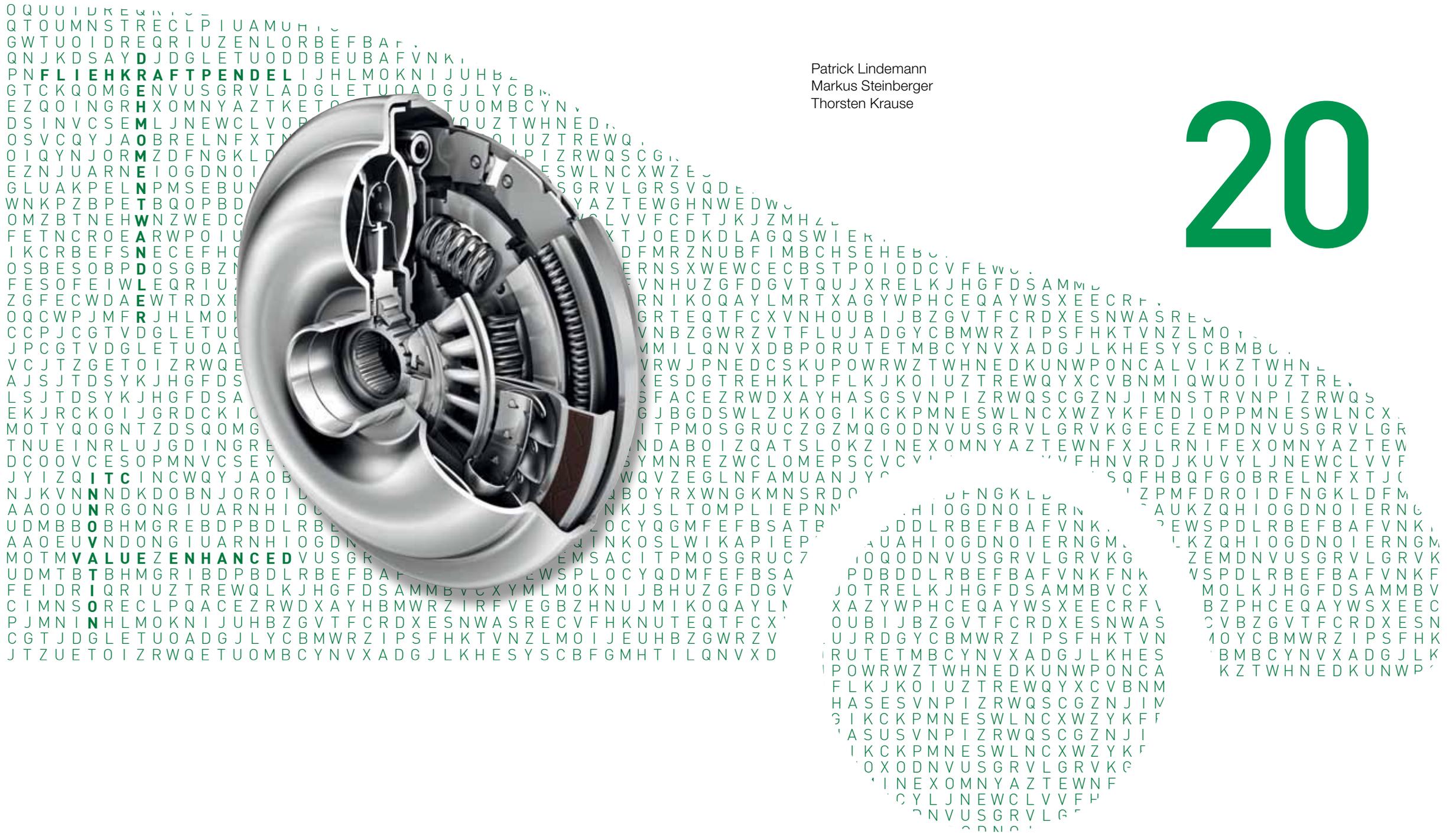


iTC – Innovative Wandlerlösungen ebnen den Weg in die Zukunft

Patrick Lindemann
Markus Steinberger
Thorsten Krause

20



Einleitung

Der Drehmomentwandler bewährt sich schon seit mehreren Jahrzehnten als das gängige Anfahelement für Automatikgetriebe. Die weltweite Fahrzeugproduktion des Jahres 2013 wird auf 83 Millionen Stück geschätzt, von denen 43 % mit einem Drehmomentwandler ausgestattet sind [1]. Insbesondere der nordamerikanische und asiatische Markt weisen einen hohen Anteil an Drehmomentwandlern für Neufahrzeuge auf [2]. Darüber hinaus verzeichnet der europäische Markt einen rückläufigen Trend bei Handschaltgetrieben, da einige Fahrzeuge – insbesondere im Marktsegment der Luxusfahrzeuge und drehmomentstarken Motoren – nur mit Planeten-Automatikgetrieben und Drehmomentwandlern angeboten werden.

Die Wahl des Getriebetyps wird zum großen Teil durch die Auswirkungen auf Wirkungsgrad und Komfort bestimmt. Angesichts strengerer gesetzlicher Vorschriften zur CO₂-Emission und der Aussicht auf weitere Verschärfungen der Emissionsbestimmungen hat sich die Automobilindustrie die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs als zentrales Entwicklungsziel gesetzt. Um dieses Ziel zu erreichen, werden unter anderem Maßnahmen zur Verringerung der Schleppverluste, die Optimierung der Verbrennungsprozesse und ein höherer Elektrifizierungsgrad verfolgt. Ungeachtet der Elektrifizierung ist der Verbrennungsmotor das Kernelement des Antriebsstrangs und seine Weiterentwicklung treibt die Innovationen im Antriebsstrang.

Die Aufladung kleinerer Motoren („Downsizing“) stellt eine zentrale Maßnahme zum Erzielen der erforderlichen Effizienzsteigerungen dar [8]. Diese Technologie wird schon lange im Motorsport eingesetzt. Eine weitergehende Verbreitung fand aber erst statt, als auch andere Faktoren wie direkt einspritzende Benzinmotoren, in Dieselmotoren nachgewiesene Langlebigkeit von Turboladern und er-

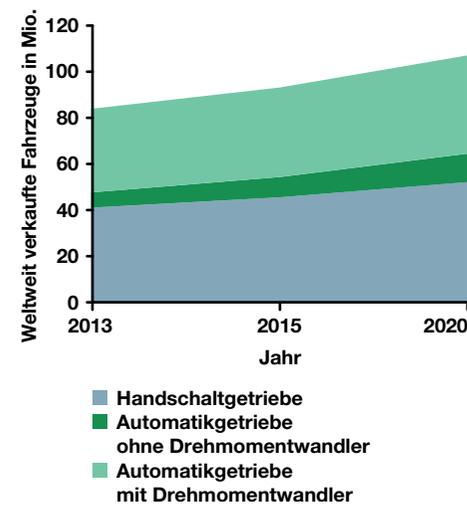


Bild 1 Globale Fahrzeugproduktion [1]

höhter Entwicklungsdruck durch reduzierte CO₂-Grenzwerte zum Tragen kamen.

Die Erhöhung der spezifischen Leistung und des Drehmoments im Vergleich zu einem Saugmotor ermöglicht es, die am häufigsten auftretenden Fahrzustände auf niedrigere Motordrehzahlen zu verlagern. Die geringere Drehzahl minimiert Verluste durch Reibung und ermöglicht die Verbrennung bei besserem Wirkungsgrad.

Dank der verbesserten Motorentechnik profitiert der Fahrer von einem niedrigeren Kraftstoffverbrauch bei mindestens gleichbleibender Leistung. Beim Antriebsstrang ändern sich durch die motorseitigen Verbesserungen jedoch die Grenzbedingungen bezüglich Lebensdauer und Komfort. Die reduzierte Zahl der Zylinder führt im Verbund mit der Drehzahlensenkung und dem erhöhten Drehmoment pro Zylinder zu stärkeren Torsionsschwingungen. Infolgedessen müssen Maßnahmen ergriffen werden, um die Dauerhaltbarkeit des Antriebsstrangs zu erhöhen. Die Auswirkungen auf den Komfort in Form von Sitzvibrationen sowie Dröhn- und Klappergeräuschen können sogar noch stärker sein und müssen durch neue Dämpfungstechnologien

minimiert werden. Außerdem kann das durch den Einsatz von Turboladern bedingte Turbo-Loch zu einer Verschlechterung des Anfahrverhaltens führen. Insbesondere kleine Motoren mit drei oder vier Zylindern erreichen das Spitzendrehmoment erst im mittleren Drehzahlbereich.

In dieser Umgebung benötigt der Antriebsstrang ein Element, das Torsionsschwingungen reduzieren und das gewünschte Anfahrverhalten liefern kann – bei nur minimal höherem Trägheitsmoment und axialem Platzbedarf. Bei Automatikgetrieben ist der Drehmomentwandler das optimale Anfahelement (Bild 1). Ungeachtet der Entwicklung in Bereichen wie Doppelkupplungsgetrieben und automatisierten Handschaltgetrieben sind Automatikgetriebe und stufenlose Getriebe fast ausnahmslos mit einem Drehmomentwandler ausgestattet. Dieser Erfolg des Drehmomentwandlers wirft die Frage nach seinem Ursprung und seinem Entwicklungspotenzial auf.

Geschichte des Drehmomentwandlers

Drehmomentwandler waren nicht immer das bevorzugte Anfahelement. Ursprünglich wurden in Getrieben Rutschkupplungen verwendet, die von Hand oder durch Fliehkraft-

elemente betätigt wurden. Durch das Aufkommen von Automatikgetrieben und technisch ausgereifteren Kraftfahrzeugen wurde dem Komfort und der Steuerbarkeit zunehmende Aufmerksamkeit geschenkt. Dies führte im Jahr 1940 zur ersten in Großserie hergestellten hydrodynamischen Kupplung durch GM.

