

# Elektromotorische Aktorik für Doppelkupplungs- getriebe –

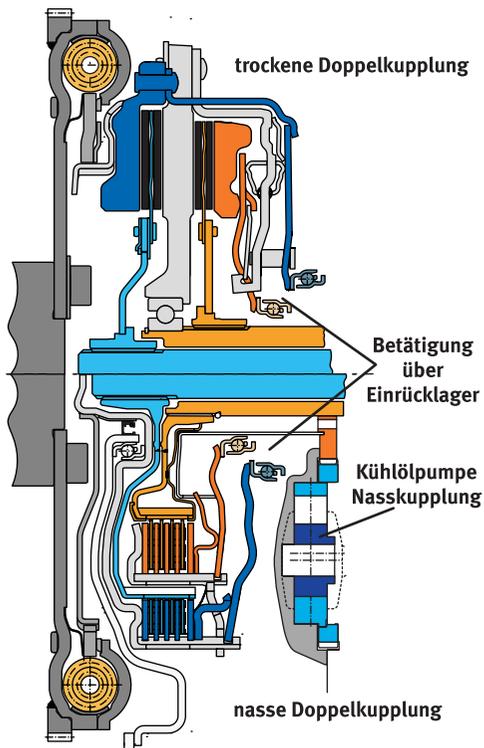
**Bester Wirkungsgrad  
aus eigenem Antrieb**

Uwe Wagner  
Reinhard Berger  
Matthias Ehrlich  
Manfred Homm



# Einleitung

Der Entwicklung von Doppelkupplungsgetrieben wird gegenwärtig bei fast allen Fahrzeugherstellern große Aufmerksamkeit beigemessen, versprechen sie doch, den hohen Komfort eines Stufenautomaten mit dem guten Basiswirkungsgrad eines Handschaltgetriebes zu verbinden. Neben den leistungsführenden Komponenten Doppelkupplung und Radsatz ist die automatische Betätigung der Kupplungs- und Schaltelemente im Getriebe von besonderer Bedeutung, denn sie beeinflusst ganz wesentlich die oben genannten Kriterien Komfort und Wirkungsgrad. Bei der Auswahl geeigneter Aktoren werden gegenwärtig ganz verschiedene, konkurrierende Konzepte betrachtet. Darin spiegelt sich die Tatsache wider, dass Doppelkupplungsgetriebe am Markt noch recht jung sind und ihnen ein konzeptioneller Reifeprozess bevorsteht [1]. Erste Erfahrungen über mögliche Aktoriken kommen



**Bild 1** Modulares Kupplungskonzept für Betätigung durch Einrücklager

aus dem Automatikgetriebebereich sowie von den automatisierten Schaltgetrieben [2].

Mit dem modularen Konzept für nasse und trockene Doppelkupplung (Bild 1) hat LuK Voraussetzungen für eine Vereinheitlichung nicht nur des Basisgetriebes sondern darüber hinaus auch für dessen Automatisierung geschaffen. Somit eröffnen sich für beide Varianten Synergiemöglichkeiten bei Steuergeräten und Aktorik.

Als Automatisierung für ein Getriebekonzept, das sich zum Ziel gesetzt hat, die besten Eigenschaften von Stufenautomaten und Handschaltern zu kombinieren, muss die Aktorik für das Doppelkupplungsgetriebe die folgenden technischen Anforderungen erfüllen:

1. Funktion
  - Hohe Stelldynamik
  - Präzise Regelbarkeit
  - Definiertes Notlaufverhalten
2. Lebensdauer
  - Fahrzeuglebensdauer von 240.000 km und mehr
  - Wartungsfreiheit
  - Robustheit gegenüber allen Umgebungsbedingungen (Temperaturen, Schwingungen, Schmutz)
3. Integration und Bauraumbedarf
  - Kompakte Komponenten
  - Möglichst geringer zusätzlicher Bauraumbedarf, daher möglichst hoher Getriebeintegrationsgrad
  - Einfache Montageprozesse
4. Energiebedarf
  - Möglichst geringer Energiebedarf der Aktoren und somit möglichst geringer zusätzlicher Kraftstoffverbrauch
5. Zusatzanforderung bei Erweiterungswunsch zum Hybridsystem
  - Energiequelle unabhängig vom Verbrennungsmotor

Insbesondere die letzten beiden Anforderungen nach minimalem Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch sowie die Unabhängigkeit der Energie-

quelle vom Verbrennungsmotor schränken die Auswahlmöglichkeiten ein. Wie schon im LuK Kolloquium 2002 [3] berichtet und auch aus heutiger Sicht nach Markteinführung der ersten Doppelkupplungsgetriebe [1] erfüllen Elektromotoren diese Anforderung am besten. LuK hat deshalb in enger Zusammenarbeit mit einem E-Motorenhersteller einen Baukasten von EC-Motoren für den Antrieb von Kupplungs- und Getriebeaktorik entwickelt (Bild 2). Die Baugrößen dieser Elektromotoren sind so dimensioniert, dass sie die Leistungsanforderungen der Verstelldynamik für die verschiedenen Aufgaben der Kupplungs- und Schaltungsbetätigung erfüllen.

Die Verwendung dieser Elektromotoren ist nicht auf das Doppelkupplungsgetriebe beschränkt. Basierend auf den nachfolgend gezeigten Aktoren lassen sich genauso Betätigungselemente für automatisierte Handschaltgetriebe, Verteilgetriebe oder Hybridkupplungen ableiten.

## Hebelaktor zur Kupplungsbetätigung Konzeptentwurf

Nach der Vorfestlegung auf elektromotorisch angetriebene Aktoren kommt den Kriterien Inte-

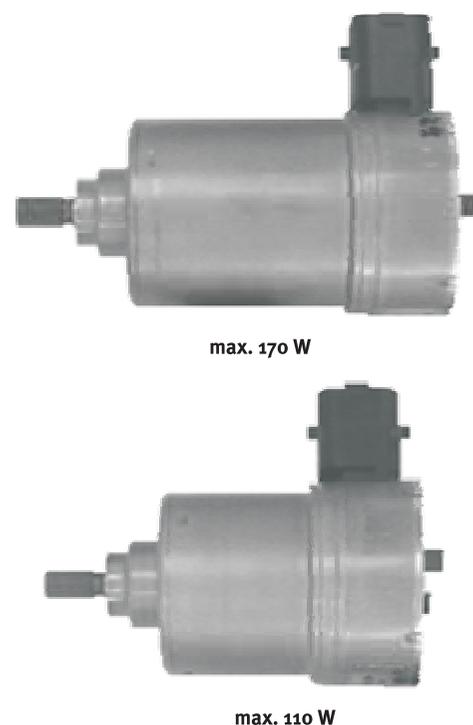


Bild 2 EC-Motoren Baukasten für Getriebeautomatisierung

gration und Bauraumbedarf die größte Bedeutung zu. Gesucht sind Lösungen, die nach Mög-

lichkeit Bauräume nah an den Betätigungsstellen nutzen, um letztendlich das Gesamtgetriebe nicht unnötig zu vergrößern.

Ausgehend von diesen Überlegungen ist ein Betätigungskonzept für die Doppelkupplung entstanden, bei dem Hebel in der Getriebeglocke über Einrücklager auf die Kupplung einwirken und die Elektromotoren direkt an die Glocke angeschraubt werden. Bild 3 zeigt eine schematische Darstellung dieses Hebelaktors.

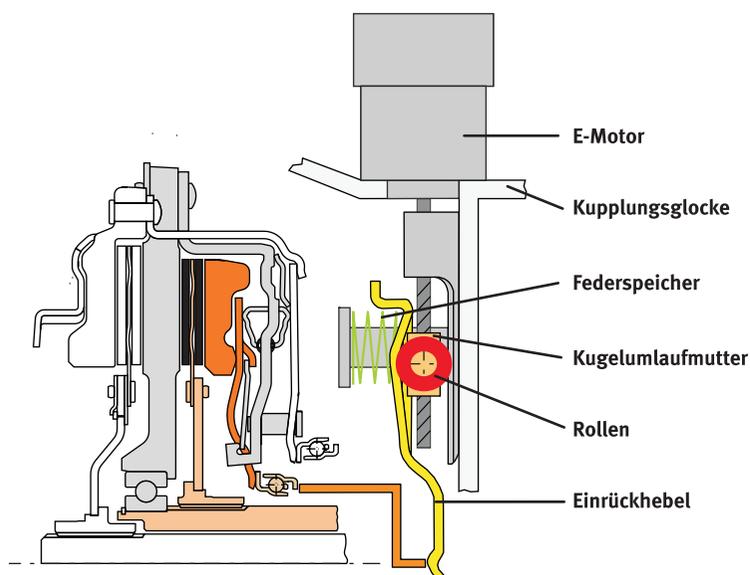


Bild 3 Hebelaktor zur Kupplungsbetätigung – Funktionsprinzip

Die Einrückkraft für die Kupplung wird durch eine im Aktor befindliche vorgespannte Feder aufgebracht. Diese wirkt am anderen Ende auf den Hebel ein. Dazwischen befindet sich ein verschieblicher Auflagerpunkt, dessen Längsbewegung mittels eines Kugelgewindetriebes durch die Rotation des E-Motors erzeugt wird.

