

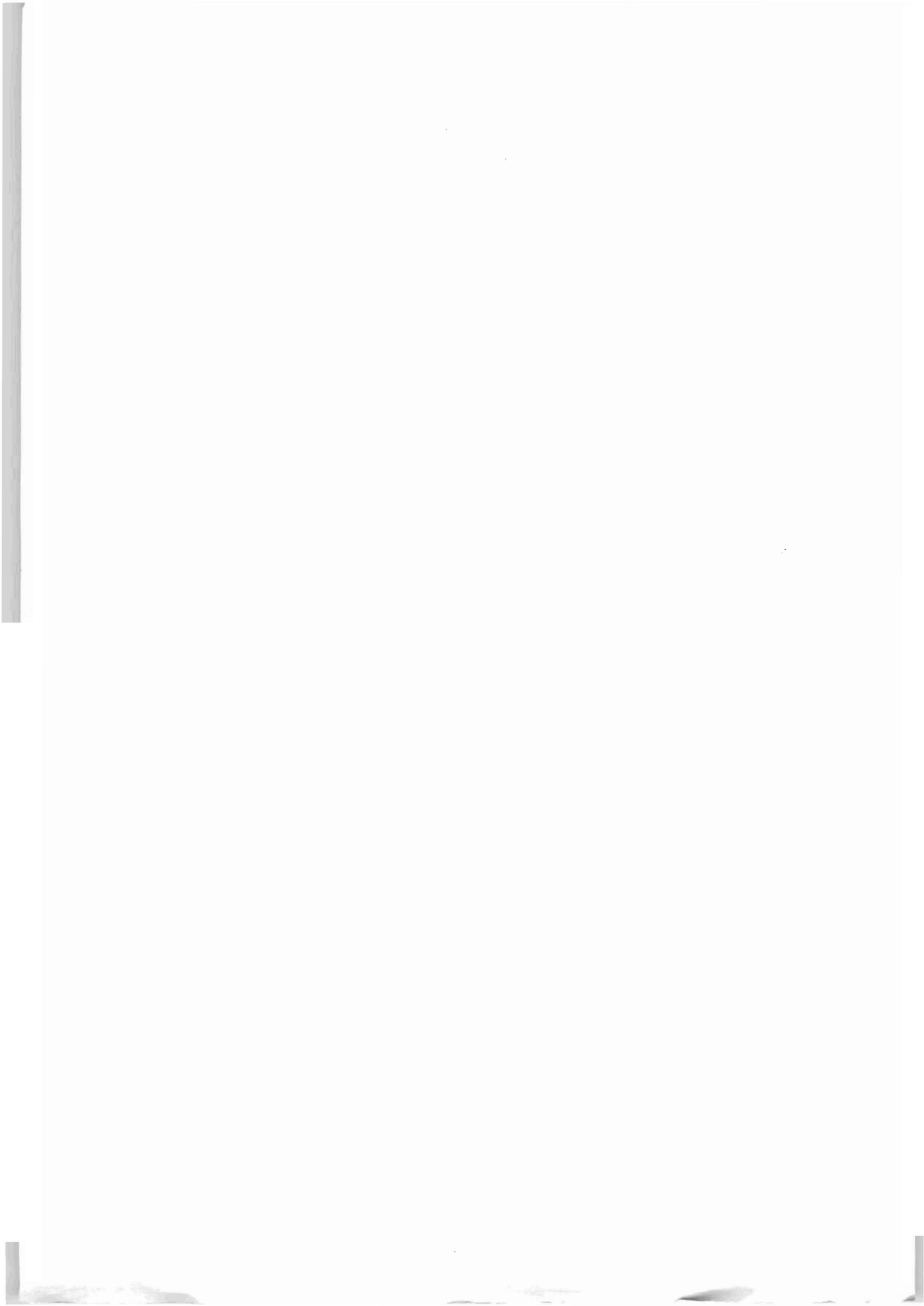
**Ermittlung von Anforderungen an  
biologisch abbaubare Öle auf pflanzlicher Basis  
zur Verwendung in  
zentral versorgten Getriebe- und Hydrauliksystemen  
von Landmaschinen**

**Abschlußbericht zum Forschungsprojekt,  
gefördert unter dem Aktenzeichen: 03603  
von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt**

**von**

**Prof. Dr.-Ing. H.-H. Harms, Dipl.-Ing. A. Römer - TU Braunschweig  
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. K. Th. Renius, Dipl.-Ing. U. Westenthanner - TU München  
Dipl.-Ing. M. Brenndörfer - KTBL, Darmstadt**

**Oktober 1997**



Inhaltsverzeichnis:	Seite
<b>0 Verzeichnis der Bilder, Tabellen, Formelzeichen</b>	III
<b>1 Zusammenfassung</b>	1
<b>2 Einleitung</b>	2
<b>3 Messung der Belastungsgrößen im Hydraulik- und Getriebesystem</b>	6
3.1 Beschreibung der Versuchsmaschinen	6
3.2 Öltemperatur, Öldruck und Ölvolumenstrom in Abhängigkeit von den eingesetzten Maschinen	11
3.2.1 Traktoreinsatz bei Transportfahrten	11
3.2.2 Hydraulische Antriebe für Hub- und Stellbewegungen	14
3.2.3 Hydraulische Dauerverbraucher	19
3.2.4 Einfluß des Hydrauliksystems auf die Hydraulikölbelastung	25
3.3 Wassergehalt der Hydrauliköle	30
3.4 Einsatzspektrum der Landmaschinen	31
3.5 Zusammenfassung und Bedeutung der Belastungsgrößen	33
<b>4 Prüfung der biologisch schnell abbaubaren Öle mit einem hydraulischen Versuchsstand</b>	36
4.1 Beschreibung des Versuchsstandes und der Laboruntersuchungen	36
4.2 Übertragung der ermittelten Ölbelastungen auf den Versuchsstand	41
4.3 Auswahl der Testöle	44
4.4 Charakterisierung der Öleigenschaften in Labor- und Prüfstandsuntersuchungen	44
4.4.1 Untersuchung der Frischöleigenschaften	44
4.4.2 Einfluß der Einsatzbedingungen auf die Öleigenschaften	47
4.4.2.1 Öltemperatur, Umwälzrate, nasse Bremsen	47
4.4.2.2 Vermischung und Verunreinigung der Öle	55
4.4.3 Biologische Abbaubarkeit	56
4.4.4 Ausbreitungsverhalten der Öle im Boden	57
<b>5 Einfluß der biologisch schnell abbaubaren Öle auf den Wirkungsgrad in Traktorgetrieben</b>	60
5.1 Ermittlung der Leerlaufverluste in nassen Scheibenbremsen	60
5.1.1 Versuchsbeschreibung	60
5.1.2 Ergebnisse	62
5.2 Untersuchungen in einem stufenlosen Getriebe	64
5.2.1 Versuchsbeschreibung	65
5.2.2 Ergebnisse	66
5.3 Messung von Verlusten an einem Stufengetriebe	71
5.3.1 Versuchsdurchführung	71
5.3.2 Ergebnisse	71
<b>6 Ökologische Bewertung der biologisch schnell abbaubaren Öle</b>	73
6.1 Allgemeines	73
6.2 Ökobilanzierung	73
6.3 Markt	74
6.4 Ökologische Kriterien	75
6.5 Bewertungsindex	79

---

<b>7 Hinweise für den Einsatz biologisch schnell abbaubarer Hydrauliköle</b>	83
7.1 Anforderungen an Hydrauliköle und Maschinen	83
7.2 Übertragbarkeit der Ergebnisse auf weitere Einsatzfälle	85
7.2.1 Übertragbarkeit der ermittelten Ölbelastungen	85
7.2.2 Übertragbarkeit der Öluntersuchungen	88
7.3 Überwachung der Ölqualität im Betrieb	88
7.4 Bedeutung der Wirkungsgraduntersuchungen in Traktorgetrieben für die Praxis	92
7.4.1 Verluste in Zahnradgetrieben	92
7.4.2 Leerlaufverluste in nassen Bremsen und Lamellenkupplungen	92
7.4.3 Wirkungsgrad des Kettenwandlers	93
7.4.4 Zusammenfassende Ölbeurteilung	94
<b>8 Ausblick</b>	96
<b>9 Literaturverzeichnis</b>	97

**Bildverzeichnis:**

<b>Nr.</b>	<b>Titel</b>	<b>Seite</b>
3.1	Gemeinsamer Ölhaushalt für Arbeitshydraulik und Getriebe	6
3.2	Meßkurven bei der Fahrt mit einem unbelasteten Traktor	11
3.3	Beispiel für die Klassierung eines Fahrversuchs (Erwärmungsphase)	13
3.4	Bremsscheibentemperatur und Bremsdruck bei Dauerbelastung	14
3.5	Öltemperatur und hydr. Leistungsbedarf beim Pflügen	14
3.6	Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf bei der Rundballenbergung mit einem Frontlader	15
3.7	Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf beim Betrieb einer Rundballenpresse	16
3.8	Klassierung der Getriebebesumpftemperaturen bei hydr. Hub- und Stellbewegungen	18
3.9	Klassierung des Ölvolu-menstroms der Traktorhydraulik bei Hub- und Stellbewegungen	19
3.10	Klassierung des Pumpendrucks bei Hub- und Stellbewegungen	19
3.11	Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf der Traktorhydraulik beim Bergen von Grassilage mit dem Ladewagen	20
3.12	Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf der Traktorhydraulik für den Antrieb eines Festmiststreuers	21
3.13	Klassierung der Öltemperatur im Getriebe-sumpf bei Maschinen mit Hydromotoren	23
3.14	Klassierung des Volumenstroms der Traktorhydraulik bei Maschinen mit Hydromotoren	24
3.15	Klassierung des Pumpendrucks der Traktorhydraulik bei Maschinen mit Hydromotoren	24
3.16	Klassierung der Bremsdrücke des Traktors	25
3.17	Öltemperaturen am Ölkühler des Versuchstraktors während der Erwärmungsphase	26
3.18	Vergleich der maximalen Öltemperaturen im Rübenroder mit und ohne Lüfterkühler	27
3.19	Vergleichende Betrachtung der Hydrauliksysteme 'Load Sensing und Konstantstrom' am Beispiel des Kartoffelroders	29

3.20	Wassergehalt der Hydrauliköle landwirtschaftlicher Maschinen	31
3.21	Zeitlicher Anteil (Häufigkeit) der Öltemperatur im Getriebe­sumpf bei einem hohen Anteil der Erntearbeiten mit einem Kartoffelroder am Einsatzspektrum	32
3.22	Zeitlicher Anteil (Häufigkeit) der Öltemperatur im Getriebe­sumpf bei einem hohen Anteil der Bodenbearbeitung am Einsatzspektrum	32
3.23	Vergleich ausgewählter Ergebnisse der Feldversuche	33
4.1	Schaltplan des Versuchstandes	36
4.2	Durchgeführte Öluntersuchungen	37
4.3	Beispiel für die Einstellung der Prüfparameter (Intervallbelastung)	41
4.4	Prüftemperaturen bei Intervallbelastung (T2: Lecköl-, T5: Tank-, T6: DBV5-, T7: Hydromotor-Temperatur)	42
4.5	Temperaturverlauf bei vorgegebenem konstanten Druck und Volumenstrom (T2: Lecköl-, T5; Tank-, T6; DBV5-Temperatur)	42
4.6	Betriebsdaten des Versuchstandes bei Bremsversuchen (T3: Kühlöltemperatur der Bremse, T5: Tanktemperatur, p3: Bremsdruck)	43
4.7	NZ- und Viskositätsänderung beim Intervallbetrieb des Testöls 2 (Prüfkreislauf A)	48
4.8	Jodzahl und Verseifungszahl beim Intervallbetrieb des Testöls 2 (Prüfkreislauf A)	48
4.9	NZ- und Viskositätsänderung des Testöls 2 (Prüfkreislauf B)	49
4.10	Jodzahl und Verseifungszahl des Testöls 2 (Prüfkreislauf B)	49
4.11	Zunahme des effektiven Extinktionskoeffizienten des Testöls 2 bei 450 nm mit der Laufzeit in einem Traktor	50
4.12	Veränderung der Ölkennwerte bei Bremsversuchen mit einem bereits gebrauchten Öl (Testöl 2)	52
4.13	NZ- und Viskositätsänderung des Testöl 3 (Prüfkreislauf A)	52
4.14	NZ- und Viskositätsänderung des Testöl 3 (Prüfkreislauf B)	53
4.15	NZ- und Viskositätsänderung des untersuchten Mineralöls (Prüfkreislauf A)	53
4.16	Experimenteller Aufbau zur Untersuchung der Mobilität von Rapsölen in Böden	58

5.1	Bremsenprüfstand zur Messung von Schleppmomenten bei nassen Bremsen	61
5.2	Leerlaufmoment als Funktion der Spalttemperatur (Drehzahlen und Nutbilder variiert). Öl: JD J20A, Außendurchmesser der Bremsscheibe: 306 mm, Innendurchmesser: 220 mm	62
5.3	Leerlaufmomente im Einscheibenprüfkopf in Abhängigkeit von Drehzahl und Spalttemperatur, Lüftweg = 0,30 mm	63
5.4	Leerlaufmoment im Einscheibenprüfkopf in Abhängigkeit von Lüftweg und Spalttemperatur, $n = 500 \text{ min}^{-1}$	64
5.5	P.I.V.-Kettenwandler (Typ RHVF 147) des Münchner Forschungsstraktors	64
5.6	Schematischer Aufbau Kettenwandlerprüfstand	65
5.7	Frühere Messungen zum Einfluß der Ölsorte auf den Anpreßbedarf für drei Öle, $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ , Tanktemperatur $60^\circ\text{C}$ , dynamisches Meßprinzip; Shell 325/93 zum Vergleich auch nach stationärem Verfahren	65
5.8	Anpreßbedarf für Bio-Hy-Gard in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Tanktemperatur, $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $Q = 6 \text{ l/min}$	67
5.9	Anpreßbedarf für Bio-Hy-Gard in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Tanktemperatur, $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $Q = 6 \text{ l/min}$ , Tanktemperatur: $60^\circ\text{C}$	67
5.10	Anpreßbedarf für Econa E46 in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Tanktemperatur, $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $Q = 6 \text{ l/min}$	68
5.11	Anpreßbedarf für JD J20C in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Tanktemperatur, $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $Q = 6 \text{ l/min}$	69
5.12	Mittlere Reibungszahlen für den Kettenwandler nach Eytelwein, $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ , bezogene Abtriebsdrehzahl $n_2/n_1 = 1,0$ , $Q = 6 \text{ l/min}$	70
5.13	Verlustleistung in einem Stufengetriebe (direkter Gang) für verschiedene Öle in Abhängigkeit von Temperatur, Eingangsmoment und -drehzahl, (nur für Momente $> 10 \text{ Nm}$ ermittelt)	72
5.14	Verlustleistung in einem Stufengetriebe (zwei Zahnradpaare unter Last) für verschiedene Öle in Abhängigkeit von Temperatur, Eingangsmoment und -drehzahl, (nur für $M > 10 \text{ Nm}$ ermittelt)	72
6.1	Bestandteile und Wirkungsgefüge einer produktbezogenen Ökobilanz (nach ISO)	74
7.1	Wärmebilanz eines Getriebe- und Hydrauliksystems	85
7.2	Ermittlung der Zeitkonstanten mit einer gemessenen Erwärmungskurve	86

7.3	Prinzipieller Aufbau einer Ölzustandsermittlung mit der Fuzzy-Logik	90
7.4	Drücke im abtriebsseitigen Anpreßzylinder für zwei Anpreßsysteme im Vergleich zum Anpreßbedarf, $M_1 = 120 \text{ Nm}$ , $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ , $Q = 10 \text{ l/min}$	93

### Tabellenverzeichnis:

Nr.	Titel	Seite
3.1	Hydrauliksysteme der Versuchsmaschinen	8
3.2a	Meßstellen in den Versuchsmaschinen	9
3.2b	Meßstellen in den Versuchsmaschinen	9
3.2c	Meßstellen in den Versuchsmaschinen	10
3.3	Meßwerte bei einer Transportfahrt mit unbelastetem Traktor	12
3.4	Klassierung des Bremsdrucks	13
3.5a	Meßwerte bei Antrieben für Hub- und Stellbewegungen	16
3.5b	Meßwerte bei Antrieben für Hub- und Stellbewegungen	17
3.6a	Meßwerte bei Antrieben von Maschinen mit Hydromotoren	21
3.6b	Meßwerte bei Antrieben von Maschinen mit Hydromotoren	22
3.7	Vergleich der hydraulischen Meßgrößen bei einem Kartoffelroder mit und ohne LS-Anschluß	29
3.8	Untersuchte Maschinen zur Bestimmung des Wassergehaltes in Hydraulikölen	30
4.1	Ermittelte Daten der Frischöle	45
4.2	Mit isothermer DSC-Messung bei 20 bar Luft (statisch) ermittelte Onset-Zeiten der exothermen Druckoxidation	46
4.3	Änderung der Ölkennwerte bei unterschiedlichen Belastungszyklen (Testöl 2)	51
4.4	Mit nicht-isothermer DSC-Messung bei 20 bar Luft (statisch) und 10 K/min Aufheizrate ermittelte Onset-Temperaturen der exothermen Druckoxidation	54
4.5	Auswirkung der Mischung von Frisch- und Gebrauchtölen auf Viskosität, Neutralisationszahl und Oxidationsstabilität	55
4.6	Biologische Abbaurate (bestimmt nach CEC L-33-A-94-Test, Vornorm DIN 51828-2)	56



4.7	Wassergefährdungsklasse (Bewertungsskala 0 bis 3, Angaben der Hersteller bezogen auf die Frischöle)	57
5.1	Kinematische Viskosität der Versuchsöle (Herstellerangaben)	60
5.2	$\zeta$ -Verhältnis und beste Wirkungsgrade (im Kennfeld) für verschiedene Öle im Anpreßbedarfsversuch; Bezogene Abtriebsdrehzahl $n_2/n_1 = 1,0$ , $M_1 = 162 \text{ Nm}$ , $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$	69
5.3	Spritzöltemperatur der einzelnen Öle abhängig von bezogener Abtriebsdrehzahl und Tanktemperatur, $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $Q = 6 \text{ l/min}$	71
6.1	Auszug der wichtigsten Anforderungen der RAL-ZU 79 (Ausgabe Januar 1997)	76
6.2	Wassergefährdungsklassen und Wassergefährdungszahlen	77
7.1a	Anforderungen an die Hydrauliksysteme	83
7.1b	Anforderungen an die Getriebe- und Hydrauliköle für Landmaschinen	84
7.2	Anlagen- und Stoffdaten	87
7.3	Zeitkonstante und Ölerwärmung in Abhängigkeit vom Ölvolumen und dem Wärmeabgabevermögen $k \cdot A$	87
7.4	Zusammenfassender Überblick der Versuchsergebnisse für die Testöle	94

**Formelzeichen, Abkürzungen**

$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\nu$ [mm <sup>2</sup> /s]	kinematische Viskosität
$\tau$ [s]	Zeitkonstante
BI	Bewertungsindex
$c$ [kJ/(kg K)]	spezifische Wärmekapazität
DSC	Differential Scanning Calorimetry
$k$ [kW/(Km <sup>2</sup> )]	Wärmedurchgangszahl
LFS	Laserfluoreszenzspektroskopie
LS	Load Sensing
$m$ [kg]	Masse
$n$ [1/min]	Drehzahl
NZ	Neutralisationszahl
$p$ [bar]	Druck
$Q$ [l/min]	Ölvolumenstrom
$T$ [°C]	Temperatur
WGK	Wassergefährdungsklasse
WGZ	Wassergefährdungszahl

## 1 Zusammenfassung

Die Zielsetzung des Projektes ist die Ermittlung der Anforderungen an biologisch schnell abbaubare Öle auf pflanzlicher Basis zur Verwendung in zentral versorgten Getriebe- und Hydrauliksystemen von Landmaschinen. Im Mittelpunkt der Untersuchungen stehen die meßtechnische Erfassung der Belastungsgrößen durch mehrjährige Feldmessungen mit verschiedenen Landmaschinen, der Aufbau eines hydraulischen Prüfstandes zur Übertragung der gemessenen Belastungsgrößen aus den Feldversuchen auf die zu untersuchenden pflanzenbasierten Hydrauliköle und die Untersuchung der Öleigenschaften in unterschiedlichen Prüfstandsläufen und Laborversuchen. Übergeordnet wird eine ökologische Bewertung des Rapsöleinsatzes in Hydrauliksystemen durchgeführt.

Die ausgewerteten Meßergebnisse der Feldversuche (Kapitel 3) geben die Anforderungen an Hydrauliköle im landtechnischen Einsatz wieder und dienen als Grundlage zur Auslegung eines Prüfstandes sowie zur Vorauswahl und Prüfung der Testöle. Der Bericht beinhaltet die Ergebnisse der Untersuchungen von auf Rapsölbasis hergestellten Ölen in mehreren Langzeit- und speziellen Laborversuchen. Außerdem wird der Einfluß der Rapsöle auf den Wirkungsgrad von Traktorgetrieben analysiert. Zum Vergleich und zur Bewertung der Ergebnisse erfolgen weiterhin Prüfläufe mit einem additivierten Mineralöl. Die Ergebnisse der Öluntersuchungen (Kapitel 4 und 5) unter praxisnahen Bedingungen verdeutlichen die Einsatzgrenzen und -möglichkeiten der auf Rapsölbasis hergestellten Getriebe- und Hydrauliköle. Bei durchschnittlichen Belastungen können auch mit den entsprechend additivierten Rapsölen Standzeiten über die vom Maschinenhersteller angegebenen Ölwechselintervalle hinaus erreicht werden. Die Untersuchung der nassen Bremsen und der Temperatureinflüsse zeigen allerdings auch, wie schnell sich die Öleigenschaften unter bestimmten Bedingungen (z.B. Abriebpartikel) verschlechtern. Kurzzeitige thermische Spitzenbelastungen sind mit den stofflichen Eigenschaften der pflanzlichen Öle vereinbar. Die Versuche haben weiterhin gezeigt, daß sich die Öle sehr stark in ihrer Formulierung und damit verbunden in ihren technischen Eigenschaften unterscheiden. Die durchgeführte Auswahl und Prüfung der Öle läßt eine qualitative, in Teilen auch quantitative, Übertragung der Ergebnisse auf die Praxisanwendung zu. Der aufwendige Test von Hydraulikölen in Feldversuchen kann durch die erarbeiteten Ergebnisse reduziert werden. Im Zusammenhang mit der ökologischen Bewertung (Kapitel 6) leistet das durchgeführte Projekt einen Beitrag zur Erweiterung der Einsatzmöglichkeiten umweltschonenderer Hydrauliköle.

Da die Eigenschaften der auf dem Markt befindlichen Öle und die Einsatzbedingungen der Maschinen - gerade im internationalen Vergleich - sehr unterschiedlich sind, können die Ölwechselintervalle nur Durchschnittswerte mit einem entsprechend hohen Sicherheitsfaktor sein. Wünschenswert ist daher eine preisgünstige 'Online-Überwachung' des Ölzustandes, die dem Fahrer eine Verschlechterung der Öleigenschaften anzeigt. Dieser Themenbereich wird in Verbindung mit der Umsetzung der Projektergebnisse in die Praxis und einer Empfehlung für das weitere Vorgehen in den Kapiteln 7 und 8 des Berichts erörtert.

## 2 Einleitung

Einleitend werden die Ausgangssituation bei Projektstart mit Hinweisen auf den aktuellen Stand der Technik und die Zielsetzung des Projektes dargestellt:

Um negative Auswirkungen von unvermeidbaren Leckagen beim Einsatz von Landmaschinen und der Lagerung von Ölen auf dem landwirtschaftlichen Betrieb zu minimieren bzw. auszuschließen, ist im Hinblick auf Boden- und Wasserschutz eine verstärkte Verwendung von biologisch schnell abbaubaren Ölen in Landmaschinen anzustreben. Außer den pflanzlichen Ölen (HETG) können als Substitut der Mineralöle die als biologisch schnell abbaubar geltenden synthetischen Ester (HEES) oder Polyglycole (HEPG) verwendet werden. Neben dem Umweltverträglichkeitsaspekt hinsichtlich der Verwendung biologisch schnell abbaubarer Öle, handelt es sich bei HETG und Teilen der synthetischen Ester um Produkte, die auf der Basis nachwachsender Rohstoffe aus einer landwirtschaftlichen Produktion hergestellt werden. Hieraus ergeben sich weitere bedeutende ökologische Vorteile sowie verbesserte Perspektiven für die Landwirtschaft und die Landmaschinenindustrie. Der Schwerpunkt des Projektes liegt daher auf den pflanzenbasierten Ölen.

Durch die hohen Belastungen der Hydrauliköle und die teilweise ungeklärten Einsatzverhältnisse der Druckflüssigkeiten in modernen Getriebe- und Hydrauliksystemen (z.B. hohe Öltemperaturen, Auswirkungen der Vermischung verschiedener Ölsorten) werden die biologisch schnell abbaubaren pflanzlichen Öle nicht in allen Bereichen der Landtechnik eingesetzt. Darüber hinaus fehlen derzeit gesicherte Aussagen über die Eignung verschiedener Analysemöglichkeiten zur Beschreibung der biologischen Abbaubarkeit und der weiteren Eigenschaften umweltschonender Öle (Alterungszustand, Temperaturverhalten, Mischbarkeit mit anderen Ölsorten usw.). Zudem befinden sich innerhalb der drei Produktgruppen (HETG, HEES, HEPG) eine Vielzahl von Produkten auf dem Markt, die hinsichtlich ihrer technischen Eigenschaften stark variieren. Diese unterschiedlichen Produkteigenschaften erschweren die Auswahl geeigneter biologisch schnell abbaubarer Öle zusätzlich.

Die technischen Mindestanforderungen sowie die Umstellungsrichtlinien von mineralischen Ölen auf biologisch schnell abbaubare Öle sind in den VDMA-Einheitsblättern 24568 und 24569 definiert worden. Diese vorläufigen Richtlinien geben Hinweise zur Auswahl und Verwendung der biologisch schnell abbaubaren Hydrauliköle. Da die Vielfalt der Produkte und der Einsatzbedingungen sehr groß ist, können die Einheitsblätter keine allgemeingültigen Empfehlungen geben. In wichtigen Bereichen (z.B. Ölwechselintervalle) können daher keine Aussagen getroffen werden. Ohne die Kenntnis der Anforderungen der Maschinen an das Hydrauliköl ist auch die Beurteilung der technischen Mindestanforderungen problematisch. Die Anforderungen an die biologische Abbaubarkeit sind in den Vergaberichtlinien zum Umweltzeichen (UZ) festgelegt. Inzwischen ist das Umweltzeichen an die ersten Hydraulikflüssigkeiten vergeben worden. Weitere Normungsarbeiten befinden sich in der Vorbereitung. Die biologisch schnell abbaubaren Öle werden, neben dem Projekt der LAV, im Rahmen verschiedener Forschungsarbeiten weiterentwickelt und verbessert.

In Deutschland bestehen bis heute keine Rechtsgrundlagen, die Anwendungsgebote für den Einsatz von biologisch schnell abbaubaren Ölen ermöglichen bzw. enthalten. Gegen ein

Anwendungsgebot sprechen verschiedene rechtliche Bedenken. Auch aus technischer Sicht ist ein Anwendungsgebot nicht vertretbar. Geräte- und Maschinenhersteller geben insbesondere pflanzenölbasierte Produkte nur teilweise unter Einschränkungen für den Betrieb frei - die Freigaben beziehen sich in der Regel auf bestimmte Produkte. Ein Verbot herkömmlicher Öle mit umweltpolitischer Begründung muß sich an den umweltrelevanten Öleigenschaften orientieren, d.h. auf die Rohstoffbasis der Produkte kommt es nicht an.