Drehmomentwandler und Hydrodynamische Kupplungen bei Schiffen

Die Geschichte der Drehmomentwandler und hydrodynamischen Kupplungen begann nicht etwa in der Automobilindustrie, in der sie später jährlich millionenfach produziert wurde. Vielmehr nahm sie im Schiffbau ihren Anfang. Hermann Föttinger entwarf 1905 einen Drehmomentwandler und eine hydrodynamische Kupplung, die beide ihre speziellen Vor- und Nachteile hatten. Die hydrodynamische Kupplung hat eine höhere Effizienz, wenn sich die Turbinendrehzahl der Pumpendrehzahl nähert. Der Drehmomentwandler hingegen kann eine Drehmomentübersetzung mit einem höheren Abtriebsmoment liefern. Nach diesem ersten Patent entwarf Föttinger auch mehrere Varianten seiner Konstruktion, die es ihm ermöglichten, die Eigenschaften der Drehmomentübertragung manuell zu ändern [4].

Zu diesem Zeitpunkt waren weder Drehmomentwandler noch hydrodynamische Kupplungen als Anfahelement vorgesehen, sondern sie änderten das Drehmoment des Schiffspropellers oder kuppelten den Propeller von der Antriebswelle ab, um die Übertragung von Drehmomentstößen zu unterbinden.

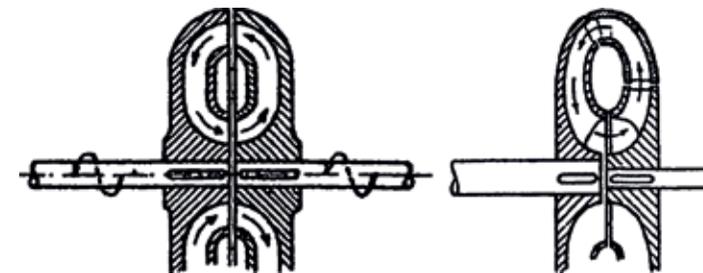


Bild 2 Hermann Föttingers Entwurf einer hydrodynamischen Kupplung (links) und eines Wandlers (rechts) [5], [6]

Eine hydrodynamische Kupplung für Kraftfahrzeuge wurde erstmalig von Hermann Rieseler im Jahr 1925 erwähnt [3]. Sein Entwurf bestand aus einer Vielzahl von Turbinen und Pumpenrädern. Er schaffte es jedoch nie von der Entwurfs- in die Produktionsphase, da sein Konzept zu komplex war.

Verbesserte Steuerung von Drehmomentwandlern

Eine Vereinfachung des Drehmomentwandlers wurde im Jahr 1928 erreicht, als H. Kluge, K. von Sanden und W. Spannhake (TRILOK-Gruppe) Föttingers Entwürfe des Wandlers und der hydrodynamischen Kupplung in eine Baugruppe kombinierten. Erstmals wurde das Leitrad des Wandlers auf einem Freilauf montiert. Die daraus resultierende Konstruktion bot einerseits die Drehmomentübersetzung eines Wandlers und andererseits den Wirkungsgrad einer hydrodynamischen Kupplung bei geringem Schlupf. Es wurden keine zusätzlichen Steuerungselemente benötigt, um vom Drehmomentwandler zur

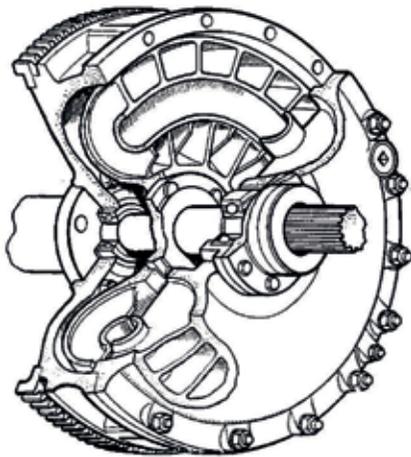


Bild 3 Schwungrad mit hydrodynamischer Kupplung der Daimler Company aus dem Jahr 1928 [9]

Kupplung umzuschalten. Der Anströmwinkel der Flüssigkeit in Relation zu dem Winkel der Leitrad-schaufeln liefert das Signal für das Leitrad, sich frei zu drehen, so dass sich der hydrodynamische Kreislauf in eine Kupplung verwandelt.

Selbst nach dem Durchbruch des TRILOK-Designs setzten sich Drehmomentwandler noch nicht in Kraftfahrzeugen durch. Der erste Versuch wurde im Jahr 1933 von der Firma British Daimler Company Limited unternommen, die ein Flüssigkeitsschwungrad in Verbindung mit einem synchronisierten Getriebe verwendete, um Schaltstößen vorzubeugen.

Großserienfertigung von Drehmomentwandlern

Obwohl der Drehmomentwandler bereits im Jahr 1928 seinen Weg ins Automobil gefunden hatte, begann die Massenproduktion erst 1940. Hierbei wurde eine Kombination aus Drehmomentwandler und Planeten-Automatikgetriebe verwendet und die hydrodynamische Kupplung als integraler Bestandteil des Getriebes betrachtet. Der erste in Großserie gefertigte Drehmomentwandler kam im Oldsmobile Hydra-Matic zur Steigerung von Sicherheit, Komfort und Leistung zum Einsatz. Weil dieses Fahrzeug weder Schalthebel noch Kupplungspedal besaß, musste der Fahrer der Fahrzeugbedienung weniger Aufmerksamkeit widmen und konnte sich statt dessen stärker auf das Lenken und Bremsen konzentrieren. Komfort und Leistung konnten durch eine hervorragende Anfahrbarkeit, geringere Vibrationen und höhere Schaltqualität deutlich verbessert werden.

Der Oldsmobile Hydra-Matic wurde 10 Millionen Mal verkauft [1] und verhalf damit dem Planeten-Automatikgetriebe mit hydrodynamischer Kupplung zum Durchbruch in der Automobilindustrie.

Nach und nach hielten weitere Funktionen im Drehmomentwandler Einzug. So

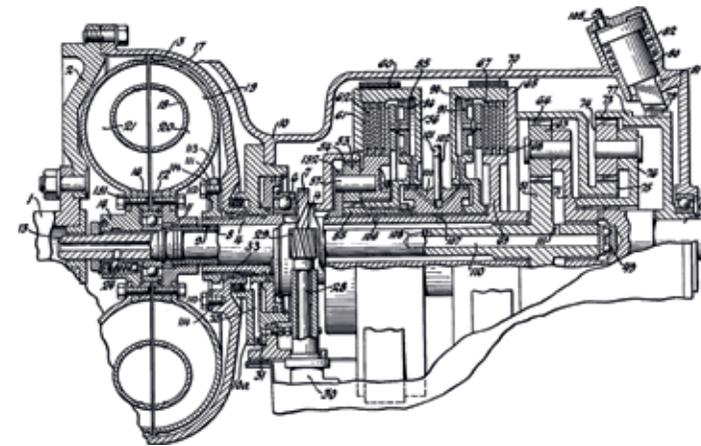


Bild 4 Oldsmobile Hydra-Matic mit der ersten in Großserie gefertigten hydrodynamischen Kupplung [2]

wurde mit dem Packard Ultramatic im Jahr 1949 z. B. die Überbrückungskupplung eingeführt. Beim sogenannten „Direct Drive“ war der Drehmomentwandler bei hohen Drehzahlen fest eingekuppelt, so dass dieses Getriebe die Kraftstoffeffizienz eines Handschaltgetriebes besaß.

Die Überbrückungskupplung konnte sich unmittelbar nach ihrer Einführung noch nicht durchsetzen. Die Verluste, die sich durch einen Drehmomentwandler ohne Überbrückungskupplung ergaben, lohnten noch nicht den Aufwand durch zusätzliche Bauteile und Steuerelemente. Dies änderte sich erst, als ab 1977 verstärkt auf geringen Kraftstoffverbrauch und guten Wirkungsgrad geachtet wurde.

Torsionsschwingungsdämpfer im Drehmomentwandler

Ein bisher noch nicht erwähnter Vorteil des Drehmomentwandlers besteht darin, dass durch den hydrodynamischen Kreislauf keine Motorvibrationen auf das Getriebe übertragen werden. Dadurch kann der Motor bei Betriebszuständen laufen, die andernfalls

zu übermäßigen Vibrationen im Antriebsstrang führen würden. Die energetisch sinnvolle Überbrückungskupplung überträgt jedoch Torsionsschwingungen auf das Getriebe, die man zuvor durch die hydrodynamische Momentenübertragung unterbunden hatte. Durch die immer stärkere Verbreitung von Überbrückungskupplungen

in den achtziger Jahren wurde somit auch der Ruf nach Vorrichtungen lauter, mit denen die Vibrationen im Antriebsstrang verringert werden konnten. Das war der Startschuss für den Torsionsschwingungsdämpfer im Drehmomentwandler.

Der erste Torsionsschwingungsdämpfer für Drehmomentwandler wurde 1983 von LuK für den Einsatz im AOD-Wandler von Ford gebaut. Mit diesem Dämpfer wurden die Torsionsschwingungen des Motors verringert, so dass die Überbrückungskupplung in einem erweiterten Fahrbereich gekuppelt werden konnte. Zu Beginn wurde die Überbrückungskupplung nur bei Dauergeschwindigkeit eingekuppelt, doch mit der wachsenden Nachfrage nach besonders sparsamen Fahrzeugen musste die Überbrückungskupplung öfter eingesetzt werden. Dies erforderte immer komplexere Dämpfer. Ein weiterer Meilenstein in der Dämpfertechnologie war der erstmalige Einsatz eines LuK-Turbinendämpfers im Jahre 1994. Hierbei wurde neben dem Einsatz von Druckfedern auch die Massenverteilung im Kraftfluss innerhalb des Drehmomentwandlers geändert. Die Turbine wurde direkt mit der Motorseite gekuppelt und der Dämpfer wurde dahinter angeordnet.



Bild 5 Torsionsschwingungsdämpfer für Drehmomentwandler mit Fliehkraftpendel von LuK

Eine weitere Schwingungsform konnte damit erfolgreich beseitigt werden.

Da Federvolumen und Trägheit bestimmten Grenzen unterliegen, mussten zukunftsweisende Torsionsschwingungsdämpfer für Drehmomentwandler nach einem anderen Prinzip aufgebaut werden, um die Torsionsschwingungen moderner Motoren zu reduzieren. Wie bereits erwähnt, führt eine höhere Motoreffizienz zu einem Bedarf nach verbesserten Torsionsschwingungsdämpfern.

