

# Einfluss von Triebstrang, Fahrwerk und Reifen-Boden-Kontakt auf Lastschaltvorgänge in Standardtraktoren

Christian Birkmann, Thomas Fedde, Ludger Frerichs

Moderne elektro-hydraulische Getriebesteuerungssysteme bieten eine Vielzahl an Optimierungsmöglichkeiten für Lastschaltvorgänge, um den Fahrkomfort eines Traktors zu verbessern. Der Applikationsprozess der Schaltparameter ist allerdings sehr zeitintensiv, insbesondere im Hinblick auf steigende Komfortanforderungen. Die Transformation des Applikationsprozesses von Feldfahrten auf Prüfstandtests ist eine vielversprechende Möglichkeit, um den Zeitaufwand der Applikation zu minimieren und die Wiederholbarkeit im Prozess zu verbessern. Eine der Hauptanforderungen für die Transformation ist ein vergleichbares dynamisches Triebstrangverhalten zwischen dem Prüfstand und dem Traktor im Feld. Vor diesem Hintergrund ist das Verständnis der Einflüsse des Triebstrangs, des Fahrwerks und des Reifen-Boden-Kontakts auf Lastschaltvorgänge essentiell. Im Rahmen dieses Artikels werden die genannten Einflüsse mithilfe eines detaillierten Traktorsimulationsmodells auf Basis eines CLAAS „Axion 800 Hexashift“ untersucht. Anschließend werden die Ergebnisse und Einflussfaktoren anhand der Traktorfahrgeschwindigkeit, der Getriebeausgangsdrehzahl und des Getriebeausgangsdrehmoments bewertet.

## Schlüsselwörter

Traktorgetriebe, Lastschaltgetriebe, Schaltoptimierung, Traktortriebstrang, Triebstrangdynamik

Die ersten Teillast- und Volllastschaltgetriebe für Standardtraktoren wurden in den 1950er Jahren mit mechanischen und hydrostatischen Getriebesteuerungssystemen entwickelt (ERWIN und O'HARROW 1959, BUCKINGHAM 1962, HARRIS und JENSEN 1964). Die Teillastschaltgetriebe bestanden üblicherweise aus einem Planetengetriebe mit zwei Lastschaltgängen, das in Reihe zu einem synchronisierten Getriebe angeordnet war. Die Volllastschaltgetriebe bestanden aus mehreren in Reihe angeordneten Planetensätzen. In Europa waren beide Getriebearten bis Ende der 1980er Jahre wenig verbreitet (RENIUS 2014). Aktuell existieren eine Vielzahl unterschiedlicher Teillastschaltgetriebe und wenige Volllastschaltgetriebe. Übliche Teillastschaltgetriebe weisen zwei bis acht Lastschaltstufen in Kombination mit einem synchronisierten Nachschaltgetriebe auf, wohingegen Volllastschaltgetriebe 16 bis 23 durchgehend unter Last schaltbare Gänge aufweisen (RENIUS 2014). Darüber hinaus werden mittlerweile vermehrt Stirnradgetriebe anstelle von Planetengetrieben verwendet.

Um Getriebe mit vielen Übersetzungsstufen, aber wenigen Stirnrädern oder Planetensätzen zu konstruieren, hat sich die sogenannte „Gruppenbauweise“ bewährt, die aus mehreren in Reihe angeordneten Teilgetrieben besteht (RENIUS 1974). Jedes dieser Teilgetriebe verfügt über zwei oder mehr Übersetzungsstufen. Die Gesamtzahl der resultierenden Gänge ergibt sich aus dem Produkt der Übersetzungen aller Teilgetriebe. Die Getriebebauweise erhöht allerdings die Anforderungen an das

Getriebesteuerungssystem, weil manche Gangwechsel einen gleichzeitigen Übersetzungswechsel in mehreren Teilgetrieben unter Last erfordern (FÖRSTER und GAUS 1971, KRAFT 1972). Zur Klassifizierung wird der einfache Lastschaltvorgang, bei dem innerhalb eines Teilgetriebes ein Schaltelement öffnet und ein weiteres Schaltelement schließt, als „Einfach-Swap“ bezeichnet. Sind zwei Teilgetriebe und folglich zwei öffnende und zwei schließende Schaltelemente am Lastschaltvorgang beteiligt, wird dies als „Zweifach-Swap“ bezeichnet. Bei drei Teilgetrieben erfolgt die Bezeichnung „Dreifach-Swap“ usw. Solche „Mehrfach-Swap“-Gangwechsel, bei denen in verschiedenen Teilgetrieben gleichzeitig die Übersetzung gewechselt wird, treten bei Volllastschaltgetrieben und einigen Teillastschaltgetrieben auf.

Wenn beim Gangwechsel in mehreren Teilgetrieben geschaltet wird, müssen mehrere Kupplungen gleichzeitig betätigt werden und das Energiemanagement wird komplizierter, weil deutlich mehr Trägheitsmassen am Schaltvorgang beteiligt sind (EIKE und STOEVER 1999). Dies bedingt eine steigende Anzahl von Schaltparametern und mehr Aufwand während des Applikationsprozesses. Ein Satz von Schaltparametern umfasst beispielsweise die Füllzeit und den zugehörigen Schleifpunktdruck in Abhängigkeit von der Öltemperatur und der Drehzahl für jede Kupplung. Außerdem werden die Betätigungszeitpunkte und die benötigten Druckmodulationsrampen des Lastschaltvorgangs im Schaltparametersatz hinterlegt. Lastschaltgetriebe stehen in verstärktem Wettbewerb zu stufenlos verstellbaren Getrieben (CVT), weshalb der Fahr- und Schaltkomfort einen höheren Stellenwert erreichen. Der Fahrkomfort wiederum kann durch genauer abgestimmte und feiner unterteilte Schaltparameter verbessert werden, wodurch sich der Schaltparametersatz weiter vergrößert. Bei landwirtschaftlichen Traktoren kann dies zu unterschiedlichen Schaltparametern in Abhängigkeit von den Getriebegehängen, vom Lastzustand, von den Anbaugeräten und den Arbeitsbedingungen führen. Dabei muss zusätzlich sichergestellt werden, dass der Schaltalgorithmus und das Schaltparameterset robust genug sind, um unter allen Bedingungen einen adäquaten Schaltvorgang zu gewährleisten (TANELLI et al. 2011). Folglich wird ein wiederholbarer und schneller Applikationsprozess benötigt, um die Entwicklungszeit und -kosten zu reduzieren und die Schaltqualität zu verbessern. Ein vielversprechender Lösungsweg ist die Transformation des Applikationsprozesses von Feldtests auf Prüfstandtests, wie Untersuchungen aus der Automobilindustrie zeigen (HAGERODT 2003). Dafür muss das dynamische Triebstrangverhalten auf einem Prüfstand mit dem eines Traktors vergleichbar sein, sodass vorab der Einfluss des Reifen-Boden-Kontaktes, des Fahrwerks und des Triebstrangdesigns auf Lastschaltvorgänge untersucht werden sollte. Anhand der Ergebnisse können die Unterschiede herausgearbeitet und der Prüfstand optimal konstruiert werden. Als Basis für die Untersuchungen wird im Folgenden in die Grundlagen des Lastschaltvorgangs eingeführt und eine vereinfachte Darstellung des verwendeten, detaillierten Traktormodells vorgestellt. Mithilfe dieses theoretischen Ansatzes werden die Einflussfaktoren des Triebstrangs, des Fahrwerks und des Reifen-Boden-Kontaktes auf Lastschaltvorgänge erklärt. Eine Quantifizierung des Einflusses der einzelnen Faktoren erfolgt anhand der Ergebnisse des detaillierten Traktorsimulationsmodells.

## Grundlegender Lastschaltvorgang („Einfach-Swap“)

Alle Lastschaltvorgänge, auch die komplizierten „Mehrfach-Swaps“, folgen den grundsätzlichen Gesetzmäßigkeiten von einfachen, grundlegenden Lastschaltvorgängen. Der grundlegende Lastschaltvorgang besteht aus einer öffnenden und einer schließenden Kupplung und kann mithilfe eines vereinfachten Triebstrangmodells beschrieben werden (Abbildung 1). Dieses Triebstrangmodell besteht aus zwei parallelen Kraftflusspfaden, die jeweils aus einer Kupplung sowie einer oder mehreren Übersetzungsstufen zwischen Motor und Last bestehen. Der Motor und die Last werden anhand ihrer Drehzahl, ihres Drehmoments und ihrer Trägheitsmassen beschrieben. Während des Lastschaltvorgangs soll der Kraftfluss ohne signifikanten Drehmomenteinbruch von einem Pfad auf den anderen wechseln. Das Triebstrangmodell wird während des Lastschaltvorgangs für die Zeit, in der die beiden Kupplungen rutschen, in zwei dynamische Triebstrangteilsysteme unterteilt. Das erste Teilsystem umfasst die Trägheitsmasse und Torsionsfederkonstante des Motors sowie des primären Getriebeteils. Das zweite Teilsystem umfasst den sekundären Getriebeteil und die Last. Beide Teilsysteme stellen ihre Drehzahl individuell ein und sind nur durch das übertragene Reibmoment der Kupplungen miteinander verbunden.

