

Der Mechanische Zentralausrücker für SAC, eine Alternative ?

Dr.-Ing. Ad Kooy

Einleitung

In den letzten Jahren ist der zunehmende Einsatz von hydraulischen Ausrücksystemen speziell in der Mittelklasse zu beobachten. Die Gründe hierfür sind leicht zu erkennen (Bild 1).

- Gute Verschleißnachstellung
- Leichte Verlegbarkeit
- Guter Wirkungsgrad bei hohen Ausrückkräften

Bild 1: Vorteile des hydraulischen Ausrücksystems gegenüber mechanischem Ausrücksystem

Die einfach zu realisierende automatische Nachstellung bei Verschleiß, die leichte Verlegbarkeit und der gute Wirkungsgrad bei hohen Ausrückkräften sprechen für ein solches System.

Mehrere Hersteller entwickeln hierauf aufbauend einen konzentrischen, um die Getriebeeingangswelle angeordneten Ringzylinder als Nehmerzylinder (Bild 2), der den Vorteil hat, daß im Vergleich zum semihydraulischen Ausrücksystem mit außenliegendem Nehmerzylinder (Bild 3) die Ausrückgabel entfallen kann. Inzwischen sind solche auch als CSC (Concentric Slave Cylinder) bekannte Systeme bei mehreren Automobilfirmen in Serie.

Aber warum sollte man nicht einen mechanischen Zentralausrücker als Alternative zu hydraulischen Systemen entwickeln? Hierbei könnten die Vorteile der zentralen Anordnung genutzt werden und durch Wegfall der Ausrückgabel sogar im Vergleich zum konventionellen hydraulischen System ein deutlicher Kostenvorteil entstehen. Die Entwicklung der SAC läßt eine solche Möglichkeit in neuem Licht erscheinen.

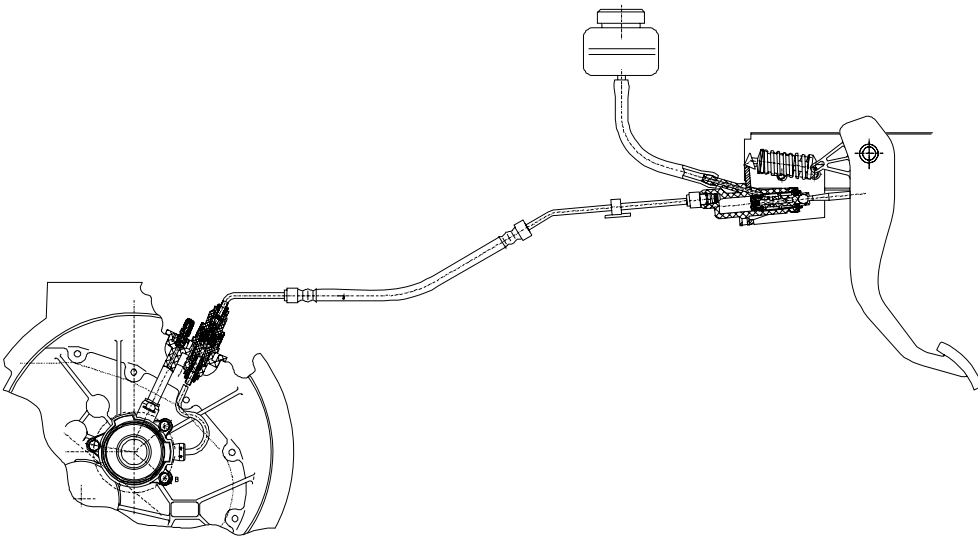


Bild 2: Hydraulisches Kupplungsbetätigungssystem, Bauart INA

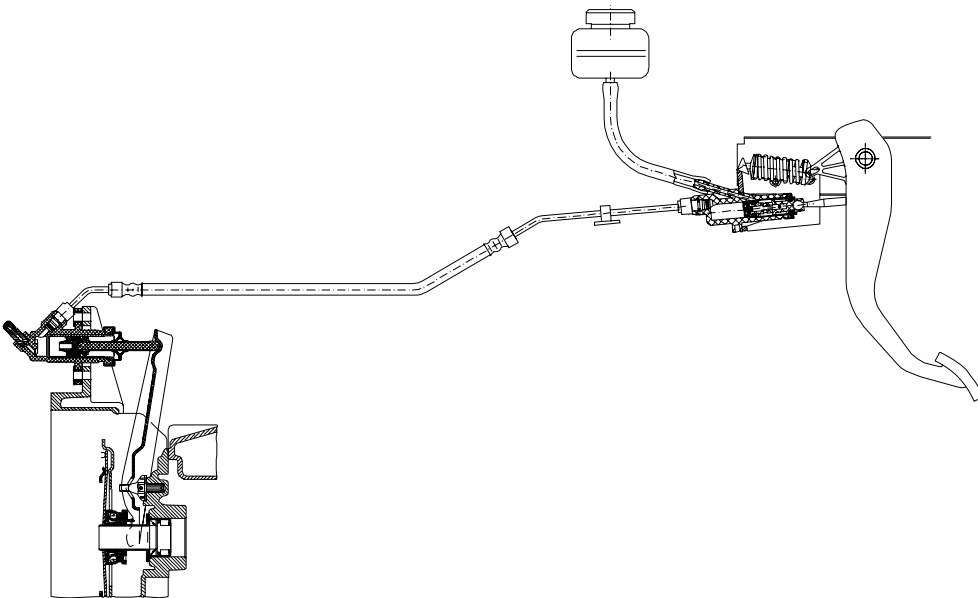


Bild 3: Semihydraulisches Ausrücksystem, Bauart INA

Anforderungen an ein Ausrücksystem bei Einsatz einer SAC

Der Einsatz der SAC zieht eine klare Änderung der Anforderungsliste für ein Ausrücksystem nach sich (Bild 4). Wie bereits in dem vorhergehenden Vortrag dargestellt, senkt die SAC die Ausrückkräfte. Das Ausrücksystem muß unter diesen kleinen Kräften effektiv sein und sicher zurückstellen können. Hierdurch werden mechanische Systeme, die eine geringere Reibung haben als hydraulische Systeme mit ihren Dichtungen, begünstigt. Außerdem werden an die Steifigkeit des Ausrücksystems keine so hohen Anforderungen mehr gestellt, ohne daß dadurch der Wirkungsgrad leidet.

SAC

- halbiert Ausrückkraft
 - begünstigt mechanisches System, da geringere Reibung
 - Steifigkeitsverluste werden unkritischer
- Bei Belagverschleiß wandern die Tellerfederzungen in Richtung Ausrückbewegung
 - Einfache, mechanische Nachstellmechanismen möglich
 - Verschleißweg um 70 % reduziert

Bild 4: Einfluß der SAC auf die Anforderungsliste Ausrücksystem

Ein weiterer Unterschied ergibt sich im Verhalten der Kupplung über die Lebensdauer. Bei Verschleiß des Kupplungsbelags wandert die Tellerfederzunge in Richtung der Ausrückbewegung; hierfür lassen sich, wie später gezeigt wird, einfache selbsttätige Nachstellmechanismen finden. Weiterhin wird der Betrag der Zungenhöhenänderung durch den Kupplungsbelagverschleiß infolge der Nachstellung in der SAC um etwa 70 % reduziert. Das schafft Einbauraum.

Ausgehend von diesen neuen, durch die SAC geschaffenen Voraussetzungen müssen zunächst die Anforderungen für ein möglichst einfach zu gestaltendes Ausrücksystem definiert werden (Bild 5).

