

✓	✓			

# LuK Kupplungs-Kurs

## Einführung in die Kupplungstechnik für Personenkraftwagen

	✓	✓			
		✓	✓	✓	
					✓
	✓	✓	✓	✓	
	✓	✓			
	✓	✓	✓	✓	
	✓	✓	✓	✓	



1886

1992

2004

PKW



LuK-Aftermarket Service oHG

Paul-Ehrlich-Straße 21  
D-63225 Langen  
Telefon: +49 (0) 6103-753-0  
Telefax: +49 (0) 6103-753-295

info@LuK-AS.de  
www.LuK-AS.com

999 6001 05 1474/5.0/03.2004/ABC

## Wissen ist Macht...

...eine alte Weisheit, die in Zeiten sich wandelnder Technologien und steigender Ansprüche an Komfort und Technik einen neuen Sinn erhält. Es geht nicht mehr um die Macht über andere zu herrschen, sondern darum, Technologien und die aus ihnen resultierenden Probleme zu beherrschen.

Voraussetzungen dafür sind eine geeignete Ausbildung und laufende Information über die Veränderungen und die gesammelten Erfahrungen. Als Hersteller von Kupplungen für fast alle Fahrzeughersteller der Welt weiss LuK, daß unser Produkt seine Qualitäten nur dann voll ausspielen kann, wenn es richtig eingebaut und qualifiziert gewartet wird.


Diese Broschüre soll allen Interessierten einen Überblick über Grundlagen und Bauarten der modernen Kupplungstechnik vermitteln. Ein wichtiges Ziel ist es, deutlich zu machen, daß Kupplungen Präzisionsteile geworden sind, die sorgfältig behandelt und exakt nach den Montagevorschriften ein- und ausgebaut werden müssen.

Ergänzende Schulungsunterlagen, wie z.B. die N.i.O.-Broschüre etc. stehen auf Anfrage ebenfalls zum Erwerb zur Verfügung.

LuK-Aftermarket Service oHG

<b>Entwicklungsgeschichte der Kupplungstechnik</b>	<b>4</b>
<b>Tafel 1: Funktionsschema, Bauteile</b>	<b>9</b>
<b>Tafel 2: Kupplungsscheibe – Bauteile, Torsionsdämpfung und Belagfederung</b>	<b>12</b>
<b>Tafel 3: Kupplungsscheibe – Bauarten, Torsionsdämpfungsdiagramme</b>	<b>14</b>
<b>Tafel 15: Kupplungsscheibe – Bauarten, Torsionsdämpfungsdiagramme</b>	<b>16</b>
<b>Tafel 4: Kupplungsdruckplatte – Bauarten und Kennlinien</b>	<b>18</b>
<b>Tafel 5: Kupplungsdruckplatte – Bauarten mit Einbauschema</b>	<b>20</b>
<b>Tafel 13: SAC-Kupplungsdruckplatte – Bauarten und Kennlinien</b>	<b>22</b>
<b>Tafel 11: Zweimassenschwungrad (ZMS) – Aufbau und Funktion</b>	<b>24</b>
<b>Tafel 12: Damped Flywheel Clutch (DFC) – Kompakt-ZMS</b>	<b>26</b>
<b>Tafel 14: Elektronisches Kupplungs-Management (EKM)</b>	<b>28</b>
<b>Tafel 16: Hydraulische Kupplungsausrücksysteme</b>	<b>30</b>
<b>Tafel 17: CVT Funktionen und Komponenten</b>	<b>32</b>

  
Siegfried Kronmüller  
Geschäftsführer

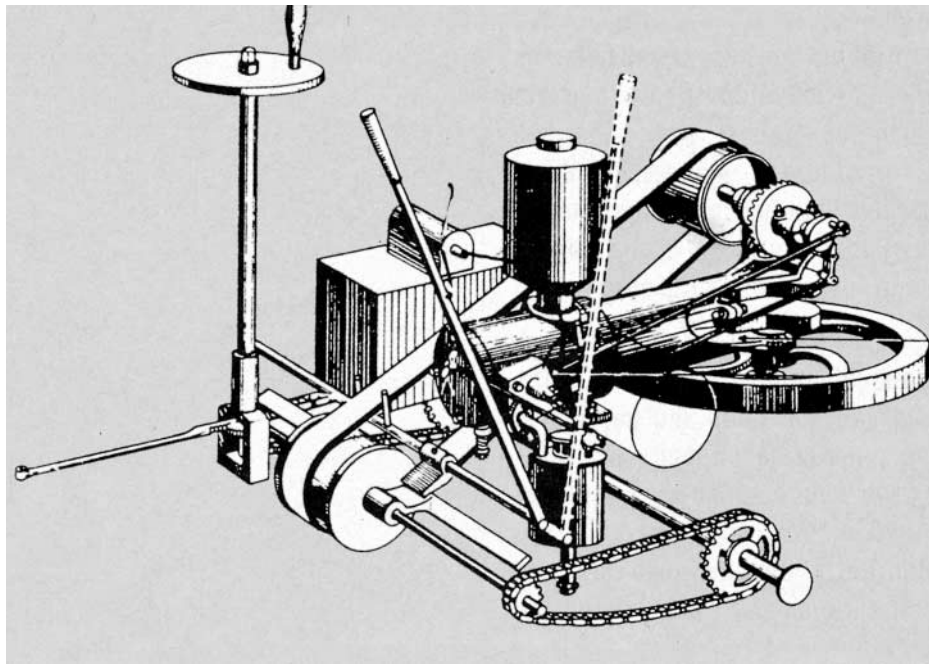
  
Thomas Petri  
Leiter Produktmanagement

# Entwicklungsgeschichte der Kupplungstechnik

Fast alle Bauteile haben in der über hundertjährigen Geschichte des Automobils eine enorme technische Entwicklung erfahren. Zuverlässigkeit, Produktionskosten und Wartungsfreundlichkeit sowie neuerdings Umweltverträglichkeit waren und sind dabei Faktoren, die die Fahrzeugkonstrukteure zu immer neuen und besseren Lösungen kommen ließen. Die Grundkonstruktionen waren in den meisten Fällen schon seit den Anfängen bekannt, jedoch erst neue Materialien und Bearbeitungsverfahren ließen deren Realisierung zu.

Es dauerte bis zum Ende des ersten Jahrzehnts unseres Jahrhunderts, daß sich der Verbrennungsmotor unter den konkurrierenden Antriebskonzepten für Fahrzeuge gegenüber Dampf- und Elektroantrieben endgültig auf breiter Front durchsetzte. 1902 konnte ein Fahrzeug mit Ottomotor erstmalig den absoluten Geschwindigkeitsrekord an sich reißen: Bis dahin hatten Elektro- und Dampffahrzeuge dominiert, und auch noch während des ersten Jahrzehnts stritten sich die Verfechter der drei Antriebskonzeptionen um den absoluten Geschwindigkeitsrekord. Dampf- und Elektroantriebe hatten gegenüber den Motorwagen für flüssige Brennstoffe – wie sie damals noch hießen – einen entscheidenden Vorteil: Durch den fast idealen Drehmomentverlauf benötigten sie weder Kupplung noch Getriebe und waren dadurch weitaus einfacher zu bedienen, weniger stör anfällig und wartungsfreundlicher. Da der Verbrennungsmotor Leistung nur über Drehzahl abgibt, muß er folglich über eine Trennmöglichkeit zwischen Motor und Getriebe verfügen. Das drehzahlabhängige Antriebsprinzip des Ottomotors kommt nicht ohne mechanische Hilfe beim Anfahren aus, um den Nachteil, erst ab einer bestimmten Drehzahl genügend Leistung und damit Drehmoment abzugeben, auszugleichen. Neben dieser Funktion als Anfahrkupplung ist aber jene der Trennkupplung genauso wichtig, um während der Fahrt ohne Last schalten zu können. Aufgrund der Komplexität der dabei zu lösenden Probleme besaßen in den Anfängen des Automobilbaus viele, vor allem kleinere Fahrzeuge, keine Anfahrkupplung. Der Motorwagen mußte angeschoben werden.

Das Funktionsprinzip der ersten Kupplungen stammte aus den Maschinenhallen der aufstrebenden Industrie. Genau wie die dort verwendeten Transmissionsriemen setzte man auch bei den Motorwagen lederne Flachriemen ein. Durch Spannen des Riemens über eine Spannrolle übertrug er die Antriebsleistung der Motor-Riemenscheibe auf die Antriebsräder, durch Lockern rutschte er durch, es war ausgekuppelt. Da dies den Lederriemen schnell verschleißte, ging man bald dazu über, neben die Antriebsriemenscheibe eine gleich große, leerlaufende Scheibe zu installieren. Per Hebelbewegung ließ sich der Transmissionsriemen von der Los- auf die Treibscheibe umlenken. Schon der Benz-Patent-Motorwagen von 1886, mit dem Bertha Benz die erste, in die Automobil-



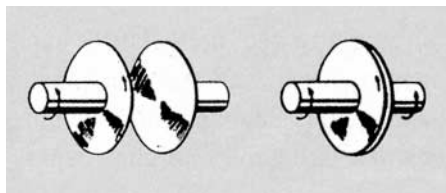
Transmissionsriemen-Kupplung beim Benz Patent-Motorwagen von 1886

geschichte eingegangene Langstreckenfahrt von Mannheim nach Pforzheim unternommen hatte, besaß diese Kupplungslösung.

Die Nachteile des Riemenantriebs einerseits, wie schlechter Wirkungsgrad, hohe Verschleißanfälligkeit und ungenügende Laufeigenschaften, speziell bei Regenwetter, sowie die Notwendigkeit von Wechselgetrieben für die allmählich steigenden Motorleistungen andererseits, ließen die Konstrukteure nach besseren Lösungen als der Transmissionskupplung suchen.

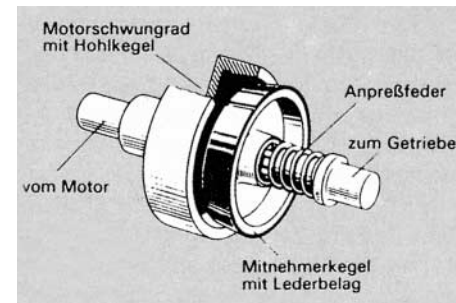
Dabei entstanden die verschiedensten Kupplungstypen und auch die Vorläufer unserer heutigen Kupplungen, die alle auf dem Grundprinzip der Reibkupplung basieren: Hierbei wird einer auf dem Kurbelwellen-Ende sitzenden Scheibe zum Einkuppeln eine zweite, stillstehende, genähert. Berühren sie sich, entsteht Reibung, und die nicht angetriebene Scheibe beginnt sich in Bewegung zu setzen.

Mit zunehmendem Anpreßdruck nimmt die antreibende Scheibe die angetriebene mit steigender Drehzahl bis zum Kraftschluß mit und beide haben nun die gleiche Umlaufgeschwindigkeit. In der Zeit zwischen getrennten und eingerückten Scheiben wird die Hauptantriebsenergie durch Gleiten der Scheiben aufeinander in Wärme umgesetzt.



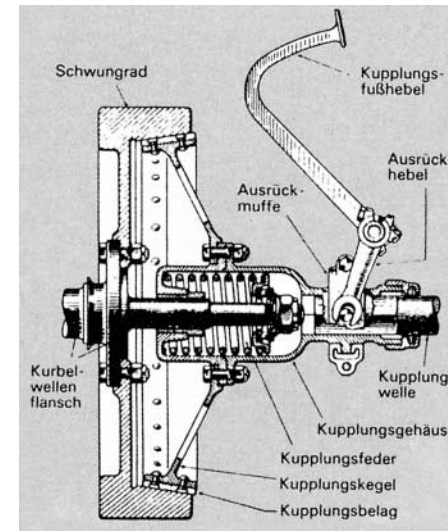
Grundprinzip der Reibkupplung: Auf die antreibende wird die angetriebene Scheibe bis zum Kraftschluß gepreßt.

Eine solche Ausführung erfüllt die beiden Hauptforderungen – allmähliches und weiches Einrücken – um den Motor beim Anfahren nicht abzuwürgen und Stöße auf Motor und Kraftübertragung zu vermeiden, sowie verlustfreie Kraftübertragung bei eingerückter Kupplung.



Aufbau der bis in die zwanziger Jahre dominierenden Konus- oder Kegel-Reibkupplung.

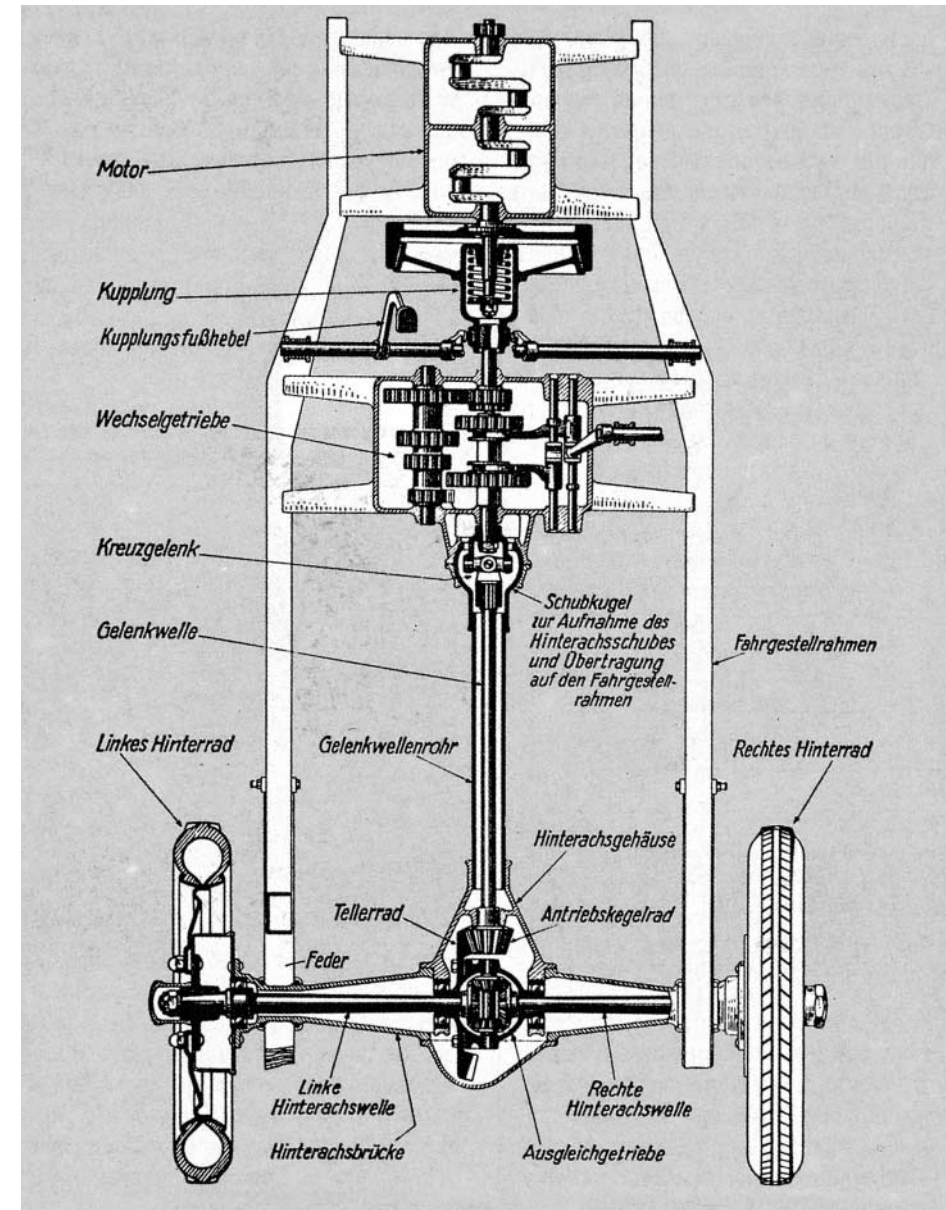
Die Grundform dieses Bauprinzips besaß bereits 1889 der Stahlradwagen von Daimler, der eine Konus- bzw. Kegel-Reibkupplung besaß. In das konisch ausgedrehte Schwungrad greift hierbei ein auf der antreibenden Motorwelle frei beweglicher Reibkegel ein, der durch das Kupplungsgehäuse mit der Kupplungswelle fest verbunden ist. Durch eine Feder wird der Kegel in das Schwungradscheiben-Gegenstück gedrückt und kann durch Druck auf den Fußhebel über die freilaufende Ausrückmuffe gegen den Federdruck zurückgezogen werden womit der Kraftfluß unterbrochen wird. Als Reibbelag auf der Kegelfläche dienten zunächst Kamelhaarriemen, die aber bald von Lederriemen abgelöst wurden. Zum Schutz gegen Feuchtigkeit, Fett und Öl wurden letztere mit Rizinusöl getränkt.



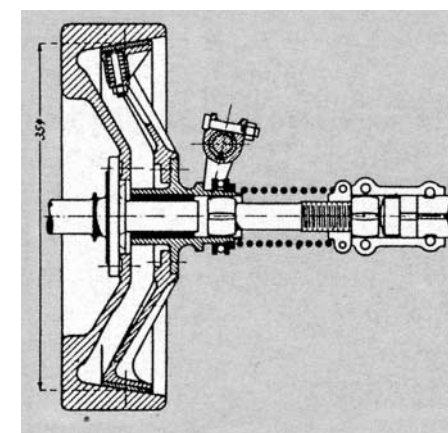
Längsschnitt durch eine Kegelkupplung mit den typischen Bauteilen: Kupplungskegel und entsprechend ausgedrehtes Schwungrad.

Gegenüber den Vorteilen, selbstnachstellend zu sein und die Achs- bzw. Getriebewelle nicht zu belasten, überwogen aber die Nachteile: Zum einen verschleißt der Reibbelag schnell und eine Erneuerung war aufwendig, weshalb man zu Konstruktionen mit federnden Stiften oder Blattfedern unter dem Lederbelag überging. Zum anderen fielen Schwungradscheibe und Kupplungskegel sehr massiv aus, wodurch beim Auskuppeln aufgrund des großen Massenträgheitsmomentes des Kupplungsteils, der nach dem Ausrücken zum Stillstand kommen soll – die Getriebe waren ja noch nicht synchronisiert –, dieses zu langsam zum Stehen kam. Um diesem Manko zu begegnen, baute man etwa ab 1910 eine zusätzliche Kupplungs- bzw. Getriebepumpe an, die über einen zweiten Fußhebel – meist in Kombination mit dem Kupplungspedal und mit diesem auf einer gemeinsamen Pedalwelle laufend – bedient werden mußte. Die Bequemlichkeit vieler Chauffeurs, statt zu schalten die Kupplung schleifen zu lassen, um die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu regulieren, erhitze das Schwungrad stärker als den durch den isolierenden Lederbelag thermisch geschützten Reibkegel. Der Konus konnte nach einem Parforceritt tiefer in das durch die Erwärmung ausgedehnte Schwungrad eingreifen – und war nach dem Erkalten darin festgeklammert.

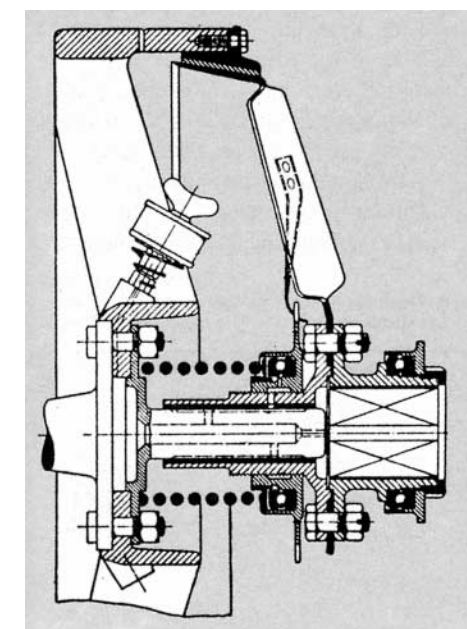
Schon nach dem ersten Weltkrieg setzten sich daher immer stärker metallische Reibbeläge durch. Zuvor aber hatte man mit anderen Lösungen experimentiert. So verbaute die Neue Automobil-Gesellschaft eine Kupplung, die einen aus Blech gestanzten und zur Kühlung mit ventilatorartigen Flügeln versehenen Kegel mit Kamelhaar-Belag hatte, der in einen in das Schwungrad eingeschraubten, zweiteiligen Ring mit Lederbelag eingriff. Durch die Zweiteilung konnte der Ring problemlos demontiert werden, was die Wartung vereinfachte und die Zahl der Kupplungsklemmer reduzierte.



Aufsicht auf ein Fahrgestell mit Kegelkupplung. Die Kupplungsbetätigung erfolgt über den Fußhebel, der über einen Ausrückhebel den Mitnehmerkegel gegen die Anpreßfeder zurückzieht und damit auskuppelt.



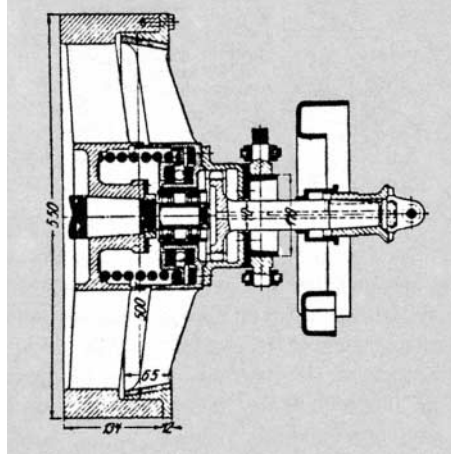
Kegelkupplung mit federndem Lederbelag.



NAG-Kupplung mit zweiteiligem Hohlkegel-Ring, der die Wartung sehr erleichterte.

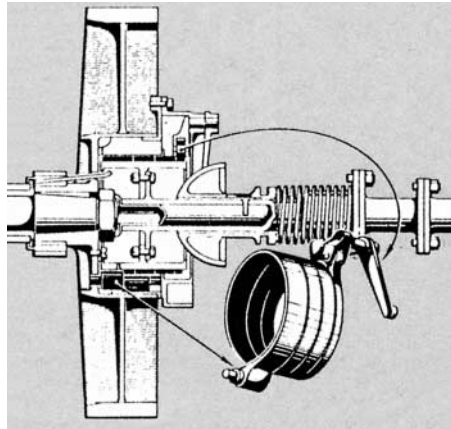
Von der Daimler-Motoren-Gesellschaft stammte eine offene Reibkupplung mit blankem Aluminiumkegel. Zum weichen Einrücken mußte in regelmäßigen Intervallen Öl auf die Reibflächen tropfen.

# Entwicklungsgeschichte der Kupplungstechnik



Konuskupplung der Daimler-Motoren-Gesellschaft mit Aluminiumkegel.

Konuskupplungen hielten sich auf breiter Front wegen ihrer Einfachheit bis in die zwanziger Jahre. Metallische Kupplungen mit zylindrischen Reibflächen konnten sich wegen ihrer schlechten Dosierbarkeit nicht durchsetzen. Einzig die von Daimler in den Mercedes-Wagen etwa seit der Jahrhundertwende eingebaute Federband-Kupplung, eine Abart der zylindrischen Kupplungsform, konnte sich durch ihre genial einfache Konstruktionslösung bis etwa zum Ersten Weltkrieg behaupten.

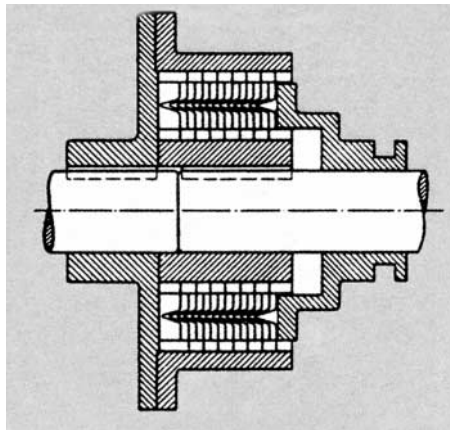


Daimler-Federbandkupplung, die wegen ihres genial einfachen Konstruktionsprinzips bis zum Ersten Weltkrieg gebaut wurde.

Bei der Federband-Kupplung saß in einer Aussparung der Schwungscheibe ein starkes, spiralförmiges Federband, in dem der trommelförmige Ansatz der Übertragungswelle lief. Das eine Ende der Spiralfeder war mit der Schwungscheibe verbunden, das andere war am Deckel des Federgehäuses befestigt. Die Betätigung des Kupplungsfußhebels spannte das Federband, und es schlang sich (selbstverstärkend) immer fester um die Trommel, die Getriebewelle wurde mitgenommen – es wurde eingekuppelt. Das Anspannen der Feder bedurfte nur geringer Kräfte und bewirkte ein weiches Einkuppeln.

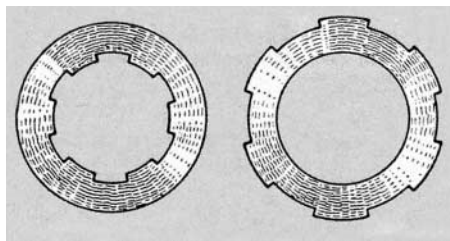
Etwa zur gleichen Zeit als die Daimler-Motoren-Gesellschaft ihre Federband-Kupplung entwickelte, experimentierte der englische

Professor Hele-Shaw bereits mit einer Lamellen- oder Mehrscheiben-Kupplung, die vom Prinzip her als Vorläufer der heute gebräuchlichen Einscheiben-Trockenkupplung gelten kann. Lamellenkupplungen, die oft auch nach dem ersten Großserienproduzenten ‚Westonsche Kupplungen‘ genannt wurden, besaßen gegenüber der Kegel-Reibkupplung entscheidende Vorteile: weitaus größere Reibflächen bei geringem Platzbedarf und kontinuierliches Eingreifen.



Der englische Professor Hele-Shaw war der erste, der mit Lamellen- oder Mehrscheibenkupplungen experimentierte.

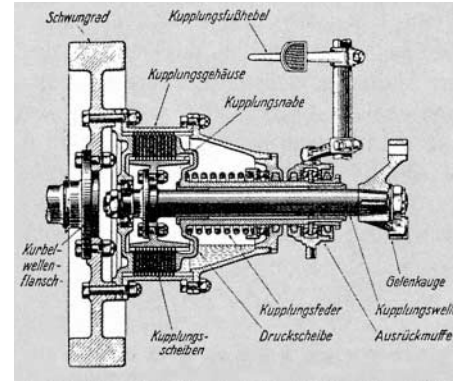
Bei der Mehrscheibenkupplung ist mit der Schwungscheibe ein trommelförmiges Gehäuse verbunden, das innen mit Nuten versehen ist, in die am Außenrand entsprechend eingeschnittene Scheiben eingesetzt werden, wodurch diese sich mit der Kurbelwelle bzw. dem Schwungrad drehen, gleichzeitig aber in Längsrichtung verschoben werden können. Eine identische Anzahl von Scheiben ist entsprechend mit Innenaussparung auf einer mit der Kupplungswelle verbundenen Nabe zentriert. Diese können sich in der Längsrichtung der Kupplungswelle auf der Nabe verschieben. Bei der Montage werden abwechselnd innere und äußere Kupplungsscheiben zu einem Lamellenpaket zusammengefaßt, so daß immer eine antreibende und eine angetriebene Scheibe hintereinander kommen. Die so gebildeten Plattenpaare, bei denen sich in den Anfängen je eine Bronze- gegen eine Stahlscheibe drehten, wurden durch eine Druckscheibe per Kupplungsfeder zusammengepreßt. Kontinuierlich griffen so alle Kupplungslamellen ein.