## Hebelgleichgewicht

Mit einem einfachen Hebelmodell (Bild 4) lässt sich der Wirkmechanismus des Hebelaktors erklären. Die Vorspannkraft der Feder  $F_{\text{Feder}}$  und das aus der Stellposition  $x$  resultierende Hebelübersetzungsverhältnis bestimmen die Einrückkraft der Kupplung  $F_{\text{Kupplung}}$ , siehe Bild 5.

Eine wichtige Anforderung an die Aktoren für Doppelkupplungen ist das passive Öffnen bei Stromausfall („normally open“) [4]. Hier unterscheidet sich das Doppelkupplungsgetriebe von den automatisierten Handschaltgetrieben. Das dort zulässige „Einfrieren“ der Aktoren („normally stay“) könnte beim Doppelkupplungsgetriebe zu einem unlösbaren Verspannungszustand beider Kupplungen führen.

Die Forderung nach einem selbstöffnenden Doppelkupplungssystem hat für die Aktorik zur Folge, dass die mechanischen Einzelübersetzungen im Aktor nicht selbsthemmend sein dürfen. Dies wiederum bedeutet, dass der E-Motor im Normalbetrieb die Kupplung aktiv durch Dauerbestromung geschlossen halten muss.

$$F_{\text{Kupplung}} = F_{\text{Feder}} \cdot \frac{x}{L - x}$$

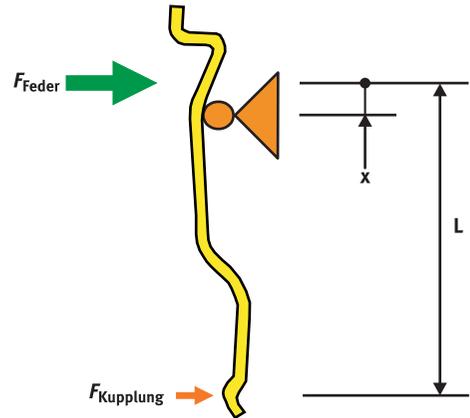


Bild 4 Hebelprinzip

Bild 6 zeigt, durch welche Konstruktionsmerkmale des Hebelaktors dieses Selbstöffnen sichergestellt wird. Im Kontaktpunkt zwischen dem Einrückhebel und der axial verschieblichen Rolleneinheit muss immer ein positiver Kontaktwinkel  $\alpha$  gegeben sein. Die Summe der einwirkenden Kräfte von Feder und Kupplung multipliziert mit diesem Winkel ergeben eine rückstellende Spiralkraft  $F_{\text{Spindel}}$  auf den Kugelgewindetrieb. Dieser wiederum erzeugt entsprechend seiner Spindelsteigung ein rückdrehendes

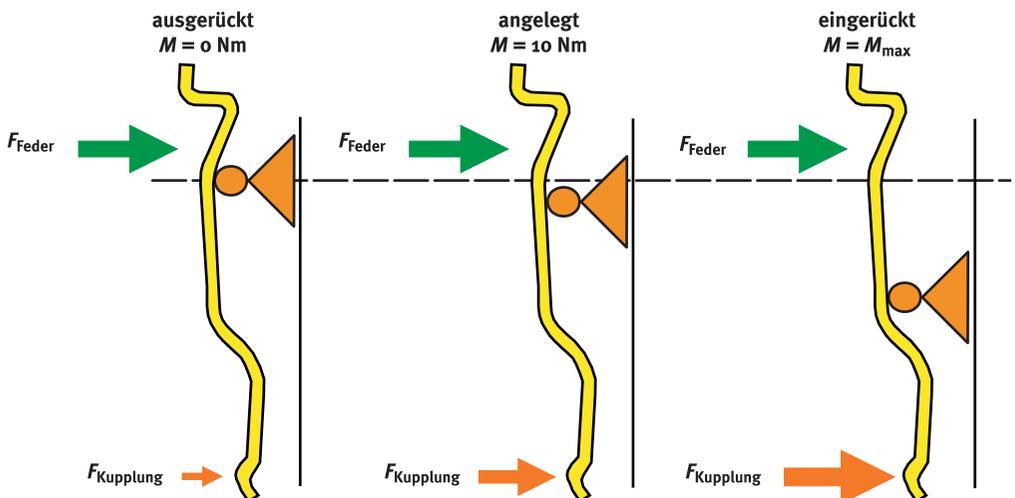


Bild 5 Hebelaktor-Einrückung durch Verschiebung des Auflagerpunktes

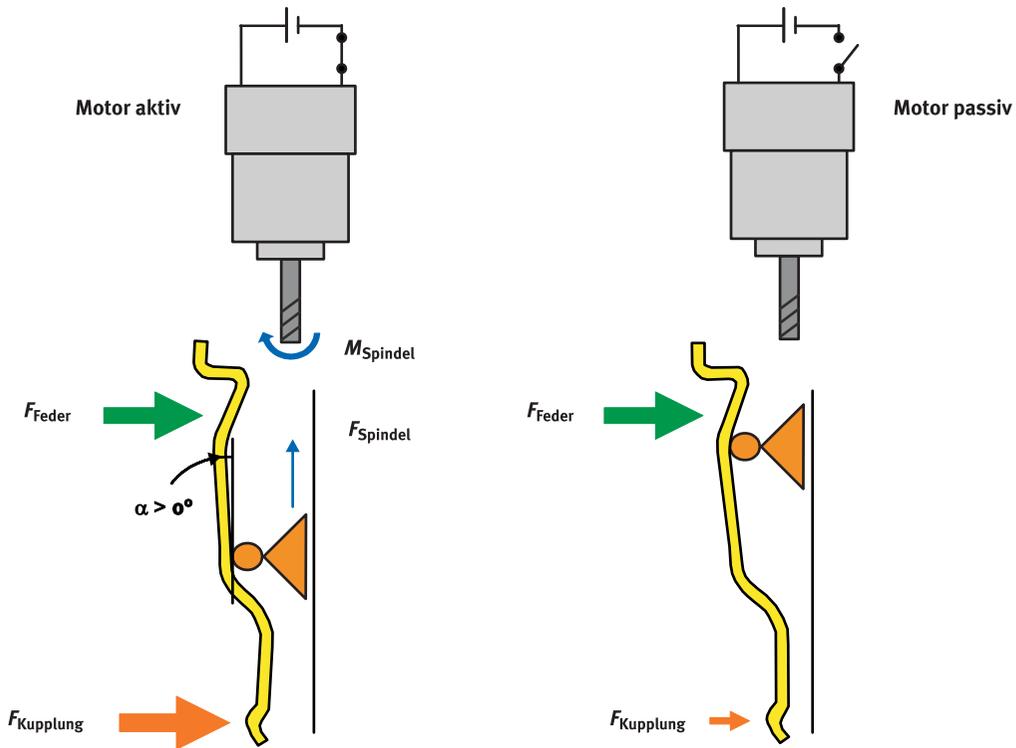


Bild 6 Selbstöffnen bei Stromausfall

Moment  $M_{\text{Spindel}}$  am E-Motor, so dass der Auflagerpunkt für den Hebel in seine motornahere Ausgangsstellung zurückgeschoben werden kann. Damit der E-Motor diesem Rückstellmoment nicht entgegenwirkt, müssen die Wicklungen im passiven Zustand geöffnet sein (Bild 6 rechts).

Die Dauerbestromung des E-Motors beim Anpressen einer Kupplung darf nicht zu einer thermischen Überlastung des E-Motors führen. Die Grenze für die Dauerbelastung liegt bei ca. 20 Watt elektrischem Energieeintrag. Das Profil des Einrückhebels (Wippkurve) muss nun so ausgelegt sein, dass einerseits der Kontaktwinkel immer positiv ist, um das passive Selbstöffnen zu gewährleisten, und andererseits muss er klein genug sein, um das notwendige Haltemoment am E-Motor gering zu halten.

