



# Drehmomentwandler – Herausforderung in Komfort und Verbrauch

Marc McGrath  
Jeff Hemphill  
George Bailey  
Philip George  
Mike Swank  
Thorsten Krause



# Einleitung

Der Drehmomentwandler feierte seinen 100. Geburtstag in 2005. Er wurde 1905 in Stettin durch den Deutschen Dr. Hermann Föttinger auf der Vulcan Schiffswerft erfunden. Der Drehmomentwandler war ursprünglich ein Dampfturbinenantrieb für eine Schiffsschraube. Sukzessive fand er in den folgenden 25 Jahren seinen Weg in die automobilen Anwendungen. Das Buch Changing Gears [1] zeigt ein Lysholm-Smith-Getriebe mit einem Drehmomentwandler und Direktantrieb, das 1928 konstruiert wurde. Hier sind bereits die grundsätzlichen Funktionen des Wandlers von heute enthalten. Die Drehmomentwandler von heute sehen ähnlich aus, aber sie wurden stetig weiterentwickelt, um mit der Entwicklung der Automobile allgemein Schritt zu halten. Diese Weiterentwicklung hält an.

Seit den ersten Tagen des Automobils gab es schon immer den Trend zu geringerem Kraftstoffverbrauch, höherer Leistung, leichteren Fahrzeugen und einem kompakteren Triebstrang. Die Trends der jüngeren Vergangenheit sind zum Beispiel hochaufgeladene Dieselmotoren, Zylinderabschaltung und Hybridantriebe. Es sind einige Spekulationen im Gange, welche dieser Trends auch in Zukunft anhalten werden. Bei näherer Betrachtung zeigt sich, dass jeder Trend seine Nische finden wird aufgrund von gesetzlichen Anforderungen, Umweltauflagen oder unterschiedlichen Märkten.

Das „United States Federal Motor Vehicle“-Gesetz von 1960 schreibt die Forschung bezüglich Abgasemissionen von Fahrzeugen vor. 1961 erließ Kalifornien ein Gesetz zur Absaugung der blow-by-

Gase aus dem Kurbelgehäuse des Motors. Seit dieser Zeit haben sich die Emissionsgesetze verschärft und die Automobilfirmen haben neue Konzepte immer wieder an diesen schärferen Auflagen gemessen. Heute bieten die direkteinspritzenden Dieselmotoren nicht nur Vorteile beim Kraftstoffverbrauch, sondern auch bei den Emissionen. Hybridfahrzeuge benutzen ihre Verbrennungsmotoren weniger und stoßen deshalb weniger Emissionen aus. Dieselmotoren machen bereits die Hälfte der Antriebe in Europa aus und gewinnen auch in Nordamerika an Popularität. Verkaufsanreize in den USA konnten die Verbreitung von Hybridantrieben und Dieselmotoren erhöhen. Der Ricardo-Diesel-Report 2005 [2] sagt für den US-Markt im Jahr 2012 bereits eine jährliche Anzahl von 1 Mio. neu verkauften Dieselfahrzeugen voraus.

Obwohl der Drehmomentwandler schon seit 100 Jahren existiert, gab es in den letzten Dekaden eine deutliche Weiterentwicklung. LuK, als einer der Lieferanten für Drehmomentwandler, hat einige dieser Entwicklungen vorangetrieben. Die Entwicklungen, die in diesem Artikel beschrieben werden, sind das Ergebnis des Systemwissens bei LuK. Durch dieses Wissen ist es möglich, den Fluid-Kreislauf, die Überbrückungskupplung und den Dämpfer an die speziellen Anforderungen jeder Applikation anzupassen.

## Höhere Momente bei weniger Bauraum

Seit Dekaden steigen die Motormomente an, während der Bauraum in der Getriebeglocke sich verkleinert. Die Zusammenstellung der entsprechen-

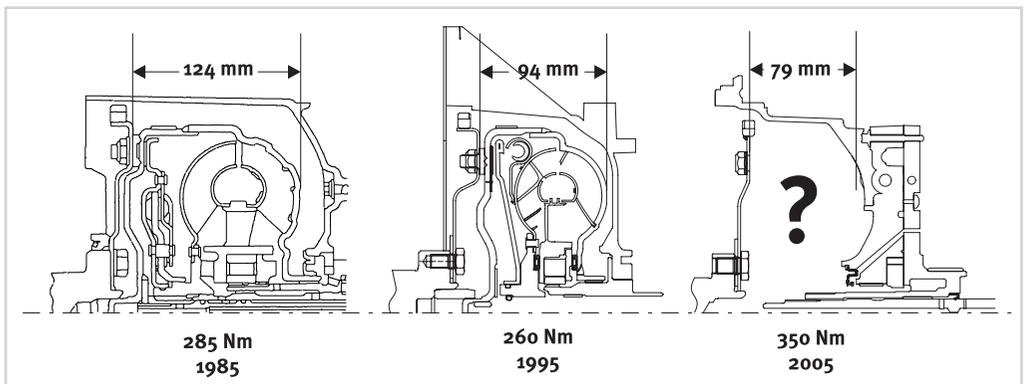


Bild 1 Historie von Bauraum und Drehmoment

den Daten für Fahrzeuge mit Vorderradantrieb zeigt Bild 1.

1985 konnte der Drehmomentwandler noch 124 mm axialen Bauraum in Anspruch nehmen, und das bei ausreichend Freigang. In diesem Bauraum war es noch möglich, einen runden Torus mit guter Wandlercharakteristik und einen Dämpfer mit großer Feder und guter Schwingungsisolierung unterzubringen. Bezüglich des Drehmoments hat sich bis 1995 nicht viel verändert, aber der Bauraum hat sich dramatisch verkleinert. Der größte Drehmomentwandler durfte nur noch 94 mm Bauraum in Anspruch nehmen. Es wurde notwendig, die Teile des Wandlers neu zu platzieren. In diesem Fall wurde der Wandlertorus verkleinert und die Feder des Dämpfers wanderte radial nach außen. Dadurch wird der Bauraum besser ausgenutzt. Mit modernen Werkzeugen wie CFD (Computational Fluid Dynamics) und Schwingungsberechnung war es trotzdem möglich, die Fahrleistung der Fahrzeuge zu verbessern und den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren.

Die Situation in 2005 zeigt einen starken Anstieg des Drehmoments und nochmals eine dramatische Reduktion des axialen Bauraums. Um der Herausforderung bzgl. des Bauraums zu entsprechen, muss man entweder Kompromisse machen oder innovative Lösungen finden. Der Wandlertorus wurde nochmals verkleinert und axial zusammengedrückt. Die grundlegende Physik zeigt jedoch, dass die Ölströmung in einem runden Querschnitt effizienter ist. Der axial verkleinerte Wandlerquerschnitt führt zu einem weicheren Wandler und zur Verringerung des Wirkungsgrads des Drehmomentwandlers, alles zusammen also einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs. Spezielle hochfeste Stähle für die Federn und die Optimierung der Federaufnahmen im Dämpfer können die Dämpferfunktion verbessern, jedoch nur bis zu einem gewissen Punkt, ab dem die Isolation einen Kompromiss darstellt. Durch die verschlechterte Isolation kann die Wandlerüberbrückungskupplung erst später geschlossen werden, sprich der Kraftstoffverbrauch steigt an.

Viele Ausführungen der o. g. Themen wurden erfolgreich erprobt und auch weiterentwickelt. In allen diesen Entwicklungen wurden bisher das Leitrad und der Freilauf nicht betrachtet. Diese stellen derzeit die Restriktionen beim axialen Bauraum dar. Deshalb hat LuK sich diesen beiden Bauteilen angenommen.

## Hydraulischer Kreislauf des Wandlers

Das Leitrad hat die einfache Aufgabe, den Ölstrom im Wandler umzulenken, der Pumpe zuzuführen und dadurch die Momentenerhöhung zu erzeugen. Mit der Einführung von Automatikgetrieben mit 4, 5 und 6 Gängen konnten die Anforderungen an das Leitrad reduziert werden. Da der axiale Bauraum reduziert werden muss, ergeben sich für das Leitrad neue Anforderungen. Es kann zum Beispiel die Länge der Schaufeln halbiert werden, während die Anzahl der Schaufeln verdoppelt wird. Da jede der Schaufeln nur das halbe Moment abstützen muss, kann die Schaufeldicke auch reduziert werden. Der Vergleich zwischen der bestehenden und der neuen Konstruktion ist in Bild 2 gezeigt.

Das neue Schaufelprofil des Leitrades kann als Blechumformteil hergestellt werden. Die Blechschaufeln weisen eine höhere Festigkeit als Schaufeln aus Aluminium oder Phenolharz auf. Dadurch kann die Dicke weiter reduziert werden. Die Schaufelkränze werden als zwei Teile hergestellt, die jeweils die Hälfte der Schaufeln beinhalten. Die beiden Schaufelkränze werden dann am Freilauf durch Umformung bzw. Nieten befestigt.

Ein hoher und flacher Momentenverlauf bei gutem Wirkungsgrad ist mit dieser Konfiguration erreichbar. Mit Anprägungen an den Blechschaufeln kann das Profil optimiert werden, wie es für

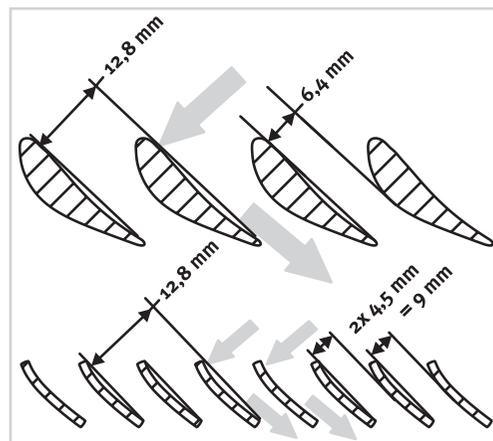


Bild 2 Neue Anforderungen an das Leitrad

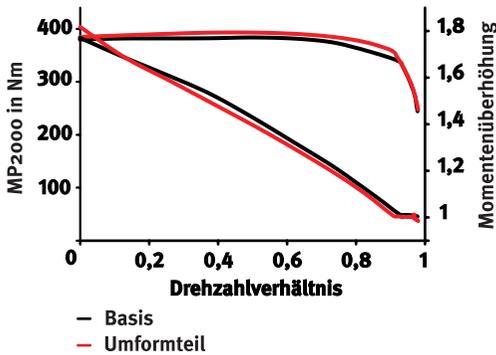


Bild 3 Gemessene Charakteristik des Drehmomentwandlers mit Blechleitrad

Schaufeln von Pumpe und Turbine auch üblich ist. Eine gemessene Charakteristik ist in Bild 3 zu sehen (MP2000: Pumpenmoment bei 2000/min Pumpendrehzahl). Die grundlegende Funktion ist bestätigt.

