

Anpress-Systeme und Übersetzungsregelung für stufenlose Umschlingungsgetriebe

Ulrich Westenthanner, Lehrstuhl für Landmaschinen (LTM), Technische Universität München

Für stufenlose Umschlingungsgetriebe werden neue Ansätze zur Gestaltung des hydraulischen Anpress-Systems entwickelt. Ziele sind eine Verbesserung und Erweiterung der Funktion, die Reduzierung der Energieverluste, sowie die Sicherstellung ausreichender statischer und dynamischer Anpresskräfte für die hohen Anforderungen in Traktoren.

Ausgehend von einem Vergleich zweier bekannter, für den Einsatz in Fahrzeugen geeigneter Regelungen für reibschlüssige Umschlingungsgetriebe bezüglich Anpresskraft und Übersetzung wird zunächst ein an die Randbedingungen in modernen Traktoren adaptiertes, funktional ergänztes und verbessertes Konstantstromanpress-System vorgestellt. Neue Messungen zur Übersetzungsregelung betreffen u.a. die für das Anfahren unter hoher Zugkraft bedeutsame Stillstandsverstellung.

Anschließend werden erste Messungen zu einem besonders energiesparenden neuen Hydrauliksystem mit Druckregelung vorgestellt, das gleichzeitig wichtige Vorteile des Konstantstromsystems beibehält. Für den Einsatz in Traktoren ist es besonders wichtig, eine ausreichend schnelle Anhebung der Anpressdrücke bei hohen Drehmomentengradienten sicherzustellen. Dieses Ziel konnte durch einen stark modifizierten Drehmomentfühler erreicht werden. In Simulationen konnten das Energieeinsparpotenzial aufgezeigt und die Grundlagen für die Auslegung der Regelstrategien geschaffen werden.

Schlüsselwörter

Stufenlose Getriebe, Umschlingungsgetriebe, Traktoren, Hydraulik, Regelungstechnik

Hintergrund und Aufgabenstellung

Die Einführung von stufenlosen Getrieben in die Serienproduktion von Standardtraktoren (Fendt Vario) und bei Systemfahrzeugen (Claas Xerion) hat begonnen [1]. Die Getriebe erfreuen sich einer rasch steigenden Akzeptanz, die erheblichen Vorteile gegenüber Stufengetrieben werden erkannt [2]. Die Getriebe von Claas und Fendt beruhen auf hydrostatisch leistungsverzweigten Konzepten. Um hier gute Getriebewirkungsgrade zu erreichen, gibt es zwei Wege: Entweder werden besonders hochwertige hydraulische Komponenten verwendet und ein großer Leistungsanteil über sie übertragen; in diesem Fall kann man den gesamten Einsatzbereich mit wenigen Fahrstufen abdecken. Oder man reduziert den Leistungsanteil der Hydraulik durch Erhöhung der Zahl der Fahrstufen; dann können kostengünstigere hydraulische Maschinen "von der Stange" eingesetzt werden [3]. Die Wirkungsgrade der hydrosta-

tisch leistungsverzweigten Getriebe liegen im Bestpunkt (ohne Achsen) bei etwas über 90 % [4].

Eine kostengünstige Technik für stufenlose Getriebe stellen auch die Umschlingungsgetriebe von P.I.V. Reimers (Kettenwandler) und Van Doorne Transmissie (VDT, Schubgliederband) dar. Diese Getriebe arbeiten mit reibschlüssiger Übertragung. Die Stärken von Kettenwandlern (hoher Gesamtwirkungsgrad auch ohne Leistungsverzweigung) liegen für Traktoren nach [5] im unteren bis mittleren Leistungsbereich. Sie wurden für mehrere Personenkraftwagen auf den Markt gebracht: Das jüngste Beispiel ist ein Audi A6 2.8 (142 kW) mit Zugkettenwandler, der eine Weiterentwicklung des im Münchner Forschungsaktor verwendeten P.I.V.-Konzepts [6] darstellt. Sollte es zu der angestrebten Großserienproduktion kommen, sind positive Auswirkungen (Grenzleistungen, Kosten) für Traktorenantriebe mit Zugkettenwandlern zu erwarten.

Grundsätzlich besteht bei allen Kettenwandlern die Aufgabe, das gegenüber anderen stufenlosen Getrieben außerordentlich hohe Wirkungsgradpotenzial (der mechanische Wirkungsgrad weist Bestwerte um 95 % auf) durch die geschickte Auslegung des Hydrauliksystems zur Anpressdruck- und Übersetzungseinstellung möglichst gut auszunutzen. Dazu müssen vor allem Überanpressungen vermieden [7] und der Energieverbrauch der Versorgungshydraulik optimiert werden [8]. Im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 365 "Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge" wird an der Technischen Universität München seit 1993 an einer Verbesserung der Kettenwandlerhydraulik gearbeitet. Für ein Getriebe in sogenannter i^2 -Struktur mit P.I.V.-Kettenwandler [9] sollen im SFB 365 neben einem hohen Wirkungsgrad die Einbindung in ein Antriebsstrang-Managementsystem und hohe Übersetzungsverstellgeschwindigkeit sowie eine genaue Einstellung der Übersetzung erreicht werden. Durch die ferner angestrebte Möglichkeit einer Verstellung des Kettenwandlers im Stillstand ohne Last entsteht eine große Flexibilität für die Einbauposition des Kettenwandlers im Antriebsstrang. Um Schäden infolge eines Durchrutschens der Kette zu vermeiden, muss das Anpress-System in der Lage sein, auch bei den härtesten Drehmomentstößen, die vor allem beim Einkuppeln im Antriebsstrang auftreten können [6], immer eine genügend hohe Anpresskraft bereitzustellen.

Diese Ziele gelten nicht nur für den Einsatz in Straßenfahrzeugen sondern weitgehend (teilweise sogar verschärft) auch für die Anwendung bei landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen, insbesondere Traktoren.

Systemvergleich eingeführter Anpress-Systeme

Vor der Entwicklung eines geeigneten hydraulischen Anpress-Systems wird eine Systemanalyse der zwei grundlegenden, repräsentativen Konzepte durchgeführt, die zur Zeit für den Einsatz in Keilscheiben-Umschlingungsgetriebe favorisiert werden. Es werden eine Variante, wie sie an der TU Eindhoven für das Schubgliederumschlingungsgetriebe der Fa. Van

Doorne Transmissie entwickelt wurde [10], und das Konzept der Fa. P.I.V. Reimers [11] gegenübergestellt. Beiden gemeinsam ist die weitgehend getrennte Einstellung von Anpressdruck und Übersetzung.