Diese Bedingungen gelten für alle Toleranzen der Kupplungskennlinie unter Berücksichtigung des Einbaus von Kupplung und Aktorik ins Getriebe. Insgesamt kann es zu einer möglichen Kennlinienverschiebung in der Größenordnung von ca. 50 % des Einrückweges der Kupplung im

Neuzustand kommen. Bild 7 zeigt den Einfluss der Kennlinientoleranzen auf den Betriebspunkt von Kupplung und Aktor.

Um den Betriebspunkt der Kupplung möglichst konstant zu halten, sollte die Feder im Hebelaktor vorgespannt und möglichst weich sein. Bezogen auf den Weg am Einrücklager ( $s_{\text{Einrück}}$ ) resultiert für ein gegebenes Hebelverhältnis (konstante Stellposition  $x$ ) als wirksame Federkennlinie eine Gerade (in Bild 7 grün gestrichelt). Als stabiler Betriebspunkt ergibt sich der Schnittpunkt dieser Geraden mit der jeweiligen Kupplungskennlinie.

Folgende Toleranzsituationen sind in Bild 7 gezeigt:

- Die Kupplung mit dem geringsten Lüftspiel und der steilsten Kennlinie (orange Kennlinie) über alle Toleranzen ist auf maximal übertragbares Moment eingestellt. Dazu wird die Rolleneinheit im Aktor auf die Position  $x_a$  gestellt. Der Winkel ist gerade so groß, dass der E-Motor nicht überlastet wird.

- b) Nun ist der Aktor in der gleichen Stellposition ( $x_b = x_a$ ) mit der Kupplung mit dem größten Lüftspiel und der Kennlinie mit der geringsten Steigung (rote Kennlinie) gepaart. Da der Gegendruck durch die Einrückkraft am unteren Hebelende geringer ist, dreht sich der Hebel im Uhrzeigersinn und folgt der Kupplung. Theoretisch ergibt sich dadurch der stabile Betriebspunkt c), bei dem die Anpresskraft und damit das übertragbare Moment aufgrund der weichen Federkennlinie nur geringfügig niedriger liegen als im Betriebspunkt a).

In der Praxis jedoch ist die Kennlinienspreizung bei arithmetischer Grenzlage der Toleranzen meist so groß, dass in diesem Punkt der für die Rückstellung des Aktors zulässige Mindestwinkel  $\alpha_{\min}$  unterschritten wird. Um das zu vermeiden, ist ein Hebelanschlag im Aktor vorgesehen, der am oberen Hebelende die Rotation begrenzt, sodass immer noch ein positiver Winkel  $\alpha$  sichergestellt wird. Der Kraftanteil der Feder, welcher jetzt an diesem Anschlag abgestützt wird, fehlt aber zum Erzeugen der notwendigen Einrückkraft an der Kupplung. Die Momentenkapazität reicht nicht ganz aus, es stellt sich der Betriebspunkt b) ein.

- c) Um die notwendige Momentenkapazität der Kupplung zu erreichen, muss der Auflagerpunkt im Aktor noch ein Stückchen weiter in Richtung Einrückung verschoben werden (Position  $x_c$ ). Durch das geänderte Hebelver-

hältnis steigen die auf dem Einrückweg bezogene Vorspannung und Steifigkeit der Feder (gepunktete Linie) und die Kupplung wird weiter angepresst.

Das System ist so ausgelegt, dass der Anschlag bei arithmetischer Toleranzrechnung nur im äußersten Grenzbereich der möglichen Kennlinien zum Tragen kommt. Im Normalfall arbeitet der Aktor ohne diesen Anschlag. In dieser Betriebsart ist er durch das selbststellende Kräftegleichgewicht in der Lage, ca. 2/3 einer Kennlinienverschiebung der Kupplung selbst auszuregulieren. Das Hebelsystem arbeitet also wie ein der elektronischen Kupplungsregelung unterlagerter, mechanischer P-Regler mit nur ca. 30 % bleibender Regelabweichung.

## Ausführung und Installation

Bild 8 zeigt einen konstruktiven Entwurf des Hebelaktors. Die Mechanik wird über eine Grundplatte und zwei Schrauben mit dem Glockenboden des Getriebes verschraubt. Der E-Motor wird radial von außen an der Glocke befestigt und greift durch ein Loch in der Glocke und einen Zentrierbund in der Aktormechanik in die Spindel ein. Konzentrisch zu den Verschraubungen sind die Federn angeordnet, die am unteren Ende auf den Hebel (geschnitten dargestellt) einwirken. Die Rolleneinheit, angetrieben durch den Kugelgewindetrieb, besitzt Rollenpaare, die einerseits auf der Grundplatte und andererseits im Hebel laufen und damit den verschieblichen Auflagerpunkt darstellen. Aus den

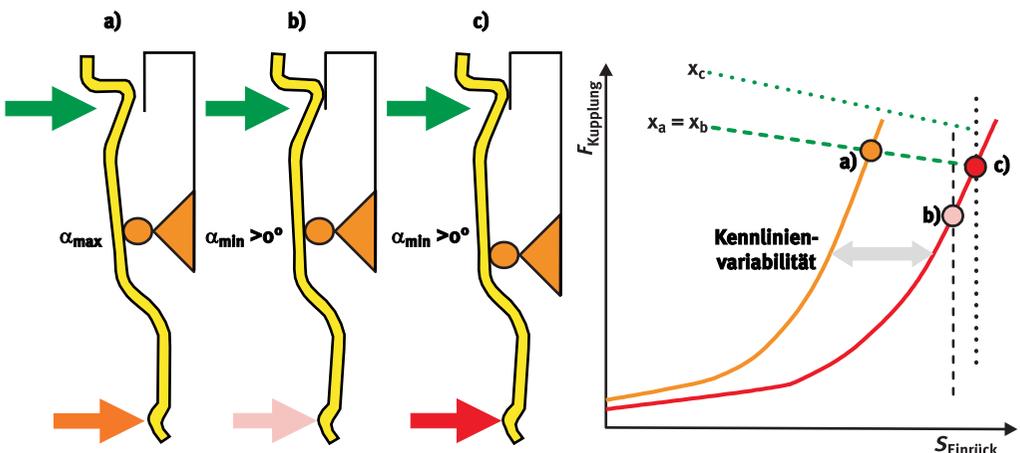


Bild 7 Einfluss der Kennlinientoleranzen auf den Betriebspunkt

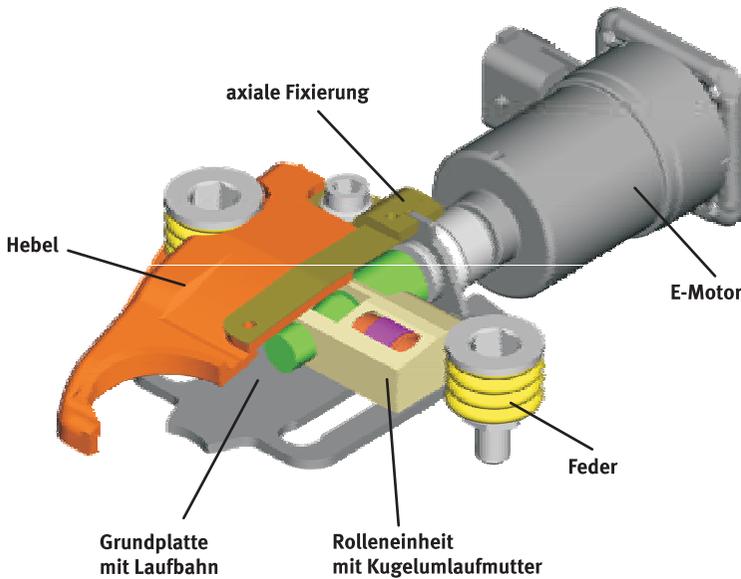


Bild 8 Modell Hebelaktor

gemeinsamen Kernelementen E-Motor, Kugelgewindetrieb und Rolleneinheit lassen sich jetzt gleichartige Aktoren an verschiedene Bauräume anpassen. In Bild 9 wird dies beispielhaft für je eine Kupplungsglocke mit trockener und nasser Doppelkupplung gezeigt.