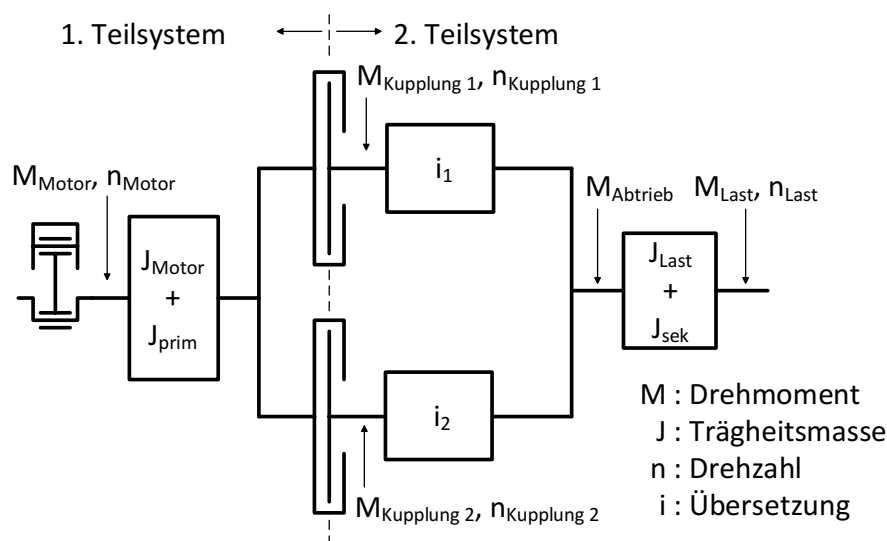


Abbildung 1: Vereinfachtes Triebstrangmodell („Einfach-Swap“) nach FISCHER et al. (2012)

Im Allgemeinen werden vier verschiedene Schaltzustände in Abhängigkeit von der Schaltrichtung (Hoch und Rück) und dem Drehmomentfluss (Zug und Schub) definiert. Theoretisch verhalten sich eine Zug-Hochschaltung und eine Schub-Rückschaltung gleich (ALVERMANN 2008). Dasselbe gilt für die beiden anderen Schaltzustände. Es ist daher ausreichend, nur die Hoch- und Rückschaltung unter Zug theoretisch zu betrachten. Zunächst basieren alle folgenden Untersuchungen auf einer Zug-Hochschaltung. Abbildung 2 zeigt den zugehörigen, idealisierten, grundlegenden Lastschaltvorgang. Zur Vereinfachung der Darstellung wird das Motordrehmoment während des gesamten Schaltvorgangs konstant gehalten und die Last leicht beschleunigt. Der Lastschaltvorgang besteht aus einer Vorbereitungsphase, einer Drehmomentübergabephase, einer Synchronisationsphase und einer Finalisierungsphase. In der Vorbereitungsphase wird das theoretisch übertragbare Drehmoment der geschlossenen Kupplung durch Reduktion des hydraulischen Sicherheitsdrucks gegen Durchrutschen soweit

reduziert, bis der Schleifpunkt der Kupplung erreicht ist. In diesem Punkt entspricht das theoretische Kupplungsdrehmoment dem real übertragenen Drehmoment. Gleichzeitig wird der Hydraulikkolben der noch offenen Kupplung so weit gefüllt, bis der Anlagepunkt der Reiblamellen erreicht wird. Die benötigte Füllzeit zum Erreichen des Anlagepunktes der offenen Kupplung sollte kürzer sein als die Druckreduktionszeit zum Erreichen des Schleifpunktes der geschlossenen Kupplung. Im Anlagepunkt wird gerade noch kein Drehmoment übertragen, aber jede weitere Druckerhöhung resultiert in der Übertragung eines Drehmoments. Der genaue Anlagezeitpunkt ist daher in Abbildung 2 nicht ersichtlich.

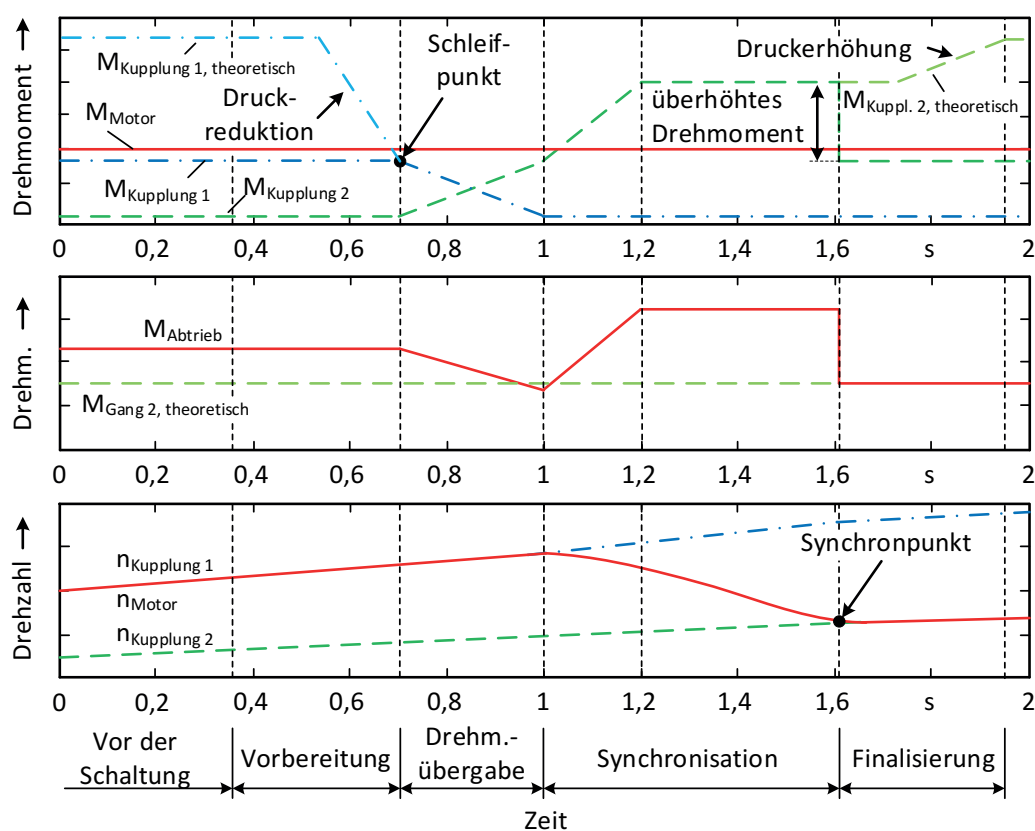


Abbildung 2: Grundlegende Zug-Hochschaltung ohne Motordrehmomenteingriff nach FISCHER et al. (2012)

Während der Drehmomentübergabephase wechselt der Kraftfluss von einer Getriebeübersetzung zur anderen, es erfolgt aber noch keine Drehzahlsynchronisation. Die zuvor geöffnete Kupplung wird dafür kontinuierlich geschlossen, solange bis sie das anliegende Drehmoment vollständig überträgt. Die bisher geschlossene Kupplung muss gänzlich geöffnet sein, sobald die neu geschlossene Kupplung das anliegende Drehmoment komplett übertragen kann. Dies ist am Ende der Drehmomentübergabephase der Fall. Sollte die Kupplung nicht vollständig geöffnet sein, führt dies zu innerer Verspannung des Getriebes und spürbarer Reduktion des Abtriebsdrehmoments. Aus diesen Gründen muss in der öffnenden Kupplung der Sicherheitsdruck gegen Durchrutschen in der Vorbereitungsphase abgebaut sein und die Kupplung während der Drehmomentübergabe kontinuierlich weiter geöffnet werden. Das Abtriebsdrehmoment vermindert sich jedoch während der Drehmomentübergabe infolge der geänderten, sich im Kraftfluss befindenden Getriebeübersetzung. In der Synchronisations-

