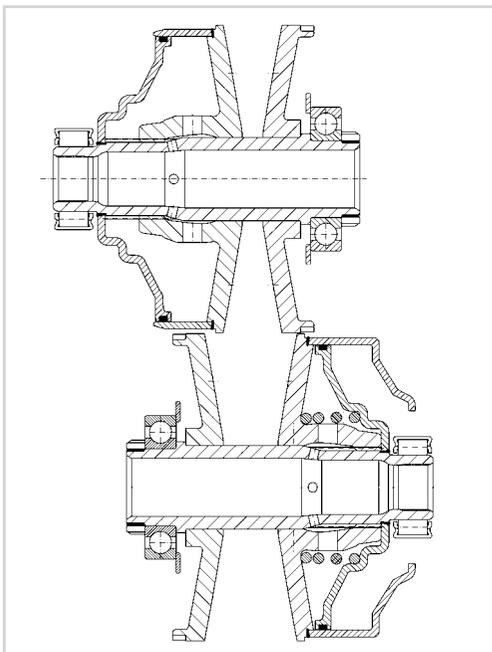


Bild 8 Cost-efficient Variator

bensätzen aus Blech kostenseitig optimieren. Die kostengünstigste Variante sieht die Verwendung von Gleichteilen und einen nahezu baugleichen Aufbau beider Scheibensätze vor (Bild 8). Neben Blechumformteilen kommen geknetete Wellen zum Einsatz.

Die optimale Auslegung der Verstell- und Anpressflächen

Vor Beginn der Konstruktion galt es zu entscheiden, welches Konzept im Hinblick auf die Anpress- und Verstellräume umgesetzt werden soll. Zwei Konzepte wurden in die engere Auswahl einbezogen. Das in den bisherigen Serienanwendungen verwendete Doppelkolbenprinzip sieht sowohl am primären als auch am sekundären Scheibensatz jeweils eine getrennte Druckkammer für die Anpressung und die Verstellung des Variators vor [10]. Beide Kammern können unabhängig voneinander mit Druck beaufschlagt werden.

Bei der Prüfung des zweiten Konzepts stellte sich die Frage, ob sich durch den Entfall

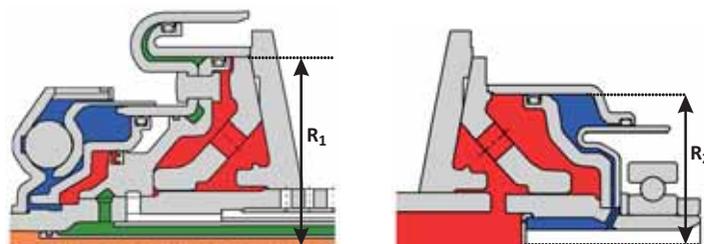


Bild 9 Detailansicht der Hydraulikkammern von Primär- und Sekundärscheibensatz

der Verstellkammer am sekundären Scheibensatz ein Vorteil bezüglich des Verbrauchs erzielen lässt. In diesem Fall wird durch eine zusätzliche Druckerhöhung in derselben Kammer dem Anpressdruck ein Verstelldruck überlagert, der für die Gleichgewichtsstützung notwendig ist oder der eine Übersetzungsänderung des Variators bewirkt. Die Einstellung des Drucks erfolgt durch das im Abschnitt „Hydraulisches System“ beschriebene Differenzdruckventil VSS2.

Beide Konzepte verwenden die bewährte und bereits in den Serienanwendungen umgesetzte hydraulische Kopplung zwischen den beiden Anpresskammern. Dies wirkt sich positiv auf die hydraulische Volumenstrombilanz bei Verstellungen aus und bietet somit den Vorteil, dass die Hydraulikpumpe kleiner dimensioniert werden kann. Dadurch reduzieren sich wiederum die Leistungsaufnahme der Pumpe sowie die damit verbundenen Verluste.

Für die Bewertung der beiden Konzepte wurden mehrere unterschiedliche Fahrsituationen bezüglich Schnellverstellung des Variators analysiert, welche die Größe der Hydraulikpumpe bestimmen. Zusätzlich werden die für Europa und Japan gültigen Verbrauchszyklen NEFZ und JC08 herangezogen, um die Verluste des Variators sowie die Aufnahmemomente der zuvor festgelegten Hydraulikpumpe für beide Zyklen gleichzeitig zu minimieren und somit eine verbrauchsoptimale Auslegung für unterschiedliche Märkte zu realisieren.