Das Ziel der derzeitigen Untersuchung ist es, den axialen Bauraum zu reduzieren. Eine entsprechende Konstruktion mit Blechschaufeln kann jedoch auch dazu verwendet werden, eine Konstruktion mit längeren Schaufeln zu erhalten. Dies kann günstig sein in Fällen, in denen eine größere Überhöhung bzw. eine stärkere Ablenkung des Ölstroms notwendig ist. Ein Beispiel für eine solche Konstruktion ist in Bild 4 zu sehen.

Nachdem der axiale Bauraum für den Ölstrom durch axiale Verkleinerung des Leittrads reduziert wurde, kann man sich nun dem Freilauf zuwenden. Dazu wäre es elegant, den Bauraum, den der Freilauf einnimmt, für die Funktion effek-

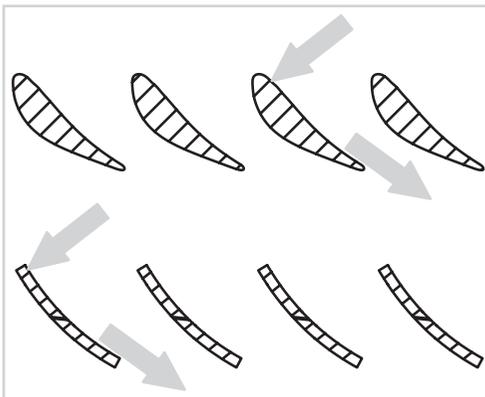


Bild 4 Neue Schaufelkonstruktion mit verlängertem Blechleitrad



Bild 5 Rollenfreilauf mit Ringen aus Blechumformteilen

tiver zu nutzen. Eine Möglichkeit ist, den Freilauf ebenfalls als Blechkonstruktion auszuführen, wie sie in Bild 5 zu sehen ist.

Bei dieser Konstruktion ist der äußere Ring mit Rampen für die Rollen ausgeführt. Der äußere Ring dient gleichzeitig als Käfig für die Rollen und stützt die Rollen federnd ab. Der äußere Ring wird zusätzlich gestützt von den Schaufelringen und dem Unterstüzungsring. Diese Konstruktion ist gleichzeitig leistungsfähig und kostengünstig.

Die Freilauffunktion kann auch mit Blechumformteilen erzielt werden ohne Verwendung von Rollen. Ein solcher Ratschenfreilauf ist in Bild 6 zu sehen.



Bild 6 Ratschenfreilauf



Bild 7 Ratschenfreilauf mit Abdeckblech

Einer der Schaufelringe hat Nuten. Der Rampenring greift in diese Nuten ein und ist auf der Nabe gelagert. Die Nabe ist über eine Verzahnung an den Leitradstützen des Getriebes angebunden und hat Nocken am Umfang. Die flachen Seiten der Rampenbleche greifen in der Blockierichtung des Freilaufs in die Nocken der Nabe ein. In der Freilaufrichtung gleiten die schrägen Seiten der Rampen über diese Nocken hinweg. Eine geringe Federlast drückt die Rampen gegen die Nocken der Nabe. Dies ist notwendig, um in der Blockierichtung das Moment zu übertragen. Andererseits treten die klassischen Freilaufgeräusche auf.

Dieses Geräuschproblem wird beseitigt, indem ein Abdeckblech eingebaut wird, wie es in Bild 7 zu sehen ist.

Dieses Abdeckblech ist eingebaut zwi-

schen der Nabe und dem Rampenring. In der Freilaufrichtung verdreht sich das Abdeckblech gegenüber der Nabe aufgrund der Reibung zwischen Rampenring und Abdeckblech. Die Verdrehung des Abdeckblechs wird durch Anschläge begrenzt. Sobald das Abdeckblech diese Anschläge erreicht, deckt es die Fenster in der Nabe ab. Das Rampenblech gleitet nun auf dem Abdeckblech bzw. der Nabe ab, ohne dass die Rampen axial in die Fenster eingreifen. Dadurch wird das Freilaufgeräusch eliminiert, wie Bild 8 zeigt.

Nachdem das Geräuschproblem so beseitigt wurde, kann ein axialer Längenvergleich vorgenommen werden, wie er in Bild 9 zu sehen ist.

Der Bauraumvorteil des Rollenfreilaufs aus Blechumformteilen gegenüber einem Freilauf mit Klemmkörpern beträgt axial 5,6 mm. Der Ratschenfreilauf ist 11,2 mm und damit um 60 % schmäler als ein

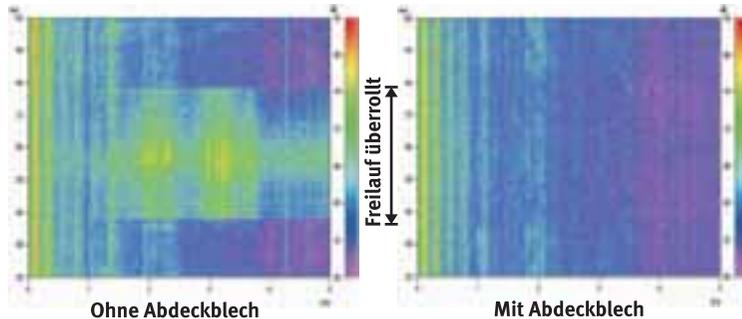


Bild 8 Geräuschmessung mit Abdeckblech

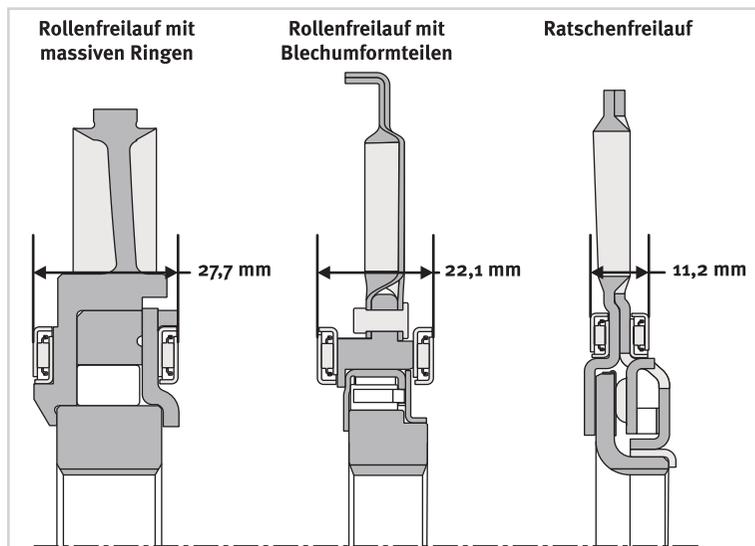


Bild 9 Längenvergleich verschiedener Freilaufkonstruktionen

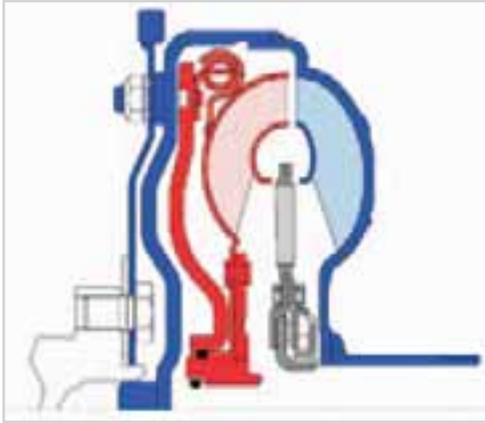


Bild 10 Bauraumvorteil

konventioneller Freilauf mit einem gegossenen Leitrad. Die Bauraumvorteile aufgrund des Ratschenfreilaufs und des Leitrads als Blechumformteil ergeben ein sehr schmales Leitrad, das die axiale Bauraumsituation im Inneren des Wandlers entschärft.

Wie Bild 10 zeigt, ergibt sich für die konventionelle Konstruktion mit diesem neuen Leitrad ein offener Bauraum, der in vielfältiger Weise verwendet werden kann.

Eine sehr effektive Möglichkeit, den Bauraum zu nutzen, ist die Vereinfachung des Kolbens für die Überbrückungsdämpfung und des Dämpfers. Der frei werdende Bauraum kann dazu verwendet werden, die Topfung des Kolbens zu vergrößern und damit die Steifigkeit des Kolbens zu erhöhen. Dadurch kann die Materialstärke von 5 mm auf 3,5 mm verringert werden. Die Anordnung der Druckfedern kann auch vereinfacht werden, da aus dem dünneren Blech die Fensterflügel zur Führung der Federn einfacher ausgeformt werden können. Dadurch wird ein Bauteil eingespart, was Bauraum für größere Druckfedern schafft. Durch das dünnere Blech des Kolbens wird es ferner möglich, die Federführungen anzunieten anstatt anzuschweißen. Dieses Beispiel zeigt sehr anschaulich, welche Folgeschritte möglich werden, wenn mit dem Bauraum sparsam umgegangen wird.

Eine weitere Möglichkeit, den frei werdenden Bauraum zu nutzen, ist, eine Zweischeibenkupplung einzusetzen, wodurch die Momentenkapazität verdoppelt wird. Außerdem kann der axiale Bauraum des gesamten Wandlers verringert werden. In diesem Beispiel können dadurch 5 mm Getriebebeläge eingespart werden.

Diese Ideen für das Leitrad ergeben eine signifikante Verbesserung bei der gegebenen Ausgangssituation von steigenden Motormomenten und kleiner werdenden Bauräumen. Weitere Vorteile können erzielt werden, wenn man den hydrodynamischen Kreislauf des Wandlers betrachtet. Eine grundlegende Analyse der hydrodynamischen Funktion zeigt, dass die Leistungsdichte noch vergrößert werden kann, ohne Abstriche beim Wirkungsgrad zu machen. Im ersten Schritt werden die numerische Optimierung und CFD für den Torus kombiniert. Die große Anzahl der Variablen im hydrodynamischen Kreislauf, wie zum Beispiel Schaufelwinkel, Schaufelverteilung und Torusform und die Abhängigkeit dieser Parameter bei Pumpe, Turbine und Leitrad machen dies zu einem idealen Problem für die numerische Optimierung. Die numerische Optimierung wird durchgeführt, indem die Parameter in den einzelnen CFD-Berechnungen variiert werden und der Einfluss auf die Parameter des Gesamtsystems Wandler ermittelt wird. Diese Ausgangsdaten werden zusammengefasst und Kombinationen ausgewählt nach der Gradientenmethode. Anschließend werden CFD-Berechnungen für die gewählten Kombinationen durchgeführt und damit das Endergebnis ermittelt.