Bei dem an der TU Eindhoven eingesetzten Getriebe wird über ein Konstantdrucksystem erreicht, dass sich der Förderstrom automatisch an den Bedarf anpasst, **Bild 1**. Mit zwei unabhängigen 3/3-Proportional-Wegeventilen werden im Anpresszylinder auf der mit dem höheren Drehmoment beaufschlagten Welle der Anpressdruck und auf der anderen Welle die Verstellgeschwindigkeit eingestellt. Die Regelung erfolgt elektronisch mit

übertragen werden. Die bereits seit einigen Jahren bekannten, vom Grundkonzept immer sehr ähnlichen, einfacheren hydraulischen Anpress-Systeme für VDT-Schubgliederbänder [13] finden in den Systemvergleich keinen Eingang, da sie gegenüber dem oben analysierten Kreislauf keine Vorteile, sondern nur zusätzliche Nachteile beinhalten. An- und abtriebsseitige Anpresszylinder haben zum einen unterschiedliche Kolbenflächen (eignen sich also für den i^2 -Betrieb nicht so gut aufgrund der fehlenden Symmetrie) und außerdem muss der für eine Verstellung ins Schnelle notwendige Volumenstrom ständig vorgehalten werden. Bedingt durch die direkte Kopplung an den

als Funktion des tatsächlich vom Wandler übertragenen Drehmomentes ein. Bei sehr steilen Momentengradienten wirken sie wie Kolben und pumpen zusätzlich Öl in die Anpresszylinder, um einen ausreichenden Druckgradienten zu erreichen. Völlig unabhängig von der Anpressdruck-erzeugung durch die Drehmomentfühler arbeitet die Wandlervorstellung. In einem Ventil mit vier offenen Steuerkanten wird ein der gewünschten Verstellgeschwindigkeit entsprechendes Druckverhältnis zwischen den beiden Anpresszylindern durch Drosselung analog einer Wheatstone'schen Brückenschaltung erzeugt. Die Einstellung des Anpressdrucks und der Wandlerübersetzung sind demnach beim P.I.V.-System nahezu unabhängig.

Das Doppelfühlersystem hat den großen Vorteil, dass es den Variator sowohl antriebs- als auch abtriebsseitig vom Rest des Antriebsstrangs mechanisch entkoppelt - solange die Drehmomentfühler nicht ihren Endanschlag erreichen. Denn aufgrund ihrer Konstruktion können die Fühler ankommendes Drehmoment erst dann auf den Wandler übertragen, wenn sich in ihrem Innern ein ausreichend großer Druck aufgebaut hat, der über die offenen Steuerkanten des Vierkantensteuerschiebers direkt mit den Anpresszylindern kommuniziert. Dieses System benötigt keine zusätzlichen Drehmomentinformationen sondern ist diesbezüglich völlig autark.

Allerdings arbeitete der Regelkreis zum Einhalten der gewünschten Übersetzung bisher rein mechanisch. Als Rückführgröße dient die Position einer Wegscheibe. Sie steht über die Kegelsteigung mit der Übersetzung in Zusammenhang. Zusammen mit den Drehmomentfühlern ergibt sich somit ein äußerst robustes und zuverlässiges Anpress-System. Dem steht gegenüber, dass durch Verschleiß an den Anpresselementen, elastischen Verformungen und Längenänderungen der Kette aufgrund hoher Zug- oder Anpresskräfte Fehler bei der Regelung der Übersetzung

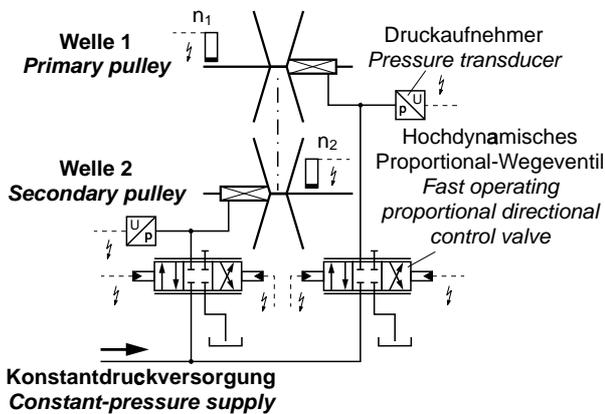


Bild 1: Konstantdruckhydraulik für Schubgliederumschlingungsgetriebe (TU Eindhoven)

dem Vorteil hoher Flexibilität bezüglich Hard- und Software. Nachteilig ist die Erfassung des anliegenden Drehmomentes durch Auswertung des gespeicherten Motorkennfelds; damit ist der erhebliche Nachteil einer unzureichenden Berücksichtigung von dynamischen Überhöhungen verbunden. Aus Sicherheitsgründen wird deshalb eine relativ hohe Überanpressung in Kauf genommen, was sich auf den Wirkungsgrad und die Belastung des Kettenwandlers ungünstig auswirkt: Die gegenüber optimaler Anpressung festere Einspannung der Kette erzeugt höhere Verluste, größere Flächenpressungen und benötigt eine größere hydraulische Leistung [7]. Eine elektronische Drehmomentmesswelle würde zwar genauere Signale liefern, angemessen zuverlässige und zugleich kostengünstige Ausführungen sind aber nicht verfügbar. Ein neuerer Ansatz, die wirkungsgradmindernde Überanpressung ein wenig zurücknehmen zu können, besteht im Einbau eines Drehmomentbegrenzers zwischen Umschlingungsgetriebe und Antriebsrädern [12]. Auf diese Weise können zwar abtriebsseitige Laststöße vom Variator ferngehalten, aber auch hohe Drehmomente zur Fahrzeugbeschleunigung oder Überwindung des Arbeitswiderstandes nur unvollkommen zu den Antriebsrädern

Systemdruck könnte der Druck im abtriebsseitigen Anpresszylinder kurzzeitig einbrechen, und ein Durchrutschen des Umschlingungsmittels zu erheblichen Schäden führen.