Eine stoffliche und thermische Entsorgung der gebrauchten Öle ist technisch möglich. Da die pflanzlichen Öle nach wie vor nicht von der Altölverordnung erfaßt werden, gehören sie gemäß der TA Abfall zu den besonders überwachungsbedürftigen Abfällen und werden dem Abfallschlüssel 12102 zugeordnet. Erfahrungen mit der Entsorgung der gebrauchten Öle liegen aufgrund der geringen Einsatzmengen und der noch geringeren Rücklaufquoten nicht vor. An diesem Sachverhalt hat sich seit dem Beginn des Projektes nichts geändert. Die Entsorgung der pflanzlichen Öle wird bei Anwenderbefragungen immer wieder als Problem genannt.

Zur Zeit ist ein deutlicher Trend zu den synthetischen Estern zu verzeichnen. Die Begründung liegt in negativen Erfahrungen, die in einigen Anwendungsbereichen mit Pflanzenölen und auf Pflanzenöl basierenden Produkten vorliegen. Diese Entwicklung gilt besonders für die Baumaschinen, aber auch bei der Forst- und Landtechnik wird zunehmend der Einsatz von synthetischen Ölen, die nur geringe oder keine Anteile von Pflanzenöl aufweisen, empfohlen. Synthetische Öle zeichnen sich vorrangig durch eine höhere Alterungs- und Temperaturstabilität im Vergleich zu den Pflanzenölen aus. Allerdings fehlt bei den nicht aus nativen Ölen hergestellten Produkten der ökologische Vorteil des nachwachsenden Rohstoffes, der für die Landwirtschaft und die Landtechnik gleichermaßen mit wirtschaftlichen Vorteilen verbunden ist.

Eine Umfrage der LAV (1993) hat hinsichtlich der Verwendungsmöglichkeiten von biologisch schnell abbaubaren Hydraulikflüssigkeiten, speziell für pflanzenölbasierte Produkte, ergeben, daß der Einsatz der umweltfreundlichen Öle unter Berücksichtigung vieler Einschränkungen möglich ist. Hinsichtlich der am Markt erhältlichen Produkte ergaben sich Unterschiede bei der Einsatztauglichkeit, die zu differenzierten Auflagen für den Einsatz der Öle führen. Die am häufigsten genannten Einschränkungen der Maschinen- und Ölhersteller sind:

1. Vermischung der biologisch schnell abbaubaren Öle untereinander und mit Mineralölen ist zu vermeiden.
2. Die Öltemperaturen sollten zwischen  $-18^{\circ}\text{C}$  und  $+80^{\circ}\text{C}$  liegen (die VDMA Einheitsblätter geben eine Tanktemperatur von maximal  $70^{\circ}\text{C}$  an).
3. Die Maschinenhersteller geben Freigaben in der Regel nur für bestimmte Öltypen.
4. Häufig wird keine Freigabe für Geräte mit einem gemeinsamen Ölhaushalt für Getriebe, Arbeitshydraulik und Lenkung erteilt.

Darüber hinaus muß das Hydrauliksystem wasserfrei gehalten werden und es ist die Verträglichkeit der Öle mit den unterschiedlichsten Bauteilen, z.B. Schläuche, Dichtungen und Farbanstriche, zu beachten.

Vor dem Hintergrund der eingeschränkten Einsatzmöglichkeiten der HETG-Öle und dem deutlichen Trend zu den synthetischen Ölen sollen mit dem Forschungsprojekt der LAV die

Möglichkeiten für einen vermehrten Einsatz pflanzlicher Hydrauliköle verbessert werden.

Das Projekt setzt sich daher zum Ziel, folgende Kernfragen zu beantworten:

- I. Welchen Belastungen unterliegen die Öle im landtechnischen Einsatz (Einsatzverhältnisse)?
- II. Wie können die Einsatzverhältnisse und die daraus resultierenden Veränderungen der Öle spezifiziert/qualifiziert werden (Prüfbedingungen)?
- III. Welchen Anforderungen müssen pflanzliche Öle im landtechnischen Einsatz genügen (Anforderungskatalog)?

Zur Klärung dieser Fragen sind die folgenden Projektschritte durchgeführt worden:

1. Ausrüstung von Traktoren und Anbaugeräten mit geeigneter Sensortechnik zur Erfassung der Belastungsgrößen im Getriebe- und Hydrauliksystem.
2. Messung der Hydraulikölbelastungen in Feldversuchen.
3. Entwicklung eines Prüfstands zur Übertragung der gemessenen Belastungen aus den Feldversuchen auf pflanzliche Hydrauliköle.
4. Untersuchung der im Prüfstand belasteten Öle hinsichtlich der Veränderung ihrer stofflichen Eigenschaften.
5. Ermittlung des Einflusses der Rapsöle auf den Wirkungsgrad von Traktorgetrieben.
6. Bewertung der ökologischen Eigenschaften von Rapsölen.

Ein Teil der in der Praxis mit pflanzlichen Ölen bestehenden Probleme ist durch die Art und Weise der Einführung der neuen Schmierstoffe verursacht worden. Die Maschinen werden in der Regel nach den Angaben der Maschinen- und Ölhersteller auf die neuen Produkte umgeölt. Unter welchen Bedingungen die Maschine dann betrieben wird, kann häufig nicht quantifiziert werden. Die Ursachen der entstehenden Probleme lassen sich nicht systematisch bewerten, da die Betriebszustände (z.B. örtliche Überhitzung) nicht erfaßt werden. Die nachfolgenden Ausführungen werden zeigen, daß für die Ermittlung der grundlegenden Betriebszustände eine aufwendige Meßtechnik benötigt wird. Der direkte Weg, die Öle in den Maschinen zu testen, führt aufgrund der Vielzahl der eingesetzten Werkstoffe und der breiten Palette der angebotenen Öle in Kombination mit den unterschiedlichen Maschinen sowie den variierenden Einsatzbedingungen zu nicht endenden Versuchsreihen.

Im Rahmen des LAV-Projektes wird daher nach einer anderen Versuchsmethodik vorgegangen,

die einen Beitrag zur Standardisierung der Öltests und der Auswahl geeigneter Öle leistet.

Zunächst werden die Belastungen im Betrieb über die gesamte Spannbreite der Einsatzbedingungen mit einem Traktor und Landmaschinen, die mit herkömmlichen Hydraulikölen ausgerüstet sind, gemessen. Für diese Feldversuche ist es wichtig, die unterschiedlichen Einsatzbedingungen der Maschinen in Abhängigkeit von den Jahreszeiten abzudecken. Die in den Feldversuchen ermittelten Meßwerte (Öldruck, Temperaturen, Volumenströme usw.) bilden dann die Grundlage für die Erstellung von Lastkollektiven, die, neben der Belastungsgröße selbst, auch die Geschwindigkeit der Lastschwankung sowie die zeitliche Aufeinanderfolge der Ereignisse berücksichtigen. Die bestehenden Erfahrungen z.B. der Traktorenhersteller werden dabei berücksichtigt. Von Bedeutung sind zunächst die Meßstellen, an denen eine besonders hohe Belastung der Öle zu erwarten ist (z.B. Reibsysteme).

Die sich anschließenden Laborversuche bilden die Entscheidungsgrundlage für die Verwendbarkeit pflanzlicher Öle in Landmaschinen. Dazu werden die in den Feldversuchen gewonnenen Lastzyklen mit einem Belastungsprüfstand auf pflanzliche Öle übertragen. Die Entwicklung und der Aufbau des Prüfstandes sind ebenfalls Gegenstand des Projektes. Während der Prüfläufe werden dem Versuchsstand Ölproben entnommen und im Labor hinsichtlich ihrer Eigenschaften untersucht. Die Wechselwirkung zwischen der Ölbelastung und den sich verändernden Öleigenschaften kann auf diesem Weg reproduzierbar analysiert werden. Den Einfluß der Rapsöle auf den Wirkungsgrad von Traktorgetrieben charakterisieren Untersuchungen in einem stufenlosen Getriebe und die Ermittlung der Leerlaufverluste in einer nassen Scheibenbremse. Neben dem Wirkungsgrad und den thermischen Belastungen im Getriebe werden in diesem Projekt keine weiteren Anforderungen der Traktorengetriebe an die Öle untersucht. Die Temperatureinflüsse stehen gerade bei den pflanzlichen Ölen im Vordergrund. Für die getriebspezifische Formulierung der Öle liegen bei den Traktorenherstellern Erfahrungen vor, die besonders bei der Zusammenstellung der Additive Berücksichtigung finden müssen.

Eine ökologische Bewertung der Rapsöle rundet das Forschungsprojekt mit dem Ziel, die Einsatzmöglichkeiten von Rapsölen zu erweitern, ab.

Die Ergebnisse zur Beantwortung der in der Aufgabenstellung enthaltenen Fragen werden so aufbereitet, daß eine Umsetzung der Ergebnisse in die praktische Anwendung möglich wird. Die Intention dieses Berichts besteht darin, die Vorgehensweise bei der Bearbeitung des Projektes transparent darzustellen, die Ergebnisse zusammengefaßt zu präsentieren und durch deren Diskussion Ansätze zu erarbeiten, die einen sicheren Einsatz biologisch schnell abbaubarer Öle auf pflanzlicher Basis ermöglichen. Die Bearbeitung dieser Thematik erfolgt aus der Sicht der Maschinenhersteller. Es werden anwendungstechnische Ansätze erarbeitet, die den Einsatz der neuen Öle ermöglichen bzw. erleichtern. Ziel der durchgeführten Prüfstandläufe ist es nicht, die Öle durch Grundlagenuntersuchungen zu optimieren, sondern Entscheidungskriterien zur technischen Verwendbarkeit von Rapsölen aus der Sicht der Landtechnik zu erarbeiten. Da aber die stofflichen Eigenschaften und deren Veränderung während des Betriebs im Labor untersucht werden, lassen sich Vorschläge zur Verbesserung der Öle formulieren (z.B. Veränderung der Additivierung).





Außerdem muß anlagen- und einsatzabhängig mit einem bestimmten Wasseranteil im Öl gerechnet werden. Die schlechte Hydrolysestabilität pflanzlicher Öle muß hierbei unbedingt beachtet werden.

Der Aufbau des Hydrauliksystems und die Einsatzcharakteristik der Maschine bestimmen somit die Ölbelastungen. Für die Zusammenstellung der Anforderungen an die Druckflüssigkeiten sind daher umfangreiche Kenntnisse über die Belastungsparameter der Hydraulikanlage erforderlich.

Das Hydrauliksystem des Versuchstraktors (John Deere 6300) mit 66 kW Motorleistung ist in einen Getriebeölkreis und einen Hydraulikkreis unterteilt, wobei als gemeinsamer Ölbehälter das Getriebe dient. Der Getriebeölkreis wird mit einem Maximaldruck von 12 bar betrieben und umfaßt als wesentliche Bauteile die Getriebeölpumpe, den Ölkühler, verschiedene Ventile, die Getriebeschmierung und die Schaltventile für Fahrkupplung, Zapfwelle, Differentialsperre Frontantrieb und Getriebe. Die Getriebeölpumpe versorgt zuerst die Schaltventile. Das nicht benötigte Öl wird durch den Kühler geleitet. Wenn der Kühlerdruck einen Wert von ca. 9 bar überschreitet, fließt das überschüssige Öl direkt in die Getriebeschmierung und -kühlung sowie zum Kühlölventil der Fahrkupplung. Das Öl, das den Kühler verläßt, wird der Getriebeschmierung zugeführt. Das Kühlölventil versorgt die Fahrkupplung während ihrer Schlupfphase mit Öl. Außerdem werden die Lamellenkupplung und -bremse für die Umschaltung unter Last von Vorwärts- auf Rückwärtsfahrt mit einem Kühlölstrom versorgt. Das Getriebe des eingesetzten Versuchstraktors wird über synchronisierte Gänge geschaltet, die jeweils über vier weitere unter Last (ohne Betätigung der Fahrkupplung) schaltbare Stufen verfügen. Die Steuerung der einzelnen Funktionen und die Kühlung der Reibsysteme und Schaltelemente wird über den Bordcomputer mit der entsprechenden Elektronik realisiert. Bei dem Lüfterantrieb des Kühlers handelt es sich um eine temperaturgesteuerte hydraulische Lüfterkupplung (Visko-Lüfterantrieb), bei der die Drehzahl des Lüfters geregelt wird. Somit erhöht sich die Kühlerleistung bei steigenden Öltemperaturen. Die Bremse des Traktors wird ebenfalls hydraulisch betätigt, wobei die Bremsscheiben im Öl laufen (nasse Bremsen).

Der Hydraulikkreis mit einem Maximaldruck von ca. 200 bar setzt sich im wesentlichen aus der Ladeölpumpe, der Haupthydraulikpumpe, verschiedenen Ventilen, der hydrostatischen Lenkung, dem Prioritätsventil, den Zusatzsteuerventilen für die Druckölversorgung angebauter Geräte und dem Kraftheber zusammen. Die Hydraulikpumpe fördert Drucköl bis zum Prioritätsventil von wo aus die Lenkeinheit und die Bremsen vorrangig versorgt werden. Der Steuerventilblock (Prioritätsventil, Zusatzsteuerventil, Kraftheberventil) und die hydrostatische Lenkung arbeiten im Load Sensing-Betrieb, d.h. die Hydraulikpumpe fördert idealisiert nur den Ölstrom und erzeugt nur den Systemdruck der von den Verbrauchern benötigt wird.

Der eingesetzte Versuchstraktor entspricht bezüglich seiner Ausstattung im Getriebe- und Hydrauliksystem dem Stand der Technik. Die während der Feldversuche mit dem Traktor eingesetzten Landmaschinen stellen unterschiedliche Ansprüche an die Leistungsfähigkeit sowie das Getriebe- und Hydrauliksystem des Traktors. Die **Tabelle 3.1** gibt einen Überblick über die hydrostatischen Antriebe der eingesetzten Maschinen und die Form der Leistungsübertragung zwischen Traktor und Gerät.

Maschine	Hydraulische Funktionen/Verbraucher		Übertragung der Traktorleistung auf das Gerät
	Hydrozylinder	Hydromotoren	
Frontlader (Fa. Stoll)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Werkzeuge</li> <li>Schwinge</li> </ul>	-	Antrieb der Zylinder über 2 Zusatzsteuerventile des Traktors.
Ladewagen, Kurzschnitt-Dosierwagen 'Titan' (Fa. Krone)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Heckklappenöffnung</li> <li>Messer 0-Schaltung</li> <li>Pick-up Aushebung</li> <li>Knickdeichsel</li> <li>Schaltzylinder Dosierwalzen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kratzbodenantrieb (Vor- und Rücklauf)</li> </ul>	Antrieb der Ladeaggregate und der Dosierwalzen erfolgt über die Zapfwelle. Die hydraulischen Antriebe werden von der Traktorhydraulik mit Drucköl versorgt.
Stallungstreuer, LS 320 (Fa. Welger)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Heckklappenöffnung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kratzbodenantrieb (Vor- und Rücklauf)</li> </ul>	Antrieb der Streuwalzen erfolgt über die Zapfwelle. Die hydraulischen Antriebe werden von der Traktorhydraulik mit Drucköl versorgt.
4-Schar Pflug (Rabewerke)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Drehen des Pfluges</li> <li>Arbeitsbreitenverstellung</li> <li>Fanghaken für Packerwalze</li> </ul>	-	Betätigung der Zylinder über Traktorhydraulik, Ausheben des Pfluges über Kraftheber (Regelhydraulik)
3-Schar Pflug	<ul style="list-style-type: none"> <li>Drehen des Pfluges</li> </ul>	-	Betätigung der Zylinder über Traktorhydraulik, Ausheben des Pfluges über Kraftheber (Regelhydraulik)
Scheibenegge	-	-	Ausheben der Scheibenegge über Kraftheber
Schwergrubber	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ausheben des Grubbers auf die Stützräder</li> </ul>	-	Betätigung der Zylinder am Grubber über Traktorhydraulik, Ausheben des Grubbers über Kraftheber (Regelhydraulik)
Kreiselegge (Fa. Amazonen-Werke)	-	-	Zapfwellenantrieb der Kreisel. Ausheben der Kreiselegge über Kraftheber.
Wender (Fa. Claas)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Klappbewegungen für Transport und Arbeitsstellung</li> </ul>	-	Betätigung der Zylinder über Traktorhydraulik, Zapfwellenantrieb der Kreisel. Ausheben der Wenders über Kraftheber.
Rundballenpresse Rollant 44 S (Fa. Claas)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Öffnen/Schließen der Klappe</li> <li>Pick-up ausheben</li> </ul>	-	Betätigung der Zylinder über Traktorhydraulik, Zapfwellenantrieb der Pick-up und der Preßwalzen.
Rübenroder, KR2, 2-reihig (Fa. Kleine)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bunker heben/senken</li> <li>Spurscheibe</li> <li>Lenkung</li> <li>Rodeaggregate heben/senken</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bunker entleeren</li> <li>Siebräder</li> <li>Rüttelschar</li> <li>Siebband/Förderwalzen</li> <li>Elevator</li> </ul>	Über die Zapfwelle werden drei Konstantstrompumpen der Bordhydraulik zur Versorgung aller hydraulischen Verbraucher angetrieben.
Kartoffelroder, SE 7530 (Fa. Grimme)	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bunkeranhebung</li> <li>Vorsatzelevator</li> <li>Bunkerkopf</li> <li>Deichselverstellung</li> <li>Achsenlenkung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bunkerband</li> <li>Verlesetisch</li> <li>Rückführband</li> <li>Igelband</li> <li>Fingerband und Abstreifwalze</li> <li>Feinkrautband und Abstreifwalze</li> </ul>	Die hydraulischen Zylinder und ein Teil der Hydromotoren (Bunkerband, Verlesetisch, Rückführband) werden von der Traktorhydraulik mit Drucköl versorgt. Über die Zapfwelle werden zwei Konstantstrompumpen zur Versorgung der restlichen Hydromotoren angetrieben.

Tabelle 3.1: Hydrauliksysteme der Versuchsmaschinen

Aus der Kurzbeschreibung des Traktors und der Versuchsmaschinen wird deutlich, daß es sich teilweise um sehr komplexe Systeme handelt. Die Anforderungen der einzelnen Geräte an das Getriebe- und Hydrauliksystem des Traktors sind sehr unterschiedlich und zudem abhängig von den jeweiligen Einsatzbedingungen. Damit die für die Hydrauliköle relevanten Systemparameter ermittelt und analysiert werden können, ist eine umfassende Meßtechnik installiert worden. Die folgenden Listen enthalten die wichtigsten Meßstellen, die zur Beurteilung der Hydraulikölbelastung herangezogen werden.

Versuchstraktor John Deere		
Meßgröße	Anordnung (Meßstelle)	Meßbereich
Öltemperatur	Kühlerrücklauf	100 °C
	Kühlerzulauf	100 °C
	Evacuation-line (Getriebe)	100 °C
	Fahrkupplung	100 °C
	Kupplung Vorwärts-Rückwärts	100 °C
	Hinterradbremse: Temperatur im Ringspalt Bremse - Getriebe (rechte Seite)	100 °C
	Hinterradbremse: Temperatur im Ringspalt Bremse - Getriebe (linke Seite)	100 °C
	Getriebesumpf	100 °C
	Hochdruckpumpe (Druckleitung)	100 °C
	Zusatzsteuerventil: Druckleitung	100 °C
	Zusatzsteuerventil: Rücklauf	100 °C
Festkörper- temperatur	Hinterradbremse: Temperatur an der Reib- fläche der Anlaufscheibe (linke Seite)	300 °C
Lufttemperatur	Kabinendach des Traktors (außen)	100 °C

Zusätzlich: 4 wählbare Temperaturmeßstellen an den Anbaugeräten

**Tabelle 3.2a:** Meßstellen in den Versuchsmaschinen

Versuchstraktor John Deere		
Meßgröße	Anordnung (Meßstelle)	Meßbereich
Öldruck	Schmieröldruck (Getriebe)	2,5 bar
	Systemdruck (Getriebe-Schaltdruck)	12 bar
	Bremsdruck an der Zuleitung zum Achs- trichter (rechts)	50 bar
	Bremsdruck an der Zuleitung zum Achs- trichter (links)	50 bar
	Zapfwellenschmieröldruck (Ladepumpe)	1,5 bar
	Frontantriebskupplung (Getriebepumpe)	12 bar
	Hydraulikpumpe: LS-Druck	200 bar
	Hydraulikpumpe: Pumpendruck	200 bar
	Kraftheber (am Zylinder)	200 bar

Zusätzlich: 3 wählbare Druckmeßstellen an den Anbaugeräten

**Tabelle 3.2b:** Meßstellen in den Versuchsmaschinen

Versuchstraktor John Deere		
Meßgröße	Anordnung (Meßstelle)	Meßbereich
Motordrehzahl	Dieselmotor	2500 1/min
Öl-Durchfluß	Hochdruckpumpe	96 l/min
Rübenroder		
Meßgröße	Anordnung (Meßstelle)	Meßbereich
Öltemperatur	Elevator	100 °c
	Bunkerkratzboden	100 °C
	Siebband/Förderwalzen	100 °C
	großes Siebrad	100 °C
	Kühlerzulauf	100 °C
Öldruck	Tanktemperatur	100 °C
	M2 Ventilblock	250 bar
	M1 oder M3 Ventilblock	250 bar

**Tabelle 3.2c:** Meßstellen in den Versuchsmaschinen

Bei der Konzipierung der Meßdatenerfassung wurde darauf Wert gelegt, daß ein uneingeschränkter und damit realistischer Einsatz der Maschinen möglich ist. Dabei sind im einzelnen die nachstehenden Anforderungen und Randbedingungen berücksichtigt worden:

- Tauglichkeit für den mobilen Einsatz. Alle Komponenten der Meßdatenerfassung sind in und auf der Traktorkabine untergebracht.
- Hohe Abtastraten zur Erfassung schneller Vorgänge bei der Druckmessung (Druckspitzen). Auch für die Ermittlung der Temperaturen sind teilweise hohe Abtastraten vorteilhaft, da besonders in den Bremsen und Kupplungen relativ schnelle Temperaturänderungen beobachtet werden können.
- Realisierung langer Versuchszeiten, ohne auf einen Laufwerkspeicher zugreifen zu müssen, da z.B. bei Speichervorgängen während der Fahrt Datenverluste und Beschädigungen der Wechsel- oder Festplatten durch Erschütterungen entstehen können.
- Erstellung von Echtzeitkurven zur Analyse der zeitlichen Aufeinanderfolge und der Abhängigkeiten einzelner Meßgrößen von anderen Systemparametern.

### 3.2 Öltemperatur, Öldruck und Ölstrom in Abhängigkeit von den eingesetzten Maschinen

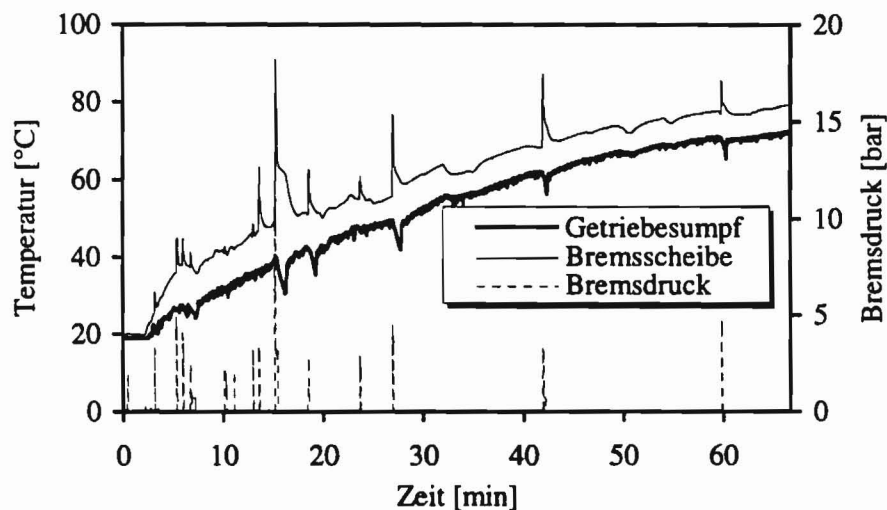
Die Belastung der Öle ist im wesentlichen abhängig von dem Maschinentyp und der Einsatzcharakteristik der Traktoren und Landmaschinen. Die Auswertung der Versuche wird nach der folgenden Vorgehensweise durchgeführt:

- ⇒ Auswertung der schriftlichen Protokolle zu den einzelnen Messungen hinsichtlich besonderer Versuchsbedingungen, durchgeführte Arbeiten, Boden- und Wetterverhältnisse usw.
- ⇒ Analyse der Echtzeitmeßschriebe.
- ⇒ Erstellung von Datenblättern für jeden durchgeführten Versuch (maschinenbezogen) mit allen Meßdaten.
- ⇒ Statistische Auswertung (Durchschnittswerte, maximale Werte, Klassierung).
- ⇒ Vergleich der Einsatzbedingungen verschiedener Maschinen.

Die Ergebnisse dieser Auswertung werden in den folgenden Abschnitten anhand ausgewählter Beispiele dargestellt.

#### 3.2.1 Traktoreinsatz bei Transportfahrten

Zunächst wurde eine Transportfahrt mit dem Traktor ohne angebaute oder angehängte Geräte durchgeführt. **Bild 3.2** zeigt die Erwärmungskurve des Hydrauliköls und die Erwärmung der Brems Scheibe mit während der Fahrt aufgetretenen Bremsdrücken.



**Bild 3.2:** Meßkurven bei der Fahrt mit einem unbelasteten Traktor

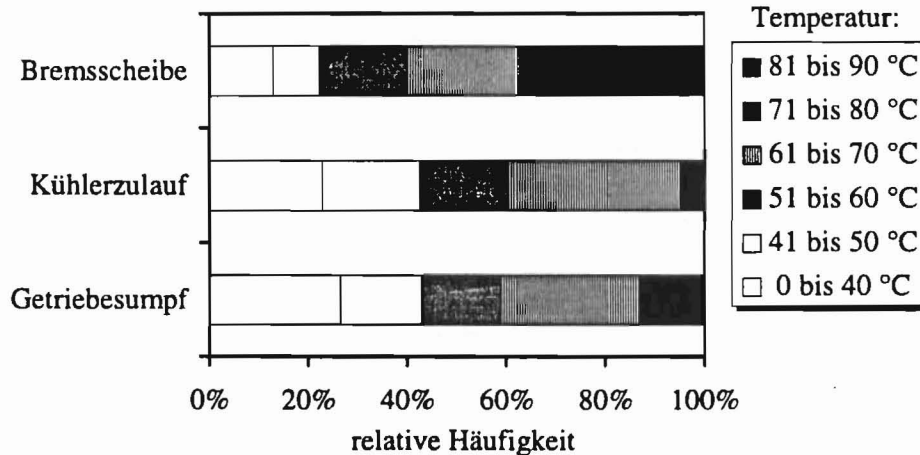
Der Kurvenverlauf bei dieser Transportfahrt stellt eine typische Erwärmungsphase dar. Getriebesumpftemperaturen deutlich über 70 °C wurden bei dieser Belastungsart auch bei längeren Fahrtzeiten nicht erreicht. Die Betätigung der Bremse erfolgte verkehrsbedingt. Die Wegstrecke enthielt keine Bereiche mit einem nennenswerten Gefälle. Alle weiteren wichtigen Meßdaten sind als Durchschnittswerte mit zugehörigen Maximal- und Minimalwerten in der **Tabelle 3.3** enthalten. Die niedrige hydraulische Leistung bzw. der

Pumpendruck und der Ölvolumenstrom zeigen, daß die Erwärmung des Öls vorwiegend aus den Verlusten im Getriebe und weiteren Wärmequellen (z.B. Motor) resultiert. Die Erwärmung des Systems steigt sehr stark mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit. Bei dem hier dargestellten Versuch wurde während des größten Teils der Strecke mit Geschwindigkeiten zwischen 30 und 40 km/h gefahren.