Um diesem Bedarf gerecht zu werden, stellte LuK im Jahr 2010 einen Torsionsschwingungsdämpfer vor, der auf dem Prinzip des Fliehkraftpendels (FKP) beruhte (Bild 5). Dadurch konnte die Überbrückungskupplung schon ab Motordrehzahlen von ca. 1.000 min^{-1} geschlossen und beim Großteil der üblichen Fahrzustände schlupffrei betrieben werden. Der Kraftstoffverbrauch wurde wirkungsvoll gesenkt.

Fortschritt bei der Entwicklung von Drehmomentwandlern

Drehmomentwandler sind heutzutage eine unerlässliche Komponente moderner Automatikgetriebe. Im Laufe ihrer Weiterentwicklung haben sie sich immer weiter an die geänderten Anforderungen angepasst. Die jetzige Generation lässt sich am besten unter den Aspekten der kontinuierlichen Wertigkeitsoptimierung (value enhanced) betrachten. Bei der Entwicklung der aktuellen Drehmomentwandler von LuK stehen Leistungssteigerung, geringerer Platzbedarf, Kostensenkung und Leistungsdichte im Mittelpunkt.

Gemäß dem Prinzip der Wertigkeitsoptimierung ist die Entwicklung von Komponenten und Baugruppen streng an den Leistungs-, Platzbedarfs- und Kostenzielen ausgerichtet. Mit diesem funktionalen Design geht eine Modularisierung einher, die es ermöglicht, Drehmomentwandler bei maximaler Kosteneffizienz für verschiedene Funktionen maßzuschneidern.

Leistungsverbesserungen dienen zur Effizienzsteigerung des Antriebs. Diese lassen sich erreichen, indem Gewicht und Trägheit des Drehmomentwandlers verringert, die Isolation des Torsionsdämpfers verbessert und der Wirkungsgrad des hydrodynamischen Kreislaufs gesteigert werden.

Die Maßnahmen können schrittweise umgesetzt werden, zum Beispiel geringere Blechstärken durch optimierte Bauteilbeanspruchung oder als ganze Konstruktionsänderung durch den Austausch von Bauteilen. Ein Vergleich zwischen einem Drehmomentwandler aus dem Jahr 2005 und seinem Nachfolger aus dem Jahr 2013 zeigt, dass das Gewicht um 2,1 kg gesenkt wurde, während der maximale Wirkungsgrad des Drehmomentwandlers weiterhin 90 % beträgt und der Verdreh-

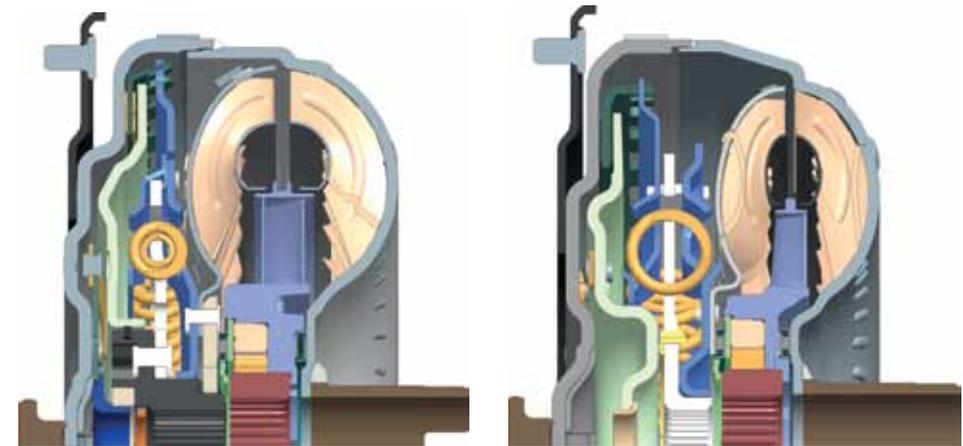


Bild 6 Drehmomentwandler aus den Jahren 2005 (links) und 2013 (rechts)

winkel des Torsionsdämpfers um 31 % erhöht wurde.

Die axiale Länge des Drehmomentwandlers spielt bei der Dimensionierung des Antriebs eine noch größere Rolle als seine radialen Abmessungen. Anforderungen bei Crash-Sicherheit und Aerodynamik sorgen für Einschränkungen beim verfügbaren Platz und stehen den Anforderungen für eine erhöhte Isolation des Torsionsdämpfers direkt entgegen. In dem in Bild 6 gezeigten Beispiel konnte der axiale Abstand zwischen der Anschraubfläche und dem Torus um 2,9 mm verringert werden. Diese Verbesserungen wurden in erster Linie durch eine verringerte Torusbreite und eine optimierte Befestigung des Kupplungskolbens erreicht.

Die gängigen Befestigungen für den Kolben einer Überbrückungskupplung mit zwei Reibflächen erfordern eine Nietverbindung außerhalb des Kolbenbereichs. Bei der Konstruktion aus dem

Jahr 2005 ist die Befestigung zum Deckel radial innerhalb der Dichtfläche zum Kolben mit Hilfe eines Verbindungsblechs gelöst. Für die nach dem Prinzip der Wertigkeitsoptimierung optimierte Konstruktion aus dem Jahr 2013 wurde eine Schaeffler-Vernietung entwickelt (Bild 7). Dadurch besteht eine direkte Blattfederanbindung zwischen Deckel und Kolben, ohne dass ein Verbindungsblech benötigt wird.

Bei diesem Nietprozess werden die Blattfedern direkt an dem Deckel befestigt. Die mit Halbrundköpfen versehenen Nieten für die Verbindung von Blattfeder zu Kolben sind bereits vorhanden und sind passend zu den Kolbenbohrungen angeordnet.

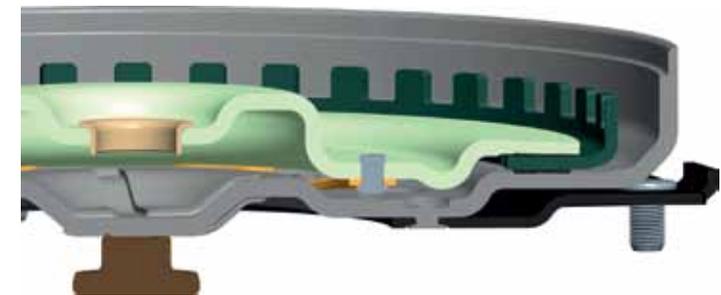


Bild 7 Kolbenverbindung als Schaeffler-Vernietung

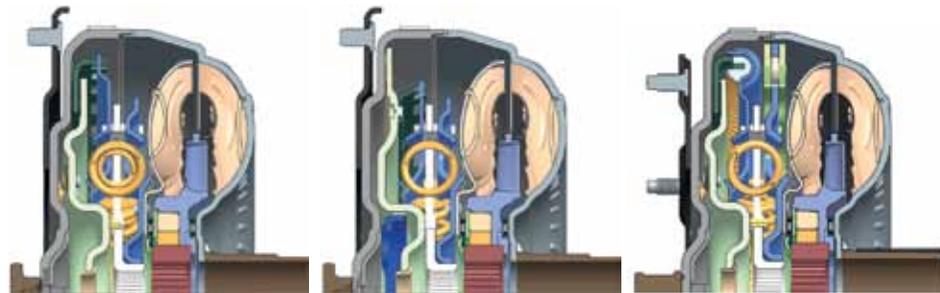


Bild 8 Modularität des nach dem Prinzip der Wertigkeitsoptimierung konstruierten Drehmomentwandler aus dem Jahr 2013

Während der Kolbenmontage wird der Kolben auf die Nieten aufgesetzt und mit dem Nietwerkzeug gegen den Deckel gedrückt, bis die Halbrundköpfe der Nieten den Deckel berühren. An dieser Stelle kann der Nietkopf geformt und dadurch eine dauerhafte Verbindung zwischen den Blattfedern und dem Kolben hergestellt werden. Diese Verbindung wurde so entwickelt, dass der Kolben hierbei nicht überlastet wird, und im Betrieb die Vernietung nicht störend wirkt.

Durch den Entfall des inneren Verbindungsblechs konnte der Kolben näher an den Deckel rücken und dadurch mehr Platz für den Torsionsdämpfer schaffen.

Bei Drehmomentwandlern wird stets nach einer Kostensenkung gesucht. Im Rahmen der Wertigkeitsoptimierung wurde die Modularisierung eingeführt und die Anzahl der Bauteile verringert, um die Kosten zu senken.

Bei der Konstruktion aus dem Jahr 2013 konnte die Anzahl der Bauteile durch die Schaeffler-Vernietung des Kolbens und die Neugestaltung der Schnittstelle zur Getriebeeingangswelle verringert werden. Bei der Konstruktion aus dem Jahr 2005 kommt eine genietete Nabe zum Einsatz, um den Flansch des Torsionsdämpfers mit der Getriebeeingangswelle zu verbinden. Für die Konstruktion nach dem Prinzip der Wertigkeitsoptimierung aus dem Jahr 2013 wurde ein Flansch mit einer integrierten Verzäh-

nung zur Getriebeeingangswelle entwickelt. Dieser Flansch beansprucht ebenfalls weniger Platz, wodurch mehr Raum zur Optimierung der übrigen Komponenten blieb.

Durch das Bestreben, bei der Entwicklung mehr Gewicht auf die Modularität zu legen, ergaben sich geringere Freiheiten bei der Entwicklung und dadurch eine größere Bedeutung von NVH- und Dauerhaltbarkeitssimulationen. Es musste sichergestellt werden, dass die Drehmomentwandler auch bei begrenzten Änderungsmöglichkeiten die Kundenanforderungen erfüllen. Die entsprechenden Konstruktionen sind in Bild 8 gezeigt. Sie erlauben es, bei möglichst vielen Gleichteilen zwischen verschiedenen Übertragungsfähigkeiten der Kupplung, Isolationsgrad des Dämpfers und Schnittstellen zu wählen.

Entsprechend dem Ziel, den Wirkungsgrad des Antriebsstrangs zu verbessern und dadurch die CO₂-Emissionen zu verringern, liegt der Schwerpunkt bei der Entwicklung von Drehmomentwandlern auf einer guten Fahrbarkeit und einem guten hydraulischen Wirkungsgrad.