Die Analyse zeigt, dass mit den hier vorliegenden Randbedingungen ein Vorteil für dasjenige Konzept besteht, das den Anpress- und Verstelldruck am sekundären Scheibensatz in einer Kammer überlagert. Der Vorteil des Einfachkolbenprinzips gegenüber dem Konzept mit zwei getrennten Kammern für Anpressung und Verstellung beträgt rund 10 %. Diese Angabe bezieht sich auf die Verluste von Variator und Hydraulikpumpe. Bild 9 zeigt im

Detail die Anpresskammer (rot), die Verstellkammer (grün) und den fünfstufigen Drehmomentfühler (blau) des primären Scheibensatzes. Weiterhin sind der Einfachkolben (rot) sowie die Druckkammer zur Fliehöl-kraft-Kompensation (blau) des sekundären Scheibensatzes dargestellt.

Eine Untersuchung unterschiedlicher Flächenauslegungen findet statt, indem der Radius R_1 am primären Scheibensatz und der Radius R_2 am sekundären Scheibensatz unabhängig voneinander variiert werden. Mit der Variation von R_1 und damit der Anpressfläche A_1 lässt sich auch die Fläche der Verstellkammer, allerdings nicht unabhängig davon, verändern. Für jedes Wertepaar der Flächen A_1 und A_2 wird zunächst die notwendige Größe der Hydraulikpumpe bestimmt und mit diesem Wert im zweiten Schritt die Verlustenergie des Variators und die Aufnahmeenergie der Hydraulikpumpe für unterschiedliche Verbrauchszyklen berechnet.

Bild 10 zeigt das Ergebnis einer Variantenberechnung, wobei als Verbrauchszyklus der NEFZ zu Grunde liegt. Für den japanischen JC08 ergibt sich eine ähnliche Darstellung. Die Flächenauslegung mit den minimalen Verlusten von Hydraulikpumpe und Variator, welche gleichzeitig andere konstruktive Randbedingungen erfüllt und welche im Entwurf aus Bild 7 umgesetzt wurde, ist hervorgehoben. Ergänzend ist noch darauf hinzuweisen, dass sich mit diesem Werkzeug die Umschaltpunkte, die mit dem fünfstufigen Drehmomentfühler realisiert werden, sehr einfach im Hinblick auf die unterschiedlichen Verbrauchszyklen optimieren lassen.

Das Anpresssystem

Das einfachste System sieht, wie bereits erwähnt, den Einsatz identischer Scheibensätze am primär und sekundär Scheibensatz in Kombination mit ei-

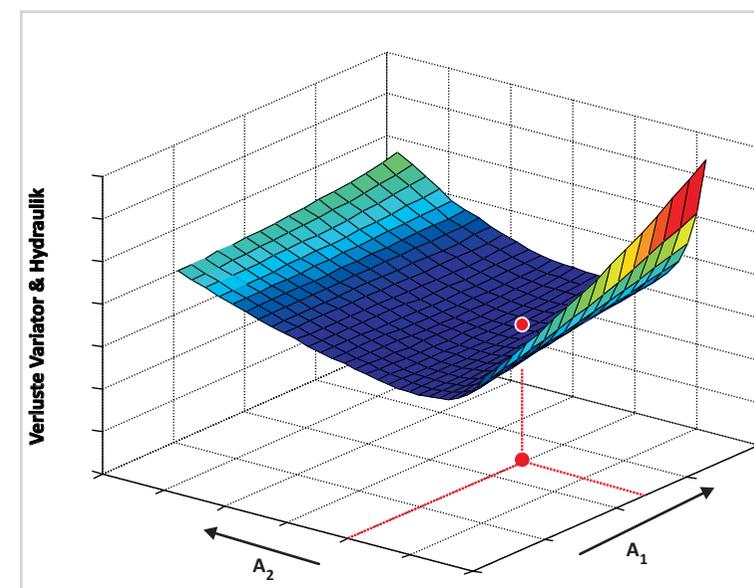


Bild 10 Verluste von Variator und Hydraulikpumpe für verschiedene Flächenauslegungen

ner elektronischen Anpressung vor. Dieses System ermöglicht eine schlupfregelte Adaption [5] des Anpressdruckes. Nachdem sich nun fast 1,5 Millionen Audi multitronic® Getriebe im Markt befinden, konnten die Vorteile des Drehmomentfühlers zur Einstellung des Anpressdruckes auf breiter Basis erfolgreich nachgewiesen werden. Der wesentliche Vorteil liegt in der zuverlässigen Erfassung des Antriebsdrehmomentes – insbesondere im verbrauchsrelevanten Niedriglastbereich – und der präzisen und dynamischen Anpassung des Anpressdruckes an die jeweilige Fahrsituation.