Funktion

- Niedrige Reibung, ausreichende Steifigkeit
- Rückstellung bei niedrigen Ausrückkräften
- Überweg verhindern
- Selbsttätige Nachführung des Ausrücklagers bei Verschleiß in Richtung Motor
- Reduzierung von Pedalschwingungen

Lebensdauer

- Unempfindlich gegen Belagabrieb
- Umgebungstemperaturen bis zu 200°C
- Verschleißarm

Einbau

- Kein erhöhter Platzbedarf
- Leichte Verlegung und Montierbarkeit im Fahrzeug

Kosten

- Kostengünstiger als herkömmliche Ausrücksysteme durch Entfall der Gabel

Bild 5: Anforderungen an das Ausrücksystem

Wegen der geringen Ausrückkraft muß die Reibung gering sein, um die Rückstellung des Lagers sicher zu gewährleisten. Ausreichende Steifigkeit dürfte bei den niedrigen Ausrückkräften kein Problem darstellen. Um die Funktion der SAC zu garantieren, muß ein Überweg des Ausrücklagers vermieden werden.

Eine selbsttätige Nachstellung bei Kupplungsbelagverschleiß ist wie bei allen hydraulischen Systemen ebenfalls vorzusehen.

Selbstverständlich muß die Ausrückfunktion über die Lebensdauer trotz der hohen Umgebungstemperaturen und der Verschmutzung durch Belagabrieb erhalten bleiben.

Die oft engen Einbauverhältnisse bedingen, daß für ein neues Ausrücksystem kein erhöhter Platzbedarf entsteht.

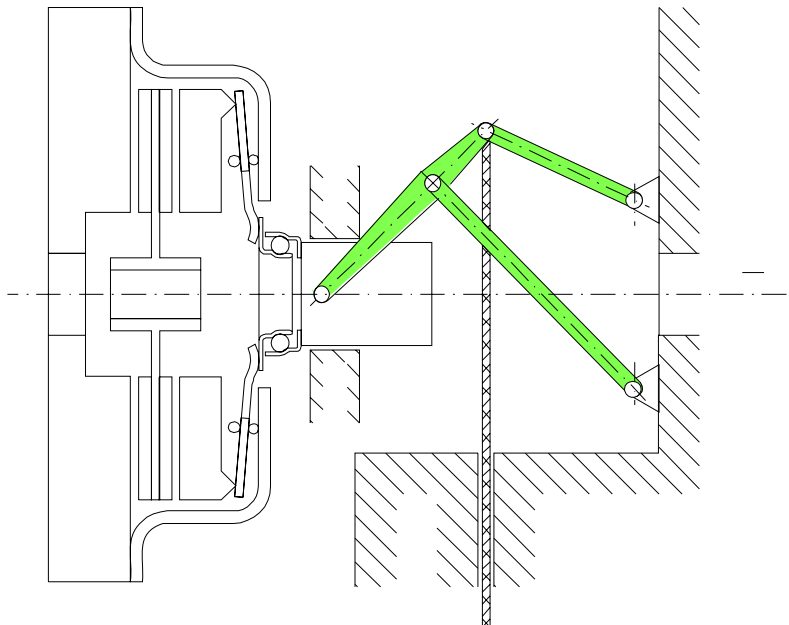
Eine einfache und schnelle Montage im Fahrzeug erfordert die Zusammenfassung in möglichst wenige Baugruppen.

Unter den hier genannten Anforderungen können nun verschiedenartige Ausrückprinzipien verglichen werden.

Mechanische Ausrückprinzipien und Nachstellung

Zunächst wurde untersucht, wie eine Betätigung mit einem Bowdenzug direkt in eine axiale Ausrückbewegung des Ausrücklagers umgesetzt werden kann, ohne die sonst übliche Ausrückgabel zu benutzen. Dabei wurde bewußt auch der teilweise in Verruf geratene Bowdenzug benutzt, da durch die niedrigere Belastung bei Einsatz einer SAC Verschleiß und Festigkeitsverhalten des Bowdenzugs deutlich verbessert werden. LuK untersuchte zunächst systematisch die in Frage kommenden mechanischen Alternativen.

Eine der untersuchten Möglichkeiten waren Gelenkvielecke. Solche Gelenkvielecke können lineare oder annähernd lineare Bewegungen erzeugen. Das in Bild 6 gezeigte Beispiel wird unter anderem für die Schiffsbeladung durch Hafenkranne eingesetzt. Die Übersetzung ist nur innerhalb gewisser Grenzen durch die Wahl der geometrischen Abmessungen des Vielecks und der Anlenkung des Bowdenzugs veränderbar. Auch Bauraumprobleme scheinen mit diesem Prinzip vorprogrammiert. Die minimal 5 Gelenkstellen lassen eine aufwendige Fertigung erwarten.



Bowdenzug

Bild 6: Gelenkvieleck für Ausrücksystem

Ein weiteres Ausrückprinzip ist die Verwendung von 2 Rampen (Bild 7). Wird die betätigte, oben liegende Rampe relativ zur unbetätigten Rampe verschoben, so wird die Bewegung abhängig vom Rampenwinkel in eine axiale Bewegung übersetzt. Durch die Verwendung von Kugeln oder Rollen kann die Reibung gering gehalten werden.

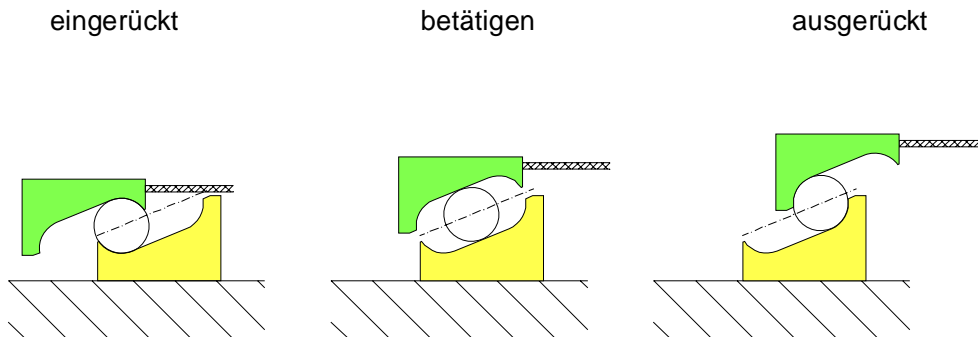


Bild 7: Rampenprinzip

Die Ausführung dieses Prinzips kann auf recht unterschiedliche Weise geschehen. Bild 8 zeigt eine zur Zeit verfolgte Ausführung. Hierbei sind 2 Rämpeneinheiten zwischen Ausrücklager und Getrieberrückwand angeordnet.

Bei der Betätigung des Bowdenzugs werden zwei einander gegenüberliegende Rollen über einen Anlenkungsmechanismus synchron aufeinander zubewegt. Hierdurch werden die Rampenbahnen gespreizt und eine axiale Ausrücklagerbewegung erzeugt.

Um eine rollende Bewegung und eine symmetrische Rampenbelastung zu erhalten, besteht jede Rolle aus 3 Einzelrollen. Die mittlere wirkt auf die eine Rampenbahn, die beiden schmaleren außenliegenden Einzelrollen auf die jeweilige gegenüberliegende Rampenbahn.

Jede Rampenbahn ist also über eine Dreipunktlagerung über 3 Rollen geführt, was ein Verkippen des Ausrücklagers verhindert. Voraussetzung allerdings ist eine synchrone Bewegung der in Bild 8 oben und unten angeordneten Rollen. Dies muß über zusätzliche Komponenten sichergestellt werden.