Plattenpaar einer Lamellenkupplung: links die innere, rechts die äußere Kupplungsscheibe.

mengengepreßt. Kontinuierlich griffen so alle Kupplungslamellen ein.

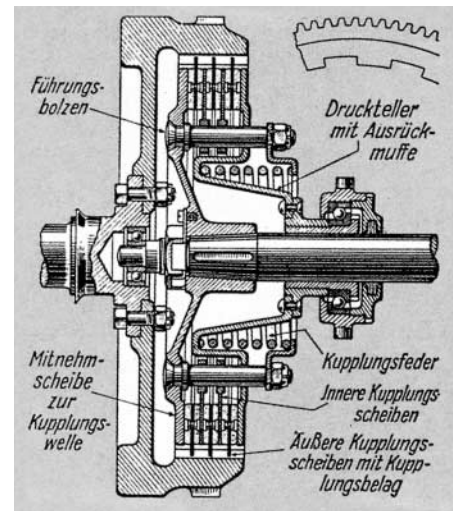
Durch diese allmähliche Vergrößerung der Reibleistung griff die Lamellenkupplung sehr sanft. Beim Nachlassen des Federdrucks entkuppelten sich die Scheiben wieder, z.T. von aus der Scheibenebene herausgebogenen federnden Streifen unterstützt. Durch unterschiedliche Anzahl der Scheibenpaare konnte so ein Kupplungs-Grundtyp an jede Motorleistung angepaßt werden.



Mehrscheibenkupplung im Ölbad.

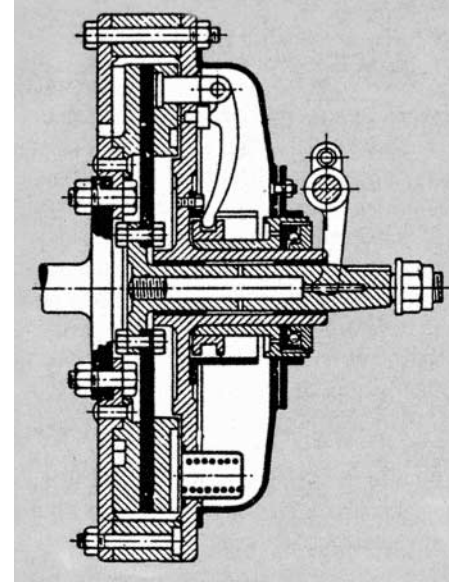
Mehrscheibenkupplungen arbeiteten sowohl im Öl- oder Petroleumbad als auch trocken, wobei aber meist spezielle, aufgenietete Reibbeläge zur Anwendung kamen.

Als größtes Manko der Lamellenkupplung muß die Schleppwirkung vor allem im Ölbad gelten, wodurch eine nur unzureichende Leistungsunterbrechung erfolgte, die das Schalten erschwerte.



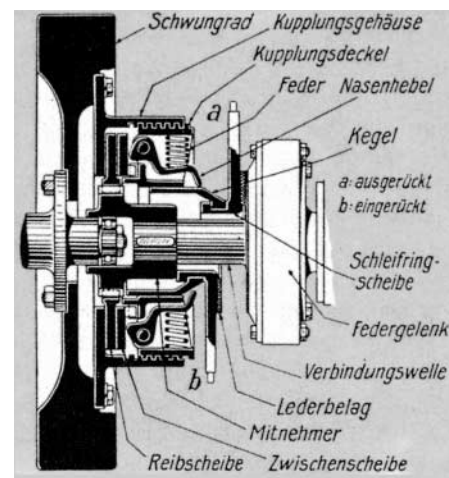
Mehrscheiben-Trockenkupplung mit aufgenietetem Belag.

Bereits 1904 hatten De Dion & Bouton das Prinzip der Einscheibenkupplung vorgestellt, die sich aber wegen zunächst mangelhafter Werkstoffe erst in den USA im großen Auto-boom der zwanziger Jahre durchsetzen konnte – nicht zuletzt auf Drängen der Zulieferindustrie, die ab Ende der zwanziger Jahre Lizenzen an die europäischen Hersteller vergab. Die Einscheibenkupplung verdrängte innerhalb weniger Jahre Konus- und Lamellenkupplung. Während De Dion & Bouton bei ihrer Scheibenkupplung die Reibflächen noch mit Graphit schmierten, kam der große Fortschritt dieser Kupplungstechnologie durch Ferodo-Asbest-



De Dion & Bouton hatten als erste erkannt, daß der Einscheibenkupplung die Zukunft gehören würde.

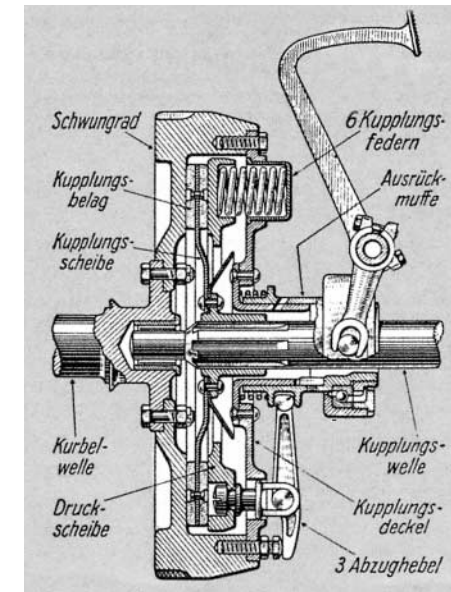
Beläge, die ab etwa 1920 bis zu ihrer heutigen Ablösung durch asbestfreie Reibbeläge eingesetzt wurden. Die Vorteile der Einscheiben-Trockenkupplung waren unverkennbar: Durch die geringe Masse der Mitnehmerscheibe kam diese beim Ausrücken schneller zum Stillstand, wodurch das Schalten sehr erleichtert wurde – Getriebepremse ade.



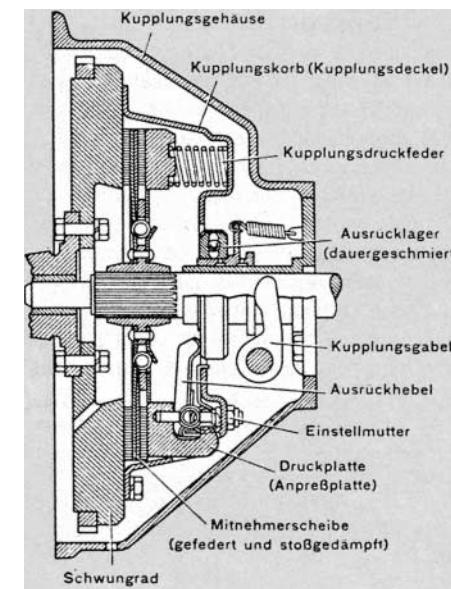
Erste Konstruktionsart der Schraubenfeder-Kupplung mit senkrecht zur Mittelachse angeordneten Kupplungsfedern.

Die erste Konstruktionsart der Einscheiben-Trockenkupplung war noch relativ aufwendig. Auf die Schwungscheibe wurde das Kupplungsgehäuse geflanscht, in das der Kupplungsdeckel geschraubt wurde. Dieser Deckel nahm über Federn nach innen gedrückte Nasenhebel auf, die von einer Zwischenscheibe über die Reibscheibe den Druck und damit den Kraftschluß vom Schwungrad übertrugen. Die Reibscheibe war über einen Mitnehmer mit der Verbindungs- bzw. Getriebewelle verbunden. Ein- und Ausrücken der Kupplung erfolgte über eine Schleifring-scheibe, die einen Kegel vor- und zurückbewegte. Die Kegelflanken betätigten dabei die unter Federdruck stehenden Nasenhebel,

über die die Zwischenscheibe be- und entlastet, d.h. ein- und ausgerückt wurde. Da sich der Kegel um die ruhende Schleifringscheibe drehte, mußte regelmäßig abgeschmiert werden.



In dieser Form, mit parallel zur Mittelachse angeordneten Kupplungsfedern, dominierte die Schraubenfeder-Kupplung bis in die sechziger Jahre.



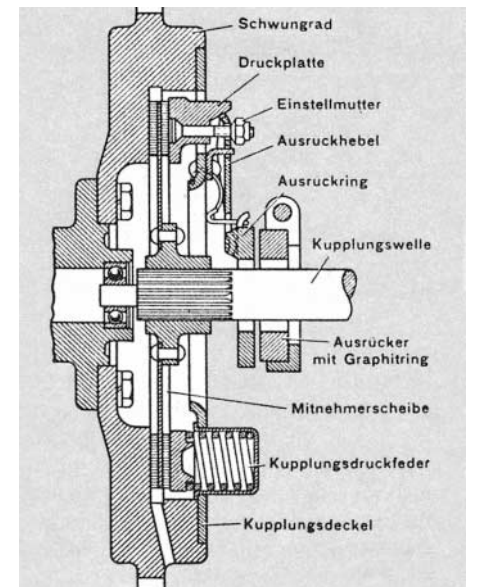
In England und USA war der Borg & Beck-Typ mit im Kupplungskorb liegenden Federn am verbreitetsten, ...

Durchsetzen konnte sich aber die Schraubenfeder-Kupplung, bei der der Anpreßdruck von Schraubenfedern erzeugt wurde. Zunächst experimentierte man mit einer zentral angeordneten Feder, aber erst die Konstruktionslösung mit mehreren kleineren, am Außenrand des Kupplungsgehäuses verteilten Schrauben- oder Kupplungsfedern, ging in Großserie.

Über eine frei auf der Kupplungswelle verschiebbare Ausrückmuffe konnten über Hebel die Schraubenfedern zusammengedrückt und damit die Anpreßplatte entlastet werden, womit ausgekuppelt wurde.

Durch unterschiedliche Federbestückung war die Anpreßkraft variabel, besaß aber den entscheidenden Nachteil, daß die Schraubenfedern, die ja außen an der Druckplatte saßen, mit zunehmender Drehzahl von der Fliehkraft immer stärker nach außen gegen die Federköpfe gedrückt wurden, womit sich die Druckcharakteristik durch die zwischen Feder und Topf entstehende Reibung änderte. Mit zunehmender Drehzahl wurde die Kupplung immer schwergängiger. Hinzu kam, daß die Lagerung der Ausrückhebel, die immer unter Belastung standen, verschleißanfällig war und die Federköpfe besonders bei hochtourigem Schalten schnell durchscheuern konnten.

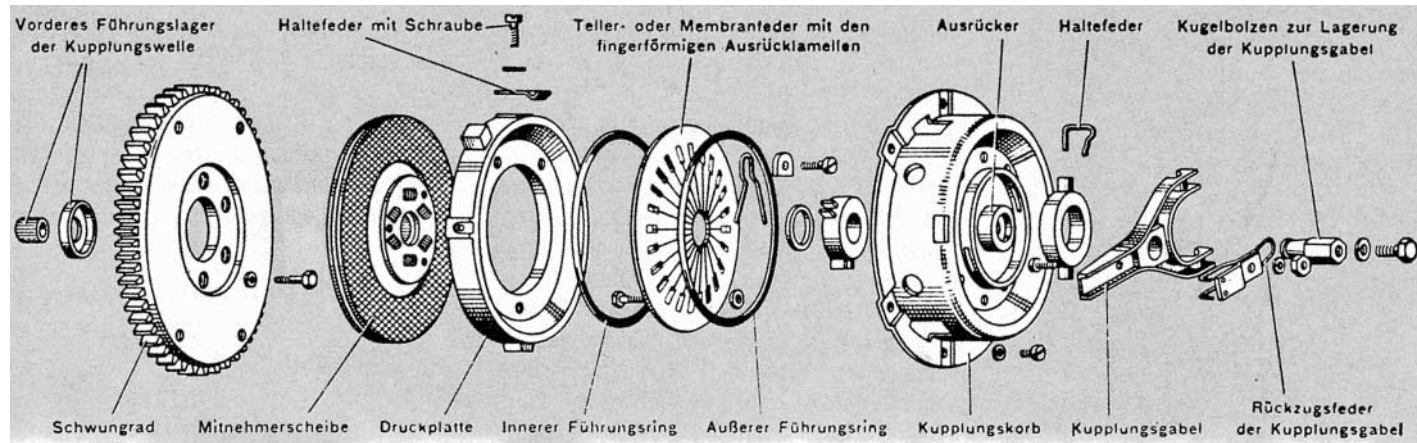
Um diese prinzipbedingten Nachteile auszuschalten, wurde die Tellerfeder-Kupplung entwickelt, die in den ‚Forschungslabors‘ von General Motors 1936 das Licht der Welt erblickte und Ende der dreißiger Jahre in den USA Eingang in die Serienfertigung fand. In Europa wurde sie nach dem Zweiten Weltkrieg vor allem durch die amerikanischen GMC-Militärtrucks bekannt und ab Mitte der fünf-



...während sich in Kontinental-Europa die Konstruktionsart mit außenliegenden, über dem Kupplungsdeckel angeordneten Federn durchsetzte.

ziger Jahre fand sie, zunächst nur vereinzelt, Verwendung auch bei europäischen Herstellern. Porsche 356, Goggomobil, BMW 700 und DKW Munga waren die ersten Fahrzeuge deutscher Provenienz, die damit ausgerüstet wurden. Im Opel Rekord ging sie 1965 erstmals in Großserie.

Da die Teller- oder Membranfeder-Kupplung rotationssymmetrisch und damit drehzahlunempfindlich ist, schlug ihre große Stunde in den sechziger Jahren, als auf breiter Front hochdrehende Motoren mit oberliegender Nockenwelle (Glas, BMW, Alfa-Romeo) die Stoßstangen-Konstruktionen zu verdrängen begannen. Bis Ende der sechziger Jahre gingen fast alle Hersteller zum Einbau von Tellerfeder-Kupplungen über. Hierbei war es maßgeblicher Verdienst von LuK, daß die Tellerfeder-Kupplung großserienreif wurde.



Bei der von Chevrolet entwickelten, auch Chevrolet- oder Inland-Kupplung genannten Lamellenkupplung, wurden die Druckfedern durch eine Tellerfeder ersetzt.

Der Ersatz des kompletten Hebel-Schraubenfeder-Systems durch eine Tellerfeder, die beide Funktionen übernimmt, brachte viele Vorteile. Einfacher mechanischer Aufbau, konstante Anpreßkraft, geringer Platzbedarf bei hohem Anpreßdruck (wesentlich bei quer eingebauten Motoren) und Drehzahlfestigkeit führten dazu, daß sie heute fast ausschließlich verwendet wird und zunehmend auch in Nutzfahrzeugen – noch lange eine Domäne der Schraubenfeder-Kupplung – zum Einbau gelangt.

Parallel zu dieser Entwicklung wurde auch die Kupplungsscheibe optimiert. Die ständig wechselnde Drehzahl und schwankendes Drehmoment eines Verbrennungsmotors erzeugen Schwingungen, die von Kurbelwelle, Kupplung und Getriebeeingangswelle auf das Getriebe übertragen werden. Geräusentwicklung und hoher Zahnflankenverschleiß sind die Folge. Verringerte Schwungmasse und Leichtbau bei modernen Fahrzeugen verstärken diesen Effekt, weshalb man Kupplungsscheiben mit Torsionsdämpfern und Belagfederung ausstattete.

Während Kuppeln lange Zeit kräftige Waden erforderte, da die Fußkraft über Gestänge und Wellen übertragen wurde, erhöhten seit den dreißiger Jahren Seilzüge und seit den Fünfzigern hydraulische Betätigungen den Komfort.

Der Bedienungs-freundlichkeit sollten auch alle Versuche dienen, den Kupplungsvorgang zu automatisieren: 1918 kamen von Wolseley die ersten Ideen einer elektromagnetischen Kupplung. Anfang der dreißiger Jahre baute die französische Firma Cotal ihr Vorwahlgetriebe mit elektromagnetischer Kupplung, das in einigen Luxusautomobilen auftauchte.

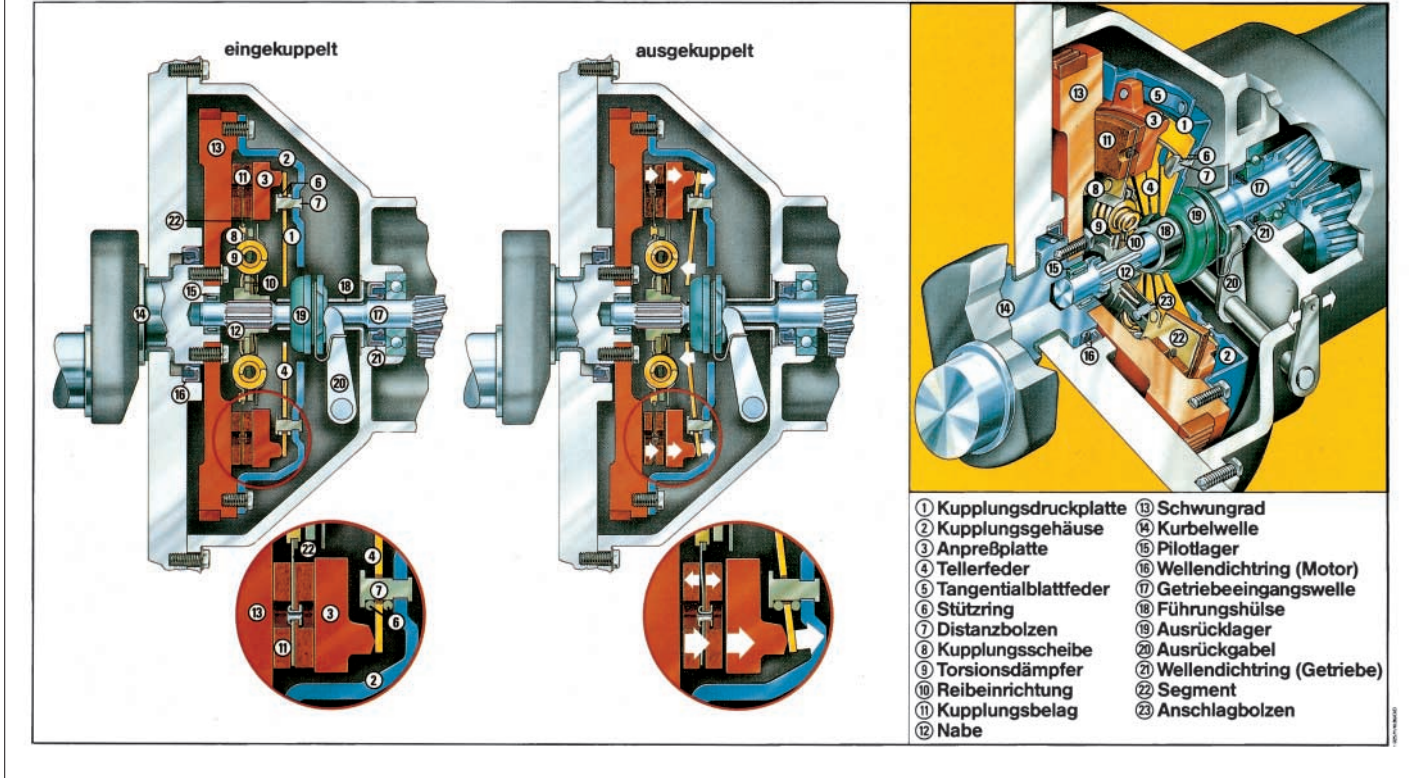
Am bekanntesten wurden Fliehkraft-Kupplungen, die ihren Anpreßdruck drehzahlabhängig durch die Zentrifugalkraft regeln, und automatische Kupplungen wie Saxomat (Fichtel & Sachs), LuKomat (LuK), Manumatik (Borg & Beck) und Ferlec (Ferodo).

Keine davon konnte sich durchsetzen; die Konkurrenz der manuellen und automatischen Getriebe mit Drehmomentwandler war zu groß.

Mit freundlicher Genehmigung der Zeitschrift 'MARKT' für klassische Automobile und Motorräder.

## LuK-Kupplungs-Kurs Funktionsschema, Bauteile

## Tafel 1



Verbrennungsmotoren geben nur in einem bestimmten Drehzahlbereich nutzbare Leistung ab. Um diesen Drehzahlbereich für verschiedene Fahrzustände nutzen zu können, benötigen Kraftfahrzeuge ein Schaltgetriebe. Es wird heute in der Regel durch „Einscheiben-Trockenkupplungen“ mit dem Motor verbunden. Nur in Ausnahmefällen werden in Sportwagen oder Schwerst-Lastkraftwagen auch trockenlaufende Zweischeibenkupplungen eingesetzt. Im Gegensatz zu „trocken“, also im Medium Luft arbeitende Kupplungen, arbeiten naßlaufende Kupplungen im Ölbad oder im Ölnebel. Sie werden hauptsächlich verwendet als Lamellenkupplungen in automatischen Getrieben, in Baumaschinen, Sonderfahrzeugen und überwiegend in Motorrädern.

Tellerfederkupplungen, wie in Tafel 1 dargestellt, werden zunehmend auch in Nutzfahrzeugen eingesetzt. Ihre Vorteile gegenüber früher üblichen Kupplungen sind:

- geringere Bauhöhe
- Drehzahlfestigkeit
- geringe Ausrückkräfte
- längere Lebensdauer

Die rechte Grafik, die eine Kupplung in typischer Einbausituation zeigt, verdeutlicht die prinzipielle Funktion als Binde- bzw. Trennglied zwischen Motor und Getriebe.

Neben der Hauptfunktion des Verbindens bzw. Trennens der Kurbelwelle (14) und der Getriebeeingangswelle (17), hat eine moderne Kupplung eine Reihe weiterer wichtiger Aufgaben.

- Sie soll:
- ein weiches und ruckfreies Anfahren ermöglichen
  - ein schnelles Schalten des Getriebes gewährleisten
  - die Dreh-schwingungen des Motors vom Getriebe fernhalten und so Rasselgeräusche und Verschleiß vermindern
  - als Überlastschutz für den gesamten Antriebsstrang (z.B. bei Schaltfehlern) dienen
  - verschleißarm und leicht austauschbar sein.

Die Hauptbauteile eines vollständigen Kupplungsaggregates sind:

Die Kupplungsdruckplatte (1) mit den Einzelteilen Kupplungsgehäuse (2) (auch Kupplungsdeckel), Anpreßplatte (3) als kupplungsseitiger Reibpartner der Kupplungsscheibe, Tellerfeder (4) zur Erzeugung der Anpreßkraft, Tangentialblattfeder (5) als federndes, den Abhub sicherndes Verbindungselement zwischen Gehäuse und Anpreßplatte, Stützring (6) und Distanzbolzen (7), die Fixierung und Lagerung der Tellerfeder übernehmen.

Die Kupplungsscheibe (8) mit den Einzelteilen Nabe (12), Torsionsdämpfer (9) mit Reibeinrichtung (10) und Anschlagbolzen (23), Segmente zur Belagfederung und den damit vernieteten Reibbelägen (11).

Das Schwungrad (13) mit dem Pilotlager (15) (auch Kupplungsführungslager).

Die Ausrückvorrichtung mit Führungshülse (18), Ausrücklager (19) und Ausrückgabel (20).

## Die Arbeitsweise der Kupplung.

Die Funktion einer Einscheiben-Trockenkupplung mit Tellerfeder zeigen die beiden linken Grafiken. Im eingekuppelten Zustand (links) geht der von der Kurbelwelle (14) kommende Kraftfluß auf das Schwungrad (13) und die Kupplungsdruckplatte (1). Die Mitnehmerscheibe (8) leitet den Kraftfluß formschlüssig über die Nabe (12) auf die Getriebeeingangswelle (17) weiter. Die Tellerfeder preßt die axial bewegliche Anpreßplatte gegen die Mitnehmerscheibe und das Schwungrad. Die Verbindung Motor-Getriebe ist damit hergestellt.

Soll der Kraftfluß unterbrochen werden, wird durch Treten des Kupplungspedals über den Ausrückmechanismus (Gestänge, Zug, Hydraulik) die Ausrückgabel und das mit ihr verbundene Ausrücklager in Richtung Kupplung auf die Tellerfeder Spitzen gedrückt. Die Spitzen haben die Funktion eines Hebels. Bei weiterem Durchdrücken erfolgt über die Tellerfederlagerung eine Richtungsumkehr, die Anpreßplatte (3) wird entlastet und über die Blattfedern (5) von der Kupplungsscheibe (8) abgehoben. Die Kupplungsscheibe kann sich frei drehen – Motor und Getriebe sind getrennt.

Die Belagfederung (22) ist im Kreisabschnitt zur Darstellung der Kupplung in ausgekuppeltem Zustand (Tafelmitte) deutlich zu erkennen (vereinfachte Darstellung). Sie sorgt durch einen gleichmäßigen Druckaufbau für ein weiches Eingreifen der Kupplung.

Funktionell zwar nicht notwendig, für den praktischen Einsatz aber von großer Bedeutung, ist der Torsionsdämpfer (9) in der Kupplungsscheibe. Er glättet durch eine motorspezifisch abgestimmte Kombination von Feder- und Reibelementen die ungleichförmigen Drehungen der Kurbelwelle und vermindert so Rasselgeräusche, Dröhnen und vorzeitigen Verschleiß im Getriebe (auf den Torsionsdämpfer wird ausführlich in den Tafeln 2 und 3 eingegangen).

Das Pilotlager (15) dient der einwandfreien Führung bzw. Lagerung der Getriebeeingangswelle (17).

Die Führungshülse (18) führt das Ausrücklager (19) mittig auf die Kupplung.

Die Wellendichtungen an Motor (16) und Getriebe (21) sollen die Kupplungsglocke ölfrei halten. Schon geringste Mengen Fett oder Öl auf den Kupplungsbelägen verschlechtert den Reibwert beträchtlich.