Der Drehmomentfühler stellt in Verbindung mit aufgeladenen, kleinen Motoren, den daraus resultierenden, weniger präzisen Drehmomentensignalen und zum Teil schlechten Straßen in den Emerging Markets eine wesentliche Komponente zur Steigerung der Zuverlässigkeit dar. Die notwendige, weitere Erhöhung der Drehmomentkapazität erforderte bisher die Entwicklung des voll variablen Drehmomentfühlers (VMF). Dieser Fühler passt den Anpressdruck in optimaler Weise an den Anpressbedarf des Variators an. Allerdings ist diese Variante technisch komplex und stellt dementsprechend nicht die kostengünstigste Lösung dar. Im Rahmen der multitronic® Entwicklung wurde deshalb nach Möglichkeiten gesucht, die Vorteile des voll variablen Drehmomentfühlers kostengünstiger zu realisieren.

Der Blendendrehmomentfühler

Der Blendendrehmomentfühler (BMF) basiert auf dem kostengünstigen, zweistufigen Drehmomentfühler (2MF). Mit seiner fünfstufigen Charakteristik ermöglicht er es, die Überanpressung deutlich zu reduzieren.

So konnte z. B. die Anpressung im verbrauchsrelevanten Übersetzungsbereich $0,4 < i_{var} < 0,68$ um 8 % gegenüber dem 2MF gesenkt werden. Zudem reduziert sich deutlich die maximale Beanspruchung insbesondere der Scheibensatzwellen, was zu kleineren erforderlichen Querschnitten mit entsprechenden Gewichts- und Spreizungsvorteilen führt.