Trockene Doppelkupplung

Nasse Doppelkupplung

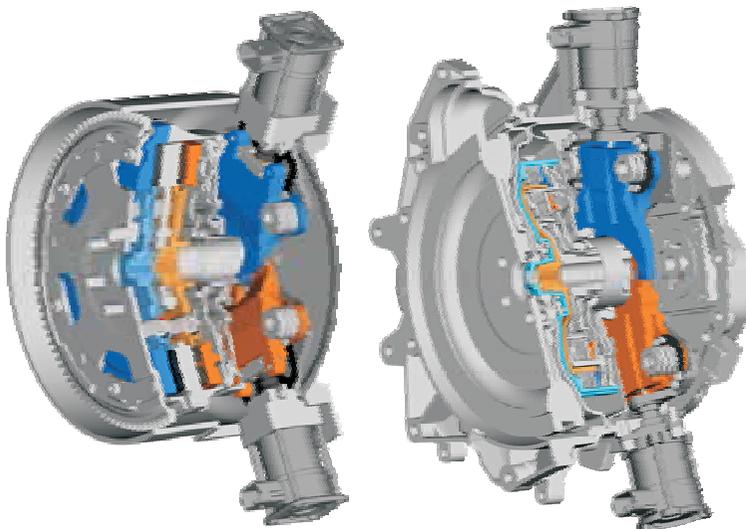


Bild 9 Einbaubeispiele Hebelaktor

Die geforderten Leistungsdaten dieser Kupplungssektoren sind beachtlich. Um eine für eine komfortable Kupplungssteuerung hinreichende Auflösung zu erhalten, muss die Stellposition der Rolleneinheit auf kleiner  $1/10$  mm eingeregelt werden können. Gleichzeitig muss der Aktor bei nominalen Kupplungskennlinien in  $100 \dots 120$  ms die Kupplung vollständig schließen bzw. öffnen können. Die maximalen Einrückkräfte der Kupplungen können dabei deutlich über  $3000$  N liegen, wobei an der Rolleneinheit dann aufgrund der Hebelmechanik über das Doppelte dieser Kräfte anliegt. Aber nicht nur die Mechanik, auch die E-Motoren sind dabei gefordert. Sie müssen in kritischen Lastkollektiven ihr maximales Haltemoment bei Flanschttemperaturen von bis zu  $125^\circ\text{C}$  dauerhaft aufbringen können.

Mit diesem Leistungsprofil stellt der Hebelaktor eine ideale Kombination aus Regelbarkeit, Dynamik und Wirkungsgrad für die Automatisierung der trockenen und nassen Doppelkupplungen dar, wobei er durch den teilweisen Einbau in die Kupplungsglocke nur ein Minimum an zusätzlichem Bauraum benötigt.

# Elektromotorische Getriebeaktorik

## Active Interlock

Zu einem vollständig elektromotorisch angetriebenen Automatisierungssystem für ein Doppelkupplungsgetriebe gehört neben der oben beschriebenen Aktorik für die Doppelkupplung auch die Aktorik zur Betätigung der Schaltelemente im Getriebe. Hierfür kommen Elektromotoren aus dem gleichen Baukasten zum Einsatz (Bild 2). Um Komplexität und Bauraumbedarf für die Getriebebetätigung minimal zu halten, hat LuK das Active Interlock System entwickelt [5, 6]. Damit ist es möglich, mit einer gemeinsamen Aktorik Gänge in beiden Teilgetrieben in beliebiger Kombination vorzuwählen.

Der Active Interlock Getriebeaktor besteht im Wesentlichen aus zwei Modulen:

1. Schalt-Wähl-Welle mit Schaltfingereinheit
2. Antriebseinheit

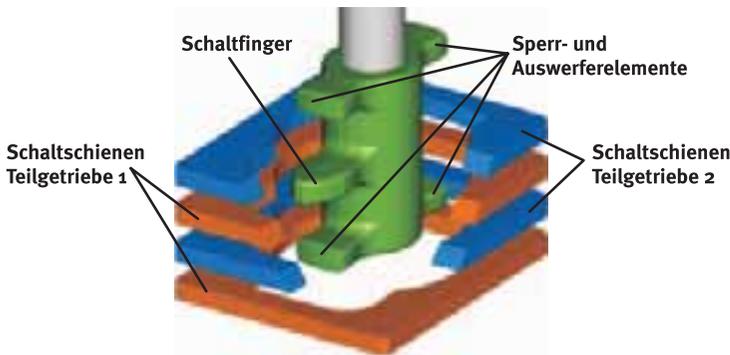


Bild 11 Integration von Schalt-Wähl-Welle mit Schaltfingereinheit und Schaltschienen

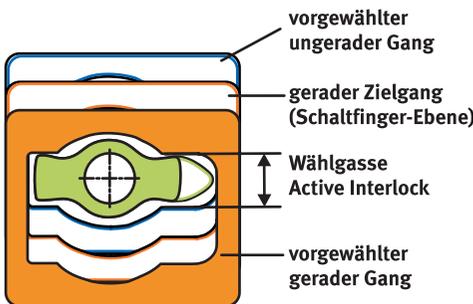


Bild 12 Active Interlock – Wählgasse

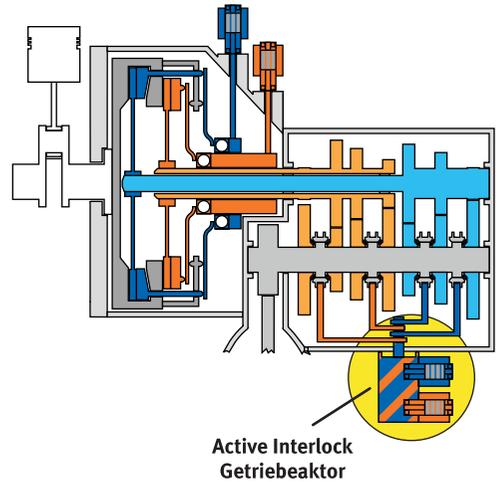


Bild 10 Active Interlock – Ein Aktor für beide Teilgetriebe

## Schalt-Wähl-Welle mit Schaltfingereinheit

Die Schaltfingereinheit mit dem Schaltfinger sowie den Sperr- und Auswerferelementen bildet die Schnittstelle zur inneren Schaltung des Getriebes. Sie interagiert mit den Schaltschienen zur Betätigung der Schiebemuffen (Bild 11).

Das Einlegen der Gänge erfolgt mit dem Schaltfinger ganz analog zur Betätigung von Handschaltgetrieben. Das Besondere beim Active Interlock sind die im Vergleich zur Schaltfingerbreite deutlich weiteren Mäuler an den Schaltschienen. Dadurch wird es mög-

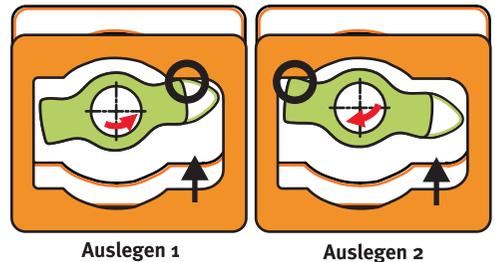


Bild 13 Active Interlock – Auslegen vorgewählter Gänge

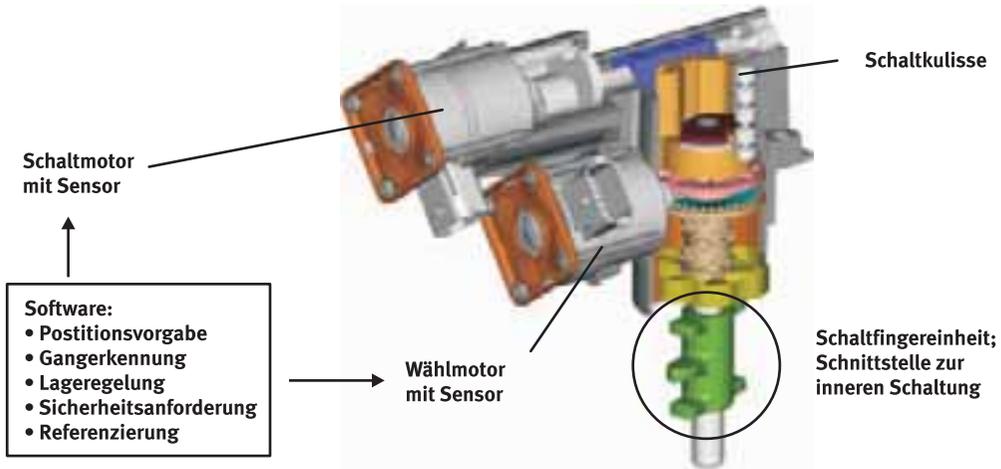


Bild 14 2-Motoren Getriebeaktor

lich, auch bei eingelegtem Gang die Schaltwelle in die Mittelstellung zurückzudrehen und eine andere Gasse mit dem Schaltfinger auszuwählen (Bild 12).

Soll jetzt ein neuer Gang im gleichen Teilgetriebe vorgewählt werden, übernehmen die Sperr- und Auswerferelemente gleichzeitig das Auslegen eines zuvor noch eingelegten Ganges. Dabei spielt es keine Rolle, in welche Richtung sich die Schaltwelle dreht bzw. der Schaltfinger bewegt (Bild 13).