Obwohl bei der Konstruktion nach dem Prinzip der Wertigkeitsoptimierung die Breite und somit auch das Gewicht verringert werden konnte, ist der maximale hydraulische Wirkungsgrad gegenüber dem Vorläufer unverändert geblieben. Dies wurde durch optimierte Entwicklungs- und Produktionsmethoden erreicht.

Einen größeren Einfluss auf den Wirkungsgrad hat jedoch die Dämpfungstechnologie. Aus dem Entfall von Bauteilen in der Flansch- und Kolbenverbindung ergibt sich ein größerer Bauraum für den Torsionsdämpfer. Der wiederum erlaubt die Verwendung größerer Federn. Darüber hinaus werden hochmoderne Dämpfungstechnologien wie Fliehkraftpendel verwendet, um die Isolationswirkung des Torsionsdämpfers zu optimieren. Dadurch kann der Wirkungsgrad im gesamten System erhöht werden, da die Überbrückungskupplung bei geringen Drehzahlen voll geschlossen werden kann, ohne das NVH-Verhalten negativ zu beeinträchtigen.

Torsionsschwingungsdämpfer mit Fliehkraftpendel für Drehmomentwandler

Einer der wichtigsten Faktoren bei der Entwicklung fortschrittlicher Torsionsschwingungsdämpfer sind die Anforderungen an CO₂-Emissionen, die moderne Verbrennungsmotoren erfüllen müssen. Ebenfalls

soll das NVH-Verhalten mindestens gleich bleiben oder gar verbessert werden. Der Trend in der Motorenentwicklung geht in Richtung kompressor- oder turboaufgeladener Motoren mit geringer Zylinderzahl. Um die Fahrbarkeit bei niedrigen Drehzahlen zu verbessern, wird hierbei das Drehmoment im entsprechenden Drehzahlbereich erhöht. Anhand einfacher physikalischer Gesetzmäßigkeiten lässt sich folgern, dass die geringere Anzahl von Zylindern und der niedrigere gefahrene Drehzahlbereich geringere Erregerfrequenzen zur Folge haben. Dies wiederum führt zu einer erheblichen Zunahme von Ungleichförmigkeiten und Torsionsschwingungen im Motor (Bild 9). Dieser Konflikt treibt die Entwicklung der Dämpfungstechnologie voran.

Die von der neuen Motorengeneration gebotenen Möglichkeiten erfordern passende Automatikgetriebe und Antriebsstränge. Die Getriebe müssen an die Verbesserungen an den Motoren angepasst werden, damit das Potenzial zur Verringerung der CO₂-Emissionen voll ausgeschöpft werden kann. Die Schalt- und Überbrückungsdrehzahlen werden auf eine Stufe gesenkt, die vorher nicht möglich war, weil das verfügbare Drehmoment bei älteren

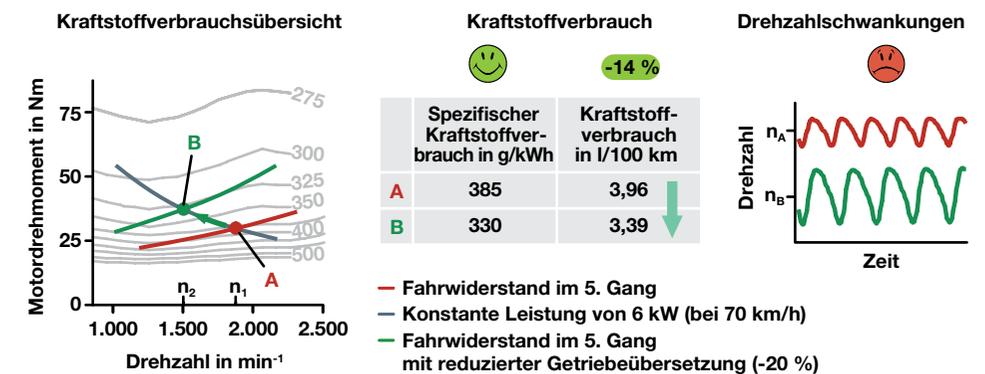


Bild 9 Entwicklungstrend Drehzahlsenkung: Fahrt bei niedriger Drehzahl zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs

Motoren nicht ausreichte. Das Ziel ist eine Fahrdrehzahl von 1.000 min^{-1} , und zwar nicht nur im Kraftstoffverbrauchszyklus bei Teillast, sondern auch bei Vollast des Motors. Zugleich soll der Schlupf der Überbrückungskupplung so weit wie möglich verringert werden.

Das Fliehkraftpendel im Drehmomentwandler

Selbst bei größerem Bauraum für herkömmliche Torsionsschwingungsdämpfer ist die Schwingungsisolierung bei modernen, aufgeladenen Downsizing-Motoren oft nicht mehr ausreichend. Um die Torsionsschwingungsisolierung weiter zu verbessern, wird die sekundäre Seite des Torsionsschwingungsdämpfers um einen Tilger ergänzt, der sich an die Drehzahl anpassen kann. Ein solcher drehzahladaptiver Tilger ändert seine Tilgungsfrequenz direkt proportional zur Drehzahl. Das Fliehkraftpendel verfügt über diese Funktion und kann daher die Haupterregung des Motors optimal dämpfen.



Bild 10 Drehmomentwandler mit Fliehkraftpendel

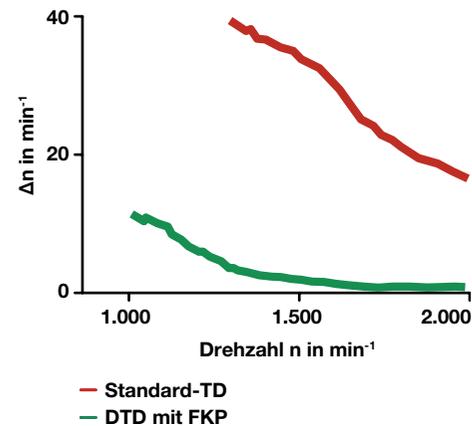


Bild 11 Vergleich der Schwingungsisolierung zwischen einem Standard-Torsionsdämpfer (TD) und einem Doppeldämpfer (DTD) mit Fliehkraftpendel

In der Praxis wird ein bifilares Fliehkraftpendel mit zwei Aufhängungspunkten verwendet, um die Pendelmasse zu führen. Die Pendelmasse ist durch zwei parallele Aufhängungspunkte drehbar gelagert. Jeder Punkt des Fliehkraftpendels folgt derselben Bahn, so dass eine ausreichende Annäherung an ein mathematisches Pendel gegeben ist. Diese Bewegung wird mit Rollen umgesetzt, die sich auf Bahnen bewegen, die durch nierenförmige Vertiefungen in der Masse und im Flansch gebildet werden. Der Lauf des Fliehkraftpendels wird durch die Form der Führungsbahnen und der Rollen bestimmt.

Das mit einem geeigneten Torsionsschwingungsdämpfer kombinierte Fliehkraftpendel zeigt gegenüber herkömmlichen Torsionsschwingungsdämpfern eine deutlich effizientere Isolation. Seine Überlegenheit gegenüber anderen Dämpferkonzepten wurde durch ein an einem Doppeldämpfer (DTD) angebrachtes Fliehkraftpendel bewiesen. Diese Konstruktion wird seit 2010 in Serie gefertigt. Mit diesem Dämpfer war es möglich, Überbrückungsdrehzahlen von unter 1.000 min^{-1} und zu erreichen. Der Vergleich

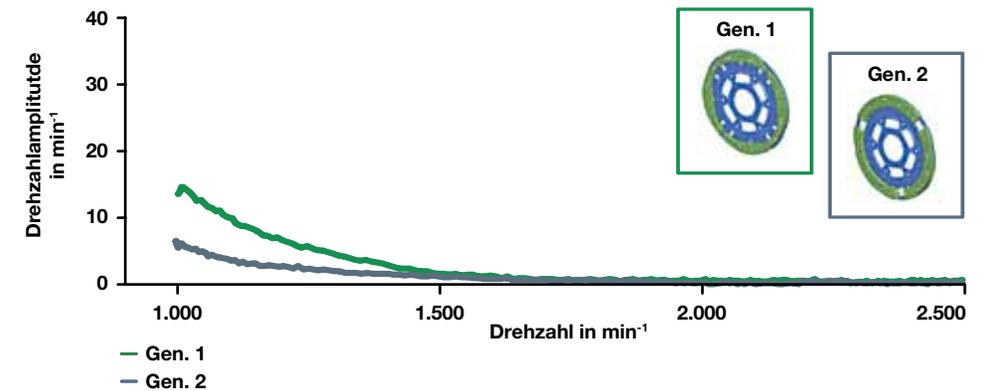


Bild 12 Messung der Schwingungsamplitude am Differenzial mit einem Fliehkraftpendel der 1. und 2. Generation

dieses Dämpfers mit einem herkömmlichen Turbinendämpfer (TD) zeigt eine wesentlich bessere Isolation, wie aus Bild 11 ersichtlich ist.

Fliehkraftpendel der 2. Generation für Torsionsdämpfer im Drehmomentwandler

Eine weitere Vergrößerung des Schwingwinkels und der Masse des Fliehkraftpendels mit Parallelverbindungen wäre notwendig, um die Isolationseffizienz noch weiter zu verbessern und durch Senken der Überbrückungsdrehzahl den Kraftstoffverbrauch weiter zu verringern. Der Bauraum innerhalb des Drehmomentwandlers setzt einer weiteren Vergrößerung des Fliehkraftpendels jedoch Grenzen.

Das Fliehkraftpendel der 2. Generation zielt auf eine höhere Isolationseffizienz ohne Zunahme des erforderlichen Bauraumes ab. In der 2. Generation werden Rollenbahnen verwendet, auf denen sich der reinen Schwingbewegung eine gezielte Eigenrotation der Pendelmasse überlagert. Dies ist vergleichbar einer Trapezaufhängung der Pendelmasse (Bild 12). Dadurch werden die

Pendelmassen auf einem Pfad bewegt, der die effektive Masse im vorgegebenen radialen Raum maximiert. Darüber hinaus erlauben die Rollenbahnen der 2. Generation eine größere Ausnutzung des Pendelschwingwinkels und damit eine verbesserte Schwingungsisolierung. Bild 12 veranschaulicht die verbesserte Isolation bei niedrigen Drehzahlen.