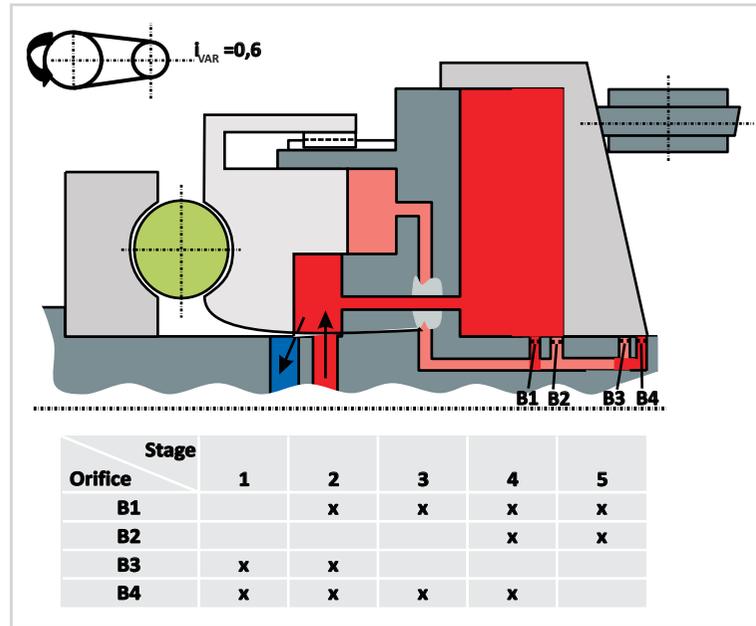


Bild 11 Blendendrehmomentfühler

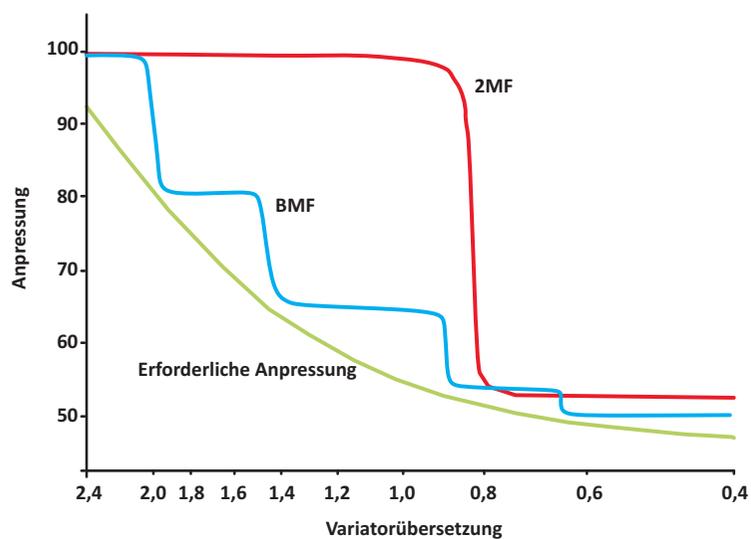


Bild 12 Kennlinie Blendendrehmomentfühler

Die Kosten liegen in etwa auf dem Niveau des bekannten zweistufigen Drehmomentfühlers. Zur Realisierung werden in die primäre Scheibensatzwelle Blenden B1 bis B4 (Bild 11) eingesetzt. Je nach Position der Wegscheibe schalten sich eine unterschiedliche Anzahl von Blenden frei, und der Anpressdruck stellt sich entsprechend ein. Umfangreiche Versuche am Prüfstand und im Fahrzeug bestätigen die Funktion des BMF (Bild 12). Für die Front-Quer-Applikationen lässt sich die Konstruktion auch so ausführen, dass der Drehmomentfühler nicht baulängenbestimmend wird. Im vorliegenden Fall werden die Kugeln und Rampen innerhalb des Lamellenpaketes angeordnet, um den Scheibensatz kürzer bauen und die geforderte Baulänge erreichen zu können (Bild 7).

Das neue Kettenportfolio

LuK setzt für Umschlings-CVT traditionell Ketten ein. Neben den funktionellen Vorteilen der Kette liegt ein wesentlicher Vorzug in ihrer Modularität. Durch ihren Aufbau aus Laschen und Wiegestücken (Bild 13) lässt sich die Kette sehr gut an die Belastungen und geometrischen Randbedingungen der jeweiligen Anwendung anpassen. Die bisherigen Anwendungen der LuK CVT Kette bewegten sich vor allem im mittleren und oberen Drehmomentbereich und wurden ausnahmslos mit dem Kettentyp 08 abgedeckt (Bild 14). Im Zuge der Diskussionen zur Erhöhung der Leistungsdichte der Aggregate wurde die Weiterentwicklung der „kleinen“ Ketten forciert, und ein sehr hohes Leistungsvermögen konnte identifiziert werden. Ziel hierbei ist es, die Stärken der Kette (Wirkungsgrad, Robustheit, große Spreizung, etc.) mit dem weiteren Potenzial einer verkleinerten Geometrie zu kombinieren.

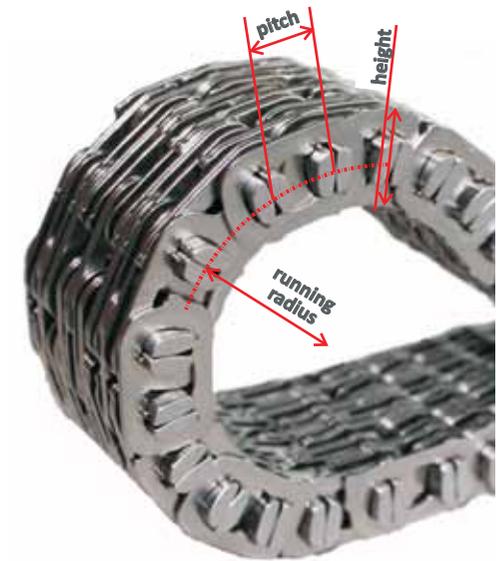


Bild 13 Aufbau CVT Kette

Ungeachtet der Baugröße haben die LuK CVT Ketten auch eine Weiterentwicklung des Designs durchlaufen. Einen Entwicklungspunkt stellt beispielsweise die Optimierung der Kontaktverhältnisse der Kette zu der Gleitschiene dar. Die Gleitschiene hat die Aufgabe, Trumschwingungseffekte zu unterdrücken, und berührt im Betrieb die Außenkontur der Laschen. An der Außenkontur bis-

heriger Ketten befanden sich Nocken, um die Laschen bei ihrer Montage sicher zu fixieren. Im Zuge der Weiterentwicklung wurden diese durch Dellen ersetzt, um mögliche Pittingeffekte bei der Gleitschiene zu vermeiden (Bild 14). Diese Optimierung ist selbstverständlich festigkeitsneutral und lässt sich auf alle hier betrachteten Kettentypen und -baugrößen übertragen.