Das übertragbare Drehmoment einer Einscheibenkupplung errechnet sich:

$$M_d = r_m \times n \times \mu \times F_a$$

Dabei bedeuten:

$r_m$  = mittlerer Reibradius

$n$  = Anzahl der Beläge

$\mu$  = Reibwert der Beläge

$F_a$  = Anpreßkraft

$M_d$  = übertragbares Drehmoment

Ein Beispiel:

Innendurchmesser des Belages  $d_i$  134 mm

Außendurchmesser des Belages  $d_a$  190 mm

Anpreßkraft  $F_a$  3.500 N

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} = \frac{134 \text{ mm} + 190 \text{ mm}}{2} = 162 \text{ mm mittl. Reibdurchmesser}$$

$$r_m = \frac{d_m}{2} = \frac{162 \text{ mm}}{2} = 81 \text{ mm} = 81 \times 10^{-3} \text{ m mittl. Reibradius}$$

Reibwert  $\mu$

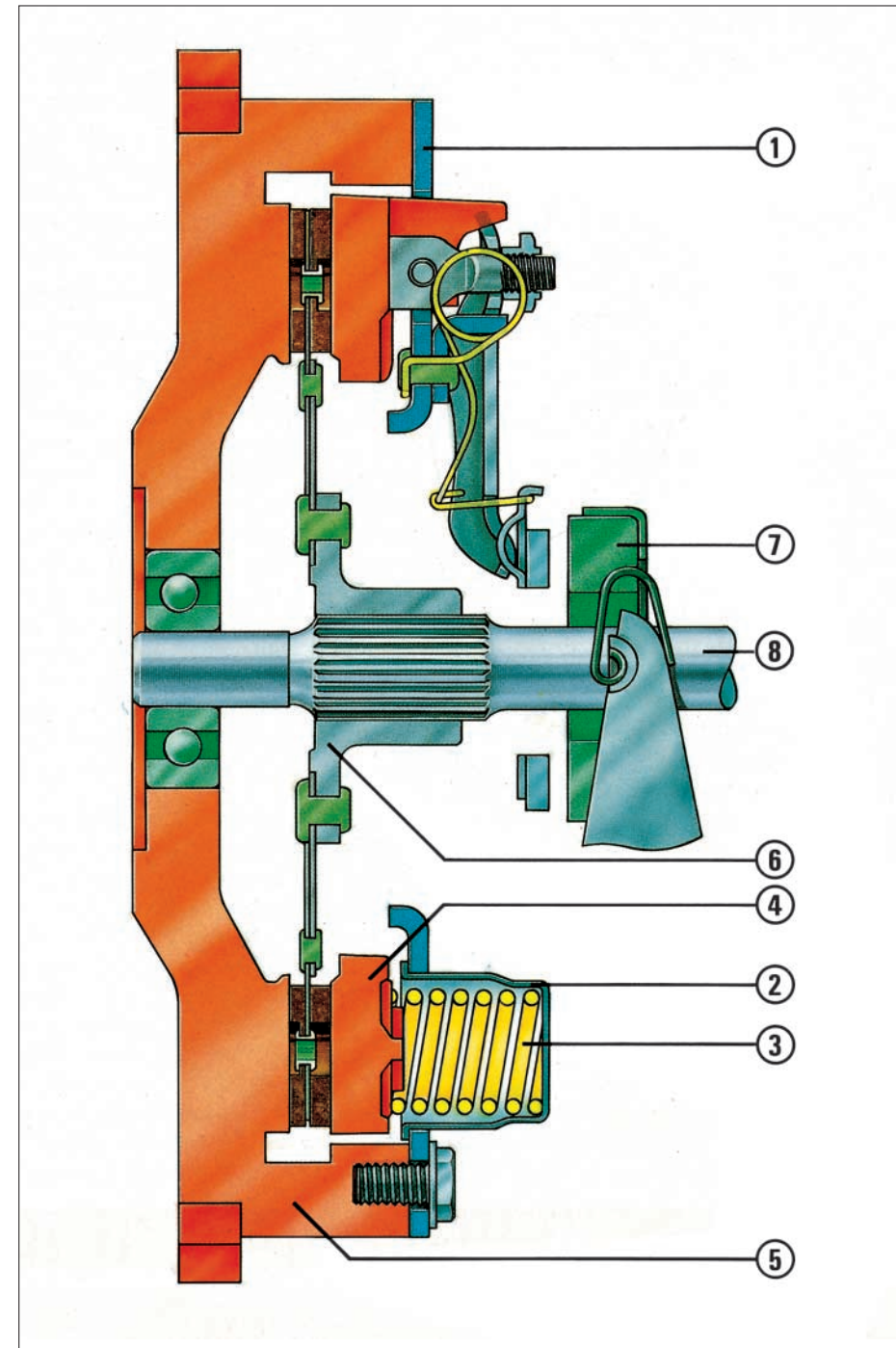
0,27-0,32 (bei organischen Belägen)

0,36-0,40 (bei anorganischen Belägen)

$M_d$  ( $81 \times 10^{-3} \text{ m}$ )  $\times 2 \times 0,27 \times 3.500 \text{ N}$ .

$M_d$ : = 153 Nm

Das übertragbare Moment einer Kupplung muß immer höher als das maximale Motordrehmoment sein.



## Schraubenfederkupplung

Der Vollständigkeit halber sei an dieser Stelle eine Bauart der Schraubenfederkupplung dargestellt. Im Kupplungsgehäuse (1) eingelassen sind Blechtöpfe (2), die die Schraubenfedern (3) aufnehmen. Diese Federn pressen die Anpreßplatte (4) in Richtung Schwungrad (5) und klemmen so die Kupplungsscheibe (6) ein. Das Drehmoment kann also über Schwungrad (5), Kupplungsgehäuse (1) und Anpreßplatte (4) auf die axial verschiebbare Kupplungsscheibe (6) übertragen werden, die sich auf der Getriebeeingangswelle (8) befindet.

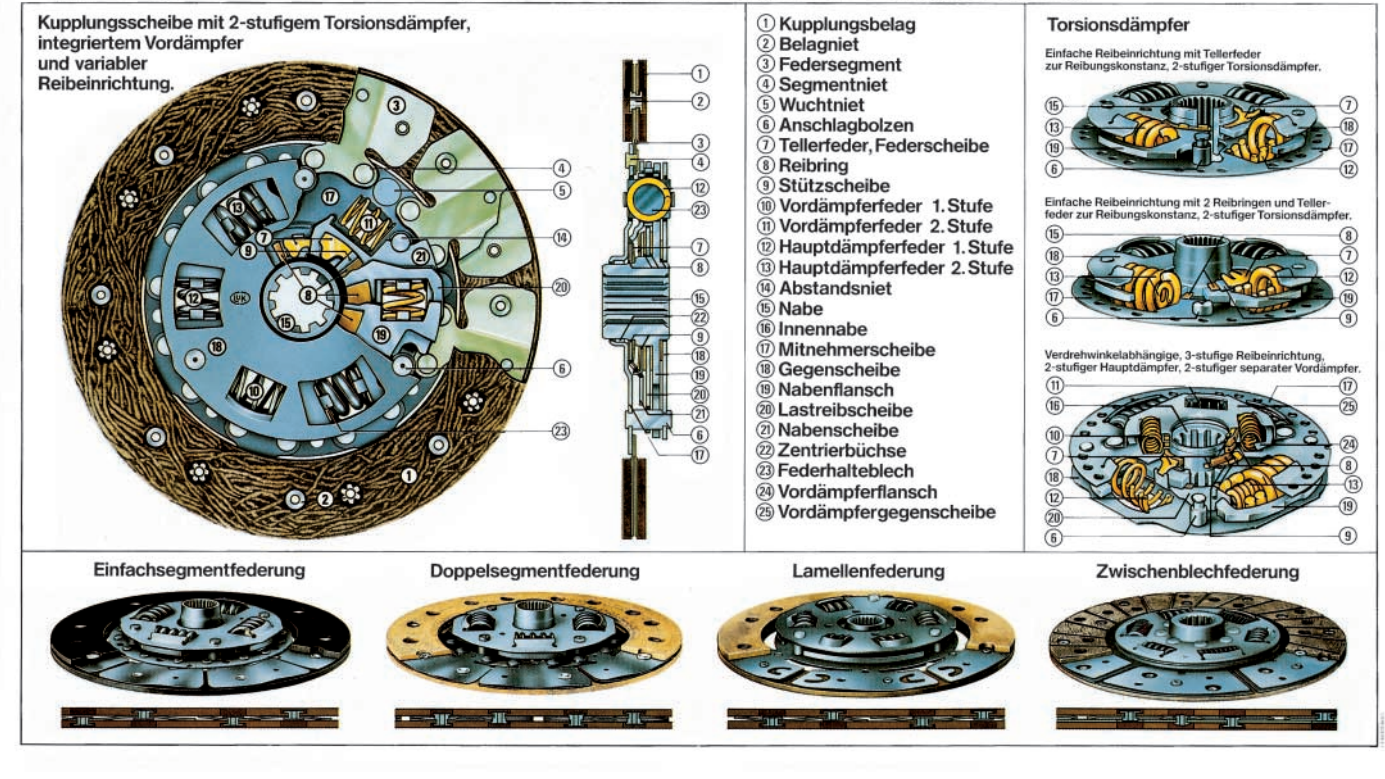
Während bei der Tellerfederkupplung Druckelement und Hebel ein Teil sind, benötigt die Schraubenfederkupplung sowohl Ausrückhebel als auch Druckelemente. Die Anpreßplatte wird über den gesamten Abhub gegen den zunehmenden Federdruck bewegt. Dies ist die Ursache für eine vergleichsweise höhere Betätigungskraft bei einer Schraubenfederkupplung, bei gleicher Anpreßkraft.

Weitere Nachteile sind verhältnismäßig geringe Drehzahlfestigkeit sowie größere Bauhöhe der Schraubenfederkupplung.

## LuK-Kupplungs-Kurs

## Tafel 2

### Kupplungsscheibe: Bauteile, Torsionsdämpfung und Belagfederung



Die Kupplungsscheibe ist das zentrale Verbindungselement der Kupplung. Sie bildet mit dem Motorschwungrad und der Kupplungsdruckplatte ein Reibsystem. In eingekuppeltem Zustand ist sie zwischen Schwungrad und Kupplungsdruckplatte kraftschlüssig eingepreßt. Über die Verzahnung der Nabe leitet sie das Antriebsmoment formschlüssig an die Getriebeeingangswelle weiter.

In modernen Kraftfahrzeugen verwendet man ausschließlich Kupplungsscheiben mit Torsionsdämpfer und Belagfederung. Im Automobilbau werden praktisch ausnahmslos organische Reibbeläge eingesetzt. Lediglich für Sonderfahrzeuge und Traktoren kommen auch metallkeramische Sinterbeläge zum Einsatz.

Die linke Grafik zeigt eine typische Kupplungsscheibe mit zweistufigem Torsionsdämpfer, integriertem Vordämpfer und variabler Reibeinrichtung.

Ihre Bauteile sind: Die Kupplungsbeläge (1), die mit Belagnieten (2) auf die Federsegmente (3) aufgenietet sind. Diese Federsegmente sind mit Nieten auf der Mitnehmerscheibe (17) befestigt. Die Mitnehmerscheibe (17) wird mit Hilfe der Zentrierbuchse (22) drehbar auf der Nabe zentriert.

Der Torsionsdämpfer setzt sich aus dem Vordämpfer (mit den Federn 10 und 11), dem Hauptdämpfer (mit den Federn 12 und 13) und der Reibeinrichtung (mit Reibringen 8, Reib-scheiben 20, Tellerfeder 7 und Stützscheiben 9) zusammen.

### Torsionsdämpfer

Torsionsdämpfer haben die Aufgabe, Schwingungen zwischen Motor und Getriebe zu dämpfen.

Verbrennungsmotoren geben im Gegensatz zu Elektromotoren oder Turbinen kein konstantes Drehmoment ab. Die ständig wechselnden Winkelgeschwindigkeiten der Kurbelwelle erzeugen Schwingungen, die über die Kupplung und die Getriebeeingangswelle zum Getriebe übertragen werden. Hier verursachen sie unangenehme Rasselgeräusche. Torsionsdämpfer sollen diese Schwingungen zwischen Motor und Getriebe verringern.

Immer kleiner werdende Schwungmassen und der Leichtbau moderner Fahrzeuge verstärken diese unerwünschten Effekte. So muß heute für jedes Fahrzeug eine spezielle Abstimmung vorgenommen werden, was zu einer großen Vielfalt an Dämpfern und Bauarten geführt hat. Tafel 2 zeigt daher nur einige charakteristische Bauarten.

Im rechten Teil der Schautafel sind drei Arten von Torsionsdämpfern dargestellt.

Ihre grundsätzliche Wirkungsweise ist folgende:

Die zwischen der Mitnehmerscheibe (17) und der Gegenscheibe (18) drehbar gelagerte Nabe (15) stützt sich über den Nabenflansch (19) und die Dämpferfedern (10-13) gegenüber der Mitnehmerscheibe und der Gegenscheibe federnd ab, so daß unter Last ein mehr oder weniger großer Winkelausschlag erreicht wird. Die Federung wird durch eine Reibeinrichtung (7, 8, 9, 20) gedämpft. Das übertragbare Drehmoment des Dämpfers muß stets größer sein als das Motordrehmoment, um ein Anschlagen des Nabenflansches (19) an den Anschlagbolzen (6) zu vermeiden.

Im modernen Kraftfahrzeugbau sind oft zwei- und mehrstufige Kennlinien erforderlich. Die Stufen werden durch Federn mit unterschiedlichen Federraten und unterschiedlich großen Fenstern erzeugt. Ebenso lassen sich die Reib-einrichtungen durch unterschiedliche Reibringe und Federn stark variieren. Die Kennlinien sind meist nicht symmetrisch, sondern zeigen in Zugrichtung einen steileren Verlauf mit einem höheren Anschlagmoment als in Schubrichtung (Näheres zum Thema „Bauarten und Torsionsdämpfungsdiagramme“ steht im Begleittext zu Tafel 3).

Der obere Torsionsdämpfer verfügt über eine einfache Reibeinrichtung mit Tellerfeder für eine konstante Reibung und eine zweistufige Kennlinie. Zwischen Mitnehmerscheibe (17) und Gegenscheibe (18) läuft der Nabenflansch (19), der sich über Hauptdämpferfedern der 1. Stufe (12) und der 2. Stufe (13) abstützt. Der Nabenflansch (19) kann sich bis zu 16 Grad gegen Mitnehmerscheibe (17) und Gegen-scheibe (18) verdrehen, bevor er gegen den Anschlagbolzen (6) schlägt. Hierbei werden die in den Fenstern der Mitnehmer- und Gegenscheibe liegenden Schraubenfedern, die unterschiedliche Federraten haben, gespannt. Die Reibung zur Umwandlung von Schwingungsenergie wird von einer Feder-scheibe (7) erzeugt.

Der mittlere Torsionsdämpfer ist ähnlich wie der obere aufgebaut, verfügt jedoch zusätzlich über zwei Reibringe (8). Sie können aus organischem Material oder aus Kunststoff bestehen. Organische Reibringe verfügen über hohe Reibwerte, während Kunststoffreibringe eine niedrige Reibung, dafür aber ein sehr gutes Verschleißverhalten besitzen.

Der untere Torsionsdämpfer verfügt über eine verdrehwinkelabhängige, dreistufige Reib-einrichtung, einen zweistufigen Hauptdämpfer und einen separaten zweistufigen Vordämpfer. Der separate Vordämpfer, bestehend aus Vordämpferflansch (24) und Vordämpfergegenscheibe (25) mit Vordämpferfedern der 1. Stufe (10) und der 2. Stufe (11) wird überwiegend bei Personenwagen mit Dieselmotor eingesetzt. Er wirkt bei geringeren Motordrehmomenten und dämpft bei Leerlaufdrehzahl.

Die drei Reibringe (8) der dreistufigen Reib-einrichtung beginnen bei unterschiedlichen Verdrehwinkeln zu wirken. Der zweistufige Hauptdämpfer (12) und (13) entspricht in seiner Wirkungsweise dem der bereits beschriebenen Systeme.

### Belagfederung

Im unteren Teil der Schautafel sind die vier gebräuchlichsten Belagfederungsarten abgebildet. Die Belagfedern liegen zwischen den Kupplungsbelägen. Sie sorgen für ein weiches Einkuppeln und damit für ein ruckfreies Anfahren. Die Anpreßplatte der Kupplung muß zunächst gegen den Federdruck der Belag-federung die Kupplungsscheibe gegen das Schwungrad pressen. Da sich dieser Druck langsam aufbaut und den Einkuppelvorgang verlängert, kann durch das Schleifen der Scheibe die Getriebedrehzahl der Motordrehzahl mit Verzögerung angepaßt werden. Neben dem ruckfreien Anfahren sind ein günstigeres Verschleißverhalten, ein besseres Tragbild und damit verbunden, eine gleich-mäßigere Wärmeverteilung weitere Vorteile der Belagfederung. Man unterscheidet im wesentlichen vier Belagfederungsarten (von links nach rechts):

Die **Einfachsegmentfederung**, bei der die Beläge auf beiden Seiten auf dünne, gewölbte Segmente aufgenietet werden, die ihrerseits mit der Mitnehmerscheibe vernietet sind. Vorteile sind das kleine Schwungmoment der Kupplungsscheibe und die leichtere Dosierbarkeit der Federung.

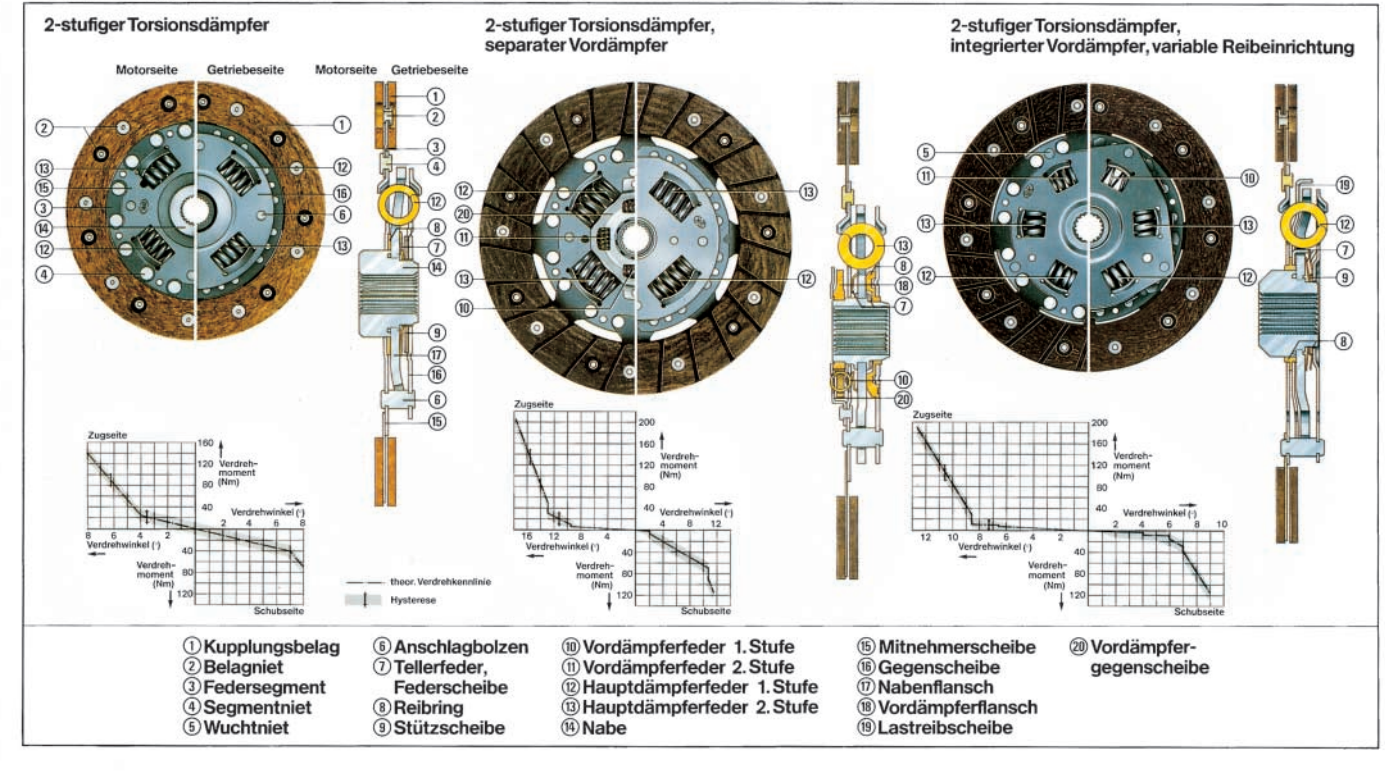
Bei der **Doppelsegmentfederung** werden die Beläge auf zwei aufeinanderliegende und entgegengesetzt wirkende Segmente aufgenietet. Die Segmente sind wie bei der Einfachsegmentfederung an der Mitnehmerscheibe vernietet. Dem Vorteil der besseren Ausnutzung des vorhandenen Federweges stehen die Nachteile eines größeren Schwungmomentes und eines höheren Preises gegenüber.

Die **Lamellenfederung** ist die gebräuchlichste Ausführung. Das Trägerblech der Beläge ist am Außenrand, wo der Belag aufliegt, geschlitzt und gewellt. Sie entspricht in ihrer Wirkungsweise im wesentlichen der Einfachsegmentfederung und wird hauptsächlich dort angewendet, wo für die Vernietung der Einfachsegmente am Trägerblech kein Platz ist. Bei höher belasteten Kupplungsscheiben muß das vergleichsweise dünne Trägerblech im Bereich des Torsionsdämpfers durch eine zweite Gegenscheibe verstärkt werden.

Die **Zwischenblechfederung** wird hauptsächlich für schwere Nutzfahrzeuge eingesetzt. Die segmentartigen, gewellten Federbleche sind auf einer Seite des bis zum Außenrand durchgehenden Trägerbleches aufgenietet. Sie wirken deshalb auch nur in einer Richtung. Nachteilig ist das große Schwungmoment der Kupplungsscheibe.

## LuK-Kupplungs-Kurs Tafel 3

### Kupplungsscheibe: Bauarten, Torsionsdämpfungsdiagramme



#### Aufgaben:

Die Kupplungsscheibe hat die prinzipielle Aufgabe, als Reibpartner zwischen Schwungrad und Antriebsplatte das Motordrehmoment zur Getriebeeingangswelle weiterzuleiten.

Hauptbauteile sind:

- Mitnehmerscheibe (15)
- paarweise aufgenietete Kupplungsbeläge (1)
- Nabe mit Profil

Wie bereits in Tafel 2 gezeigt, hat sie darüber hinaus aber noch eine Reihe weiterer Aufgaben, die hier noch einmal kurz wiederholt werden:

Sie muß einen weichen Anfahrvorgang und schnelles Schalten ermöglichen, Motorschwingungen vom Getriebe fernhalten und so auch Getriebegeräusche, die durch zu Schwingungen angeregte Zahnradpaare entstehen, vermeiden.

Diese Zusatzaufgaben, ohne deren Lösung ein modernes Kraftfahrzeug in seiner heutigen Form nicht vorstellbar wäre, erfordern einige zusätzliche Bauelemente und zwar:

- Belagfederung (3)
- Torsionsdämpfer (7-13)

#### Bauarten:

Die Bauarten werden je nach Fahrzeugtyp und Anforderung ausgewählt. Die Funktion läßt sich in sogenannten „Torsionsdämpfungsdiagrammen“ darstellen, wie sie auf Tafel 3 unterhalb der drei demonstrierten Bauarten gezeigt werden. Sie zeigen den Verdrehwinkel des Torsionsdämpfers in Abhängigkeit vom auftretenden Drehmoment. Die strichpunktierte Linie gibt die theoretische Verdrehkennlinie an, das gerasterte Band zeigt die Verdrehkennlinie unter Berücksichtigung der Reibung.

#### Zweistufiger Torsionsdämpfer

Die linke Abbildung zeigt einen zweistufigen Torsionsdämpfer. In den vier tangential angeordneten Fenstern befinden sich Schraubendruckfedern (12, 13) mit zwei unterschiedlichen Federraten für die zwei Stufen. Die einander gegenüberliegenden Federn sind gleich. Der zwischen Mitnehmer- (15) und Gegenscheibe (16) liegende Nabenflansch (17) ist gegen den Federdruck verdrehbar. Mitnehmer- (15) und Gegenscheibe (16) sind mit den Anschlagbolzen (6) fest verbunden.

Ein über die Mitnehmer- (15) und Gegenscheibe (16) eingeleitetes Drehmoment wird über die Torsionsfedern zum Nabenflansch (17) und damit auf die Getriebeeingangswelle weitergeleitet.

Da Federn alleine keine Schwingungen absorbieren können, ist eine zusätzliche Reibeinrichtung zur Dämpfung notwendig. Sie setzt sich zusammen aus den links und rechts des Nabenflanschs liegenden Reibringen (8), der Stützscheibe (9) und der Tellerfeder (7), die über die gesamte Lebensdauer eine konstante Reibung garantieren. Die Tellerfeder drückt über eine Stützscheibe (9) auf den rechten Reibring und weiter über die feste Verbindung von Gegenscheibe (16) zu Mitnehmerscheibe (15) auch auf den zwischen Mitnehmerscheibe (15) und Nabenflansch (17) liegenden linken Reibring.

Wird vom Motor ein Drehmoment eingeleitet, so werden zunächst die beiden Federn mit der niedrigen Federrate, also die Dämpferstufe 1 (12), bis zu einem Verdrehwinkel von 4 Grad zusammengedrückt. In dieser Lage werden sie im gezeigten Beispiel mit einem Drehmoment von 20 Nm beaufschlagt.

Ab diesem Punkt setzen die beiden Federn (13) der Dämpferstufe 2 zusätzlich ein. Sie bewirken einen steileren linearen Anstieg der Verdrehkennlinie bis zum Anschlag, der bei 8 Grad Verdrehwinkel und 140 Nm liegt. Die Torsionsdämpfer sind so ausgelegt, daß das Anschlagmoment deutlich über dem Motormoment liegt. Wird das Fahrzeug im Schiebetrieb gefahren, wirkt die 1. Dämpferstufe (12) bis zu einem Winkel von 7 Grad, bzw. einem Drehmoment von 40 Nm. Von diesem Punkt an, wirkt bis zu einem Verdrehwinkel von maximal 8 Grad, entsprechend einem Drehmoment von 65 Nm, die 2. Dämpferstufe (13).

#### Zweistufiger Torsionsdämpfer, separater Vordämpfer.

Die zuvor beschriebenen Zusammenhänge gelten auch für die Bauart zweistufiger Torsionsdämpfer mit separatem Vordämpfer, wie sie in der Mitte der Tafel abgebildet sind. Hinzugekommen ist hier der separate Vordämpfer (10, 11). Er wurde früher vor allem bei Dieselfahrzeugen eingesetzt. Durch den intensiven Leichtbau und der damit verbundenen geringen Schwingungstilgung, wird diese Bauart aber auch zunehmend für Ottomotoren verwendet.

Betrachtet man das Torsionsdämpfungsdiagramm, so unterscheidet es sich deutlich von dem ersten. Die Verdrehkennlinie ist um die Nullage herum sehr flach gehalten. Dies soll vor allem bei Dieselmotoren im Leerlauf ein „Klappern“ der Getriebezahnräder verhindern. Erst bei knapp 10 Grad Verdrehwinkel und sehr geringem Drehmoment setzt die 1. Hauptstufe (12) ein.

Der Vordämpfer (10, 11), der die flache Kennlinie um den Nullpunkt herum erzeugt, ist bei dieser Kupplungsscheibe separat in der Mitnehmerscheibe und der darauf aufgenieteten Vordämpfergegenscheibe (20) eingesetzt. Der Vordämpferflansch (18) ist mit der Nabe verbunden. So muß zunächst die Vordämpferstufe bis an den Anschlag verdreht werden, bis der oben beschriebene Mechanismus der Hauptdämpferstufen (12, 13) einsetzt.

Diese Kupplungsscheibe hat einen Reibring (8) zwischen Nabenflansch (17) und Gegenscheibe (16). Die Reibkraft wird von zwei Federelementen erzeugt, die sich zwischen Nabe und Gegenscheibe und zwischen Nabenflansch (17) und Mitnehmerscheibe (15) befinden.