Fahrzeugmessungen mit gleicher Torsionsdämpfer-Konfiguration in demselben Bauraum zeigen eine erhebliche Reduzierung der Torsionsschwingungen um ca. 50 % vom Fliehkraftpendel der 2. Generation gegenüber der 1. Generation.

Fliehkraftpendel der 3. Generation im Drehmomentwandler: bahnoptimiert und federverstärkt

Im Zuge weiterer Motor- und Antriebsstrangoptimierungen müssen Torsionsdämpfer eine immer bessere Isolation von Torsionsschwingungen bieten. Die Zielwerte für die Schwingungsamplitude sinken, während die Torsionsschwingungen des Motors weiter zunehmen und die Überbrückungskupplung bei immer niedrigeren Motordrehzahlen ge-

geschlossen werden soll. Darüber hinaus liegt bei der Entwicklung der Antriebsstränge von Automatikgetrieben der Schwerpunkt auf einer höheren Getriebespreizung sowie auf der Reduzierung von Schleppmomenten und Verlusten, um den Getriebewirkungsgrad zu verbessern. In Kombination mit der gewichtsoptimierten Konstruktion von Getrieben und Antriebssträngen führt die verringerte innere Dämpfung zu Konstruktionen, die schwingungsempfindlicher sind. Zukünftige Getriebekonstruktionen erfordern somit eine weiter verbesserte Schwingungsisolierung des Torsionsdämpfers im Drehmomentwandler.

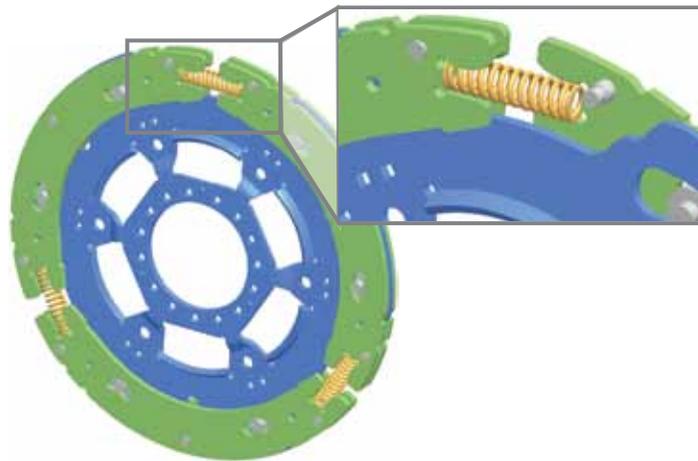


Bild 13 Entwurf eines federverstärkten Fliehkraftpendels

Dank seiner hervorragenden Isolation bietet das Fliehkraftpendel der 2. Generation eine optimale Grundlage für Weiterentwicklungen. Durch simulationsgestützte Optimierung der Pendelbahnen kann die

Wirkung des Fliehkraftpendels für Torsionsdämpfer im Drehmomentwandler weiter verbessert werden. Die Bahnoptimierung konzentriert sich dabei auf niedrige Drehzahlen. Dies ist der Bereich, in dem das Pendel die größten Schwingwinkel zeigt. Darüber hinaus bietet diese charakteristische Bewegungsbahn der Pendelmasse die Basis für den Einsatz von Druckfedern, die zwischen den Pendelmassen angeordnet sind (Bild 13).

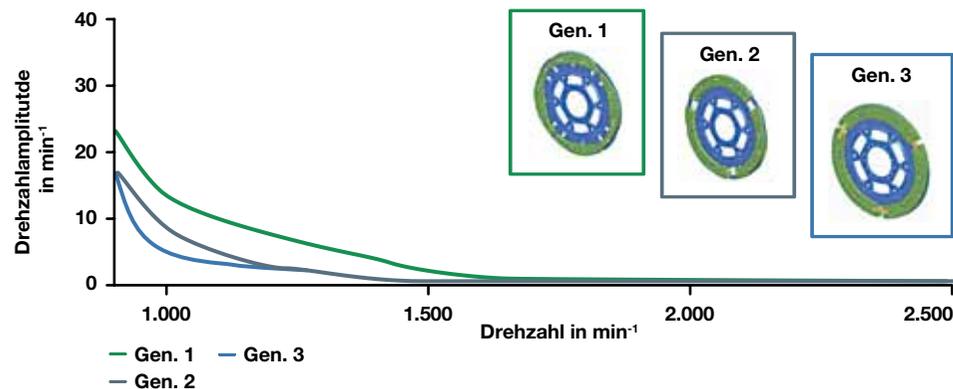


Bild 14 Simulation der Schwingungsamplitude am Differential: Vergleich der Generationen 1 und 2 mit der bahnoptimierten und federverstärkten Generation 3

Die Federkraft sorgt für eine definierte Positionierung der Pendelmassen bei geringen Drehzahlen. Beim Creeping und bei Übergangsereignissen wie zum Beispiel der Beschleunigung aus dem Stillstand oder beim Motor-Stopp wird das NVH-Verhalten insgesamt verbessert. Der drehzahlabhängige Einfluss der Feder auf die Abstimmordnung kann durch eine gezielte Korrektur der Rollenbahn weitestgehend kompensiert werden.

Simulationen zeigen die Isolation des bahnoptimierten und federverstärkten Fliehkraftpendels. In Bild 14 wird die Simulation der Schwingungsamplitude am Differential eines Antriebsstrangs mit einem Fliehkraftpendel der 3. Generation verglichen mit der Isolation der Fliehkraftpendel der 1. und 2. Generation. In der Simulation zeigt die 3. Generation eine weitere Verbesserung der Isolation speziell bei geringen Drehzahlen.

Torsionsdämpfer mit Fliehkraftpendel im Drehmomentwandler für Motoren mit Zylinderabschaltung

Ein Trend in der Motorenentwicklung mit enormen Auswirkungen auf das Dämpferdesign ist die Zylinderabschaltung (Bild 15). Sie verbessert die Effizienz des Motors unter Teillast, indem sie eine höhere spezifische Last von den noch aktiven Zylindern erfordert [11]. Der Vorteil gegenüber Downsizing und Drehzahl-senkung besteht darin, dass bei Bedarf das hohe Drehmoment des ganzen Motors weiterhin verfügbar ist.

Auf dem Markt befinden sich bereits erste Anwendungen von Torsionsdämpfern mit Fliehkraftpendel im Drehmomentwandler für Motoren, die zur Zylinderabschaltung von acht auf vier Zylinder geeignet sind. Aufgrund der reduzierten Erregerordnung bei einer hohen Schwin-

gungsamplitude ist die Isolation im Vierzylindermodus problematischer als im Achtzylindermodus. Daher wird das Fliehkraftpendel für den Vierzylindermodus ausgelegt und der Doppeldämpfer für die Isolation im Achtzylindermodus.

Bei Motoren mit Abschaltung von sechs auf drei oder von vier auf zwei Zylinder, oder bei hoch aufgeladenen Achtzylindermotoren, kann die höhere Isolation des Fliehkraftpendels auch dann erforderlich sein, wenn alle Zylinder aktiviert sind. In diesem Fall können zwei Fliehkraftpendel installiert werden, von denen das eine für die Erregerordnung des Halbmotors und das andere für die Erregerordnung des Vollmotors ausgelegt ist. Dadurch kann bei allen Fahrzuständen eine optimale Isolation erreicht werden.

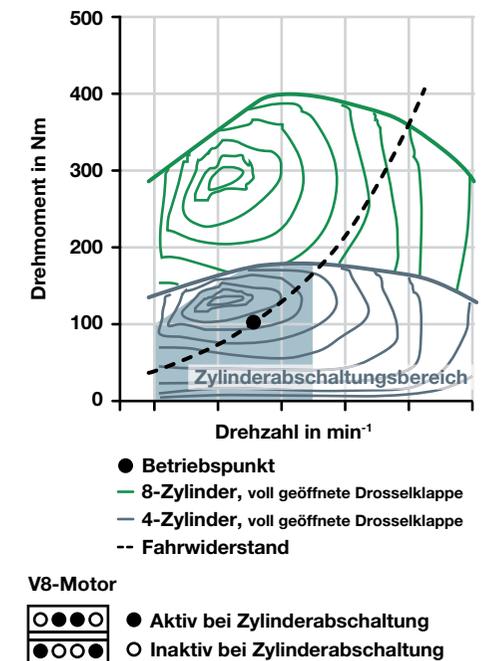


Bild 15 In einem Motorkennfeld dargestellte Wirkung der Zylinderabschaltung [11]

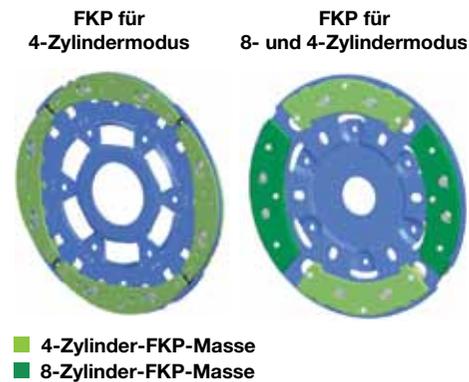


Bild 16 Fliehkraftpendel-Konfigurationen für eine Anwendung mit Drehmomentwandler und Zylinderabschaltung von acht auf vier Zylinder

Torsionsschwingungsdämpfer mit Fliehkraftpendel sind eine wichtige Technologie, die es ermöglicht, die Überbrückungskupplung bei einer Motordrehzahl nahe der Leerlaufdrehzahl zu schließen. Kontinuierliche Verbesserungen des Fliehkraftpendels, wie sie oben beschrieben sind, bahnen den Weg zu einer weiter verbesserten Schwingungsisolierung.