phase wird die Differenzdrehzahl der neu eingelegten Kupplung durch „Drehmomentüberhöhung“ und/oder durch Motordrehmomenteingriff reduziert. In Abbildung 2 ist die Methode der „Drehmomentüberhöhung“ dargestellt, die in der Vergangenheit die übliche Methode bei Traktorgetrieben war. Bei dieser Methode wird der hydraulische Anpressdruck der neu eingelegten Kupplung so weit erhöht, dass das übertragene Drehmoment während der Synchronisationsphase größer ist als das anliegende Motordrehmoment. Dadurch wird die Motordrehzahl verzögert, bis der Synchronpunkt der Kupplung am Ende der Synchronisationsphase erreicht wird. Allerdings verursacht diese Methode eine der Drehmomentüberhöhung äquivalente Erhöhung des Abtriebsdrehmoments. Wenn der Synchronpunkt erreicht und die Differenzdrehzahl der Kupplung abgebaut ist, reduzieren sich das überhöhte Kupplungsdrehmoment und infolgedessen das Abtriebsdrehmoment schlagartig auf das Drehmomentniveau des anliegenden Motordrehmoments. Die Drehmomentüberhöhung und der schlagartige Drehmomenteinbruch verursachen Schwingungen und Stöße, die für den Fahrer unkomfortabel sind und zu erhöhtem Reibverschleiß in den Kupplungen führen. Bei Verwendung der Methode des Motordrehmomenteingriffs wird das Kupplungsdrehmoment nicht überhöht und das übertragene Drehmoment entspricht dem resultierenden Abtriebsdrehmoment nach der Schaltung. Folglich bleibt das Abtriebsdrehmoment während der Synchronisation konstant und es resultieren keine Stöße und Schwingungen. Um die Differenzdrehzahl dennoch zu reduzieren, wird das Motordrehmoment reduziert, sodass sich die Motordrehzahl verringert. Allerdings muss das Motordrehmoment frühzeitig vor Erreichen des Synchronpunktes wieder erhöht werden, weil das Abtriebsdrehmoment sonst einbricht. In der Finalisierungsphase wird das theoretisch übertragbare Drehmoment der neu geschlossenen Kupplung durch Einstellen des hydraulischen Sicherheitsdrucks erhöht. Bei Rückschaltungen muss die Reihenfolge von Synchronisationsphase und Drehmomentübergabephase vertauscht werden, um den Schaltkomfort zu erhöhen.

Um den Schaltkomfort zu verbessern, ist es wichtig, das übertragene Drehmoment im Getriebe wenigstens während der Vorbereitungsphase zu ermitteln. Dies kann durch Abschätzen, durch Drehmomentsensoren, durch Differenzdrehzahlerkennung bei moderater Kupplungsdruckreduktion bis zum Schleifpunkt oder durch eine Kombination der Methoden erfolgen. Von diesen Methoden ermittelt allerdings nur die Differenzdrehzahlerkennung den exakten Zusammenhang zwischen Hydraulikdruck und erforderlichem Kupplungsdrehmoment. Deshalb ist diese Methode für den finalen Druckabbau vor der Drehmomentübergabe- oder Synchronisationsphase am besten geeignet. Sie kann außerdem zur Differenzdrehzahlkontrolle während der Synchronisationsphase benutzt werden. Allerdings beeinflussen das dynamische Triebstrang- und Fahrwerksverhalten die Methode der Differenzdrehzahlerkennung, wie die folgenden Erklärungen aufzeigen.

### **Aufbau des Traktorsimulationsmodells**

Für die Untersuchung des Einflusses von Triebstrang, Fahrwerk und Reifen-Boden-Kontakt auf Lastschaltvorgänge wird ein detailliertes Traktorsimulationsmodell benötigt. Dieses sollte die Haupttriebstrangkomponenten wie Motor, Getriebe, Achsen und Reifen sowie deren Kennwerte zur Beschreibung des dynamischen Schwingungsverhaltens umfassen. Für die rein mechanischen Bauteile sind das die Torsionsfederkonstanten, Dämpfungswerte und Trägheitsmassen. Für den Motor und das Getriebe wird zudem das dynamische Verhalten der jeweiligen Steuergeräte benötigt. Die Achsen und Reifenmodelle müssen Zweirad- und Vierradantrieb (2WD, 4WD) sowie den Reifenschlupf umfassen. Um das Verhalten des Reifen-Boden-Kontaktes korrekt abzubilden, wird darüber hinaus ein 2D-Trak-

torfahrzeugmodell benötigt. Dieses Modell umfasst die Massen der Traktorrumpfkomponten, eine gefederte Vorderachse, eine gefederte Kabine mit Sitz sowie dynamische Achslastverlagerungen und variable Reaktionskräfte zwischen Traktor und Anbaugerät.

Das Triebstrang- und das Fahrzeugmodell werden mithilfe der Simulationssoftware „LMS Amesim“ modelliert und in Co-Simulation mit einem Modell (Software „Matlab“) für den Getrieberegler verwendet. Abbildung 3 zeigt schematisch die Hauptmodellkomponenten mit Trägheitsmasse und Torsionsfederkonstante und ermöglicht ein besseres Verständnis des Einflusses des Triebstrangs, des Fahrwerks und des Reifen-Boden-Kontakts auf die Lastschaltvorgänge. Zur Vereinfachung ist nur eine der Lastschaltkupplungen abgebildet.

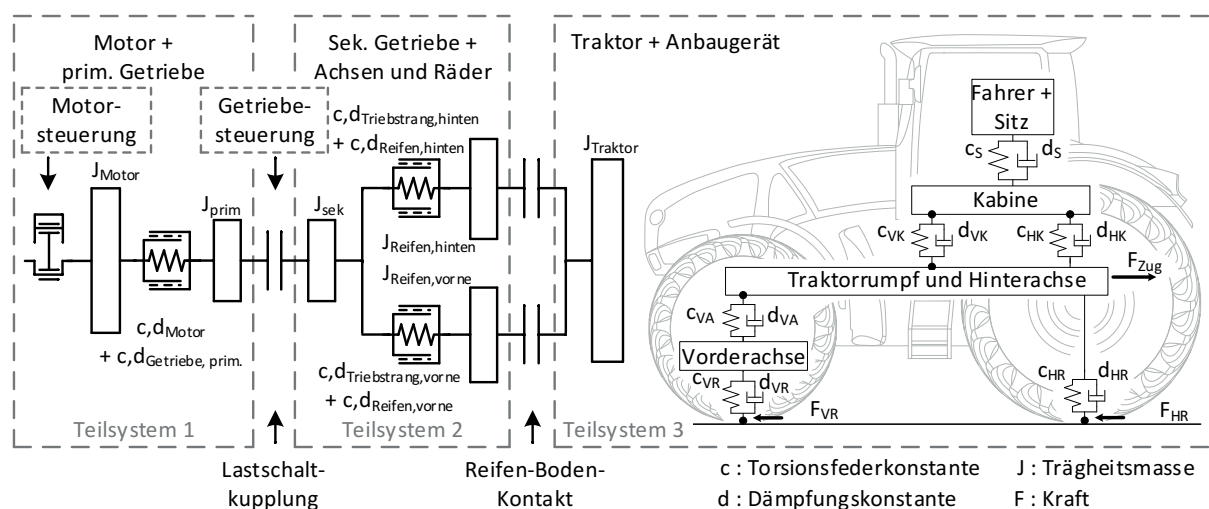


Abbildung 3: Schematisches Traktortriebstrang- und Fahrzeugmodell

Das Modell besteht aus drei dynamischen Teilsystemen, die durch die Lastschaltkupplungen und den Reifen-Boden-Kontakt der Vorder- und Hinterachse unterteilt werden (Abbildung 3). Teilsystem 1 repräsentiert den Motor und den primären Teil des Fahrgetriebes. Teilsystem 2 umfasst den sekundären Teil des Fahrgetriebes sowie die Vorder- und Hinterachse plus Reifen. Teilsystem 3 bildet das längs- und vertikaldynamische Traktorverhalten inklusive Nickbewegungen ab. Zur Simulation von Anbaugerätekräften wird der Traktor mit Zug- und Stützkraften im Heck beaufschlagt. Das verwendete Amesim-Modell ist deutlich detaillierter in Bezug auf die Verteilung der Trägheitsmassen und der Torsionsfederkonstanten.

### Vorüberlegungen zum Einfluss des Reifen-Boden-Kontakts und der Triebstrangsteifigkeit

Die Lastschaltkupplungen und der Reifen-Boden-Kontakt unterteilen das schematische Traktortriebstrangmodell in drei dynamische Teilsysteme (Abbildung 3). Alle drei Teilsysteme sind in Reihe angeordnet und nur durch das übertragene Drehmoment der Kupplungen sowie des Reifen-Boden-Kontakts miteinander verbunden. Jedes der dynamischen Teilsysteme stellt seine Drehzahl individuell in Abhängigkeit von den wirkenden Drehmomenten und den vorhandenen Trägheitsmassen ein. Deshalb liegt die Vermutung nahe, dass der Schlupf im Reifen-Boden-Kontakt einen Einfluss auf die Dif-

ferenzdrehzahl beziehungsweise auf den Schlupf in der Lastschaltkupplung hat, zumindest während der Synchronisationsphase.