Durch die Optimierungsstrategie soll erzielt werden, dass sich ein hohes, konstantes Pumpenmoment ergibt, der Kupplungspunkt steigt und die Wandlung beibehalten wird. Alle diese Änderungen führen zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch und zu einer höheren Leistungsdichte im Wandler. Als Startpunkt wurde ein konventioneller Wandler ausgewählt, wie er heute in Produktion ist. Wenn die Optimierung in der Lage

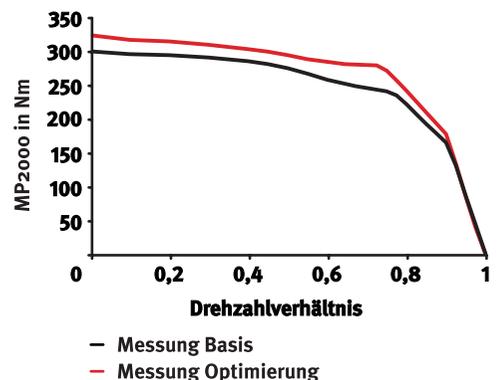


Bild 11 Vergleich Wandlercharakteristik

ist, die Charakteristik dieses Wandlers zu verbessern, wäre das ein Beweis für deren Tauglichkeit. Die Ergebnisse sind in Bild 11 zu sehen.

Es zeigt sich klar, dass die Optimierung ihr Ziel erreicht. Die daraus resultierende Geometrie der Schaufeln ist in Bild 12 zu sehen.

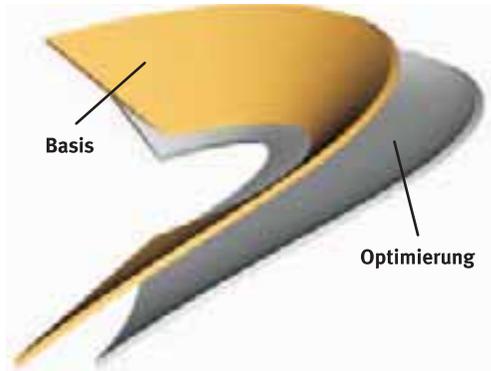


Bild 12 Optimierte Schaufelgeometrie

Diese Geometrie ist recht unkonventionell und erinnert an eine bionische Form. Es ist sehr unwahrscheinlich, dass sie entdeckt worden wäre ohne eine solche Optimierungsstrategie.

Eine andere Methode, die Momentenkapazität des hydrodynamischen Kreislaufs zu erhöhen, ist die Betrachtung der grundlegenden Physik des Wandlers. In der Gleichung für die Pumpenleistung geht der Radius der Pumpe proportional zur 5. Potenz ein. Das heißt, jede Vergrößerung im Radius führt zu einer signifikanten Steigerung der Momentenkapazität. Bild 13 zeigt eine Möglichkeit, wie dieser Radius im gegebenen Bauraum vergrößert werden kann.

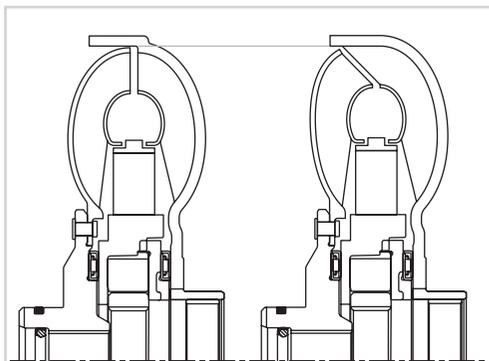


Bild 13 Wandler mit vergrößertem Radius

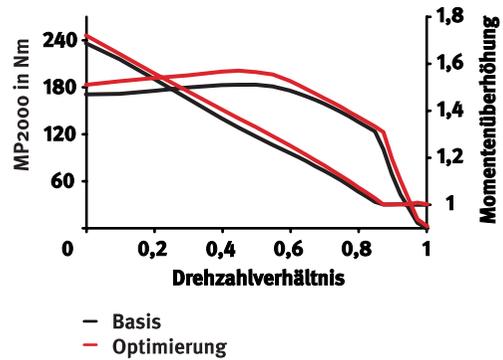


Bild 14 Wandlercharakteristik mit vergrößertem Radius

Hier wurde die Pumpe bis zum maximalen Radius vergrößert, den der Bauraum noch zulässt, und die Form der Turbine wurde an der Außenseite so verändert, dass sie dazu passt. Die Pumpenschaufeln wurden derart im hydrodynamischen Kreislauf verlängert, dass sie zu den Turbinenschaufeln passen. Die Messergebnisse dieser Konstruktion sind in Bild 14 zu sehen. Eine höhere Momentendichte wird erreicht.

Betrachtet man den Ölfluss durch das Leitrad, kann eine weitere Steigerung der Momentenkapazität erreicht werden. Bild 15 zeigt ein Leitrad nach dem Diffusor-Prinzip.

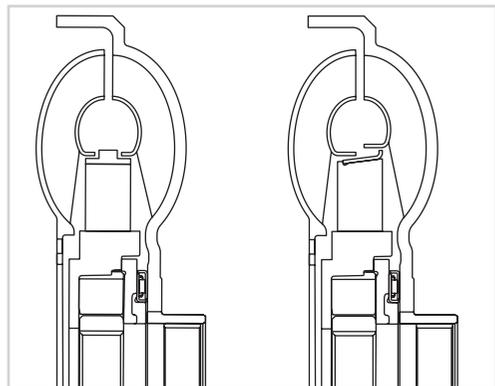


Bild 15 Diffusor-Leitrad

Der Strömungsquerschnitt durch das Leitrad vergrößert sich, wenn das Medium Richtung Pumpe fließt. Dadurch wird die axiale Geschwindigkeit des Fluids reduziert, die Umfangsgeschwindigkeit bleibt unverändert. Dadurch kann sich das Fluid leichter Richtung Pumpe drehen. Die daraus resultierende Verbesserung der Charakteristik ist in Bild 16 zu sehen.

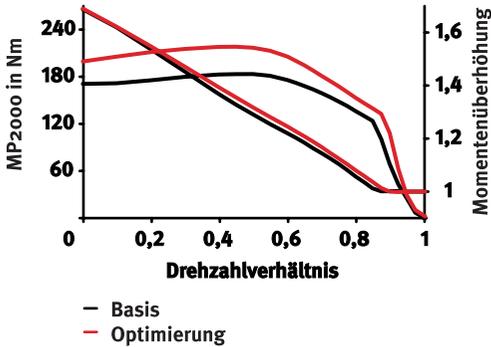


Bild 16 Wandlercharakteristik mit Diffusor-Leitrad

Eine weitere Möglichkeit, den Wandler dem Bauraum anzupassen, ist die Scherung des Torus. Diese Technik ist in Bild 17 dargestellt.

Der Wandler ist entlang seiner Mittellinie geschert. Dadurch ergibt sich entweder Bauraum für einen Dämpfer mit Bogenfedern am Außendurchmesser oder für einen Dämpfer mit geraden Federn am Innendurchmesser. Der Außenradius des Torus wird so weit wie benötigt verschoben, die Innenseite bleibt unverändert, und die Punkte dazwischen werden proportional zum steigenden Radius axial verschoben. Dadurch bleibt der Ölfluss im Wandler weitgehend unverändert und die Charakteristik verschlechtert sich nicht, wie Bild 18 zeigt.

Eine Kombination dieser Vorgehensweisen kann je nach Applikation gewählt werden. Dadurch kann LuK den wachsenden Anforderungen nach steigendem Drehmoment, verkleinerten Bauräumen, verbessertem Kraftstoffverbrauch und verbesserter Akustik optimal gerecht werden.

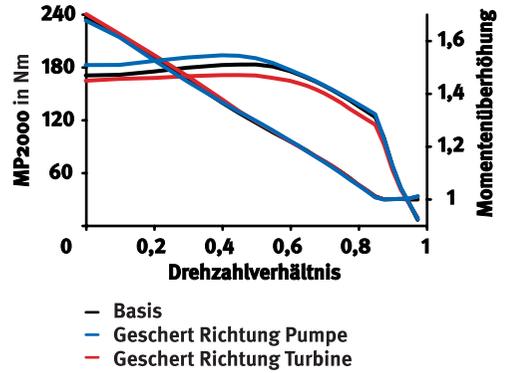


Bild 18 Wandlercharakteristik im gescherten Wandlertorus

## Innovationen für Dämpfer und Kupplung

Eine Verbesserung der Effizienz des gesamten Triebstrangs wird dadurch erreicht, dass Automatikgetriebe mehr Gänge bekommen und dadurch auch eine größere Spreizung. Wird zusätzlich die Wandlerüberbrückungskupplung früher geschlossen, kann der Kraftstoffverbrauch nochmals gesenkt werden. Um dieser Anforderung gerecht zu werden, muss die Wandlerüberbrückungskupplung fähig sein, häufigere Schaltungen bei höheren Energieeinträgen zu ertragen als in der Vergangenheit. Die Motordrehzahlen bei denen überbrückt wird, können jedoch nicht beliebig abgesenkt werden, da ansonsten Geräuschprobleme aufgrund der Drehschwingungen auftreten. Das heißt, es muss auch besonderer Wert auf die Dämpferkonstruktion gelegt werden.