## Antriebseinheit

Für die Ausführung der Schalt- und Wählbewegung ist jeweils ein E-Motor vorgesehen (Bild 14). Der Schaltmotor übernimmt das Ein- und Auslegen der Gänge sowie die Rückbewegung

des Schaltfingers in die mittlere Wählstellung (Drehbewegung der Schaltwelle). Der Wählmotor ist für die Positionierung des Schaltfingers in der gewünschten Gasse verantwortlich (Axialbewegung der Schaltwelle).

Ausgehend von gemeinsamen Grundelementen wie den Elektromotoren und den Funktionselementen des Active Interlock Systems lassen sich flexible Anordnungen von Getriebeaktoren am Gesamtgetriebe finden. Dies lässt gleichzeitig dem Getriebekonstrukteur Freiräume bei der Gestaltung der inneren Schaltung und bei der Anordnung der Schaltschienen. Bild 15 zeigt zwei unterschiedliche Ausführungsformen für den Anbau eines Schaltaktors an das Getriebe.

Einschubmodul



Modul für seitliche Montage



Bild 15 Getriebeaktorkonstruktion – Variabilität

## 1-Motoren Getriebeaktor

Der 1-Motoren Getriebeaktor ist eine Weiterentwicklung der Antriebseinheit für die Active Interlock Getriebebetätigung unter Verwendung derselben Schalt-Wähl-Welle mit Schaltfingereinheit. Ihm liegt die Idee zu Grunde, nicht mehr zwei Motoren für die unterschiedlichen Teilfunktionen Schalten und Wählen zu verwenden, sondern die beiden Drehrichtungen eines einzigen E-Motors (Bild 16).

### Drehrichtung 1:

Dreht sich der E-Motor in Drehrichtung 1, wird der Schaltfinger in Schallrichtung zum Einlegen des Ganges bewegt (rote Pfeile im Schema des 1-Motoren-Aktors). Im ersten Bewegungsabschnitt erfolgt dabei mittels der Schaltfingereinheit das Auslegen des zuvor noch eingelegten Ganges im gleichen Teilgetriebe.

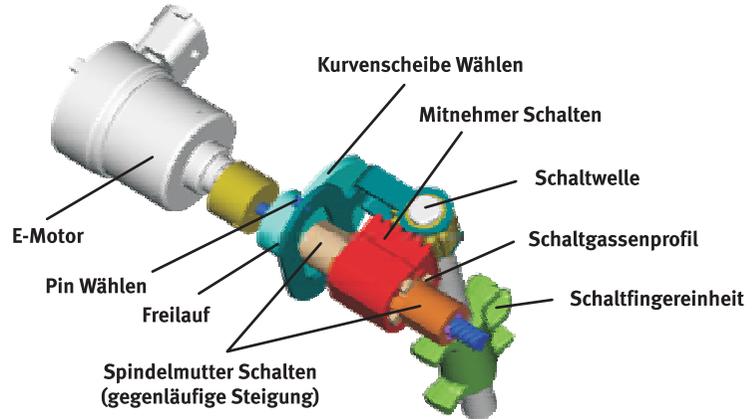


Bild 17 Aufbau 1-Motoren Getriebeaktor

### Drehrichtung 2:

Dreht der E-Motor nun in der entgegengesetzten Richtung, wird der Schaltfinger zunächst in die mittlere Stellung zurückgebracht. Wenn er dort angekommen ist, schließt sich die Wählbewegung, d. h. das Positionieren des Schaltfingers und der Auswerferelemente in den einzelnen Schaltgassen, an.

Kurvenscheibe verhindert. Die Schaltbewegung wird über zwei gegenläufige Spindelmuttern aufgebracht, die bei Rotation des Antriebs in Drehrichtung 1 auf einer Spindel mit zwei Abschnitten unterschiedlicher Gewinderichtung auseinander laufen. Komplementäre Nockenordnungen auf den beiden Muttern sind so angeordnet, dass

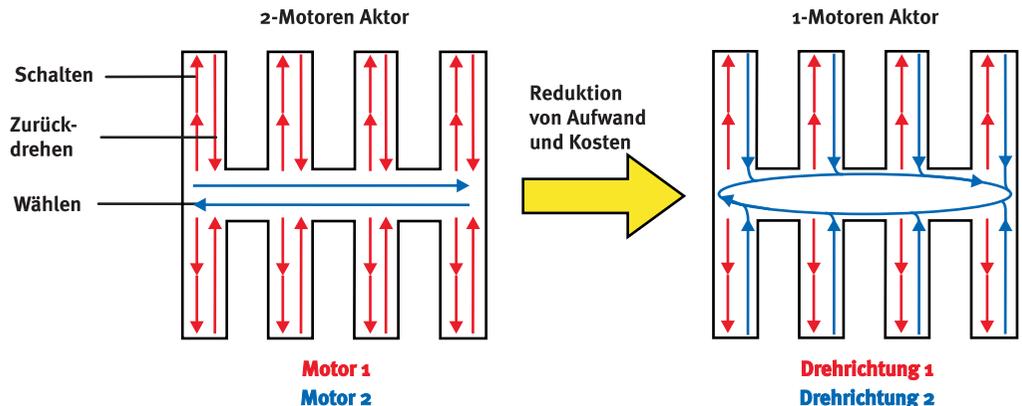
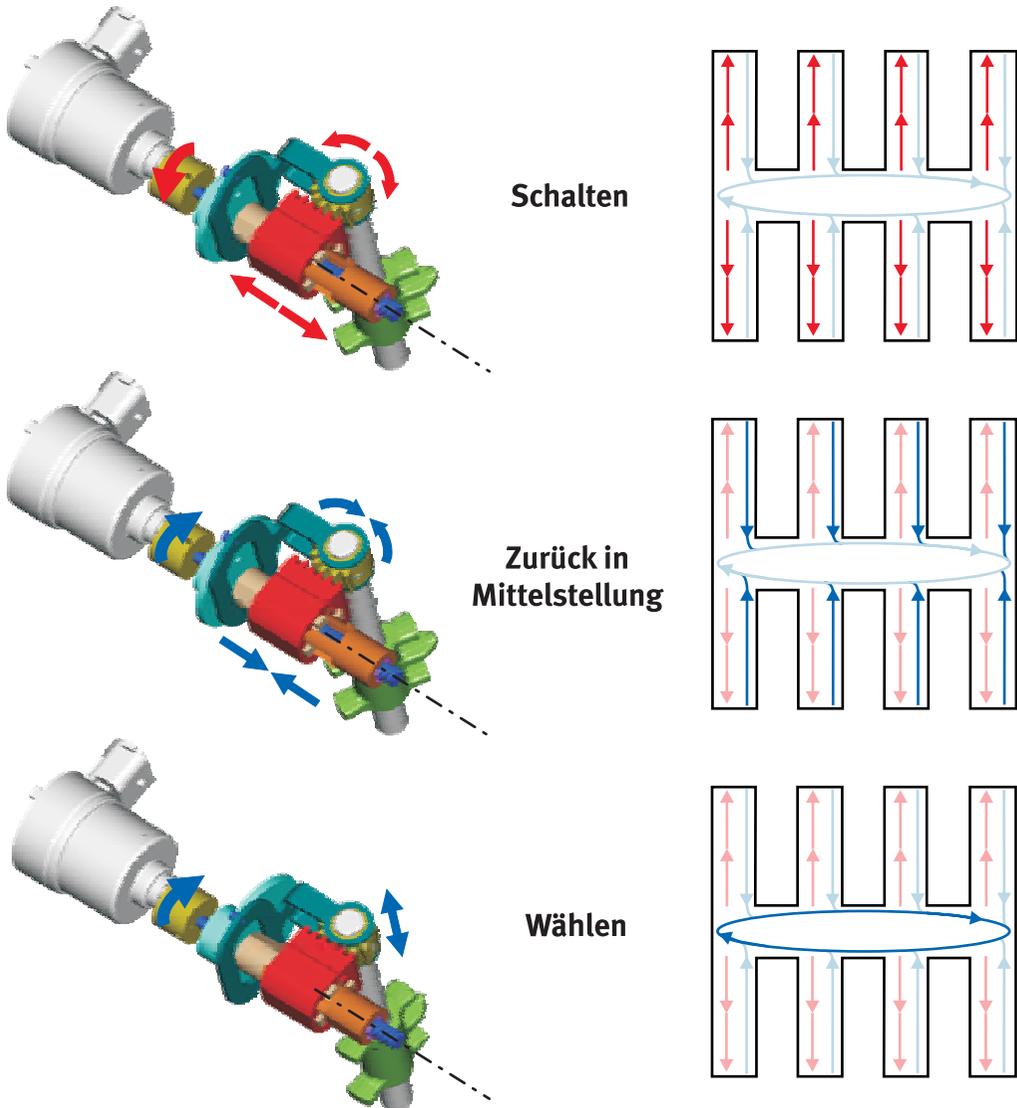


Bild 16 1-Motoren Getriebeaktor: Grundidee



**Bild 18** 1-Motoren Getriebeaktor: Funktion

jeweils die Bewegung einer Mutter auf einen Mitnehmer übertragen wird, während die Nocken der anderen Mutter in Nuten des Mitnehmers laufen. Diese Nocken-Nuten-Kombination bildet das Schaltgassenprofil ab. Über die auf dem Mitnehmer befindliche Zahnstange wird die Schaltwelle rotierend angetrieben und damit die Schaltfinger in Schaltrichtung aus der Mittellage ausgelenkt.