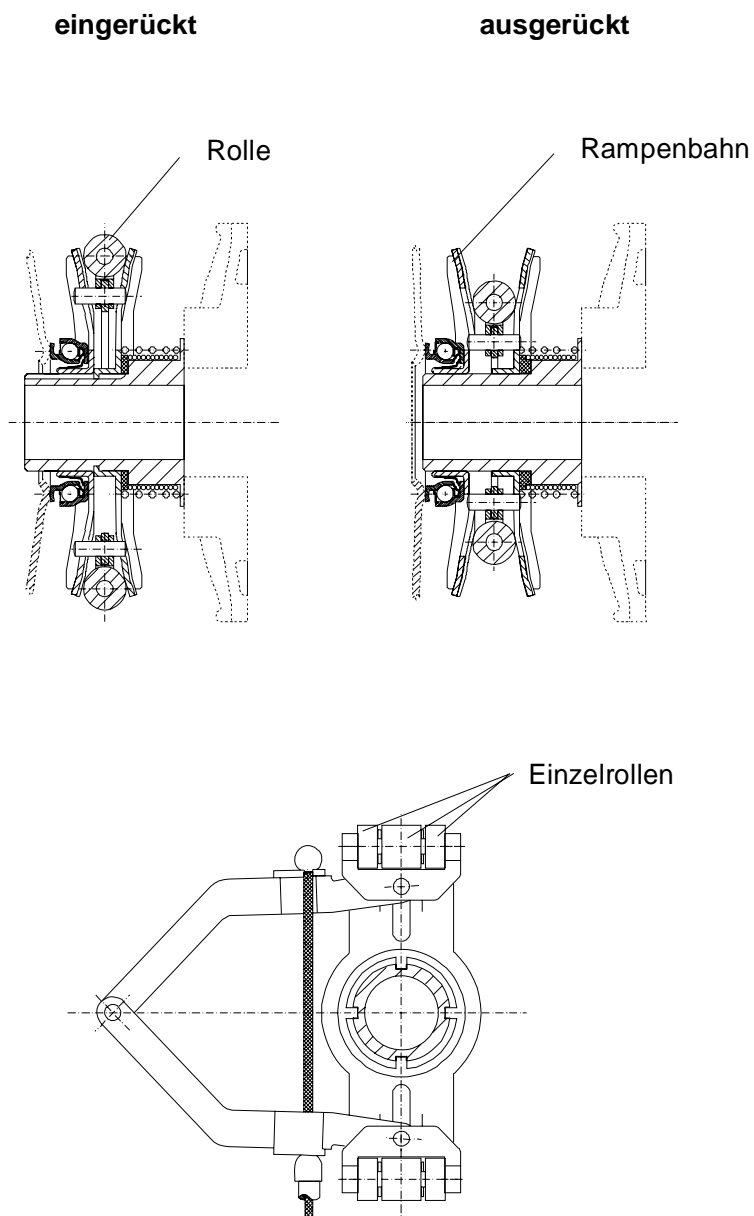


Bild 8: Rampen radial angeordnet

Eine weitere Möglichkeit, Rampeneinheiten anzuordnen, ist in Bild 9 dargestellt. Hier wurden drei Rampen in Form von Vertiefungen in Umfangsrichtung auf einem feststehenden unbetätigten und einem verdrehbaren betätigten Rampenring angeordnet. Bei Verdrehung des oberen Rampenrings erhält man eine schraubenförmige Bewegung wie mit einem drei-

gängigen Gewinde, wobei die drei Kugeln die Reibung minimieren und die radiale sowie axiale Führung des Ausrücklagers übernehmen. Während der unbetätigte Rampenring an der Getrieberückwand befestigt ist, kann auf der verdrehbare betätigte Rampenring durch einen Bowdenzug ein Moment aufgebracht werden. Dies führt zu einer axialen Ausrückbewegung. Das einfache Prinzip hat sich übrigens bei der Betätigung von Motorradkupplungen schon lange bewährt.



Bild 9: Rampen in Umfangsrichtung angeordnet

Die Dreipunktlagerung über die drei Kugeln sorgt für eine klar definierte Lage der beiden Rampenringe zueinander. Neben dem Moment erzeugt der Bowdenzug natürlich auch eine unerwünschte Querkraft, die aber abhängig vom Rampenwinkel nur etwa 40 % der Ausrücklagerkraft beträgt. Diese Querkraft wird über 2 der 3 Kugeln abgestützt.

Falls die Rampenwinkel beider Rampenringe konstant sind, kann ein Verkippen des Ausrücklagers auch dann nicht auftreten, wenn ein Versatz zwischen den Kugeln auftritt.

Die Rampen (siehe Bild 7) können so ausgebildet werden, daß die Kugeln an beiden Enden der Rampen auch als Anschlag dienen. Dadurch werden die für die SAC schädlichen Überwege sicher verhindert; auf einen Deckelanschlag in der SAC kann folglich verzichtet werden.

Zusätzlich werden die Kugeln bei jedem Anschlagen neu positioniert. Das eröffnet die Möglichkeit, veränderliche Rampenwinkel ohne Kugelkäfig einzusetzen, um die Ausrückkraft im Maximum abzusenken und im

Minimum anzuheben. Bei der Rampengestaltung ist dann anzustreben, daß die Berührungspunkte der beiden Rampen auf der Kugel über den gesamten Weg einander genau gegenüberliegen; in diesem Fall treten keine Reaktionskräfte auf die Kugel auf und sie kann der ihr zugeordneten Bahn leicht folgen (Bild 7).

Der Vorteil dieser Ausführungsmöglichkeit des Ausrückers durch Rampen besteht einerseits in der kompakten konzentrischen Anordnung und andererseits in der Dreipunktlagerung über drei Kugeln, die die Funktionssicherheit mit wenigen Teilen garantiert.

Zusätzlich zum Ausrücken muß ein mechanisches Ausrücksystem auch die Zungenhöhenänderung in der Kupplung infolge Belagverschleiß automatisch nachstellen können, wenn sie mit hydraulischen Systemen konkurrieren will.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, wandern bei der SAC im Gegensatz zur konventionellen Kupplung die Tellerfederzungen bei Kupplungsbelagverschleiß in die gleiche Richtung wie beim Ausrücken. Hierfür läßt sich ein vergleichsweise einfacher mechanischer Nachstellmechanismus finden, der ähnlich funktioniert wie die Nachstellung der SAC (Bild 10). Es werden dazu Rampenringe eingesetzt, die federnd vorgespannt werden. Sie übernehmen den Ausgleich, wann immer eine Lücke zwischen den Tellerfederzungen und dem Ausrücklager entsteht. Ähnlich wie bei der SAC verhindert die Selbsthemmung bei flachem Rampenwinkel ein Rückstellen der Rampen. Ein solcher Mechanismus funktioniert selbsttätig und stufenlos.

Der mechanische Zentralausrücker (MZA) kombiniert dieses Nachstellprinzip mit dem Ausrückprinzip nach Bild 9.

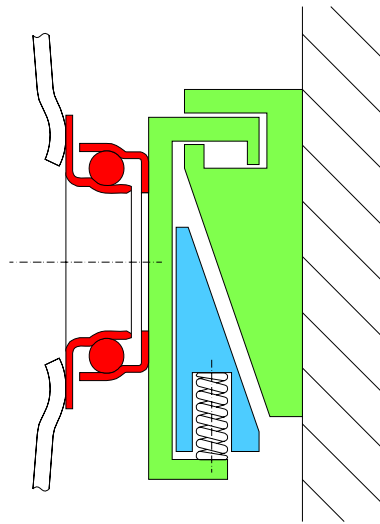


Bild 10: Nachstellung der Zungenhöhe - Prinzipbild

Der Mechanische Zentralausrücker

Bild 11 zeigt die konstruktive Gestaltung. Der ganze Ausrücker besteht nur aus wenigen, relativ kleinen und kostengünstig herstellbaren Einzelteilen. Neben dem Ausrücklager mit Tellerfeder sind es 3 Blechformteile, 3 Kugeln, 2 Kunststoffringe, eine Druckfeder und ein einfacher gebogener Draht. Für die Werkzeuggestaltung der Stanzteile kann auf die reiche Erfahrung der LuK aus dem Kupplungs- und ZMS-Bereich aufgebaut werden. Nachfolgend wird das Zusammenwirken der Einzelteile beschrieben.