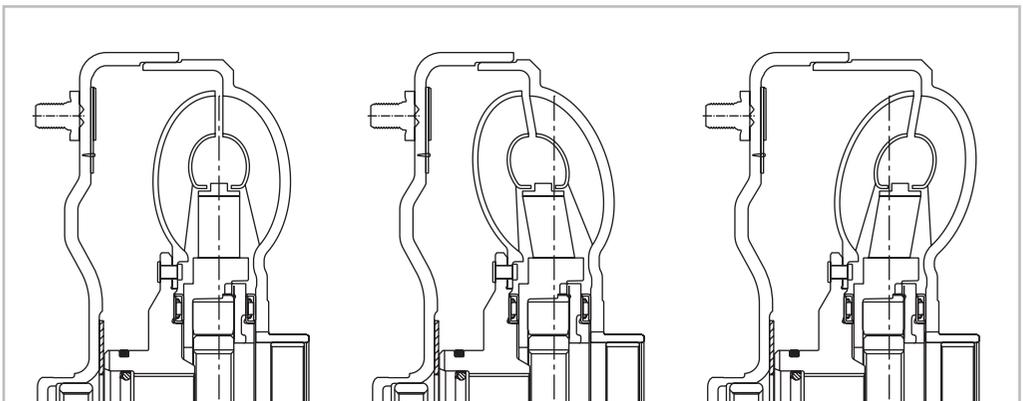


Bild 17 Wandler mit geschertem Torus

LuK betrachtet schon seit über 20 Jahren das Gesamtsystem Triebstrang, um die Dämpferoptimierung vorzunehmen. Diese Vorgehensweise hatte dazu geführt, dass vielfältige Dämpferkonzepte wie zum Beispiel das Zweimassenschwungrad (ZMS) und der Turbinendämpfer entwickelt wurden. Diese Erfahrung und die Werkzeuge, die in dieser Zeit entwickelt wurden, erlauben es LuK, die Dämpfer immer wieder so anzupassen, dass sie genau den sich verändernden Anforderungen des Marktes entsprechen. Derzeit nimmt die Vielfalt an Getriebetypen am Markt zu.

Darunter sind Planetenautomatikgetriebe mit 6 und 7 Gängen, Umschlingungs-CVTs mit Kette oder Band, Toroid-CVTs, Doppelkupplungsgetriebe und vielfältige Formen von parallelen und seriellen Hybriden mit Start/Stopp-Funktion. Ferner ist der Motorentwicklung mit einem steigenden Anteil an Dieselmotoren bzw. Motoren mit Zylinderabschaltung Rechnung zu tragen.

Die nähere Betrachtung des konventionellen Planetenautomatikgetriebes zeigt, dass es prinzipiell 3 Möglichkeiten gibt, den Dämpfer im Wandler anzuordnen (Bild 19).

In Bild 20 sind repräsentative Dämpfer für jede dieser Position zu sehen.

LuK stellte das ZMS 1985 vor. Mit ihm lässt sich eine sehr gute Isolation für das Handschaltgetriebe darstellen. Seit dieser Zeit hat sich das ZMS weit verbreitet. Heutzutage ist ca. jedes 4. Auto in Europa mit einem ZMS ausgestattet. Um das gute Isolationsverhalten des ZMS auch im Antriebsstrang mit Automatikgetriebe zu nutzen, wurde der Zweimasswandler (ZMW) entwickelt. Links im Bild 20 ist ein ZMW zu sehen, in

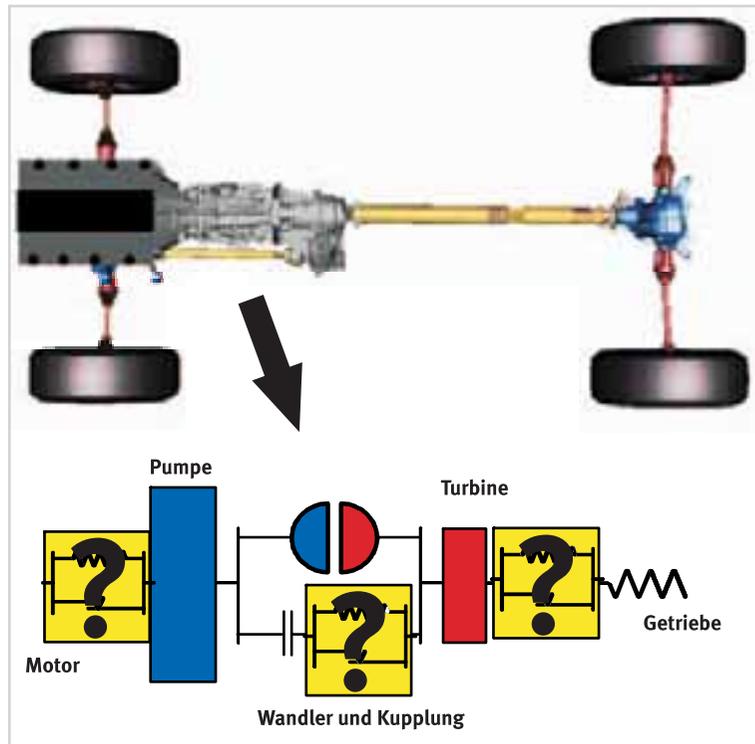


Bild 19 Mögliche Anordnungen des Dämpfers im konventionellen Planetenautomatikgetriebe

dem der Dämpfer zwischen Motor und Pumpe des Wandlers angeordnet ist. Ein konventioneller Dämpfer für eine Wandlerüberbrückungskupplung ist in der Mitte zu sehen. Hier ist der Dämpfer zwischen der Pumpe und der Turbine angeordnet. Nur bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung ist dieser Dämpfer aktiv. Rechts im Bild ist ein Turbinendämpfer zu sehen, bei dem der Dämpfer zwischen der Turbine und der Eingangswelle des Getriebes angeordnet ist. Hierbei geht das Moment auch bei offener Wandlerüberbrückungskupplung über den Dämpfer. Jede Anwendung hat ihre besonderen Vor- und Nachteile. Der ZMW bietet typischerweise eine sehr gute Schwingungsisolierung, aber genau wie beim ZMS muss man die bei Motorstart und -stopp auftretenden Resonanzen beachten. Der konventionelle Dämpfer ist sehr vielseitig anwendbar. Er hat seine Schwächen jedoch bei Fahrzeugen mit Heckantrieb. Der Turbinendämpfer ist eine sehr gute Lösung für heckgetriebene Fahrzeuge. Er eliminiert eine Resonanz, die typisch ist für heckgetriebene Fahrzeuge, die sog. Turbinenresonanz. Dadurch,

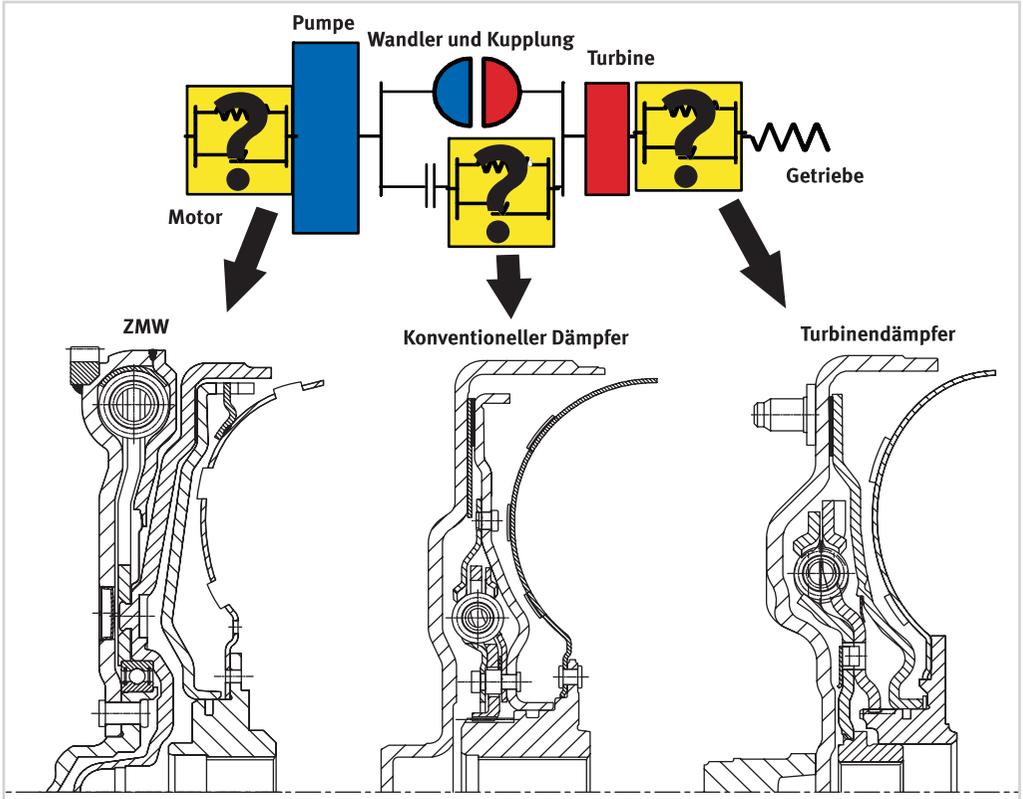


Bild 20 Repräsentative Dämpfer für unterschiedliche Positionen im Wandler

dass diese Resonanz vermieden wird, kann die Wandlerüberbrückungskupplung bereits bei niedrigeren Motordrehzahlen geschlossen wer-

den, was den Kraftstoffverbrauch senkt und trotzdem ein gutes akustisches Verhalten ergibt. Seit Beginn der Serienproduktion in 1996 hat der

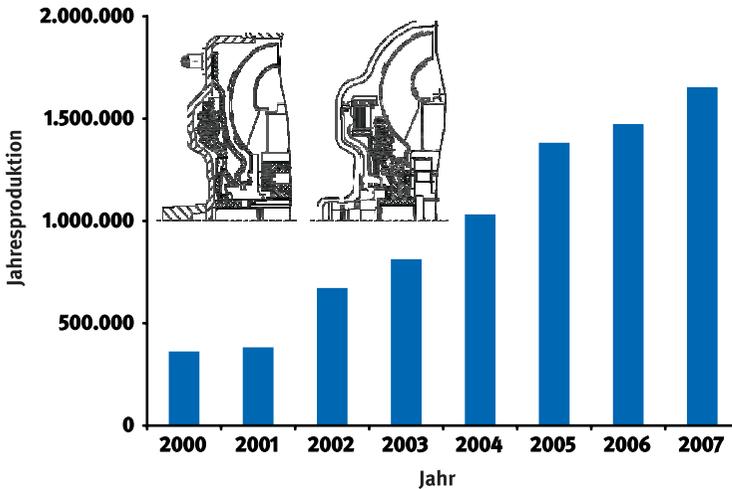
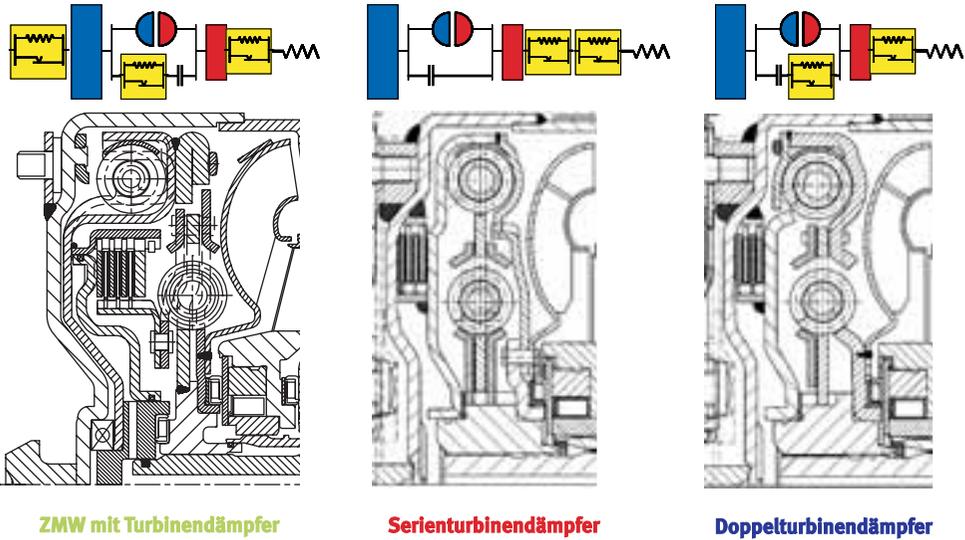


Bild 21 Weitweite Verbreitung Turbinendämpfer

Turbinendämpfer an Popularität gewonnen, wie Bild 21 zeigt.