Beim P.I.V.-System, **Bild 2**, wird dagegen seit langem eine Konstantstromhydraulik verwendet, d.h. der Kreislauf wird unabhängig von der Verstellung der Kegelscheiben und der Antriebsdrehzahl gleichbleibend durchströmt (mindestens 5 l/min). Das ist für die Funktion der drosselnd arbeitenden Drehmomentfühler notwendig. Diese sich im Kraftfluss befindenden, hydromechanischen Bauteile stellen den Systemdruck hochdynamisch

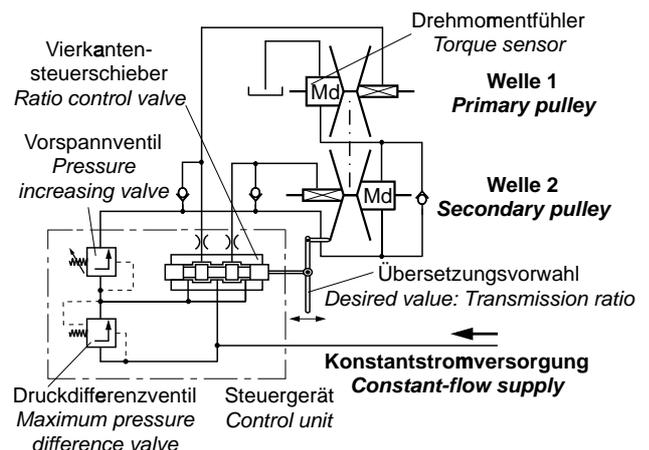


Bild 2: Anpress- und Verstellhydraulik für Kettenwandler System P.I.V. Reimers

auftreten. Zudem erzwingt die mechanische Regelung eine unflexible räumliche Bindung zwischen Scheibensatz, Regler und Steuerventil.

Der Hauptnachteil dieses Anpress-Systems liegt im relativ hohen, permanenten Volumenstrom begründet. Denn hier kann der Volumenstrom nicht nur zur Übersetzungsverstellung erzeugt werden – wie es aus energetischer Sicht optimal wäre – sondern muss wegen der Drehmomentfühler auch in den Fällen konstanter Wandlerübersetzung vorhanden sein. Lösungen zu einer gewissen Reduzierung des notwendigen Volumenstroms wie z.B. das für den erwähnten Audi-Antrieb entwickelte LuK-Doppelkolbensystem schwächen diesen Nachteil etwas ab [14].

Modifizierte Konstantstromhydraulik

Konzeptansatz

Für eine erste Verbesserungsstufe der zuvor erläuterten Kettenwandlersteuerung stellt das P.I.V.-Konstantstromsystem die hydraulische Grundlage aufgrund seiner sicheren Anpressdruckeinstellung dar. Um es an die fortschreitende Vernetzung des Antriebsstrangs anzupassen, wurde eine elektronische Regelung der Übersetzung mit Drehzahlmessung entwickelt. Die Einstellung eines drehmomentproportionalen Anpressdruckes erfolgt durch die beiden Drehmomentfühler sehr genau mit geringer Überanpressung. Dieser Teil der Anpresshydraulik wird deshalb ohne größere Änderungen übernommen.

Das neue Hydrauliksystem für den Variator ist in **Bild 3** dargestellt. Hier sind ebenso zwei weitere Schaltventile integriert, mit deren Hilfe eine Übersetzungsverstellung auch bei stillstehendem Kettenwandler durchgeführt werden kann.

Die hydraulische Versorgung kann entweder kostengünstig aus der Fahrzeughydraulik oder mit Hilfe einer eigenen Pumpe erfolgen, die für das Druckniveau im Kettenwandler (bis ca. 60 bar) und den notwendigen Volumenstrom von etwa 8..10 l/min optimiert ist. Am geeignetsten sind hier Verstellpumpen, die unabhängig von der Drehzahl des Verbrennungsmotors nur den gewünschten Strom fördern. Am Lehrstuhl für Landmaschinen ist ein entsprechendes Aggregat entwickelt worden [15]. Die im ursprünglichen Konzept vorhandene mechanische Übersetzungsregelung wird durch einen wesentlich flexibleren elektronischen Regelkreis in einem Steuergerät auf C167-Basis ersetzt [16]. Es ist der Typ ESX der Fa. Sensortechnik Wiedemann. Dieser Mikrocontroller findet bei Landmaschinen zunehmend Verbreitung. Das Ventil mit Vier-

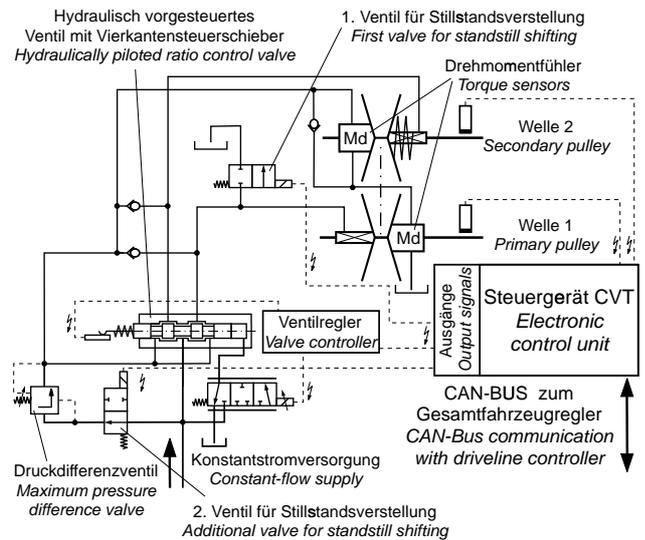


Bild 3: Modifiziertes Konzept für Konstantstromanpress-System

kantensteuerschieber ist eine Eigenentwicklung des Lehrstuhls. Der Schieber ist hydraulisch vorgesteuert und in einen eigenen Lageregelkreis eingebettet. Die Eckfrequenz von 15 Hz bei 5 bar Systemdruck bis 25 Hz unter normalen Betriebsbedingungen bietet gute Voraussetzungen für eine genaue und schnelle Regelung des Kettenwandlers [17].

Eigenschaften der Übersetzungsregelung

Die beiden Hauptanforderungen an die Übersetzungsregelung für den Variator sind zum einen eine hohe Verstellgeschwindigkeit, um auf Störeinflüsse oder Änderungen der Führungsgröße schnell reagieren zu können, und zum anderen eine genaue Einstellung des Drehzahlverhältnisses des Kettenwandlers, damit es optimal an den Betriebszustand angepasst werden kann. Die Einregelung der Sollübersetzung muss sanft erfolgen, da sich die Belastungen aus Überschwingern ungünstig auf Bauteilbelastung und Komforteindruck auswirken.