	Mittelwert	Min	Max
<b>Temperaturen [°C]</b>			
Kühlerrücklauf	47,73	20,90	64,70
Kühlerzulauf	52,03	21,50	71,50
Evacuation line	50,37	22,00	68,40
Fahrkupplung	53,31	21,70	77,30
Kupplung Vorw./Rückw.	53,51	22,50	71,20
Ringspalt rechts	55,09	19,30	77,00
Ringspalt links	54,42	19,80	76,20
Getriebesumpf	51,88	18,90	72,70
Bremsscheibe	60,44	19,50	91,10
Umgebung	15,81	14,30	17,60
<b>Öldrücke [bar]</b>			
Systemdruck Getriebe	11,27	2,20	12,10
Bremsdruck rechts	0,08	0,00	17,50
Bremsdruck links	0,07	0,00	17,20
Frontantriebskupplung	11,51	0,20	12,60
LS-Druck	11,94	2,70	92,60
Pumpendruck	43,94	29,90	123,40
Kraftheberdruck	0,95	0,00	4,00
<b>Ölvolumenstrom [l/min]</b>			
Volumenstrom Pumpe	1,39	0,00	9,30
<b>sonstige</b>			
Motordrehzahl [min <sup>-1</sup> ]	1931,20	812,00	2429,80
hydr. Leistung [kW]	0,11	0,00	1,30

**Tabelle 3.3:** Meßwerte bei einer Transportfahrt mit unbelastetem Traktor

Um die Belastung der Hydrauliköle zu charakterisieren ist neben den Echtzeitmeßschrieben, die die zeitliche Aufeinanderfolge der Ereignisse beinhalten, eine Klassierung der Systemgrößen hilfreich. Als Beispiel sind in **Bild 3.3** drei Temperaturen des beschriebenen Fahrversuchs dargestellt. Die Klassierung zeigt die Temperaturverteilung innerhalb des Hydraulik- und Getriebesystems. Eine entscheidene Meßstelle zur Beurteilung der Ölbelastung und zur Festlegung der Prüftemperaturen im Versuchsstand stellt die Getriebesumpftemperatur dar. Das Bild 3.3 und die Tabelle 3.3 veranschaulichen aber auch, daß lokal deutlich höhere Temperaturen auftreten. Die Klassierung der Meßergebnisse wird später für den Vergleich der Bedingungen bei verschiedenen Maschineneinsätzen herangezogen.



**Bild 3.3:** Beispiel für die Klassierung eines Fahrversuchs (Erwärmungsphase)

**Tabelle 3.4** gibt speziell die Klassierung des Bremsdrucks wieder - also die Häufigkeit der Bremsbetätigung. Bei dieser Transportfahrt (außerhalb und innerhalb von Ortschaften) mit dem unbelasteten Traktor ergeben sich für Bremsvorgänge mit Bremsdrücken über 1 bar ein Zeitanteil von ca. 2,3 %. Dieser Anteil berücksichtigt nicht die Dauer der einzelnen Bremsung und die Verzögerung bzw. die Bremsleistung. Enthalten sind z.B. Zeitanteile mit betätigter Bremse bei stehendem Fahrzeug (z.B. Wartezeiten an einer Kreuzung).

Bremsdruck [bar]	rel. Häufigkeit [%]
0 bis 1	97,68
1,1 bis 2	0,53
2,1 bis 3	0,83
3,1 bis 4	0,63
4,1 bis 5	0,25
5,1 bis 6	0,00
6,1 bis 7	0,03
7,1 bis 8	0,03
8,1 bis 9	0,00
> 9	0,05

**Tabelle 3.4:** Klassierung des Bremsdrucks

orientieren (Dauerbelastung bei Bergabfahrt). Das nachfolgende **Bild 3.4** zeigt den Temperaturverlauf bei einer extremen Bremsbelastung. Die Fahrgeschwindigkeit lag zwischen 20 und 25 km/h. Durch das Betätigen der Bremsen in Intervallen bei annähernd konstanter Geschwindigkeit (Bremsen bei Bergabfahrt) stellte sich der dargestellte Verlauf der Bremsscheibentemperatur ein. Der Bremsdruck lag bei diesem Versuch zwischen 0 und 15 bar. Nach ca. 3,5 Minuten der Versuchszeit wurde mit geringeren Bremsdrücken gebremst, die Betätigungszeiten der Bremse wurden ebenfalls kürzer. Folglich sanken auch die maximalen Temperaturen der Bremsscheibe.

Diese Klassierung soll einen Anhaltspunkt darüber geben, wie häufig bzw. wie selten die Bremsen zum Einsatz kommen. Dies ist speziell für die später durchzuführende Untersuchung der nassen Bremsen im Versuchsstand bedeutsam. Wird der Bremszeitanteil von 2,3 % auf eine Laufzeit einer Ölfüllung von 1000 Stunden bezogen, ergibt sich eine 23-stündige Bremszeit. Diese Zahlen werden auch für andere Einsatzfälle (z.B. Transportfahrten mit einem Ladewagen) ermittelt. In den Prüfstandversuchen werden dann vergleichbare Zeitanteile angesetzt, wobei die Öltemperaturen sich an den höchsten gemessenen Temperaturen

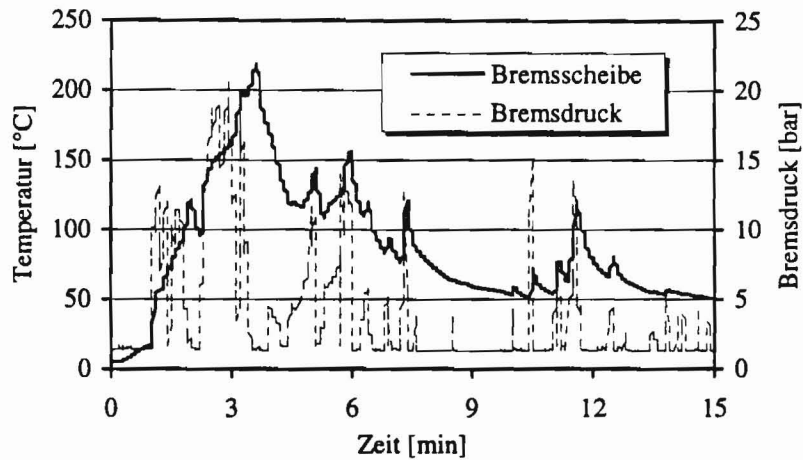


Bild 3.4: Bremsscheibentemperatur und Bremsdruck bei Dauerbelastung

### 3.2.2 Hydraulische Antriebe für Hub- und Stellbewegungen

Da die Einschaltdauer der einzelnen Antriebe - bezogen auf die gesamte Einsatzzeit der jeweiligen Maschine - einen großen Einfluß auf den Wärmehaushalt der Hydraulikanlage ausübt, werden die Antriebe in zwei Gruppen gegliedert:

⇒ hydraulische Antriebe für Hub- und Stellbewegungen

⇒ hydraulische Dauerverbraucher

In diesem Abschnitt werden die hydraulischen Antriebe für Hub- und Stellbewegungen am Traktor und den angebauten Landmaschinen analysiert. Zu den Einsatzfällen bzw. Maschinentypen, bei denen keine Dauerverbraucher vorhanden sind, gehören traktorseitig das Hubwerk, die untersuchten Maschinen zur Bodenbearbeitung (Grubber, Pflug usw.), die Geräte zur Halmgutbergung (z.B. Wender, Rundballenpresse) und der Frontlader. Die einzelnen hydraulischen Funktionen enthält die Tabelle 3.1 (Seite 8).

Nachfolgend werden einige Echtzeitmeßschriebe für diese Maschinen vorgestellt. Dargestellt werden die Meßwerte nach der Erwärmungsphase des Hydrauliksystems auf die jeweilige Betriebstemperatur. Weitere Meßwerte sind in den Tabellen 3.5a und 3.5b zusammengefaßt.

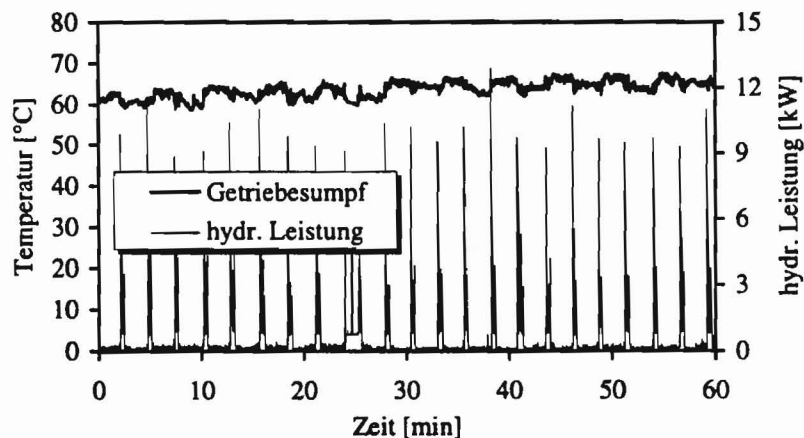
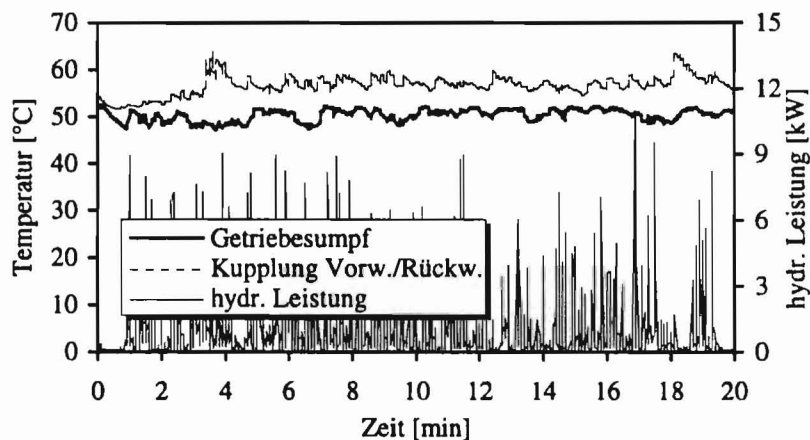


Bild 3.5: Öltemperatur und hydr. Leistungsbedarf beim Pflügen



Beim Pflügen mit dem 4-Schar Pflug wird hydraulische Leistung beim Ausheben mit dem Kraftheber und beim Wenden des Pfluges benötigt. Trotz hoher Zugeistung des Traktors steigen die Öltemperaturen im Getriebesumpf nicht über 65 °C (**Bild 3.5**). Die Häufigkeit der Wendevorgänge hängt bei konstanter Arbeitsgeschwindigkeit von der Feldlänge ab. Vergleichbare Lastspiele liegen auch bei den anderen Geräten, die durch den Kraftheber des Traktors ausgehoben und gesenkt werden, vor.



**Bild 3.6:** Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf bei der Rundballenbergung mit einem Frontlader

Eine ähnliche Belastung ergibt sich bei den Frontladerarbeiten. **Bild 3.6** stellt einen Zeitabschnitt dar, in dem auf dem Feld Rundballen auf einen Anhänger verladen wurden. Im Vergleich zum Pflügen ist die Anzahl der Lastspiele größer. Da es sich wie beim Pflügen um kurze Zeitanteile mit hohem hydraulischen Leistungsbedarf handelt und bei diesen Frontladerarbeiten eine geringe Motorauslastung (niedrigere Motortemperatur und Getriebeverluste als beim Pflügen) vorliegt, steigen die Getriebesumpftemperaturen kaum über 50 °C. Gerade bei den Frontladerarbeiten bietet sich, begründet durch häufige Fahrtrichtungswechsel, die Benutzung der Getriebebelastung für den Wechsel der Fahrtrichtung an. Trotz Umschaltvorgängen während der Fahrt (die Getriebekupplung bremst das Fahrzeug ab) liegt das Niveau der Öltemperatur in Kupplungsnähe nur ca. 10 °C über dem des Getriebesumpfes.

Die Rundballenpresse benötigt den Öldruck und Ölvolumentstrom zum Öffnen und Schließen der Preßkammer beim Binden und Auswerfen des fertigen Ballens (**Bild 3.7**). Die Häufigkeit dieses Vorganges geben der Anstieg des hydraulischen Leistungsbedarfs und der Temperaturanstieg am Rücklauf des Zusatzsteuerventils wieder. Die Getriebesumpftemperaturen lagen zwischen 60 und 70 °C.

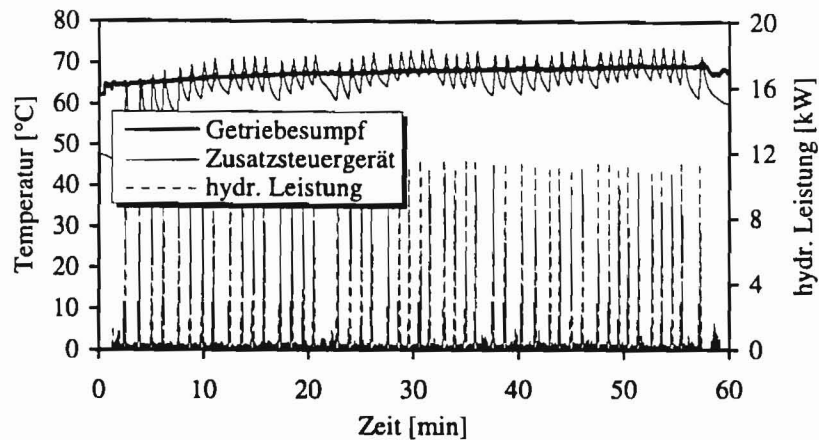


Bild 3.7: Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf beim Betrieb einer Rundballenpresse

	Grubber			Kreiselegge			Pflug			Scheibenegge		
	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max
<b>Öltemperatur [°C]</b>												
Kühlerrücklauf	58,0	52,5	60,2	58,1	50,8	62,6	61,0	56,5	63,7	49,2	34,0	53,4
Kühlerzulauf	63,1	59,5	65,6	63,2	57,4	68,2	66,5	62,5	69,3	53,6	46,5	57,8
Evacuation line	61,9	58,3	67,1	61,5	55,3	66,2	64,7	61,1	66,8	52,2	45,6	57,3
Fahrkupplung	63,4	59,2	75,3	62,6	56,5	66,6	66,4	62,0	69,4	54,3	45,5	63,7
Kupplung Vorw./Rückw.	64,1	57,3	90,7	61,5	56,1	67,3	66,1	60,7	69,0	53,7	46,9	58,1
Ringspalt rechts	61,3	58,0	63,3	60,7	57,6	64,8	66,0	63,4	68,0	51,5	44,0	56,0
Ringspalt links	62,5	59,3	64,4	62,0	58,3	66,6	67,0	64,3	69,1	52,7	45,3	57,1
Getriebesumpf	61,2	54,1	63,8	62,5	55,2	67,1	63,6	58,6	67,6	52,0	39,7	56,8
Zusatzsteuergerät I	51,8	39,6	60,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zusatzsteuergerät II	51,9	40,8	62,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Bremsscheibe	65,3	61,1	71,8	63,6	59,1	69,5	69,0	66,1	71,1	54,8	45,5	58,9
Umgebung	31,8	28,3	34,2	33,5	31,3	36,4	32,0	27,9	35,1	25,3	22,6	27,5
<b>Öldruck [bar]</b>												
Systemdruck Getriebe	11,4	0,6	12,1	11,3	5,5	12,0	11,6	2,4	12,3	11,0	2,4	12,2
Bremsdruck rechts	0,5	0,2	5,8	0,6	0,2	4,2	0,2	0,1	8,0	0,5	0,1	4,0
Bremsdruck links	0,3	0,0	5,6	0,4	0,0	4,0	0,3	0,0	8,0	0,2	0,0	3,5
Frontantriebskupplung	0,0	0,0	3,0	7,2	0,0	13,7	0,0	0,0	10,7	1,8	0,2	12,1
LS-Druck	30,3	1,6	200,0	24,5	1,4	176,8	42,7	1,8	200,0	34,8	0,0	200,0
Pumpendruck	61,8	28,1	200,0	57,3	18,7	200,0	70,8	29,6	200,0	67,1	29,8	200,0
Kraftheberdruck	24,7	0,0	51,7	18,7	0,0	93,6	59,7	0,0	200,0	23,9	0,0	200,0
<b>Ölvolumenstrom [l/min]</b>												
Volumenstrom Pumpe	3,8	0,0	76,3	2,7	0,0	60,1	3,0	0,0	43,3	2,2	1,1	56,1
<b>sonstige</b>												
hydr. Leistung [kW]	0,6	0,0	23,1	0,3	0,0	17,3	0,6	0,0	12,9	0,2	0,0	6,4

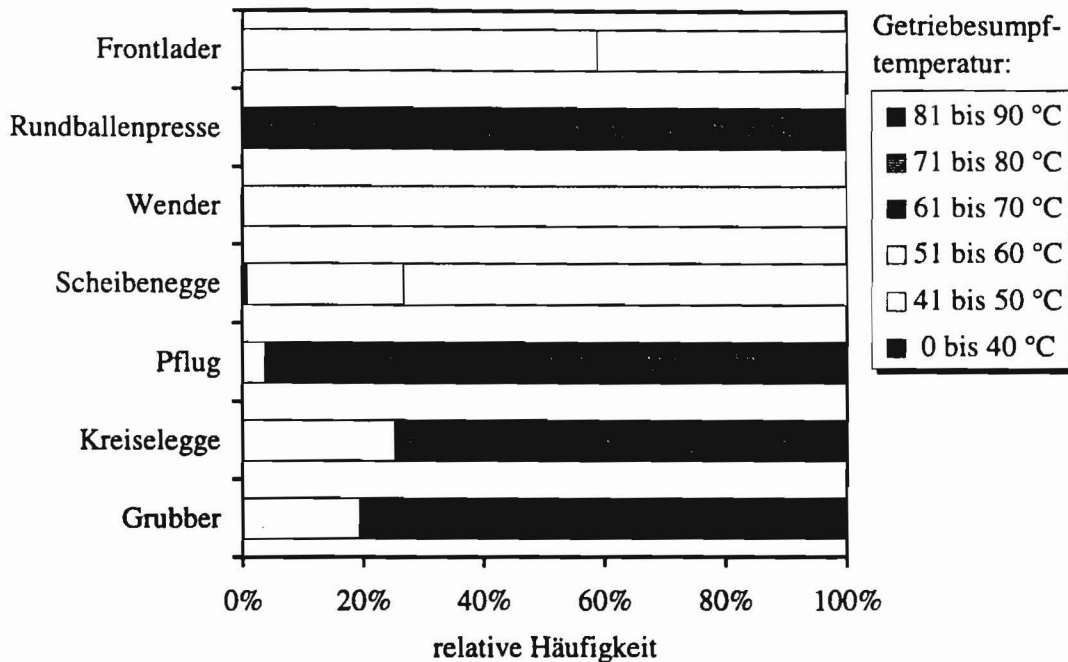
Tabelle 3.5a: Meßwerte bei Antrieben für Hub- und Stellbewegungen

	Wender			Runballenpresse			Frontlader		
	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max
Temperatur [°C]									
Kühlerrücklauf	53,2	0,0	54,0	63,4	57,5	65,5	46,9	42,8	50,4
Kühlerzulauf	57,8	0,0	58,7	68,7	65,4	70,9	51,6	48,6	54,6
Evacuation line	56,0	0,0	57,1	66,7	63,4	70,1	50,8	47,9	54,5
Fahrkupplung	58,8	0,0	61,2	68,5	63,2	71,2	53,0	48,5	62,1
Kupplung Vorw./Rückw.	56,6	0,0	59,0	66,7	60,4	72,5	53,7	48,2	63,9
Ringspalt rechts	56,3	0,0	56,5	66,7	64,5	68,5	51,2	48,5	54,7
Ringspalt links	57,3	0,0	57,7	68,3	65,3	70,3	51,8	49,2	57,8
Getriebesumpf	56,9	0,0	57,6	67,7	62,1	70,2	48,9	42,2	53,8
Zusatzsteuergerät I	-	-	-	65,2	45,6	74,0	-	-	-
Zusatzsteuergerät II	-	-	-	56,9	39,8	66,2	-	-	-
Bremsscheibe	58,9	0,0	59,2	70,5	67,1	75,3	54,5	50,4	78,0
Umgebung	32,1	0,0	32,6	36,7	32,7	39,2	23,7	22,1	25,7
Öldruck [bar]									
Systemdruck Getriebe	11,3	0,0	11,5	11,1	8,2	11,6	11,1	0,8	12,9
Bremsdruck rechts	0,1	0,0	0,3	0,2	0,0	6,1	0,7	0,1	23,6
Bremsdruck links	0,1	0,0	0,4	0,3	0,0	6,6	0,7	0,0	23,4
Frontantriebskupplung	7,3	0,0	11,6	3,6	0,0	8,3	9,2	0,2	12,5
LS-Druck	9,8	0,0	66,4	50,7	1,5	200,0	34,6	2,4	192,1
Pumpendruck	45,5	0,0	100,3	78,6	26,6	200,0	65,8	25,9	200,0
Kraftheberdruck	0,2	0,0	5,3	0,0	0,0	0,0	0,9	0,0	2,7
Ölvolumenstrom [l/min]									
Volumenstrom Pumpe	0,0	0,0	0,0	3,4	0,0	36,3	4,7	0,0	50,0
sonstige									
Motordrehzahl [1/min]	-	-	-	-	-	-	1250	650	2316
hydr. Leistung [kW]	0,0	0,0	0,0	0,7	0,0	11,8	0,7	0,1	10,9

**Tabelle 3.5b:** Meßwerte bei Antrieben für Hub- und Stellbewegungen

Die Tabellen 3.5a und 3.5b fassen die Meßwerte für die Maschinen mit hydraulischen Hub- und Stellbewegungen zusammen (die Daten beziehen sich auf den Zeitraum nach der Erwärmungsphase des Systems). Um einige wichtige Systemgrößen der bisher dargestellten Maschinen und Einsatzbedingungen gegenüberzustellen, wurden die Temperaturen und Drücke klassiert.

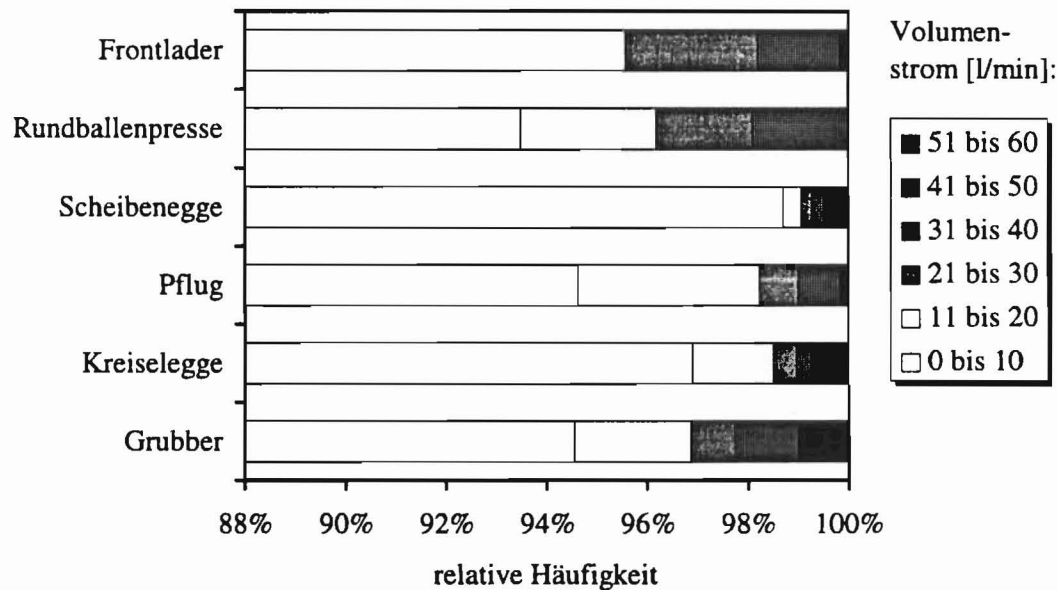
**Bild 3.8** stellt zunächst die Öltemperaturklassen im Getriebesumpf dar. Die Öltemperaturen liegen beim Pflügen und Pressen am höchsten, wobei im Getriebesumpf Temperaturen oberhalb von 70 °C nicht erreicht werden. Die Temperaturklasse 0 bis 40 °C tritt hier nicht auf, da nur die Meßdaten nach der Erwärmungsphase berücksichtigt wurden. Wie aus den Tabellen 3.5 zu entnehmen ist, lagen die Umgebungstemperaturen in vergleichbaren Bereichen. Schwankungen im Bereich von 10 bis 15 °C haben keinen nenneswerten Einfluß auf die erreichten Systemtemperaturen gezeigt.



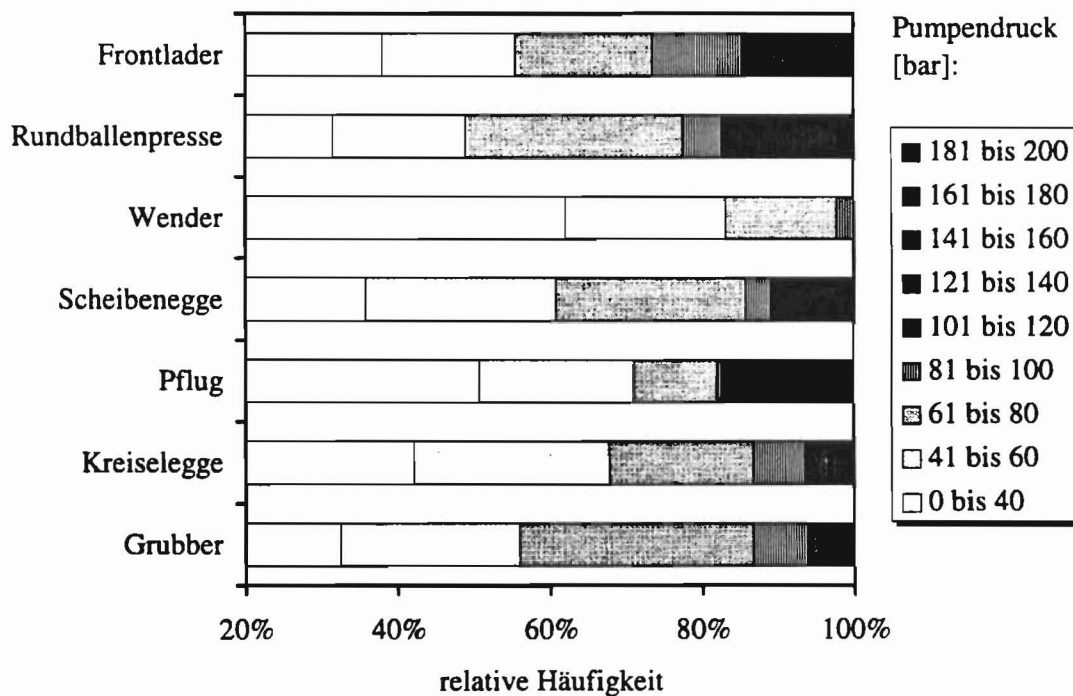
**Bild 3.8:** Klassierung der Getriebesumpftemperaturen bei hydr. Hub- und Stellbewegungen

Die Ölvolumentströme (**Bild 3.9**) und die Pumpendrucke (**Bild 3.10**) sind abhängig von den Arbeitsabläufen bei den einzelnen Maschinen und den Umgebungsbedingungen (z.B. Bodenart, Feldlängen usw.). Die Volumenströme liegen bei allen dargestellten Maschinen den größten Zeitanteil unter 10 l/min. Dies ist charakteristisch für den Betrieb von Maschinen, die ausschließlich über Hub- und Stellantriebe verfügen. Selbst bei den Frontladerarbeiten werden nur während 12% der Einsatzzeit Volumenströme im Bereich über 10 l/min gefördert. Wird ein Frontlader mit größeren Hydraulikzylindern eingesetzt, erhöht sich bei gleicher Verfahrensgeschwindigkeit der Volumenstrombedarf. Maßgebender ist jedoch der Arbeitsablauf und die Anzahl der Lastspiele pro Zeit. Der hier ausgewertete Einsatzfall „Bergen von Rundballen“ beinhaltet, z.B. beim Entladen eines Anhängers, hohe Lastspiel-Frequenzen (Ablauf pro Lastspiel: Aufnahme des Ballens vom Anhänger - ca. 10 m Fahrt zum Ballenstapel - Ablage des Ballens - Rückfahrt zum Anhänger).