Abbildung 3 zeigt weiterhin die Verteilung der wichtigsten Triebstrangträgheitsmassen und der wichtigsten Torsionsfederkonstanten im Traktorsimulationsmodell. Beides kann die Methode der Differenzdrehzahlerkennung und damit den Lastschaltvorgang beeinflussen. Der verantwortliche Effekt wird mithilfe von Abbildung 4 detailliert erklärt. Im Allgemeinen beginnt die Differenzdrehzahlerkennung mit einer Reduktion der Drehmomentkapazität der Lastschaltkupplung durch Reduktion des hydraulischen Anpressdrucks (Abbildung 4a). Sobald der hydraulische Druck weiter reduziert wird als theoretisch notwendig, beginnt die Kupplung zu rutschen (Abbildung 4a,  $t_s$ ). In Abhängigkeit von den Trägheitsmassen beschleunigen und verzögern die primäre und sekundäre Kupplungsseite zeitverzögert und die Differenzdrehzahl der Kupplung steigt (Abbildung 4a). Wenn die Differenzdrehzahl einen vorgegebenen Grenzwert übersteigt, wird der Kupplungsschlupf erkannt und die Druckreduktion gestoppt (Abbildung 4a,  $t_1$  und  $t_2$ ). Zu diesem Zeitpunkt ist das finale Drehmomentniveau der Kupplung erreicht und wird konstant gehalten. Allerdings liegt das Niveau unterhalb des theoretischen Zielwertes. Infolge des beschriebenen Ablaufs hängt die Reaktionszeit der Methode maßgeblich von der Beschleunigung der primären und sekundären Kupplungsseite ab. Diese wird wiederum von der Torsionsfederkonstante und den Trägheitsmassen beeinflusst. Wenn die Torsionsfederkonstante zwischen der sekundären Kupplungsträgheit und der Reifenträgheit hoch ist, ist der Verdrehungswinkel zwischen den Trägheitsmassen gering (Abbildung 4c). Diese können wie eine große Trägheitsmasse aufgefasst werden, die langsam beschleunigt oder verzögert. Infolgedessen wird die Differenzdrehzahl der Kupplung nur langsam steigen (Abbildung 4a,  $t_2$ ). Wenn die Torsionsfederkonstante gering ist, so ist der Verdrehungswinkel groß (Abbildung 4d). Sobald die Kupplung rutscht, reduziert sich das Kupplungsdrehmoment und der Verdrehungswinkel nimmt ab. Dadurch beginnt die kleine Trägheitsmasse der sekundären Kupplungsseite schneller zu verzögern oder zu beschleunigen als die große Reifenträgheitsmasse. Dieser Effekt führt zu einem schnelleren Anstieg der Differenzdrehzahl (Abbildung 4a,  $t_1$ ). Folglich wird der Schleifpunkt der Kupplung schneller erfasst und das übertragene Drehmoment verbleibt auf einem höheren Niveau.

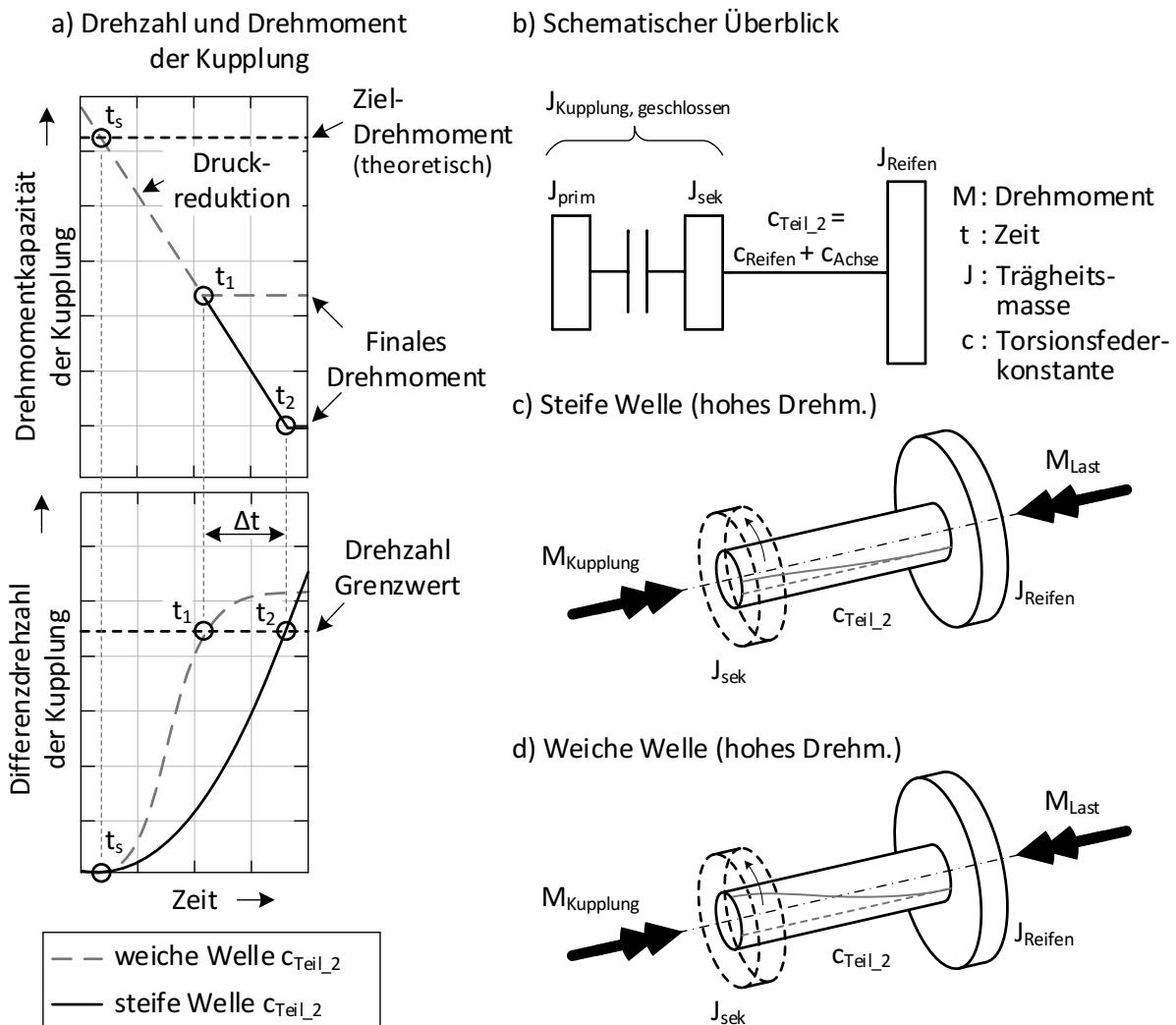


Abbildung 4: Einfluss der Torsionsfederkonstante auf die Methode der Differenzdrehzahlerkennung

Bei einem realen Traktor ist die Torsionsfederkonstante zwischen der sekundären Kupplungsseite und der Reifenträgheit vergleichsweise gering, weil die Übersetzung in der Hinterachse sehr groß ist. Die resultierende Torsionsfederkonstante hängt zudem von der Triebstrangkonfiguration und den Reifen ab, die wiederum in Größe und Luftdruck variieren können. Für den Fall, dass der Allradantrieb eingeschaltet ist, definiert sich die Torsionsfederkonstante durch den Triebstrang der Vorder- und Hinterachse und wird durch den Vor- oder Nachlauf der Vorderachse gegenüber der Hinterachse überlagert. Im einfachsten Fall ergibt sich die Torsionsfederkonstante durch Addition der beiden einzelnen Torsionsfederkonstanten, allerdings variiert dieser Idealwert mit schwankender Achslastverteilung und Radschlupf zwischen Vorder- und Hinterachse. In Abhängigkeit von der Achslastverteilung entspricht die Torsionsfederkonstante dann eher dem Hinterachs- oder dem Vorderachstriebstrang.

### Konfiguration des Traktormodells und Untersuchungsschwerpunkte

Die folgenden Untersuchungen basieren auf einem „CLAAS Axion 800“ mit „Hexashift“-Getriebe (Abbildung 5). Das Hexashift ist ein Teillastschaltgetriebe mit Planetensätzen am Getriebeeingang



für die Lastschaltung, einem Reversiermodul im mittleren Getriebeteil und einem synchronisierten Schaltgetriebe am Getriebeausgang für die Fahrbereiche. Es verfügt über sechs Lastschaltgänge (1–6) und vier synchronisierte Fahrbereiche (A–D), sodass insgesamt 24 Gänge (A1–D6) resultieren. Das Reversiermodul besteht aus zwei Kupplungen, jeweils eine für Vorwärts- und für Rückwärtsfahrt, mit denen die Fahrrichtung während der Fahrt gewechselt werden kann.