Der sich schnell verändernde Automobilmarkt zusammen mit den Anforderungen der Verbraucher und den gesetzlichen Auflagen treibt die Automobilhersteller dazu, immer wieder über neue Konzepte des Triebstrangs nachzudenken. Dadurch verändern sich auch die Anforderungen an die Dämpfer. Oft ist es so, dass die bisherigen



ZMW mit Turbinendämpfer

Serienturbinendämpfer

Doppelturbinendämpfer

Bild 22 Innovative Dämpferkonzepte

Dämpferkonzepte für neue Anwendungen nicht ausreichend sind. Neue und noch robustere Lösungen werden gesucht.

Bild 22 zeigt einige mögliche Dämpferkonzepte. Die direkt einspritzenden Dieselmotoren haben immer höhere Momente und größere Ungleichförmigkeiten. Gleichzeitig haben die Triebstränge immer weniger Drehmasse, Reibung und Dämpfung. Dies ist notwendig, um die Fahrleistung zu erhöhen und den Kraftstoffverbrauch zu senken. Bei solchen Triebsträngen ist es evtl. notwendig, die oben beschriebenen Dämpferkonzepte zu kombinieren. Eine kompakte Version des ZMW mit Turbinendämpfer ist auf der linken Seite zu sehen. Eine Zusatzmasse auf der Sekundärseite des Dämpfers verschiebt kritische Eigenformen außerhalb des Betriebsbereichs. In Bild 23 sind die Ergebnisse der Triebstrangsimulation für die dargestellten Dämpferkonzepte zu sehen. Die Ansprüche bezüglich Isolation haben sich nochmals deutlich erhöht. Die vorgestellten Dämpferkonzepte machen es möglich, diese Ansprüche zu erfüllen.

Fahrzeuge mit Hybridantrieben verbreiten sich am Markt, wobei es unterschiedliche Konfigurationen gibt. Einige enthalten Drehmomentwandler, andere trockene oder nasse Kupplungen, wiederum andere vermeiden das Anfahrlement gänzlich. Alle Hybridantriebe müssen eine gute Isolation bieten, und in den meisten Fällen wird

ein Dämpfer benötigt. Ein möglicher Dämpfer für einen Hybridantrieb ohne Anfahrlement ist in Bild 24 zu sehen. Der Dämpfer ist zwischen dem Motor und dem Getriebe angebracht. Im Getriebe enthalten ist ein Elektromotor, der den Verbrennungsmotor startet, nachdem dieser gestoppt wurde, wenn das Fahrzeug steht.

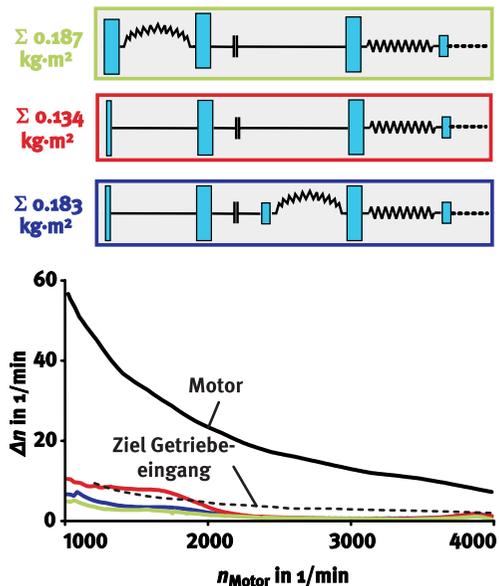


Bild 23 Isolationsziel und Triebstrangverhalten der neuen Dämpferkonzepte



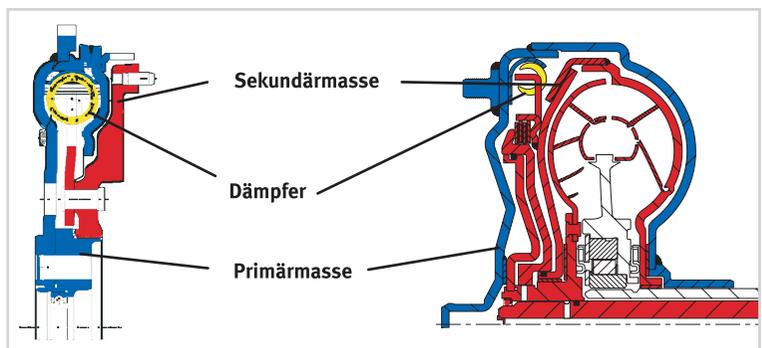
**Bild 24** Dämpfer für Hybridantrieb mit Überbrückungskupplung zur Vermeidung der Resonanz bei Start und Stopp des Verbrennungsmotors

Der Dämpfer muss eine möglichst geringe Federate haben, um in allen Betriebszuständen des Motors eine ausreichende Isolation zu bieten. Diese niedrige Federate kann jedoch eine Resonanz beim Starten des Verbrennungsmotors hervorrufen. Die Eigenfrequenz des Systems Verbrennungsmotor, Dämpfer, elektrischer Motor liegt unterhalb der Leerlaufdrehzahl des Motors. Jedes Mal, wenn der Verbrennungsmotor gestartet oder gestoppt wird,

muss diese Resonanz durchfahren werden, was Probleme bezüglich Geräusch und Dauerhaltbarkeit verursachen kann. Um dieses Problem zu vermeiden, kann eine Kupplung eingebaut werden, die den Dämpfer überbrückt, während der Verbrennungsmotor gestartet oder gestoppt wird. Diese Kupplung wird durch eine Federvorspannung geschlossen und muss aktiv durch Öldruck geöffnet werden, wenn der Verbrennungsmotor in seinem normalen Betrieb ist. Der Verbrennungsmotor treibt die dafür notwendige Ölpumpe an, vergleichbar wie es heute auch beim Wandler erfolgt.

## Multifunktionswandler (MFW)

Der Multifunktionswandler (MFW) wurde bereits im LuK-Kolloquium 2002 präsentiert. Die Entwicklung dieses Konzeptes wurde weitergeführt, um den Herausforderungen, die speziell Sports Utility Vehicles (SUVs) und Dieselmotoren stellen, besser gerecht zu werden. Die Notwendigkeit, den Kraftstoffverbrauch von SUV zu senken, führt dazu, dass die Drehzahlen, bei denen die Wandlerüberbrückungskupplung geschlossen wird, gesenkt werden muss und die Verluste im Stillstand reduziert werden müssen. In der Regel muss die Charakteristik eines Drehmomentwandlers in Verbindung mit einem Dieselmotor speziell auf die hohen Drehmomente angepasst werden. Spezielles Augenmerk muss auch auf den Dämpfer gerichtet werden, um mit den höheren Ungleichförmigkeiten des Motors umgehen zu können. Wird der MFW mit geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung betrieben, bietet er



**Bild 25** Verteilung der Trägheiten bei ZMS (links) und MFW (rechts) bei betätigter Wandlerüberbrückungskupplung

eine ähnliche Massenverteilung wie das Zweimasenschwungrad. Bild 25 stellt dies dar. Ferner gibt es eine zweite Kupplung zwischen dem Verbrennungsmotor und der Pumpe, so dass im Leerlauf des Verbrennungsmotors zum Beispiel beim Ampelstopp der Wandler abgekoppelt werden kann.

Der MFW mit 3 Anschlusskanälen in Kombination mit einem Ottomotor für SUV ist in Bild 26 zu sehen. In dieser Konstruktion werden eine Mehrscheibenkupplung mit separatem Kolben, ein konventioneller Dämpfer mit Bogenfedern und die zusätzliche Kupplung an der Pumpe verwendet. Der äußere Druckkanal zwischen der Pumpennabe und dem Leitradstutzen steuert die Pumpenkupplung, die die Standabkupplung im Leerlauf bewirkt. Der innere Druckkanal zwischen dem Leitradstutzen und der Getriebeeingangswelle wird immer unter Druck gehalten und versorgt den Torus des Wandlers. Der Kanal in der Mitte der Getriebeeingangswelle führt den Betätigungsdruck für die Wandlerüberbrückungskupplung zu.

Wenn das Fahrzeug sich im Leerlauf befindet, wird Kraftstoff eingespart, indem die Pumpenkupplung geöffnet wird und damit der Wandler vom Verbrennungsmotor abgekoppelt ist. Dies wird erreicht, indem der äußere Druckkanal mit Druck beaufschlagt wird, wie es in Bild 27 zu sehen ist. Der Verbrennungsmotor treibt immer noch die Getriebeölpumpe an, wodurch der Öldruck im Getriebe aufrechterhalten wird.

Sobald sich das Fahrzeug in Bewegung setzt, wird der Druck im äußeren Druckkanal sehr schnell abgesenkt und damit die Pumpenkupplung geschlossen, wie es in Bild 28 zu sehen ist.