Das System läßt sich in den Baugruppen mit den Funktionen Ausrücken, Nachstellen der Zungenhöhe und Aufnehmen des Ausrücklagers einteilen.

Die Baugruppe mit der Funktion Ausrücken trägt auf dem betätigten und unbetätigten Rampenring die zum Ausrücken nötigen Rampen.

Der nicht betätigte Rampenring ist über Schrauben oder Kerbstifte drehfest am Getriebe befestigt. Über drei gefettete Kugeln wird bei einer Verdrehung des betätigten Rampenrings die axiale Ausrückbewegung erzeugt. Am Ende der Verdrehbewegung beschränken Anschläge, die über die Kugeln wirken, den Ausrückweg (Bild 12). Die Betätigung des Rampenrings erfolgt über einen Draht, der bis zur Getriebeglockenwand geführt wird. Die Ein- oder Aushängung des Bowdenzugs kann auf einfache Weise durch die hakenförmige Drahtgestaltung unterstützt von außen erfolgen. Der Draht schützt außerdem den Bowdenzug gegen den Belagverschleiß und die hohe Getriebeglockentemperatur.

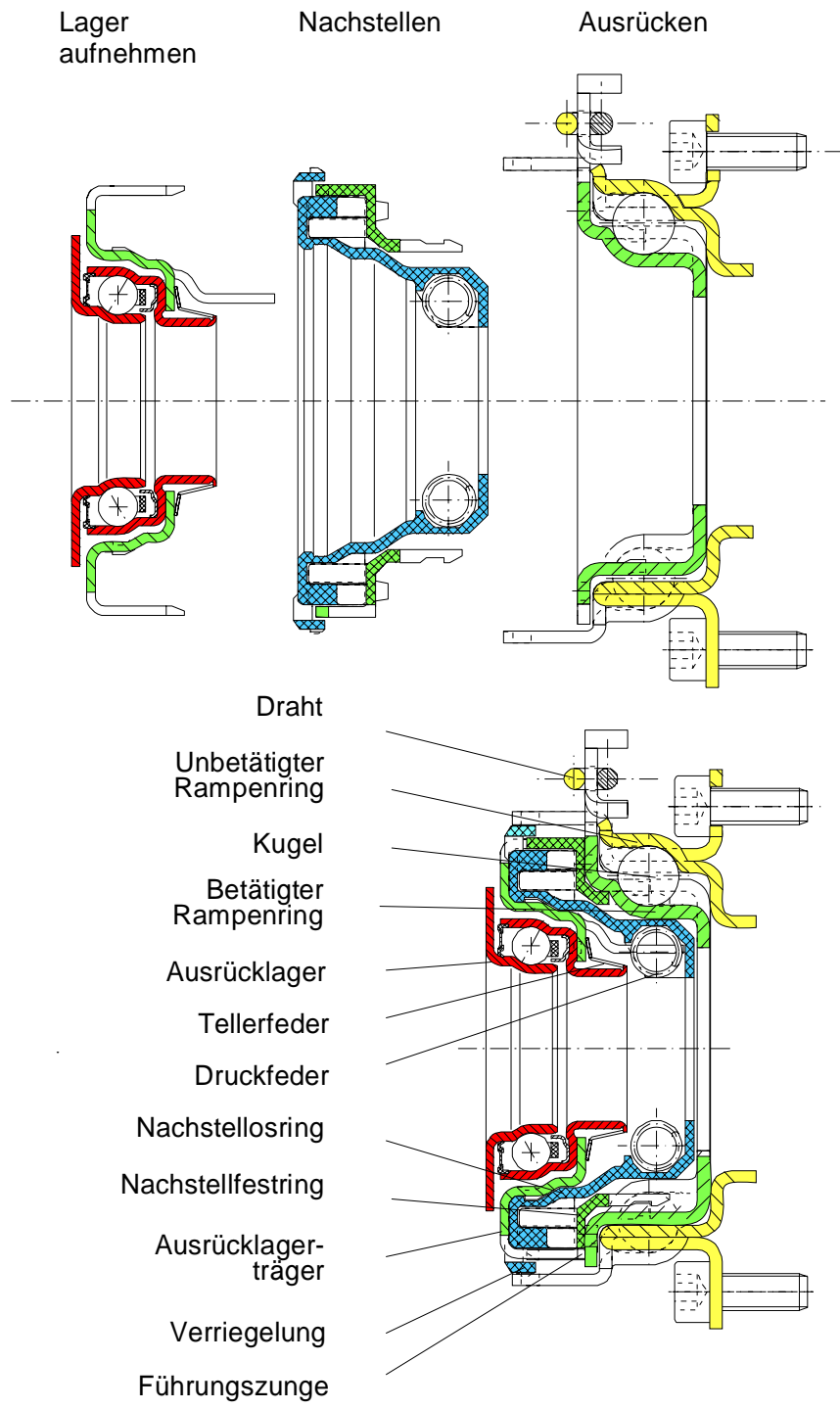
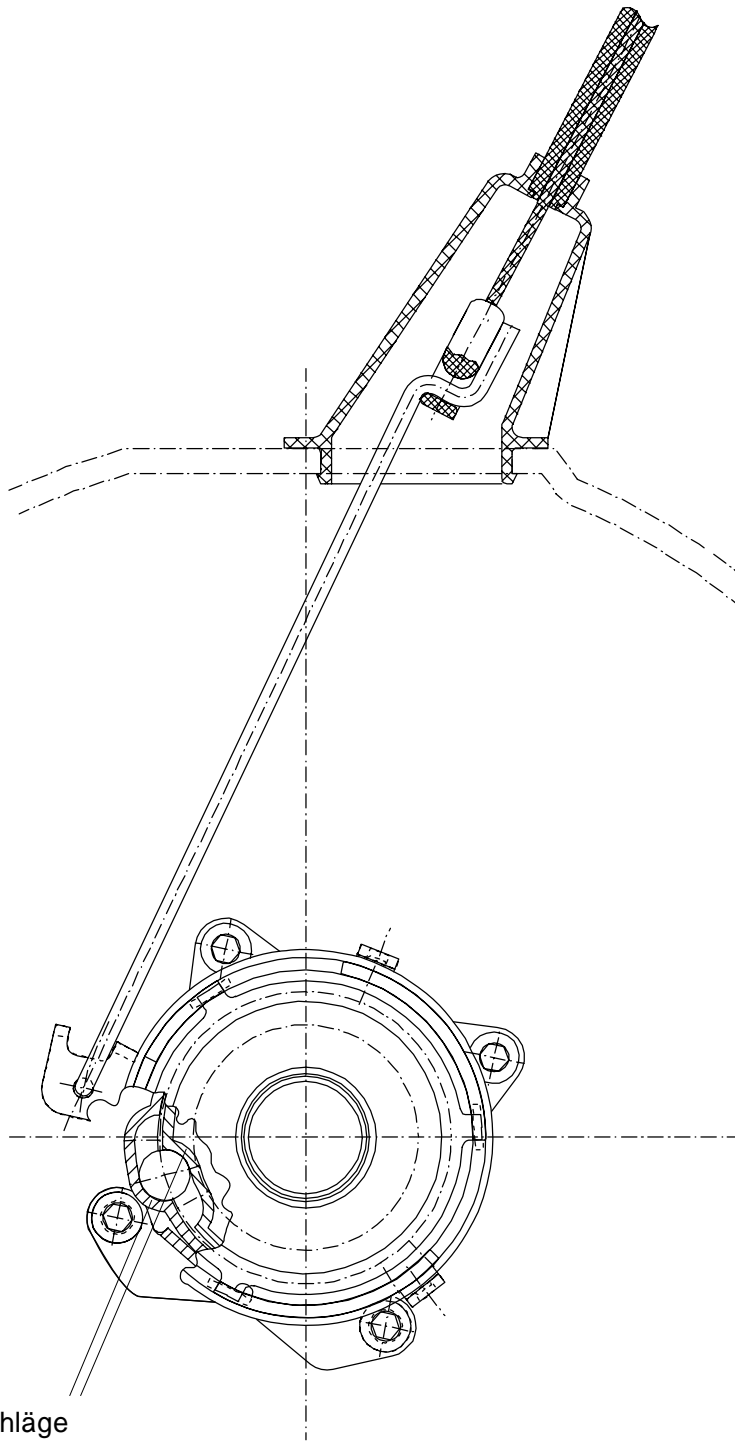