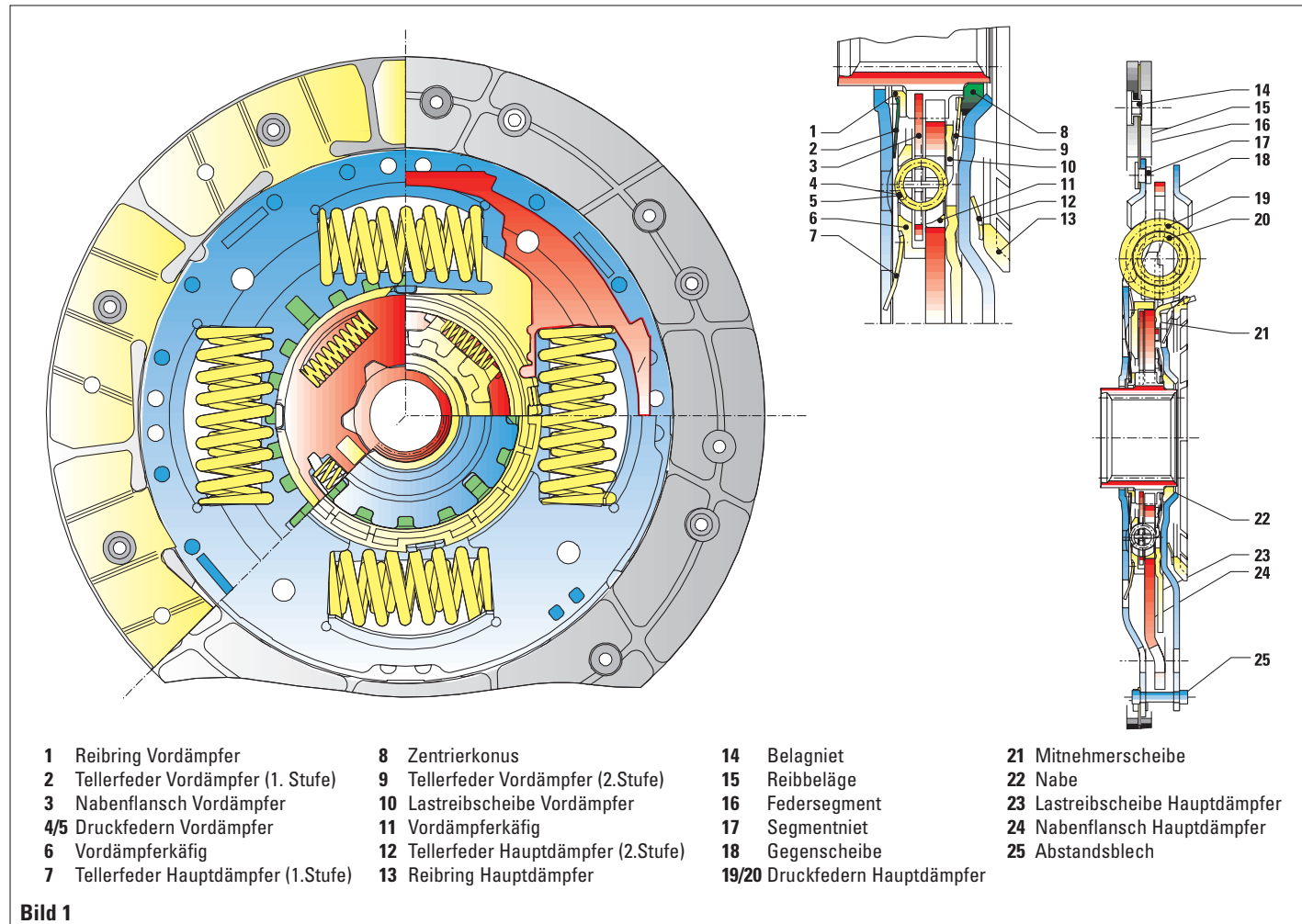
#### Zweistufiger Torsionsdämpfer, integrierter Vordämpfer, variable Reibeinrichtung.

Bei der rechts dargestellten Ausführung befinden sich die Vordämpferfedern (10, 11) nicht separat in der Kupplungsscheibe, sondern sind in Federfenster eingesetzt.

War bei den vorangegangenen Bauarten die Reibung konstant, so ist sie hier durch zwei getrennte Reibringe (8), mit zwei dazugehörigen Tellerfedern (7), variabel. Einer wirkt in der 1. Hauptdämpferstufe und der zweite in der 2. Hauptdämpferstufe. Sie setzen erst ein, wenn der entsprechende Verdrehwinkel erreicht wird (5 Grad bzw. 8,5 Grad auf der Zugseite und 1 Grad bzw. 7 Grad auf der Schubseite).

Die Torsionskennlinie und die Reibungsdämpfung können für einen Fahrzeugtyp nicht im voraus berechnet werden. Umfangreiche Abstimmungsversuche, verbunden mit Schwingungsberechnungen am Fahrzeug sind für die Festlegung der Torsionskennlinien und Reibungsdämpfung unumgänglich.





## Kupplungsscheibe mit Torsionsdämpfer

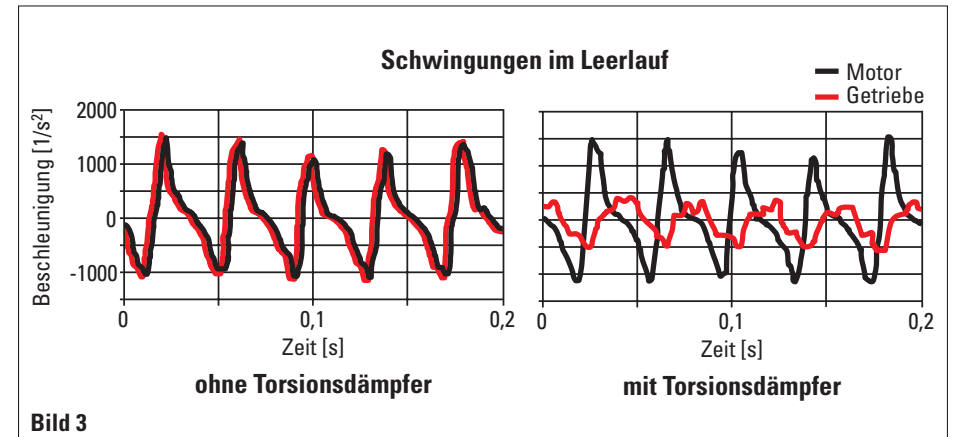
Die Kupplungsscheibe mit Torsionsdämpfer ist die kosten- und bauraumsparendste Lösung für Torsionsschwingungsprobleme im Antriebsstrang.

Um heutigen Komfortansprüchen trotz gewichtsoptimiertem Antriebsstrang und abgas- und verbrauchsoptimierten Motoren gerecht zu werden, sind ausgeklügelte Feder-Dämpfer-Systeme mit Reibungsstueerelementen notwendig.

Dabei besteht die Notwendigkeit, für jeden Betriebs- bzw. Lastzustand eine separate Torsionsdämpfercharakteristik mit definierter Federsteifigkeit und definierter Reibungsdämpfung (Hysterese) abzustimmen (siehe Bild 2).

Diese kann von der 4- und 5-stufigen Torsionsdämpferkennlinie mit der schwingungstechnisch besten Anpassung aller Kennwerte über kostenoptimierte Kompromißlösungen mit Vordämpfer für den Leerlauf bis zur einfachen einstufigen Kennlinie an die jeweiligen Kundenwünsche angepaßt werden.

Die von LuK entwickelte Konuszentrierung gleicht den möglichen Achsversatz zwischen Motor und Getriebe aus und garantiert auch im Leerlauf eine exakte Dämpferfunktion des speziell für diesen Lastzustand ausgelegten Dämpfers (Vordämpfer).



## Kupplungsscheibe ohne Torsionsdämpfer

Die Kupplungsscheibe ohne Torsionsdämpfer findet ihre Anwendung bei Nutzung des derzeit effektivsten Torsionsdämpfungssystems, das LuK anbieten kann, dem Zweimassenschwungrad (ZMS) oder der daraus abgeleiteten Kupplungs- und Dämpfungseinheit DFC (Damped Flywheel Clutch).

## Kupplungsscheibe mit Versatzausgleich

Durch Toleranzen an Motor und Getriebe speziell bei Getriebeeingangswellen ohne Pilotlager tritt zwischen Kurbelwelle und Getriebe ein Versatz auf.

In Verbindung mit starren Kupplungsscheiben für ZMS oder DFC kann dieser Versatz bei kritischen Fällen zu Leerlaufgeräuschen und erhöhtem Profilverschleiß führen.

Die Lösung dieses Problems bietet die LuK-Versatzausgleichs-Kupplungsscheibe, die im Leerlauf- und Niedriglastbereich eine radiale Verlagerbarkeit der Nabe realisiert und dadurch möglichen Radialkräften ausweicht (siehe Bild 4).

Damit ist die Funktion des ZMS oder DFC im Leerlauf auch bei Versatz gewährleistet.

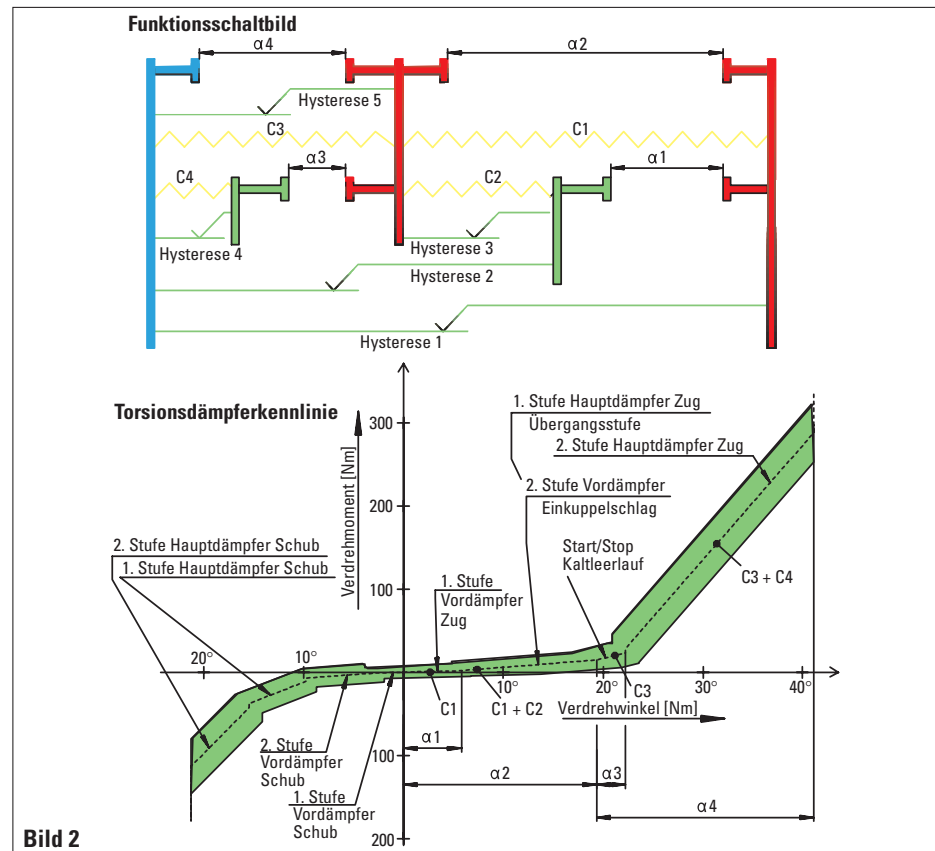
## Für jede Anwendung das Optimum

Für den Fall, daß aus Bauraum- und Kostengründen der Einsatz eines LuK-Zweimassenschwungrades (ZMS) oder eines LuK-DFC (Damped Flywheel Clutch) nicht möglich ist, stellt die LuK-Kupplungsscheibe mit Torsionsdämpfer die ideale Lösung dar.

Merkmal jeder LuK-Kupplungsscheibe ist ihre an die Komfortansprüche der Kunden angepaßte Belagfederung, die einen sanften Momentenaufbau beim Anfahren und einen ergonomisch abgestimmten Pedalkraftverlauf ermöglicht.

Durch effektive Abstimmung der Beläge mittels optimal ausgenutzter mehrfach gewellter Federsegmente wird ein Einarbeiten und Setzen unter Temperatur und damit eine Veränderung der Belagfederung über die Lebensdauer auf ein Minimum beschränkt.

Mittels einer ein- oder zweigeteilten Nabe, die in Vordämpfer-Kupplungsscheiben auch mit einer Außenverzahnung versehen wird, erfolgt eine sichere Übertragung des Motormomentes in das Getriebe.



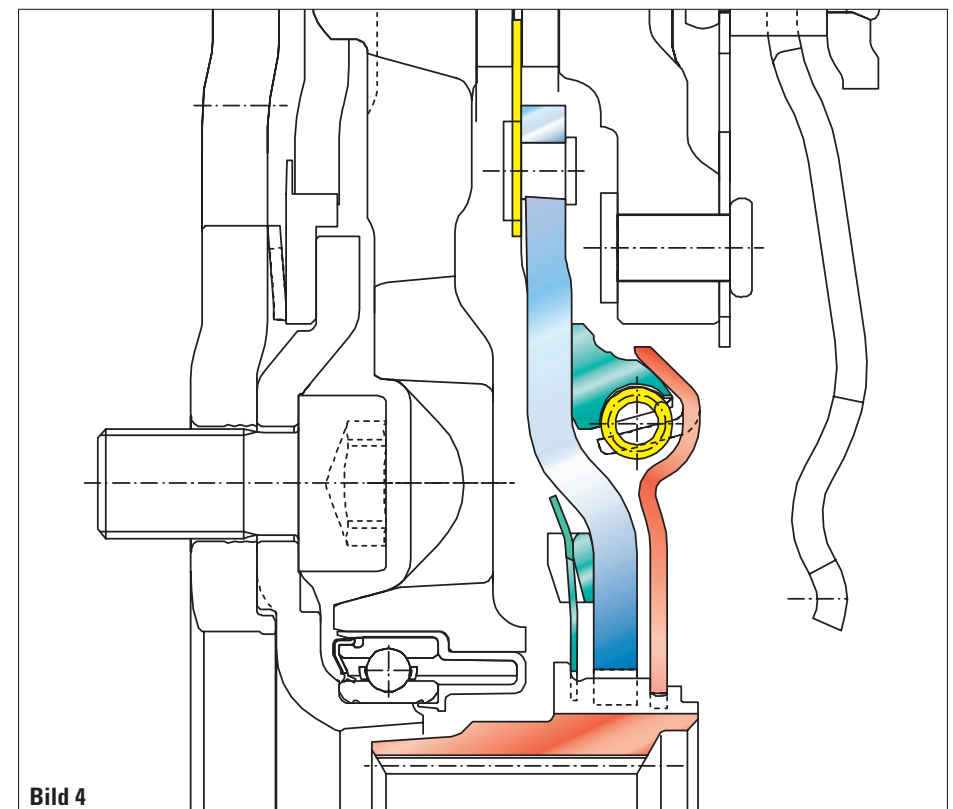
## Abstimmung und Simulation

Zur Abstimmung der benötigten Torsionsdämpferkennwerte steht modernste Meß- und Simulationstechnik sowie umfangreiches Ingenieur-Know-How zur Verfügung.

Die Antriebsstränge der zu optimierenden Fahrzeuge werden mit Sensoren versehen, die verschiedenen Schwingungszustände werden aufgenommen und auch subjektiv bewertet, ein Simulationsmodell wird erstellt und mit den Messungen abgeglichen (siehe Bild 3).

Nach rechnerischer Parametervariation zur Ermittlung der bestmöglichen Kennlinie, konstruktiver Überprüfung der Funktionalität und Verifikation anhand von Prototypen im Fahrzeug steht dem Kunden der auf seine Zielvorstellungen optimal abgestimmte Torsionsdämpfer zur Verfügung.

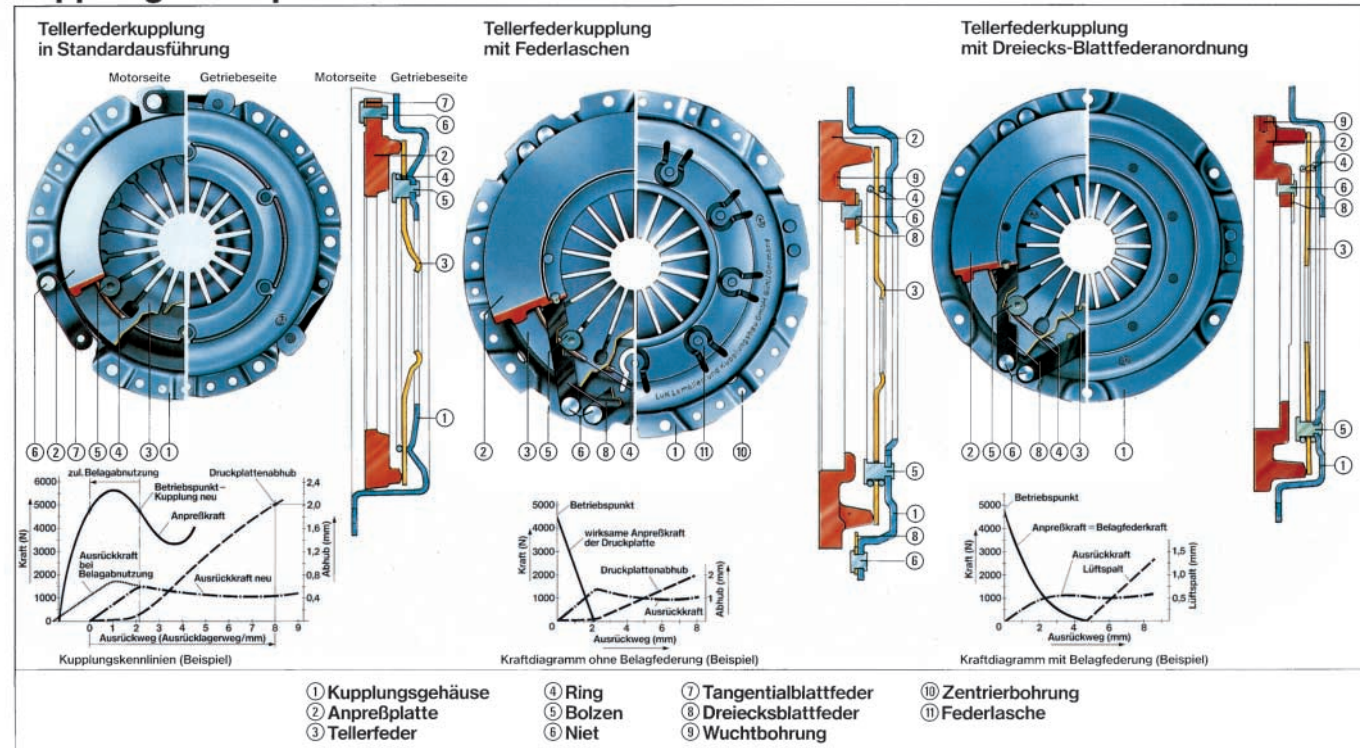
Speziell abgestimmte Vordämpfer ermöglichen eine gute Schwingungsisolation auch bei abgesenkten Leerlaufdrehzahlen und tragen somit zur Kraftstoffverbrauchs- und Emissionsreduzierung bei.



## LuK-Kupplungs-Kurs

## Tafel 4

### Kupplungsdruckplatte: Bauarten und Kennlinien



### Aufgaben

Die Kupplungsdruckplatte bildet mit dem Schwungrad und der Kupplungsscheibe ein Reibsystem. Sie ist am Schwungrad über die Verschraubung des Gehäuses befestigt und bewirkt die Weiterleitung des Motordrehmoments über die Kupplungsscheibe an die Getriebeeingangswelle. Eines der wichtigsten Bauelemente moderner Fahrzeugkupplungen ist die Tellerfeder (3). Sie hat die früher üblichen Schraubenfedern in Pkw-Kupplungen fast vollständig ersetzt.

Weitere wichtige Bauteile: Das Kupplungsgehäuse (1) dient als Träger für die Tellerfeder (3), die sich über Bolzen (5) und/oder Ringe (4) auf dem Gehäuse abstützt. Die Tellerfeder (3) drückt die Anpreßplatte (2) gegen den Kupplungsbelag. Tangentialblattfedern (7) oder Dreiecksblattfedern (8) bilden eine axial veränderliche Verbindung zwischen Gehäuse (1) und Anpreßplatte (2). Die Wuchtbohrung (9) wird zum Ausgleich von Unwucht der Anpreßplatte (2) angebracht. Zentrierbohrungen (10) dienen der exakt fluchtenden Montage des Kupplungsgehäuses (1) auf dem Schwungrad.

### Die Tellerfeder

Zentrales Bauelement aller aufgeführten Bauarten ist die Tellerfeder. Sie baut wesentlich flacher und ist leichter als Schraubenfedern. Von besonderer Bedeutung ist die Kennlinie der Tellerfeder, die sich deutlich von der linearen Kennlinie einer Schraubenfeder unterscheidet.

Durch die gezielte Auslegung der Tellerfeder- außen- und -innendurchmesser, Stärke, Aufstellwinkel und Materialhärtung läßt sich ein Kennlinienverlauf erzeugen, wie er mittels der durchgezogenen Kurve im linken Diagramm auf der Tafel 4 dargestellt ist.

Während die erzeugte Anpreßkraft bei einer Schraubenfederkupplung durch Verschleiß bei abnehmender Belagstärke linear abfällt, steigt sie hier zunächst an und fällt dann wieder ab. Die Auslegung ist so gewählt, daß die Kupplung vor Erreichen der Verschleißgrenze des Belages zu rutschen beginnt. Damit wird die Notwendigkeit eines Kupplungswechsels so rechtzeitig signalisiert, daß weitergehende Schäden z.B. durch einlaufende Belagnieten vermieden werden. Aufgrund der Tellerfederkennlinie sind die notwendigen Pedalkräfte zudem geringer als bei Schraubenfederkupplungen.

### Bauarten

#### Tellerfederkupplung in Standardausführung.

Das linke Bild in Tafel 4 zeigt eine Tellerfederkupplung in der Standardausführung. Das Gehäuse (1) umschließt Tellerfeder (3) und Anpreßplatte (2). Die Anpreßplatte (2) ist mit dem Kupplungsgehäuse (1) über Tangentialblattfedern (7) verbunden. Sie sind an der Anpreßplatte (2) an drei Nocken angenietet. Die Tangentialblattfedern (7) haben drei wesentliche Funktionen.

- Abhub der Anpreßplatte beim Auskuppeln
- Übertragung des Motordrehmoments vom Gehäuse auf die Anpreßplatte
- Zentrierung der Anpreßplatte

Die Tellerfeder ist so zwischen Anpreßplatte (2) und Kupplungsgehäuse (1) eingespannt, daß sie die nötige Anpreßkraft erzeugt um die Kupplungsscheibe zwischen Schwungrad und Anpreßplatte (1) kraftschlüssig einzuspannen. Sie stützt sich dabei über eine Sicke im Kupplungsgehäuse (1) und einen Ring (4) ab. Am Außendurchmesser liegt sie auf der Anpreßplatte (2) auf. Wird die Kupplung betätigt, drückt das Ausrücklager auf die Spitzen der Tellerfederzungen (3). Die Anpreßplatte (2) hebt ab und die Kupplungsscheibe wird freigegeben.

#### Tellerfederkupplung mit Dreiecksblattfederung.

Zunächst betrachten wir die rechts in der Tafel 4 dargestellte Ausführung. Sie unterscheidet sich im wesentlichen von der Standardbauart durch eine andere Verbindungsart zwischen Kupplungsgehäuse (1) und Anpreßplatte (2). Da hier bauartbedingt, wegen des Topfschwungrades, keine Nocken an der Anpreßplatte (2) angebracht werden konnten, wurde eine Dreiecks-Blattfederanordnung gewählt.

Die Blattfedern sind an beiden Enden mit dem Kupplungsgehäuse (1) vernietet, jeweils in der Mitte der Blattfedern ist die Anpreßplatte befestigt.

Anstelle der Deckelsicke als gehäuseseitiges Stütz- und Schwenklager für die Tellerfeder (3) wird hier ein zusätzlicher Drahting (4) verwendet.

#### Tellerfederkupplung mit Federlaschen.

Die in der Mitte der Tafel 4 abgebildete Tellerfederkupplung ist mit Federlaschen ausgerüstet. Die Federlaschen sind so gestaltet, daß sie die Bolzen (5) nach außen ziehen. Dies hat zur Folge, daß die Tellerfeder (3) auch bei Verschleiß in der Tellerfederlagerung immer spielfrei gehalten wird. Vorteil: Gleichbleibender Abhub über die gesamte Lebensdauer.

#### Kupplungskennlinien und Kraftdiagramme.

Im unteren Teil der Tafel 4 sind beispielhaft Kupplungskennlinien und Kraftdiagramme dargestellt. Sie beziehen sich nicht direkt auf die darüber abgebildeten Bauarten, sondern sind allgemeingültiger Natur.

Jeweils links aufgetragen ist die Kraft, unten, auf der Abszisse der Ausrückweg (bzw. im linken Diagramm auch der Ausrücklagerweg), und auf der rechten Ordinate der Abhub der Anpreßplatte.

Das linke Diagramm zeigt mit der durchgezogenen Linie den Verlauf der Anpreßkraft. Im Zustand einer neu montierten Kupplungsscheibe ist die Position maximaler Federkraft der Tellerfeder überwunden (Betriebspunkt Kupplung neu). Mit abnehmender Belagstärke steigt dann die Anpreßkraft der Tellerfeder (2) bis zum Kraftmaximum, um dann bis zur zulässigen Belagabnutzung wieder etwa auf den Wert des Neuzustandes abzusinken.

Die Kupplungsscheibenstärke nimmt während der Lebensdauer etwa 1,5 bis 2 mm ab. Die Anpreßkräfte sind so berechnet, daß die Kupplung zu rutschen beginnt, kurz bevor die Nietens der Kupplungsbeläge an die Anpreßplatte oder an das Schwungrad anlaufen und damit zusätzlichen Schaden anrichten würden.

Die strichpunktierte Linie zeigt den Verlauf der Ausrückkraft, also der zum Betätigen der Kupplung notwendigen Kraft im Neuzustand und – punktiert – nach der Belagabnutzung. Zunächst steigt die Ausrückkraft an, bis der Betriebspunkt erreicht wird, um dann wieder langsam abzusinken. Die Kurve für die Ausrückkraft bei Belagabnutzung wurde zur Veranschaulichung des Verhältnisses von Anpreßkraft zu Ausrückkraft nach links gerückt. Der höheren Anpreßkraft im Betriebspunkt bei verschleißenden Belägen stehen entsprechend höhere Ausrückkräfte gegenüber.

Die gestrichelte Linie zeigt den Verlauf des Druckplattenabhubs über dem Ausrücklagerweg. Hier wird die Hebelübersetzung in der Kupplung deutlich: 8 mm Ausrückweg entsprechen 2 mm Abhub, also einem Übersetzungsverhältnis von 4 : 1 (ohne Berücksichtigung der Elastizitäten in der Kupplung). Dieses Verhältnis gilt analog auch für die oben angeführte Anpreß- und Ausrückkraft.