Für die Verfahrensgeschwindigkeit der Wegscheiben des Variators (= Übersetzungsverstellung) hat die Einstellung des Druckdifferenzventils den größten Einfluss. Da durch die große Spreizung (Wandlerübersetzungsbereich von 5) bei Schnellverstellung große Drehzahlgra-

dienten auftreten, darf die maximale Verstellgeschwindigkeit (und damit die eingestellte Druckdifferenz am Ventil) aber auch nicht zu hoch sein, um den Variator nicht durch Überlast aufgrund der großen Beschleunigungsmomente zu beschädigen. Versuche ergaben, dass bereits bei einer Einstellung von 20 bar der elektrische Prüfstandsantrieb sein maximales Drehmoment von 300 Nm erreichte. Die Antriebsdrehzahl war dabei 1000 min⁻¹, das abtriebsseitige Massenträgheitsmoment 1 kgm², das durch Verstellung über den vollen Übersetzungsbereich beschleunigt wurde. Die Zeit für die Übersetzungsverstellung ins Schnelle betrug hier ca. 1,85 s, ins Langsame ca. 0,2 s weniger, da sie von den im Kettenwandler wirkenden Kräften unterstützt wird [7]. Mit dem originalen Steuergerät ($\Delta p = 15$ bar) dauerte der Vorgang über 2 s. Weitere Versuche mit Einstellwerten bis 25 bar erfolgten mit wesentlich kleineren Trägheiten auf der Abtriebsseite (entspricht in etwa den Verhältnissen bei langsamen Gängen). Dabei konnten die Zeiten bis auf unter 1,3 s für Übersetzungsänderung ins Schnelle bzw. 1,2 s für solche ins Langsame reduziert werden, **Bild 4**. Höhere Drehzahlen begünstigen kurze Verstellzeiten des Variators (azimutaler Gleitwinkel der Kette sinkt).

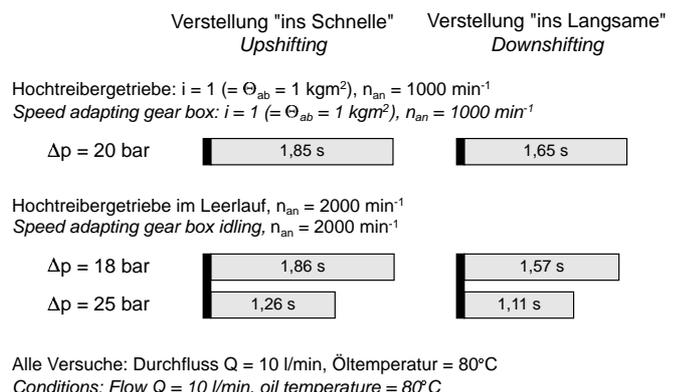
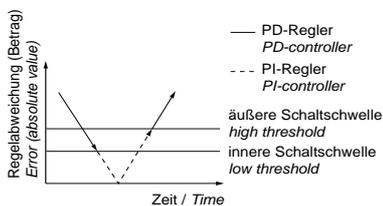


Bild 4: Schnellverstellung des Variators unter Last (Durchfahren des vollen Übersetzungsbereichs)

$\Delta p = 18 \text{ bar}$ erlaubt bei $n_{an} = 2000 \text{ min}^{-1}$ dieselben Zeiten wie 20 bar bei $n_{an} = 1000 \text{ min}^{-1}$. Zur weiteren Verbesserung der Schnellverstellung wäre es notwendig, die maximale Druckdifferenz übersetzungsabhängig modulieren zu können. Man benötigt z.B. im Bereich geringer Abtriebsdrehzahlen größere Werte als bei Overdrive. Dieses könnte mit Hilfe eines Proportional-Druckventils oder der Umschaltung zwischen mehreren fest eingestellten Ventilen erfolgen.

Der Übersetzungsregler hat die Aufgabe, bei hoher Regeldynamik die bleibende Regelabweichung möglichst klein zu halten und den Einfluss von Störgrößen (wie z.B. Drehmoment, Drehzahl, Temperatur u.a.) zu minimieren, **Bild 5**. Da der Kettenwandler wegen seiner ringförmigen Verstellzylinder I-Verhalten aufweist, führt theoretisch bereits die Verwendung eines einfachen P-Reglers zu einem Regelkreis (PT1-Verhalten) mit Ausgleich. Mit einem PD-Regler kann die Regelabweichung noch schneller zurückgefahren werden. In der Praxis führen aber verschiedene Einflüsse wie Reibung und Höhe des Lastniveaus dazu, dass eine gewisse Regelabweichung bestehen bleibt. Da die Verwendung eines globalen PID-Reglers aufgrund des I-Verhaltens der offenen Strecke nach dem Nyquist-Kriterium gerade bei großen Regelabweichungen bezüglich der Stabilität äußerst kritisch ist, wurde ein einfacher strukturvariabler Regler eingesetzt, der bei großen Regelabweichungen PD- und bei sehr kleinen PI-Struktur aufweist.

- Kettenwandler mit Anpress-System: I-Strecke
Chain converter with clamping system: Integral plant
- Variante 1: PD-Regler
Configuration 1: PD-Controller
- Variante 2: PD/PI-Regler mit Strukturumschaltung
Configuration 2: PD/PI-controller (structure switching)



Vergleich zwischen den Lastfällen
 $M_{ab} = 100 \text{ Nm}$ und $M_{ab} = 0 \text{ Nm}$
Comparison between the loads
 $M_{ab} = 100 \text{ Nm}$ und $M_{ab} = 0 \text{ Nm}$

$\dot{u} = n_{ab}/n_{an}$	relative bleibende Regelabweichung <i>relative steady-state error signal</i>	
	PD	PD/PI
0,5	-1,3 %	0,0 %
1,0	-1,1 %	0,0 %
1,5	-0,9 %	0,1 %
2,0	-0,8 %	0,2 %

Abtriebsseitiges Massenträgheitsmoment = 1 kgm^2 ,
 $n_{an} = 1000 \text{ min}^{-1}$, $Q = 10 \text{ l/min}$, Öltemperatur = 80°C
Inertia torque on output end = 1 kgm^2 , input speed
 $n_{an} = 1000 \text{ min}^{-1}$, flow $Q = 10 \text{ l/min}$, oil temperature = 80°C

Bild 5: Geeignete Reglerstruktur minimiert lastbedingte bleibende Regeldifferenz

Ein derartiger Regler wurde am Lehrstuhl für Landmaschinen bereits in einem anderen Projekt mit ähnlicher Aufgabenstellung erfolgreich eingeführt [18]. Hier werden große Regelabweichungen durch den PD-Regler schnell abgebaut; unterschreitet die Abweichung dann eine gewisse Schwelle, wird der PI-Regler aktiviert. Ein Umschalten zurück auf den PD-Regler erfolgt erst bei einer zweiten, höheren Schwelle; durch Einführen dieser Hysterese kann ein Instabilitäten verursachendes Pendeln zwischen beiden Reglern vermieden werden. Ein solches Vorgehen ist bei digitaler Programmierung verhältnismäßig einfach zu realisieren. Messungen bestätigten die Unempfindlichkeit dieser Reglerstruktur gegenüber störenden Laständerungen.