Diese Abhängigkeiten gelten auch für die Klassierung des Pumpendruckes in Bild 3.10. Die höchsten Druckbeanspruchungen treten beim Pflug und bei der Rundballenpresse auf. Der hohe Druck bei der Rundballenpresse entsteht während des Bindevorganges, während dieses Zeitabschnitts wird allerdings nur ein sehr niedriger Ölvolumentstrom - und damit eine geringe hydraulische Leistung - benötigt.



**Bild 3.9:** Klassierung des Ölvolu-menstroms der Traktorhydraulik bei Hub- und Stellbewegungen



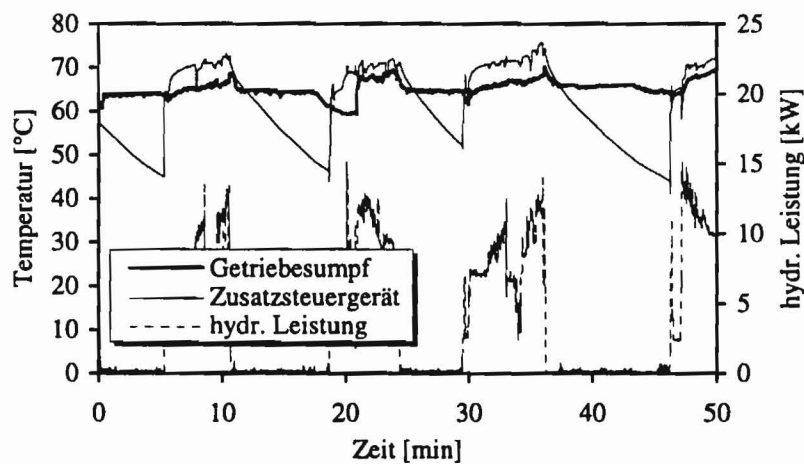
**Bild 3.10:** Klassierung des Pumpendrucks bei Hub- und Stellbewegungen

### 3.2.3 Hydraulische Dauerverbraucher

Als Vertreter für diesen Maschinentyp werden ein Ladewagen, ein Stallungstreuer, ein Kartoffelroder und ein Rübenroder untersucht. Alle Maschinen verfügen neben translatorischen Antrieben für die Hub- und Stellbewegungen über rotatorische Antriebe, die

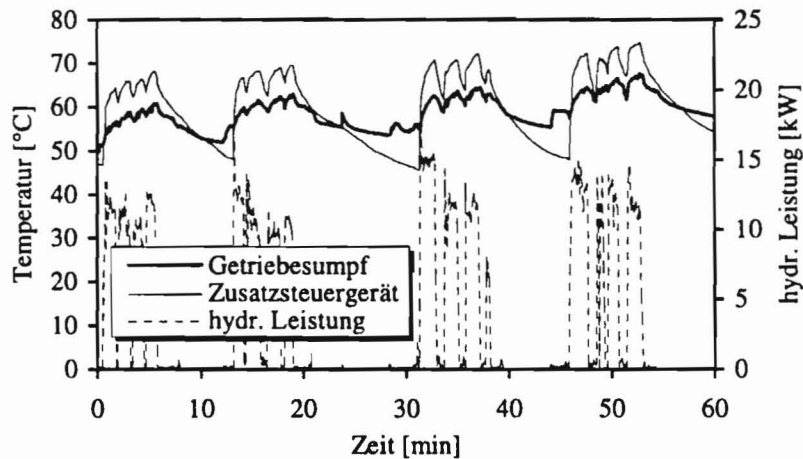
teilweise im Dauerbetrieb arbeiten. Der Rübenroder nimmt eine Sonderstellung ein, da seine hydraulischen Antriebe nicht über die Traktorhydraulik sondern mittels einer Eigenhydraulik mit Drucköl versorgt werden. Auch für diese Maschinen werden nachfolgend Beispiele für die ermittelten Echtzeitmeßschriebe vorgestellt. Die Ausschnitte zeigen das Systemverhalten nach der Erwärmungsphase der Hydraulikanlage auf die jeweilige Betriebstemperatur. Anhand der Meßschriebe lassen sich die Arbeitsabläufe und Lastspiele nachvollziehen. Weitere Meßwerte sind in den **Tabellen 3.6a und 3.6b** zusammengefaßt.

Die **Bilder 3.11 und 3.12** stellen die Einsatzbedingungen eines Ladewagens und eines Festmiststreuers gegenüber. Beide Maschinen haben einen hydraulischen Kratzbodenantrieb. Das Lastspiel des Ladewagens setzt sich zusammen aus der Fahrt zum Feld, dem Beladen des Wagens (hydraulische Leistung steigt mit zunehmenden Befüllungsgrad an), Fahrt zum Fahrsilo, Entladen mittels des Kratzbodens (hydraulische Leistung sinkt mit abnehmenden Befüllungsgrad) usw.



**Bild 3.11:** Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf der Traktorhydraulik beim Bergen von Grassilage mit dem Ladewagen

Im Gegensatz zum Ladewagen wird der Kratzboden des Stallungstreuers nur beim Entladen eingesetzt (**Bild 3.12**). Während des Beladevorganges durch einen zweiten Traktor lief der Motor des Versuchstraktors. Die Beladung erfolgte am Feldrand. Der hydraulische Leistungsbedarf liegt bei den gemessenen Einsatzbedingungen etwas höher als beim Ladewagen. Die Getriebesumpftemperatur kühlt sich während der Wartezeit beim Beladen des Stallungstreuers deutlich ab. Diese Abkühlung findet beim Ladewagen nicht statt. Das Temperaturniveau bleibt durch die Getriebeverluste während der Fahrten zwischen dem Feld und dem Fahrsilo (Fahrzeit ca. 8 Minuten) nahezu konstant. Die Meßkurven der Öltemperaturen im Zusatzsteuergerät stellen in beiden Diagrammen die Temperatur des Rücklauföls von der Maschine zum Traktor dar. Diese Temperatur steigt entsprechend mit dem hydraulischen Leistungsbedarf der Kratzbodenantriebe.



**Bild 3.12:** Öltemperaturen und hydr. Leistungsbedarf der Traktorhydraulik für den Antrieb eines Festmiststreuers

	Ladewagen als Silierwagen			Ladewagen als Häckselwagen			Festmiststreuer			Kartoffelroder		
	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max
<b>Temperatur [°C]</b>												
Kühlerrücklauf	58,1	51,4	61,5	49,9	46,3	54,3	54,4	48,6	61,8	68,3	55,1	75,2
Kühlerzulauf	65,6	62,9	69,2	55,0	52,3	60,1	61,4	54,3	69,1	77,1	64,9	84,1
Evacuation line	62,3	60,0	66,2	54,1	50,8	67,9	58,4	52,7	64,5	72,7	61,5	80,4
Fahrkupplung	64,1	59,9	77,0	56,6	52,6	73,0	59,8	52,7	68,9	74,2	62,3	84,3
Kupplung Vorw./Rückw.	64,9	60,9	77,2	59,0	54,3	100,0	58,4	53,1	67,5	74,5	59,2	100,0
Ringspalt rechts	64,4	63,1	67,6	54,6	52,5	57,4	56,9	52,1	60,7	71,5	65,8	76,8
Ringspalt links	65,7	64,7	69,1	55,4	53,3	58,3	58,8	53,6	62,9	73,9	66,3	79,7
Getriebeumpf	65,4	59,2	70,2	53,7	48,4	60,6	58,8	49,9	67,7	76,1	58,9	84,6
Zusatzsteuergerät I	60,6	39,5	74,2	38,6	27,3	64,9	60,4	45,6	74,8	81,6	55,0	89,5
Zusatzsteuergerät II	63,0	41,1	75,8	36,6	28,4	63,8	57,7	43,5	71,5	80,8	66,1	87,7
Bremsscheibe	68,1	65,6	83,4	57,7	54,7	66,5	60,2	54,2	65,0	75,4	67,8	81,3
Umgebung	20,1	18,2	21,5	22,0	20,2	24,8	30,1	27,2	33,1	25,8	22,3	29,0
<b>Öldrücke [bar]</b>												
Systemdruck Getriebe	10,9	3,1	11,7	10,0	0,0	11,8	10,7	6,2	11,4	10,5	0,0	11,7
Bremsdruck rechts	0,7	0,1	6,8	0,5	0,2	6,6	0,5	0,2	3,9	0,7	0,3	19,8
Bremsdruck links	0,2	0,0	6,1	0,1	0,0	6,2	0,7	0,4	4,1	0,4	0,0	19,4
Frontantriebskupplung	7,5	0,4	12,5	6,6	0,5	12,8	0,2	0,0	5,5	0,7	0,5	6,8
LS-Druck	36,5	0,4	186,6	21,1	0,1	183,9	36,5	3,1	196,0	71,8	17,1	193,9
Pumpendruck	67,0	27,7	198,1	49,8	0,0	200,0	65,6	33,3	200,0	98,2	28,6	200,0
<b>Ölvolumenstrom [l/min]</b>												
Volumenstrom Pumpe	27,0	0,0	64,5	6,2	0,0	81,0	20,8	1,1	73,1	59,0	0,0	82,6
<b>sonstige</b>												
Motordrehzahl [1/min]	1517,9	759,4	2291,8	1458,2	763	2385	0,0	0,0	0,0	1661,8	554	2440
hydr. Leistung [kW]	3,9	0,0	15,2	1,0	0,0	18,6	3,6	0,0	17,5	9,0	1,5	20,0

**Tabelle 3.6a:** Meßwerte bei Antrieben von Maschinen mit Hydromotoren

Die gemittelten Temperaturen liegen bei dem Kartoffelroder am höchsten. Dies gilt auch für den Pumpendruck und den Ölvolumenstrom und damit für die hydraulische Leistung. Eine Betrachtung der auftretenden Verlustleistung, die wesentlich für die Öltemperatur verantwortlich ist, erfolgt im Kapitel 3.2.4. Der hydraulische Leistungsbedarf des

Maschine	Traktor und Rübenroder		
	Mittelwert	Min	Max
Temperaturen [°C] (Traktor)			
Kühlerrücklauf	56,4	53,0	57,6
Kühlerzulauf	62,7	61,8	64,1
Evacuation line	60,8	59,7	64,3
Fahrkupplung	62,6	59,1	73,3
Kupplung Vorw./Rückw.	62,9	58,0	70,7
Ringspalt rechts	62,2	62,0	62,5
Ringspalt links	63,6	63,3	63,9
Getriebesumpf	62,5	60,8	63,7
Bremsscheibe	64,7	64,3	65,4
Umgebung	25,4	21,1	28,5
Temperaturen [°C] (Rübenroder)			
Elevator	62,6	53,7	65,8
Bunkerkratzboden	40,2	34,7	49,4
Siebband/Förderwalzen	62,4	53,0	66,1
Siebrad	63,7	55,4	67,1
Kühlerzulauf am Roder	62,2	54,2	65,4
Rodertank	61,4	56,2	63,9
Öldrücke [bar] (Traktor)			
Systemdruck Getriebe	11,5	2,6	11,8
Bremsdruck rechts	0,7	0,5	5,8
Bremsdruck links	0,2	0,0	5,3
Frontantriebskupplung	0,0	0,0	0,0
LS-Druck	13,6	1,0	65,0
Pumpendruck	46,3	29,8	98,6
Kraftheberdruck	0,0	0,0	0,0
Öldrücke [bar] (Rübenroder)			
Roderpumpe 2	52,7	0,9	157,3
Roderpumpe 1	84,5	0,9	182,3
Ölvolumenstrom [l/min] (Traktor)			
Volumenstrom Pumpe	1,6	0,0	9,7
sonstige (Traktor)			
Motordrehzahl [1/min]	1764	780	2017
hydr. Leistung [kW]	0,1	0,0	1,2

**Tabelle 3.6b:** Meßwerte bei Antrieben von Maschinen mit Hydromotoren

ist beim Kartoffelroder am höchsten. Öltemperaturen über 70 °C treten bei mehr als 80% der Betriebszeit auf. Die 80 °C-Grenze wird bei ca. 35% der Betriebszeit überschritten. Die Antriebsleistung für den 2-reihigen Rübenroder, die ausschließlich über die Gelenkwelle

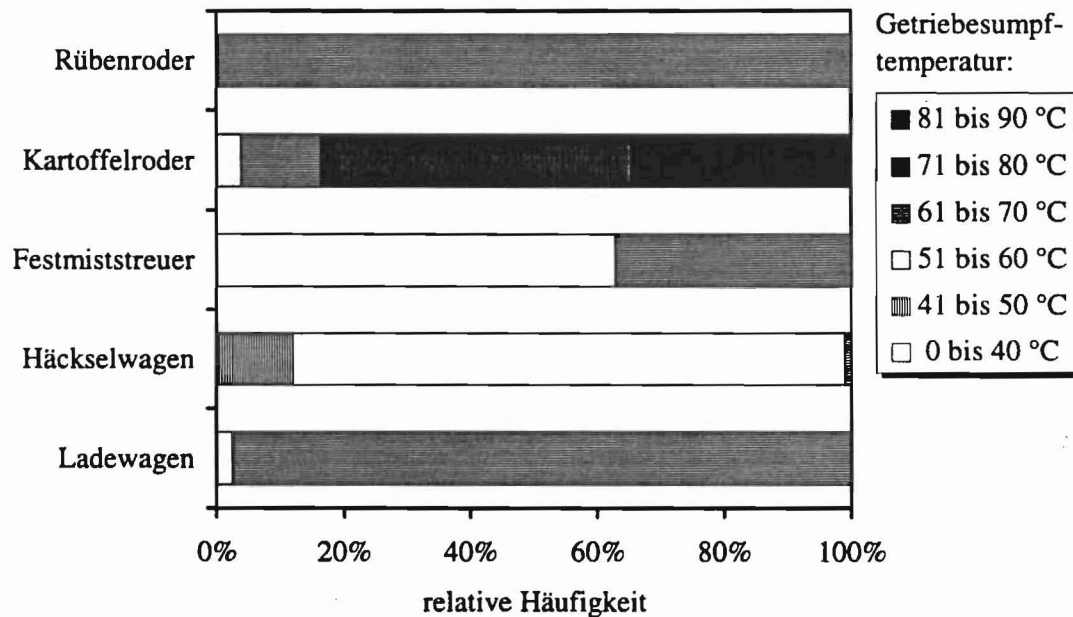
untersuchten Ladewagens bei der Verwendung als Silierwagen und des Festmiststreuers sind nahezu gleich. Wird der Ladewagen als Häckselwagen verwendet, reduziert sich die Bereitstellung der hydraulischen Leistung auf den Abladevorgang im Fahrsilo (Aussage gilt für die hier vorliegenden Bedingungen). Die Umgebungstemperatur lag bei den ausgewerteten Versuchen zwischen 20 und 30 °C. Auch alle weiteren Einsatzbedingungen lassen vergleichende Betrachtungen der Maschineneinsätze zu. Die Tabelle 3.6b beinhaltet neben den Meßwerten des Traktors zusätzliche Öltemperaturen und Pumpendrucke für das vom Traktor unabhängige Hydrauliksystem des Rübenroderr. Die Rübenroderhydraulik wird über eine Gelenkwelle vom Traktor angetrieben. Hydraulische Leistung des Traktors wird nur für die Traktorlenkung benötigt. Der Rübenroder verfügt über ein großes Ölvolumen (ca. 100 Liter) und über einen eigenen Ölkühler, so daß die Öltemperaturen auch am Antrieb des vergleichsweise stark belasteten Siebrades nicht über 70 °C steigen.

Einen direkten Vergleich ausgewählter Meßgrößen der Maschinen mit Hydromotoren ermöglicht die Klassierung der Daten in den folgenden Bildern. Aufgrund der Fülle von Meßdaten können hier nicht alle Parameter dargestellt werden. Für alle untersuchten Maschinen liegen Vergleichsmessungen vor.

Die Klassierung der Öltemperatur im Getriebesumpf (Bild 3.13) zeigt die Unterschiede der thermischen Belastungen bei den jeweiligen Maschinen. Die Ölbeanspruchung

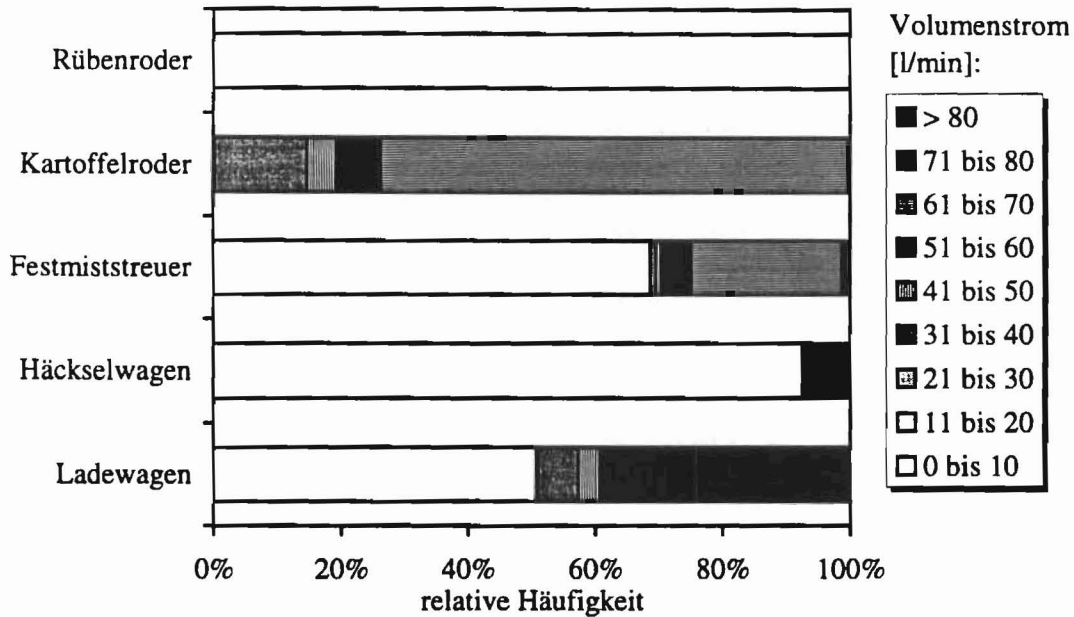


übertragen wird, führt zu Öltemperaturen, die zwischen 61 und 70 °C liegen. Die benötigte Antriebsleistung für Rübenroder ist höher als für den Kartoffelroder. Da aber das zwischen Traktor und Kartoffelroder umlaufende Öl nicht im Roder gekühlt wird und die hydraulische Leistungsübertragung einen schlechteren Wirkungsgrad als der mechanische Antrieb des Rübenrodgers hat, erwärmt sich das Traktorhydrauliksystem beim Kartoffelroder stärker als beim Rübenroder.



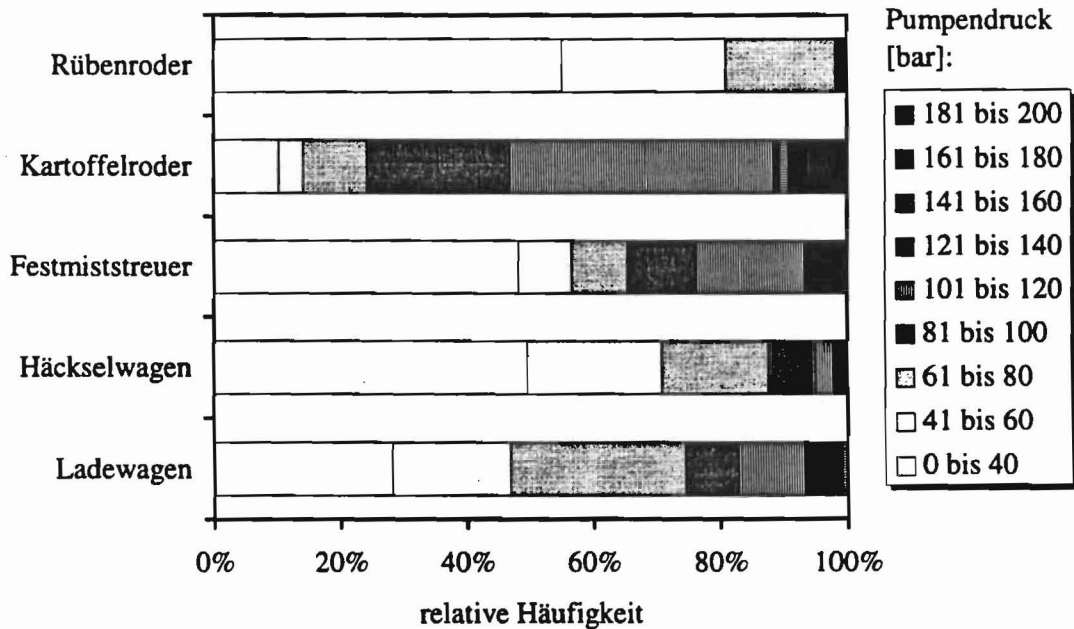
**Bild 3.13:** Klassierung der Öltemperatur im Getriebeumpf bei Maschinen mit Hydromotoren

Die hohen hydraulischen Anforderungen des Kartoffelrodgers an den Traktor werden durch den Volumenstrom (**Bild 3.14**) und den Pumpendruck (**Bild 3.15**) charakterisiert. Der Volumenstrom für den Kartoffelroder liegt für einen sehr großen Zeitanteil im Bereich zwischen 60 und 70 l/min. Auch beim Ladewagen und beim Festmiststreuer werden hohe Ölvolu-menströme benötigt - allerdings ist bei diesen Maschinen die Häufigkeit hoher Volumenströme, bedingt durch die geringeren Einschalt-dauern der Antriebe, deutlich niedriger.

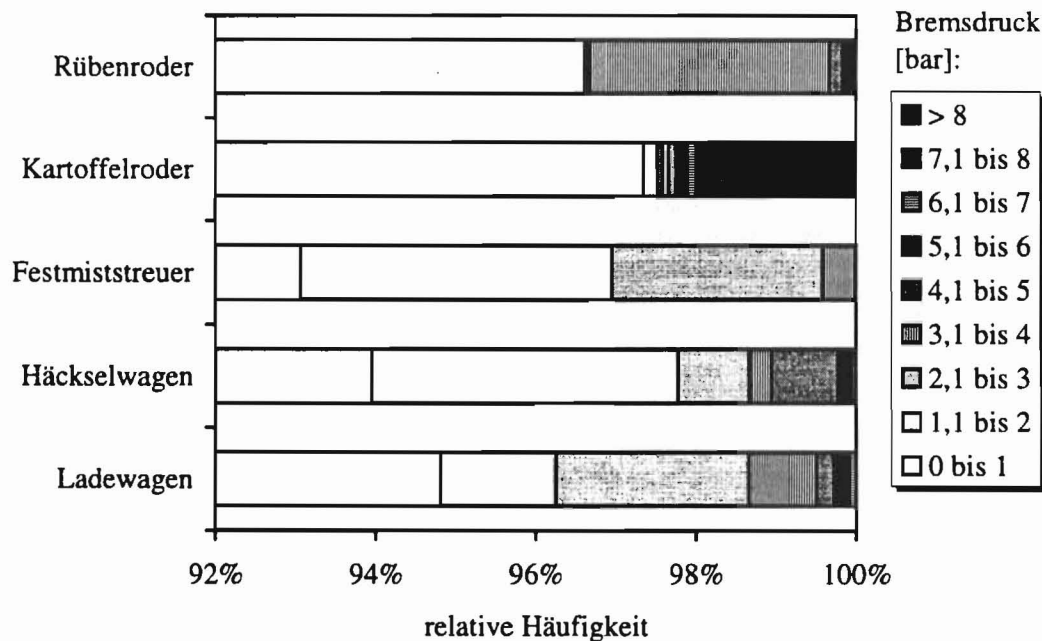


**Bild 3.14:** Klassierung des Volumenstroms der Traktorhydraulik bei Maschinen mit Hydromotoren

Für den Pumpendruck gilt ebenfalls, daß der Kartoffelroder über den längsten Zeitanteil die höchsten Drücke erzeugt. Wobei die mittleren Drücke bei allen Maschinen mit weniger als 100 bar relativ niedrig liegen.



**Bild 3.15:** Klassierung des Pumpendrucks der Traktorhydraulik bei Maschinen mit Hydromotoren



**Bild 3.16:** Klassierung der Bremsdrücke des Traktors

Für die Bremsdrücke und damit die Belastung der Öle in den nassen Bremsen (**Bild 3.16**) ergeben sich die gleichen Aussagen wie bei den bisher untersuchten Einsatzfällen. Die Häufigkeit der Bremsenbetätigung ist gering. Hinzu kommt, daß die Fahrgeschwindigkeit - abgesehen von Transportfahrten mit dem Ladewagen - niedrig sind. Folglich ist auch die thermische Belastung für das Öl gering. Die Bremsscheiben- und Öltemperaturen können den Tabellen 3.6a und 3.6b entnommen werden.

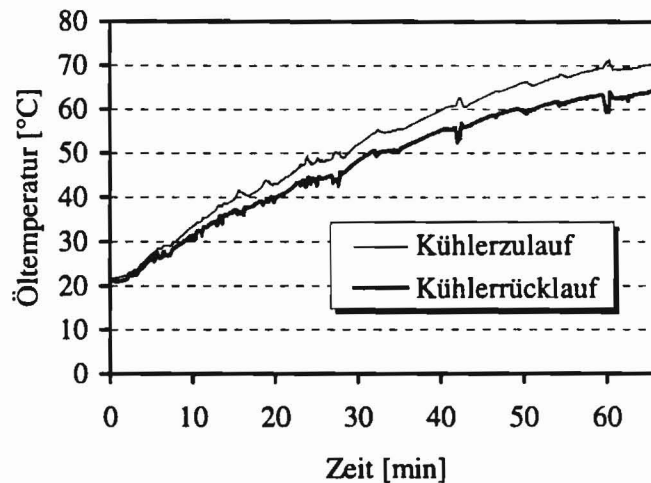
### 3.2.4 Einfluß des Hydrauliksystems auf die Hydraulikölbelastung

In diesem Kapitel werden die Hydrauliksysteme des Traktors und der Landmaschinen hinsichtlich des konstruktiven Aufbaus ihrer hydraulischen Systeme und den damit verbundenen Auswirkungen auf die Ölbelastung betrachtet. In diesem Zusammenhang kommt dem Einsatz von Ölkühlern eine wichtige Bedeutung zu. Weiterhin wird gezeigt, wie durch die konsequente Nutzung der Load Sensing-Hydraulik des Traktors für den Antrieb der Landmaschinen der Wirkungsgrad verbessert wird und sich damit einhergehend die thermische Belastung der Hydrauliköle reduziert.

#### Ölkühler:

**Bild 3.17** zeigt den Verlauf der Ölkühlerein- und Ölkühlerausgangstemperaturen des Versuchstraktors während der Erwärmungsphase von der Umgebungstemperatur bis zur Beharrungstemperatur. Der Anstieg der Temperaturdifferenz an Kühlereingang und -ausgang begründet sich durch die steigende Temperaturdifferenz zwischen Umgebungstemperatur und

Öltemperatur sowie durch die Funktion des Kühlerlüfters. Bei dem Lüfterantrieb des Traktorkühlers handelt es sich um eine temperaturgesteuerte hydraulische Lüfterkupplung (Visko-Lüfterantrieb), bei der sich die Drehzahl des Lüfters - und damit die Kühlerleistung - bei zunehmender Öltemperatur erhöht. Durch die öltemperaturabhängige Lüfterdrehzahl reduziert sich der Einfluß der Umgebungstemperatur auf den Temperaturhaushalt.