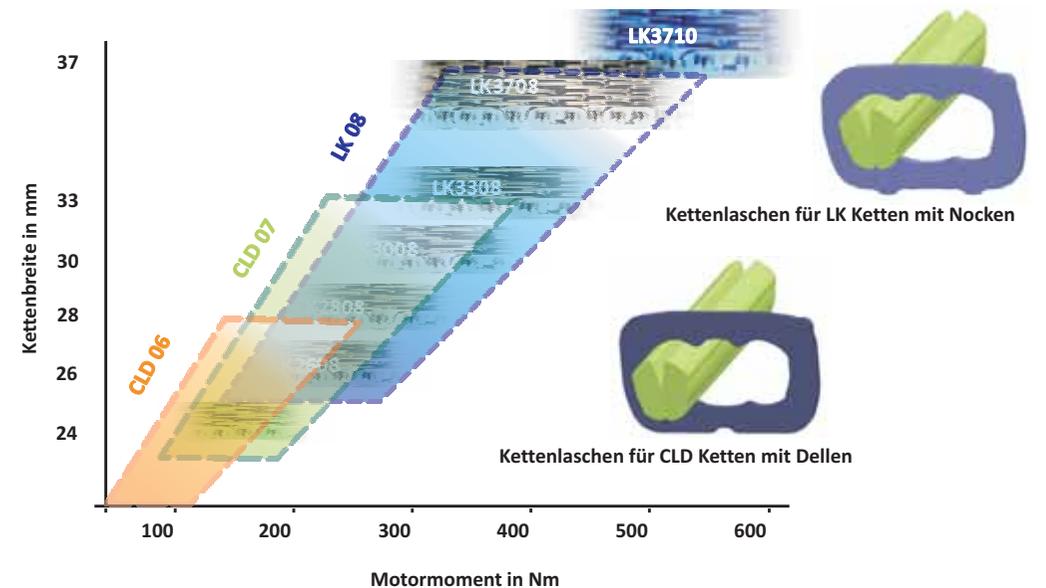


Bild 14 Modulares System Kette

Kettentyp 07

Den Kettentyp 07 stellt, vereinfacht gesehen, eine maßstäbliche Verkleinerung des Typs 08 mit zusätzlichen Detailoptimierungen dar. Mit dem Einsatz des Typs 07 ergeben sich vorrangig geometrische Vorteile, die sich beispielsweise in einem verringerten Bau- raumbedarf oder in einer signifikanten Spreizungsvergrößerung widerspiegeln (Bild 15). Um diese Vorteile nutzen zu können, muss die kleine Kette die notwendigen Festigkeitsanforderungen

erfüllen. Durchgeführter Versuche zeigen, dass der Kettentyp 07 die Übertragung hoher Drehmomente zulässt und das Potenzial hat, die heutigen Kettenapplikationen mit größer Teilung in weiten Bereichen zu ersetzen.

Kettentyp 06

Wie im vorangegangenen Abschnitt bereits beschrieben bringt eine Verkleinerung des Kettentyps (Übergang von 08 auf 07) eine Reihe von möglichen Vorteilen mit sich. Eine interessante Frage ist nun, inwieweit eine weitere Verkleinerung der Kette sinnvoll ist. Um diese Frage beantworten zu können, wurde ein noch weiter verkleinerter Kettentyp 06 konstruiert und mit Simulationen bewertet. Werden die Einzelteile kleiner, sinkt zunächst deren Festigkeit. Andererseits führt dies zu Effekten, die die Belastung der Kette positiv beeinflussen. So teilt sich bei einer kleineren Kettenteilung beispielsweise die Reibkraft zwischen Kette und Scheibensatz auf eine größere Anzahl von Gelenken auf. Dies führt zu einer gleichmäßigeren Lastverteilung.

Berücksichtigt man all diese Gegebenheiten, lässt der um 10 % verkleinerte Kettentyp (Übergang von 07 auf 06) die in Bild 14 gezeigte Leistungsfähigkeit erwarten. Bezogen auf die Kettenbreite erreicht er annähernd die Leistungsfähigkeit des Ketten-