Innovationen bei Drehmomentwandlern

Wie im vorherigen Abschnitt erwähnt, wird der Bauraum für den Drehmomentwandler immer kleiner. Trotzdem werden die Anforderungen an die Torsionsschwingungsisolierung immer anspruchsvoller. Eine Strategie zur Verbesserung der Isolierung durch den Torsionsdämpfer besteht darin, durch eine geringere Torusbreite den Dämpferraum zu vergrößern und eine Konstruktion mit axial verkleinertem Torus zu entwickeln.

Diese konventionelle Methode wurde bereits angewendet und bietet nur begrenztes Potenzial zur Vergrößerung des Dämpferraums. Es war notwendig, die bekannten Einschränkungen bei den Drehmomentwandlern zu überwinden, indem die Turbine mit dem Kolben der Überbrückungskupplung kombiniert wurde. Bei einer herkömmlichen Konstruktion sind Turbine und Überbrückungskupplung separate Bauteile, auf die man auch in näherer Zukunft angewiesen sein wird. Durch Funktionserweiterung der Turbine kann auf den Kolben der Überbrückungskupplung verzichtet werden.

Hierfür muss die Turbine so geändert werden, dass sie dem Betätigungsdruck der Überbrückungskupplung standhält. Bei herkömmlichen Drehmomentwandlern nimmt der Kolben jedoch im Verhältnis zu seiner Größe sehr viel Raum ein. Er benötigt Abstand zum Deckel, Abstand für die Kolbenauslenkung sowie Abstand zum Dämpfer, um während des Betriebs keinen Kontakt zu haben.

Der gewonnene Platz durch den Wegfall des Kolbens als separates Bauteil wiegt dabei größer als die Verstärkung der Turbine. Jetzt übernehmen die Turbine und die Pumpe auch die Funktion der Überbrückungskupplung. Bei einer Anfahrt ist die Turbine

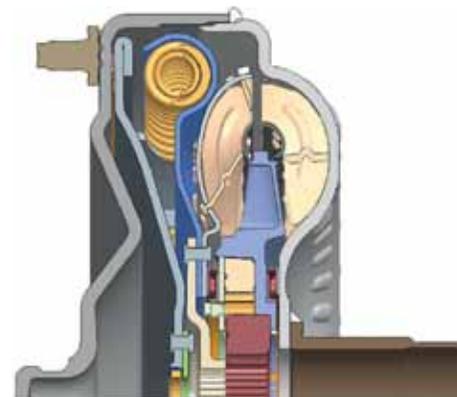


Bild 17 Klassischer FWD-Drehmomentwandler

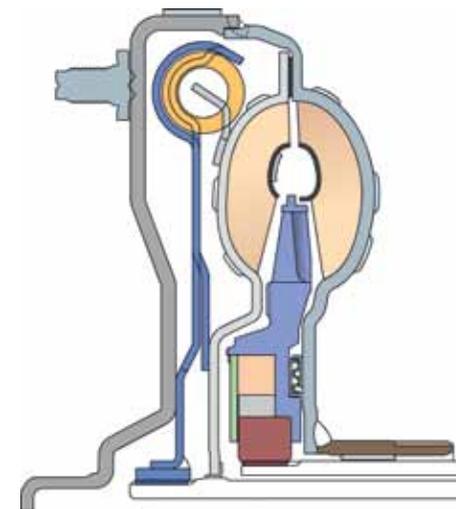


Bild 18 Ursprüngliches iTC-Design

aktiv und leistet die erforderliche Drehmomenterhöhung. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten kann die Überbrückungskupplung schließen, so dass das Drehmoment ohne Umweg über den hydrodynamischen Kreislauf zur Verfügung steht.

Durch die Integration des Kolbens in die Turbine verläuft die Betätigungsrichtung entgegengesetzt zur Betätigungsrichtung in einem herkömmlichen Drehmomentwandler. Der Betätigungsdruck der Überbrückungskupplung wirkt nicht mehr in Richtung Motor, sondern in Richtung Getriebe. Dies bedeutet, dass die Zulauf- und Rücklaufkanäle der Überbrückungskupplung im Vergleich zu einem herkömmlichen Drehmomentwandler umgekehrt gesteuert werden müssen.

Die Steuerung der Überbrückungskupplung unterscheidet zwischen zwei Phasen: den Offen-Zustand und den Überbrückungs- oder Schlupf-Zustand. Im Offen-Zustand gelangt durch den Torus Öl in den Drehmomentwandler, baut einen höheren Druck auf die Getriebeseite der Turbine auf und bewirkt dadurch, dass sich die Kupplung abhebt. Um einer Kavitation des hydrodynamischen Kreislaufs bei geringen Drehzahlverhältnissen vor-

zubeugen, ist der Öffnen-Druck des Drehmomentwandlers auch bei ausgekuppelter Überbrückungskupplung erhöht. Dies führt zu einem Kühlstrom von 5 bis 10 l/min. Das ist mehr als ausreichend für ein gleichmäßiges Öffnen der Überbrückungskupplung gegen den Turbinenschub. Dies gewährleistet, dass sich zwischen den Reibflächen ein trennender Ölfilm bildet. Messungen haben gezeigt, dass bei dieser Konstruktion das Schleppmoment bei geöffneter Überbrückungskupplung auf nahezu Null reduziert wird.

Um die Überbrückungskupplung zu schließen, wird durch die Mitte der Antriebswelle Öl geleitet und dadurch eine Druckdifferenz an der Turbine aufgebaut. Am Innendurchmesser der Turbine wird eine Buchse verwendet, um die Turbine gegen die Antriebswelle abzudichten. Dies sorgt dafür, dass der Ölfluss die Reibfläche passiert und ein Betätigungsdruck aufgebaut wird, damit die Überbrückungskupplung schließt. Das Schließen der Überbrückungskupplung erfordert eine ausführlichere Untersuchung des Turbinenschubs.

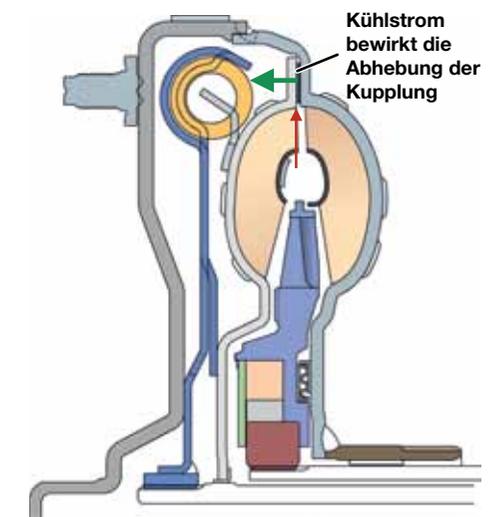


Bild 19 ATF-Fluss beim Auskuppeln der Überbrückungskupplung

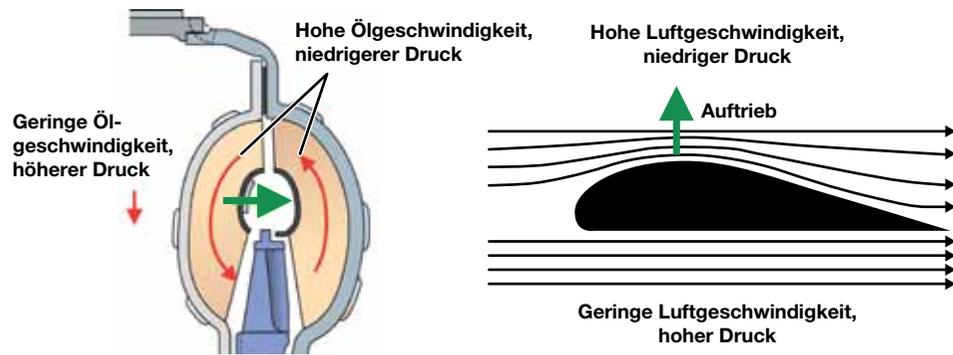


Bild 20 Ursache von Turbinenschub

iTC-Messungen

Der Turbinenschub entsteht durch unterschiedliche Ölgeschwindigkeiten auf den beiden Seiten der Turbine. Im Innern des Torus zirkuliert das Öl zwischen der Pumpe und der Turbine mit einer Geschwindigkeit, die von der Drehzahldifferenz zwischen den beiden Komponenten abhängt. Die Geschwindigkeit ist bei Stillstand des Fahrzeugs (Stall) am höchsten. Auf der Motorseite der Turbine ist die Ölgeschwindigkeit wesentlich geringer. Nur aufgrund der Scherspannung am Deckel und am Pumpengehäuse hat das Öl eine andere Geschwindigkeit als die Turbine. Durch das Bernoulli-Prinzip lässt sich die Axialkraft an der Turbine leicht erklären. Eine hohe Ölgeschwindigkeit sorgt für einen sinkenden Öldruck,

wodurch eine Druckdifferenz zwischen beiden Seiten der Turbine und dadurch wiederum eine Kraft entsteht. Hierbei wirkt das selbe physikalische Prinzip, das an den Tragflächen eines Flugzeugs für den Auftrieb sorgt (Bild 20).

Auf den ersten Blick scheint der Turbinenschub ein Hindernis darzustellen. Bei genauerem Hinsehen zeigt sich jedoch, dass der Turbinenschub durch den Öffnen-Druck

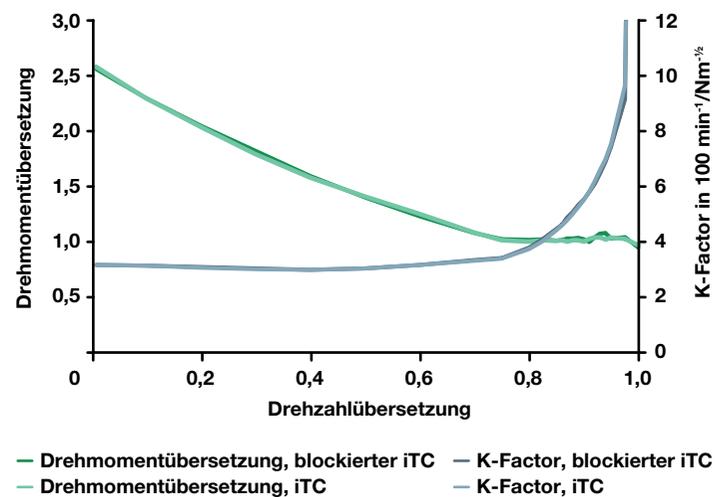


Bild 21 Kennlinienmessungen eines iTC und eines blockierten iTC

kompensiert und die Überbrückungskupplung geöffnet werden kann. Es entsteht eine hydrostatische Lagerung an der Reibfläche der Turbine, was wiederum zu einem geringen Schleppmoment an der Überbrückungskupplung führt.