Bild 11: Mechanischer Zentralausrücker (MZA)



Anschläge

Bild 12: MZA - Zugeinhängung

Durch einen sich über den Bowdenzugweg ändernden Rampenwinkel kann die Übersetzung über den Ausrückweg verändert werden. Damit könnte der Ausrückkraftverlauf, der bei der SAC typischerweise gegen Ende des Ausrückwegs deutlich abfällt, falls erwünscht korrigiert werden (Bild 13).

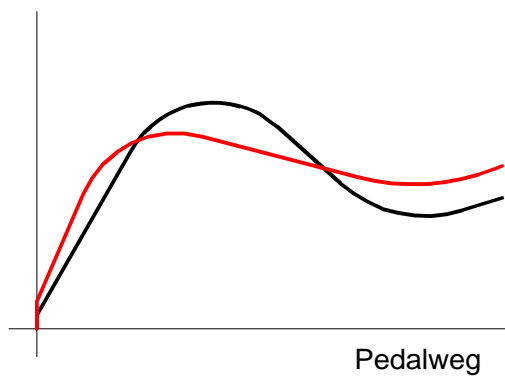
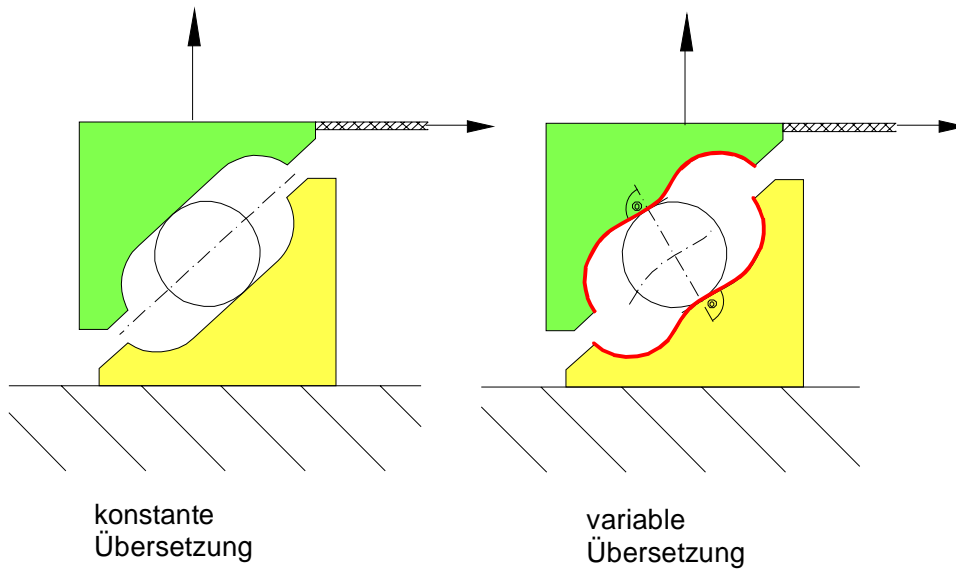


Bild 13: Rampenprinzip

Mit dem betätigten Schraubenring fest verbunden ist der Nachstellfesttring (Bild 11), der zusammen mit dem Nachstelllosring über 2 konzentrisch angeordnete Rampenbereiche die Funktion Nachstellen übernimmt. Der außenliegende und der innenliegende Rampenbereich umfaßt jeweils zwei 180° lange Rampen mit einem selbsthemmenden Rampenwinkel. Nach erfolgter Nachstellung ergibt jeder Bereich dann 2 um 180° voneinander

entfernte Restkontaktbereiche. Da der außenliegende und innenliegende Rampenbereich gegeneinander um 90° versetzt angeordnet sind, ergibt sich eine stabile Vierpunktlagerung.

Die Nachstellung wird sichergestellt durch eine Druckfeder, die auf den Nachstellring und über einen Flansch auf dem Ausrücklagerträger wirkt. Sie kann je nach Platzverhältnissen entweder, wie hier gezeigt, im Inneren oder radial außerhalb der Nachstellrampen angeordnet werden. Mit dem Nachstellwinkel von ca. 100° werden typischerweise Nachstellwege von rund 6 mm erreicht.

Die Druckfeder erzeugt über die Rampen auch die Ausrücklagervorlast.

Vor Einbau des MZA muß diese Nachstelleinrichtung zunächst zurückgestellt und verriegelt werden (Prinzip siehe Bild 14). Hierzu muß am ausgebauten MZA der Nachstellring zurückgedreht und dabei in dem betätigten Rampenring eingerastet werden. Jetzt ist die axiale Bewegung des Nachstellrings blockiert und das MZA nimmt die kürzeste axiale Länge ein. In dieser Position kann er nun eingebaut werden. Nach erfolgter Kupplungsglockenmontage erfolgt die Entriegelung automatisch. Bei der erstmaligen Kupplungsbetätigung bewegt sich das betätigte Rampenring vom Nachstellring weg und gibt die Verriegelung und damit die Nachstellung frei.

Die jetzt stattfindende Nachstellung des Nachstellrings zum Toleranzausgleich bewegt ihn von der Verriegelung weg, so daß kein erneutes Verriegeln auftreten kann. Die Verriegelung kann bei einer späteren Demontage der Getriebeglocke in einer Werkstatt leicht manuell durchgeführt werden. Sie dient außerdem bei der Anlieferung an das Automobilwerk als Transportsicherung.

Das selbstzentrierende Ausrücklager ist auf herkömmliche Weise an dem Ausrücklagerträger über eine kleine Tellerfeder befestigt. Da ein Verkippen des Ausrücklagers durch die stabile Dreipunktlagerung auf die Dreikugelrampe eliminiert wird, kann auf die herkömmliche Führungshülse für das Ausrücklager verzichtet werden. Der hierdurch mögliche geringere Außendurchmesser des Lagers hilft, sowohl die Kosten zu senken als auch die Lagerschleppmomente zu verringern. Diese Schleppmomente werden über drei Führungszungen des Ausrücklagerträgers direkt auf den Nachstellfesttring übertragen; hierdurch wird die Nachstellung des Nachstellrings vom Schleppmoment abgekoppelt.