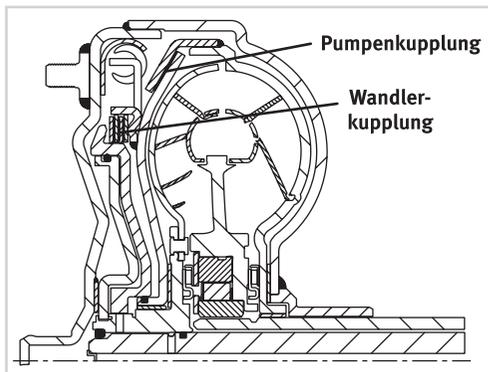


Bild 26 MFW mit 3 Anschlusskanälen

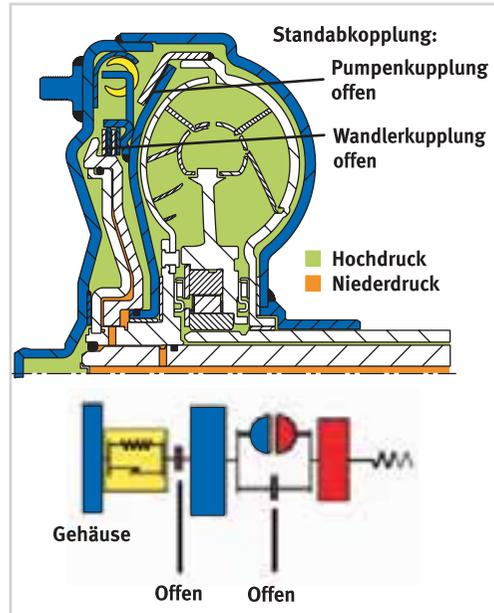


Bild 27 Geöffnete Pumpenkupplung/Wandlerüberbrückungskupplung und Massenverteilung im Leerlauf

Dies hat den Vorteil, dass kein Kolben vorbefüllt werden muss. Das heißt, dass das Zuschalten der Pumpenkupplung sehr schnell erfolgt und damit die Pumpe schnell auf Leerlaufdrehzahl beschleunigt wird. Dies ist für den Fahrer nicht

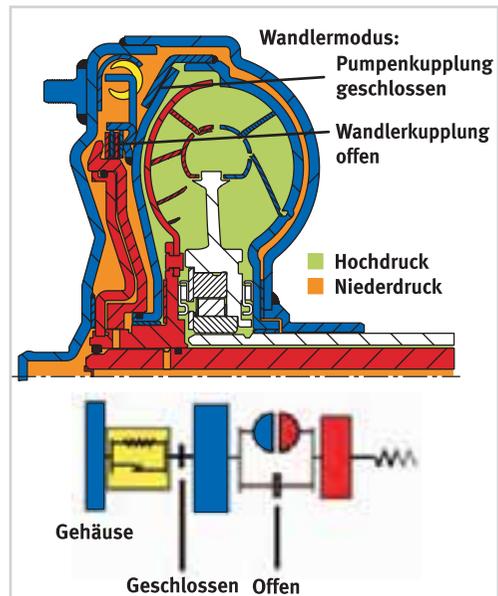


Bild 28 Zugeschaltete Pumpenkupplung und damit konventionelle Wandlerfunktion

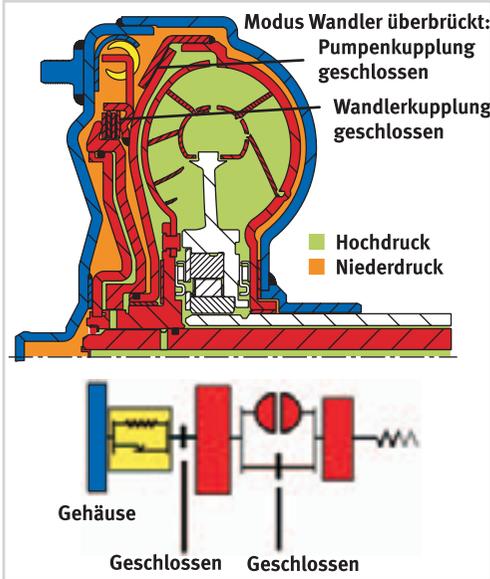


Bild 29 Druckbeaufschlagung des abgeschlossenen Kolbens betätigt die Wandlerüberbrückungskupplung

wahrnehmbar, vergleichbar mit einer sehr guten Schaltung im Automatikgetriebe. Wenn man die Standabkopplung durch Öffnen einer Getriebekupplung im Automatikgetriebe darstellt, muss die Drehmasse der Turbine und der mitrotierenden Getriebekomponenten schlagartig verzögert werden, was einen Drehmomentenstoß im Triebstrang bewirkt. Dies ist für den Fahrer unter Umständen wahrnehmbar. Beim MFW hingegen wird die relativ kleine Masse der Pumpe durch den hydraulischen Ölfluss beschleunigt, was sehr „weich“ und komfortabel erfolgt.

Sobald die Wandlerüberbrückungskupplung zugeschaltet werden soll, wird der Kanal im Zentrum der Getriebeeingangswelle mit Druck beaufschlagt, wie es in Bild 29 zu sehen ist. Sobald die Kupplung zugeschaltet ist, ergibt sich eine ähnliche Verteilung der Trägheitsmassen wie beim ZMS. Ein Vorteil des MFW mit 3 An-

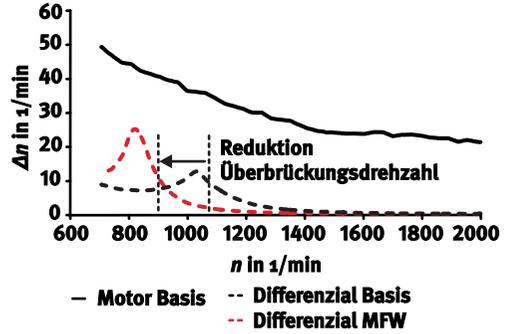


Bild 30 Simulation der Verbesserung des Isolationsverhaltens durch den MFW

schlusskanälen ist es, dass die Pumpenkupplung zu jeder Zeit geschlossen bleibt. Dadurch fühlt sich die Zuschaltung der Überbrückungskupplung für den Fahrer wie beim konventionellen Wandler an.

Durch die Verteilung der Trägheitsmassen ähnlich wie beim ZMS ergibt sich eine sehr gute Isolation. Bild 30 zeigt eine Simulation der Drehungleichförmigkeiten am Differenzial eines SUVs, und zwar vergleichend für den MFW und den in Produktion befindlichen Drehmomentwandler. Durch den MFW kann die Drehzahl, bei der überbrückt werden kann, um 200/min abgesenkt werden. Messungen im Fahrzeug bestätigen dieses verbesserte Isolationsverhalten, wie Bild 31 zeigt.

Darüber hinaus kann die Pumpenkupplung während des Anfahrens auch schlupfend betrieben werden, wodurch eine „variable“ Wandlercharakteristik erzielt wird. Dies kann sehr vorteilhaft sein, insbesondere in Kombination mit Dieselmotoren,

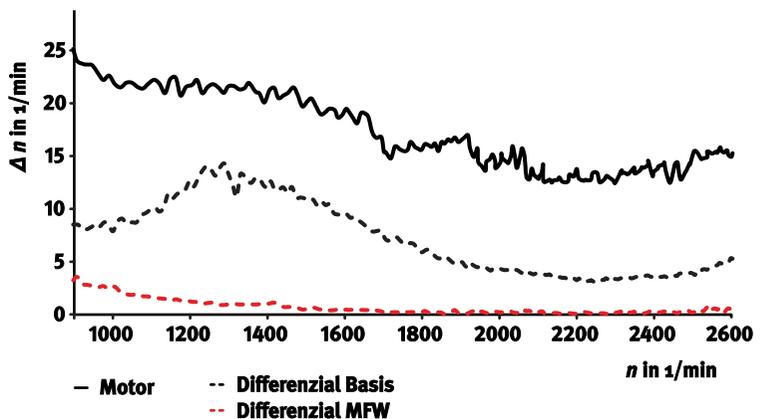


Bild 31 Messung der Verbesserung des Isolationsverhaltens durch den MFW

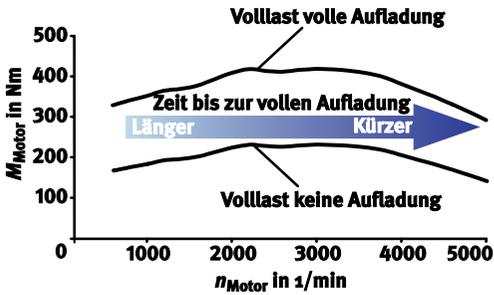


Bild 32 Unterschied im Drehmoment eines Dieselmotors aufgrund des sog. „Turbolochs“

deren Turboloch bzw. der Kaltanfahrtschwäche bei tiefen Temperaturen. In Bild 32 ist das Drehmoment eines Dieselmotors unter voller Last dargestellt. Die obere Kurve zeigt das maximale Drehmoment des Dieselmotors bei konstanter Drehzahl und nachdem der Turbolader vollen Druck bringt, da er auf volle Drehzahl beschleunigt ist. Die untere Kurve zeigt das Drehmoment des Dieselmotors, wenn zuerst Gas gegeben wird und dann das Drehmoment aufgezeichnet wird, hingegen der Turbolader keine Zeit hatte, auf maximale Drehzahl zu kommen. Die Differenz zwischen den beiden Kurven kommt also dadurch zustande, dass die Abgase den Turbolader noch nicht auf volle Drehzahl gebracht haben. Bei hohen Motordrehzahlen gibt es einen höheren Volumenstrom des Abgases, um den Turbolader zu beschleunigen. Das heißt, bei hohen Drehzahlen braucht der Verbrennungsmotor weniger Zeit, um von der unteren Drehmomentkurve zur oberen Drehmomentkurve zu gelangen.

Das heißt, wenn man den Dieselmotor am Anfang eines Beschleunigungsvorgangs entlas-

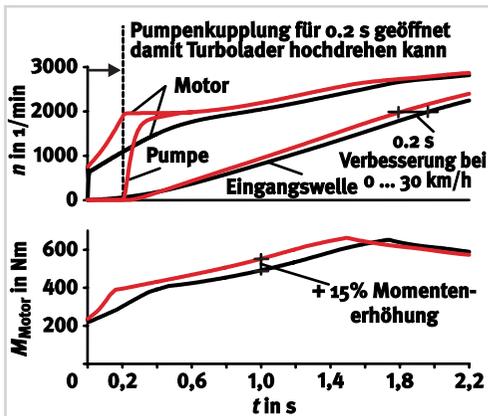


Bild 33 Simulation einer Anfahrt mit schlupfender Pumpenkupplung

ten würde, würde seine Drehzahl schneller ansteigen und damit den Turbolader schneller auf maximale Drehzahl bringen, wodurch frühzeitiger das maximale Motordrehmoment anliegt. Ein Beispiel für dieses Vorgehen für ein leichtes Nutzfahrzeug ist in Bild 33 zu sehen. Zu Beginn des Anfahrens wird das gesamte Motormoment dazu verwendet, den Motor selbst schneller zu beschleunigen. Sobald der Motor ein ausreichendes Moment abgibt, wird die Pumpenkupplung des MFW geschlossen und das Fahrzeug fährt an. Das Fahrzeug fährt in diesem Fall 0,2 s später an als bei der konventionellen Strategie. Aufgrund des sehr schnell ansteigenden Drehmoments des Verbrennungsmotors erreicht das Fahrzeug mit der neuen Strategie 0,2 s früher als mit herkömmlichem Wandler die Geschwindigkeit von 30 km/h.