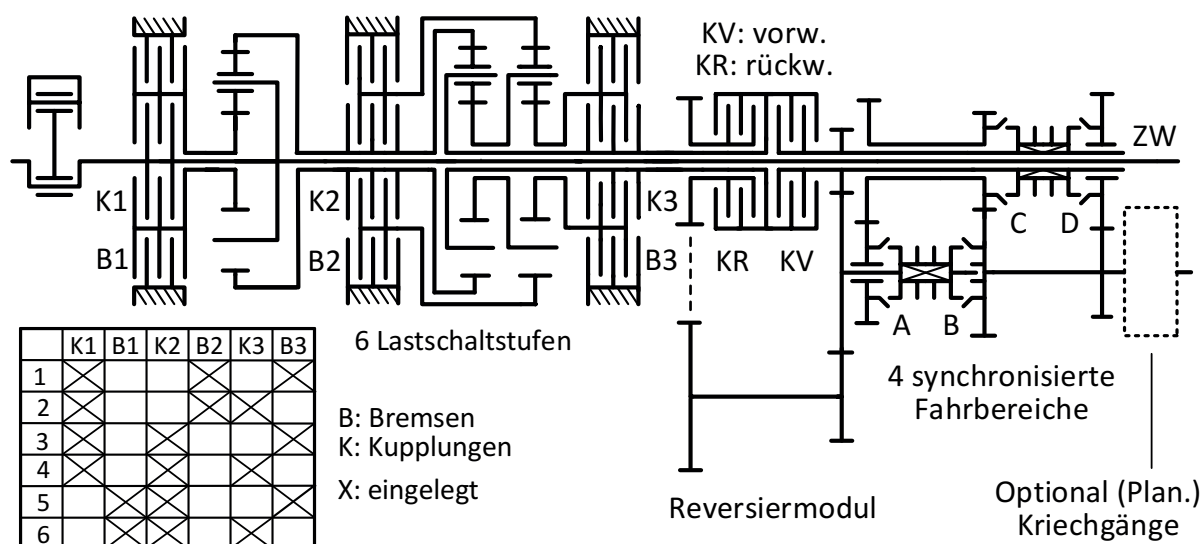


Abbildung 5: Schema des GIMA-Hexashift-Getriebes der Baureihe CLAAS Axion 800 nach RENIUS und GEIMER (2008)

Die zugehörigen Parameter für das gesamte Traktormodell basieren auf CAD-Daten, Komponentenzeichnungen und auf unveröffentlichten Messungen hinsichtlich der longitudinalen und vertikalen Reifenparameter, die in Anlehnung an die Überlegungen von BRINKMANN et al. (2005) und FERHADBEGOVIC (2005) durchgeführt wurden. Im Modell werden die Reifenparameter als konstant angenommen. Die Kennwerte zur Zugkraftübertragung im Reifen-Boden-Kontakt sind einer Studie von SÖHNE (1963) entnommen. Der verwendete Schaltalgorithmus basiert auf der Seriensoftware, ist aber einfacher gehalten, um die Haupteinflussfaktoren im Schaltvorgang zu verdeutlichen. Im Gegensatz zum beschriebenen grundlegenden Lastschaltvorgang ist der Lastschaltvorgang im Hexashift-Getriebe komplexer, weil das Reversiermodul miteinbezogen wird. Während der Vorbereitungsphase des gesamten Schaltvorgangs wird der hydraulische Anpressdruck der geschlossenen Kupplung des Reversiermoduls mittels eines Druckregelventils solange reduziert, bis der Kupplungsschlupf erkannt wird. Anschließend erfolgt ein interner Lastschaltvorgang innerhalb des Planetengetriebeteils. Dieser interne Lastschaltvorgang erfolgt nach den Grundsätzen des grundlegenden Lastschaltvorgangs, allerdings ist keine Anpressdruckmodulation möglich, weil die Bremsen über Schaltventile betätigt werden und die Kupplungen den Bewegungen der zugehörigen Bremsen mechanisch gekoppelt folgen. Mit Bezug auf die Beschreibung des grundlegenden Lastschaltvorgangs resultieren deshalb Drehmomentspitzen und Schwingungen. Dieser interne Lastschaltvorgang kann als Drehmomentübergabephase des gesamten Lastschaltvorgangs gesehen werden. Durch die rutschende Reversierkupplung werden die entstehenden Drehmomentspitzen und Schwingungen gefiltert und der gesamte Lastschaltvorgang verläuft sanfter. Während der Synchronisationsphase wird die Reversierkupplung langsam geschlossen und die Differenzdrehzahl durch Drehmomentüberhöhung ohne expliziten Motordrehmoment-

eingriff abgebaut. Allerdings erhöht der Motordrehzahlregler das Motordrehmoment kurzzeitig während der Synchronisation, um die angeforderte Motorsolldrehzahl zu halten. Sobald der Synchronpunkt erreicht ist, wird der hydraulische Sicherheitsdruck gegen Durchrutschen der Kupplung erneut eingestellt.

Auch wenn sich der gesamte Lastschaltvorgang des Hexashift-Getriebes vom beschriebenen grundlegenden Lastschaltvorgang unterscheidet, so weist er doch dessen Haupteigenschaften auf und kann für die Untersuchungen genutzt werden. Die Untersuchungen basieren auf exemplarischen Lastschaltvorgängen eines nicht ballastierten Traktors mit konstanter Motorsolldrehzahlvorgabe. Insgesamt werden drei verschiedene Hochschaltungen simuliert, um den Einfluss der Getriebeübersetzung zu untersuchen (Tabelle 1). Die erste Schaltvariante entspricht einem Lastschaltvorgang bei 10 km/h Fahrgeschwindigkeit mit konstanter Motorsolldrehzahlvorgabe und einer Fahrzeuglast, die zu mittlerer Motorauslastung führt (Tabelle 1, Variante I). Dies soll einen häufig vorkommenden, allgemeinen Lastzustand repräsentieren. Aufgrund der Erklärungen zu Abbildung 4 wird von einem deutlichen Schalteinfluss durch die Torsionsfederkonstante zwischen der sekundären Kupplungsträgheit und der Reifenträgheit ausgegangen. Diese variiert aufgrund der verschiedenen Übersetzungen zwischen den vier Fahrbereichen des Getriebes. Die beiden weiteren Schaltvarianten beschreiben daher eine Lastschaltung im jeweils kleineren und größeren Fahrbereich, wobei die beteiligten Lastschaltstufen nicht verändert werden (Tabelle 1, Varianten II und III). Bei der Lastschaltung im kleineren Fahrbereich wird die Abtriebslast und im größeren Fahrbereich wird die Motorauslastung im Vergleich zu Variante I konstant gehalten. Dies ist notwendig, um einerseits die Reifenschlupfgrenze nicht zu überschreiten und andererseits den Motor nicht zu überlasten.

Tabelle 1: Übersicht der Lastschaltvarianten

<b>Lastschaltvariante</b>	<b>Variante I</b>	<b>Variante II</b>	<b>Variante III</b>
Motorsolldrehzahl	1.600 1/min	1.600 1/min	1.600 1/min
Hochschaltung	C4 - C5	B4 - B5	D4 - D5
Fahrgeschwindigkeit vor der Schaltung	10 km/h	5,5 km/h	30 km/h
Fahrzeuglast	Mittlere Motorauslastung	Abtriebslast wie bei Variante I	Motorauslastung wie bei Variante I

Alle Lastschaltvarianten werden mit Beton und lehmig-sandigem Boden simuliert. Dies ermöglicht die Einflussanalyse verschiedener Reifen-Boden-Kontakte. Eine Variation zwischen Zwei- und Vierradantrieb erweitert die Reifen-Boden-Untersuchung durch verschiedene Fahrwerkskonfigurationen. Außerdem verändert sich die Torsionsfederkonstante des Triebstrangs zwischen Zwei- und Vierradantrieb, sodass der Einfluss auf die Methode der Differenzdrehzahlerkennung analysiert werden kann. Die Variation der Triebstrangtorsionsfederkonstante wird durch die Simulation eines synthetisch starren Reifens erweitert. Dadurch wird eine zum Getriebeprüfstand vergleichbare Torsionsfederkonstante nachgebildet und es können Aussagen über den Lastschaltvorgang auf einem Getriebeprüfstand abgeleitet werden. Dies ergibt insgesamt fünf verschiedene Simulationskonfigurationen für jede der drei Lastschaltvarianten.

## Ergebnisse des Simulationsmodells

In Abbildung 6 sind die Ergebnisse der fünf verschiedenen Simulationskonfigurationen des Traktormodells für die Lastschaltvariante I dargestellt. Der generelle Verlauf der Getriebeabtriebsdrehzahl, des Getriebeabtriebsdrehmoments, der Differenzdrehzahl in der Reversierkupplung und der Traktorfahrgeschwindigkeit sind durch den vorgegebenen, vereinfachten Lastschaltalgorithmus definiert.