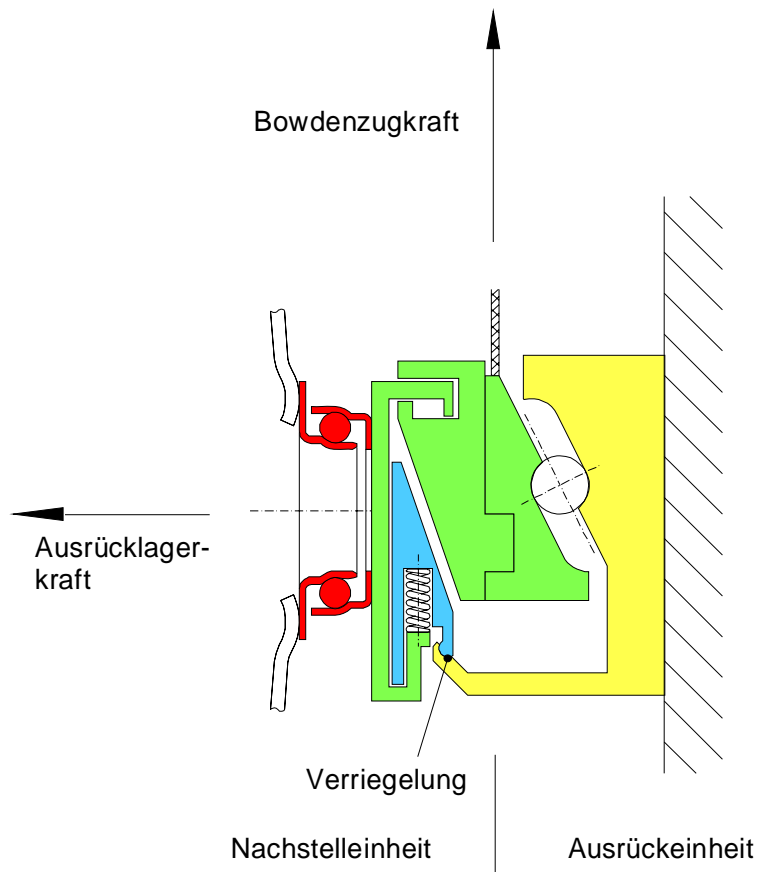


Bild 14: Prinzipbild MZA

Toleranzausgleich

Die Baugruppe zur Nachstellung der Zungenhöhe kann gleichzeitig auch als Toleranzausgleich der axialen Länge, die sich aus der Kurbelwellenlänge, Schwungradhöhe, Tellerfederzungenhöhe, Ausrücksystemlänge und Abstand zur Getrieberückwand ergibt, dienen.

Die Toleranzen der Bowdenzuglänge und Bowdenzulanlenkung, die eine Streuung der Pedalhöhen bewirken, lassen sich allerdings nicht mit diesem Nachstellmechanismus ausgleichen. Hierzu ist ein getrennter Ersteinstellmechanismus notwendig, wie er zum Beispiel mit der Firma Küster entwickelt wurde (Bild 15).

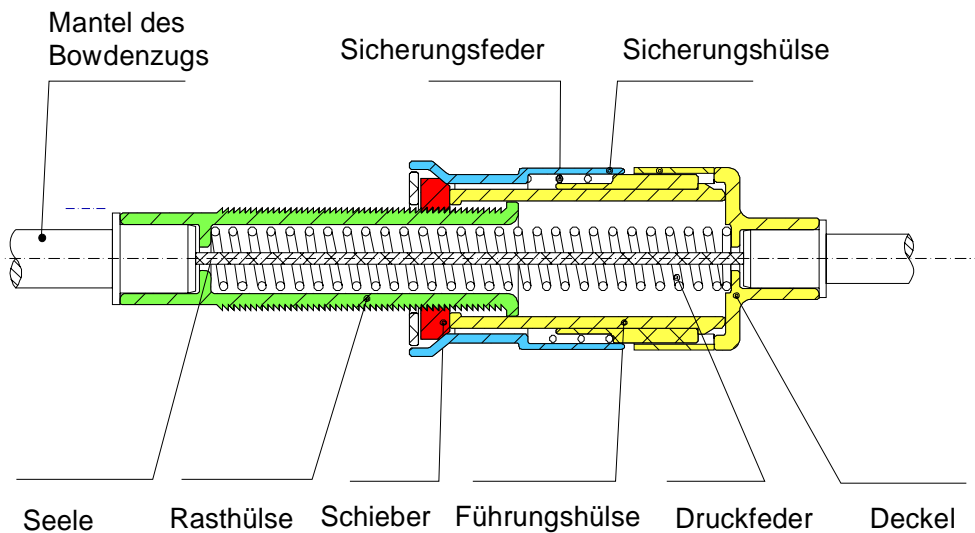


Bild 15: Ersteinstellmechanismus, Bauart Küster

Im wesentlichen besteht der Mechanismus aus zwei ineinander gesteckten Hülsen, die im Bowdenzugmantel integriert und durch eine leichte Feder vorgespannt sind. Beim Einbau ist die Feder ganz zusammengedrückt. Ein Schieber verhindert formschlüssig über Rastzähne das Auseinschieben der Hülsen. In diesem Zustand ist der Mantel um mehr als 4 cm verkürzt: der hierdurch überstehende Zug kann folglich leicht eingehängt werden. Nach dem Einbau des Getriebes kann durch eine Betätigung der Sicherungshülse die Verrasterung der Hülsen freigegeben werden, so daß, durch die Feder unterstützt, der Längenausgleich im Mantel stattfindet. Nach Loslassen der Sicherungshülse werden die Hülsen selbsttätig wieder gegeneinander verrastet und sind jetzt für den Betrieb eingestellt. Dieser Vorgang läßt sich auch in Werkstätten leicht durchführen.

Der Mechanismus muß dicht sein gegenüber dem etwas geringeren Luftdruck im Fahrzeuginnenraum. Ein Ansaugen von Verschmutzungspartikeln und ein hierdurch bedingter Reibungsanstieg im Bowdenzug könnte sonst die Folge sein.

Entgegen landläufiger Meinung beträgt die Längenänderung durch Verschleiß von Bowdenzügen weniger als einen Millimeter: auf ein Nachstellen des Bowdenzugs selbst während der Lebensdauer kann damit im allgemeinen verzichtet werden, obwohl es sich leicht mit dem Ersteinstellmechanismus bewerkstelligen ließe.

Eine weitere Möglichkeit des Pedalhöhentoleranzausgleichs besteht darin, den Rastmechanismus zwischen Bowdenzug und Pedal anzuordnen (Bild 16).