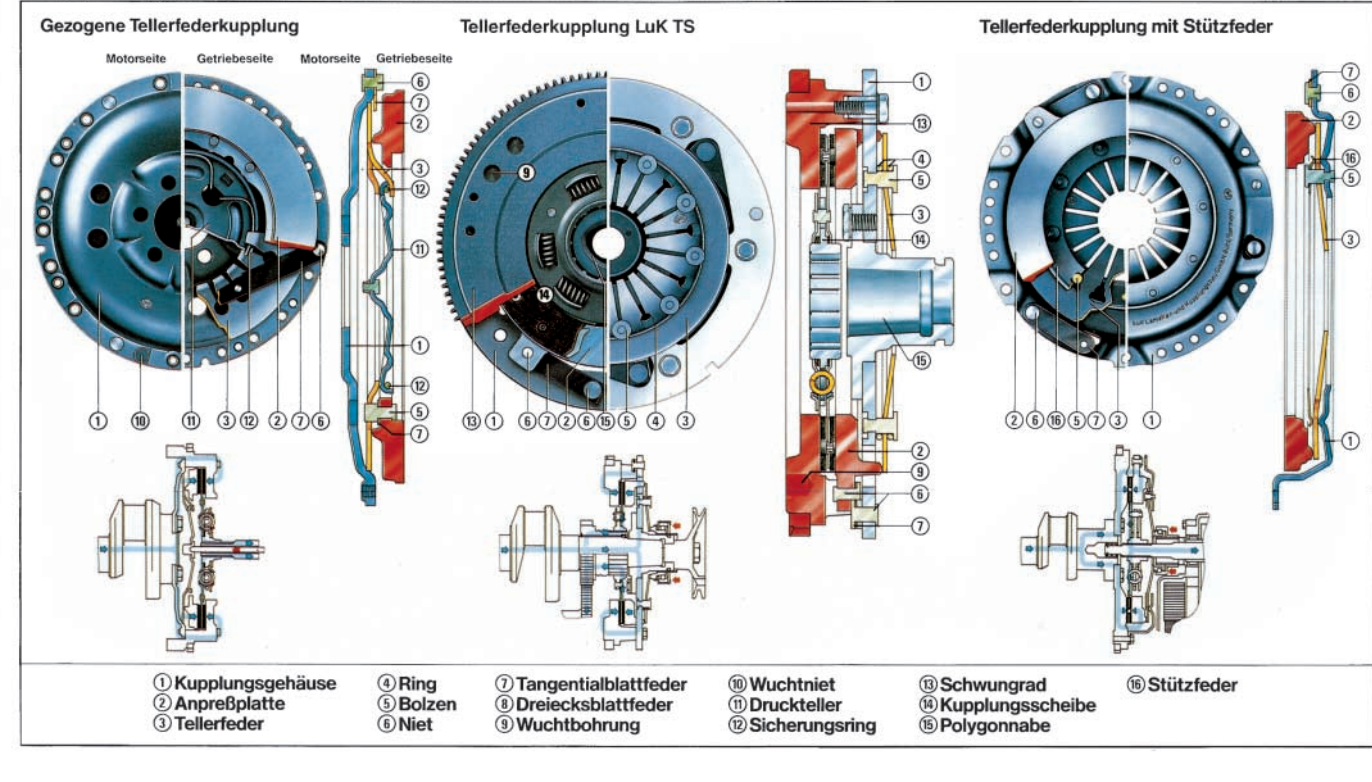
Beim mittleren und rechten Diagramm sind Messungen an Kupplungen ohne und mit Berücksichtigung der Belagfederung der Kupplungsscheibe einander gegenübergestellt. Bereits im Begleittext zu Tafel 2 wurden die Vorteile einer Belagfederung wie weiches Einkuppeln und günstigeres Verschleißverhalten erwähnt. Ohne eine Belagfederung fällt die wirksame Anpreßkraft (durchgezogene Linie) beim Auskuppeln linear und relativ steil ab. Umgekehrt steigt sie beim Einkuppeln genauso steil und plötzlich an.

Im rechten Diagramm hingegen erkennt man, daß der zur Verfügung stehende Ausrückweg, über den die Anpreßkraft nachläßt, etwa doppelt so groß ist. Umgekehrt steigt beim Einkuppeln die Anpreßkraft langsam in einer Kurve an, da ja zunächst die Belagfedern zusammengedrückt werden müssen. Durch den sanfteren Auslauf bzw. Anstieg der Anpreßkraftkurve (durchgezogene Linie) wird auch die ausgeprägte Kraftspitze bei der benötigten Ausrückkraft abgebaut. Solange die Anpreßplatte (2) noch auf der Kupplungsscheibe anliegt, entsprechen sich Anpreßkraft und Belagfederkraft.

## LuK-Kupplungs-Kurs

## Tafel 5

### Kupplungsdruckplatte: Bauarten mit Einbauschema



Im Fahrzeugbau werden heute fast ausschließlich Tellerfederkupplungen verwendet. Die früher häufig anzutreffenden Schraubenfederkupplungen sind aufgrund einer Reihe von Nachteilen, vor allem wegen ihres erheblich größeren Einbauraumes und des höheren Gewichts, praktisch völlig verschwunden. Die wichtigsten Vorteile der Tellerfederkupplung gegenüber der Schraubenfederkupplung sind:

- unempfindlich gegen hohe Drehzahlen
- trotz nur kleiner Bauhöhe erreicht man hohe Anpreßkräfte bei niedrigen Ausrückkräften
- die Tellerfederzungen übernehmen gleichzeitig die Funktion der Ausrückhebel
- weniger verschleißanfällige Einzelteile

Für den Fahrer macht sich die Tellerfeder deutlich bemerkbar, da er durch die niedrigere Ausrückkraft nur geringe Pedalkräfte aufbringen muß.

Je nach Aufbau bzw. Betätigungsart der Kupplung unterscheidet man die:

- gezogene Tellerfederkupplung
- gedrückte Tellerfederkupplung

### Gezogene Tellerfederkupplung

Bei der linken Kupplung auf Tafel 5 handelt es sich um eine Sonderkonstruktion eingesetzt bei VW, Seat und Rover. Von den Auflagepunkten der Tellerfeder aus betrachtet handelt es sich um eine gezogene Kupplung – durch ihre, gegenüber dem gewohnten Schema, umgedrehte Einbauweise, kann die Betätigung allerdings nur durch Drücken erfolgen. Normalerweise geht der Kraftfluß von der Kurbelwelle auf das direkt angeflanschte Schwungrad und dann auf Kupplung und Getriebe. Hier ist jedoch zunächst die Kupplungsdruckplatte mit der Kurbelwelle verschraubt. Das Schwungrad wird nach Einsetzen der Kupplungsscheibe aufgesetzt und mit der Kupplungsdruckplatte verbunden.

Diese Konstruktion bedingt folgenden Aufbau der Kupplung: Die Tellerfeder (3) stützt sich mit dem Außenrand am Kupplungsgehäuse (1) und mit dem Innenrand auf der Anpreßplatte ab.

Eine Richtungsumkehr der Tellerfeder, wie bei Standardkupplungen, findet dabei beim Auskuppeln nicht statt. Die Tellerfeder (3) wird einfach über den Druckteller (11) abgehoben, der in die Tellerfederspitzen eingelegt ist. Das Betätigen des Drucktellers erfolgt über eine Druckstange, die in der hohlen Getriebeeingangswelle gelagert ist und bis ans Getriebeende reicht, wo sich Ausrücklager und Ausrückhebel befinden.

### Tellerfederkupplung LuK TS

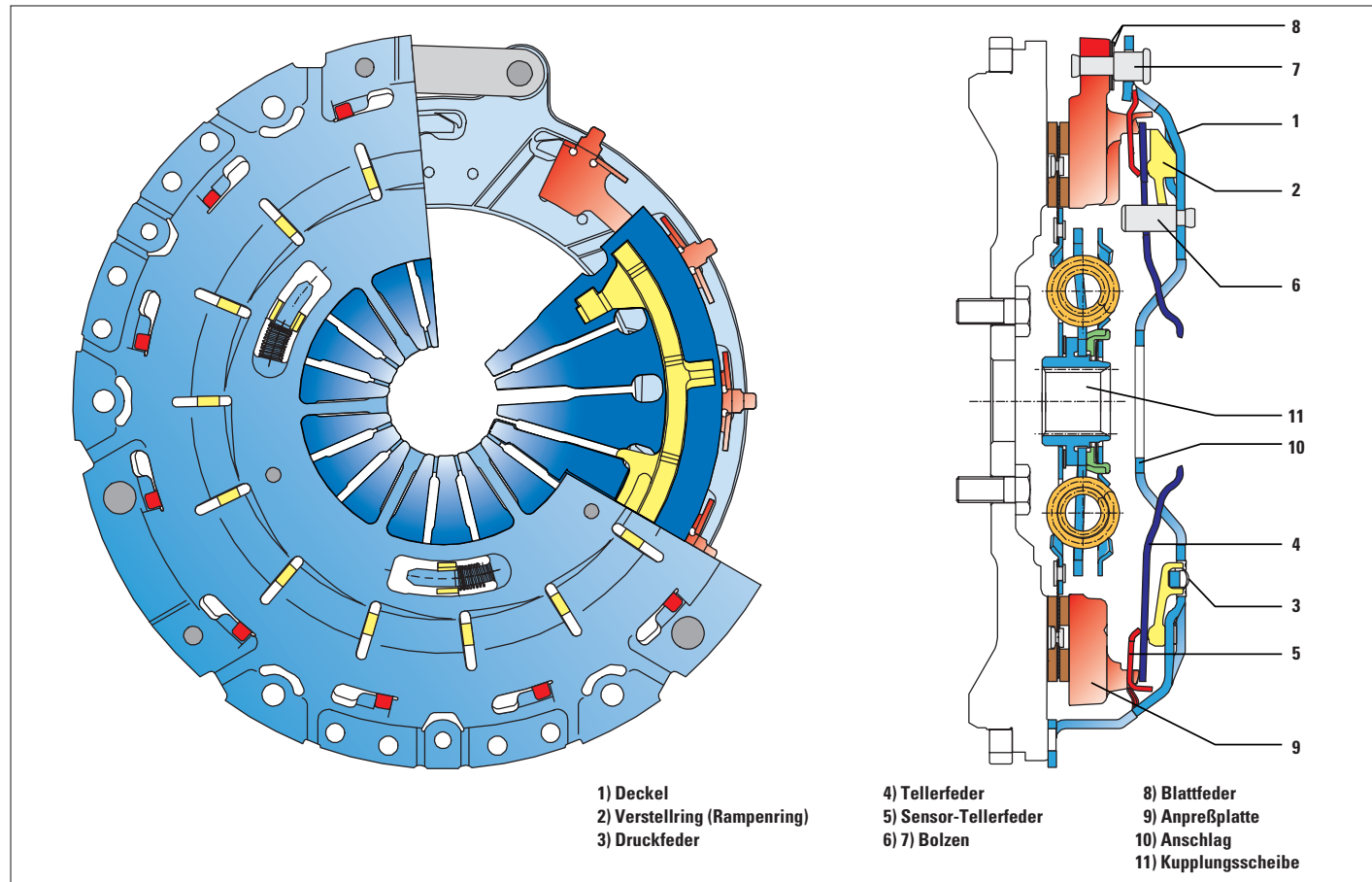
Bei der Tellerfederkupplung LuK TS handelt es sich um eine gedrückte Kupplung. Die Besonderheit dieser Kupplung besteht im hohen Integrationsgrad der Kupplung und des Schwungrades. Die Polygonnabe (15) der Kupplung ist zusammen mit der Keilriemenscheibe auf die mit entsprechendem Gegenprofil versehene Kurbelwelle aufgeschraubt.

Der Kraftfluß geht zunächst durch das Kupplungsgehäuse (1) in das daran festgeschraubte Schwungrad. Die Anpreßplatte (2) sitzt zwischen Kupplungsgehäuse (1) und Kupplungsscheibe (14). Sie ist über Tangentialblattfedern (7) mit dem Kupplungsgehäuse (2) verbunden.

Die Nocken der Anpreßplatte (2) ragen durch Öffnungen des Kupplungsgehäuses (1). Auf diesen Nocken stützt sich die außenliegende Tellerfeder ab, die mittels Bolzen (5) und Drahringen (4) am Gehäuse schwenkbar befestigt ist. Das Ausrücklager ist auf dem zylindrischen Außendurchmesser der Polygonnabe verschiebbar angeordnet. Das Drehmoment wird über die Kupplungsscheibe (14) auf die Getriebeeingangswelle übertragen, die als Hohlwelle ausgebildet ist und auf dem Kurbelwellenstumpf – zwischen Kupplung und Motor – sitzt. Das Getriebe konnte dadurch in die Ölwanne des Motors integriert werden.

### Tellerfederkupplung mit Stützfeder

Eine Spezialausführung stellt die Tellerfederkupplung mit Stützfeder dar. Die Stützringe sind hier vollständig ersetzt durch eine Sicke am Kupplungsgehäuse (1) und eine als Gegenlager ausgebildeten Stützfeder (16). Hierdurch wird eine spiel- und verlustfreie Tellerfederlagerung mit automatischer Verschleißnachstellung erreicht. Ansonsten unterscheidet sich diese Bauart nicht von den in Tafel 4 dargestellten Bauarten.



Wie bereits auf Seite 18 hingewiesen, werden im modernen Fahrzeugbau fast ausschließlich Tellerfederkupplungen verwendet.

Die technologische Weiterentwicklung an diesem Bauteil wurde in den vergangenen Jahren mit hohem Maße vorangetrieben (z. B. Tellerfederkupplung mit Federlaschen – Beschreibung s. S. 17 u. 18) und mündet nun in der aktuellen Neuentwicklung, der SAC-Kupplung.

Die Abkürzung SAC kommt aus dem Englischen und bedeutet Self Adjusting Clutch (Selbsteinstellende Kupplung).

Leistungsstärkere Motoren, wie sie sich heutzutage durchgesetzt haben, brauchen auch Kupplungen mit höheren Übertragungsmomenten. Fast zwangsläufig ist damit auch die Pedalkraft angestiegen. Zwar konnte dieser Anstieg durch verschiedene Maßnahmen (z. B. durch verbesserte Ausrücksysteme) in Grenzen gehalten werden, trotzdem wurden die Forderungen nach Kupplungen mit reduzierter Betätigungskraft immer stärker erhoben.

### Die wichtigsten Vorteile dieser Bauart gegenüber den bisherigen Ausführungen lauten:

- niedrige Ausrückkräfte, die über die Lebensdauer konstant bleiben
- dadurch hoher Fahrkomfort über die gesamte Lebensdauer
- erhöhte Verschleißreserve und damit höhere Lebensdauer durch automatische Verschleißnachstellung
- Überweg des Ausrücklagers wird begrenzt durch Tellerfederanschlag

### Hieraus ergeben sich eine Reihe von sekundären Vorteilen:

- Entfall von Servosystemen (bei Nutzfahrzeugen)
- einfachere Ausrücksysteme
- kürzere Pedalwege
- gleiche Pedalkräfte über die gesamte Motorenpalette
- neue Möglichkeiten zur Reduzierung des Kupplungsdurchmessers (Drehmomentübertragung)
- kleinerer Ausrücklagerweg über die Lebensdauer

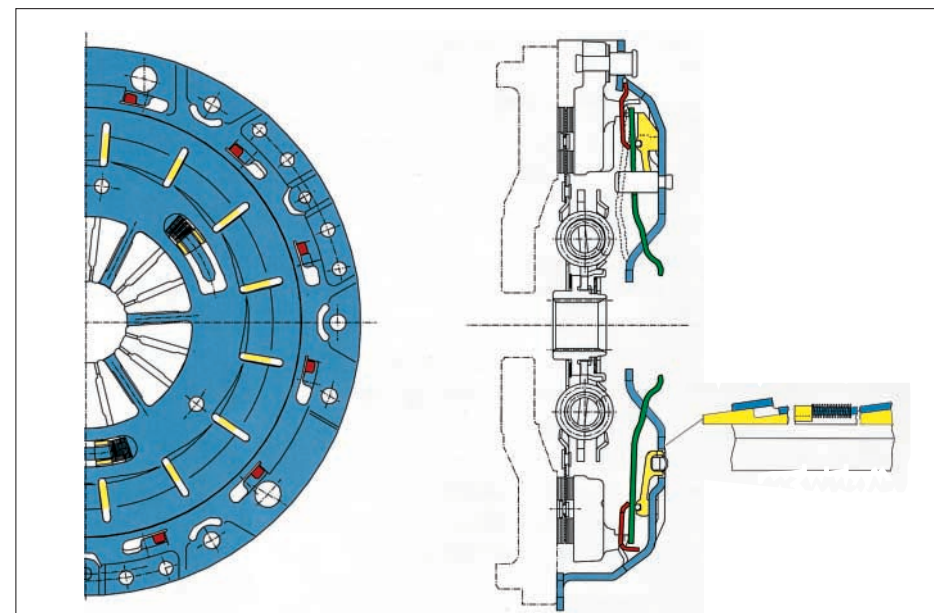


Bild 2: Selbsteinstellende Kupplung (SAC)

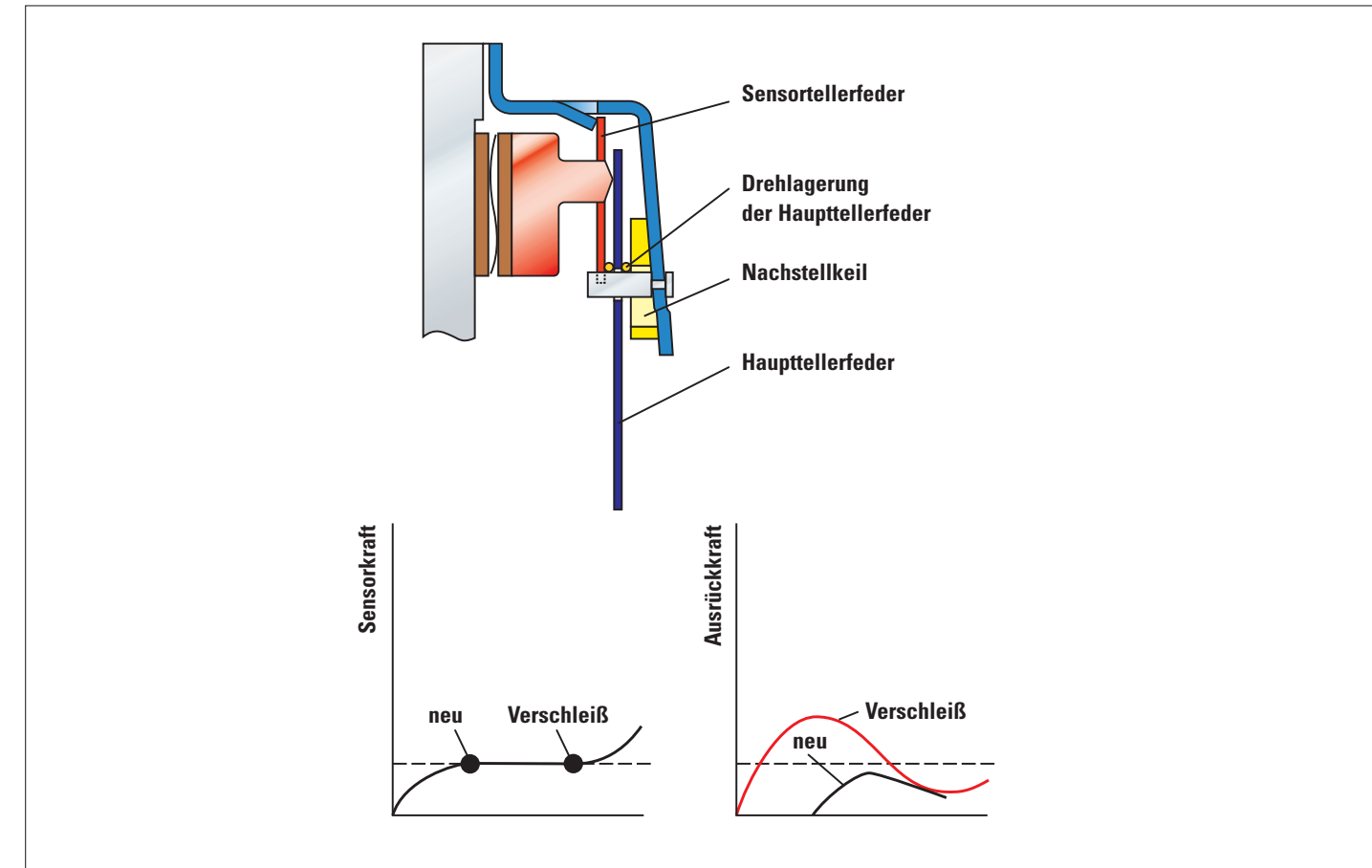


Bild 1: Prinzip der selbsteinstellenden Kupplung (SAC)

### Prinzip der selbsteinstellenden Kupplung (SAC):

#### Kraftsensor

Bei der Kupplung mit Verschleißnachstellung wird der Anstieg der Ausrückkraft durch Verschleiß erfaßt und gezielt ein Ausgleich für die abnehmende Dicke der Beläge herbeigeführt. Bild 1 zeigt eine schematische Darstellung. Als wesentlicher Unterschied zu einer herkömmlichen Kupplung wird die Lagerung der (Haupt)-Tellerfeder nicht fest am Deckel angeietet, sondern über eine sogenannte Sensortellerfeder abgestützt.

Diese Sensortellerfeder weist einen ausreichend langen Bereich mit fast konstanter Kraft auf, im Gegensatz zu der stark degressiven Haupttellerfeder.

Der horizontale Bereich der Sensortellerfeder wird gerade etwas über der gewünschten Ausrückkraft eingestellt. Solange die Ausrückkraft kleiner ist als die Haltekraft der Sensorfeder, bleibt die Drehlagerung der Haupttellerfeder beim Ausrücken an der gleichen Stelle. Wenn sich jedoch durch Verschleiß der Beläge die Ausrückkraft erhöht, wird die Gegenkraft der Sensortellerfeder überschritten und die Drehlagerung weicht in Richtung Schwungrad aus, und zwar genau so weit, bis die Ausrückkraft wieder auf die Sensorkraft abgesunken ist. Zwischen der Drehlagerung und dem Deckel entsteht bei ausweichender Sensortellerfeder ein Spalt, der zum Beispiel durch einen Keil ausgeglichen werden kann.

### Ausführung einer verschleißnachstellenden Kupplung mit Kraftsensor

Der Kraftsensor mit dem Dickenausgleich über Keile läßt sich recht elegant und einfach verwirklichen. Bild 2 zeigt eine solche Konstruktion. Im Vergleich zur konventionellen kommen nur eine Sensorfederung (rot) und ein Rampenring (gelb) hinzu. Die Sensortellerfeder ist außen im Deckel eingehängt und bildet mit ihren inneren Zungen die Lagerung für die Haupttellerfeder. Die Keile, die die eigentliche Nachstellung bringen, sind wegen der Fliehkräfte nicht, wie im vorherigen Prinzipbild, radial, sondern in Umfangsrichtung angeordnet. Dazu läuft ein Kunststoffring mit 12 Rampen auf gegenüberliegenden Rampen im Deckel. Der Kunststoffring, auch als Rampenring bezeichnet, wird über drei kleine Druckfedern in Umfangsrichtung vorgespannt, damit er bei ausweichender Sensortellerfeder die Lücke zwischen Tellerfederlagerung und Deckel ausfüllen kann.

Bild 3 zeigt die Ausrückkraftverläufe für eine konventionelle Kupplung im Neuzustand sowie im Verschleißzustand der Beläge. Im Vergleich dazu die viel niedrigere Ausrückkraft der selbstnachstellenden Kupplung (SAC), deren Kennlinie sich auch im Verlauf der Lebensdauer praktisch nicht verändert.

Als weiterer Vorteil ergibt sich eine höhere Verschleißreserve, die jetzt nicht mehr, wie bei konventionellen Kupplungen, von der Länge der Tellerfederkennlinie abhängt, sondern von der Rampenhöhe und damit ohne weiteres auf etwa 4 mm bei kleinen und bis zu ca. 10 mm bei sehr großen Kupplungen gesteigert werden kann. Dies stellt einen entscheidenden Schritt in Richtung hohe Lebensdauer der Kupplungen dar.

## LuK-Kupplungs-Kurs

## Tafel 11

### Zweimassenschwungrad: Aufbau und Funktion

Das Zweimassenschwungrad verteilt die Massenträgheitsmomente neu und verschiebt damit den Resonanzbereich deutlich unter die normalen Betriebsdrehzahlen. Die bei periodisch ablaufenden Verbrennungsprozessen zwangsläufig entstehenden Ungleichförmigkeiten verursachen Drehschwingungen. Das Feder-/Dämpfungssystem des ZMS isoliert diese Drehschwingungen fast völlig und bewirkt einen ruhigen Lauf aller nachgeordneten Teile (Sekundärmasse, Kupplung, Kupplungsscheibe, Getriebe, Antriebsstrang).

**Bauschema**

Bisher übliche Anordnung: Motor -> Schwungrad -> Kupplung -> Getriebe. Resonanz bei ca. 1300 min<sup>-1</sup>.

Zweimassenschwungrad: Motor -> Primärschwungrad -> Torsionsdämpfer des ZMS -> Sekundärschwungrad -> Kupplungsscheibe -> Kupplung -> Getriebe. Resonanz bei ca. 300 min<sup>-1</sup>.

**Wirkung (Übertragung von Drehschwingungen)**

Konventionelles Schwungrad mit torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe: Ein Graph zeigt die Drehmomentübertragung über die Zeit (0 bis 1,5 s). Die Amplitude der Schwingungen ist hoch.

Zweimassenschwungrad: Ein Graph zeigt die Drehmomentübertragung über die Zeit (0 bis 1,5 s). Die Amplitude der Schwingungen ist deutlich reduziert.

**Legende:**

- 1 Primärschwungrad und Gehäuse für Dämpfer
- 2 Sekundärschwungrad und Reibfläche
- 3 Deckel (Primärschwungrad)
- 4 Nabe
- 5 Bogendruckfeder
- 6 Federführungsschale
- 7 Flansch und Tellerfeder
- 8 Fettraum
- 9 Dichtmembrane
- 10 Reib- und Stützscheiben
- 11 Rillenkugellager
- 12 O-Ring
- 13 Dicht- und Isolierkappe
- 14 Tellerfedern für Grundreibung
- 15 Lastreibeisbe
- 16 Tellerfeder
- 17 Abdeckblech
- 18 Niet
- 19 Scheibe
- 20 Zentrierstift
- 21 Anlasserzahnkranz
- 22 Lüftungsschlitz
- 23 Befestigungsbohrung
- 24 Positionierbohrung
- 25 Laserverschweißung
- 26 Tellerfederkupplung mit Federlaschen (Deckellaschen)
- 27 Starre Kupplungsscheibe

Die Zunahme störender Geräuschquellen aufgrund mangelhafter natürlicher Dämpfung macht sich im modernen Automobilbau bemerkbar. Die Ursachen hierfür liegen in der Gewichtsreduzierung der Fahrzeuge sowie an den im Windkanal optimierten Karosserien, die aufgrund geringerer Windgeräusche nun andere Geräuschquellen wahrnehmbar machen. Aber auch Magerkonzepte und extrem niedertourig fahrbare Motoren, als auch 5- und 6-Ganggetriebe und dünnflüssige Öle, tragen hierzu bei.

Die periodischen Verbrennungsvorgänge des Hubkolbenmotors regen Drehschwingungen im Antriebsstrang an, die in Form von Getrieberasseln und Karosseriedröhnen die Komforterwartungen des Autofahrers nicht erfüllen.

### Aufbau:

Durch die Teilung eines konventionellen Schwungrades in zwei Scheiben ergeben sich die dem Motor zugeordnete Primärschwungradmasse (1) mit Anlasserzahnkranz (21) sowie die Sekundärschwungradmasse (2) mit Lüftungsschlitz (22) zur Wärmeabfuhr, die das Massenträgheitsmoment der Getriebeseite erhöht.

Die beiden entkoppelten Massen sind über ein Feder-/Dämpfungssystem miteinander verbunden und über ein Rillenkugellager (11) gegeneinander verdrehbar gelagert. Die Abdichtung ist durch den O-Ring (12) sowie die Dicht- und Isolierkappe (13) gewährleistet.

Zwei am Außenrand mit Laser verschweißte (25) Blechformteile (1, 3) bilden den ringförmigen Fettraum (8), in dem sich die Bogendruckfedern (5) mit Federführungsschalen (6) befinden. Die Abdichtung erfolgt hier durch die Dichtmembrane (9).