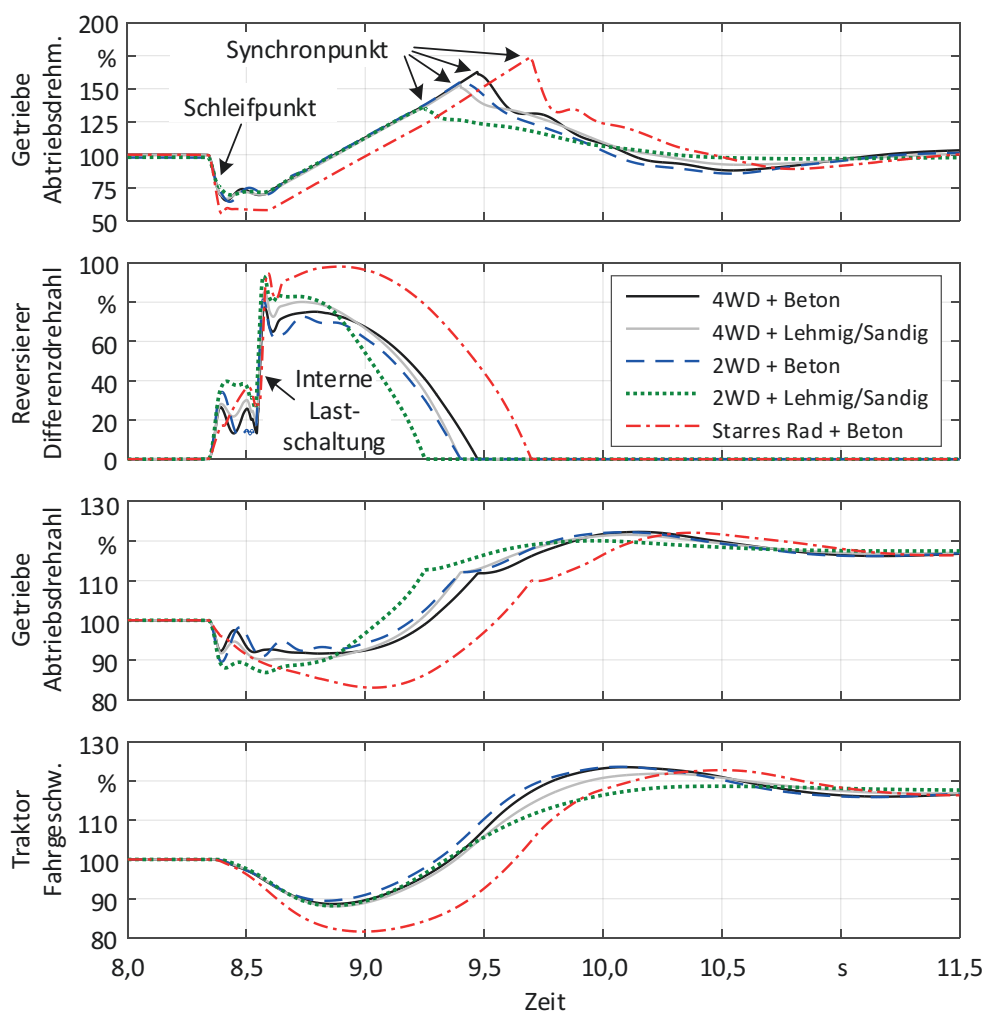


Abbildung 6: Simulierte Getriebeabtriebsdrehzahl, Getriebeabtriebsdrehmoment, Differenzdrehzahl des Reversierers und Traktorfahrgeschwindigkeit während der Lastschaltvariante I

Zu Beginn der Schaltung wird der Anpressdruck in der Reversierkupplung reduziert, bis der Schleifpunkt erkannt wird. An diesem Punkt reduziert sich das Abtriebsdrehmoment um ca. 25 % aufgrund des Ansprechzeitverzugs während der Differenzdrehzählerkennung. Während der Simulation des vereinfachten Lastschaltalgorithmus erfolgt keine nachgeschaltet kommandierte, hydraulische Druckerhöhung, um den Drehmomenteinbruch zu kompensieren. Folglich bleibt das Abtriebsdrehmoment solange konstant, bis der interne Lastschaltvorgang im Planetengetriebeteil abgeschlossen ist. Dadurch resultiert allerdings ein Einbruch der Fahrgeschwindigkeit um ca. 10 %. Der interne Lastschaltvorgang erhöht die Differenzdrehzahl der Reversierkupplung. In der anschließenden Synchronisationsphase steigt das Abtriebsdrehmoment linear und proportional zur Anpressdruckerhöhung in

der Reversierkupplung, solange bis die Synchronisation abgeschlossen ist. Wenn der Synchronpunkt erreicht wird, bricht das Abtriebsdrehmoment schlagartig ein und schwingt mit der Eigenfrequenz des gesamten Triebstrangs.

Im Hinblick auf den verwendeten Schaltalgorithmus ergibt sich das höchste Abtriebsdrehmoment im Synchronpunkt und die längste Synchronisationszeit bei einer Lastschaltung mit Vierradantrieb auf Beton. Mit Zweiradantrieb sind die Synchronisationszeit und folglich die Drehmomentenspitze geringer. Der Hauptgrund hierfür ist, dass der Reifenschlupf bei Zweiradantrieb deutlich schneller ansteigt als bei Vierradantrieb, weil das Getriebedrehmoment über zwei anstatt vier Reifen übertragen wird. Die Simulationsergebnisse für lehmig-sandigen Boden sind beim Zwei- und Vierradantrieb ähnlich, allerdings werden die Synchronpunkte noch eher erreicht und die Drehmomentenspitzen sind geringer. Das bedeutet, dass die gesamte Synchronisation durch Kupplungsschlupf und zusätzlich durch Reifenschlupf abgedeckt wird. Je geringer der Traktionskoeffizient des Bodens, desto höher ist der Reifenschlupf und desto geringer ist der Kupplungsschlupf. Daraus resultiert, dass die Änderung der Traktorfahrergeschwindigkeit mit Zweiradantrieb sanfter erfolgt als mit Vierradantrieb und auf lehmig-sandigem Boden ebenfalls sanfter als auf Beton.

Aufgrund der vorherigen Erklärungen wurde erwartet, dass die geringere Torsionsfederkonstante des Zweiradantriebs im Vergleich zum Vierradantrieb zu kürzerer Ansprechzeit während der Differenzdrehzahlerkennung führt und das Drehmomentniveau im Schleifpunkt steigt. Allerdings zeigen die Simulationsergebnisse vernachlässigbar kleine Unterschiede bei so geringer Variation der Torsionsfederkonstante. Im Falle der Simulation des synthetisch starren Reifens ist die Variation der Torsionsfederkonstante wesentlich höher. Dies führt zu spürbar langsamerer Reduktion der Getriebeabtriebsdrehzahl am Beginn der Schaltung und daher zu verzögerter Differenzdrehzahlerkennung. Die Einbrüche des Getriebeabtriebsdrehmoments und der Getriebeabtriebsdrehzahl sind somit größer, das Spitzendrehmoment im Synchronpunkt höher und die Synchronisationszeit länger im Vergleich zu den anderen Simulationen. Folglich unterscheidet sich das dynamische Lastschaltverhalten dieser synthetischen Konfiguration deutlich von dem normalen Schaltverhalten des Traktors.

In Abbildung 7 sind die Ergebnisse der verschiedenen Simulationskonfigurationen für die Lastschaltvariante II dargestellt. Der generelle Verlauf der Lastschaltung basiert wie bei der Lastschaltvariante I auf dem vorgegebenen, vereinfachten Lastschaltalgorithmus. Im Gegensatz zu den Ergebnissen der Lastschaltvariante I ist der vormals deutliche Unterschied zwischen der Simulation des synthetisch starren Reifens und den anderen Variationen weniger ausgeprägt. Ein Grund dafür ist, dass die größere Übersetzung des Fahrbereichs B im Vergleich zu Fahrbereich C die auf die Reversierkupplung reduzierte Torsionsfederkonstante des Triebstrangs vermindert. Infolgedessen reduzieren sich die Ansprechzeitverzögerungen der Differenzdrehzahlerkennung für alle Simulationskonfigurationen und die Drehmomenteinbrüche sowie die Unterschiede zwischen den Drehmomenteinbrüchen werden kleiner. Insgesamt ist der prozentuale Drehmomenteinbruch jedoch größer als während der Lastschaltvariante I und beträgt ca. 40 %. Ursächlich hierfür ist das geringere Drehmomentniveau in der Reversierkupplung, das sich bei konstantem Abtriebsdrehmoment, aber größerer Fahrbereichsübersetzung im Vergleich zu Lastschaltvariante I ergibt. Bei gleichem Drehmomentniveau in der Reversierkupplung haben weitere Simulationen gezeigt, dass der prozentuale Drehmomenteinbruch im Fahrbereich B geringer ausfällt als im Fahrbereich C. Die prozentualen Einbrüche der Getriebeabtriebsdrehzahl und der Traktorfahrergeschwindigkeit betragen ca. 40 % und sind damit höher als in der Simulation des synthetisch starren Reifens bei Lastschaltvariante I. Dies ist auf das insgesamt

geringere Fahrgeschwindigkeitsniveau zurückzuführen. Die während der Synchronisationsphase erkennbaren Unterschiede im Hinblick auf den Synchronzeitpunkt und die Drehmomentspitze zwischen Zweirad- und Vierradantrieb sowie zwischen lehmig-sandigem Boden und Beton sind mit den Ergebnissen und Erkenntnissen der Lastschaltvariante I vergleichbar.