	CLD08	CLD07	CLD06
Minimaler Laufradius	30 mm	27 mm (-10 %) (Vergrößerung der Spreizung um ca. 20 %)	24,3 mm (Vergrößerung der Spreizung um ca. 20 % im Vergleich zu CLD07)
Kettengewicht		-10 % im Vergleich zu CLD08 (bei gleicher Länge und Breite)	-10 % im Vergleich zu CLD07 (bei gleicher Länge und Breite)
Kettenhöhe	12,2 mm	11,2 mm (-10 % im Vergleich zu CLD08)	10,1 mm (-10 % im Vergleich zu CLD07)
Kettenteilung	8,5 mm	7,6 mm (-10 % im Vergleich zu CLD08)	6,9 mm (-10 % im Vergleich zu CLD07)
Akustik		deutlicher Vorteil für CLD07 (bis zu 3dB Verbesserung im Nahfeld)	ist noch zu bewerten
Lebensdauer		ungefähr vergleichbar (basierend auf Tests)	
Wirkungsgrad		ungefähr vergleichbar (basierend auf Tests)	ist noch zu bewerten
Fertigungstechnik	vergleichbar mit der laufenden Serienproduktion		

Bild 15 Vergleich der Kettentypen

typs 07. Damit ist diese Kette gerade zu prädestiniert für Pkw-Anwendungen mit kleinen oder mittleren Drehmomenten oder auch für Anwendungen im Zweirad.

Eine ganz entscheidende Motivation bei der Verkleinerung der Kette ist die Beeinflussung der Akustik. Die Kette 06 bietet neben einer verringerten Masse auch eine deutlich verkleinerte Kettenteilung, was eine Reduzierung der Anregungspegel durch den polygonalen Lauf bedeutet. Weiterhin ändern sich durch die kleinere Teilung auch die Anregungsfrequenzen. Die akustischen Auswirkungen dieser neuen Kette müssen in realer Umgebung bewertet werden, wobei von einer weiteren Verbesserung des akustischen Verhaltens gegenüber den bisherigen Ketten auszugehen ist.

Abtriebsstufe/Rückwärtsgang

Abtriebsseitig ist ein Stirnradgetriebe vorgesehen, das eine Gesamtübersetzung zwischen 14 und 19 zulässt. Mit diesem Auslegungsbereich sollte es möglich sein, für alle auf einer Plattform aufgebauten Fahrzeuge die notwendige Anfahrzugkraft oder Steigfähigkeit zu erreichen. Die Abtriebsstufe ermöglicht die Integration des Rückwärtsganges in Verbindung mit einer Synchronisierung, einer Klauenkupplung oder einer Lamellenkupplung.

Leichtbaudifferenzial

Das Leichtbaudifferenzial ist als Stirnraddifferenzial ausgeführt. Wesentliche Komponenten, wie der Planetenträger sind als Blechteile ausgeführt, um auch hier zu kostengünstige und gewichtsoptimale Lösungen liefern zu können. Als weiterer Vorteil erlaubt diese Anordnung den Einsatz ausreichend langer Gelenkwellen.

Hydraulisches System

Das hydraulische System bedient die Funktionen Anpressung, Verstellung, Kupplungsbetätigung, Kupplungskühlung und Scheibensatzkühlung. Das von der Pumpe geförderte Öl fließt über ein Druckbegrenzungsventil (VVS1) und ein Differenzdruckventil (VSS2) zum Drehmomentfühler, der in bekannter Weise als Druckbegrenzungsventil arbeitet. Nach dem Drehmomentfühler wird dieses Öl direkt zur Kupplungskühlung verwendet. Das System bietet die Möglichkeit, diesen Volumenstrom zu variieren, indem es parallel einen Teil des von der Pumpe geförderten Öls über das Volumenstromregelventil und ein Mindestdruckventil (VMD) zurück zum Saugtrakt der Pumpe leitet. Vor dem VMD wird das Öl zur Scheibensatzkühlung und Schmierung abgezweigt.

Die Variabilität des Volumenstroms zum Drehmomentfühler stellt einerseits seine Minimalversorgung sicher und erreicht nur noch eine minimale