**Bild 3.17:** Öltemperaturen am Ölkühler des Versuchstraktors während der Erwärmungsphase

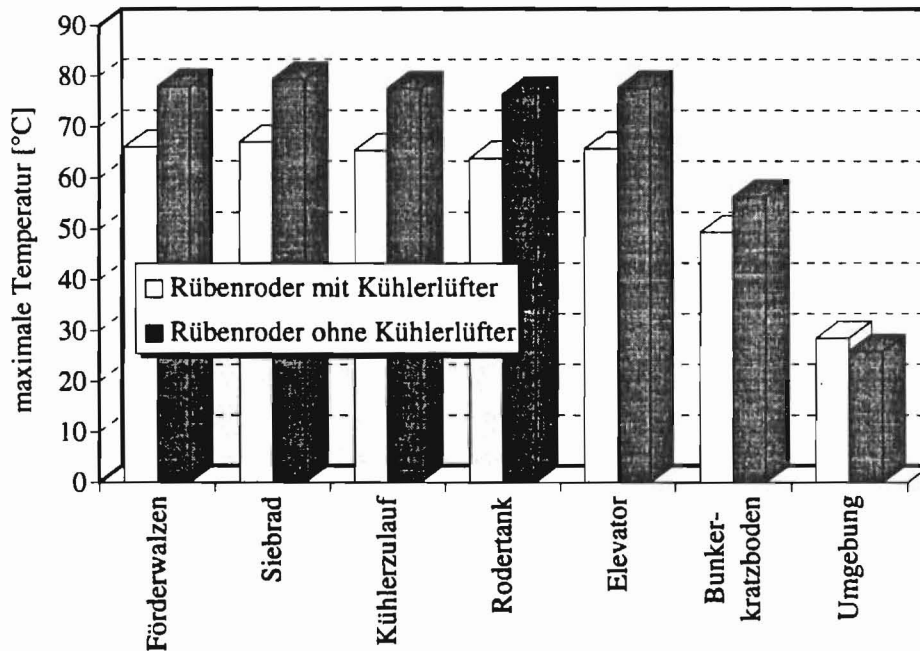
Ohne den Einsatz des Kühlers würden die Öltemperaturen wesentlich höher steigen. Der maximale Temperaturanstieg  $\Delta T_{\max}$ , ausgehend von der Umgebungstemperatur, berechnet sich aus der Verlustleistung der Hydraulikanlage  $P_v$ , der Wärmedurchgangszahl  $k$  und der Oberfläche  $A$  der Bauteile:

$$\Delta T_{\max} = \frac{P_v}{k \cdot A}$$

Der Kühler bewirkt eine Vergrößerung der Fläche  $A$  und der Kühlerlüfter eine Vergrößerung der Wärmedurchgangszahl - folglich eine Reduzierung der maximalen Temperaturen.

Zur Quantifizierung der Wirkung eines Kühlerlüfters stellt das **Bild 3.18** den Rübenroderbetrieb mit und ohne Kühlerlüfter dar. Der Rübenroder verfügt über einen eigenen Ölkühler. Der Kühlerlüfter (mit einer konstanten Drehzahl im Gegensatz zum Traktorkühler) wird über einen Thermostat ein- und ausgeschaltet. Ohne die Wirkung des Kühlerlüftes werden deutlich höhere Temperaturen an den einzelnen Meßstellen erreicht.

Weitere wichtige konstruktive Parameter mit Auswirkungen auf den Temperaturhaushalt sind die Ölmenge, die Abmaße und Materialien aller Bauteile und die stofflichen Kennwerte der Öle. Auf diese Größen wird in Kapitel 7 weiter eingegangen.



**Bild 3.18:** Vergleich der maximalen Öltemperaturen im Rübenroder mit und ohne Lüfterkühler

#### *Hydrauliksystem:*

Viel wirkungsvoller als die Abführung der durch Verlustleistung entstandenen Wärme ist die Reduzierung der Verluste. Das Potential zur Verbesserung der Wirkungsgrade und damit zur Verringerung der Ölbelastung läßt sich anhand der vergleichenden Betrachtung der zwei üblichen hydraulischen Systemschaltungen (Load Sensing- und Konstantstrom-System) veranschaulichen.

Der Hydraulikkreis des Versuchstraktors mit einem Maximaldruck von ca. 200 bar setzt sich im wesentlichen aus der Ladeölpumpe, der Haupthydraulikpumpe, verschiedenen Ventilen, der hydrostatischen Lenkung, dem Prioritätsventil, den Zusatzsteuerventilen für die Druckölversorgung angebaute Geräte und dem Kraftheber zusammen. Die Hydraulikpumpe fördert Drucköl bis zum Prioritätsventil von wo aus die Lenkeinheit und die Bremsen vorrangig versorgt werden. Der Steuerventilblock (Prioritätsventil, Zusatzsteuerventil, Kraftheberventil) und die hydrostatische Lenkung arbeiten im Load Sensing-Betrieb, d.h. die Hydraulikpumpe fördert idealisiert nur den Ölvolumenstromes und erzeugt nur den Systemdruck, der von den Verbrauchern benötigt wird. Dazu muß der Lastdruck des am höchsten belasteten Verbrauchers über eine Lastdruckmeldeleitung an den Förderstromregler der Pumpe übermittelt werden.

Bei Hydraulikanlagen, die mit einem Konstantstrom-System arbeiten, fördert die Pumpe immer einen maximalen Volumenstrom (bezogen auf eine konstante Antriebsdrehzahl). Der nicht benötigte Volumenstrom wird unter Verlusten in den Tank gefördert.

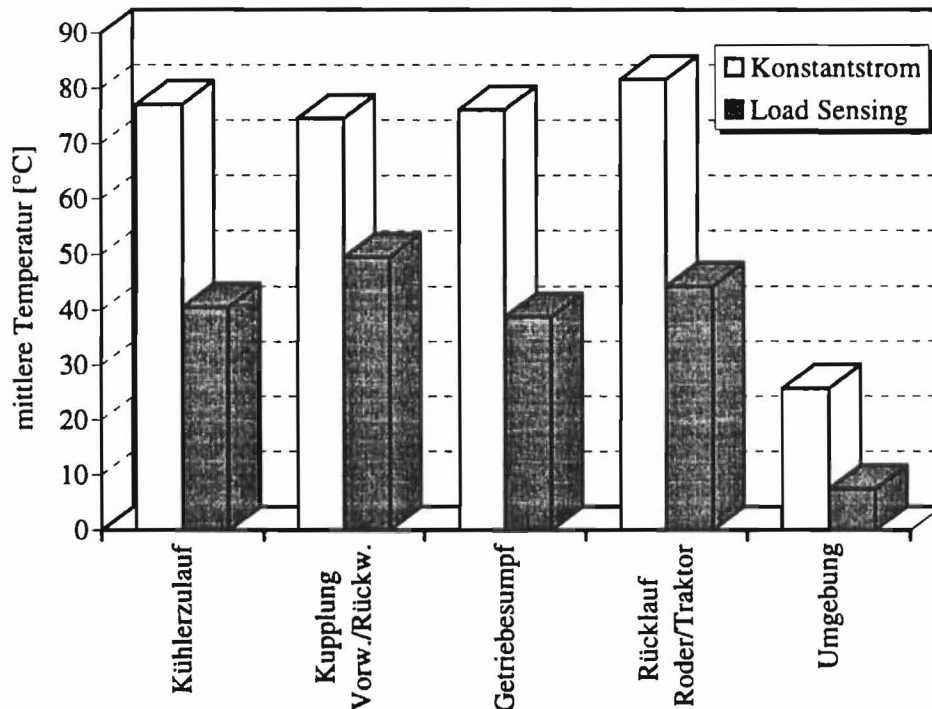
Die bisher vorgestellten Versuche zeigen deutlich, daß hohe Volumenströme bei den meisten Einsatzbedingungen nur kurzfristig benötigt werden. Oft benötigen die Verbraucher nur einen Teil des maximal möglichen Volumenstroms der Pumpe. D.h. bei vielen Einsatzfällen verursacht ein Konstantstrom-System hohe Verluste, da der nicht benötigte Volumenstrom unter

Verlusten in den Tank bzw. in das Getriebe zurückgeführt wird. Bei allen Verbräuchen (z.B. Lenkung, Kraftheber, Frontlader), die an das Load Sensing-System des Traktors angeschlossen sind, paßt der Förderstromregler der Pumpe den Ölvolumenstrom an die jeweiligen Betriebsbedingungen an. Dies funktioniert auch bei den angebauten Geräten, wenn die einzelnen Verbraucher des Gerätes durch die Zusatzsteuergeräte des Traktors betätigt und gesteuert werden. Verfügen die Geräte über einen eigenen Ventilblock, der zentral mittels eines Zusatzsteuerventils des Traktors mit Drucköl versorgt wird (z.B. Ladewagen, Kartoffelroder), ist kein 'echter' LS-Betrieb mehr möglich. Die LS-Hydraulik des Traktors wird annähernd zum Konstantstromsystem. Am Beispiel des Kartoffelrodgers läßt sich dies veranschaulichen.

**Bild 3.19** zeigt einen Vergleich zwischen dem Betrieb des Kartoffelrodgers mit einem Load Sensing- und einem Konstantstrom-System.

Die rotatorischen Antriebe des Kartoffelrodgers laufen nahezu ohne Unterbrechung. Beim Konstantstrom-System stellen sich im Getriebe mittlere Öltemperaturen von ca. 75 °C und Rücklauftemperaturen des Roders über 80 °C ein. Entsprechend hoch liegt auch das Niveau der Kupplungtemperaturen. Ein Grund für die hohen Öltemperaturen liegt in dem zu hohen Ölvolumenstrom. Laut Angaben des Herstellers benötigt der Kartoffelroder nur einen permanenten Ölvolumenstrom von 12 l/min aus der Traktorhydraulik (gefördert wird ein mittlerer Volumenstrom von 59 l/min). D.h. das von der Traktorhydraulik zu viel gelieferte Öl wird unter Verlusten in den Tank zurückgeführt. Bei dieser Systemeinstellung arbeitet die Load Sensing-Pumpe des Traktors nahezu als Konstantstromsystem: Das Zusatzsteuerventil am Traktor ist ganz geöffnet und der maximale Lastdruck der einzelnen Verbraucher des Kartoffelrodgers wird nicht an die Traktorhydraulik gemeldet, da keine Lastdruckmeldeleitung zwischen Traktor und Gerät vorhanden ist. Für den Schwenkwinkel der Hydraulikpumpe ist der Lastdruck am Zusatzsteuerventil maßgebend. Da der Load Sensing-Druck des Zusatzsteuerventils, der an den Förderstromregler der Traktorhydraulikpumpe gemeldet wird, durch die Druckerhöhung des zu viel gelieferten Ölvolumenstroms geprägt wird, kann der Förderstromregler das Pumpenfördervolumen nicht reduzieren. Das überschüssige Öle wird an einem Stromteiler im Ventilblock des Roders in die Rücklaufleitung geleitet.

Diese hohen Systemtemperaturen durch Verlustleistungen können durch verschiedene Maßnahmen reduziert werden. Es besteht bei verschiedenen Traktoren die Möglichkeit, den maximalen Öldurchfluß am Zusatzsteuerventil einzustellen, außerdem können zusätzliche Ölkühler die Temperaturen senken. Die effektive Nutzung der Load Sensing-Hydraulik führt ebenfalls zu einem verbesserten Wirkungsgrad und damit zu einer Reduzierung der Öltemperaturen.



**Bild 3.19:** Vergleichende Betrachtung der Hydrauliksysteme 'Load Sensing und Konstantstrom' am Beispiel des Kartoffelrodgers

Um zu verdeutlichen, welche Auswirkung der energieoptimierte Einsatz der Hydraulik hat (Bild 3.19), wurden die Hydraulikanlagen am Traktor und am Roder modifiziert. Zur Realisierung eines gerätebezogenen Load Sensing-Betriebes erhielt der Traktor einen direkten Pumpen- und Tankanschluß; die Versorgung des Roders mit Drucköl erfolgt also nicht mehr über das Zusatzsteuerventil. Der Kartoffelroder verfügt in seinem Ventilblock über entsprechende Wechselventile, die den höchsten Verbraucherdruck auf eine Lastdruckmeldeleitung geben. Diese Lastdruckmeldeleitung wurde über eine Erweiterung des Traktorventilblockes mit dem Förderstromregler der Traktorhydraulik verbunden.

	Kartoffelroder ohne LS-Anschluß			Kartoffelroder mit LS-Anschluß		
	Mittelwert	Min	Max	Mittelwert	Min	Max
LS-Druck [bar]	71,8	17,1	193,9	53,6	14,6	180,8
Pumpendruck [bar]	98,2	28,6	200,0	83,4	44,6	200,0
Volumenstrom Pumpe [l/min]	59,0	0,0	82,6	13,6	0,0	52,5
Traktormotordrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	1601	554	2440	1506	569	2432
hydr. Leistung [kW]	9,0	1,5	20,0	2,1	0,0	15,3

**Tabelle 3.7:** Vergleich der hydraulischen Meßgrößen bei einem Kartoffelroder mit und ohne LS-Anschluß

Das Resultat ist eine deutliche Verringerung des Ölvolumenstroms (auf näherungsweise die vom Hersteller angegebenen 12 l/min) und des Systemdrucks (Tabelle 3.7), da sich die Fördermenge der Traktorpumpe jetzt den Anforderungen der hydraulischen Verbraucher am

Roder anpaßt.

Der LS-Druck entspricht jetzt dem maximalen Verbraucherdruck der Roders und wurde um ca. 18 bar reduziert. Der Pumpendruck liegt systembedingt im Mittel um ca. 30 bar über dem LS-Druck. Die damit einhergehende verringerte Verlustleistung führt zu entsprechend reduzierten Systemtemperaturen.

Die Versuche mit dem auf Load Sensing-Betrieb umgestellten Kartoffelroder wurden auf einem anderen Feld und unter veränderten Randbedingungen durchgeführt. Die Umgebungstemperatur war im Vergleich zu den Versuchen mit dem Konstantstromsystem um ca. 14 °C niedriger. Die veränderte Umgebungstemperatur muß beim Vergleich der Versuche mit und ohne Lastdruckmeldeleitung berücksichtigt werden. Trotzdem führt die verringerte Verlustleistung zu einer deutlich reduzierten Öltemperatur. Außerdem ist der Einfluß der temperaturabhängigen Steuerung der Kühlleistung des Ölkühlers im Traktor zu berücksichtigen. Danach führt eine erhöhte Umgebungstemperatur nicht gleichermaßen zu steigenden Öltemperaturen. Es bleibt festzuhalten, daß in Abhängigkeit von den Einsatzbedingungen und dem Hydrauliksystem bei der selben Maschinenkombination sehr differenzierte Belastungsparameter für das Hydrauliköl ermittelt werden konnten. Ohne eine derartige Zusammenstellung grundlegender Daten und Informationen über die Hydrauliksysteme ist die Auswahl geeigneter biologisch schnell abbaubarer Druckflüssigkeiten nur schwer möglich.

### 3.3 Wassergehalt der Hydrauliköle

Eine wichtige „Belastungsgröße“ der Hydrauliköle ist der Wassergehalt im Öl. Gerade die geringe Hydrolysestabilität der Rapsöle wird häufig als Schwachpunkt dieser Öle angeführt. Aus diesem Grund wurden aus verschiedenen Landmaschinen Ölproben (Mineralöle und biologisch schnell abbaubare Öle) im Labor auf ihren Wassergehalt analysiert. Die Ölproben wurden den in **Tabelle 3.8** aufgeführten Maschinen bei Betriebstemperatur entnommen.

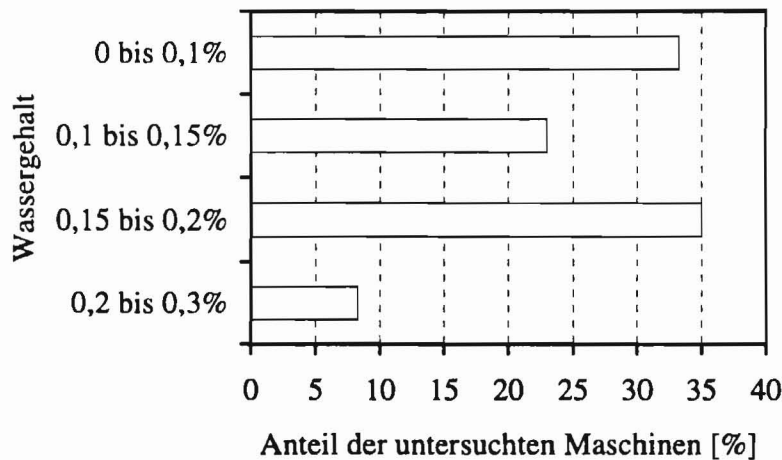
Maschine	Gesamtanzahl der Maschinen	Anzahl der Maschinen mit Mineralöl	Anzahl der Maschinen mit 'Bioöl'
Traktoren	40	34	6
Erntemaschinen und Anbaugeräte (z.B. Mähdrescher, Feldhäcksler, Rüben- und Kartoffelroder)	20	12	8

**Tabelle 3. 8:** Untersuchte Maschinen zur Bestimmung des Wassergehaltes in Hydraulikölen

In **Bild 3.20** sind die ermittelten Wassergehalte der Maschinen zusammengestellt. Nach dem VDMA-Einheitsblatt 24569 wird ein Wassergehalt für wasserunlösliche Fluide (HETG, HEES) von unter 0,1 % empfohlen. Dieser Wert wird nur von einem Drittel der untersuchten



Maschinen eingehalten. Allerdings liegen die maximal aufgetretenen Werte mit 0,3 % Wassergehalt relativ niedrig.

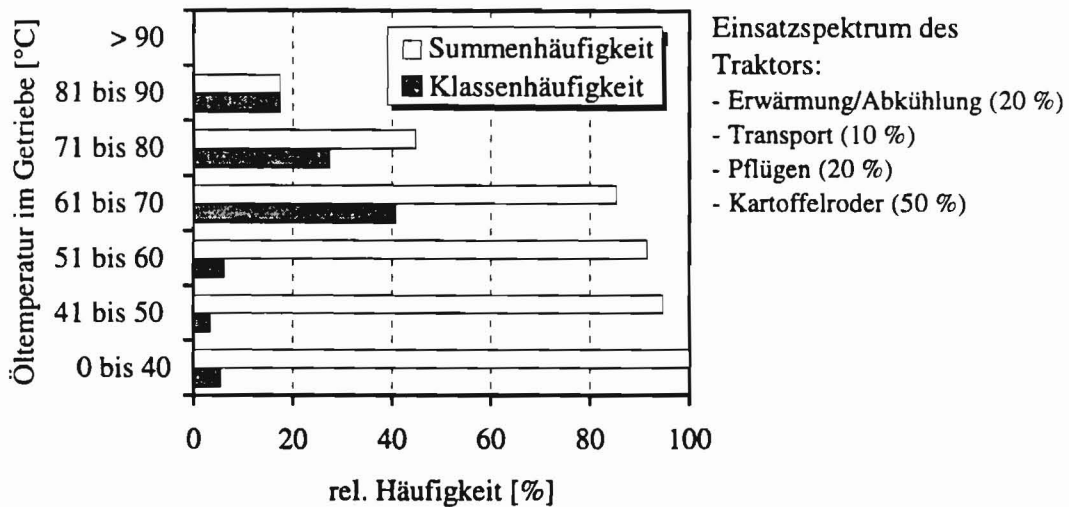


**Bild 3.20:** Wassergehalt der Hydrauliköle landwirtschaftlicher Maschinen

Ein signifikanter Zusammenhang zwischen Laufzeit der Öle, Alter der Maschinen und dem Wassergehalt im Öl konnte bei den 60 untersuchten Maschinen nicht gefunden werden. Es ergab sich auch kein erkennbarer Unterschied zwischen den Maschinen mit Mineralöl und denen mit biologisch schnell abbaubaren Ölen. Die Maschinen mit relativ geringen Betriebsstunden pro Jahr beinhalteten die Öle mit den höchsten Wassergehalten.

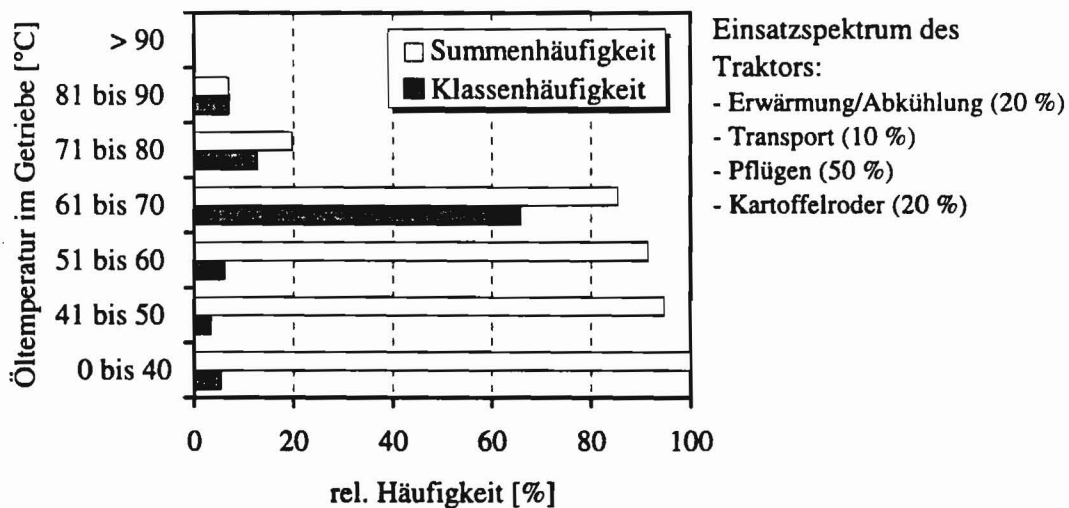
### 3.4 Einsatzspektrum der Landmaschinen

Die bisher dargestellten Versuchsergebnisse beziehen sich auf jeweils einen Maschineneinsatz. Da die Traktoren häufig als universale Antriebseinheit mit verschiedenen Maschinen eingesetzt werden, entstehen je nach Einsatzspektrum des Traktors sehr unterschiedliche Belastungen für die Hydrauliköle. Im Rahmen einer Erhebung der Landwirtschaftskammer Schleswig-Holstein zum Einsatz von biologisch schnell abbaubaren Hydraulikölen wurden auch die Einsatzbedingungen (z.B. Motorauslastung, Einsatzschwerpunkte der Maschinen usw.) erfragt. Die Erhebung wurde in enger Zusammenarbeit mit dem in diesem Bericht dargestellten Projekt durchgeführt. Mit den Ergebnissen der Erhebung und den Meßdaten der Feldversuche können z.B. die Temperatur-, Druck- und Volumenstrombelastungen der Öle für unterschiedliche Einsatzspektren errechnet werden. **Bild 3.21** zeigt die Temperaturverteilung im Getriebesumpf für einen Traktor, bei dem die Erwärmungs- und Abkühlphasen 20 % der Betriebsstunden ausmachen (es wurde ein durchschnittlicher Erwärmungs- und Abkühlverlauf berücksichtigt). Der Anteil der Transportarbeiten am Einsatzspektrum beträgt 10 %, 20 % der Betriebszeit wird der Traktor beim Pflügen (Bodenbearbeitung) und 50 % der Betriebszeit mit einem Kartoffelroder (Erntearbeit) eingesetzt (Standzeiten werden hier nicht berücksichtigt).



**Bild 3.21:** Zeitlicher Anteil (Häufigkeit) der Öltemperatur im Getriebesumpf bei einem hohen Anteil der Erntearbeiten mit einem Kartoffelroder am Einsatzspektrum

Wird das Einsatzspektrum so verändert, daß der Schwerpunkt bei der Bodenbearbeitung liegt, ändert sich auch die Temperaturverteilung (**Bild 3.22**). Der Anteil der Betriebszeiten mit Temperaturen über 70 °C reduziert sich erheblich.

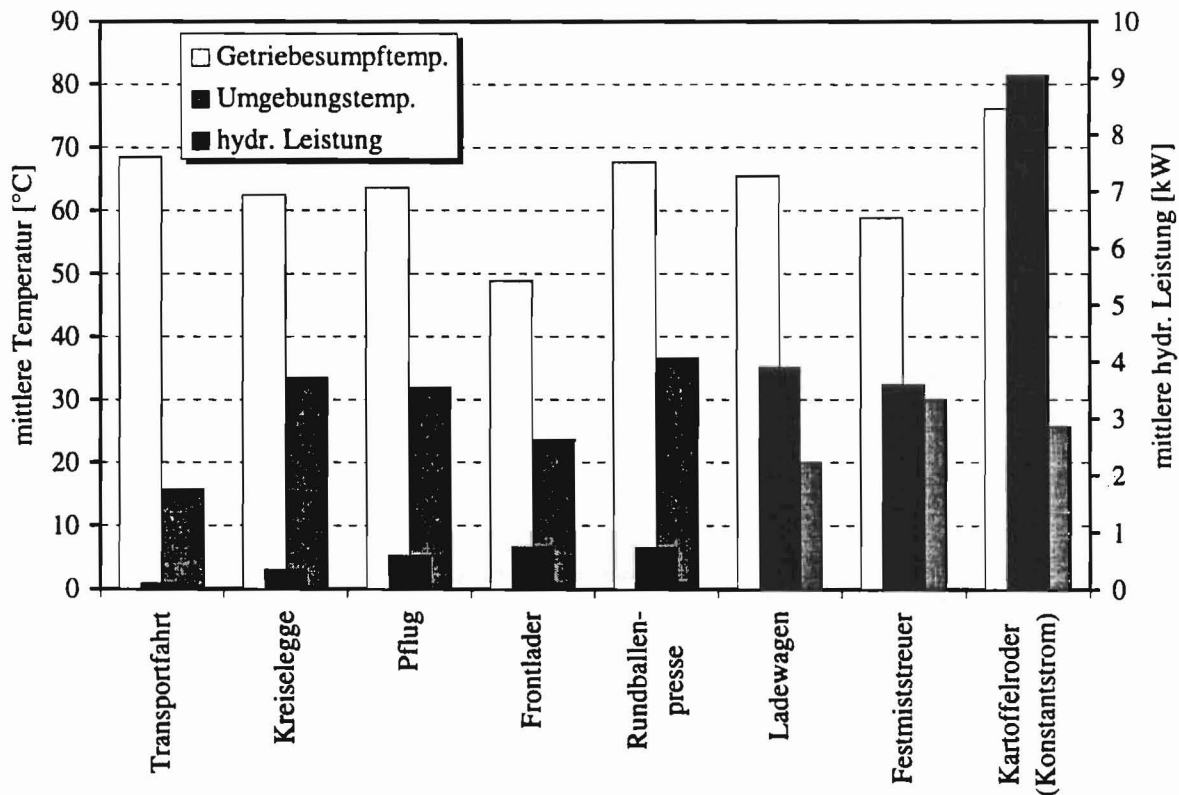


**Bild 3.22:** Zeitlicher Anteil (Häufigkeit) der Öltemperatur im Getriebesumpf bei einem hohen Anteil der Bodenbearbeitung am Einsatzspektrum

Die Betrachtung der Einsatzspektren der Landmaschinen zeigt einen deutlichen Einfluß auf die Belastung der Öle. Die hier beispielhaft dargestellte Verteilung der Getriebesumpftemperatur bei zwei Einsatzspektren wurde auch mit den Meßgrößen Volumenstrom und Öldruck durchgeführt. Dieses Vorgehen ist wichtig für die Verallgemeinerung der Feldversuchergebnisse und bedeutsam für die Darstellung der möglichen Ölbelastungen und die praxisnahe Prüfung der Hydrauliköle in dem stationären Versuchsstand.

### 3.5 Zusammenfassung und Bedeutung der Belastungsgrößen

Die Belastung der Hydrauliköle lässt sich in die Kategorien der Leistungsübertragung des Traktors (Zugkraft, Zapfwelle, hydraulische Linear- und Rotationsantriebe und deren Kombination) einteilen. In **Bild 3.23** werden für die mittleren Systembelastungen (Öltemperatur, hydraulische Leistung) bei den jeweiligen Einsatzkategorien zusammengefasst.