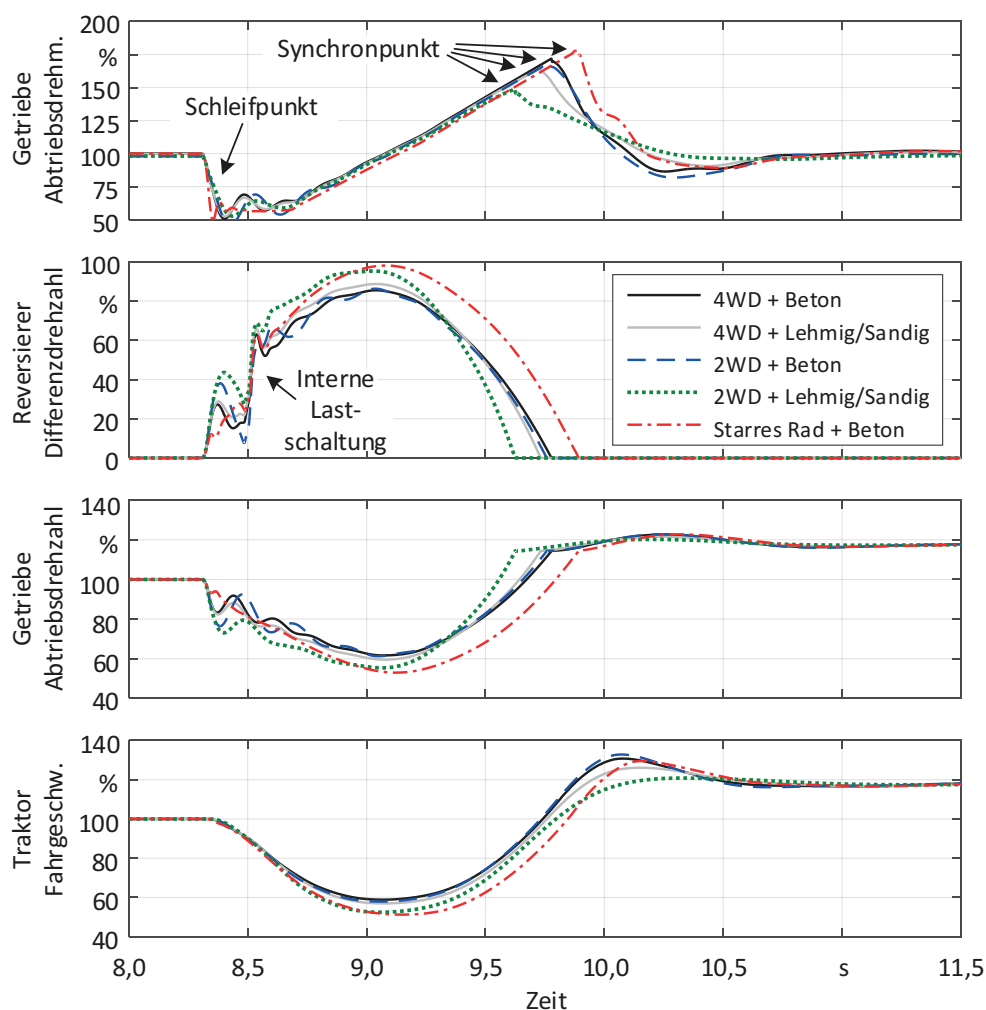


Abbildung 7: Simulierte Getriebeabtriebsdrehzahl, Getriebeabtriebsdrehmoment, Differenzdrehzahl des Reversierers und Traktorfahrgeschwindigkeit während der Lastschaltvariante II

In Abbildung 8 sind die Ergebnisse der Simulationskonfigurationen für die Lastschaltvariante III dargestellt. Bei dieser Lastschaltvariante ist die Fahrbereichsübersetzung kleiner als bei der Lastschaltvariante I, weshalb die auf die Reversierkupplung reduzierten Torsionsfederkonstanten des Triebstrangs für alle Simulationskonfigurationen steigen. Zusätzlich ist die auf die Reversierkupplung reduzierte Reifenträgheit größer. Beide Effekte führen, bezogen auf die Erklärungen zu Abbildung 4, zu erhöhtem Ansprechzeitverzug bei der Differenzdrehzahlerkennung und folglich zu erhöhtem Drehmomenteinbruch im Schleifpunkt. Dieser beträgt für die verschiedenen Simulationskonfigurationen zwischen 60 und 80 % und ist aufgrund des gleichen Drehmomentniveaus in der Reversierkupplung auch absolut gesehen größer als bei der Lastschaltvariante I. Die erhöhten Werte, der auf die Reversierkupplung reduzierten Torsionsfederkonstanten der Lastschaltvariante III führen darü-

ber hinaus zu größeren, absoluten Unterschieden zwischen den reduzierten Torsionsfederkonstanten der Simulationskonfigurationen. Folglich gibt es erkennbare Unterschiede beim Drehmomenteinbruch zwischen den Simulationskonfigurationen mit Zweirad- und Vierradantrieb sowie mit synthetisch starrem Reifen. Der prozentuale Einbruch der Getriebeabtriebsdrehzahl und der Traktorfahrge- schwindigkeit beträgt ca. 3 bis 5 % und ist damit geringer als bei den Simulationskonfigurationen der Lastschaltvariante I. Bezieht man den prozentualen Einbruch auf die erhöhte Fahrgeschwindigkeit der Lastschaltvariante III, so bleibt der absolute Fahrgeschwindigkeitseinbruch trotz des höheren Drehmomenteinbruchs im Schleifpunkt auf ähnlichem Niveau wie bei Lastschaltvariante I.

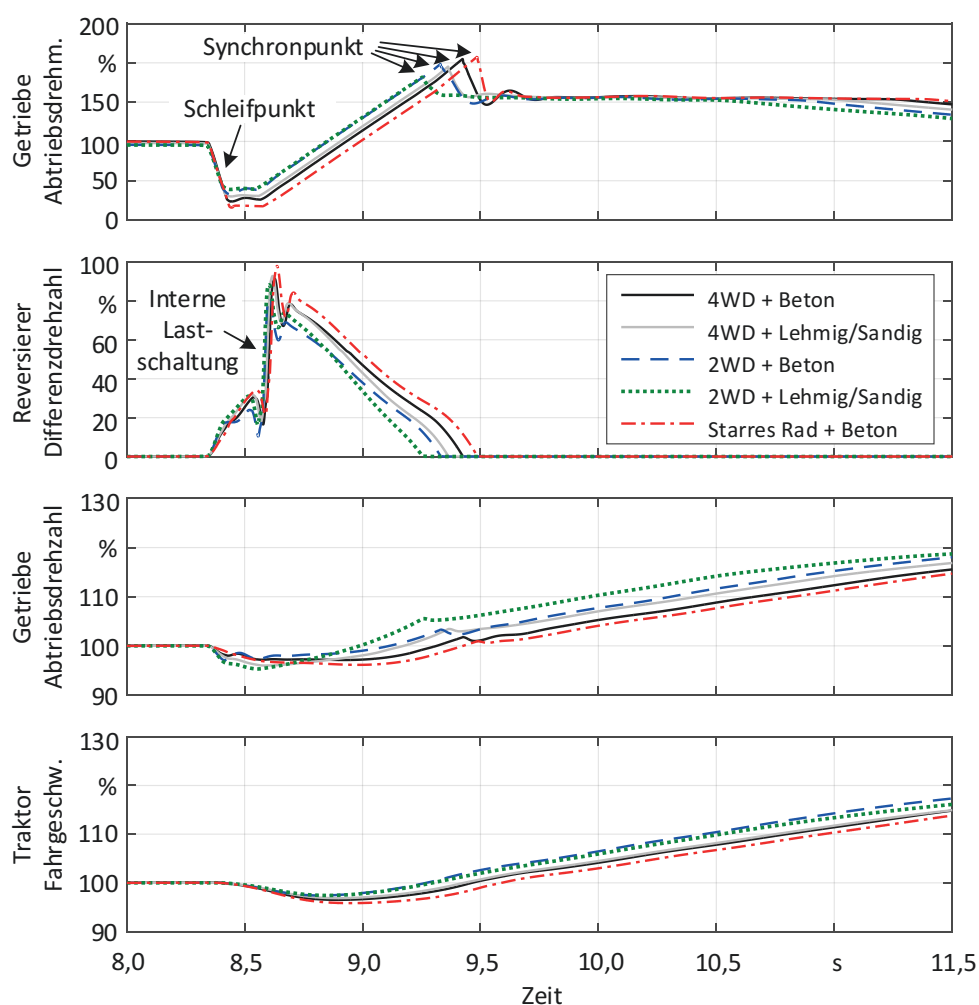


Abbildung 8: Simulierte Getriebeabtriebsdrehzahl, Getriebeabtriebsdrehmoment, Differenzdrehzahl des Reversierers und Traktorfahrge- schwindigkeit während der Lastschaltvariante III

Während der Synchronisationsphase sind wie bei den anderen beiden Lastschaltvarianten qualitativ gleiche Unterschiede im Synchronisationszeitpunkt zwischen lehmig-sandigem Boden und Beton erkennbar. Nach Abschluss der Lastschaltung nach dem Synchronpunkt benötigt der Motor aufgrund der kleineren Getriebeübersetzung allerdings deutlich länger, um auf die neue Fahrgeschwindigkeit zu beschleunigen. Daher ist im dargestellten Zeitausschnitt kein konstantes Fahrgeschwindigkeitsniveau nach der Schaltung ausgeprägt.