## Nasse Anfahrkupplung und mechanischer Wandler

Der Trend zu immer leistungsfähigeren Dämpfern und Wandlerüberbrückungskupplungen mit höherer Leistungsfähigkeit führt, konsequent zu Ende gedacht, zur nassen Anfahrkupplung. Das heißt, der hydrodynamische Kreislauf des Drehmomentwandlers wird vollständig eliminiert und dadurch die Trägheitsmasse, das Gewicht und der Bauraum reduziert. Dadurch wird ausreichend Bauraum frei, um einen aufwändigen Dämpfer unterzubringen, so dass die Kupplung in allen Fahrzuständen geschlossen gehalten werden kann. Es ergibt sich ein besserer Wirkungsgrad als beim konventionellen Wandler.

Es gibt zwei mögliche Ansätze, um diese Idee in die Realität umzusetzen:

1. Vollständige Neukonstruktion der nassen Anfahrkupplung und Integration in das Automatikgetriebe selbst.
2. Für bestehende Getriebekonstruktionen wird die nasse Anfahrkupplung so konstruiert, dass sie als Ersatz für den Drehmomentwandler direkt in die Getriebeglocke eingebaut werden kann.

Das grundsätzliche Verständnis, das benötigt wird, um ein erfolgreiches Konzept zu erstellen, ist

für beide Ansätze dasselbe. In diesem Artikel soll der zweite Ansatz näher betrachtet werden. Hier ist es das Ziel, ohne Änderungen am Getriebe den Wandler zu ersetzen und somit Kosten für die Getriebekonstruktion und Investitionen in neue Produktionsanlagen zu vermeiden. Dadurch ergibt sich die Herausforderung, dass das neue Konzept mit den Randbedingungen des existierenden Getriebes zurecht kommen muss. Diese sind insbesondere eine ausreichende Kühlleistung der nassen Anfahrkupplung und vergleichbare Fahrleistung und Anfahrkomfort wie beim Wandler.

Bild 34 verdeutlicht dieses Konzept. Die nasse Anfahrkupplung und der Dämpfer sind umgeben von einem Gehäuse, das dem des Drehmomentwandlers sehr ähnlich ist. Die Schnittstellen dieser Konstruktion sind dieselben wie beim hydrodynamischen Wandler, der ersetzt werden soll. Es gibt keine Änderung an der Pilotlagerung, den Befestigungspunkten, der Pumpennabe und dem Antrieb der Getriebepumpe. Ferner wird der Leitradstutzen des Getriebes für dieses Konzept benötigt, so dass dieser nicht entfernt oder modifiziert werden



Bild 34 Nasse Anfahrkupplung

muss. Der Momentenfluss bei diesem Konzept geht durch das Gehäuse, in den Dämpfer, durch die nasse Anfahrkupplung und dann in die Getriebeeingangswelle. Die Anordnung von Federn und Trägheitsmassen ist sehr vorteilhaft bezüglich Isolation. Diese ist ähnlich gut wie bei einem ZMS. Die Kupplung wird durch einen abgedichteten Kolben betätigt, welcher an den Kanal angeschlossen ist, der bisher die Wandlerüberbrückungskupplung betätigt hat. Der Versorgungsdruck für den Wandler wird nicht benötigt. Der Auslass aus dem Kupplungsgehäuse erfolgt unter atmosphärischem Druck zurück in den Getriebeumpf.

Um eine nasse Anfahrkupplung ausreichend zu kühlen, ist abhängig von der Applikation typischerweise ein Volumenstrom von 20 ... 30 l/min beim Anfahren notwendig. In heutigen Automatikgetrieben gibt es einen so hohen Volumenstrom nicht, und es wäre eine größere Umkonstruktion und größere Getriebepumpe notwendig, um diesen Volumenstrom zu realisieren. In Bild 35 und 36 ist ein Konzept gezeigt, welches dieses Problem umgeht und eine ausreichende Kupplungskühlung gewährleistet ohne irgendwelche Veränderungen an der Hydraulik des Basisgetriebes. Das Konzept besteht aus 2 voneinander unabhängigen Kühlölkreisläufen. Einer dieser Kreisläufe ist direkt mit dem Betätigungsdruck für die Kupplung verbunden. Der andere ist passiv mit der Abtriebsseite der Kupplung verbunden.

Bild 35 zeigt die Funktion des ersten Ölkreislaufs. Im abgedichteten Kolben befindet sich eine Blende. Ferner gibt es ein feststehendes Schöpfrohr. Kaltes Hochdrucköl strömt durch die Blende mit einem Volumenstrom von ca. 5 l/min. Dieses Öl fließt

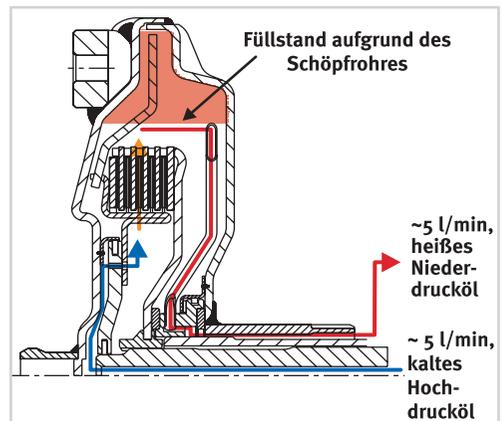


Bild 35 Kühlölkreislauf 1

durch die Kupplung und nimmt die Wärme aus der Kupplung auf. Das Schöpfrohr, das über eine Verzahnung am Leitradstutzen verdrehfest befestigt ist, schöpft diese 5 l/min wieder zurück in den Getriebesumpf. Das Schöpfrohr sorgt ferner dafür, dass der Ölstand im Kupplungsgehäuse immer konstant ist, d.h. die Kupplung wird nicht unnötig geflutet und damit unnötige Schleppverluste vermieden.

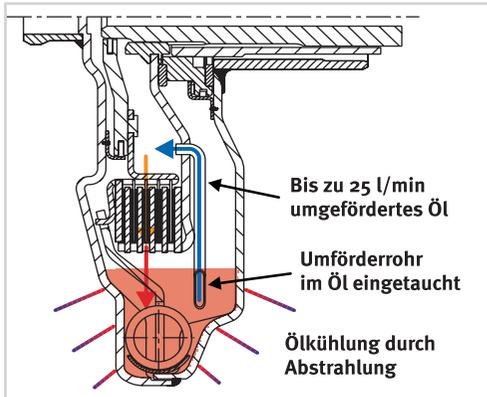


Bild 36 Kühlölkreislauf 2

Der zweite Kühlölkreislauf (Bild 36) besteht aus einem zusätzlichen Schöpfrohr. Dieses Schöpfrohr ist verbunden mit der Abtriebsseite der Kupplung bzw. der Getriebeeingangswelle. Durch dieses Schöpfrohr wird ein höherer Volumenstrom durch die Kupplung gefördert und somit eine zusätzliche Kühlung der Kupplung bei Anfahrvorgängen bewirkt. Dieses Schöpfrohr, welches etwa 25 l/min fördert, ist nur in Funktion, solange die Kupplung schlupft. Sobald der Anfahrvorgang beendet ist und damit An- und Abtriebsseite der Kupplung keine Drehzahldifferenz mehr haben, ist die kinetische Energie des rotierenden Öls gegenüber diesem zweiten Schöpfrohr Null, somit kann das Schöpfrohr keinen Volumenstrom mehr fördern. Die Kombination dieser beiden Kühlölkreisläufe in Verbindung mit der Tatsache, dass die Kupplung aufgrund des ersten Schöpfrohrs nicht unnötig geflutet wird bedeutet, dass dieses System mit minimalen Schleppverlusten und Pumpenverlusten auskommt. Zusätzlich kann dieses System noch so angepasst werden, dass eine Standabkopplung realisiert wird.

Die beschriebene nasse Anfahrkupplung passt sehr gut zu Fahrzeugen mit Vorderradantrieb, da hier der axiale Bauraum sehr knapp ist. Auch für Fahrzeuge mit Heckantrieb ist dieses Konzept

denkbar. Da die beim Anfahren entstehende Wärmeenergie, die von der Kupplung aufgenommen werden muss, abhängig ist von der Fahrzeugmasse, der Gesamtübersetzung des Getriebes im 1. Gang, der Einkuppelzeit und der Motorleistung, ist davon auszugehen, dass dieses System sehr gut zu modernen 6-Gang-Stufenautomaten passt.

Sollte eine mögliche Anwendung nicht die notwendige Gesamtgetriebeübersetzung bieten, besonders schwer oder untermotorisiert sein, kann das beschriebene Konzept der nassen Anfahrkupplung zusätzlich mit einem einfachen Planetensatz kombiniert werden. Diese Kombination verwandelt dann ein 4-Gang-Automatikgetriebe in ein 6-Gang-Automatikgetriebe mit den damit verbundenen Verbesserungen in Fahrleistung und Kraftstoffverbrauch. Dadurch wird es für den Getriebehersteller möglich, ein 6-Gang-Getriebe anzubieten, ohne die damit verbundenen hohen Kosten für die Entwicklung und die Investition tragen zu müssen.

Bei LuK wurde dieses Konzept weiter verfolgt. Es wird als mechanischer Drehmomentwandler bezeichnet. Das Konzept erfüllt alle Ziele der nassen Anfahrkupplung bezüglich Kompatibilität mit dem Drehmomentwandler, Adaptierbarkeit auf die vorhandenen Schnittstellen im Getriebe und nutzt auch das oben beschriebene Kühlkonzept. Im mechanischen Drehmomentwandler ist eine nasse Anfahrkupplung enthalten, die mit einem abgedichteten Kolben betätigt wird. Ferner gibt es eine zweite Kupplung, die in Verbindung mit dem Planetensatz zwei unterschiedliche Übersetzungen realisiert und zwei Dämpfer, um die entsprechende Isolation darzustellen, während die Anfahrkupplung überbrückt ist (Bild 37).