**Bild 3.23:** Vergleich ausgewählter Ergebnisse der Feldversuche

Die Mittelwertbildung erfolgte auch für diese Auswertung nach der Erwärmungsphase des Systems (in den meisten Fällen ca. eine Stunde nach Beginn der Arbeiten). Die 'Lastkollektive für die Hydrauliköle' werden für die Prüfung der Öle (Kapitel 4) aus der Häufigkeit der Erwärmungsphasen und den Anteilen der Betriebsstunden im Beharrungszustand zusammengesetzt. Auf diesem Weg können auch Betriebsbedingungen simuliert werden, die während der Feldversuche nicht aufgetreten sind. Bei den Transportfahrten liegt der hydraulische Leistungsbedarf am niedrigsten. Die Ölerwärmung resultiert aus den Getriebeverlusten bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und weiteren Wärmequellen (Verbrennungsmotor). Die Kreiselegge benötigt eine hohe Zapfwellenleistung - der hydraulische Anteil ist wie beim Pflügen gering. Der Zugkraftbedarf ist beim Pflügen am höchsten. Der Frontlader ist ein typisches Einsatzbeispiel, bei dem Hydraulikzylinder intermittierend betätigt werden - die Öltemperaturen bleiben bei diesen Einsatzfällen relativ niedrig. Der Frontlader wird durch die Load Sensing-Hydraulik (getrennte Lastdruckmeldung von Schwingen- und Werkzeugzylinder des Frontladers) betrieben, dadurch ist die Verlustleistung sehr gering. Die Leistungsübertragung erfolgt bei der Rundballenpresse, dem

Ladewagen, dem Festmiststreuer und dem Kartoffelroder überwiegend durch die Zapfwelle und die Traktorhydraulik. Die Rundballenpresse benötigt zwar die geringste hydraulische Leistung, fährt aber mit der höchsten Arbeitsgeschwindigkeit. Die Umgebungstemperatur lag bei diesen Versuchen ebenfalls relativ hoch. Die höchsten Getriebesumpftemperaturen stellten sich bei dem Kartoffelroder mit dem Konstantstrom-System ein. Die Verlustleistung liegt hier im Vergleich zu allen anderen Maschinen am höchsten. Die Anbindung der Gerätehydraulik an das Load Sensing-System des Traktors ermöglicht eine deutliche Reduzierung der Verlustleistung.

Die bisher dargestellten und beschriebenen Projektergebnisse geben einen Überblick über die Tendenzen der Hydraulikölbelastungen. Es können hieraus bereits wichtige Erkenntnisse über die Zusammenhänge der Systemparameter und deren Bedeutung für die Verwendbarkeit pflanzenölbasischer Hydrauliköle in Getriebe- und Hydrauliksystemen mit einem gemeinsamen Ölhaushalt abgeleitet werden. Die Belastungsmessungen ergeben eine Reihe von Maschinen und Einsatzbeispielen (z.B. Heuwender oder Bereiche der Bodenbearbeitung), bei denen geringe thermische Ansprüche an das Getriebe- und Hydrauliköl gestellt werden. Nimmt man als Entscheidungskriterium die gemessenen Öltemperaturen, kann hierbei der Einsatz von pflanzlichen Ölen bei Berücksichtigung der Umstellungsrichtlinien empfohlen werden. Dies gilt auch für die untersuchten Maschinen mit einer Bordhydraulik (Rübenroder), wenn ein ausreichend leistungsfähiger Ölkühler installiert ist.

Problematischer ist hingegen die Beurteilung der Belastungen in den Reibsystemen des Getriebes. Die Auswirkungen der zeitlich begrenzten und lokal vorliegenden hohen Temperaturen auf die gesamte Ölmenge müssen in den geplanten Prüfstandversuchen analysiert werden. Das ermittelte Datenmaterial bildet hierfür eine wichtige und gute Voraussetzung. Zur Bewertung der technischen Eignung pflanzlicher Öle im Getriebesystem müssen neben den thermischen Belastungen die tribologischen Eigenschaften und Vorgänge untersucht und bewertet werden. Auch dies ist sinnvoll mit entsprechenden Prüfständen durchzuführen.

In Abhängigkeit von der eingesetzten Maschine und den jeweiligen Einsatzbedingungen wurden Temperaturen im Bereich zwischen 70 °C und 90 °C für große Teile des Gesamtölvolumens (Rücklaufleitung, Getriebesumpf) gemessen. Folgt man den Angaben der VDMA-Einheitsblätter kann für diese Belastungen die Verwendung pflanzenölbasierter Fluide nicht empfohlen werden. Da dieses Temperaturniveau bei der Betrachtung des gesamten Einsatzspektrums eines Traktors auch nur zeitlich begrenzt vorliegt, müssen die Auswirkungen auf die stofflichen Eigenschaften der Öle in Laborversuchen betrachtet werden.

Die Ergebnisse zeigen, daß erfolgreiche Einsätze biologisch schnell abbaubarer Öle bei einzelnen Maschinen ohne Vergleich der Hydrauliksysteme und der Einsatzbedingungen nicht verallgemeinert werden können. Die ermittelten Daten geben zunächst Aufschluß über mögliche Ursachen für fehlgeschlagene Einsätze der HETG-Öle in den beschriebenen Systemen. Beachtet man weiterhin die Auswirkungen von Ölvermischungen durch den Umölvorgang oder den Verbundeinsatz unterschiedlicher Maschinen und die Folgen zu hoher Wasseranteile im Öl lassen sich weite Bereiche möglicher Problemfelder interpretieren. Die Messungen haben zwar teilweise kritische Einsatzbedingungen für pflanzliche Hydrauliköle ergeben, andererseits bewegen sich die Belastungen in Grenzen, die zu einem Nachweis der

technischen Einsatztauglichkeit pflanzlicher Öle in Landmaschinen durch weiterführende Prüfstandversuche ermutigen.

Die Messungen wurden mit unterschiedlichen Maschinen und variierten Einsatzbedingungen und Systemeinstellungen durchgeführt, dennoch konnte aufgrund der aufwendigen Meßtechnik nur ein Traktortyp eingesetzt werden. Die Prüfstanduntersuchungen erlauben weitere Variationen der Randbedingungen und sind daher auch aus diesem Grund für die Erstellung allgemeingültiger Aussagen und Anforderungsprofile essentiell.

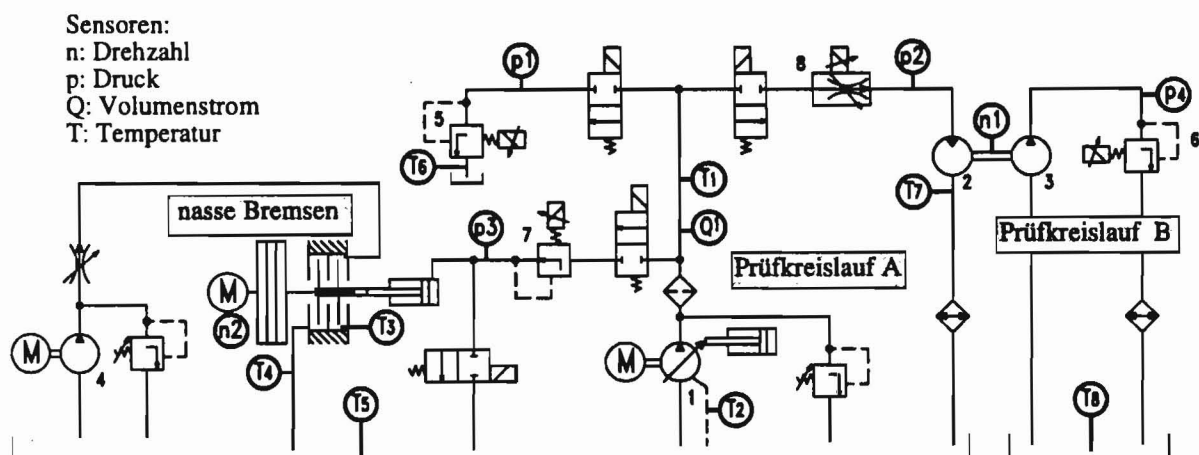
In dem Kapitel 7 werden die Aussagen der durchgeführten Feldversuche hinsichtlich ihrer Übertragung in die Praxis (Übertragbarkeit auf andere Anwendungsfälle, Hinweise für die Auslegung und Einstellung der Hydrauliksysteme) analysiert.

In welcher Form die bisher dargestellten Ergebnisse bei der Konstruktion des Prüfstandes, der Auswahl der Versuchsöle und der Festlegung der Prüfparameter berücksichtigt wurden, beschreibt das folgende Kapitel.

## 4 Prüfung der biologisch schnell abbaubaren Öle mit einem hydraulischen Versuchsstand

### 4.1 Beschreibung des Versuchsstandes und der Laboruntersuchungen

Die Grundlage für den Aufbau des Versuchsstandes und die durchgeführten Versuche bilden die Feldversuche in denen die Belastungsparameter für Hydraulikflüssigkeiten in Traktoren und Landmaschinen ermittelt wurden. Die in den mehrjährigen Feldversuchen gewonnenen Daten über Temperatur- und Druckbelastung der Hydrauliköle dienen zur Konstruktion des Versuchsstandes, zur Auswahl der Versuchsöle und zur Festlegung der Prüfparameter. Denn eines der wichtigsten Ziele ist die Untersuchung der Öle unter möglichst praxisgerechten Bedingungen, um einen Vergleich der zeitgerafften Laborversuche mit den Erfahrungen aus Feldeinsätzen zu ermöglichen. **Bild 4.1** zeigt den hydraulischen Schaltplan des Versuchsstandes. Das vereinfachte dargestellte Getriebe eines Serientraktors wird durch einen stufenlos verstellbaren Variatorantrieb angetrieben. Das Getriebe enthält zwei im Öl laufende Bremsen, die das zu untersuchende Öl als Reibsystem belasten. Den definierten Kühlölstrom für die Bremsen fördert die Pumpe (4). Die hydraulische Leistung der Verstellpumpe (1) wird auf einen Hydromotor (2), der wiederum durch einen zweiten Hydraulikkreislauf mit der Pumpe (3) und dem Druckbegrenzungsventil (6) belastet wird, übertragen. Die Regelung der Drehzahl des Hydromotors (2) erfolgt durch das Stromregelventil (8). Das Druckbegrenzungsventil (5) dient zur Erzeugung der im realen System auftretenden Verlustleistung. An diesem Ventil wird die hydraulische Leistung von Teilölströmen komplett in Wärme umgesetzt. Der Versuchsstand kann je nach Prüfprogramm mit den drei Belastungseinheiten (Bremsen, Druckbegrenzungsventil (5), Hydromotor (2)) gleichzeitig oder mit jeder Belastungseinheit einzeln betrieben werden. Der hydraulische Kreislauf mit der Pumpe (3) verfügt über einen separaten Öltank und wird als zusätzlicher Prüfkreis eingesetzt. Der Temperaturhaushalt des Versuchsstandes ist über zwei Ölkühler beeinflussbar. Die Verstellpumpe (1) fördert einen max. Ölstrom von ca. 100 l/min bei einem max. Druck von 350 bar. Das Öl in den beiden Tanks beträgt jeweils 50 Liter.



**Bild 4.1:** Schaltplan des Versuchsstandes

Die verschiedenen Systemdrücke für die Bremsen (Druckregelventil (7)) und die Hydraulikkreisläufe sowie die Ölstromströme und die Drehzahl des Getriebes werden über

einen Versuchsstandsrechner vorgegeben und überwacht, bzw. geregelt. Die im Versuchsstand eingesetzten Komponenten und die Festlegung der Prüfparameter nach den Messungen in Feldversuchen ermöglichen eine praxisgerechte Untersuchung der Öle mit definierten und reproduzierbaren Bedingungen.

Aus dem Versuchsstand werden Ölproben entnommen und im Labor untersucht. Weiterhin werden mit den Frischölen und den im Versuchsstand belasteten Ölen grundlegende Laboruntersuchungen durchgeführt. Die durchgeführten Öluntersuchungen sind nachstehend aufgeführt (**Bild 4.2**).

- Physikalische und chemische Kenngrößen nach DIN
- Thermische und oxidative Stabilität
- Elementanalysen
- Spektroskopische Methoden zur Ermittlung struktureller Daten
- Biologische Abbaubarkeit (CEC-Test) und Ausbreitungsverhalten der Öle in einer Bodensäule (Laserfluoreszenzspektroskopie)
- Partikelzählung am Versuchsstand

#### **Bild 4.2:** Durchgeführte Öluntersuchungen

Es folgt eine Kurzbeschreibung der wichtigsten Laboruntersuchungen und deren Aussagen:

##### ***A. Physikalische und chemische Kenngrößen nach DIN***

Zu diesen Kenngrößen gehören z.B. Viskosität, Neutralisationszahl, Wassergehalt usw.

##### ***B. Thermische Analysemethoden***

###### Differential Scanning Calorimetry:

Bei der DSC (Differential Scanning Calorimetry) werden Probe und Referenzsubstanz bzw. ein leerer Referenztiegel geheizt/gekühlt. Die Heizrate/Kühlrate der Referenz ist konstant, während die Wärmezufuhr zur Probe/Kühlung der Probe so erfolgt, daß keine Wärmestromdifferenz zwischen Probe und Referenz auftritt. Umwandlungserscheinungen wie Schmelzen, Sieden, Dehydratation, Kristallisation etc. zeigen endotherme oder exotherme Wärmetönungen. Die differentielle Änderung der Heizleistung/Kühlleistung, die erforderlich ist, um Temperaturkonstanz zu gewährleisten, wird als Peak aufgezeichnet. Das Thermogramm liefert den Wärmestrom durch die Probe als Funktion der Temperatur oder der Zeit. Die Peakfläche ist der Umwandlungswärme direkt proportional.

Gehen Umwandlungserscheinungen mit Zu- oder Abnahme gasförmiger Komponenten einher, so ist es möglich, durch Druck-DSC die Umwandlungen zu fördern oder zu unterbinden; aus der Ermittlung der Druckabhängigkeit einer Reaktion lassen sich daher weitere Aussagen gewinnen. Mit dem Verfahren kann die Oxidationsstabilität eines Öls ermittelt werden.

### Thermogravimetrie:

Bei der Thermogravimetrie (TG) bzw. bei der thermogravimetrischen Analyse (TGA) verfolgt man kontinuierlich die Masseänderung der zu untersuchenden Probe während einer Reaktion. Ein Wägefännchen, das die zu untersuchende Probe enthält, gibt man in einen elektrischen Ofen, der nach einem speziellen Temperaturprogramm beheizt wird und zeichnet die Masseänderung als Funktion der Temperatur auf. Um auch kleine Masseänderungen oder Überlagerungen verschiedener Abbaustufen in engen Temperaturbereichen auflösen zu können, bildet man die erste Ableitung der TG-Kurve - die DTG-Kurve (Differential-Thermogravimetrische-Kurve). Es ist möglich in oxidierender, reduzierender oder inerte Atmosphäre zu arbeiten und die dabei ablaufenden Prozesse zu beobachten.

### **C. Verteilungschromatographie**

#### Gaschromatographie:

Die Gaschromatographie ist ein leistungsfähiges Trennverfahren, bei dem ein Substanzgemisch zwischen einer stationären Phase und einem Inertgas verteilt wird, wobei der Stofftransport über die Gasphase erfolgt. In der Kapillar-Gas-Chromatographie (K-GC) nutzt man bis zu 100 m lange, aufgerollte Kapillaren, welche als stationäre Phase speziell entwickelte immobile Flüssigkeitsfilme tragen.

Nach ihrer Verdampfung trägt der Gasstrom die Probenkomponenten durch die Kolonne, wo sie entsprechend ihren Verteilungskoeffizienten zwischen Gas und Flüssigkeitsfilm verteilt, auf diese Weise nach Komponenten aufgetrennt das Ende der Kolonne erreichen und mit geeigneten Detektionssystemen (FID, Flammen-Ionisations-Detektor oder WLD, Wärmeleitfähigkeits-Detektor) registriert werden.

Die vom Detektor vermessenen intensiven physikalischen Eigenschaften der aufgetrennten Komponenten erscheinen im Gaschromatogramm als Funktion der Retentionszeit bzw. des Retentionsvolumens. Die Fläche der registrierten Peaks ist der Menge des getrennten Stoffes proportional, d.h. eine Quantifizierung ist nach Integration der jeweiligen Peaks möglich.

Die Zuordnung eines Peaks zu einer bestimmten Komponente erfolgt z.B. über Referenzsubstanzen.

#### Dünnschichtchromatographie:

Bei der Trennmethode der Dünnschichtchromatographie TLC (Thin-Layer-Chromatography) in Kombination mit der Detektionsmethode FID (Flammen-Ionisations-Detektor) nutzt man die gute chromatographische Trennleistung und die gaschromatographische Detektion durch einen FID. Als Adsorbens dienen in diesem Fall spezielle, stäbchenförmige Träger, auf die eine kleine Menge Probesubstanz aufgegeben wird. Zur Entwicklung des Chromatogrammes tauchen die geimpften Stäbchen in ein selektiv ausgewähltes Laufmittel ein, wobei das entgegen der Schwerkraft laufende Lösungsmittel die Probe nach Komponenten auftrennt. Nach der Trocknung werden die aufgetrennten Substanzen mit einem FID detektiert.



### Supercritical Fluid Chromatography:

Für hochmolekulare, nichtflüchtige Stoffe, die durch Gaschromatographie nicht getrennt werden können, bietet sich die Methode der Supercritical Fluid Chromatography (SFC) an. Bei der SFC setzt man als mobile Phase ein über den kritischen Parametern befindliches Gas ein, welches die Dichte einer Flüssigkeit und die Viskosität eines Gases besitzt. Ein häufig verwendetes Elutionsmittel ist Kohlendioxid. Die chromatographische Trennung erfolgt wie bei der GC mit einer druckfesten, beschichteten Kapillarsäule. Als Detektor fungiert ein FID.

### ***D. Spektroskopie/ Spektrometrie***

#### NMR - Spektroskopie:

Die Kernresonanzspektroskopie (NMR, nuklear magnetic resonance) beruht auf der Wechselwirkung eines magnetischen Atomkernmomentes mit einem (von außen) angelegten magnetischen Feld. Protonen ( $^1\text{H}$ -NMR) und das Kohlenstoff-Isotop  $^{13}\text{C}$  ( $^{13}\text{C}$ -NMR) besitzen ein von Null verschiedenes magnetisches Kernmoment. Das Kernmoment eines Protons kann im statischen magnetischen Feld zwei Richtungen einnehmen, welche zwei verschiedenen Wechselwirkungsenergien entsprechen. Übergänge zwischen diesen Niveaus (Resonanz) werden durch ein senkrecht zum statischen Magnetfeld angelegtes magnetisches Wechselfeld im Megahertzbereich erreicht. Aus der unterschiedlichen Elektronendichte-Verteilung in der Umgebung von Kernen in einem Molekül resultiert im Spektrum die Resonanzverschiebung. Aus Anzahl, relativer Lage und Integralkurve der Signale lassen sich dedizierte Aussagen hinsichtlich funktioneller Gruppen, Struktur oder Konfiguration der i.a. organischen Verbindungen gewinnen.

#### IR - Spektroskopie:

Ein Molekül kann monochromatische infrarote Strahlung (IR-Strahlung) aus dem elektromagnetischen Wechselfeld aufnehmen, wenn der damit verbundene Übergang des Moleküls auf ein höheres Schwingungsniveau mit einer Änderung des elektrischen Dipolmomentes einhergeht. Stark polare funktionelle Gruppen in einem Molekül geben daher besonders intensive Absorptionssignale. Ein dispersives Spektrometer detektiert direkt die Abhängigkeit der IR-Absorption von der Wellenzahl ( $400\text{ cm}^{-1}$  bis  $4000\text{ cm}^{-1}$ ), indem die Probe aus einer Breitband IR-Quelle mit monochromatischem Licht bestrahlt wird. Das Infrarotspektrum stellt ein Rotations-Schwingungs-Spektrum dar; es wird aufgrund einer Vielzahl von Wechselwirkungen der Moleküle untereinander als Bandenspektrum erhalten. Aus dem Infrarotspektrum lassen sich Informationen über die Konstitution von Verbindungen gewinnen, denn viele chemische Strukturelemente absorbieren Licht in mehreren Gebieten des IR-Spektrums. Tritt im Spektrum einer unbekannt Substanz eine Schlüsselfrequenz auf, kann man aus ihrer Lage in dem für sie typischen Bereich Aussagen über die nähere Umgebung der verursachenden Atomgruppierung machen. Vorteile bietet die FT-IR-Spektrometrie (Fourier-Transform-Spektrometrie) hinsichtlich der relativ hohen Aufnahmegeschwindigkeit, z.B. zur Detektion physikalischer oder chemischer Veränderungen während der Aufnahme.

### UV/VIS - Spektroskopie:

Die meisten organischen Verbindungen, die Doppelbindungen oder freie Elektronenpaare in Konjugation besitzen, absorbieren Licht auch aus dem ultravioletten (UV) bzw. dem sichtbaren (VIS, visible) Bereich des elektromagnetischen Wechselfeldes. Absorptionen im UV/VIS-Bereich beruhen in erster Linie auf der Anregung von Elektronenübergängen in energetisch höhere Zustände. Durch UV/VIS-Spektroskopie sind sehr empfindliche Konzentrationsbestimmungen von gelösten Komponenten möglich.

### Massenspektroskopie:

Die Massenspektroskopie (MS) ist ein analytisches Meßverfahren, mit dem man Aussagen über die Molmasse, die Elementarzusammensetzung und die Struktur organischer Verbindungen erhalten kann. Die zu untersuchende Substanz wird in einem Hochvakuum verdampft und anschließend ionisiert. Die ionisierten Moleküle und Molekülbruchstücke werden in einem elektrischen Feld beschleunigt, auf eine Kreisbahn abgelenkt und gemäß ihrem Verhältnis Masse zu Ladung quantitativ registriert. Die Auftragung der Teilchenhäufigkeit als Funktion der Massenzahlen ergibt das Massenspektrum. Massenspektrometer werden zudem häufig als Detektoren in der Gas- bzw. Flüssigkeitschromatographie verwendet (sog. GC-bzw. LC-Kopplungen).

### ***E. Biologische Abbaubarkeit und Ausbreitungsverhalten im Boden***

Der biologische Abbaugrad der Öle wird nach dem CEC L-33-A-94-Test bzw. der Vornorm DIN 51828-2 bestimmt.

Die laserinduzierte Fluoreszenzspektroskopie (LIF) ist ein empfindliches und selektives Verfahren für den in-situ Nachweis von Mineralölkontaminationen in Böden. Die schwach fluoreszierenden Rapsöle sind durch die Markierung mit geeigneten Fluoreszenztracern ebenso der LIF-Analyse zugänglich. Mit Hilfe der LIF-Meßtechnik wurde das Ausbreitungsverhalten der Hydrauliköle in einer Bodensäule untersucht.

### ***F. Partikelzählung***

Die Partikelzählung im Öl wurde online am Versuchsstand durchgeführt. Verwendet wurde ein mobiles Meßgerät der Fa. HYDAC. Das Meßgerät enthält einen optischen Sensor, der von einem kontinuierlichen Ölstrom durchflossen wird. Der Sensor besteht aus einer Infrarot-Halbleiter-Leuchtdiode und einer entgegengesetzt angeordneten Empfängerdiode. Die im Ölstrom enthaltenen Schmutzpartikel verursachen impulsartige Abdunklungen des Lichtstrahles, die als Meßsignale von einer Auswertelektronik nach Partikeldurchmessern gezählt und klassifiziert werden.

Die genaue Aussage der einzelnen Untersuchungsmethoden und der jeweilige Versuchsaufbau werden zusammen mit den Ergebnissen der Öluntersuchungen beschrieben.

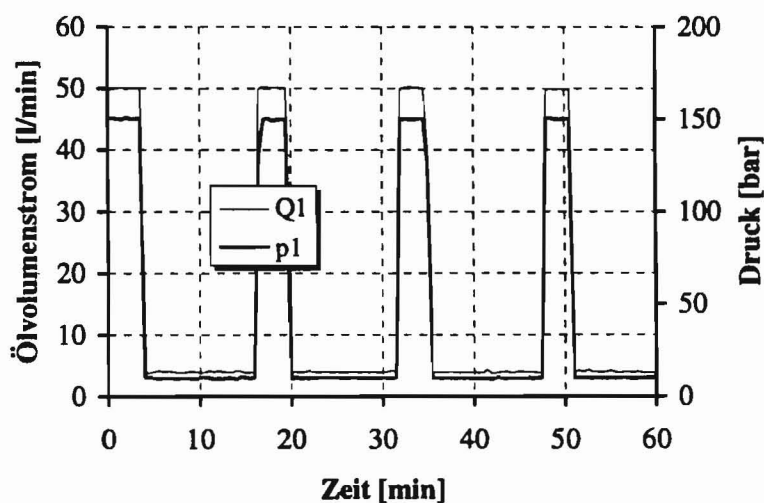
## 4.2 Übertragung der ermittelten Ölbelastungen auf den Versuchsstand

Die in dem vorangegangenen Kapitel 3 vorgestellten Meßergebnisse sollen in geeigneter Form auf die zu prüfenden Hydrauliköle übertragen werden. Die angelegten Belastungen mit Auswirkungen auf die Hydrauliköle unterscheiden sich in den folgenden Größen:

- ⇒ Ölstrom/Umwälzrate,
- ⇒ Systemdruck,
- ⇒ Tank- bzw. Getriebesumpftemperatur,
- ⇒ lokale Spitzentemperaturen (z.B. in Kupplungen, Bremsen oder einzelnen Verbrauchern),
- ⇒ Einschaltdauer der Aggregate,
- ⇒ zeitliche Aufeinanderfolge der Belastungen.

Bei den Untersuchungen im Versuchsstand werden Ölbelastungen durch Verschmutzungen wie Wasser, Staub und metallische Abriebpartikel nicht direkt beeinflusst. Die Prüfkreisläufe sind wasserfrei. Die in Kapitel 3.3 dargestellte Untersuchung des Wassergehalts im Hydrauliköl von Landmaschinen zeigt, daß der Wassergehalt in den meisten Fällen als gering einzustufen ist. Die Hydrolyseeigenschaften von Rapsölen wurden bereits in verschiedenen Arbeiten hinreichend untersucht.

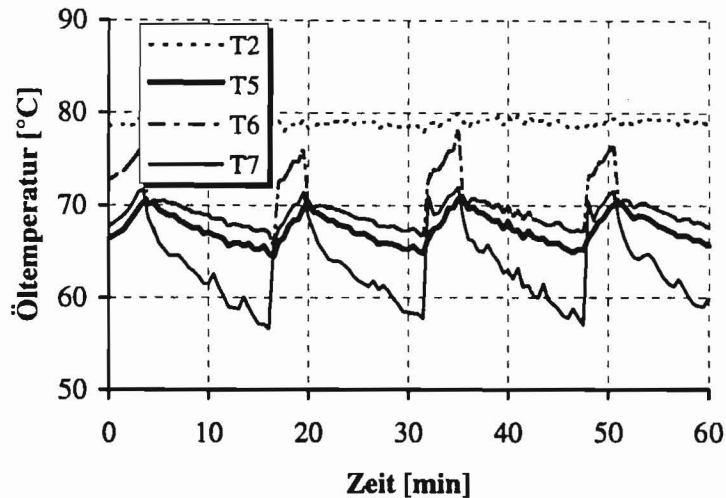
Die Einstellung des Versuchsstandes richtet sich nach den in den Feldversuchen ermittelten Belastungen. Im folgenden werden einige Beispiele für die bei den Versuchen gewählten Belastungen dargestellt. Das Öl wurde z.B. über einen Zeitraum von 1000 Betriebsstunden mit den in **Bild 4.3** dargestellten Versuchsstandeinstellungen belastet. Der Volumenstrom  $Q_1$  der Pumpe (1) wird auf maximal 50 l/min und der Pumpendruck auf maximal 150 bar eingestellt. Das vorgegebene Intervall entspricht den in den Feldversuchen gemessenen Belastungen (Kapitel 3) beim Einsatz eines Ladewagens oder eines Festmiststreuers, bei denen die hohe hydraulische Leistung für den Antrieb des Kratzbodens benötigt wird. Der Bereich niedriger Volumenströme und Drücke entspricht z.B. einer Transportfahrt.