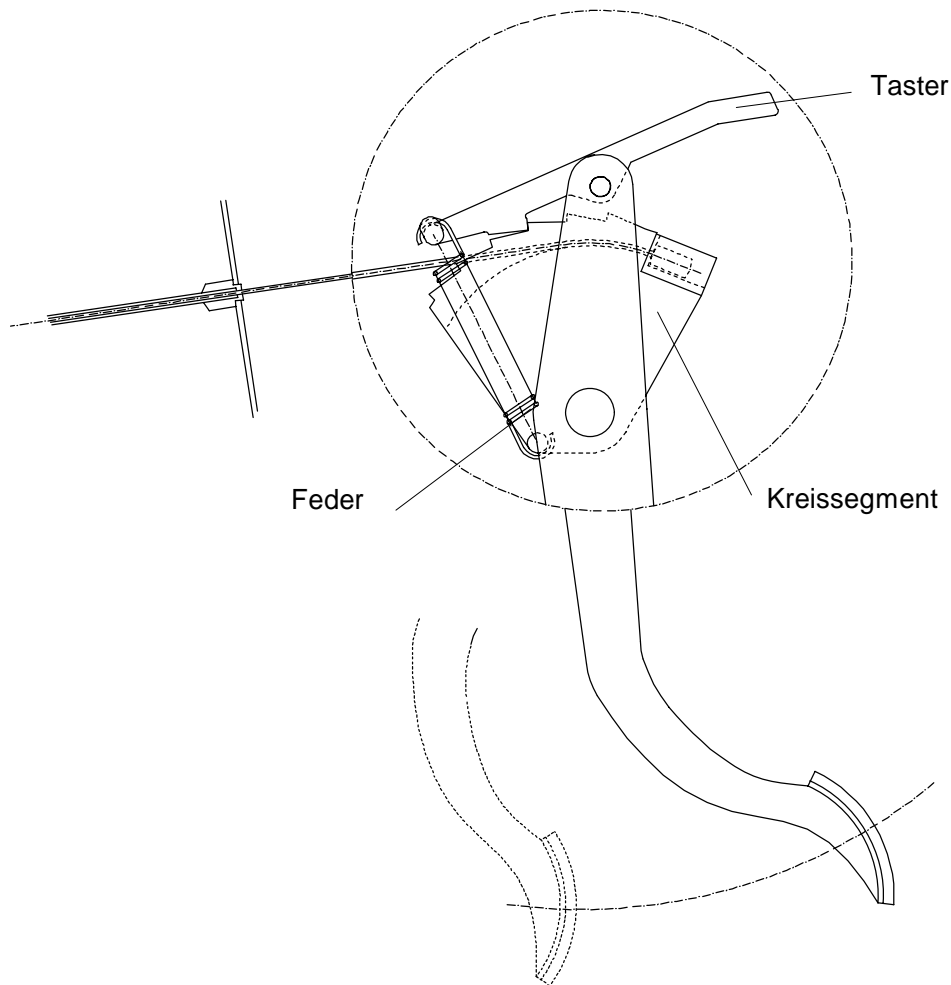


Bild 16: Ersteinstellung, Bauart Kirchhoff

Beim Einbau wird der Zug zunächst in ein kreissegmentförmiges Einhängeteil eingehängt. Der Taster verhindert über eine Verzahnung die Verdrehung des Segmentes.

Nach Einhängung des Zuges wird der Taster heruntergedrückt, die Verzahnung freigegeben, und das kreissegmentförmige Einhängeteil spannt über eine Feder den Zug leicht vor. Wenn anschließend der Taster wieder losgelassen wird, wird der Formschluß federbelastet wiederhergestellt. Die Ersteinstellung ist abgeschlossen. Da dieser Mechanismus im Fahrzeug-

innenraum eingebaut werden kann, wird er keinen erhöhten Temperaturen wie im Motorraum ausgesetzt. Auch können Luftdruckunterschiede nicht zu einem Ansaugen von Verschmutzungspartikeln führen.

Wie bereits die beiden angeführten Beispiele zeigen, gibt es verschiedenartige Prinzipien, die die Funktion Ersteinstellung und gleichzeitig eine leichte Einhängung des Bowdenzuges ermöglichen. Die Wahl kann fahrzeugspezifisch erfolgen. Bei der Ausführung ist darauf zu achten, daß möglichst geringe Rastabstände gewählt werden, um geringe Spiele und damit Verluste im Ausrücksystem zu erreichen.

Zur Überprüfung des MZA-Prinzips wurde ein Muster in ein LuK-Fahrzeug eingebaut und es funktionierte zur vollen Zufriedenheit (Bild 17).

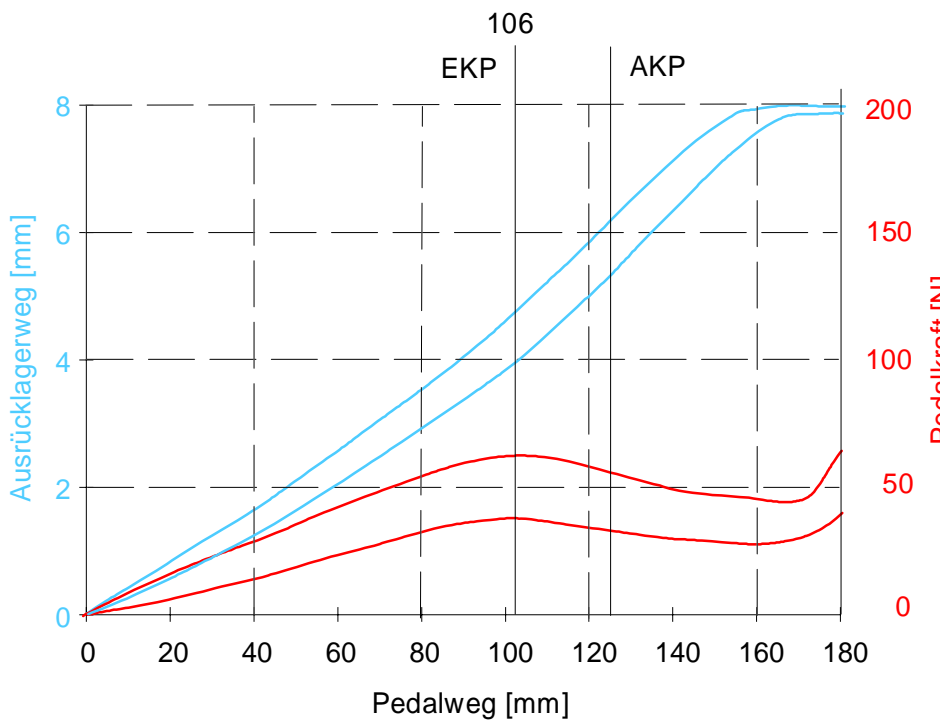
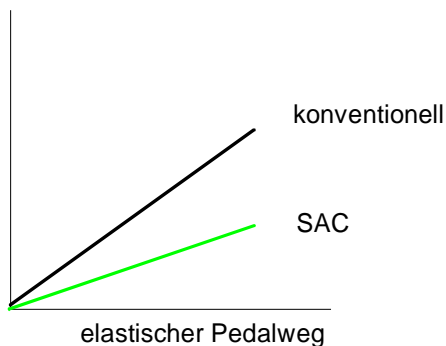


Bild 17: Funktionsüberprüfung MZA im Fahrzeug

Pedalschwingungsentkopplung

Pedalschwingungen machen sich bekanntlich durch Kribbeln im Fuß oder durch Geräusche nachteilig bemerkbar. Durch Entfall des Ausrückhebels und den Einsatz der SAC entstehen mit dem MZA Vorteile bei der Schwingungsentkopplung (Bild 18).



- Im Schwingungssystem entfällt die Ausrückgabel
- Tellerfederzungenschlag führt nicht zu Anregung wegen spielfreier Ausrücklagerführung
- Weichere Federung verbessert Schwingungsentkopplung

Bild 18: Einfluß des MZA mit der SAC auf Pedalschwingungen

Der Entfall des Ausrückhebels eliminiert ein verhältnismäßig schweres und eigenschwingungsfähiges Einzelteil. Außerdem verhindert die spielfreie Führung des Lagers über drei Kugeln Kippbewegungen; der Zungenschlag der Kupplung entfällt damit als Anregungsquelle für Pedalschwingungen.

Was als Anregungsquellen bleibt, sind Axialschwingungen der Kurbelwelle und als Folge Eigenschwingungen der Anpreßplatte.

Bei konventionellen Ausrücksystemen ist zwischen dem Ausrücklager und dem Pedal oftmals eine Gummifeder angeordnet. Oberhalb der Resonanzfrequenz des Ausrücksystems kann hier zwar eine Schwingungsentkopplung auftreten, der Wirkungsgrad des Ausrücksystems wird jedoch herabgesetzt, denn der Einsatz von Federn führt automatisch zu nachgiebigeren und damit weniger effizienten Ausrücksystemen. Durch den Einsatz der SAC und der damit halbierten Ausrückkraft können bei gleichem Wirkungsgrad niedrigere Federraten und damit eine verbesserte Schwingungsisolierung erreicht werden.

Eine Möglichkeit, eine solche Feder elegant in dem Ausrücksystem zu integrieren, zeigt Bild 19. Keine zusätzlichen Einzelteile werden benötigt.