Bild 18 oben zeigt die Schaltbewegung des 1-Motoren-Getriebeaktors. In der mittleren Dar-

stellung von Bild 18 hat sich die Drehrichtung des Elektromotors geändert, der Schaltfinger bewegt sich zurück in die Mittelstellung. Diese Bewegung stoppt, wenn beide gegenläufige Spindelmuttern soweit aufeinander zugelaufen sind, dass sie sich berühren. Nunmehr bleibt nur noch der Freiheitsgrad der Drehung und somit wird die Kurvenscheibe angetrieben. Über die Kurvenscheibe hebt und senkt sich die Schaltwelle in Wählrichtung (Bild 18 unten).

# Elektrohydraulisches Power Pack

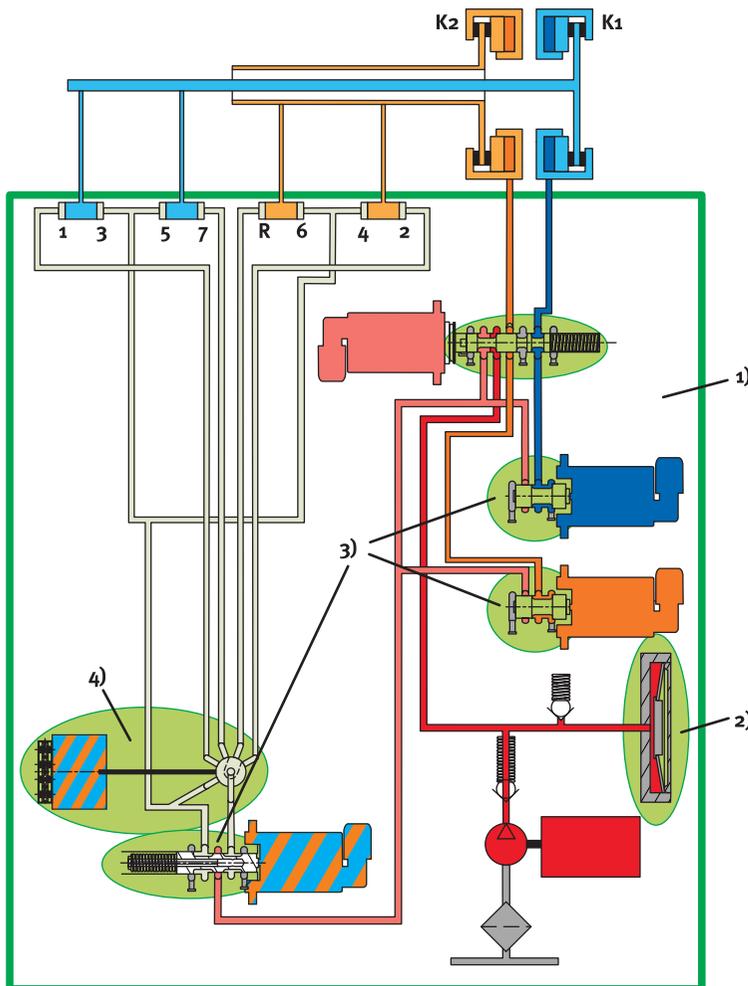
## Optimierter Systemansatz

Ausgehend von der Vorauswahl für elektrische Motoren als Antriebe für die Aktorik von Doppelkupplung und Getriebeschaltung sind zunächst rein elektromechanische Lösungen vorgestellt worden. Auch elektrohydraulische Lösungen mit einer elektrisch angetriebenen Pumpe erfüllen die Bedingung der Unabhängigkeit der Aktorik vom Zustand des Verbrennungsmotors. Folglich muss auch ein elektrohydraulisches Power Pack im Wettbewerb der verschiedenen Betätigungs-

systeme für Doppelkupplungsgetriebe betrachtet werden.

Während sich für automatisierte Kupplungen und automatisierte Handschaltgetriebe rein elektromechanische Betätigungssysteme als kostengünstiger erwiesen haben, muss diese Betrachtung beim Doppelkupplungsgetriebe mit einem weiteren aktiven Element, der zweiten Kupplung, neu angestellt werden. Dazu ist es wichtig, die Erfahrungen des Add-on ASG Systems mit elektrohydraulischer Betätigung zu nutzen. LuK sieht hier folgende Optimierungspotenziale:

1. Integration des elektrohydraulischen Power Packs als eine Einheit ohne teure Verbindungselemente wie Schläuche und Kabel



2. Integration eines kostengünstigen, tellerfederbasierten Druckspeichers anstelle der teuren und oft nicht dauerhaltbaren Gasspeicher

3. Vereinfachungen bei den Ventilkonzepten durch Verwendung von Ventilsitzen direkt in der Steuerplatte anstelle von Cartridgeventilen

4. Drehschieberventil für die Wählfunktion des Getriebeaktors an Stelle mehrerer Linearventile

Bild 19 zeigt den Hydraulikplan für ein elektrohydraulisches Power Pack eines Doppelkupplungsgetriebes und hebt die angesprochenen Optimierungspotenziale entsprechend der oben gezeigten Nummerierung hervor.

Bild 19 Hydraulikplan Power Pack für Doppelkupplungsgetriebe

Als weiteres Optimierungspotenzial wird die Verwendung von ATF anstelle von Hydrauliköl als Betätigungsfluid untersucht, wodurch sich prinzipiell die Möglichkeit eines gemeinsamen Ölkreislaufes mit dem Getriebe eröffnet.

## Drehschieber fürs Wählen

Das Drehschieberventil für die Wählfunktion wird durch einen Elektromotor rotatorisch angetrieben. In den einzelnen Stellungen des Drehschieberventils wird jeweils ein Schaltzylinder im Getriebe so mit dem Schaltdruckventil verbunden, dass der vom Schaltdruckventil erzeugte Hydraulikdruck zur Schaltbewegung an einer Schaltschiene führt.

Bild 20 oben zeigt das Einlegen des 1. Ganges. Im Anschluss daran wird durch den Drehschieber das Schaltelement des 2. Ganges ausgewählt und der entsprechende Gang geschaltet. Daran schließt sich in der unteren Darstellung von Bild 20 das Auslegen des 1. und das Vorwählen des 3. Ganges an.

Dieses Ventilkonzept für die Vorwahlschaltung im Getriebe führt zu einer Aufwandsminimierung und ist erheblich einfacher als vergleichbare existierende Konzepte. Hinsichtlich Dynamik und Notlaufverhalten ist es absolut gleichwertig zur elektromechanischen Getriebebetätigung mit Active Interlock.