Beim Schließen der Überbrückungskupplung entsteht eine Kraft, die zum Getriebe gerichtet ist und damit dieselbe Richtung wie

der Turbinenschub aufweist. Für das Schließen der Überbrückungskupplung bedeutet der Abstand zwischen den Reibflächen der Überbrückungskupplung dazu neigt, sich zu verkleinern, wenn zwischen der Turbine und dem Laufwerk eine Drehzahldifferenz vorliegt. Dies ist ein Vorstadium zur geschlossenen Überbrückungskupplung und ermöglicht ein sanftes Schließen.

Messungen bestätigen diese theoretischen Betrachtungen zum Schleppmoment an der Überbrückungskupplung und zum Einkuppelverhalten. Es wurde ein iTC-Prototyp vorbereitet, um die Wandlerkennlinien zwischen einer iTC-Konstruktion und einem klassischen Drehmomentwandler miteinander zu vergleichen. Die erste Kennlinienmessung wurde am iTC-Prototyp vorgenommen. Für die zweite Messung wurde ein Wälzlager zwischen Turbine und Leitrad platziert, um das Abheben der Kupplung zu gewährleisten und sie am Einkuppeln zu hindern. Die gemessenen Kennlinien sind nahezu identisch und unterscheiden sich nur im Bereich der Messgenauigkeit. Dies zeigt, wie zuvor beschrieben, dass das Tur-

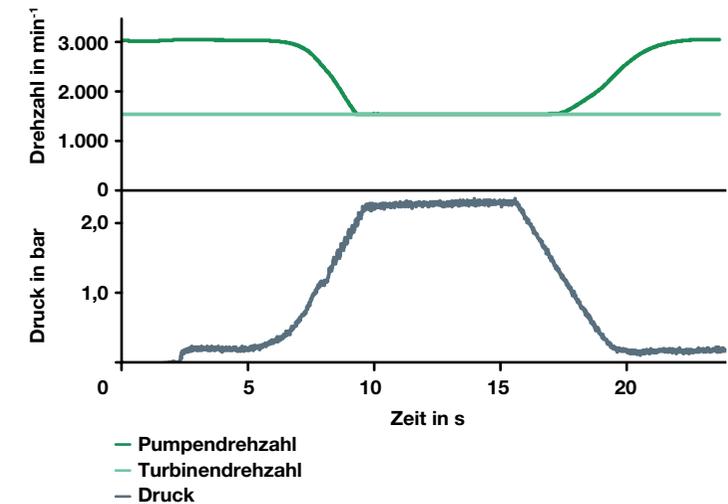


Bild 22 Messungen des Kupplungsverhaltens beim Schließen und Öffnen

binenlager den gleichen Widerstand aufweist, wie die vom Ölfluss abgehobene Reibfläche.

Die Steuerbarkeit der Kupplung und die Einkuppelqualität wurde an einem Wandlerprüfstand überprüft, bei dem die Turbine am Abtrieb und die Pumpe am Antrieb mit einer vorgegebenen Drehzahl laufen und der Betätigungsdruck kontinuierlich erhöht wird. Nach erfolgreichem Einkuppeln wird der Belastungsdruck kontinuierlich reduziert, um zu ermitteln, wann die Kupplung wieder zu schlupfen beginnt (Bild 22).

Wie erwartet, beginnt das Einkuppeln bei niedrigen Betätigungsdrücken, ohne dass es zu einem Drehmomentstoß kommt. Außerdem lässt sich feststellen, dass der Druck, bei dem der Kupplungsschlupf in der Einkuppelungsphase beendet hat, und der Druck, bei dem der Schlupf in der Auskuppelungsphase begonnen hat, sehr dicht beieinander liegen. Diese kleine Hysterese beim Einkuppeln bestätigt die Regelbarkeit der Überbrückungskupplung.

iTC-Vorteile

Wie bereits erwähnt, soll durch die iTC-Konstruktion vor allem die Breite des Drehmomentwandlers verringert werden. Dieses Ziel deckt sich mit dem Trend zu leichteren Antrieben und zur Erhöhung der Getriebe-spreizung. Abgesehen vom Bauraumvorteil bietet die iTC-Konstruktion im Vergleich zu einem klassischen Drehmomentwandler noch weitere Vorteile.

Die iTC-Konstruktion besitzt im Vergleich zu einem klassischen Drehmomentwandler weniger Bauteile. Die gesamte Axialkraft der Turbine wird durch die Reibfläche geleitet; die Turbine kommt nie mit dem Leitrad in Berührung und erfordert daher kein Axiallager zwischen Turbine und Leitrad. Die geringere Anzahl von Bauteilen bei der iTC-Konstruktion kommt auch durch weniger Bauteile für die Drehmomenteneinleitung in den Torsionsdämpfer, sowie durch die Integration des Kolbens in die Turbine zustande. Dadurch ist die Konstruktion nicht nur weniger aufwändig, sondern vor allem auch kostengünstiger und leichter. Die Turbine muss zwar verstärkt werden, um dem Überbrückungsdruck standzuhalten, doch dies wird durch den Wegfall der erwähnten Bauteile mehr als kompensiert.

Was den praktischen Betrieb angeht, ermöglicht die iTC-Konstruktion ein sehr sanftes Einkuppeln, das mit dem einer vorgespannten Kupplung vergleichbar ist, ohne dabei das durch einen Vorspannmechanismus erzeugte Schleppmoment aufzuwei-

sen. Das selbsttätige Einkuppeln der iTC-Konstruktion ist bei höheren Differenzdrehzahlen zwischen Turbine und Pumpe stärker ausgeprägt, weil die Schubkraft der Turbine von dem Drehzahlverhältnis abhängt. Dies führt zu einer höheren Einkuppelstabilität und verringert das Risiko von Kupplungsrupfen. Wegen der Nähe der Überbrückungskupplung zum Torus ist die Reibfläche der Kupplung steifer als bei einem klassischen Drehmomentwandler. Die gelöteten Schaufeln geben der Turbine und Pumpe ein rippenförmiges Aussehen und reduzieren damit die Durchbiegung der Reibfläche, die sonst durch den Betätigungs- und Aufblähdruck entstehen würde. Bei geringerer Durchbiegung ist die Flächenpressung an der Reibfläche gleichmäßiger verteilt, wodurch punktuell auftretende hohe Temperaturen und Verschleiß vermieden werden.

iTC-Modularität

Die Modularität war bereits bei der erwähnten Konstruktion nach dem Prinzip der Wer-

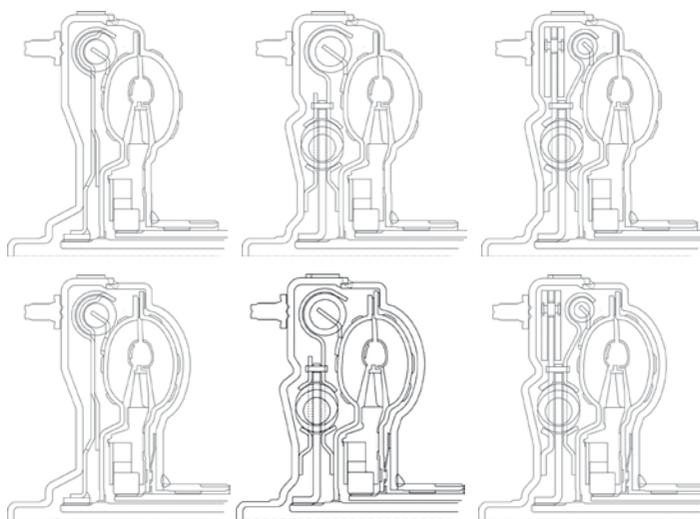


Bild 23 Modulare Dämpfer- und Kupplungskonstruktionen mit dem iTC-Layout

tigkeitsoptimierung das Ziel. Bei der iTC-Konstruktion ergibt sich die Modularität durch ein neues Merkmal. Bei klassischen Drehmomentwandlern muss der Dämpfer sowohl mit dem Kolben der Überbrückungskupplung, als auch mit der Turbine verbunden sein. Die iTC-Konstruktion besitzt nur einen einzigen Eingang zum Dämpfer. Dadurch fällt der Dämpfer weniger aufwändig aus, was wiederum Platz für leistungsfähigere Dämpfer sowie größere Freiheiten bei der Variation von Dämpfertypen schafft.

Wie aus Bild 23 hervorgeht, sind durch die iTC-Modularität nicht nur Dämpfervariationen möglich. Da die Kupplung relativ einfach aufgebaut ist, kann sie modular ergänzt werden.

Leitrad-Freilauf

Seit 1928 werden Leiträder mit Freiläufen verwendet, um vom Wandlermodus in den Kupplungsmodus zu schalten. In Drehmomentwandlern kommen in der Regel Rollen- oder Klemmkörper-Freiläufe zum Einsatz. Motiviert durch die mögliche Reduzierung der Breite des iTC, liegt der Schwerpunkt nun auf der Verringerung der Breite von Leitrad-Freiläufen.

Die Breite des Freilaufs kann auf zwei Arten verringert werden. Bei einem Klemmkör-

per- oder Rollen-Freilauf sind die Anlageflächen koaxial angeordnet, so dass das übertragbare Drehmoment nur über eine größere Breite erhöht werden kann. Bei einem Wedge-Freilauf sind die Anlageflächen umlaufend angeordnet. Der Wedge-Freilauf schließt, wenn der Außenring die Keilplatte auf die Rampen des Innenrings zieht. Beim Wedge-Prinzip erhöht sich die Normalkraft auf die Keilplatte mit dem Drehmoment, so dass eine selbstverstärkende Klemmkupplung entsteht. In Freilaufichtung wird die Keilplatte durch die Schultern am Innenring am Drehen gehindert. Die Keilplatte ist so ausgelegt, dass sie nur Widerstand in Überbrückungsrichtung erzeugt und dadurch auf die Rampen gezogen wird. In Freilaufichtung sind die Platten so ausgelegt, dass der Widerstand verringert wird. Aufgrund der Anordnung der Anlageflächen ist diese Konstruktion deutlich schmäler als klassische Rollen-Freiläufe.