Der als Tellerfeder ausgelegte Flansch (7) greift mit seinen Nasen zwischen die Bogendruckfedern (5) ein. Er liegt reibschlüssig zwischen den sekundärseitig vernieteten Reib- und Stützscheiben (10). Die Tellerfederkraft ist hierbei so ausgelegt, daß das Reibmoment deutlich über dem maximalen Motordrehmoment liegt.

Eine weitere, auf der Nabe (4) schwimmend gelagerte Reibeinrichtung (15, 16), wird über Spiel von einem der Haltebleche mitgenommen.

Da das Feder-/Dämpfungssystem im Zweimassenschwungrad integriert ist, wird als Kupplungsscheibe (B) eine starre Ausführung ohne Torsionsdämpfer eingesetzt. Als Kupplungsdruckplatte (A) dient meistens eine Tellerfederkupplung mit Federlaschen, die über Zentrierstifte (20) positioniert wird.

### Funktion:

Die physikalische Untersuchung des Antriebsstranges ergibt, daß sich durch eine geänderte Zuordnung der Massenträgheitsmomente der Resonanzdrehzahlbereich verschieben läßt. Bei einer Erhöhung des Getriebe-Massenträgheitsmoments sinkt die Resonanzdrehzahl, bei der sehr laute Geräusche entstehen, unter die Leerlaufdrehzahl und liegt somit außerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs des Motors.

Mit dem Zweimassenschwungrad (ZMS) gelang es LuK ein Großserienprodukt zu entwickeln, das dieses Prinzip realisiert und dabei die Resonanzamplitude äußerst klein hält.

Wie in der Grafik „Bauschema“ dargestellt, wird beim ZMS das Massenträgheitsmoment gegenüber der konventionellen Anordnung vor dem Torsionsdämpfer verringert und dahinter erhöht. Dem Trägheitsmoment des Motors ist nun die Primärschwungradmasse des ZMS zugeordnet, dem des Getriebes die Sekundärschwungradmasse, die Kupplungsscheibe sowie die Kupplungsdruckplatte. Somit verschiebt sich der Resonanzdrehzahlbereich von ursprünglich ca. 1300 min<sup>-1</sup> auf ca. 300 min<sup>-1</sup> und kann sich im Fahrbetrieb nicht mehr störend bemerkbar machen, da der Motor nicht in diesem Drehzahlbereich betrieben wird.

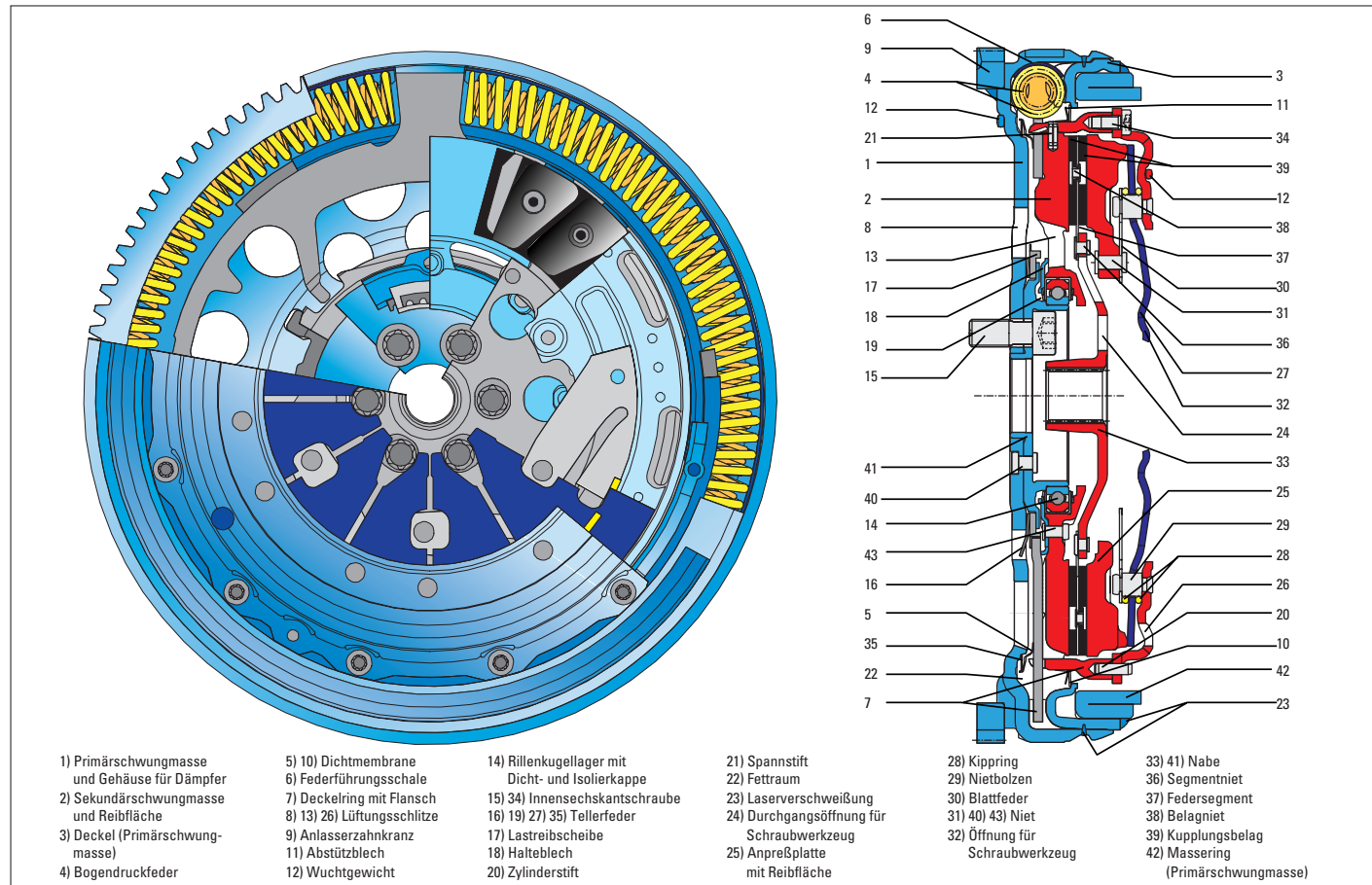
Ein weiterer positiver Effekt ergibt sich durch das motorseitig reduzierte Massenträgheitsmoment obendrein: das Getriebe läßt sich wegen der geringeren zu synchronisierenden Masse leichter schalten und die Synchronisierung unterliegt geringerem Verschleiß.

Die Auswirkungen auf das Drehschwingungsverhalten sind in der Grafik „Wirkung (Übertragung von Drehschwingungen)“ ersichtlich. Bei der bisher üblichen Ausführung mit konventionellem Schwungrad und torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe werden die Drehschwingungen im Leerlaufbereich weitestgehend ungefiltert an das Getriebe weitergeleitet und verursachen das Gegeneinanderschlagen der Zahnflanken der Getrieberäder (Getrieberasseln).

Durch den Einsatz eines Zweimassenschwungrades hingegen werden die vom Motor eingeleiteten Drehschwingungen durch den konstruktiv aufwendigen Torsionsdämpfer herausgefiltert, die Getriebebauteile werden nicht von ihnen beaufschlagt – es rasselt nicht, die Komforterwartungen des Autofahrers werden in vollem Umfang erfüllt!

### Die Vorteile des LuK-Zweimassenschwungrades auf einen Blick:

- Erstklassiger Fahrkomfort
- Absorbiert Vibrationen
- Isoliert Geräusche
- Kraftstoffeinsparung durch niedrige Motordrehzahlen
- Erhöhter Schaltkomfort
- Geringerer Verschleiß der Synchronisierung
- Überlastschutz für den Antriebsstrang



## Aufbau und Funktion:

Mit dem Zweimassenschwungrad steht ein äußerst leistungsfähiges System zur Dämpfung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang zur Verfügung und hat sich im Bereich Oberklasse durchgesetzt.

Die Bedeutung der Mittelklasse und sogenannter Kompaktfahrzeuge mit quer eingebauten Motoren nimmt in hohem Maße zu. Die Forderungen nach verbrauchs- und schadstoffreduzierten Motoren nimmt zu, was aber gleichzeitig zu höheren Motorungleichförmigkeiten führt, insbesondere im Bereich der direkt einspritzenden Dieselmotoren. Um aber auch bei diesen Fahrzeugen den Fahrkomfort der Oberklasse zu erreichen, hat LuK das DFC entwickelt.

## Zwei grundsätzliche Probleme mußten in diesem Zusammenhang gelöst werden:

1. Die Einbauträume bei front-querangeordneten Fahrzeugen sind stark eingeschränkt.
2. Die bei dieser Fahrzeugklasse zugrunde liegende Preisstruktur macht kostenoptimierte Lösungen notwendig, um die Funktionskosten für den verbesserten Torsionsdämpfer umsetzen zu können.

Das DFC isoliert bereits im Leerlauf wirkungsvoll die Motorschwingungen; d. h. Getrieberrasseln tritt nicht mehr auf und das unangenehme Dröhnen der Karosserie in bestimmten Drehzahlbereichen verschwindet.

## Auch in Hinblick auf den Umweltschutz werden hierdurch positive Folgen sichtbar:

- Durch das exzellente Geräuschverhalten bei niedertouriger Fahrweise, wird weniger geschaltet, die mittleren Betriebsdrehzahlen sinken.
- Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems erhöht sich hierdurch und der Kraftstoffverbrauch und der damit verbundene Ausstoß an Schadstoffemissionen wird verringert.

Das DFC stellt eine Integration aus Zweimassenschwungrad, Kupplungsdruckplatte und Kupplungsscheibe dar.

Das gesamte Modul wird dem Fahrzeughersteller- und Ersatzteilhandel incl. Kurbelwellenschrauben geliefert und kann dort innerhalb der Produktionsabläufe bzw. Reparatur als Einheit montiert werden. Durch Öffnungen in der Tellerfeder und der Kupplungsscheibe können die Kurbelwellenschrauben festgezogen werden.

## Weitere Vorteile gegenüber konventionellen Systemen:

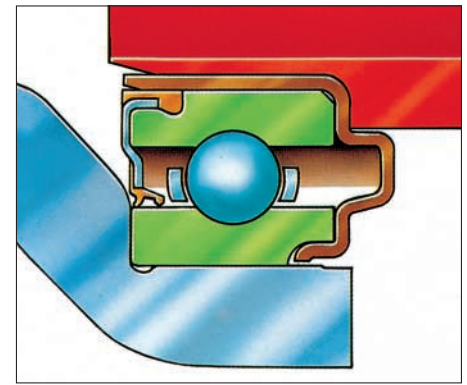
- geringeres Gewicht
- geringere Unwucht des Gesamtsystems
- geringere Zungenhöhtoleranz der Tellerfeder.

## TECHNIK TOTAL

### Kupplungsdeckel:

Die topfartige Primärmasse (1), die das Dämpfergehäuse für die Bogendruckfedern bildet, zugehöriger Deckel (3), Massering (2) und der Deckelring (7) werden aus einer Blechrunde tiefgezogen.

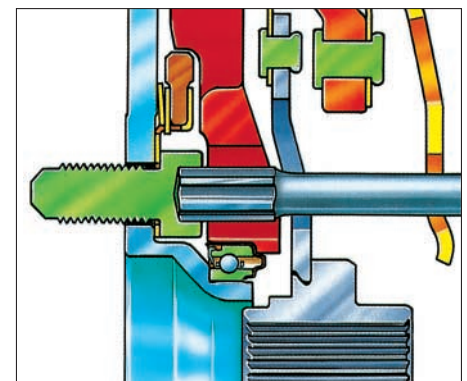
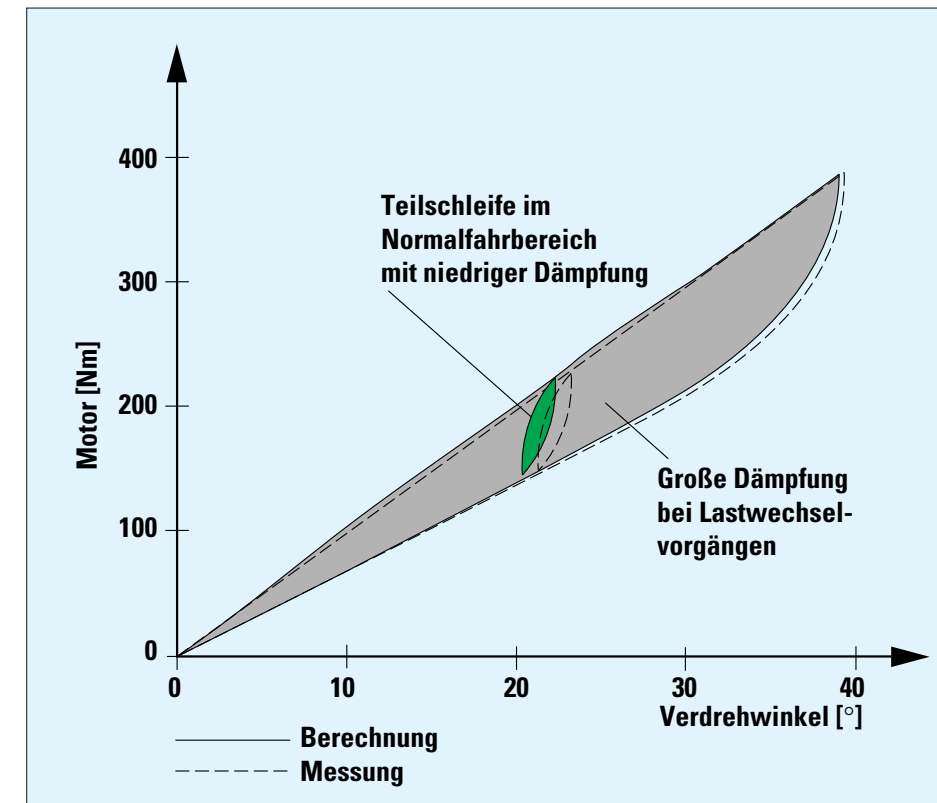
Die Sekundärschwungmasse (2) und Anpreßplatte (25) bestehen aus Grauguß, der über eine sehr gute Wärmeleitfähigkeit verfügt. Die durchdachte Ventilation und Luftkühlung bewirkt eine hervorragende Kühlung des Schwungrades und der Kupplungsdruckplatte.



### Lager

Eine spezielle Lagerkonstruktion ermöglicht es, die Lagerung innerhalb der Kurbelwellenverschraubung anzuordnen. Das Lager (14) ist den Drehschwingungen des Motors permanent ausgesetzt, wobei keine weitere Relativbewegung zwischen Innen- und Außenring stattfindet. Gleichzeitig treten hohe Spitzentemperaturen auf. Diese Betriebsbedingungen stellen eine außergewöhnlich hohe Belastung für das Lager dar.

Die Lösung ist ein integriertes Lagerkonzept mit speziellen Dichtungen, die eine Schmierung über die gesamte Lebensdauer garantieren. Eine vorhandene Wärmeisulationskappe hält auch höchsten Betriebstemperaturen stand.



### Bogenfeder:

Der Bogenfederdämpfer, bereits im Zweimassenschwungrad verwendet, ist in die DFC Einheit integriert. Das Feder-Dämpfungssystem muß zwei sich widersprechende Anforderungen erfüllen.

1. Im Normalbetrieb erzeugt die Ungleichförmigkeit des Motors nur geringe Arbeitswinkel im Dämpfer. In diesem Betriebsbereich werden zur optimalen Schwingungsdämpfung niedrige Federraten, verbunden mit geringer Dämpfung, benötigt.
2. Bei typischen Lastwechseln (z. B. Vollgasgeben) treten Lastwechselschwingungen auf, die in hohem Maße zur Geräuschbildung führen. Dieser Effekt kann nur mit einem Torsionsdämpfer bekämpft werden, der eine extrem niedrige Federrate und gleichzeitig eine hohe Dämpfung besitzt.

Der Bogenfederdämpfer löst diesen Widerspruch; d. h. bei großen Arbeitswinkeln bietet er bei sehr niedrigen Federraten eine hohe Dämpfung, gleichzeitig isoliert er perfekt Schwingungen durch niedrige Dämpfung und geeignete Federraten im normalen Fahrbetrieb.

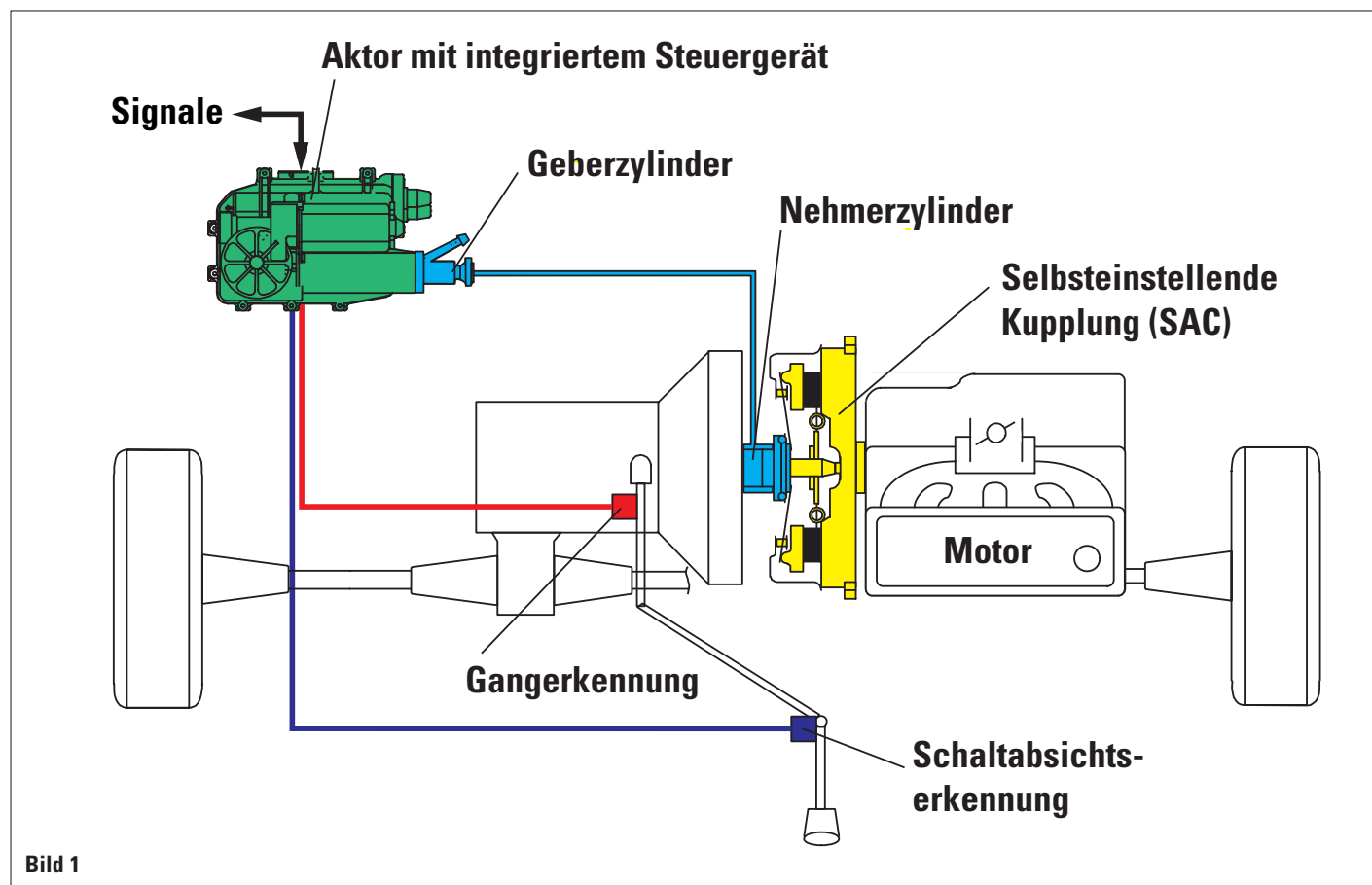
### Montage und Logistik

Das DFC reduziert drastisch den Montageaufwand bei der Fahrzeugherstellung und auch im Werkstattbereich.

Die Kupplungsdruckplatte kann von der Einheit getrennt werden, um ggf. die Kupplungsscheibe auszutauschen (Verölung etc.).

Ein weiterer Vorteil liegt in der Teilezuordnung: alle Teile sind aufeinander abgestimmt und werden in der Regel komplett geliefert und ausgetauscht.

Die Typenvielfalt nimmt drastisch ab und somit auch der gesamte logistische Aufwand (Teilelager, Katalogzuordnung etc.).



Mit der wachsenden Verkehrsdichte und dem steigenden Komfortanspruch hält auch die Automatisierung des Antriebstranges zunehmend Einzug in unsere Kraftfahrzeuge. Ein wichtiger Schritt in diese Richtung ist das Elektronische Kupplungs-Management (EKM). Mit dem Ziel, einen neuen Maßstab zu setzen, hat LuK das derzeit weltweit kompakteste und komfortabelste EKM zur Serienreife entwickelt. In der Entwicklungsphase wurden über 4 Millionen Erprobungskilometer (Taxi-Dauerläufer, Sommer- und Winterfahrten...) und mehr als 30.000 Prüfstandsstunden absolviert, um bestmögliche Zuverlässigkeit und Funktionalität sicherzustellen. Seit 1997 wird das System in Großserie produziert.

Das LuK-EKM ist so konzipiert, daß es in Zusammenarbeit mit dem Fahrzeughersteller mit minimalem Aufwand als "Add-on"- System in das Fahrzeug integriert werden kann.

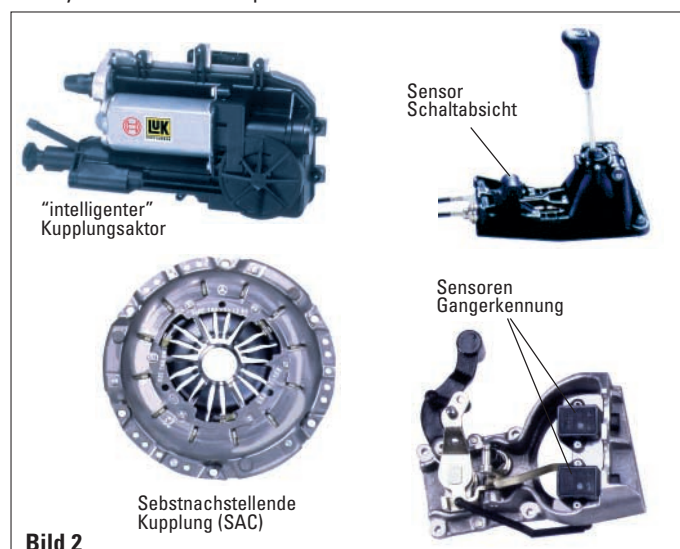
### Funktion des EKM:

Bei einem EKM schaltet der Fahrer wie gewohnt, ohne selbst kuppeln zu müssen. Die Betätigung der Kupplung beim Anfahren, Schalten und Anhalten wird elektromotorisch optimal ausgeführt. Das bedeutet Komfort- und Sicherheitsgewinn durch die Entlastung des Fahrers und gleichzeitig Fahrspaß mit dem Schaltgetriebe.

schleißnachstellung über die Lebensdauer konstant bleibt.

Die SAC in Kombination mit intelligenten Steuerungsstrategien, wie z. B. der sogenannten **Momentennachführung**, ermöglicht die Verwendung eines sehr kleinen Elektromotors für den Stellantrieb. Dieser kleine Elektromotor hat eine geringe Wärmeentwicklung, so daß Stellantrieb und Steuergerät zu einem "intelligenten Aktor" kombiniert werden können (siehe **Bild 3**).

Ein wichtiges Ziel bei der Entwicklung des LuK-EKMs war die Aufwandsminimierung für den Fahrzeughersteller. Das System sollte ein reines Add-On-System sein und Änderungen an Getriebe sowie Schaltbetätigung waren zu vermeiden. So wurde erreicht, daß auf den Kupplungswegsensor verzichtet wird, ebenso entfällt der Getriebeeingangsdrehzahlsensor (siehe **Bild 4**). Damit sind Modifikationen an Getriebe und Ausrücksystem nicht notwendig, und Sensoren sowie die dafür notwendigen Verkabelungen entfallen. Als Zusatzaufwand sind nur Sensoren zur Detektion der Schaltabsicht bzw. zur Gangerkennung erforderlich. Alle anderen Signale sind im Fahrzeug bereits vorhanden. Das Ziel der Aufwandsminimierung konnte durch intelligente Steuerungssoftware realisiert werden.

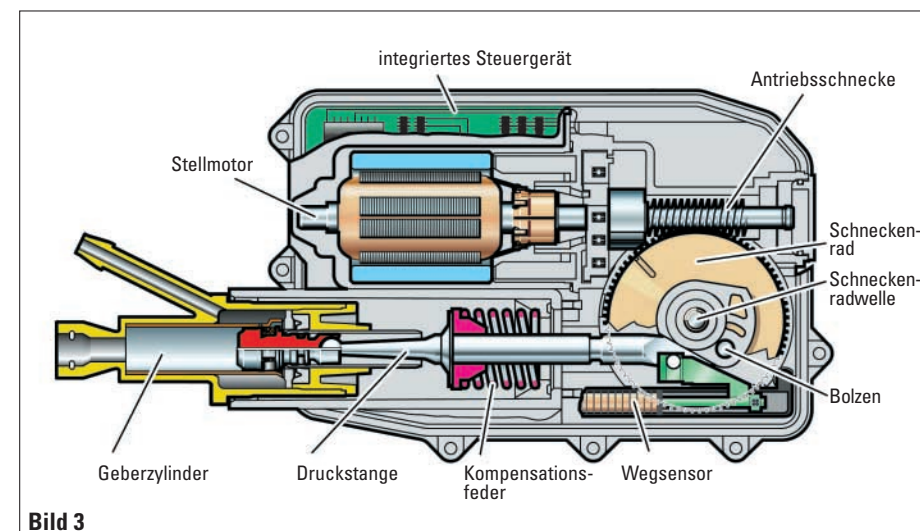


Die Komponenten des LuK EKM

### Aufbau und Besonderheiten des LuK-EKM:

**Bild 1** zeigt den Prinzipaufbau des elektromotorischen EKM.

Basis dieses Systems ist die selbstnachstellende, kraftreduzierte Kupplung, kurz SAC (Self Adjusting Clutch). Im Gegensatz zu einer konventionellen Kupplung besitzt die SAC bei gleicher Übertragungsleistung eine um bis zu 30 % geringere Ausrückkraft, welche dank automatischer Ver-

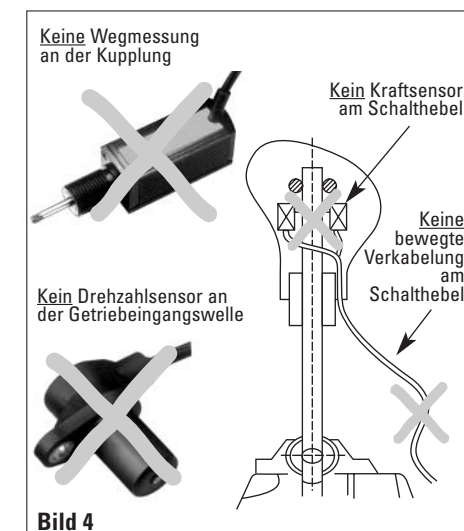


### Die Momentennachführung

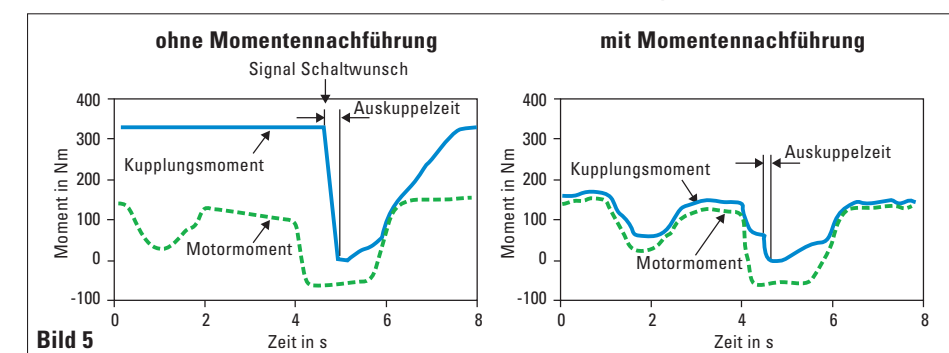
Wichtige Basis für schnelle Schaltzeiten mit kleinem Elektromotor und guten Lastwechselkomfort ist die bereits erwähnte Momentennachführung, deren Funktionsweise anhand von **Bild 5** erläutert wird.