Verstellung des Variators im Stillstand

Es erscheint für den praktischen Fahrbetrieb notwendig, die Übersetzung des Kettenwandlers möglichst auch während des Fahrzeugstillstands verstellen zu können, wenn z.B. nach dem Bremsen eines Pkw auf der Straße oder aber nach einem Anhalten eines Traktors auf dem Feld mit abgesenkten Pflug die Anfahrübersetzung wieder eingestellt werden muss. Hier sind zwei Varianten denkbar: Verstellung ohne oder mit Kuppelvorgängen.

Befindet sich die Hauptanfahrkupplung zwischen dem Kettenwandler und dem Getriebeausgang, kann diese geöffnet werden; der Variator wird über den Verbrennungsmotor angetrieben und so in die Anfangsübersetzung verstellt. Dann kann man erneut über Schließen der Hauptfahrkupplung anfahren. Die Nachteile sind, dass man bei der Konzeption der Getriebestruktur sehr stark eingeschränkt ist und zusätzlich eine weitere Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und Umschlingungsgetriebe benötigt. Sie ist bereits während des Anlassvorgangs unverzichtbar: Um die gewünschte Lebensdauer des Kettenwandlers zu gewährleisten, ist die Versorgung des Anpress-Systems sicherzustellen, d.h. der Verbrennungsmotor muss die Hydraulikpumpe in Gang setzen, bevor der Kettenwandler angetrieben wird.

Befindet sich die Hauptanfahrkupplung zwischen Variator und Antriebsmotor, müsste ohne die Möglichkeit der Stillstandsverstellung ein langwieriger Schaltungsvorgang durchgeführt werden, um die Anfahrübersetzung zu erreichen: Nach dem Öffnen der Hauptkupplung müsste man den Antriebsstrang an einer Kupplung hinter dem Wandler unterbrechen, würde dann die Hauptkupplung wieder schließen und den Wandler in die Anfahrübersetzung verfahren. Jetzt würde man die Hauptkupplung öffnen, die hintere

Kupplung schließen und dann mit der Hauptkupplung wieder anfahren.

Gerade der zweite Fall zeigt die großen Vorteile, die sich aus einer Verstellung des Variators auch bei stillstehenden Wellen (über die Zylinderdrücke) ergeben. Deswegen wurde bereits bei der Konstruktion des neuen Ventils mit Vierkantensteuerschieber der Einsatz von bis zu zwei Schaltventilen zur Beeinflussung der Drücke in den Anpresszylindern berücksichtigt. Damit angestellte Versuche haben ergeben, dass mit diesen Maßnahmen die Verstellung im Stillstand möglich ist. Mit unterschiedlichen Konfigurationen wurden Messungen durchgeführt, wie lange jeweils eine Verstellung vom größten zum kleinsten Laufradius der Kette auf der Eingangswelle (Welle 1) dauert. Allein mit dem Ventil mit Vierkantensteuerschieber lässt sich praktisch keine Verstellung bei stillstehenden Wellen erreichen. Erst wenn man zusätzlich das 1. Ventil zur Stillstandsverstellung öffnet, Bild 3, mit dem der Druck im Anpresszylinder der Welle 1 auf Umgebungsdruck gesenkt wird, lässt sich die Wegscheibe ohne großen Widerstand nach außen drücken, **Tabelle 1**.

Tabelle 1: Dauer der Stillstandsverstellung (keine Drehmomente, voller Übersetzungsbereich)

Systemvolumenstrom	Zeit zum Durchfahren des vollen Verstellbereichs	
	1. Ventil	1. und 2. Ventil bestätigt
$Q = 5 \text{ l/min}$	2,8 s	2,7 s
$Q = 10 \text{ l/min}$	2,6 s	1,8 s

$n_{an} = 0 \text{ min}^{-1}$, Öltemperatur 80°C

Die Druckkraft zum Bewegen der Wegscheibe auf der Welle 2 wird von der Einstellung des Druckdifferenzventils bestimmt (ca. 20 bar). Durch Hinzuschalten des 2. Ventils wird das Druckdifferenzventil gesperrt. Jetzt können wesentlich höhere Drücke zur Verfügung gestellt werden; sie sollten aber etwa 60 bar nicht überschreiten, um eine Beschädigung der Kettenwandlerbauteile zu vermeiden. Eine Erhöhung der Verstellungsgeschwindigkeit kann damit allerdings nur erreicht werden, wenn auch gleichzeitig ausreichende Systemvolumenströme erzeugt werden, damit der Anpresszylinder der Welle 2 schnell genug befüllt werden kann. Ob die Vorspannfeder im Anpresszylinder auf Welle 1 oder 2 integriert ist, hat keinen nennenswerten Einfluss. Insgesamt ist der P.I.V.-Kettenwandler sehr gut für die Stillstandsverstellung geeignet, da der Keilscheibenwinkel weit genug von Selbsthemmungseffekten entfernt ist.

Verhalten bei tiefen Temperaturen

Mit Hilfe eines Kälteaggregats und einer isolierenden Haube über dem Prüfstand konnte das Verhalten des Kettenwandlers und der modifizierten Konstantstromanpresshydraulik bei Temperaturen bis zu -20°C für das Öl (Lufttemperatur dabei ca. -25°C) untersucht werden. Besonders wichtig ist der Nachweis einer uneingeschränkten Funktion für das hydraulisch vorgesteuerte Ventil mit Vierkantensteuerschieber als Stellglied für den Übersetzungsregler. Dazu muss speziell der Lageregelkreis des Schiebers – und hier vor allem die Vorsteuerung – zuverlässig arbeiten. Die Versuche wurden bei kleinen Volumenströmen durchgeführt, da bereits dann relativ hohe Drücke im hydraulischen Kreis vorlagen und zu einer frühzeitigen Aufheizung des Öls führten. Anhand des hier dargestellten Versuchs, **Bild 6**, sieht man zum einen das Sinken der Viskosität des Öls am über die Zeit fallenden Druckniveau und zum anderen die trotz der sehr niedrigen Temperaturen störungsfrei arbeitende Übersetzungsregelung. Messungen zur Stillstandsverstellung des Kettenwandlers bei tiefen Temperaturen liegen nicht vor.