**Bild 4.3:** Beispiel für die Einstellung der Prüfparameter (Intervallbelastung)

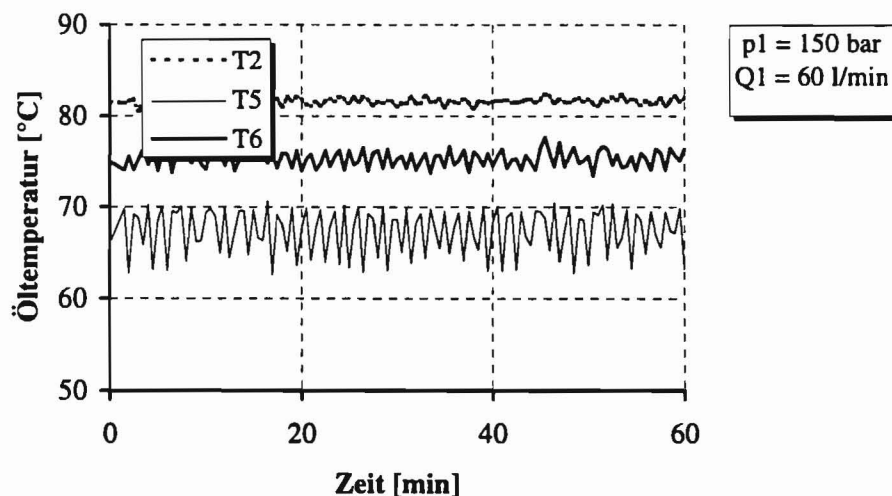
Durch diese vorgegebenen Belastungen stellen sich die in **Bild 4.4** dargestellten Temperaturen ein. Wobei die Tanktemperatur  $T_5$  zusätzlich durch einen Kühler geregelt wird. Sie bewegt sich

zwischen 65 und 70 °C. Die höchste Temperatur stellt sich im Lecköl der Pumpe (1) mit  $T_{2_{\max}} = 80$  °C ein.



**Bild 4.4:** Prüftemperaturen bei Intervallbelastung (T2: Lecköl-, T5: Tank-, T6: DBV5-, T7: Hydromotor-Temperatur)

Im Gegensatz zu der Intervallbelastung erfolgten weiterhin Dauerbelastungen des Öls mit einer um mehr als 60% erhöhten Umwälzrate (höherer Volumenstrom, 100% Einschaltdauer). **Bild 4.5** zeigt den gemessenen Temperaturverlauf im Prüfstand.



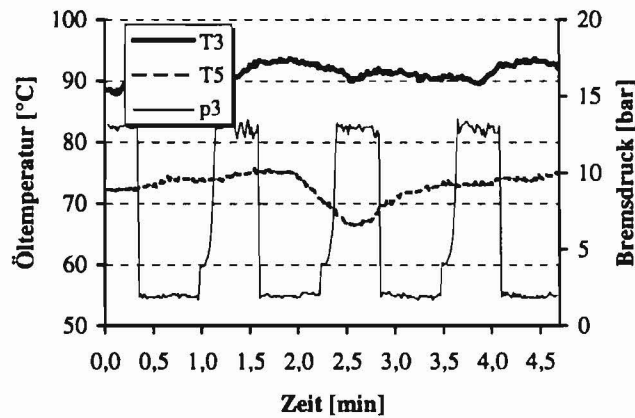
**Bild 4.5:** Temperaturverlauf bei vorgegebenem konstanten Druck und Volumenstrom (T2: Lecköl-, T5: Tank-, T6: DBV5-Temperatur)

Bei den weiteren Versuchen wurden im wesentlichen die maximalen Tanktemperaturen T5 (bis 90 °C) variiert. Die Schwankung der Tanköltemperatur ist beabsichtigt, da die kurzzeitigen Abkühlungen im Praxiseinsatz ebenfalls auftreten. Die Höhe der Temperaturschwankung kann am Prüfstand durch die Regelung der Ölkühler beeinflusst werden. Die gewählten Zeitanteile bei den einzelnen Temperaturen entsprechen Beispielen für Temperaturklassen, die in den Feldversuchen ermittelt worden sind.

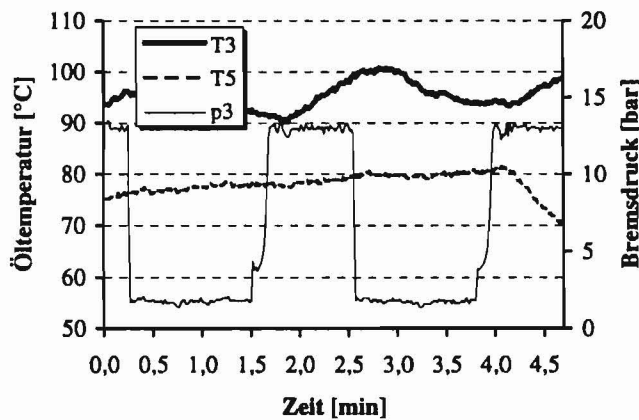
Mit dem gleichen Ziel der praxisnahen Belastung wurden auch die Bremsversuche durchgeführt

- Beispiele für die eingestellten Belastungen sind aus **Bild 4.6** zu entnehmen. Als maßgebende Größe wird bei den Bremsversuchen die Kühllöltemperatur T3 betrachtet. Die Parameter Bremszeit, Bremsdruck und Tanktemperatur dienen primär zur Einstellung der Kühllöltemperatur. Es wurden Bremsversuche mit Kühllöltemperaturen bis 110 °C durchgeführt.

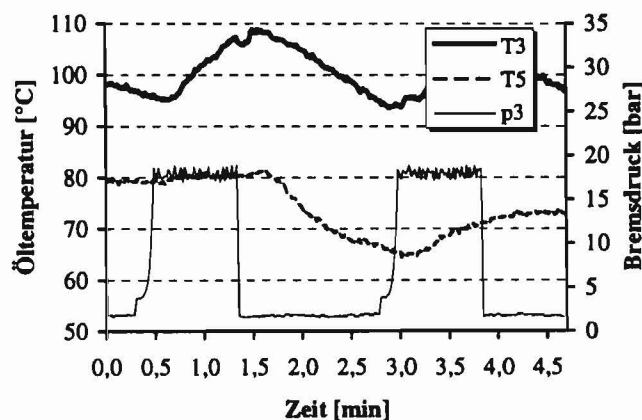
a.



b.



c.



**Bild 4.6:** Betriebsdaten des Versuchsstandes bei Bremsversuchen (T3: Kühllöltemperatur der Bremse, T5: Tanktemperatur, p3: Bremsdruck)

### 4.3 Auswahl der Testöle

Die wichtigsten Auswahlkriterien für Testöle sind:

- die Herstellung aus nachwachsenden Rohstoffen,
- die Viskosität
- die ermittelten Einsatztemperaturen in Traktoren und Landmaschinen

Die Testöle wurden aus den auf dem Markt erhältlichen Ölen ausgewählt. Es existieren verschiedene Listen mit Produkten und Herstellerfirmen von biologisch schnell abbaubaren Getriebe- und Hydraulikölen, die auf der Basis nachwachsender Rohstoffe hergestellt werden.

Ausgewählt wurden zwei HETG-Öle (pflanzliches Öl) und ein HEES-Öl (synthetisches Öl).

*Testöl 1:* Plantohyd 40N der Fa. Fuchs (HETG)

*Testöl 2:* BIO-HY-GARD der Fa. John Deere (HETG, Universal-Traktor-Transmission-Oils)

*Testöl 3:* ECONA E 46 der Fa. DEA (HEES, auf der Basis nachwachsender Rohstoffe hergestellter Ester)

*Vergleichsöl:* Mineralöl der Fa. John Deere, J20C (Universal-Traktor-Transmission-Oils)

Das Testöl 1 ist ein Hydrauliköl, daß nicht für den Einsatz in Getrieben und nassen Bremsen ausgelegt ist. Die Laboruntersuchungen mit diesem Öl dienen zur Darstellung der grundlegenden Leistungsunterschiede zwischen den Grundölen und Additiven verschiedener Öle. Das Testöl 2 gehört zu den wenigen „Universal-Traktor-Transmission-Oils“ (UTTO), die mit einem Rapsöl als Grundöl formuliert werden. Das ausgewählte Testöl 3 ist nach Herstellerangaben ein sehr leistungsfähiges Hydrauliköl (kein UTTO). Aufgrund der bekannten Öldaten ist es interessant, wie sich dieses Öl bei den hohen Temperaturen in den nassen Bremsen verhält. Außerdem sollen die Unterschiede zu Produkten mit Rapsöl als Grundöl verdeutlicht werden. Um die Ergebnisse der Untersuchungen zu bewerten, wird ein handelsübliches additiviertes Mineralöl als Vergleichsöl analysiert.

Auf dem Markt wird eine Vielzahl von Getriebe- und Hydraulikölen angeboten, die in diesem Umfang aus Zeit- und Kostengründen nicht alle getestet werden können. Die ausgewählten Testöle stellen durch ihre Verteilung auf verschiedene Gruppen (unterschiedliche Basisöle, Additivierung, Einsatzbereiche) einen Querschnitt der angebotenen Produkte dar.

### 4.4 Charakterisierung der Öleigenschaften in Labor- und Prüfstandsuntersuchungen

#### 4.4.1 Untersuchung der Frischöleigenschaften

Die **Tabelle 4.1** enthält die ermittelten physikalisch-chemischen Kenngrößen und die Elementaranalysen der Frischöle. Diese Untersuchungen bilden die Ausgangsbasis für Prüfstandsversuche. Es geht hierbei nicht um einen direkten 'Leistungsvergleich' der Öle; die Testöle sind bewußt aus unterschiedlichen Produktgruppen ausgewählt worden.

	Testöl 1	Testöl 2	Testöl 3	Mineralöl
Dichte bei 20 °C [g/cm <sup>3</sup> ] DIN 51 757	0,917	0,899	0,913	0,9
H <sub>2</sub> O-Gehalt [ %] nach Karl Fischer, DIN 51 777	nn	0,06	0,02	0,02
Viskosität bei 40°C [mm <sup>2</sup> /s], DIN 51 562	41,8	49,86	48,59	54,8
Viskosität bei 100°C [mm <sup>2</sup> /s] DIN 51 562	9,3	10,23	9,72	9,3
Oberflächenspannung [mN/m]	32,38	30,34	33,2	nicht gemessen
Neutralisationszahl NZ [mg KOH/g], DIN 51 558	0,84	1,03	0,28	1,7
Verseifungszahl VZ [mg KOH/g], DIN 51 559	130,94	108,13	120,18	4
Jodzahl [ - ]	41,48	44,72	84,5	11
C [Geh. %]	76,38	78,46	76,31	83,6
H [Geh. %]	11,95	12,58	11,7	13,8
N [Geh. %]	0,05	0,06	0,06	0,1
S [Geh. %]	0,43	0,43	0,48	0,6
O [Geh. %]	11,19	8,47	11,45	1,9
Ca [mg/kg]	nn	739,36	nn	3353
Ba [mg/kg]	nn	5,89	nn	nn
Zn [mg/kg]	nn	1640,09	nn	1464
Mg [mg/kg]	nn	6,88	nn	4
Fe [mg/kg]	nn	nn	nn	1
Cr [mg/kg]	nn	nn	nn	0,5
Ni [mg/kg]	nn	nn	nn	nn
Mo [mg/kg]	nn	nn	nn	nn
Cu [mg/kg]	nn	nn	nn	nn
Pb [mg/kg]	nn	nn	nn	nn
Al [mg/kg]	nn	nn	nn	nn
Sn [mg/kg]	nn	nn	nn	nn

**Tabelle 4.1:** Ermittelte Daten der Frischöle

Das Testöl 2 ist nennenswert mit aschehaltigen Additiven legiert. Die Erdalkalimetalle (Ca, Ba, Mg) sind dabei typisch für Detergent/Dispersant(DD)-Zusätze. Zink ist in Alkyl/Aryldithiophosphorsäureestern gebunden. Diese Verbindungen werden Ölen als multifunktionell wirkende Additive (Antioxidans, Antiverschleiß(aw)-, Hochdruck(ep)- und

Antikorrosionsadditiv) zugesetzt. In den Frischölen der Testöle 1 und 3 sind die aus aschehaltigen Additiven stammenden Elemente nicht nachzuweisen. Entweder sind diese Öle sehr niedrig mit aschehaltigen Zusätzen legiert (Nachweisgrenze der Meßmethode wird unterschritten) oder beide Öle sind ausschließlich mit aschefreien Zusätzen versetzt (diese Variante ist wahrscheinlicher). Die Thermogravimetrie-Kurven des Testöls 2 zeigen zwei Stufen. Das Testöl 2 besteht demzufolge aus mindestens zwei Ölkompontenten im Verhältnis von ca. 30:70. Mit einer üblichen Vakuumdestillation war keine Trennung der beiden Öle zu erreichen, obwohl die unterschiedlichen Siedelagen dies eigentlich erwarten lassen. Die destillative Trennung gelang mit einer Dünnschicht-Molekulardestillation unter Vakuum. Das Destillat ist ein synthetisches Öl. Der Rückstand ist ein Triglycerid. Das Säuremuster des nativen Rückstandes besteht aus drei C-18-Säuren. Bei den Testölen 1 und 3 handelt es sich um ein Grundöl und nicht um eine Mischung. Testöl 1 ist nach seinem Massenspektrum ein Kondensationsprodukt von Hexan-1,6-diol mit zwei Ölsäuremolekülen. Testöl 3 stellt nach den durchgeführten Versuchen ein synthetisch hergestelltes Triglycerid mit einem ungewöhnlichen Säuremuster dar. Die Säuregruppen setzen sich aus einer einfach ungesättigten C-18- und C-20-Säure sowie einer gesättigten C-19-Säure zusammen. Rapsöle vom 00-Typ enthalten überwiegend C-18-Säuren mit ein bis drei Doppelbindungen (Öl-, Linol- und Linolensäure). Die mehrfach ungesättigten Säurebausteine sind im Testöl 3 nicht enthalten, was zu einer relativ hohen Oxidationsstabilität dieses Öls führt.

Ölprobe	Betriebsstunden	Onset-Zeit bei 140 °C [min]
Testöl 1	0	27,5
Testöl 2	0	27
Testöl 2 (Destillat)	0	nach 5 Stunden keine exotherme Reaktion
Testöl 2 (Rückstand)	0	27
Testöl 3	0	152

**Tabelle 4.2:** Mit isothermer DSC-Messung bei 20 bar Luft (statisch) ermittelte Onset-Zeiten der exothermen Druckoxidation

Die **Tabelle 4.2** enthält die Oxidationsstabilität der Frischöle, die mit der Druck-Differential Scanning Calorimetry (PDSC) unter isothermen Bedingungen ermittelt wurde. Die Oxidationsstabilität wird später auch für die Gebrauchtole eingesetzt und ist maßgeblich für die Ölwechselfristen. Dabei ist die Onset-Zeit (oder die Onset-Temperatur bei nicht-isothermer Messung) ein relatives Maß für Oxidationsstabilität der Öle. Je größer die Onset-Zeit ist, um so oxidationsstabiler ist das Öl und umgekehrt.

Von den drei Testölen ist das Testöl 3 thermisch-oxidativ am stabilsten. Testöl 1 und Testöl 2 sind hinsichtlich dieser Eigenschaft gleichwertig und deutlich oxidationsinstabiler als Testöl 3. Bei dem Testöl 2, das sich aus einem Rapsöl und einem synthetischen Öl zusammensetzt, wurden neben dem unveränderten Öl das oben beschriebene Destillat (synthetisches Öl) und der Rückstand (natives Öl) getrennt untersucht. Das Destillat zeigt bei 140 °C selbst nach 5 Stunden noch keine exotherme Oxidation. Offenbar bestimmt bei Mischungen von Grundölen die thermisch-oxidativ instabilste Komponente die Oxidationsstabilität des Öls. In dem vorliegenden Fall (Tabelle 4.2) besitzt der native Anteil (Rückstand) von Testöl 2, der noch die Antioxidantien enthält, annähernd die gleiche Onset-Zeit wie das unveränderte Testöl 2. Dies stellt bereits einen wichtigen Hinweis für



die Beurteilung von betriebsbedingten Vermischungen verschiedener Ölsorten und Ölqualitäten im Praxiseinsatz dar.

Mittels der Kühl-DSC wurde weiterhin das Kälteverhalten der Frischöle ermittelt. Das Testöl 3 ist offensichtlich mit Pour Point Depressants (PPD) additiviert. Das Destillat von Testöl 2 (Syntheseöl) wirkt auf den Destillationsrückstand (natives Öl) des Testöls 2 ebenfalls wie ein Pour Point Depressant. Testöl 1 und der native Anteil von Testöl 2 zeigen bereits einen schwachen exothermen Effekt bei ca.  $-20\text{ °C}$ . Ab dieser Temperatur kann ein Stocken dieser Öle beginnen. Die Testöle 2 und 3 zeigen aufgrund der PPD-Zusätze keine exotherme Kristallisation und kein endothermes Schmelzen sondern einen Basislinienversatz der DSC-Kurve. Unterhalb dieses Versatzes sind die Öle fest (Temperatur:  $-40$  bis  $-50\text{ °C}$ ).

#### 4.4.2 Einfluß der Einsatzbedingungen auf die Öleigenschaften

In diesem Kapitel werden die Einflüsse der im Versuchsstand simulierten Einsatzbedingungen auf die Öleigenschaften zusammengefaßt.

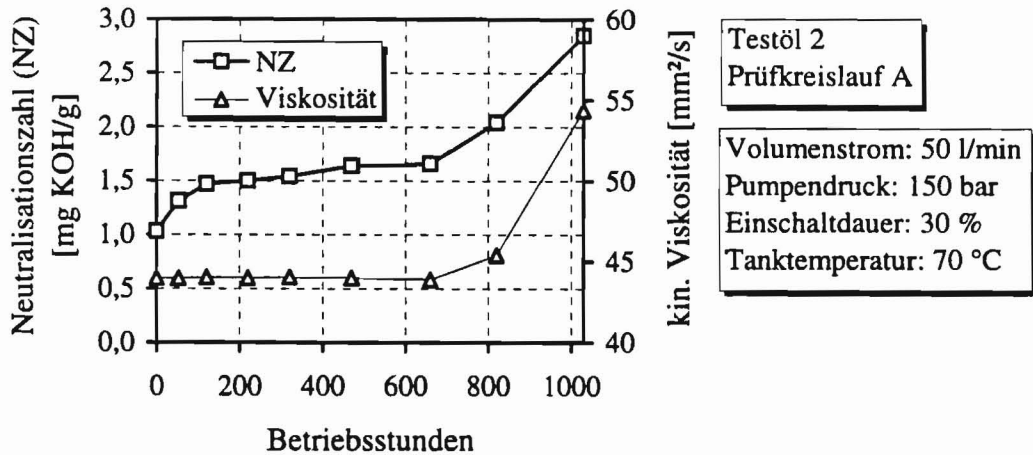
##### 4.4.2.1 Öltemperatur, Umwälzrate, nasse Bremsen

Anhand ausgewählter Beispiele wird zunächst die Auswirkung der Betriebsparameter des Hydrauliksystems auf die Veränderung der Öleigenschaften dargestellt. Einen weiteren Schwerpunkt bildet die Untersuchung der Öle in den nassen Bremsen.

Die ersten Versuche wurden mit dem Testöl 2 (UTTO) durchgeführt, das sich aus einem Rapsöl (70 %-Anteil) und einem synthetischen Öl (30 %-Anteil) zusammensetzt. Das synthetische Öl dient als Basisöl für die Additive.

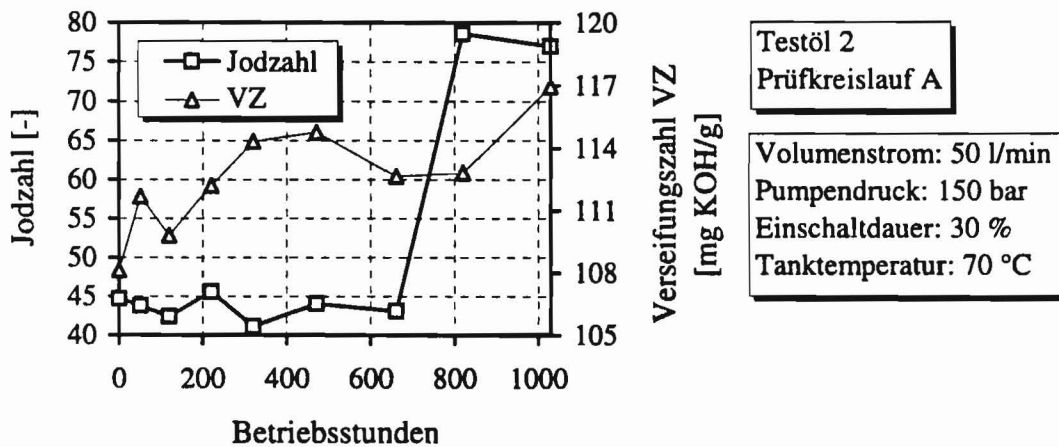
Die Dichte, der Wassergehalt (der Wassergehalt liegt unter 0,1 %) und die Oberflächenspannung lassen keine Abhängigkeit von den Beanspruchungsbedingungen im Prüfstand erkennen. Die Viskositäten und die Neutralisationszahl (NZ) sowie die Verseifungszahl (VZ) und die Jodzahl zeigen hingegen deutliche Veränderungen in Abhängigkeit von den Beanspruchungen.

Der Prüfkreislauf A (Druckbegrenzungsventil, Hydromotor und Getriebekreislauf, siehe auch Bild 4.1) wurde zunächst im Intervallbetrieb gefahren. Die Einschaltdauer für den Volumenstrom (50 l/min) und den Pumpendruck (150 bar) beträgt 30 %, die Tanktemperatur liegt bei  $70\text{ °C}$ . **Bild 4.7** stellt den Verlauf der NZ und der Viskosität über der Betriebsstundenzahl dar. Ab ca. 650 Stunden ist ein deutlicher Anstieg der Werte zu verzeichnen.



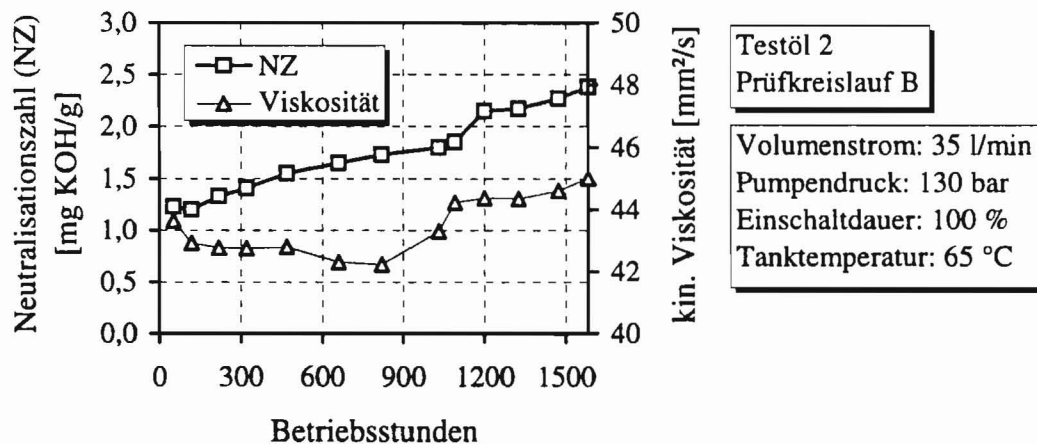
**Bild 4.7:** NZ- und Viskositätsänderung beim Intervallbetrieb des Testöls 2 (Prüfkreislauf A)

Ein deutlicher Anstieg der Jodzahl beginnt ebenfalls ab 650 Stunden (**Bild 4.8**). Auch die Verseifungszahl signalisiert ab diesem Zeitpunkt eine Veränderung der Öleigenschaften. Die Veränderung der Verseifungszahl ist allerdings nicht so signifikant wie die der anderen Kenngrößen.



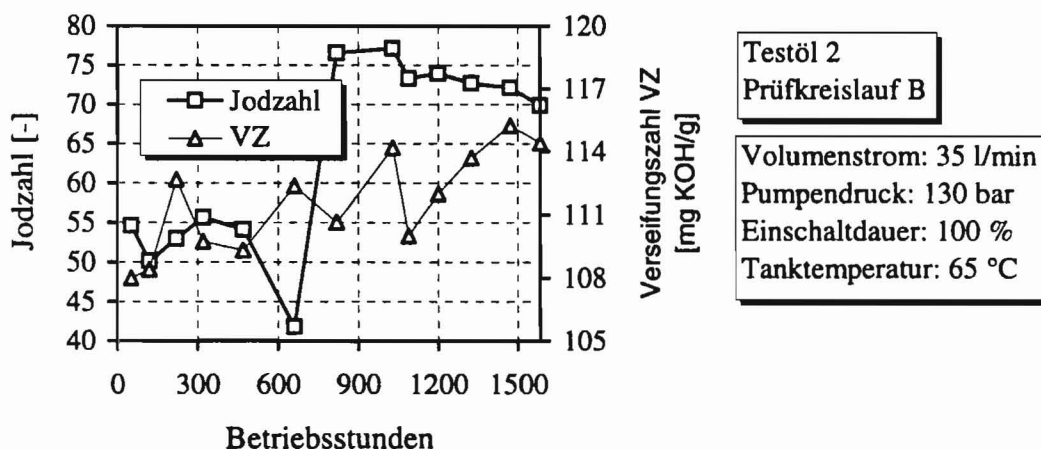
**Bild 4.8:** Jodzahl und Verseifungszahl beim Intervallbetrieb des Testöls 2 (Prüfkreislauf A)

Nicht so ausgeprägt, aber dennoch deutlich, sind die Veränderungen der Kennzahlen des Öls im Prüfkreislauf B (**Bild 4.9** und **Bild 4.10**). Im Prüfkreislauf B wird die hydraulische Leistung der Axialkolbenpumpe an der Steuerkante eines Druckbegrenzungsventils in Wärme umgesetzt. Der Volumenstrom, der Pumpendruck und die Tanktemperatur liegen niedriger als im Prüfkreislauf A. Im Prüfkreislauf B werden alle Testöle unter gleichen Bedingungen geprüft, um einen direkten Vergleich der Öle zu ermöglichen. Im Prüfkreislauf A erfolgen Variationen der Belastungen entsprechend der Leistungsfähigkeit der Öle.



**Bild 4.9:** NZ- und Viskositätsänderung des Testöls 2 (Prüfkreislauf B)

Die NZ und die Viskosität verändern sich bis zu einer Betriebsstundenzahl von 1000 Stunden nur geringfügig. Die Versuche wurden daher bis 1500 Stunden fortgesetzt. Die Änderung der Viskosität bleibt gering, der leichte Anstieg der NZ hält an. Die Jod- und Verseifungszahlen schwanken sehr stark - insgesamt zeigt sich nach 1500 Betriebsstunden ein Anstieg der Werte. Die niedrigeren thermischen und mechanischen Belastungen der Öle im Prüfkreislauf B führen (im Vergleich zu Kreislauf A) zu längeren Laufzeiten der Öle.



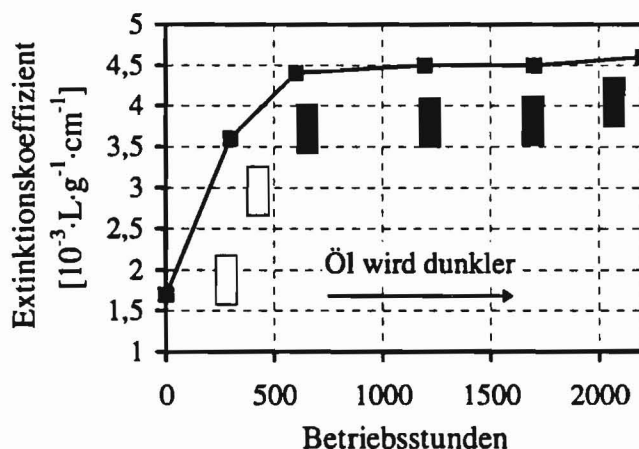
**Bild 4.10:** Jodzahl und Verseifungszahl des Testöls 2 (Prüfkreislauf B)

Der Viskositätsanstieg mit der Beanspruchung ist im allgemeinen auf die Bildung von Oxidations- und Polymerisationsprodukten sowie von Abriebteilchen zurückzuführen. Die Zunahme der Verseifung- und insbesondere der Neutralisationszahl kann als Indikator einer erhöhten Hydrolyseanfälligkeit der Öle bewertet werden. Verursacht ist dies meist durch die Bildung freier Fettsäuren, die unter anderem mit aschehaltigen Additiven Seifen bilden und zu Ausfällungen bzw. Schlamm bildung führen können.