Simulationen dieses Systems zeigen, dass die Beschleunigungszeit von 0 auf 60 Meilen/h um

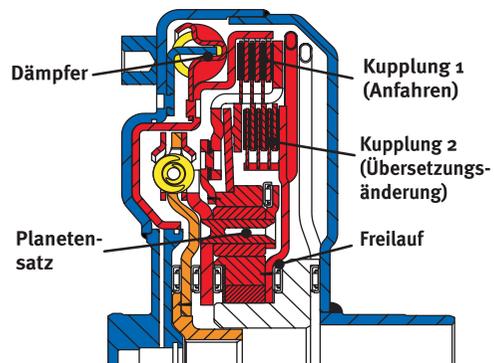


Bild 37 Mechanischer Drehmomentwandler

10 % verringert werden kann, während der Kraftstoffverbrauch um 7 % gegenüber dem ursprünglichen 4-Gang-Automatikgetriebe mit Drehmomentwandler abgesenkt wird. Dieses Element kann in 3 Betriebspunkten betrieben werden. Diese Betriebspunkte sind in den Bildern 38, 39 und 40 dargestellt. Es sind Standabkopplung, Betrieb mit Drehmomentüberhöhung und voll überbrückter Zustand. Die Standabkopplung wird erreicht, indem keine der Kupplungen betätigt ist. In diesem Zustand gibt es keinen Volumenstrom in das Element, die Schöpfrohre sorgen dafür, dass das Element bis auf wenig Restöl leerpumpt ist und damit die Schleppverluste minimiert sind. Trotzdem wird die Getriebepumpe kontinuierlich angetrieben. Damit sind alle Funktionen im Getriebe sichergestellt (Bild 38).

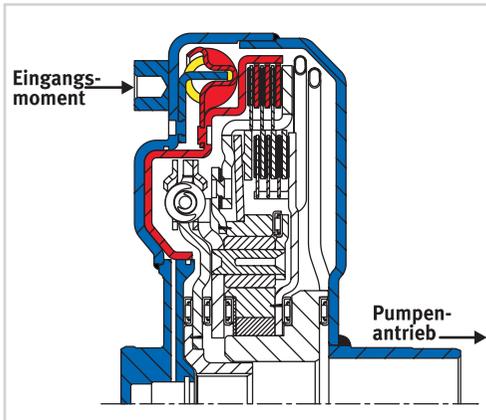


Bild 38 Standabkopplung des mechanischen Drehmomentwandlers

Angefahren wird, indem Druck an die Kupplung 1 angelegt wird. Das Fahrzeug setzt sich sofort in Bewegung, wobei sich das System über die Blende im Kolben mit Öl füllt (Bild 39). Dadurch wird die Kupplung augenblicklich durch die oben beschriebene Anordnung der Schöpfrohre mit Kühllöl versorgt. Der Betätigungsdruck für die Kupplung 1 stützt sich auf einer vorgespannten Tellerfeder ab, was sicherstellt, dass die Kupplung 2 nicht betätigt wird. In diesem Betriebszustand fließt das Drehmoment vom Gehäuse zum Hauptdämpfer und dann in den Kolben. Der Kolben ist am Dämpfer flexibel befestigt, um den entsprechenden axialen Betätigungshub ausführen zu können. Abtriebsseitig an der Kupplung ist der Planetensatz angebracht, in diesem Fall das Hohlrad. Das Sonnenrad des Planetengetriebes

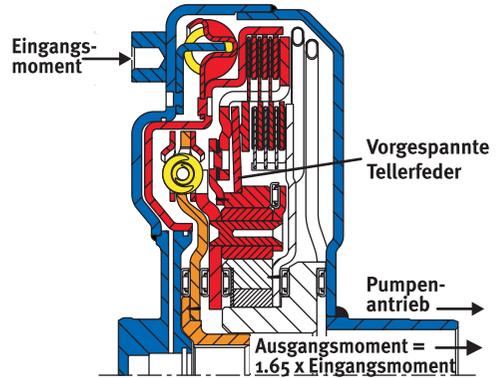


Bild 39 Mechanischer Drehmomentwandler im Betriebszustand Momentenüberhöhung

ist über einen Freilauf und den Leitradstutzen des Getriebes feststehend mit dem Getriebegehäuse verbunden. Der Planetenträger wiederum ist mit der Getriebeeingangswelle verbunden, und es ergibt sich eine Drehmomentüberhöhung am Getriebeeingang von etwa 1,65 gegenüber dem Motormoment. Um die Resonanz der Getriebeeingangswelle bei niedrigen Motordrehzahlen zu vermeiden, ist ein zusätzlicher Dämpfer, der zwischen dem Planetenträger und dem Getriebeeingang angeordnet ist, notwendig.

Um die Schaltung im mechanischen Drehmomentwandler auf die zweite Übersetzungsstufe durchzuführen, wird der Öldruck weiter angehoben (Bild 40). Sobald die Vorspannung der Tellerfeder überwunden ist, beginnt Kupplung 2 sich anzulegen. Dadurch wird der Planetensatz überbrückt und damit die Momentenüberhöhung quasi abgeschaltet, weil jetzt die Übersetzung 1:1 ist. Dieser Übergang wird sehr einfach bewerkstelligt, indem

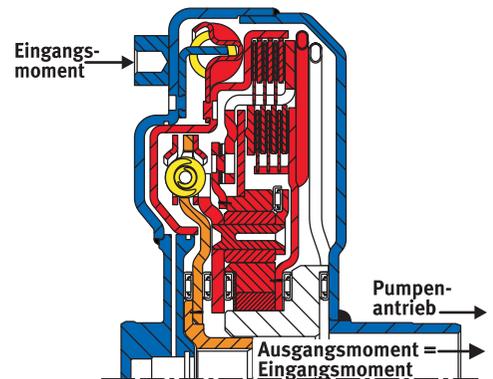


Bild 40 Mechanischer Drehmomentwandler im Betriebszustand überbrückt

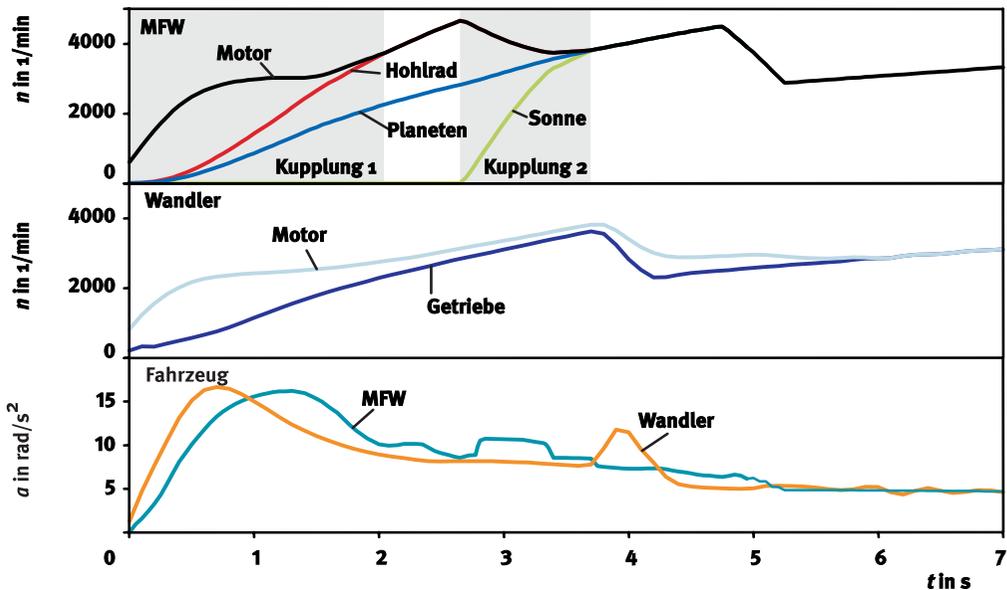


Bild 41 Simulation des Fahrzeuganfahrverhaltens

das Drehmoment am Freilauf durch die Kupplung 2 abgebaut wird. Dies ist einfacher als eine überblendende Schaltung zwischen zwei Kupplungen. Ferner kann der Druck, bei dem geschaltet wird, dadurch variiert werden, dass die Vorspannung der Tellerfeder verändert wird. Dadurch kann der mechanische Drehmomentwandler sehr einfach an die hydraulischen Randbedingungen unterschiedlicher Stufenautomaten angepasst werden.

Die Fahrleistung dieses Systems wurde simuliert, um ein besseres Verständnis für das sich ergebende Gefühl beim Anfahrvorgang zu entwickeln. Bild 41 verdeutlicht die Unterschiede zwischen dem konventionellen Drehmomentwandler und dem mechanischen Drehmomentwandler. Im unteren Teil des Diagramms ist die Fahrzeugbeschleunigung der beiden Systeme im Vergleich dargestellt. In beiden Bereichen ist das Verhalten der Systeme vergleichbar. Das heißt es ist davon auszugehen, dass das Anfahrverhalten des mechanischen Drehmomentwandlers sehr ähnlich dem konventionellen System ist. Bei Bedarf kann die Kupplung noch schärfer abgestimmt werden und damit dem Verhalten des Wandlers noch ähnlicher gemacht werden.

LuK kann eine Vielzahl von Anfahrerelementen anbieten die entsprechende Vorteile im Kraftstoffverbrauch, reduziertes Gewicht bzw. Trägheit, weniger Bauraumbedarf und Kompatibilität mit bestehenden Getrieben bieten.

## Zusammenfassung

Mehr als 100 Jahre nach seiner Erfindung entwickelt sich der Drehmomentwandler mit den Fahrzeugtriebsträngen immer noch weiter. Kompakte Drehmomentwandler mit optimiertem hydraulischem Kreislauf erfüllen auch weiterhin die Anforderungen in kompakten Getrieben mit mehr Gängen. Spezielle Anpassungen der Dämpfer erfüllen die unterschiedlichen Anforderungen der Triebstränge. Weiterhin bieten Konzepte wie der MFW Zusatzfunktionen, verringern den Kraftstoffverbrauch und verbessern den Fahrkomfort. Die beschriebenen Dämpferentwicklungen lassen sich ebenfalls in Hybridantriebssträngen einsetzen. Die ersten 10 Jahre, in denen LuK Drehmomentwandler am Markt anbietet, waren bereits sehr spannend. Mit neuen, innovativen Ideen wird LuK auch in Zukunft an der kontinuierlichen Weiterentwicklung des Automobils mitwirken.

## Literatur

- [1] Gott, P.: Changing Gears: The development of the Automotive Transmission. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1991, pp.99
- [2] Diesel Passenger Car & Light Commercial Vehicle Markets in Western Europe, West Sussex: Ricardo plc, 28 June 2005