Neues Hydraulikkonzept basierend auf Druckregelung

Wie bereits früher veröffentlicht, bietet ein druckgeregeltes Hydrauliksystem mit Verstellpumpe theoretisch den geringstmöglichen Energieverbrauch, da Druck und Volumenstrom dem aktuellen Bedarf angepasst werden können. In einfachen Simulationsrechnungen zu Messfahrten mit dem Münchner Forschungsaktor unter Leistungsregelung [19] konnte ein großes Energieeinsparpotenzial aufgezeigt werden [20]. Die Simulationen wurden nun für eine erheblich umfangreichere Auswahl an Messungen zu Feld- und Transportarbeiten mit demselben Traktor durchgeführt. Die Modelle berücksichtigen zusätzlich Druckverluste in den Leitungen und Drosselstellen, Leckölströme und einen Pumpenwirkungsgrad von $\eta = 0,62$ (Messwert Verstellpumpe). Insgesamt zeigte sich, dass durch Verwendung eines druckgeregelten Anpress-Systems gegenüber einem bereits optimierten Konstantstromsystem der Anteil der hydraulischen Energie an der (vom Verbrennungsmotor erzeugten) Gesamtenergie von ca. 1,7 %..2,5 % auf 0,4 %..0,6 % zurückgeht (je nach Traktoreinsatz). Das bedeutet, dass eine Steigerung des Kettenwandlergesamtwirkungsgrades im Mittel um ca. 1 Prozentpunkt erwartet werden kann. Bei 90 % Gesamtwirkungsgrad bedeutet diese Verbesserung 10 % Verlustreduzierung.

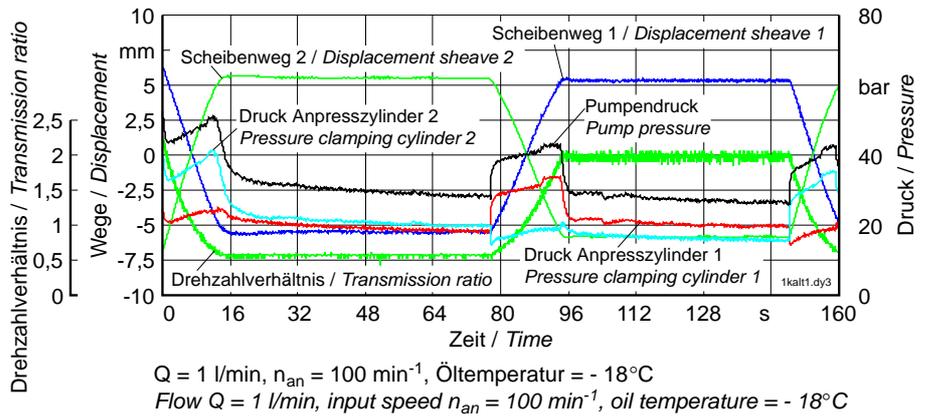


Bild 6: Übersetzungsregelung bei tiefen Temperaturen

Aufbau und Funktionsweise

Sowohl bei der Verwendung in Straßenfahrzeugen und erst recht für Traktoren und Arbeitsmaschinen muss das Hydrauliksystem in der Lage sein, mit der Anpressdruckregelung auch sehr steilen Drehmomentanstiegen so folgen zu können, dass keine Fresser infolge von Kettenrutschen entstehen [6]. Eine sehr effiziente Lösung stellt dabei der Drehmomentfühler des P.I.V.-Konstantstromsystems dar. Am Lehrstuhl für Landmaschinen ist er so umkonstruiert worden, dass er auch in einem druckgeregelten Anpress-System eingesetzt werden kann. Die neue Funktionsweise wird in [17] ausführlich beschrieben. Die wichtigsten Eigenschaften sind eine elektronische Drehmomentmessung durch Auswertung der Verdrehung des Fühlers und die Darstellung der Pumpfunktion durch eine von einer beweglichen Platte abgeschlossenen Fühlerkammer. Bewegliche Platte und Fühlerplatte sind über ein Tellerfederpaket verbunden, **Bild 7**. Der hydraulische Schaltplan des Anpress-Systems konnte sehr einfach gehalten werden, **Bild 8**.

Im Normalfall wird der Druck in den Anpresszylindern über die Druckregelventile nach dem gewünschten Übersetzungsverhältnis und dem anliegenden Drehmoment (aus elektronischer Messung) eingestellt. Der von der Pumpe

bereitgestellte Systemdruck liegt dabei nur so weit darüber, wie zu einer sicheren Funktion der Ventile notwendig (ca. 5 bar). Bei der momentan verwendeten, verstellbaren Flügelzellenpumpe mit elektronisch unterstützter Druckregelung darf aber der Systemdruck nicht unter ein Mindestniveau abfallen, da sonst keine Verstellung der Pumpe mehr möglich ist. Mit anderen Versorgungskonzepten kann diese Einschränkung eventuell aufgehoben werden.

Steigt das Drehmoment sehr schnell an, kann der Druckregelkreis aufgrund der (fast gänzlich von den Ventilen verursachten) Verzögerung von bis zu 100 ms nicht rechtzeitig antworten. Der notwendige, rasche Druckanstieg wird daher auf andere Weise erzeugt: Die über die Kugelrampen aus dem Drehmoment erzeugte axiale Kraft ist kurzzeitig größer als die Druckkraft in der Fühlerkammer. Somit wird Ölvolumen über die bewegliche Platte in den zugehörigen Anpresszylinder ausgeschoben – der Druck steigt unverzüglich, **Bild 9**.

Prüfstandsversuche

Zur Untersuchung der Pumpwirkung wurde auf einem eigens dafür entwickelten Komponentenprüfstand eine Hälfte des Anpress-Systems aufgebaut – bestehend aus Pumpe, Druckregelventil, neuem

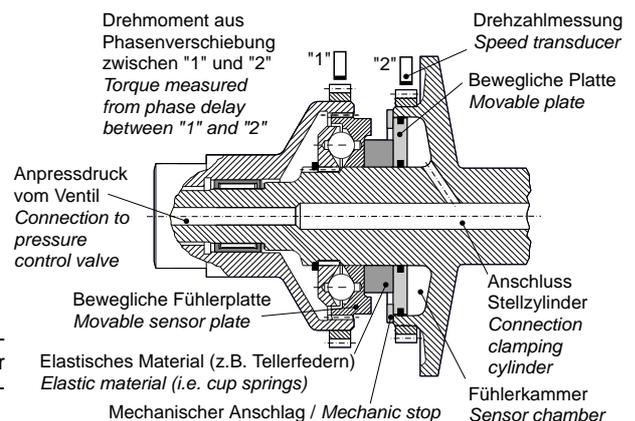


Bild 7: Aufbau des Drehmomentfühlers mit Pumpwirkung für Drehmomentspitzen (druckgeregeltes System)