Kupplungskühlung. Andererseits besteht die Möglichkeit, einen hohen Volumenstrom zur maximalen Kupplungskühlung bereitzustellen. Der Systemdruck wird in erster Linie durch den Drehmomentfühler bestimmt. Bei einem höheren Systemdruckbedarf für eine Verstellung können VVS1 oder VSS2 eine Erhöhung bewerkstelligen. Die Druckminderventile VKSI, VKA und VSS1 sind direkt hinter der Pumpe an das System angeschlossen und entnehmen dort Drucköl, welches sie für die Versorgung der von ihnen gesteuerten Funktionen benötigen. Das VSS1 stellt den Druck in der Verstellkammer 1 ein und sorgt dadurch für eine Stützung oder Verstellung des Variators, der wiederum eine zusätzliche Axialkraft am Scheibensatz 1 benötigt. Der Druck wird auch als Steuerdruck für VVS1 verwendet, um den Systemdruck gegebenenfalls zu erhöhen. Das VKA stellt den Kupplungsdruck ein. Auf dem Weg zur Kupplung kann im Fehlerfall das VSI den Kupplungsdruck abbauen. Das VKSI stellt einen Druck zur Steuerung des VKK ein. Durch das VKK wird die Regelgröße des VQP variiert und damit die bereits erwähnte Volumenstromsteuerung erzielt. Der VKSI-Druck dient auch der Schaltung des VSI. Der Anpressdruck im Einfachkolben des Scheibensatzes 2 wird ebenfalls durch den Drehmomentfühler vorgegeben. Um eine Stützung oder Verstellung zu realisieren, bei der eine zusätzliche Axialkraft am SS2 benötigt wird, muss dieser Druck über den Drehmomentfühlerdruck angeho-

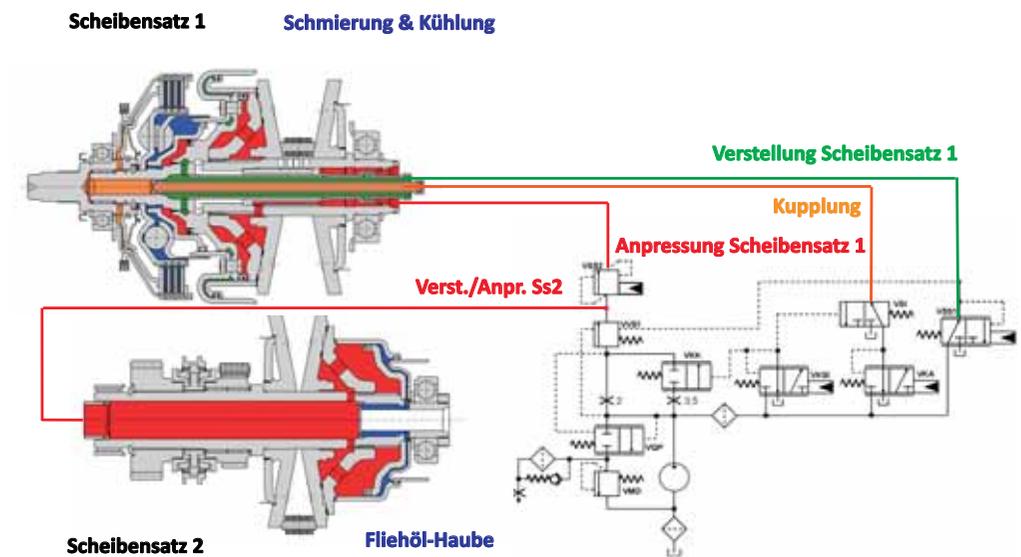


Bild 16 Hydraulik-Schema

ben werden. Das Differenzdruckventil VSS2 ist zwischen dem Einfachkolben am SS2 und der Anpresskammer am SS1 bzw. Momentfühler angeordnet. Es ist somit in der Lage, einen höheren Druck im SS2 als den vom Drehmomentfühler vorgegebenen einzustellen.

Bewertung des High Value CVT im NEFZ

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Wirkungsgradoptimierungen für das High Value CVT wurden bezüglich des Verbrauchs im NEFZ bewertet. Als Randbedingungen für die Simulation wurden u. a. folgende Fahrzeug- und Triebstrangparameter gewählt:

- Fahrzeuggewicht: 1200 kg (A-Plattform)
- Motorisierung: 73 kW / 140 Nm Otto
- High Value CVT: Spreizung 7.7 / Anfahr-Übersetzung 14.5 / Overdrive-Übersetzung 1.9

Als Vergleich wurde ein Triebstrang mit 5-Gang Handschaltgetriebe (MT) herangezogen, das dem Stand der Technik in dieser Gewichts- und Leistungsklasse entspricht. Die verwendete Anfahrübersetzung des MT beträgt 15,6, die Gesamtübersetzung im längsten Gang 3,7. Daraus ergibt sich eine Spreizung von knapp 4,3. Zudem wurde der Triebstrang mit Handschaltgetriebe in