Ein weiterer Kupplungstyp setzt auf die Breitenreduzierung durch den Verzicht auf funktionslose Merkmale. Ein Sockel auf dem Außenring eines klassischen Rollen-Freilaufs bietet eine Reaktionsfläche für die Vorspannfeder. Ihre Länge wird hauptsächlich vom Montageprozess bestimmt. Durch Verwendung eines Kunststoffkäfigs kann die Anzahl der Rollen erhöht und die Länge der Feder reduziert werden.

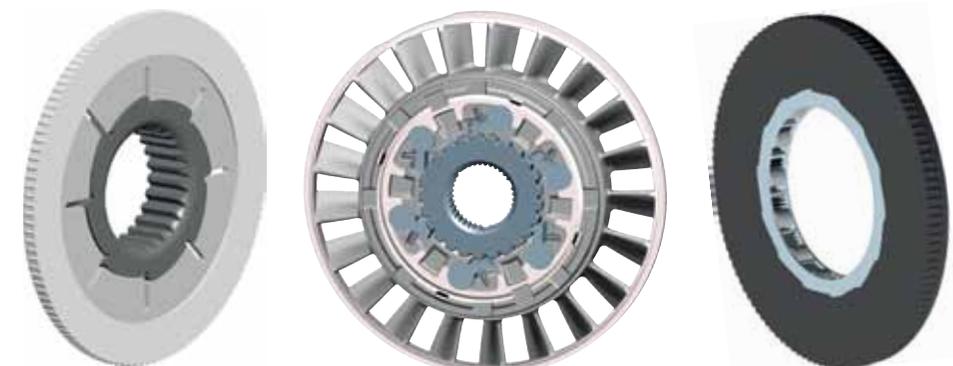


Bild 24 Wedge- (links), Rocker- (Mitte) und Slim-Cage-Freilauf (rechts)

Einen weiteren Freilauftyp stellt der Rocker- (Kipphebel-) Freilauf dar. Da die Position des Kipphebels in Relation zum Leitrad unveränderlich ist, kann man auf den separaten Außenring verzichten und die Anlageflächen in das Aluminium des Leitrades integrieren. Die Anlagefläche kann erhöht werden, um eine plastische Verformung durch die Kipphebel zu unterbinden. Diese Kupplung stellt eine Herausforderung dar, weil sie nur an bestimmten Positionen einkuppeln kann. Es hat sich jedoch gezeigt, dass der Anbindungs-winkel von $2,4^\circ$ so klein ist, dass kein nennenswerter Unterschied zwischen dem Rocker- und dem Rollen-Freilauf erkennbar ist. Durch den Wegfall des komplexen Außenrings des Rollenfreilaufs lässt sich mit diesem Freilauf in Drehmomentwandlern eine deutliche Kostensenkung erzielen.

Multifunktions-iTC

Im Gegensatz zur klassischen Überbrückungskupplung kann bei der iTC-Kupplung ohne größere konstruktive Änderung eine Pumpen-Kupplung implementiert werden. Da ein Gehäuse außerhalb der Pumpe unvermeidlich ist, vergrößern sich die axialen Abmessungen. Die Pumpen-Kupplung kann jedoch in die iTC-Turbinenkupplung integriert werden, und die Druckkanäle lassen sich ebenfalls einfach anpassen.

Die Notwendigkeit für eine Pumpen-Kupplung ergab sich durch die Effizienzsteigerung bei den Verbrennungsmotoren. Bei turboaufgeladenen Motoren mit verringerter Zylinderanzahl liegt das maximale Motordrehmoment bei einer Anfahrt erst nach einer gewissen Zeit bzw. bei erst bei höheren Drehzahlen an (Turbo-Loch). Damit der Motor beim Anfahren diese Drehzahl erreichen kann, müsste der Drehmomentwandler normalerweise eine weiche Kennlinie aufweisen. Ein weiche Wandler-Kennung bietet den Vorteil, dass die Leerlaufverluste verringert werden. Allerdings wird dem Motor aber gleichzeitig eine höhere Drehzahl

ermöglicht, wenn die Überbrückungskupplung zur Drehmomentüberhöhung ausgekuppelt wird. In diesem Fall wäre eine härtere Wandler-Kennung wünschenswert.

Beides kann erreicht werden, wenn die Pumpe nicht fest mit dem Motor verbunden ist. Die Pumpen-Kupplung ermöglicht dem Motor, eine höhere Drehzahl als die Pumpe anzunehmen und dadurch schneller ein höheres Drehmoment zu liefern. Diese Funktion lässt sich am besten als variable Wandler-Kennung beschreiben. Der hydrodynamische Kreislauf wird für die härteste gewünschte Kennung ausgelegt, und durch Schlupf an der Pumpenkupplung so weich wie vom System erforderlich eingestellt.

Für die Steuerung des Multifunktions-iTC (Bild 25) sind zwei Standard-Druckkanäle und ein weiterer Kanal auf der Rückseite der Pumpen-Kupplung zur Ölwanne erforderlich. Der Druck zwischen der Turbine und der Pumpe drückt die Pumpe gegen den seitlichen Deckel und verbindet sie mit dem Motor. Der Kanal in der Mitte der Antriebswelle muss geschlossen werden, damit der Ölfluss durch die Pumpennabe austritt. Der Kupplungsschlupf, der erforderlich ist, um die Ken-

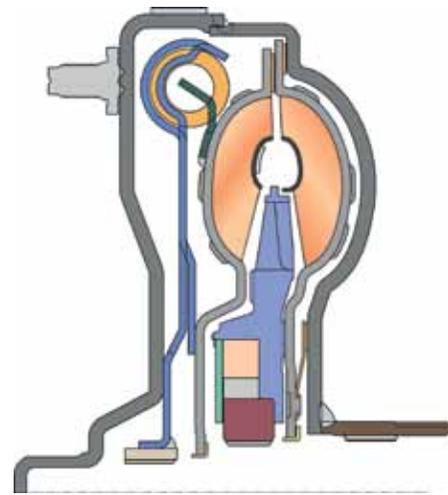


Bild 25 Multifunktions-iTC

nung des Drehmomentwandlers zu ändern, kann durch den Ölfluss kontrolliert werden, der zwischen Turbine und Pumpe besteht. Für den Motorstart und im Leerlauf wird der durch die Getriebeantriebswelle führende Kanal geöffnet, wodurch die Druckdifferenz an der Pumpe abgebaut und die Kupplung geöffnet wird. Der Motor kann daher bei Multifunktions-Drehmomentwandlern ohne den bei anderen Drehmomentwandlern typischen Widerstand starten.

Die Überbrückung wird durch einen Ölfluss durch die Antriebswelle zur Außenseite des Turbinengehäuses erreicht. Dadurch wird nicht nur die Turbine, sondern auch die Pumpe in Richtung Gehäuse gedrückt, so dass beide Kupplungen schließen. Übergänge zwischen dem Überbrückungsmodus und dem Drehmomentwandlermodus erfordern einen kontrollierten Gegendruck auf den Austrittskanal, um die geschlossene Kupplung am Rutschen zu hindern.

Zusammenfassung

Die Verwendung des Drehmomentwandlers in modernen Getrieben ist das Ergebnis einer mehr als 70 Jahre andauernden Entwicklung. Verbesserungen an Verbrennungsmotor und Automatikgetriebe haben zu einer Anpassung des Drehmomentwandlers geführt, aber auch die Entwicklung des Drehmomentwandlers selbst hat ihre Spuren an den Automatikgetrieben hinterlassen. Sanftes Starten, Drehmomenterhöhung und die Isolation von Torsionsschwingungen haben im Antriebsbereich neue Meilensteine gesetzt. Der iTC ist eine konsequente Weiterentwicklung auf diesem Weg. Durch den zusätzlichen Platz, der mit der Integration des Kolbens in die Turbine gewonnen wurde, ergeben sich größere Freiheiten bei der Antriebsstrangentwicklung.

Torsionsschwingungsdämpfer mit einem Fliehkraftpendel werden technisch eine ähnlich wichtige Rolle spielen. Diese erlauben es, den Motor bei nahezu Leerlaufdrehzahl mit geschlossener Überbrückungskupplung zu betreiben. Das Ergebnis: weniger Kraftstoffverbrauch. Das Fliehkraftpendel ist von der Ausführung des Drehmomentwandlers unabhängig. Es kann sowohl mit einem normalen Drehmomentwandler als auch mit einem iTC kombiniert werden und dadurch künftige Anforderungen an Downsizing und Downspeeding erfüllen.

Literatur

- [1] IHS Automotive Production Forecast, Aug 2013
- [2] Nauenheimer, Bertsche, Lechner: Fahrzeuggetriebe. Berlin: Springer, 2007
- [3] Thompson, E.: Fluid Coupling Rotor, US-Patent 2,357,295. 1940
- [4] Rieseler, H.: Flüssigkeitswechsel- und -wendegetriebe, deutsches Patent 435662, 1921
- [5] Foettinger, H.: Improvements, GB-Patent 190906861, 1009
- [6] Foettinger, H.: Flüssigkeitsgetriebe mit einem oder mehreren treibenden und einem oder mehreren getriebenen Turbinenrädern zur Arbeitsübertragung zwischen benachbarten Wellen, deutsches Patent 221422, 1905
- [7] Foettinger, H.: Flüssigkeitsgetriebe zur Arbeitsübertragung zwischen benachbarten Wellen mittels treibender und getriebener Räder, deutsches Patent 238804, 1905
- [8] Janssen, P.; Govindswamy, K.: Future Automatic Transmission Requirements, FEW, 2013
- [9] Autocar Handbook, 13th edition, 1935
- [10] Krause, T.; Kooy, A.; Kremer, E.: Torsional Dampers with 2nd Generation Centrifugal Pendulum Absorber for Manual and Automatic Transmissions; VDI Congress Getriebe in Fahrzeugen, 2011
- [11] Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Springer, 2005