## Schlussfolgerungen

Lastschaltgetriebe können eine kostengünstige Alternative zu stufenlosen Getrieben sein, wenn sie viele Gänge und kleine Gangsprünge aufweisen. Getriebekonstruktionen in Gruppenbauweise werden hierfür favorisiert. Darüber hinaus steigt die Bedeutung des Schaltkomforts, weil lastschaltbare Getriebe im verstärkten Wettbewerb zu stufenlosen Getrieben stehen. Beide Faktoren erhöhen die Anforderungen an umfassendere und optimierte Schaltparameter, allerdings bedingen umfassendere Schaltparametersätze einen zeitaufwendigeren Parameterapplikationsprozess. Die Transformation des Parameterapplikationsprozesses von Feldtests auf Prüfstandtests ist eine vielversprechende Methode, um die Schaltqualität zu verbessern und die Applikationszeit zu verringern. Als Basis für diese Transformation müssen der Einfluss des Triebstrangs, des Fahrwerks und des Reifen-Boden-Kontaktes auf Lastschaltvorgänge untersucht werden. Dafür werden der grundlegende Lastschaltvorgang theoretisch beschrieben und die Methode der Differenzdrehzahlerkennung als bedeutend für guten Schaltkomfort herausgestellt. Außerdem wird ein detailliertes Traktorsimulationsmodell erstellt. Basierend auf einer schematischen Darstellung dieses Modells wird erklärt, wie die Torsionsfederkonstante des Triebstrangs und der Reifen-Boden-Kontakt den Lastschaltvorgang beeinflussen können. Die Ergebnisse des detaillierten Simulationsmodells zeigen einen bedeutenden Einfluss des Reifen-Boden-Kontaktes, der wie eine Überlastsicherung agiert und Stöße während des Lastschaltvorgangs durch Erhöhung des Reifenschlupfes abmildert. Geringere Traktionskoeffizienten führen zu weicheren Lastschaltvorgängen. Das Gleiche gilt für Zweiradantrieb im Vergleich zum Vierradantrieb. Der Einfluss variierender Torsionsfederkonstanten zwischen Zwei- und Vierradantrieb ist von der Getriebefahrbereichsübersetzung zwischen den Lastschaltkupplungen und den Reifen abhängig. In kleinen Fahrbereichen mit hoher Übersetzung können die Unterschiede zwischen Zwei- und Vierradantrieb vernachlässigt werden. Eine starke Veränderung der Torsionsfederkonstante, wie im Falle des synthetisch starren Reifens, führt ebenfalls nur zu geringen Unterschieden im Lastschaltvorgang. In mittleren Fahrbereichen sind die Unterschiede zwischen Zwei- und Vierradantrieb ebenfalls vernachlässigbar, eine große Variation der Torsionsfederkonstante durch einen synthetisch starren Reifen führt allerdings zu einem erkennbar anderen dynamischen Verhalten. Der Hauptgrund ist eine verlängerte Reaktionszeit während der Schleifpunkterkennung, die zu einem geringeren Drehmomentniveau am Beginn der Schaltung führt. Im Fahrbereich für hohe Fahrgeschwindigkeiten haben die geänderten Torsionsfederkonstanten des Triebstrangs zwischen Zweirad- und Vierradantrieb sowie die des synthetisch starren Reifens einen erkennbaren Einfluss auf die Reaktionszeit während der Schleifpunkterkennung und damit auf das resultierende Abtriebsdrehmomentniveau. Die prozentualen Einflüsse auf das dynamische Abtriebsdrehzahl- und Fahrgeschwindigkeitsverhalten sind aber geringer als im mittleren Fahrbereich.

Ein optimal konstruierter Prüfstand sollte daher eine zum realen Traktortriebstrang vergleichbare Torsionsfederkonstante aufweisen. Dies ist vor allem bei Getriebepfprüfständen eine Herausforderung, aber gerade im mittleren Geschwindigkeitsbereich kann der Einfluss auf die Schaltdynamik andernfalls je nach Getriebekonstruktion deutlich sein. Zur Abbildung noch realistischerer Lastschaltvorgänge sollte der Reifen-Boden-Kontakt mit einbezogen werden. Um die dargestellten Simulationsergebnisse zu validieren und das Simulationsmodell gegebenenfalls zu optimieren, sind Messungen mit einem realen Traktor im Feld geplant.

## Literatur

- Alvermann, G. (2008): Virtuelle Getriebeabstimmung. Dissertation, Technische Universität Braunschweig
- Brinkmann, C.; Schlotter, V.; Ferhadbegovic, B. (2005): Untersuchungen zur Verschiebung des Aufstandspunktes für angetriebene Reifen. Landtechnik 60(2), S. 78–79
- Buckingham, F. (1962): The Shift in Transmissions. Implement & Tractor 77(12), pp. 32–36 und 92–95
- Eike, C.R.; Stoeber, G.T. (1999): Case MX Magnum Transmission Controls. SAE Technical Paper 1999-01-2811, <https://doi.org/10.4271/1999-01-2811>
- Erwin, R.L.; O'Harrow, C.T. (1959): Tractor Transmission Responds to Finger-Tip Control. Agricultural Engineering 40(4), 198–203 und 207
- Ferhadbegovic, B. (2005): Dynamisches longitudinales Reifenmodell für landwirtschaftliche Reifen. Landtechnik 60(2), S. 80–81, <http://dx.doi.org/10.1515/lt.2005.1169>
- Fischer, R.; Küçükay, F.; Jürgens, G.; Najork, R.; Pollak, B. (2012): Das Getriebebuch. Wien, Springer Verlag
- Förster, H.J.; Gaus, H. (1971): Die Steuerung Automatischer Getriebe – ein Sonderfall der Kompaktbauweise. Automobil-Industrie (4), S. 61–73
- Hagerodt, A. (2003): Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben. Dissertation, Technische Universität Braunschweig
- Harris, K.J.; Jensen, J.K. (1964): John Deere Power Shift Transmission. SAE Technical Paper 640052, <https://doi.org/10.4271/640052>
- Kraft, K.-F. (1972): Zugkraftschaltungen in automatischen Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Karlsruhe
- Renius, K.T. (1974): Neuere Getriebekonzeptionen für landwirtschaftliche Schlepper. Grundlagen der Landtechnik 24(2), S. 41–72
- Renius, K.T. (2014): Globale Getriebekonzepte für Traktoren. ATZoffhighway 7(2), S. 16–29, <https://doi.org/10.1365/s35746-014-0163-x>
- Renius, K.T.; Geimer, M. (2008): Motoren und Getriebe bei Traktoren. In: Jahrbuch Agrartechnik, Hg. Harms, H.-H.; Meier, F., Frankfurt am Main, DLG Verlag, S. 70–76
- Söhne, W. (1963): Beitrag zur Mechanik des Systems Fahrzeug-Boden unter besonderer Berücksichtigung der Acker-schlepper. Grundlagen der Landtechnik 13(17), S. 5–16
- Tanelli, M.; Panzani, G.; Savaresi, S.M.; Pirola, C. (2011): Transmission control for power-shift agricultural tractors: Design and end-of-line automatic tuning. Mechatronics 21, pp. 285–297, <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2010.11.006>

## Autoren

**M. Sc. Christian Birkmann** ist Mitarbeiter in der Vorentwicklung bei CLAAS Traktor in Paderborn und externer Doktorand am Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge der TU Braunschweig, Email: christian.birkmann@claas.com

**Dr.-Ing. Thomas Fedde** ist Leiter der Vorentwicklung bei CLAAS Traktor in Paderborn, Halberstädter Straße 15-19, 33106 Paderborn

**Prof. Dr. Ludger Frerichs** ist Leiter des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge und Universitätsprofessor an der Technischen Universität Braunschweig, Langer Kamp 19a, 38106 Braunschweig

## Hinweis

Das Thema wurde auf der 75. Internationalen Konferenz LAND.TECHNIK – AgEng 2017, Hannover, 10.–11. November, vorgestellt und eine Kurzfassung im VDI-Bericht Nr. 2300 veröffentlicht, S. 439–446.