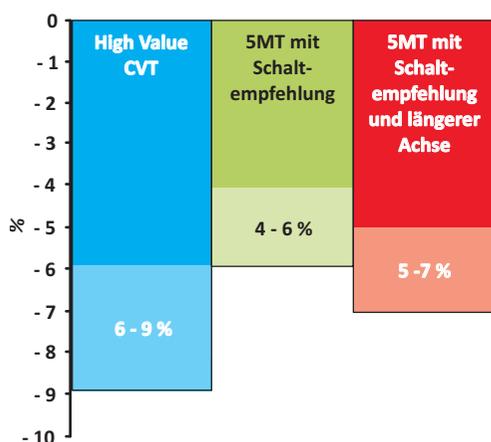


Bild 17 Simulation Verbrauch im NEFZ High Value CVT im Vergleich mit 5-Gang MT

folgenden Varianten untersucht, um neueste Trends abzudecken:

- 5-Gang MT mit Schaltempfehlung
- 5-Gang MT mit Schaltempfehlung und Differenzialübersetzung 10 % länger

Letztere Variante eignet sich, um einen Vergleich mit einem verbrauchsoptimierten Handschaltgetriebe darstellen zu können. Mit einer Gesamtspreizung von 4,3 ist es jedoch nicht möglich, die Achsübersetzung um mehr als 10 % zu erhöhen, ohne Einbußen hinsichtlich Anfahrtdynamik, Beschleunigung und Steigfähigkeit hinnehmen zu müssen. Das High Value CVT mit einer Gesamtspreizung von 7,7 erzielt hingegen sowohl gute Beschleunigungswerte als auch einen reduzierten Kraftstoffverbrauch aufgrund einer Gesamtübersetzung im Overdrive von unter 2. Dieser Vorteil findet sich im simulierten NEFZ-Verbrauch wieder, der für verschiedene Varianten in Bild 17 dargestellt ist.

Zusammenfassung

CVT Getriebe sind ein fester Bestandteil in der automobilen Welt, wobei der derzeitige Schwerpunkt ohne Zweifel im asiatischen Raum liegt. Ausgehend von diesen Märkten und getragen durch neue, interessante Applikationen, ist für die Zukunft eine weitere Zunahme des Marktanteiles zu erwarten. Aktuellen Forderungen nach einer weiteren Verbesserung des Wirkungsgrades kann sich das CVT nicht entziehen. Um hierbei erfolgreich zu sein, ist es jedoch notwendig, das komplette System umfassend zu betrachten. Dabei zeigt sich, dass auch aktuelle CVTs – besonders in Verbindung mit Anpresssystemen, die auf dem Drehmomentfühler aufbauen – noch genügend Potenzial für Optimierungen hinsichtlich des Wirkungsgrades haben. Gegenüber Handschaltgetrieben sind weitere Einsparungen von mehr als 5 % realistisch.

Für künftige Antriebsstränge sind Komponenten mit einer hohen Leistungsdichte für reduzierte Bauräume immer wichtiger. Gleichzeitig sind scheinbare Gegensätze wie Preissensibilität und Zuverlässigkeit zu berücksichtigen. Am Beispiel des High Value CVT wurde gezeigt, wie durch eine konsequente Weiterentwicklung der Bauteile diesen Forderungen entsprochen werden kann.

Literatur

- [1] www.marklines.com, Auto Industry Analysis Report No. 743, Jan. 23, 2009
- [2] www.csmauto.com
- [3] www.audi.de
- [4] www.subaru.de
- [5] Faust, H.; Homm, M.; Bitzer, F.; Wirkungsgradoptimiertes CVT Anpresssystem 7. LuK Kolloquium, 2002
- [6] Teubert, A.; Englisch, A.; Götz, A.; Linnenbrügger, A.; Endler, T.: LuK CVT Technologie – Effizienz, Komfort, Dynamik, Getriebe in Fahrzeugen, Friedrichshafen 2009
- [7] Englisch, A.; Faust, H.; Homm, M.; Lauinger, C.; Vornehm, M.: CVT ohne Grenzen – Komponenten für Nutzfahrzeuggetriebe, 8. LuK Kolloquium, 2006
- [8] Faust, H.; Linnenbrügger, A.: CVT-Entwicklung bei LuK, 6. LuK Kolloquium, 1998
- [9] Teubert, A.; Linnenbrügger, A.; Nakazawa, T.; Baumann, M.: LuK CVT Components for Future Efficient Drivetrains, JSAE Symposium Tokyo / Japan, 6. November 2008
- [10] Englisch, A.; Lauinger, C.; Götz, A.; Simon, E.; Teubert, A.; Müller, E.: LuK CVT Komponenten, Getriebe in Fahrzeugen, Friedrichshafen 2008