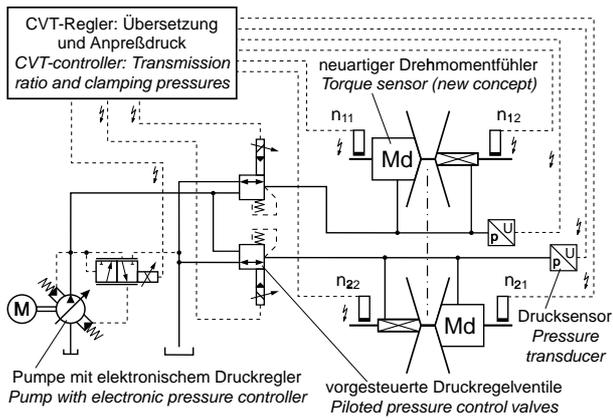


Bild 8: Neues Konzept für druckgeregeltes Anpresssystem mit den modifizierten Drehmomentfühlern

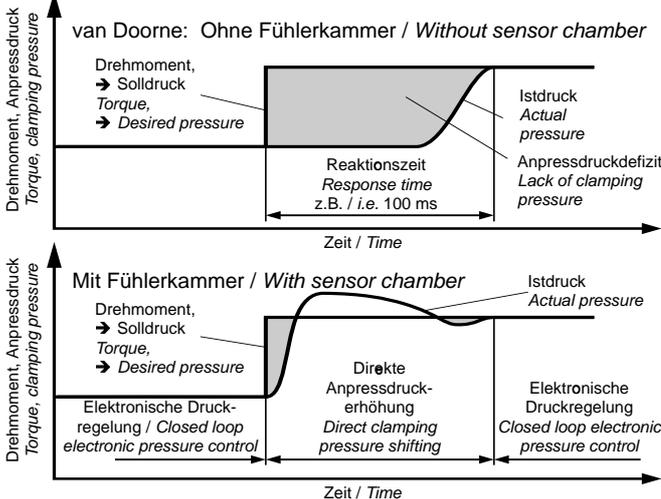
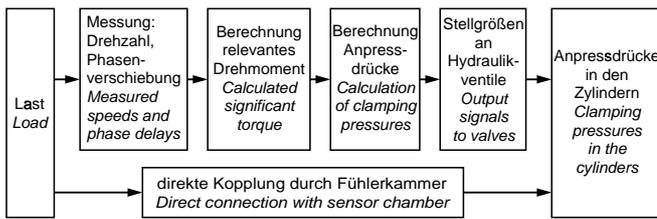


Bild 9: Funktionsprinzip der Pumpwirkung

Drehmomentfühler und Anpresszylinder. Mit Hilfe einer hinter dem Fühler angebrachten trockenen Scheibenbremse können sehr steile Drehmomentanstiege erzeugt werden. Zwischen dem Fühler und der Bremse ist eine Drehmomentmesswelle zur Messwertaufzeichnung angebracht. Das Volumen des Anpresszylinders wird durch einen gleich großen Zylinder nachgebildet. In den Versuchen sind die Fragen zu klären, ob durch die Pumpbewegung eine ausreichende Druck-erhöhung erfolgt, wie lange sie anhält und nach welcher Zeit die Fühlerkammer wieder gefüllt ist. Das aus der Kammer ausgeschobene Öl wird nicht nur in den Anpresszylinder gefördert, sondern strömt auch zum Teil über das Druckregelventil in den Tank zurück, da das Ventil versucht, den vorgegebenen Soll-druck zu halten und deshalb zu hohe Drücke abzubauen.

In der ersten Versuchsreihe wurden die Dauer und das Niveau der Druckerhöhung gemessen, **Bild 10**. Dazu blieb die Sollwertvorgabe für das Druckregelventil konstant; die Drucksteigerung beruht somit allein auf der Pumpwirkung. Die

Pumpwirkung hält etwa 200 ms an; das ist in jedem Fall ausreichend, um die Zeit zu überbrücken, bis das Ventil nachgeregelt hat. Die Erhöhung auf 8 bar ist bei Verwendung von CVT-Fluiden groß genug, damit für einen kurzen Zeitraum das anliegende Drehmoment von etwa 90...105 Nm übertragen werden kann. Beim Zielsystem wird der Sollwert für den Anpressdruck erhöht, sobald ein Drehmomentsprung erkannt wird. In **Bild 11** ist das Zusammenwirken von Druckregelventil und Pumpfunktion für diesen Fall dargestellt. Durch das Pumpen wird ab Beginn des Drehmomentsprungs der Anpressdruck ohne Verzögerung auf 10 bar erhöht, bis dann nach einer Verzögerung von etwa 40 ms das Druckregelventil den neuen Sollwert umsetzen kann.

Weiteres Vorgehen

Nachdem in den Prüfstandsversuchen die gute Funktion des neuen Drehmomentfühlers nachgewiesen wurde, müssen als nächstes die Strategien für die Druckregelung fertig entwickelt und untersucht werden. Durch den Einsatz dynamischer Simulationsmodelle wird die Aufgabe unterstützt. In **Bild 11** ist hierzu bereits ein Vergleich zwischen Messung und Simulation dargestellt. Insgesamt bildet das mit MATLAB/SIMULINK erstellte Modell das reale Verhalten gut nach. Anschließend werden die somit validierten Modelle für Druckregelventil und Drehmomentfühler in die Simulation des vollständigen druckgeregelten Hydrauliksystems eingebunden und mit dem bereits vorhandenen Modell des kompletten Kettenwandlerprüfstands [21] zusammengeführt. Anhand dessen erfolgt die Fertigentwicklung der Regelstrategien, die dann am Kettenwandlerprüfstand (ausgerüstet mit der neuen Hydraulik) als ganzes System experimentell überprüft werden.