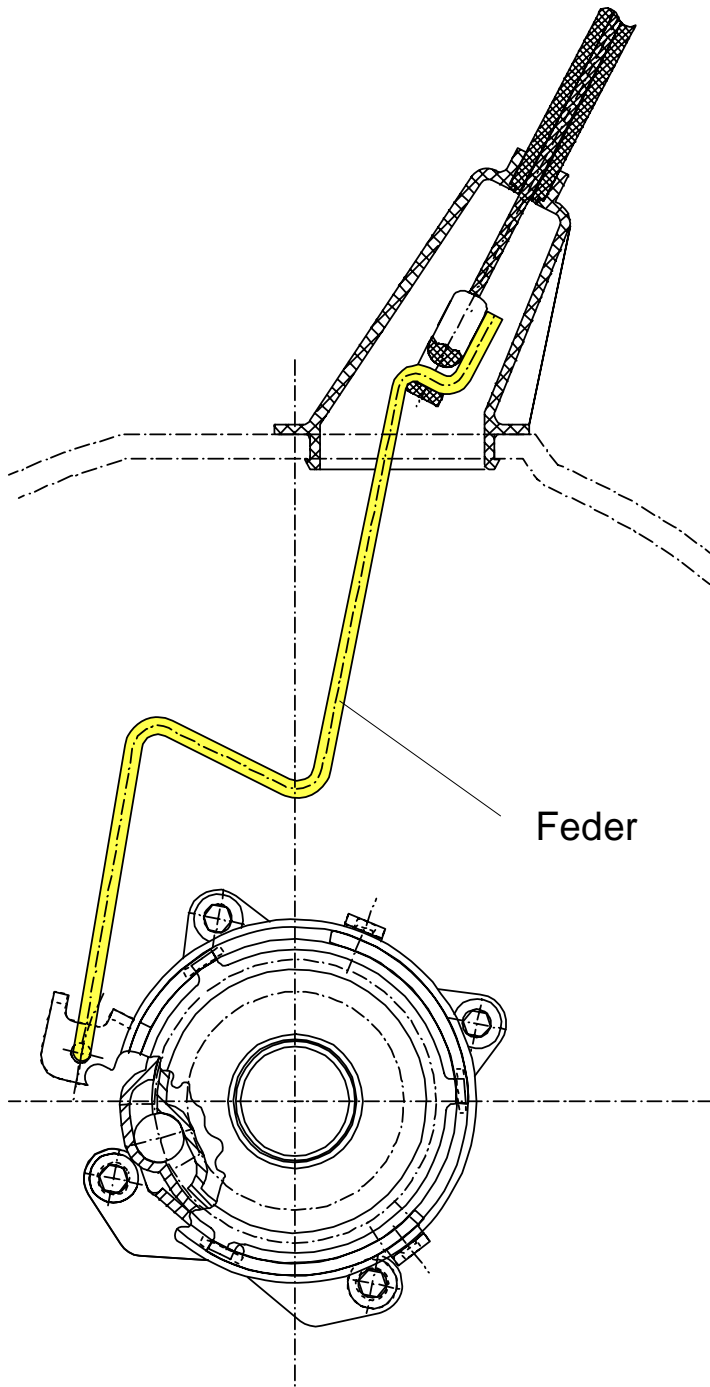


Bild 19: MZA mit Feder

Vergleich des Mechanischen Zentralausrückers (MZA) mit hydraulischen Systemen

Vergleicht man die recht unterschiedlichen Systeme miteinander (Bild 20), fällt auf, daß sich die erreichte Funktion kaum unterscheidet. Die Wegverluste (ohne Last) entstehen beim MZA durch die Rasterung der Ersteinstellung und bei hydraulischen Ausrücksystemen durch den Totweg bis zum Schließen der sogenannten Schnüffelbohrung.

Kriterium	MZA	Hydraulische Systeme
Einsatz	nur mit SAC	universell
Wegverlust	8 % (10 mm) (Ersteinstellung)	8 % (10 mm) (Schnüffelbohrung)
Elastizitätsverlust	10 %	5 - 10 %
Reibung neu Reibung alt	20 % 30 %	30 % 30 %
Dämpfung Pedal- schwingungen	möglich	möglich
Komplexibilität	wenige Teile	wenige Teile
Verlegung	durch Umlenkung eingeschränkt	frei
Funktions- sicherheit	einfaches mechanisches System	Dichtungen stellen Risiko dar
Preis	- 20 %	Basis

Bild 20: Vergleich Mechanischer Zentralausrücker zu hydraulischen Systemen

Die Elastizitätsverluste sind für den MZA etwas höher zu veranschlagen, was in der Praxis aber nicht wesentlich ist. Die Reibung aufgrund der Dichtungen liegt bei hydraulischen Systemen im Neuzustand höher als beim MZA. Mit Bowdenzug allerdings kann eine Erhöhung der Reibung über die Lebensdauer erfolgen, die bedingt durch die niedrige SAC-Belastung geringer ausfallen wird als bei konventionellem Bowdenzug.

Ein Vorteil für hydraulische Ausrücksysteme ist die einfache Verlegbarkeit der hydraulischen Leitungen. Allerdings besteht ein höheres Ausfallrisiko durch die Verwendung von der Kolbenabdichtungen. Infolge von abrasivem Verschleiß durch Verschmutzungspartikel kann die Dichtwirkung gefährdet sein.

Ein klarer Unterschied besteht in den Kosten. Im Vergleich zu einem konventionellen hydraulischen Ausrücksystem kann auf die Ausrückgabel, die Lagerstelle der Ausrückgabel und die Führungshülsen am Getriebe für das Ausrücklager verzichtet werden. Die Kosten liegen demzufolge deutlich unter dem des konventionellen hydraulischen Ausrücksystems und vermutlich auch unter dem eines CSC.

Stand der Entwicklung und Ausblick

Mit Funktionsmustern wurden erste Lebensdauerversuche mit 10^6 Ausrückvorgängen durchgeführt (Bild 21). Sie gaben Aufschluß über die geeignete Materialpaarung Kugel/Rampenring. C15 erlaubt einerseits hohe Umformgrade und weist im einsatzgehärteten Zustand eine geeignete Oberflächenhärte und Einhärtetiefe auf. Mit befetteten Kugeln konnten keine signifikanten Einarbeitungen in den Rampen unter den Versuchsbedingungen festgestellt werden. Da die Kugeln nicht rotieren, kann auf eine aufwendige Fettdichtung verzichtet werden.

Prüfstandsversuche

Schwingversuche bis 10^6 Lastwechsel
bei 120°C bis 165°C

- Keine Einarbeitung der Kugeln
- Bowdenzugverschleiß verursacht weniger als 1 mm Längenänderung

Fahrzeugversuche

- Fahrzeugversuch max. 20 000 km
- Reibungsverlust 25 %

Bild 21: MZA - Prüfstandsversuche und Fahrzeugerprobung

In einem Fahrzeug wurden inzwischen 20.000 km akkumuliert. Die max. Pedalkraft ist durch die SAC auf ca. 70 N herabgesetzt. Die Reibung liegt, bedingt durch die nicht optimierte Bowdenzulanlenkung, mit ca. 25 % noch etwas hoch.

Zusammenfassend (Bild 22) kann festgestellt werden, daß bei SAC-Einsatz ein neues Anforderungsprofil für das Ausrücksystem entstanden ist. Es wurde ein neuartiger mechanischer Zentralausrücker vorgestellt, der ähnlich gut funktioniert wie ein CSC. Durch die Eliminierung der Ausrückgabel und der Führungshülse sind deutliche Einsparungen im Vergleich zu konventionellen hydraulischen Systemen zu erreichen.

- Das SAC schafft neue Möglichkeiten für Ausrücksysteme
- Der neuartige mechanische Zentralausrücker erreicht eine gleich gute Funktion wie ein hydraulisches Ausrücksystem
- Das mechanische Funktionsprinzip ist einfach und sicher
- Deutliche Einsparung durch Elimination von Ausrückgabel und Führungshülse im Vergleich zum konventionellen hydraulischen System

Bild 22: Zusammenfassung MZA

Erste Bemusterungen sind bei diesem noch jungen Produkt für Ende 1995 vorgesehen.