In der Praxis kann eine vollständig geschlossene Kupplung das 1,5- bis 2,5-fache des maximalen Motormomentes übertragen. Die Momentennachführung basiert auf der Grundidee, das Kupplungsmoment dem aktuell anliegenden Motormoment plus einem kleinen Sicherheitsfaktor anzupassen. Somit wird bereits bei Gaswegnahme unmittelbar vor einer Schaltung das Kupplungsmoment reduziert. Bei Auslösung der Schaltabsicht ist die Kupplung schon fast geöffnet. Die restliche Zeit zum vollständigen Öffnen ist sehr kurz und erlaubt somit auch sportlich schnelle Schaltungen.

Ein weiterer Vorteil der Momentennachführung ergibt sich bei Lastwechseln. Ein schneller Gasstoß erzeugt Momentenspitzen und damit Ruckelschwingungen im Antriebstrang. Bei der Momentennachführung verhindert eine sehr kurze Schlupfphase der Kupplung diese Schwingung. Dies steigert den Komfort und schont den Antriebstrang. Der sehr kleine Schlupf ist für Kraftstoffverbrauch und Kupplungsverschleiß nicht relevant.



Das neue LuK EKM: Aufwandsminimierung durch Wegfall dieser Komponenten



### Vorteile des LuK-EKM:

#### Sicherheitsgewinn im Straßenverkehr

Mit der Entlastung durch das EKM-System braucht sich der Fahrer weniger auf die Fahrzeugbedienung zu konzentrieren und kann somit dem Verkehrsgeschehen erhöhte Aufmerksamkeit widmen. Der Motor kann nicht mehr abgewürgt werden.

#### Erleichterung des Rangierens

LuK hat eine Strategie entwickelt, die das Fahrzeug bei eingelegetem 1, 2 und Rückwärtsgang auch bei nicht betätigtem Gaspedal ankrichen läßt. Diese Kriechfunktion, wie man sie bei Automatikgetrieben schätzt, ermöglicht millimetergenaues Rangieren. Bei Bremsbetätigung wird das Kriechmoment auf Null abgebaut – somit entsteht kein Verbrauchsachteil.

#### Komfortgewinn bei Stop and Go

Das Fahren bei Stop- and Go-Verkehr wird wesentlich erleichtert. Zudem ist auch hier die Kriechfunktion sehr hilfreich. Lastwechselkomfort und hohe Schaltdynamik Die erläuterte Momentennachführung erlaubt eine hohe Schaltdynamik des Fahrers. Außerdem kann das Lastwechselverhalten deutlich verbessert werden.

#### Schutz von Motor und Getriebe vor Fehlbetätigung

Würde bei einer Rückschaltung der Motor über die zulässige Höchstdrehzahl geschleppt werden, so wird die Kupplung nur soweit geschlossen, daß der Motor nicht beschädigt wird. Getriebschäden werden vermieden, da die

Kupplung nur geschlossen wird, wenn der Gang vollständig eingelegt ist.

#### Anschleppen/Abschleppen

Im Notfall kann das Fahrzeug wie bei konventionell betätigter Kupplung abgeschleppt werden. Ein Anschleppen des Motors ist ebenfalls möglich.

#### Optionen

Zusätzliche Optionen des EKM-Systems ermöglichen eine wesentliche Reduzierung des Treibstoffverbrauchs:

#### Start-/Stop-Funktion

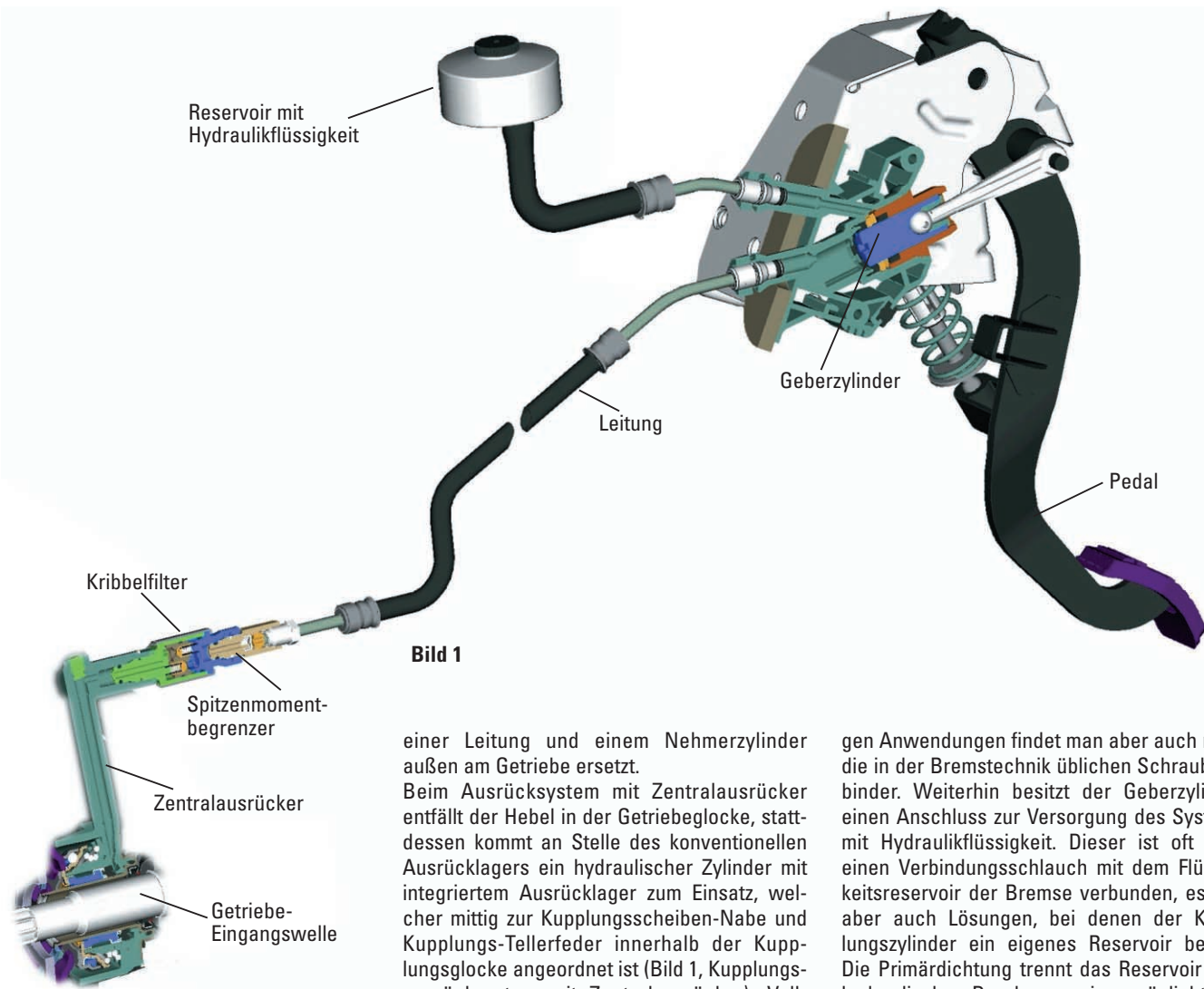
Mit Hilfe des EKM-Systems ist es möglich, ohne Komforteinbußen in geeigneten Situationen vollautomatisch den Motor abzuschalten. Das Starten des Motors kann ohne zusätzlichen Eingriff des Fahrers erfolgen, z.B. beim Einlegen des ersten Ganges.

#### Ganganzeige

Mit Hilfe eines in der Instrumententafel angebrachten Displays kann der Fahrer über den aktuell eingelegten Gang informiert werden, ohne daß er den Blick auf den Schalthebel richten muß.

#### Schaltempfehlung

Durch die Ansteuerung der Ganganzeige in der Instrumententafel kann der Fahrer informiert werden, welcher Gang für verbrauchsoptimierten Betrieb eingelegt werden kann. Da ein Gangwechsel mit dem EKM-System mühelos möglich ist, wird der Fahrer der Empfehlung gerne folgen.



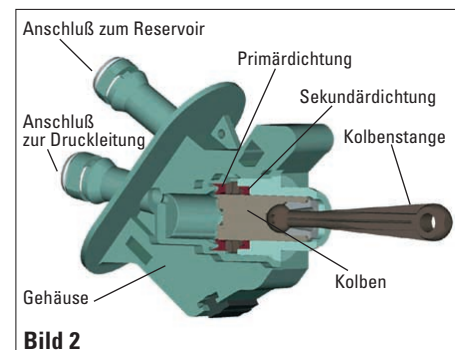
**Bild 1**

einer Leitung und einem Nehmerzylinder außen am Getriebe ersetzt. Beim Ausrücksystem mit Zentralausrücker entfällt der Hebel in der Getriebeglocke, stattdessen kommt an Stelle des konventionellen Ausrücklagers ein hydraulischer Zylinder mit integriertem Ausrücklager zum Einsatz, welcher mittig zur Kupplungsscheiben-Nabe und Kupplungs-Tellerfeder innerhalb der Kupplungsglocke angeordnet ist (Bild 1, Kupplungsausrücksystem mit Zentralausrücker). Vollhydraulische Systeme besitzen aufgrund der geringen Teileanzahl den Vorteil einer einfachen Montage beim Fahrzeughersteller und die Verlegung der hydraulischen Leitung im Motorraum bietet ein hohes Maß an konstruktiver Flexibilität.

## Aufbau und Funktion der einzelnen Komponenten:

### Geberzylinder

Der Geberzylinder (Bild 2) besteht aus einem Gehäuse, einem Kolben mit der Kolbenstange und einer Anordnung aus zwei Dichtungen (Primär- und Sekundärdichtung). Er besitzt einen hydraulischen Anschluss für die Druckleitung zum Nehmerzylinder; dieser ist meistens als Schnellverbinder ausgeführt, in eini-



**Bild 2**

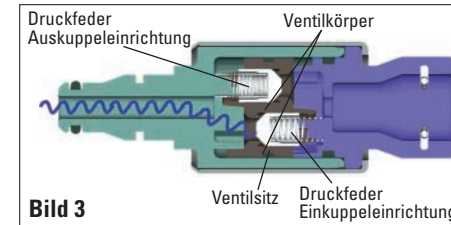
gen Anwendungen findet man aber auch noch die in der Bremstechnik üblichen Schraubverbinder. Weiterhin besitzt der Geberzylinder einen Anschluss zur Versorgung des Systems mit Hydraulikflüssigkeit. Dieser ist oft über einen Verbindungsschlauch mit dem Flüssigkeitsreservoir der Bremse verbunden, es gibt aber auch Lösungen, bei denen der Kupplungszylinder ein eigenes Reservoir besitzt. Die Primärdichtung trennt das Reservoir vom hydraulischen Druckraum, sie ermöglicht den Druckaufbau zum Betätigen der Kupplung. Die Sekundärdichtung dichtet den Niederdruckraum des Reservoirs gegen die Umgebung ab. Bei entlastetem Pedal sorgt eine Feder am Pedal oder im Geberzylinder dafür, dass der Kolben vollständig zurückbewegt wird. In dieser Situation ist die Verbindung zwischen dem Reservoir und dem Druckraum geöffnet, auf diese Art und Weise kann in dem System eingeschlossene Luft entweichen und im Neuzustand lässt sich das System leichter befüllen.

### Leitung

Die hydraulische Druckleitung ist den Bremsleitungen im Kraftfahrzeug nachempfunden und besteht in der Regel aus einem Schlauch und einer festen Verrohrung. Der Schlauch ist erforderlich, um Bewegungen zwischen dem Antriebsstrang und dem Chassis des Fahrzeuges auszugleichen. Bei der Verlegung der Leitung ist darauf zu achten, dass diese nicht mit anderen Bauteilen im Motorraum in Kontakt ist. Weiterhin muss sichergestellt sein, dass die Verrohrung nicht beschädigt, geknickt oder durch Korrosion angegriffen wird. In zunehmendem Maße werden Leitungen aus Kunststoff eingesetzt. In diesem Fall muss zwingend darauf geachtet werden, dass die Leitung nicht in der Nähe von heißen Zonen (Turbolader, Auspuffkrümmer) verlegt wird.

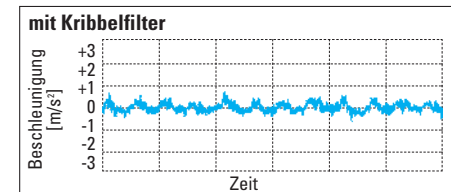
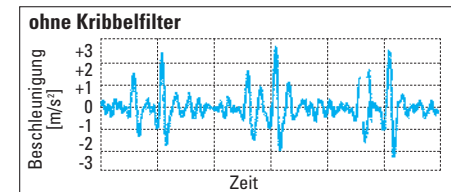
## Schwingungsdämpfer

In Kraftfahrzeugen kann es durch den Verbrennungsprozess des Motors zu Schwingungsanregungen der Kupplung kommen, die sich durch das Ausrücksystem bis zum Pedal fortpflanzen. Der Fahrer spürt diese Schwingungen dann als unangenehmes Kribbeln am Fuß oder hört sie als Geräusch. Zur Vermeidung der Schwingungsübertragung können Filterelemente in der Leitung eingesetzt werden. Dies sind entweder Membrandämpfer oder Kribbelfilter (Bild 3) mit zwei gegensinnig angeordneten Rückschlagventilen.



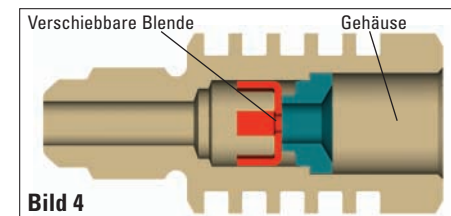
**Bild 3**

## Schwingungen am Kupplungspedal

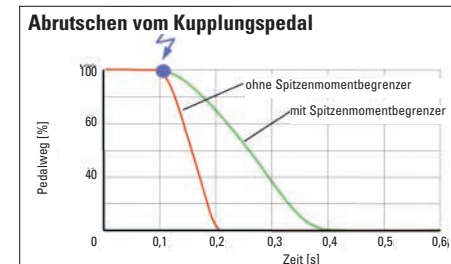


## Spitzenmomentbegrenzer

Spitzenmomentbegrenzer (Bild 4) sind bewegliche Blenden in der hydraulischen Leitung. Sie begrenzen den Volumenstrom nur während des Einkuppelns. Hierdurch soll eine Überlastung des Antriebsstranges bei schlagartigem Einkuppeln durch Abrutschen vom Kupplungspedal verhindert werden. Spitzenmomentbegrenzer dürfen im Wartungsfall nicht aus dem hydraulischen System entfernt werden, da es ansonsten in der Folge zu Schäden am Getriebe, an den Antriebswellen oder am Zweimassenschwungrad kommen kann.

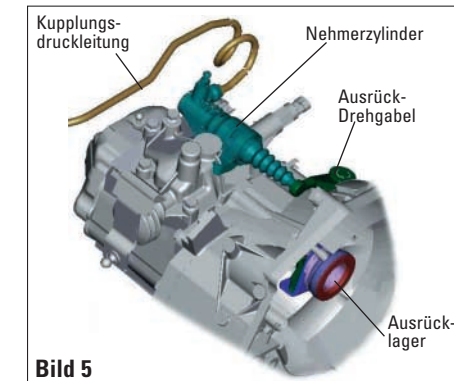


**Bild 4**



## Nehmerzylinder

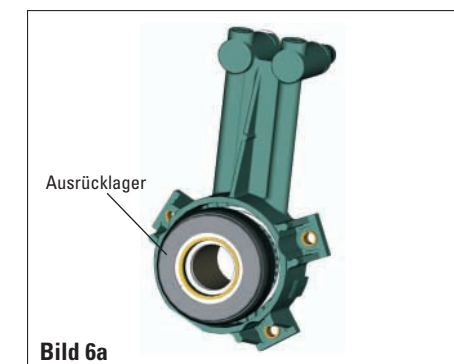
In einem semihydraulischen System liegt der Nehmerzylinder meistens außerhalb der Getriebeglocke und dient zur Betätigung des Kupplungshebels (Bild 5). In diesem Fall besteht der Nehmerzylinder aus einem Gehäuse, dem Kolben mit Abdichtung, einer Vorlastfeder und einer Entlüfterschraube. Die Vorlast-



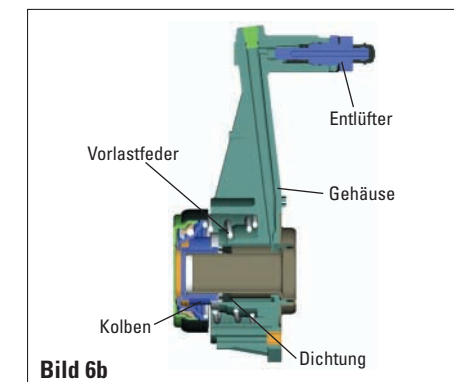
**Bild 5**

feder sorgt für eine permanente Vorlast des Ausrücklagers, damit dieses auch im druckfreien Zustand des Ausrücksystems mitdreht und störende Geräusche vermieden werden. Die Entlüftungsschraube erleichtert das Spülen des Systems im Wartungsfall.

In einem System mit Zentralausrücker (Bild 6) ist das Ausrücklager direkt mit dem Kolben verbunden und über die integrierte Vorlastfeder gegen die Tellerfederungen der Kupplung gespannt. Die Ausrückbewegung der Kupplung wird durch den hydraulischen Druck eingeleitet, beim Einrücken schiebt die Tellerfeder der Kupplung den zentralen Kolben in die Ausgangslage und die Flüssigkeit strömt zurück in den Geberzylinder. Durch den großen konstruktiv vorgesehenen Hub kann der Nehmerzylinder Toleranzen beim Einbau und Kupplungsverschleiß ausgleichen.



**Bild 6a**



**Bild 6b**

## Hydraulikflüssigkeit

Wenn nichts anderes vom Fahrzeughersteller angegeben ist, arbeiten die hydraulischen Systeme mit Bremsflüssigkeit. Bei Auslieferung des Fahrzeuges ist das System bereits werksseitig gefüllt. Durch den Einsatz im Fahrzeug reichert sich die Bremsflüssigkeit mit Wasser an und der Siedepunkt sinkt ab. Im Extremfall kann es dadurch bei sommerlichen Temperaturen zu Dampfblasenbildung im Nehmerzylinder kommen, dies kann zu Problemen beim Auskuppeln führen. Zur Vorbeugung ist es notwendig, die Bremsflüssigkeit mindestens alle zwei bis drei Jahre auszutauschen. Bei der Wahl der Ersatzflüssigkeit ist den Empfehlungen des jeweiligen Fahrzeugherstellers dringend Folge zu leisten, da ansonsten Schäden an den Dichtungen oder Geräuschbildung am Geberzylinder nicht auszuschließen sind.

Die Wartung eines hydraulischen Ausrücksystems beschränkt sich im Normalfall auf den Tausch der Bremsflüssigkeit. Gut ausgestattete Werkstätten verfügen zu diesem Zweck über Befüllgeräte, die einen schnellen und sauberen Austausch erlauben. Steht kein Gerät zur Verfügung, kann ähnlich wie bei der Bremse eine Neubefüllung durch Pumpen am Pedal und synchrones Öffnen und Schließen der Entlüfterschraube vorgenommen werden. Damit der Spülvorgang möglichst vollständig erfolgt und keine Luftblasen in das System eingetragen werden, sollte auch in diesem Fall auf die spezifischen Empfehlungen der Fahrzeughersteller zurückgegriffen werden.

Sauberkeit ist bei allen Arbeiten an einem hydraulischen System unabdingbar. Bereits kleinste Verunreinigungen durch Schmutzpartikel können zu Undichtigkeit und Fehlfunktionen führen. Bei Systemen, die für Bremsflüssigkeit vorgesehen sind, darf keinesfalls Mineralöl in das Innere gelangen. Ein Nachbefüllen der Zylinder oder der Konnektoren ist aus diesem Grund auch zu unterlassen. Selbst kleinste Mengen von Mineralöl können zur Zerstörung der Dichtungen führen. Bei Kupplungssystemen, die ein gemeinsames Reservoir mit der Bremse haben, besteht durchaus die Gefahr, dass eine Kontamination in der Bremsanlage verschleppt werden kann.

Beim Austausch der Kupplung sollte der Zentralausrücker visuell begutachtet werden. Bei Anzeichen einer Leckage, extremer Wärmeentwicklung, Schwergängigkeit des Lagers oder der Hydraulik und bei fortgeschrittenem Verschleiß des Lagerringses zur Tellerfeder sollte der Zentralausrücker ebenfalls ausgetauscht werden.

## Vorteile der hydraulischen Ausrückssysteme:

- Flexibilität bei der Verlegung der Leitung
- Guter Betätigungskomfort durch geringe Reibung
- Vibrations- und geräuschoptimiert
- Einfache Montage und Wartung
- Integrierte Verschleißnachstellung



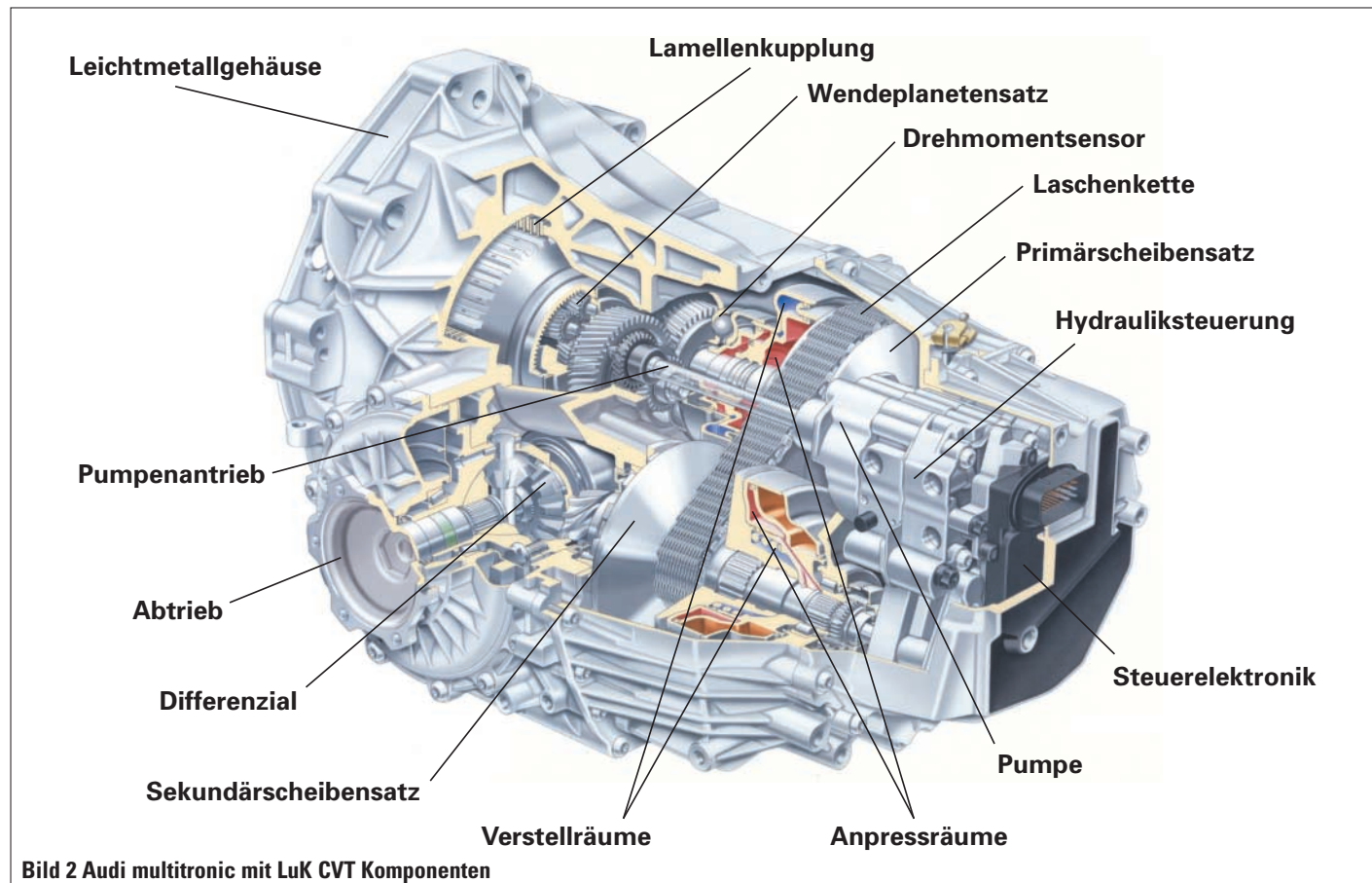


Bild 2 Audi multitronic mit LuK CVT Komponenten

## Continuously Variable Transmission CVT – stufenloses verstellbares Getriebe

Stufenautomaten und Handschaltgetriebe weisen feste Gangstufen auf, die es nicht erlauben, den Motor immer im optimalen Betriebsbereich zu betreiben. Dies ist nur dann möglich, wenn es gelingt, zwischen der maximalen (Anfahren) und der minimalen Getriebeübersetzung stufenlos zu variieren. Mit dem Entfall der Getriebestufen ist auch ein deutlicher Gewinn im Fahrkomfort und in den Fahrleistungen, bei gleichzeitig reduziertem Verbrauch verbunden.

LuK beschäftigt sich seit 1993 mit der Entwicklung von Komponenten für stufenlose Getriebe nach dem so genannten Umschlingungsprinzip. Ziel der Entwicklung war die Erreichung eines übertragbaren Motormomentes von 300 Nm, bei gleichzeitiger Verbesserung der Fahrleistungen und einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauches. Es ist LuK damit gelungen sich damit deutlich vom Wettbewerb abzuheben.

Bei diesem Prinzip läuft die LuK Kette zwischen zwei Kegelscheibenpaaren, die jeweils aus einer so genannten Fest- und einer Wegscheibe bestehen. Die Wegscheibe ist axial

beweglich auf der Welle gelagert und kann hydraulisch axial verschoben werden. Mit der axialen Verschiebung der Wegscheibe ist eine Veränderung des Laufradius der Kette und damit eine entsprechende Übersetzungsänderung verbunden.