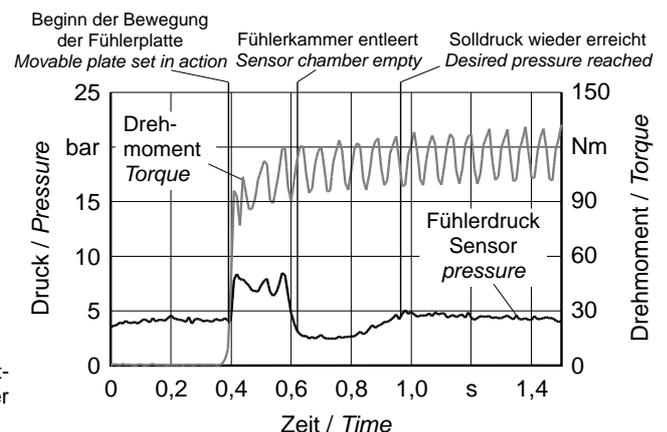


Bild 10: Neuer Drehmomentfühler: Maximale Dauer der Pumpwirkung

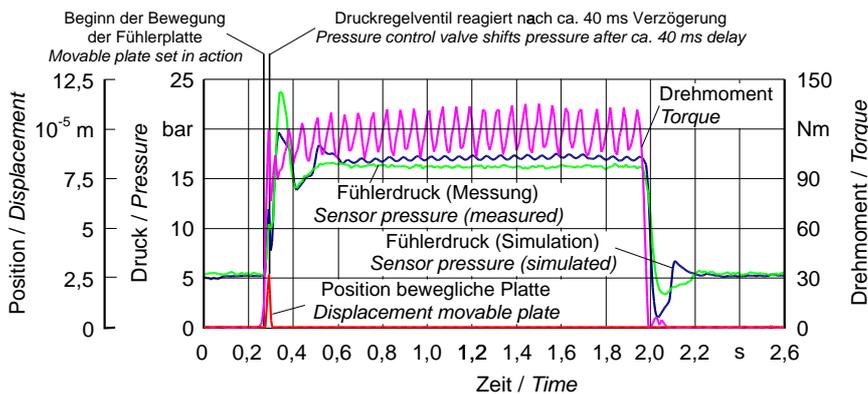


Bild 11: Überbrückung der Verzögerung im Druckregelkreis durch Pumpwirkung

Literatur

Bücher sind mit • gekennzeichnet

- [1] • *Renius, K.Th.*: Gesamtentwicklung Traktoren. Jahrbuch Agrartechnik 1999, S.39-44 u. 248-249, Landwirtschaftsverlag, Münster, 1999.
- [2] *Pfänder, H.-G.*: Fünf Prozent extra - der Fendt Favorit 916 Vario im dlz-Dauertest. dlz-Agrarmagazin 50 (1999), Nr. 4, S.80-87.
- [3] *Lang, T., A. Römer u. J. Seeger*: Entwicklungen der Hydraulik in Traktoren und Landmaschinen - Beobachtungen anlässlich der Agritechnica '97. O + P Ölhydraulik und Pneumatik 42 (1998), Nr. 2, S.87-94.
- [4] *Renius, K.Th. u. B. Vahlensieck*: Wirkungsgrade stufenloser Traktorfahrtriebe. Landtechnik 51 (1996), Nr. 5, S.248-249.
- [5] *Renius, K.Th.*: Stufenlose Fahrtriebe für Traktoren. Landtechnik 50 (1995), Nr. 5, S.254-255.
- [6] • *Kirste, Th.*: Entwicklung eines 30-kW-Forschungstraktors als Studie für lärmarme Gesamtkonzepte. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 14, Nr. 43, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989.
- [7] • *Sauer, G.*: Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 293, VDI-Verlag, Düsseldorf 1996.
- [8] • *Westenthanner, U. u. M. Koberger*: Hydraulic systems for continuously variable chain drives. Vortrag auf dem 10th Bath International Fluid Power Workshop "Challenges & Solutions", Bath, 10.-12. September 1997. Tagungsband S. 353-365, Research Studies Press LTD, Baldock, Hertfordshire, England, 1998.
- [9] *Förster, W., B.-R. Höhn u. B. Pinnekamp*: Der Umschaltvorgang beim i^2 -Getriebe. VDI-Berichte Nr. 1225, S.115-131, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [10] • *Spijker, E.*: Steering and control of a CVT based hybrid transmission for a passenger car. Doctor thesis, Eindhoven: 1994.
- [11] • *Sauer, G.*: Untersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben für Kraftfahrzeuge. VDI-Berichte Nr. 1170, S. 173-186. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.
- [12] • *v. Spijk, G. u. B. Veenhuizen*: An Upshift in CVT-Efficiency. VDI-Berichte Nr. 1393, S. 659-671, VDI-Verlag, 1998, Düsseldorf.
- [13] *v.d. Laan, M. u. J. Luh*: Model-Based Variator Control Applied to a Belt Type CVT. Vortrag auf dem International Congress on Continuously Variable Power Transmission am 16./17. September 1999 in Eindhoven, Niederlande. Tagungsband S.105-110.
- [14] *Faust, H. u. A. Linnenbrügger*: CVT-Entwicklung bei LuK. 6. LuK-Kolloquium, 19./20. 3. 1998. Deutscher Tagungsband S. 159-181. Herausgeber LuK GmbH & Co., 1998, Bühl/Baden.
- [15] *Koberger, M. u. U. Westenthanner*: Höhere Wirkungsgrade stufenloser Kettenwandlergetriebe. Landtechnik 53 (1998), Sonderheft 1998, S.189-190.
- [16] *Koberger, M.*: Fortschritte bei hydraulischen Versorgungssystemen für Kettenwandler. O+P "Ölhydraulik und Pneumatik" 43 (1999) Nr.3, S.182-187.
- [17] • *Westenthanner, U.*: Neue Ansätze zur Regelung von Übersetzung und Anpressung eines Zugkettenwandlers. VDI-Berichte Nr. 1459, S.181-196, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [18] • *Pfab, H.*: Grundlagen zur Auslegung des geregelten Krafthebers bei Traktoren. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 14, Nr. 70, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [19] • *Vahlensieck, B.*: Messung und Anwendung von Lastkollektiven für einen stufenlosen Kettenwandler-Fahrtrieb. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 385, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [20] • *Westenthanner, U. u. M. Koberger*: Energiesparende Hydraulik für stufenlose Kettenwandlergetriebe. VDI-Berichte Nr. 1356, S.25-28, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [21] • *Renius, K.Th., M. Koberger u. U. Westenthanner*: Kettenwandlerregelung und Hydraulische Versorgungssysteme. Arbeits- und Ergebnisbericht Juli 1996 bis Dezember 1999 "Sonderforschungsbereich 365: Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge" vom 26.04.1999, S.107-157, Technische Universität München, 1999.

Dipl.-Ing. Ulrich Westenthanner
Technische Universität München
Lehrstuhl für Landmaschinen
Boltzmannstr. 15
85748 Garching
Tel.: ++49/(0)89/289-15883
Fax: ++49/(0)89/289-15871
E-mail: west@itm.mw.tum.de