## Tellerfederspeicher im Power Pack

Gasdruckspeicher in elektrohydraulischen Power Packs sind oftmals Schwachstellen und werden

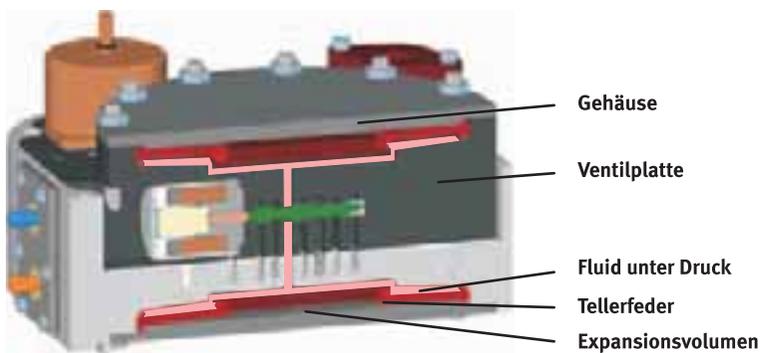


Bild 21 Power Pack mit Tellerfederspeicher

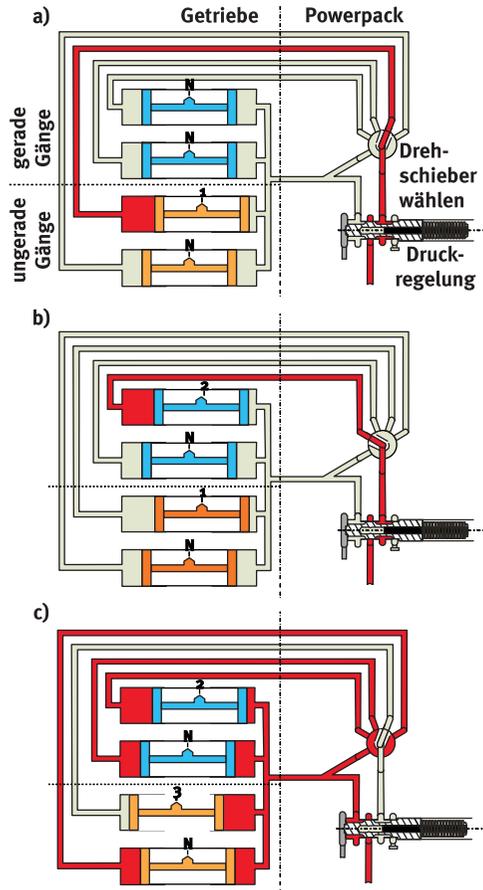


Bild 20 Funktion des Drehschiebers für das Wählen

im Lauf der Fahrzeuglebensdauer getauscht. LuK arbeitet an einem Tellerfederspeicher, welcher mittels zweier Tellerfedern rechts und links der Ventilplatten Hydrauliköl speichern kann (Bild 21).

Durch die Kennlinien der verwendeten Tellerfedern ist es möglich, einen relativ großen Konstantdruckbereich zu realisieren, wodurch der Spitzendruck auf 25 bar reduziert werden kann. Dies bedeutet im Vergleich zu Hochdruck-Power Packs entweder reduzierte Leckagen bei vergleichbaren Spalt-

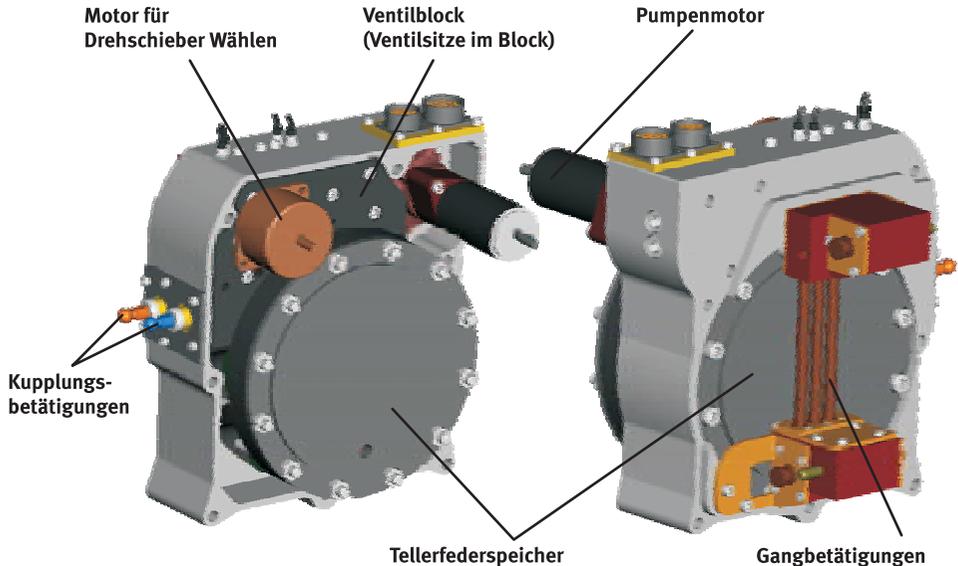


Bild 22 Power Pack-Zusammenbau

werten oder vergleichbare Leckagewerte bei erweiterten Spaltwerten. Bei dem hier gezeigten Niederdruck-Power Pack wird dieser Vorteil dahingehend ausgenutzt, dass bei vergleichbarer Leckagebilanz erheblich kostengünstigere Ventilsitze direkt in der Ventilplatte eingesetzt werden.

Zu den oben genannten Eigenschaften des Tellerfederspeichers wie Niederdruckfähigkeit und Lebensdauerfestigkeit bietet er zusätzlich den Vorteil, dass er sich hervorragend an den Bau- raum des Power Packs anpasst (Bild 21).

## Gesamtintegration

Bild 22 zeigt den Gesamtentwurf eines Power Packs mit den vorgenannten Merkmalen:

- Integration aller Funktionen in einem einzigen Modul
- Lebensdauerfester Tellerfederspeicher
- Ventilsitze direkt im Ventilblock
- Drehschieber für die Wählfunktion.

Eine erste Validierung auf Prüfständen wurde erfolgreich absolviert.

## Verschleißnachstellung im Einrücksystem

Im vorhergehenden Beitrag über die Doppelkupplung sind auch Nachstellmechanismen für den Verschleiß bei Verwendung von trockenen Doppelkupplungen vorgestellt worden. Bei der Gesamtsystemoptimierung stellt sich die Frage, in wie weit eine Verschleißnachstellung im Einrücksystem Vor-

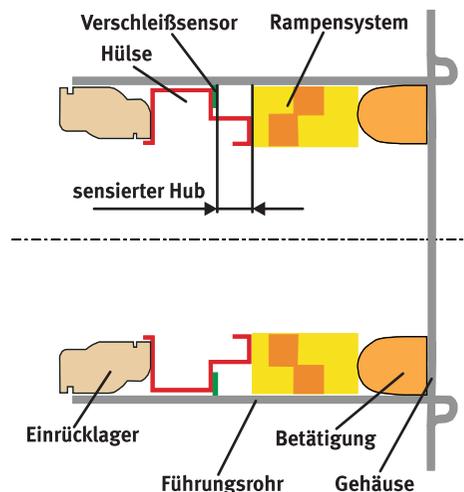


Bild 23 Verschleißnachstellung im Einrücksystem – Prinzip

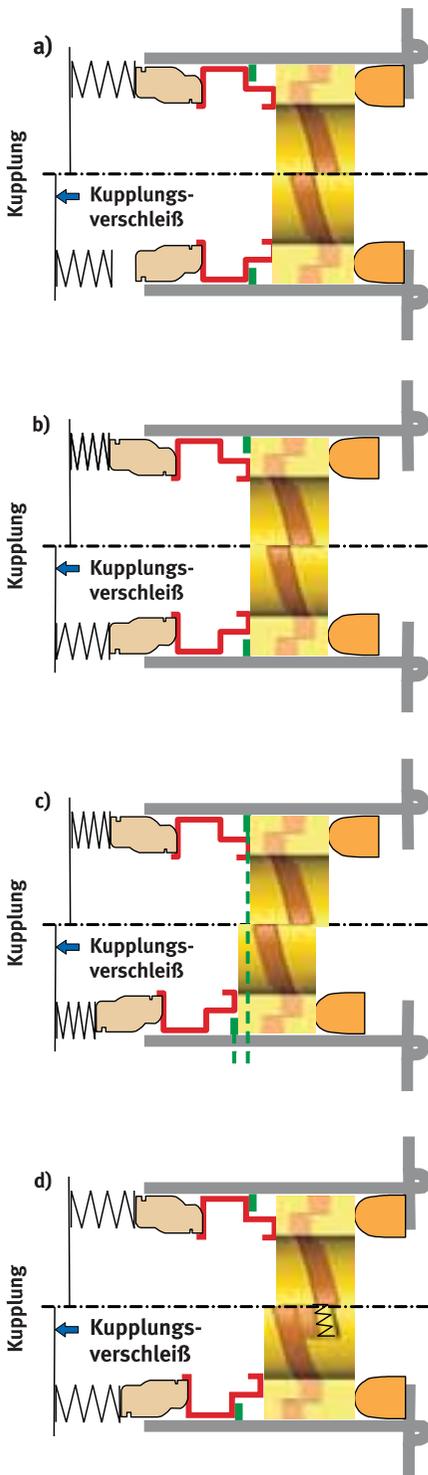


Bild 24 Verschleißnachstellung im Einrücksystem – Funktion

teile gegenüber der Nachstellung in der Kupplung bietet. Kosten und Bauraum sind auch bei dieser Aufgabenstellung wichtige Randbedingungen.