Die Drehmomentübertragung erfolgt in Analogie zur Kupplung durch Reibung. Es muss also sichergestellt werden, dass die auf die Kegelscheiben wirkende Anpresskräfte ausreichend groß sind, um zum einen das Motormoment sicher übertragen zu können, aber auch radseitige Drehmomentstöße übertragen zu können, ohne dass das Umschlingungselement rutscht. Die Anpressung und Verstellung der Scheibensätze erfolgt hydraulisch.

### Aufbau eines CVT

Neben der Einstellung der gewünschten Übersetzung gibt es noch eine Reihe weiterer Funktionen, die durch das Getriebe sichergestellt werden müssen. Dazu gehört beispielsweise die Funktion des Anfahrens oder die Realisierung eines Rückwärtsganges. Das folgende Bild zeigt den Aufbau eines CVT Getriebes am Beispiel der Audi multitronic®, wie sie seit 1999 in Serie, in verschiedenen Baureihen angeboten wird.

Im Bild 2 ist das Planetenwendegetriebe mit der Vorwärts- und Rückwärtskupplung zu erkennen. Es handelt sich dabei um einen Dop-

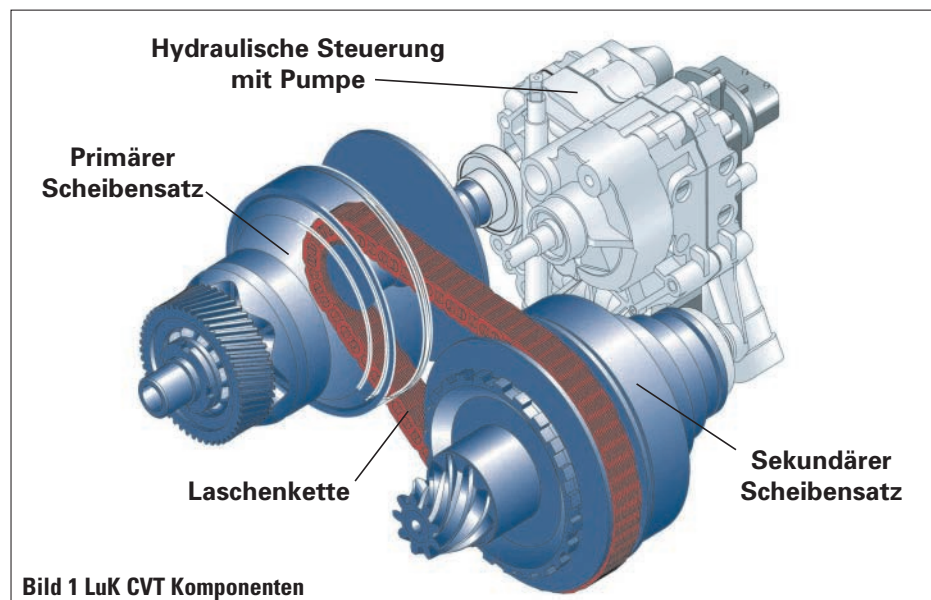


Bild 1 LuK CVT Komponenten

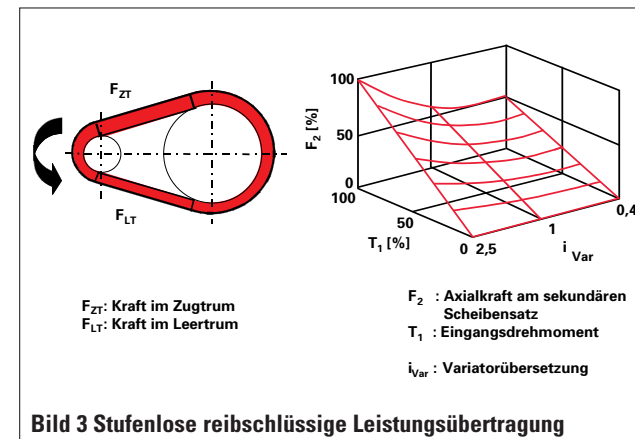


Bild 3 Stufenlose reibschlüssige Leistungsübertragung

pelplanetensatz, bei dem sich sowohl vorwärts als auch rückwärts eine gleiche Übersetzung ergibt. Auch diese Funktionen werden neben der Anpressung und Verstellung durch die hydraulische Ansteuerung der entsprechenden Kupplungen dargestellt. Diese Hydraulik wiederum erhält ihre Befehle von einer elektronischen Steuerung.

Als Anfahrlement wurde für die multitronic® eine nasse Lamellenkupplung gewählt. Wahlweise können für CVT aber auch hydrodynamische Drehmomentwandler oder hydraulische Kupplungen eingesetzt werden. Über eine Zahnradstufe wird das Drehmoment zum primären Scheibensatz übertragen. Diese Zahnradstufe erlaubt die Anpassung der Gesamtübersetzung an unterschiedliche Motoren. Auf dem primären Scheibensatz ist der zweistufige Drehmomentfühler zu erkennen, dessen Funktion noch ausführlich erläutert wird. Die Scheibensätze sind mit dem so genannten Doppelkolbenprinzip ausgeführt, d.h. getrennten Zylindern für Anpress- und Verstellfunktion. Zwischen den beiden Scheibensätzen ist die LuK Kette angeordnet. Der sekundäre Scheibensatz baut direkt auf der Ritzelwelle auf, die ihrerseits das Tellerrad antreibt. Von dort erfolgt die Drehmomentübertragung über das Differential zu den Flanschen auf die Antriebswellen des Fahrzeuges. Rechts im Bild ist die Hydraulik (einschließlich Pumpe) mit der aufgesetzten elektronischen Steuerung dargestellt. Gut zu erkennen ist auch der Antrieb der Pumpe, die als Innenzahnrad- oder Flügelzellenpumpe ausgeführt werden kann und ebenfalls im Haus entwickelt wird.

### Die stufenlose reibschlüssige Leistungsübertragung

Eine stufenlose reibschlüssige Kraftübertragung ist nur dann zuverlässig möglich, wenn in allen Betriebszuständen eine ausreichende Anpressung sichergestellt werden kann. Die optimale Anpressung stellt dabei immer eine Gratwanderung zwischen einem rutschenden Variator und einem schlechten Wirkungsgrad durch Überanpressung dar. Bild 3 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Eingangsmoment und der erforderlichen Anpresskraft am

sekundären Scheibensatz als Funktion der Übersetzung. Von besonderer Bedeutung ist in diesem Zusammenhang neben dem veränderlichen Motormoment insbesondere die sprunghafte Drehmomenteinleitung vom Rad, z.B. bei ABS-Bremsungen mit Eis-Asphalt-übergängen und bei Sprüngen vom Bordstein auf die Straße mit durchdrehendem Rad, die mit sehr großen Drehmo-

mentgradienten verbunden sind. LuK hat diese Probleme mit der Verwendung des hydro-mechanischen Drehmomentfühlers gelöst.

### Der zweistufige Drehmomentfühler

Die Funktion des zweistufigen Drehmomentfühlers orientiert sich am nachfolgend beschriebenen Prinzip. Dargestellt ist sowohl der einstufige als auch der zweistufige Drehmomentfühler. Das Drehmoment wird über eine Rampenplatte eingeleitet, von der der Kraftfluß über Kugeln auf einen axial beweglichen Fühlerkolben erfolgt, der sich gegen einen Öl Druck abstützt. Das von der Ölpumpe kommende Öl fließt über eine Abströmbohrung ab, deren Strömungswiderstand sich durch die Verschiebung des Fühlerkolbens so verändert, daß stets das Kräftegleichgewicht zwischen der Axialkraft der Fühlerrampen und der Druckkraft hergestellt wird. Damit wird der Druck, der direkt in den Anpresszylinder geleitet wird, vom Drehmomentfühler streng proportional zum anliegenden Drehmoment eingestellt.

Beim Auftreten eines Drehmomentstoßes verschließt die bewegliche Fühlerplatte die Abströmbohrung. Bei weiter steigendem Drehmoment schiebt die Fühlerplatte dann aktiv das Ölvolumen aus der Drehmomentfühlerkammer in die Scheibensätze zur Erhöhung der Anpressung.

Dies bedeutet, daß der Drehmomentfühler dann kurzzeitig wie eine Pumpe wirkt. Diese Zusatzpumpe kann im Fall eines Drehmomentstoßes kurzzeitig mehr als 30 l/min Förderstrom abgeben.

Zur Realisierung einer zweistufigen Fühlerkennlinie wird die Druckfläche des Fühlerkolbens in zwei Teilflächen aufgeteilt. Im Underdrivebereich, wo wegen des kleinen Wirkradius der Kette ein hoher Anpressdruck zur Übertragung des Drehmoments erforderlich ist, wird nur eine Teilfläche mit Druck beaufschlagt. Bei der durch das Drehmoment gegebenen Rampenkraft stellt sich zur Erfüllung des Kräftegleichgewichts ein hoher Druck im Drehmomentfühler und gleichzeitig im Anpresszylinder ein. Im Overdrivebereich, jenseits des Umschaltpunktes, werden beide Teilflächen mit Druck beaufschlagt. Bei gleichem Eingangsdrehmoment stellt sich somit ein niedrigerer Anpressdruck ein. Die Umschaltung der Kennlinie durch Zu- bzw. Wegschaltung der zweiten Teilfläche erfolgt direkt durch die mit der Änderung der Übersetzung erfolgende axiale Verschiebung der beweglichen Kegelscheibe des primären Scheibensatzes.

Wie im Bild dargestellt, wird die zweite Teilfläche im Underdrivebereich über die rechte Umschaltbohrung mit Umgebungsdruck belüftet. Im Overdrivebereich wird diese Bohrung verschlossen und die linke Umschaltbohrung stellt die Verbindung zum Anpressöl her.

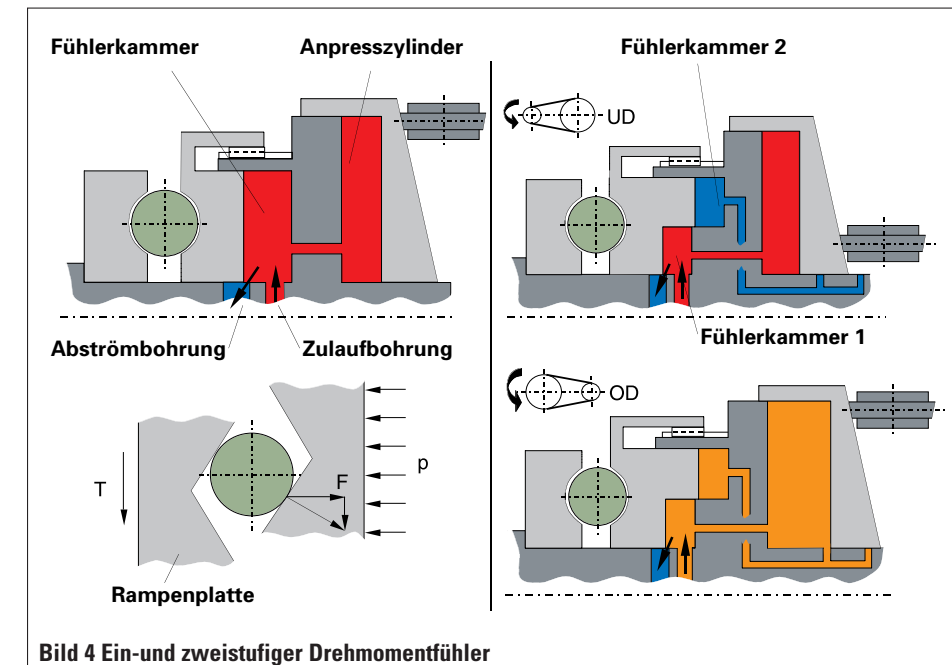


Bild 4 Ein- und zweistufiger Drehmomentfühler

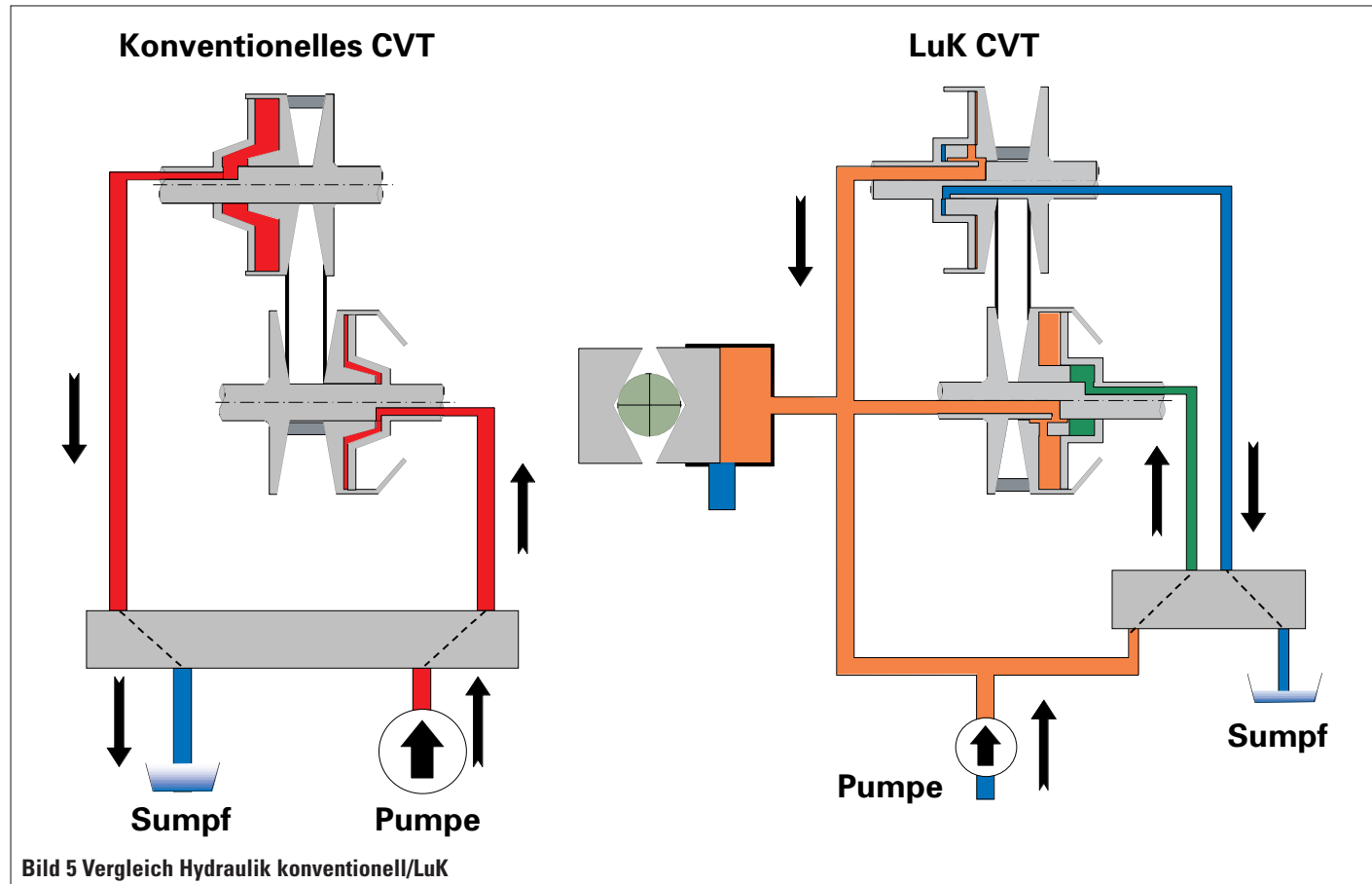


Bild 5 Vergleich Hydraulik konventionell/LuK

Dieses System wird aktuell weiterentwickelt. Der beschriebene zweistufige Drehmomentfühler kann mittels entsprechender Gestaltung der Rampen auch stufenlos ausgeführt werden. Wahlweise kann aber auch eine elektronische Anpressregelung, in Kombination mit einer Schlupf Gesteuerten Anpressung (SGA) zur Anwendung kommen.

fläche bedienen. Gleichzeitig wird Drucköl aus dem primären Scheibensatz in den Sumpf abgelassen, was einen Energieverlust darstellt. Analog gilt dies für die Overdriveverstellung. Damit ist für die Erfüllung der Dynamik eine Pumpe mit einem großen Fördervolumen notwendig. Dies wirkt sich ungünstig auf den Leistungsbedarf der Pumpe aus.

## LuK-Doppelkolbensystem mit Drehmomentfühler

Konventionelle Systeme weisen jeweils einen Druckzylinder –oft auch in verschachtelter Tandemanordnung– am Antriebs- und am Abtriebszylinder, wie im Bild 5 dargestellt, auf. Von der Pumpe strömt das Öl zu einer Steuereinheit, die die einzustellenden Drücke in die beiden Zylinder leitet. Diese erfüllen im Sinne einer Funktionsverknüpfung sowohl die Anpressung als auch die Übersetzungsverstellung.

Häufig wird die primäre Zylinderfläche sehr viel größer als die sekundäre ausgeführt. Der Hauptgrund dafür ist, daß viele ausgeführten CVT-Hydrauliksysteme keine Möglichkeit bieten, am primären Zylinder einen höheren Druck einzustellen als am sekundären Zylinder.

Für eine Schnellverstellung in Richtung Underdrive muß die Pumpe den gesamten Volumenstrombedarf der sekundären Zylinder-

Beim LuK-Doppelkolbensystem sind die Zylinderflächen aufgeteilt in rot dargestellte Teilflächen, die die Anpressung sicherstellen und in kleine, davon getrennte Teilflächen (blau bzw. grün dargestellt), die die Verstellung bewerkstelligen. Die Anpressung wird durch den bereits beschriebenen zweistufigen Drehmomentfühler sichergestellt. Für die Verstellung ist lediglich ein kleinerer Volumenstrom zur Bedienung der kleineren Verstellflächen erforderlich. Das Anpressöl selbst wird bei der Verstellung des Variators auf hohem Druckniveau direkt vom einen Scheibensatz in den anderen geleitet, ohne daß dazu ein besonderer Energieaufwand erforderlich wäre. Dadurch kann die Pumpe beim LuK-Doppelkolbenprinzip wesentlich kleiner ausgelegt werden als bei konventionellen Systemen, was den Gesamttriebwerksgrad und damit den Kraftstoffverbrauch verbessert.

## Aufbau primärer Scheibensatz

Bild 6 zeigt beispielhaft den Aufbau des primären Scheibensatzes mit LuK-Doppelkolben und dem zweistufigen Drehmomentfühler, auf dessen Funktion im Detail schon eingegangen wurde. Rot dargestellt ist die Ölführung für den Anpresszylinder, grün die Versorgung des Verstellzylinders. Blau unterlegt ist die Kammer 2 des Drehmomentfühlers und deren Versorgung. Die Drehmomentübertragung zwischen Welle und Wegscheibe erfolgt durch eine Mitnahmeverzahnung. Die Scheibensätze können durch die Verwendung von Blechumformteilen kostengünstig hergestellt werden und LuK konnte hier auf die Erfahrungen aus dem Kupplungsbau zurückgreifen. Die Geometrie der Bauteile wurde mittels FE Berechnung konsequent optimiert und damit konnte auch die mögliche Spreizung maximal ausgenutzt werden.

Als Dichtelemente werden Manteldichtringe

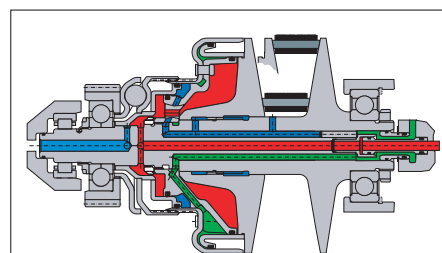


Bild 6 Scheibensatz 1 mit integriertem Drehmomentfühler (schematisch)

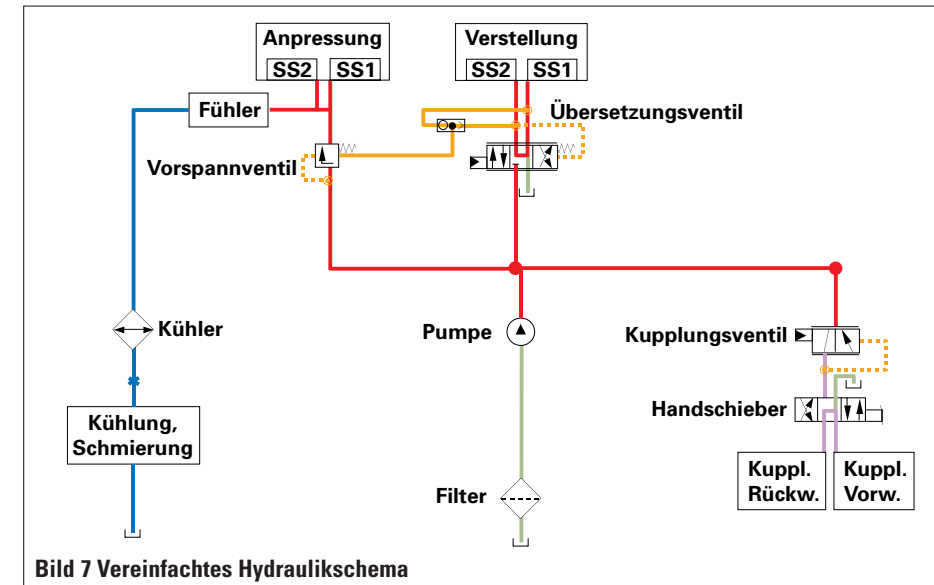


Bild 7 Vereinfachtes Hydraulikschema

für die dynamischen Abdichtungen eingesetzt. Die statische Abdichtung erfolgt durch O-Ringe.

## Vereinfachtes Hydraulikschema CVT mit Anfahrkupplung

Bild 7 zeigt vereinfacht das Hydraulikschema für das CVT mit Anfahrkupplung. Das System wird durch eine Pumpe mit vorgeschaltetem Saugfilter gespeist. Es wird das so genannte Vorspannventil, das Übersetzungsventil und das Kupplungsventil versorgt. Der Handschieber sorgt dafür, daß die Vorwärts- oder Rückwärtskupplung druckbeaufschlagt wird.

Beim Vorspannventil handelt es sich um ein Druckbegrenzungsventil. Es hat die Aufgabe, bei geringem Fühlerdruck und hohem Übersetzungsdruckbedarf am Übersetzungsventil eine Druckdifferenz zur Verfügung zu stellen. Je nach Betriebszustand ist der Druck des Momentenfühlers bestimmend oder der Verstelldruck an einem der beiden Scheibensätze. Durch einen Offset wird sichergestellt, daß der Vorsteuerdruck immer vorhanden ist. Im vorliegenden Schema sind die Vorsteuerleitungen nicht dargestellt.

Das über die Abströmbohrung des Momentenfühlers fließende Öl wird über den Kühler geführt und zur Kühlung und Schmierung des Systems verwendet.

Die Steuerung baut mit insgesamt nur 9 Schiebern und 3 Proportionalventilen kompakt und leicht. Bei Vollast stellen sich Drücke von 60 bar ein. Die Spitzendrücke liegen bei 100 bar. Durch eine hohe Fertigungsgenauigkeit werden kleine Schieberspiele und damit geringe Leckagen erzeugt.

## Die LuK-Kette

Auf der Basis der Wiegedruckstückkette der P.I.V. Antrieb Werner Reimers hat LuK die CVT-Kette für die automobiler Anwendung konsequent weiterentwickelt. Schwerpunkte waren und sind dabei festigkeitssteigernde Maßnahmen für die geforderte hohe Leistungsdichte sowie die Optimierung des akustischen Verhaltens.

Bild 8 zeigt die Kette für Anwendungen bis ca. 300 Nm Drehmoment. Sie besteht aus unterschiedlichen Kettenlaschen, die den Strang bilden, den Wiegedruckstücken der Gelenke und den Sicherungselementen.

Folgende Eigenschaften kennzeichnen die CVT-Kette:

- Mit ihr werden niedrige Verbräuche und eine hervorragende Fahrdynamik erzielt. Dies wird durch die reibungsarme Wiegegelenk-Konstruktion der CVT-Kette möglich, mit der kleine Laufkreise auf den Kegelscheiben und damit eine hohe Getriebespreizung realisiert wird.
- Mit der CVT-Kette sind hohe Drehmomente übertragbar. Durch entsprechende Strickmuster kann die Verteilung der Beanspruchung in der Kette optimiert werden.
- Das Element zeichnet sich durch niedrige innere Reibungsverluste durch das Abwälzen der Wiegedruckstücke aus und garantiert damit einen guten Getriebewirkungsgrad.
- Durch ballige Stirnflächen der Wiegestücke und wegen ihres gliedrigen Aufbaus ist die Kette unempfindlich gegen Spurversatz. In Kombination mit gewölbten Kegelscheiben wird die bei Verstellung zwangsläufig entstehende Zusatzkomponente des Spurversatzes verringert. Weiterhin ist die CVT-Kette unempfindlich gegen Scheibensatzverformungen unter Last, Winkelfehler und Relativverdrehungen zwischen fester und verschieblicher Kegelscheibe.

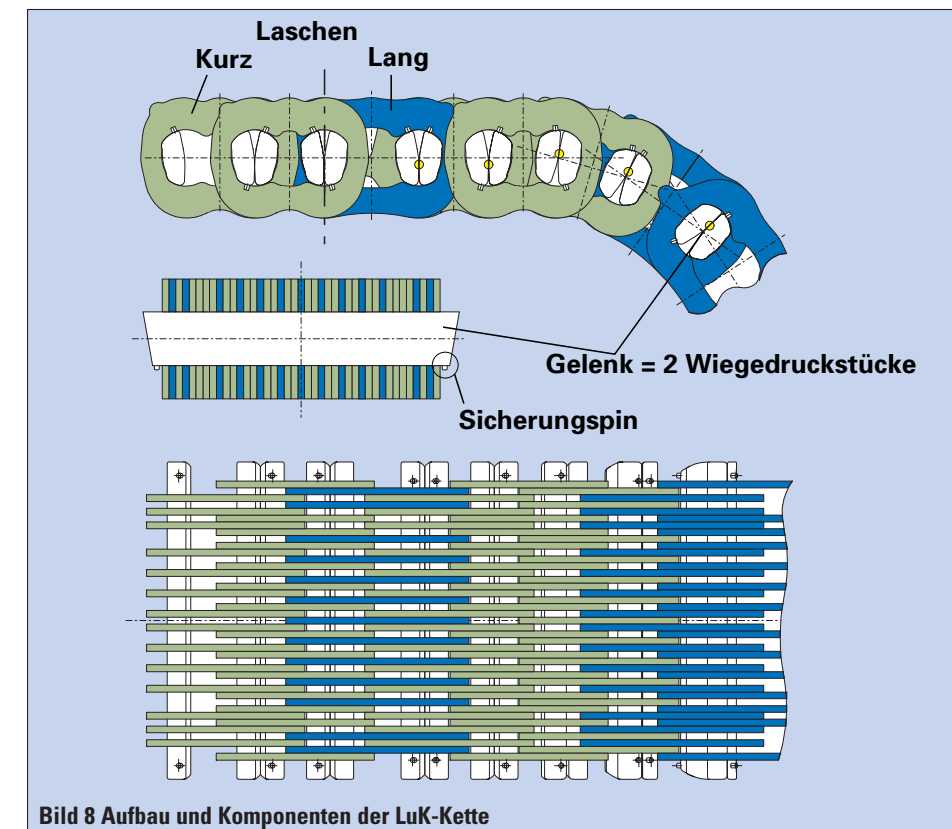


Bild 8 Aufbau und Komponenten der LuK-Kette