LuK hat ein Konzept für den Toleranzausgleich und die Verschleißnachstellung im Einrücksystem einer Doppelkupplung entwickelt. Den Prinzipaufbau für diese Nachstellung zeigt beispielhaft Bild 23.

Zwischen der Betätigung und dem Einrücklager sind ein Verschleißsensor, eine den zu sensierenden Hub definierende Hülse und ein Rampensystem angeordnet. Die Funktion des Nachstellsystems verdeutlicht Bild 24. In der oberen Hälfte der vier Darstellungen ist jeweils das Ausgangssystem ohne Verschleiß an der Kupplung gezeigt, in der unteren Hälfte mit Verschleiß.

- Kupplung in unbetätigter Stellung
- Die Kupplung ist bis zur zuletzt sensierten Position eingerückt, was im Ausgangszustand der maximalen Momentenkapazität entspricht (Feder komprimiert in oberer Hälfte). Aufgrund zusätzlichen Verschleißes (untere Hälfte) ist die Kupplung noch nicht maximal eingerückt.
- Um auch bei diesem Verschleiß das notwendige Moment übertragen zu können, muss die Kupplung weiter eingerückt werden. Dabei wird der Verschleißsensor verschoben (untere Hälfte).
- Der Verschleißsensor ist rückwärts selbsthemmend. Die Hülse stößt am Sensor an und blockiert somit die Rückbewegung des Einrücklagers beim Ausrücken der Kupplung. Der Rampenmechanismus wird durch vorgespannte Federn verdreht, gespreizt und füllt die dadurch entstehende Lücke zwischen Hebel und Hülse aus (untere Hälfte).

Bild 25 zeigt einen Entwurf von zwei solchen selbstnachstellenden Einrücksystemen für eine Doppelkupplungsbetätigung.

Dieses System ist insbesondere dann interessant, wenn die Doppelkupplung für kleine Momente (kleine Motorisierungen) und geringe Verschleißreserven sehr kompakt ausgeführt werden kann. Unter diesen Bedingungen vereinfacht der Wegfall von Verschleißnachstellungen in der Kupplung die Kupplung selbst. Der zusätzliche Einrückwegbedarf an den Einrücklagern infolge von Verschleiß, der dann im Einrücksystem kompensiert wird, kann gering gehalten werden.

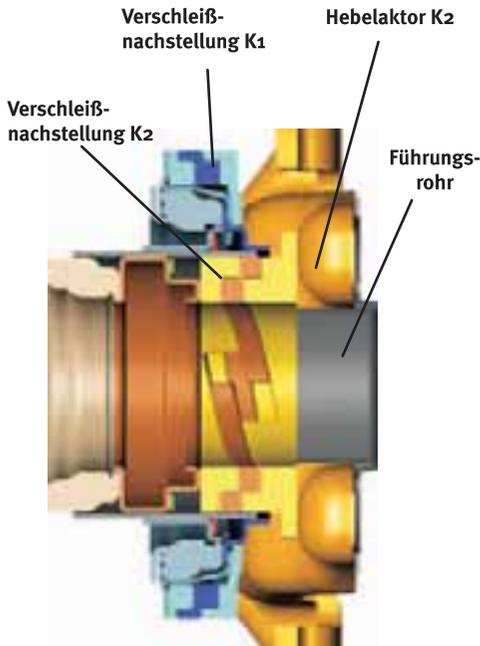


Bild 25 Doppelpacksystem mit Verschleißnachstellungen

## Zusammenfassung und Ausblick

Das Doppelkupplungsgetriebe in der Ausführungsform mit trockenen Kupplungen stellt zurzeit das Automatikgetriebekonzept mit dem größten Potenzial hinsichtlich Kosten und Wirkungsgrad dar. Zur Automatisierung von Kupplungen und Schaltung werden elektromotorisch angetriebene Aktoren eingesetzt.

Die gezeigte Ausführung einer elektromechanischen Aktorik für die Doppelkupplung als Hebelaktor bietet hervorragende Eigenschaften hinsichtlich Steuerbarkeit und Dynamik. Gleichzeitig benötigt dieser Kupplungsaktor ein Minimum an Hilfsenergie. Durch seine Teilintegration in die Kupplungsglocke ist der Aktorikanteil am Gesamtgetriebepackage gering. Ergänzt wird diese Kupplungsaktorik um den Active Interlock Schaltaktor mit ebenfalls hervorragender Leistungsfähigkeit und minimalem Energiebedarf. In der Ausführung als 1-Motoren-Getriebeaktor bietet sich weiteres Potenzial zur Kosten- und Bauraumreduktion.

Die Ausführung der Aktorik als elektrohydraulisches „Power Pack“ ist eine alternative Option

mit vergleichbarer Leistungsfähigkeit. Gelingt es, die gezeigten Optimierungspunkte wie mechanische Druckspeicher, Drehschieber sowie vereinfachte Steuerventile zu realisieren, so muss sich im Einzelfall entscheiden, welche Aktorik für den jeweiligen Anwendungsfall eines Doppelkupplungsgetriebes die bessere Lösung darstellt.

Weiteres Potenzial zur Vereinfachung eines trockenen Doppelkupplungssystems bietet die Verlagerung der Verschleißnachstellung in das Einrücksystem. Aufgrund der geforderten Wege und Kräfte ist der Einsatz einer solchen Lösung bei kleinen Drehmomenten bis etwa 150 Nm denkbar.

Bei nassen Doppelkupplungsgetrieben stellt wie bei klassischen Automatgetrieben die direktangetriebene Steuerhydraulik den Stand der Technik dar. Die hohen Verluste der Hydraulik kompensieren jedoch einen großen Teil der Wirkungsgradvorteile des Basisgetriebes. Durch die Ausführung der nassen Doppelkupplung mit Tellerfedern und Einrücklagern bietet sich aber die Möglichkeit, auch hier die gezeigte elektromechanische oder elektrohydraulische Aktorik in Kombination mit einer Niederdruck-Kühlölpumpe einzusetzen. Damit ergibt sich ein System, das einen erheblich niedrigeren Hilfsenergiebedarf hat.

Darüber hinaus stellt die vorgestellte elektromotorische Aktorik sowohl für trockene als auch für nasse Doppelkupplungsgetriebe die ideale Basis für eine Erweiterung zum Hybridsystem dar. Die für die Hybridfunktionen Stopp/Start und Rekuperation notwendigen Aktionen im Getriebe können aus eigenem Antrieb und unabhängig vom Verbrennungsmotor durchgeführt werden.

Die elektromotorische Aktorik spielt somit eine zentrale Rolle für den Erfolg der Doppelkupplungsgetriebe und für die Erweiterung dieser Getriebe zum Hybridsystem. Sie stellt für das trockene Doppelkupplungsgetriebe eine Schlüsselkomponente dar und bietet für das nasse Doppelkupplungsgetriebe ein enormes Potenzial zur Verbrauchsreduktion. Durch ihre modulare Einsetzbarkeit für nasse und trockene Kupplungen lassen sich Getriebefamilien mit gleichem Basisgetriebe und an die jeweilige Applikation angepasster Kupplungstechnologie darstellen.

# Literatur

- [1] Becker, V.; Rudolf, F.: DSG von Volkswagen: Innovative Getriebetechnik mit Doppelkupplung – Potenziale und Zukunftschancen, CTI Innovative-Fahrzeug-Getriebe 2004, Beitrag A1
- [2] Fischer, R.; Berger, R.; Bührlé, P.; Ehrlich, M.: Vorteile des elektromotorischen LuK ASG am Beispiel der Easytronic im Opel Corsa, VDI Berichte 1610 „Getriebe in Fahrzeugen 2001“, VDI Verlag, Düsseldorf, 2001, S. 37-63
- [3] Fischer, R.; Schneider, G.: Die XSG-Familie: Trockenkupplungen und E-Motoren als Kernelemente zukünftiger Automatikgetriebe. In: 7. LuK Kolloquium 2002, S. 173-188
- [4] Certeza, C.; Scher, O.; Stulzer, K.J.; Schierhorn, R.; Kelly, D.: Wet or Dry clutches for Dual Clutch Transmissions (DCT's), CTI Innovative-Fahrzeug-Getriebe 2004, Beitrag A2
- [5] Pollak, B.; Kneißler, M.; Esly, N.; Norum, V.; Hirt, G.: Elektromechanische Aktorik – so kommen Getriebesysteme in die Gänge, 7. LuK Kolloquium, 2002, S. 205-218
- [6] Berger, R.; Fischer, R.: Parallel-Schalt-Getriebe (PSG) – Doppelkupplungsgetriebe mit Trockenkupplungen, VDI-Berichte 1704 „Innovative Fahrzeugantriebe 2002“, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002, S. 447-467