Die Bestimmung der Gesamtbasenzahl durch potentiometrische Perchlorsäure-Titration gemäß

DIN ISO 3771, die als relativ einfache Methode zur Ermittlung der Summe basischer Bestandteile in Mineralölprodukten eingesetzt wird, ist nach eigenen Versuchen mit dem Testöl 2 im Labor des Instituts für Erdöl- und Erdgasforschung in Clausthal-Zellerfeld nicht einsetzbar, da der Nullpunkt des Potentiometers nicht eingestellt werden konnte. Eine mögliche Ursache könnten die elektronenreichen Doppelbindungen in den Triglycerid-Grundölen sein.

Auffällig ist die Farbänderung der Öle; mit zunehmender Laufzeit werden die Öle deutlich dunkler. Ein Zusammenhang zwischen den Betriebstemperaturen und der Farbänderung konnte während der Prüfstandsversuche beobachtet werden. Um diesen Effekt meßtechnisch zu erfassen, wurde eine Serie von Ölproben des Testöls 2 photophysikalisch untersucht. Das Öl wurde 2200 Stunden in einem Serientraktor gefahren. Die Fähigkeit einer Probe, Licht einer bestimmten Wellenlänge zu absorbieren, bezeichnet man als Extinktion. Sie ist definiert als der Logarithmus des Verhältnisses der eingestrahelten Lichtintensität zur Lichtintensität nach Durchlaufen der Probe. Die Extinktion ist bei gegebener Wellenlänge proportional zur Konzentration der untersuchten Substanz und der Schichtdicke der Probe, wobei der substanzspezifische und wellenlängenabhängige Proportionalitätsfaktor als Extinktionskoeffizient ( $\epsilon$ ) einer Substanz bei einer Wellenlänge bezeichnet wird. Während der ersten 600 Betriebsstunden des untersuchten Öls ist der Anstieg der Extinktion besonders ausgeprägt, bei weiterer Laufzeit nimmt die Extinktion deutlich weniger zu (**Bild 4.11**). Ein solches Verhalten läßt sich z.B. mit einer Anreicherung der in diesem Wellenlängenbereich absorbierenden Moleküle im Öl erklären. Der Eintrag von Fremdstoffen (z.B. Abriebpartikel) erfolgt ebenfalls mit einem bestimmten Zeitverhalten, so daß sich aus dem zeitlichen Anstieg des Extinktionskoeffizienten des Öls keine sichere Aussage über die Ursache gewinnen läßt.



**Bild 4.11:** Zunahme des effektiven Extinktionskoeffizienten des Testöls 2 bei 450 nm mit der Laufzeit in einem Traktor

Aus den durchgeführten Untersuchungen ergibt sich jedoch die prinzipielle Möglichkeit, die Laufzeit eines Hydrauliköls anhand seines Absorptionsspektrums zu bestimmen. Für eine Weiterentwicklung dieser Methode ist es notwendig, den Zusammenhang zwischen den verschiedenen physikalischen Kennzahlen eines Öls (z.B. bei unterschiedlichen Belastungen) und seinen Absorptionseigenschaften genauer zu untersuchen.

Im nächsten Schritt der Versuchsreihen mit dem Testöl 2 werden die Auswirkungen von erhöhten Umwälzraten, kurzzeitigen Temperaturspitzen im Tank und den lokalen

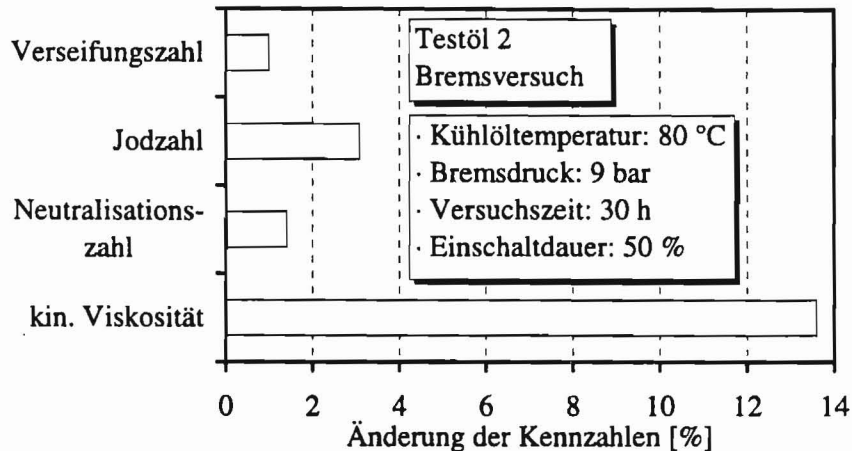
Spitzentemperaturen in den nassen Bremsen untersucht. Zunächst werden Dauerlaufversuche durchgeführt. Im Vergleich zu den vorherigen Versuchen wird die Umwälzrate mehr als verdreifacht (höherer Volumenstrom, 100 % Einschaltdauer). Die Öltemperaturen und die Veränderung der Ölkennwerte sind der **Tabelle 4.3** zu entnehmen.

Öl: Testöl 2	Q1= 60 l/min; p1 = 150 bar (100 % Einschaltdauer)					Veränderung der Ölkennwerte [%]	
	Öltemperaturen:					NZ [mg KOH/g]	kin. Viskosität [mm <sup>2</sup> /s]
Prüfkreislauf	Tank [°C]	DBV [°C]	Hydromotor [°C]	Bremse [°C]	Zeitanteil bezogen auf ein Ölwechselintervall von 1500 h		
	-	-	-	-	0 h	0,88	45,39
Motor/DBV	70	76,5	72	-	400 h (26,7 %)	1,36	42,87
Motor/DBV	80	86,5	82	-	150 h (10 %)	1,40	43,11
Bremse	80	-	-	100	30 h (2 %)	1,56	43,27
Motor/DBV	90	96,5	92	-	100 h (6,7 %)	1,56	43,18

**Tabelle 4.3:** Änderung der Ölkennwerte bei unterschiedlichen Belastungszyklen (Testöl 2)

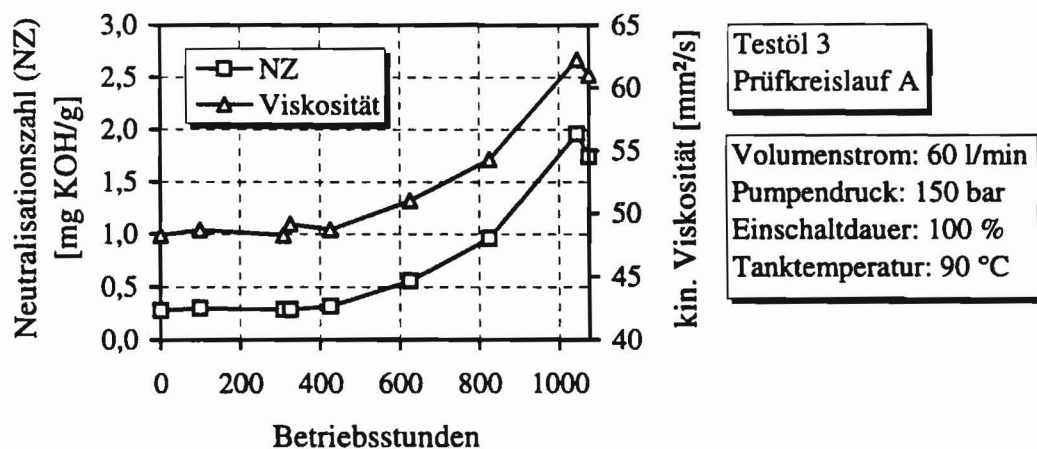
Die Erhöhung der Umwälzrate hat zu keiner Beschleunigung der Veränderung von Ölkennwerten geführt. Nach 400 Stunden Dauerbetrieb im Hydraulikkreislauf mit einem Hydromotor und einem Druckbegrenzungsventil (DBV) ist die NZ von 0,88 auf 1,36 gestiegen. Die kinematische Viskosität ist gesunken und hat sich dann während der Versuche nur geringfügig verändert. Die zeitweise Erhöhung der Tanktemperatur auf 80 °C und auf 90 °C führt ebenfalls zu keinen nennenswerten Veränderungen der Öleigenschaften. Auch nach den durchgeführten Bremszyklen mit Kühllöltemperaturen von 100 °C (die Temperaturen in den Bremscheiben sind deutlich höher) über einen Zeitraum von 30 Stunden zeigen sich keine bedeutenden Änderungen der Ölkennwerte.

Mit einem bereits gebrauchten Öl, bei dem vor der Belastung in den Bremsen deutliche Veränderungen der kinematischen Viskosität und der Neutralisationszahl zu verzeichnen sind, ergeben sich hingegen durch die Belastung in den Bremsen weitere Veränderungen der Kennwerte. Eingesetzt wurde das Testöl 2, das bereits 1000 Stunden im Prüfstand belastet worden war (Kennzahlen des Öls siehe Bild 4.7 und Bild 4.8). Das **Bild 4.12** faßt die Prüfbedingungen und die Änderung der einzelnen Ölkennwerte zusammen. Die Bremstemperaturen sind niedriger als bei den Versuchen, die in Tabelle 4.3 beschrieben werden. Trotzdem üben die Versuchsbedingungen einen großen Einfluß auf die kinematische Viskosität aus, sie stieg im Verhältnis zum Ausgangswert vor den Bremsversuchen um ca. 14 %. Die bereits gealterten Öle reagieren also sehr empfindlich auf die thermische und mechanische Belastung in den Bremsen.



**Bild 4.12:** Veränderung der Ölkennwerte bei Bremsversuchen mit einem bereits gebrauchten Öl (Testöl 2)

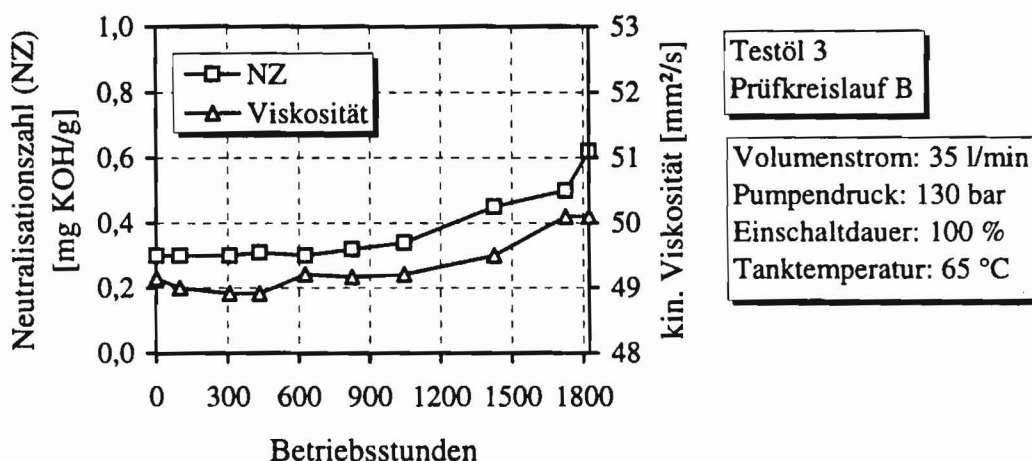
Bei dem Testöl 3 handelt sich um ein Hydrauliköl, daß nicht für den Einsatz in Getrieben legiert ist. Aufgrund der hohen Oxidationsstabilität des Öls sollen die Versuche zeigen, ob das verwendete Grundöl in Getriebe- und Hydrauliksystemen eingesetzt werden kann. Für das Testöl 3 gibt der Hersteller eine Betriebstemperatur von 90 °C im Tank an. Im Vergleich zu dem Testöl 2 liegt die empfohlene maximale Tanktemperatur bei dem Testöl 3 somit um 20 °C höher. Versuche mit dem Testöl 3 unter den Prüfbedingungen des Testöls 2 ergeben keine erkennbaren Veränderungen der Öleigenschaften. Daher werden die Prüfbedingungen in einem weiteren Schritt verschärft. **Bild 4.13** beinhaltet die Einstellung des Prüfstandes und die Veränderung der Neutralisationszahl sowie der kinematischen Viskosität.



**Bild 4.13:** NZ- und Viskositätsänderung des Testöls 3 (Prüfkreislauf A)

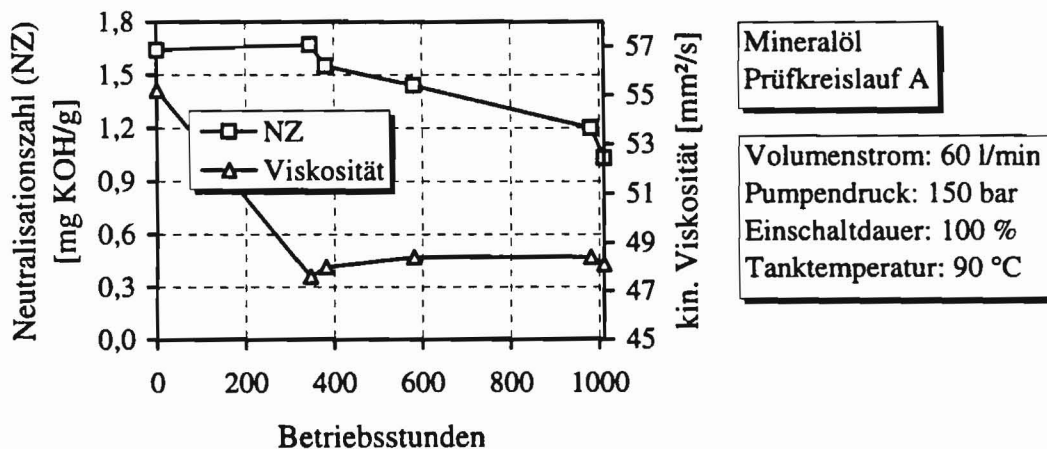
Deutliche Veränderungen der Ölkennwerte sind nach ca. 600 Betriebsstunden zu verzeichnen. Ein ähnlicher Verlauf ergibt sich auch für die Jod- und Verseifungszahl, die hier nicht im Bild dargestellt sind. Nach 350 und nach etwas über 1000 Betriebsstunden werden mit dem Testöl 3 Bremszyklen (jeweils 30 Stunden) gefahren. Nennenswerte Veränderungen der Ölkennwerte können nicht festgestellt werden. Allerdings stellt sich bei Kühllöltemperaturen, die über 80 bis

90 °C liegen, eine starke Geräusentwicklung in den Bremsen ein. Das synthetische Testöl 3 auf Rapsölbasis ist thermisch wesentlich höher belastbar als das Testöl 2. Es ist für hoch beanspruchte Hydraulikanlagen gut geeignet, kann aber allein aufgrund der Geräusentwicklung in den nassen Bremsen in der vorliegenden Form nicht in kombinierten Getriebe- und Hydrauliksystemen mit nassen Bremsen und Kupplungen verwendet werden. Wird das Testöl 3 bei Tanktemperaturen eingesetzt, die deutlich unter der vom Hersteller angegebenen Grenze liegen, ergeben sich lange Laufzeiten. Die Prüfung des Öls im Prüfkreislauf B hat auch nach über 1800 Betriebsstunden nur geringe Anstiege der NZ und der kinematischen Viskosität ergeben (**Bild 4.14**). Das Öl kann in diesem Zustand weiter eingesetzt werden.



**Bild 4.14:** NZ- und Viskositätsänderung des Testöls 3 (Prüfkreislauf B)

Um die Belastung der biologisch schnell abbaubaren Öle und die Ergebnisse der Prüfstandläufe einschätzen und bewerten zu können, folgt die Untersuchung eines Mineralöls, daß für den Einsatz in Getriebe- und Hydrauliksystemen mit nassen Bremsen additiviert ist. Das **Bild 4.15** zeigt die Ergebnisse, die mit den Prüfstandeinstellungen des Testöls 3 (siehe Bild 4.13) gefahren worden sind.



**Bild 4.15:** NZ- und Viskositätsänderung des untersuchten Mineralöls (Prüfkreislauf A)

Die Neutralisationszahl sinkt leicht ab. Nach einem relativ starken Abfall der kinematischen Viskosität bis ca. 360 Betriebsstunden bleibt die Viskosität während der restlichen Versuchszeit unverändert. Die Ursache für das anfängliche Absinken der Viskosität konnte nicht sicher bestimmt werden. Die durchgeführten Bremszyklen nach 360 und 1000 Betriebsstunden (jeweils 30 Stunden Bremsdauer) führen ebenfalls zu keiner Verschlechterung der NZ und der Viskosität. Dies gilt auch für alle weiteren der im Labor ermittelten Öleigenschaften. Das Mineralöl ist also deutlich höher belastbar als die untersuchten biologisch schnell abbaubaren Hydrauliköle. Die gleiche Aussage ergibt sich auch bei der Untersuchung der Oxidationsstabilität der Öle.

Die Oxidationsstabilität der Frischöle wurde bereits mit der Druck-Differential Scanning Calorimetry (PDSC) unter isothermen Bedingungen bestimmt (siehe Tabelle 4.2). **Tabelle 4.4** zeigt jetzt die Veränderung der Oxidationsstabilität gebrauchter Öle im Vergleich zu den Frischölen. Die Oxidationsstabilität wird in diesem Fall unter nicht-isothermen Bedingungen bestimmt. Dabei ist die Onset-Temperatur ein relatives Maß für die Oxidationsstabilität (je größer die Onset-Temperatur, um so größer ist die Oxidationsstabilität).

Ölprobe	Betriebsstunden	Onset-Temperatur [°C]
Testöl 1	0 (Frischöl)	182
Testöl 2	0 (Frischöl)	184
	660 (Prüfkreislauf A)	170
	1030 (Prüfkreislauf A)	158
	1060 (Prüfkreislauf A + Bremszyklen)	157
Testöl 3	0 (Frischöl)	204
	660 (Prüfkreislauf A)	191
	1046 (Prüfkreislauf A)	173
	1076 (Prüfkreislauf A + Bremszyklen)	171
Mineralöl	0 (Frischöl)	242

**Tabelle 4.4:** Mit nicht-isothermer DSC-Messung bei 20 bar Luft (statisch) und 10 K/min Aufheizrate ermittelte Onset-Temperaturen der exothermen Druckoxidation

Mit zunehmender Belastung im Prüfstand wird die Onset-Temperatur kleiner, d.h. die Oxidationsstabilität nimmt stetig ab. Die Bremszyklen bewirken bei dem Testöl 2 zwar einen Anstieg der Viskosität aber nur eine geringe Reduzierung der Oxidationsstabilität.

Nach den FT-IR-Untersuchungen (Fourier-Transform-Spektrometrie) wurde das Grundöl des Testöls 2 nicht angegriffen. Daraus ist zu schließen, daß die mittels PDSC gemessene Abnahme der Oxidationsstabilität des Öls auf den Verbrauch der Antioxidantien zurückzuführen ist. Durch eine gezielte „Nachadditivierung“ könnte der Ausgangszustand des Öls prinzipiell wieder hergestellt werden. In der Praxis ist eine solche Nachadditivierung schwierig durchzuführen. Für



die richtige Dosierung der Additive müssen Ölproben im Labor untersucht werden.

#### 4.4.2.2 Vermischung der Öle

Ölvermischungen können im praktischen Betrieb durch die Kombination von Traktoren und Maschinen, die vom Traktor hydraulisch angetrieben werden und mit unterschiedlichen Ölsorten befüllt sind, entstehen. Vermischungen können weiterhin durch Ölwechsel (es bleibt in den meisten Fällen eine Restölmenge in der Maschine, die teilweise über 15 % liegt) und das Nachfüllen von Ölen entstehen. Die Vermischung von Ölen mit unterschiedlichen Grundölen und Additiven ist grundsätzlich zu vermeiden. Durch die Vielfalt der Stoffe können Unverträglichkeiten (z.B. Verschäumung, Reduzierung der Additivwirkung) nicht ausgeschlossen werden. Die Untersuchungen in diesem Projekt beziehen sich daher auf die Vermischung von Ölen der gleichen Sorte mit unterschiedlichen Laufzeiten. Die Auswirkungen der Vermischungen auf die Viskosität, die Neutralisationszahl und die Oxidationsstabilität enthält die **Tabelle 4.5**.

Ölsorte: Testöl 2	kin. Viskosität [mm <sup>2</sup> /s] bei 40 °C	kin. Viskosität [mm <sup>2</sup> /s] bei 100 °C	NZ [mg KOH/g]	Oxidations- stabilität Onset-T [°C]
Frischöl	48,7	10,4	0,87	184
Gebrauchtöl (1000 Betriebsstunden)	62,1	11,3	2,83	157
Mischungsverhältnisse Frischöl/Gebrauchtöl:				
90 : 10	49,1	10,4	0,95	178
80 : 20	50,5	10,5	1,07	177
70 : 30	51,6	10,7	1,23	175
50 : 50	54,6	11	1,6	161

**Tabelle 4.5:** Auswirkung der Mischung von Frisch- und Gebrauchtölen auf Viskosität, Neutralisationszahl und Oxidationsstabilität

Es ist eine klare Zuordnung der Verschlechterung der Kennwerte zu den Mischungsverhältnissen zu erkennen. Umgekehrt ist durch das Nachfüllen von Frischölen eine Verbesserung der Ölqualität in der Maschine zu erreichen. Die im Labor hergestellten Ölmischungen wurden nicht im Versuchsstand getestet. Die Prüfstandversuche haben allerdings gezeigt, daß die Veränderung der Kennwerte nicht linear verläuft. Die Öle 'altern' ab einem bestimmten Änderungsgrad der Kennwerte sehr schnell (siehe z.B. Anstieg der Viskosität). Es kann also z.B. durch einen vermischungsbedingten Anstieg der Viskosität eine sich anschließende Beschleunigung des Viskositätsanstiegs vermutet werden.

### 4.4.3 Biologische Abbaubarkeit

Der biologische Abbau stellt allgemein formuliert eine Kette nacheinander ablaufender Abbauschritte dar. Zunächst beginnt der Primärabbau mit dem bakteriellen Angriff auf die Ausgangsverbindung. Der weitere Abbau läuft über oxidative Abbauschritte der entstandenen Primärabbauprodukte (Total- oder Endabbau). Es gibt eine Reihe von Testverfahren für die biologische Abbaubarkeit, die sich zusätzlich bezüglich der Einsatzkonzentration, der Prüfsubstanz, der Dauer der Abbauperiode und der Temperatur unterscheiden. Die Ergebnisse der Prüfverfahren sind daher schwer miteinander vergleichbar. Für den Test von wasserunlöslichen Substanzen (wie die Rapsöle) müssen einige Verfahren modifiziert werden. Der im Projekt eingesetzte CEC-Test ist direkt für wasserunlösliche Öle geeignet.

Geprüft wurde die biologische Abbaubarkeit der Frischöle und der im Versuchsstand gelaufenen Öle. Ausschlaggebend ist das Verhalten der gebrauchten Öle, da es wesentlich wahrscheinlicher ist, daß beim Betrieb der Maschinen gebrauchte Öle in die Umwelt gelangen.

Öl	Bemerkung	Biologischer Abbaugrad [%] (ermittelter Wert)
Testöl 1	additiviertes Frischöl	> 70 (96)
Testöl 2	additiviertes Frischöl	> 70 (81)
Testöl 2	660 Stunden im Prüfstand	> 70 (78)
Testöl 2	1060 Stunden im Prüfstand (metallischer Abrieb im Öl erhöht)	> 70 (90)
Testöl 3	additiviertes Frischöl	> 70 (98)
Testöl 3	436 Stunden im Prüfstand	> 70 (91)
Esteröl I	nicht-additiviertes synthetisches Polyolesteröl (Frischöl)	> 70 (98)
Esteröl II	nicht-additiviertes synthetisches Diesteröl (Frischöl)	> 70 (91)
Mineralöl	nicht-additiviertes Frischöl	< 70 (45)

**Tabelle 4.6:** Biologische Abbauraten (bestimmt nach CEC L-33-A-94-Test, Vornorm DIN 51828-2)

Der **Tabelle 4.6** ist der mit dem CEC-Test bestimmte biologische Abbaugrad für Frisch- und Gebrauchtole zu entnehmen. Ein Öl gilt nach diesem Test als biologisch leicht abbaubar, wenn nach 21 Tagen unter definierten vorgegebenen Bedingungen über 70 % der Kohlenwasserstoffe abgebaut sind (Primärabbau). Die Ergebnisse zeigen, daß sowohl die pflanzenölbasierten Frischöle als auch die synthetischen Öle sowie die im Prüfstand belasteten Öle nach diesem Test als biologisch leicht abbaubar einzustufen sind. Das Testkriterium wird von dem Mineralöl nicht erfüllt. Bedeutsam ist, daß in den gebrauchten Ölen, die z.T. erheblichen metallischen Abrieb enthalten, die Eigenschaft der schnellen biologischen Abbaubarkeit erhalten bleibt.

Eine weitere Bewertung des Umweltverhaltens wird durch die Ermittlung der Wassergefährdungsklasse (WGK) vorgenommen (**Tabelle 4.7**). Die WGK macht Aussagen über die ökotoxikologischen Eigenschaften der Öle.

Das Testöl 2 erreicht aufgrund der Additivierung des Pflanzenöls nicht die WGK 0. Diese Zusammensetzung des Testöls 2 wirkt sich auch auf die biologische Abbaurate aus.

Öl	Wassergefährdungs- klasse (WGK)	Bedeutung
Testöl 1	0	im allgemeinen nicht wassergefährdend
Testöl 2	1	schwach wassergefährdend (wird auch von unlegierten Mineralölen erreicht)
Testöl 3	0	im allgemeinen nicht wassergefährdend
Mineralöl additiviert	2 (3)	wassergefährdend (stark wassergefährdend)

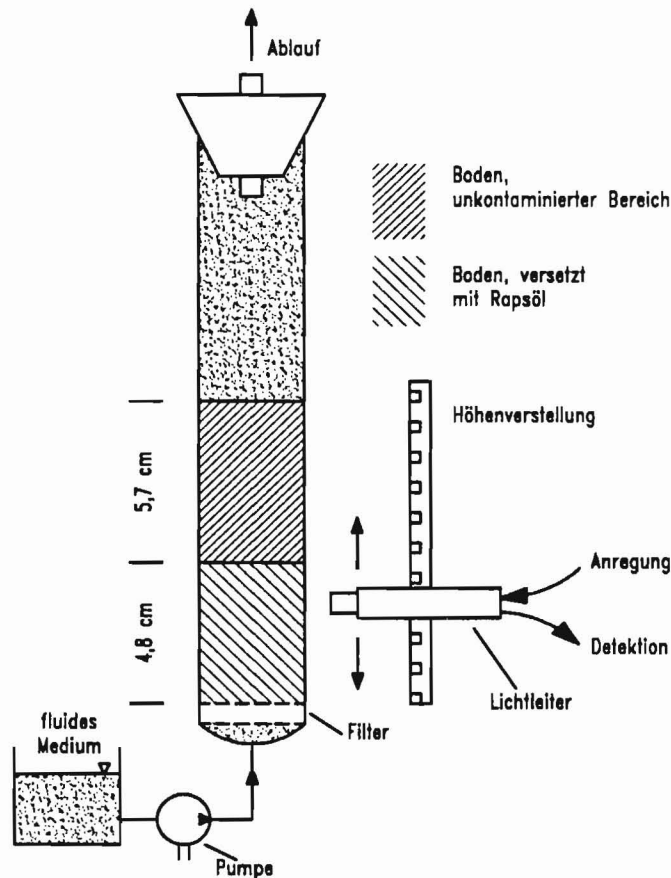
**Tabelle 4.7:** Wassergefährdungsklasse (Bewertungsskala 0 bis 3, Angaben der Hersteller bezogen auf die Frischöle)

#### 4.4.4 Ausbreitungsverhalten der Öle im Boden

Bei Ölunfällen mit mobilen Maschinen können punktuell hohe Mengen Hydrauliköl austreten. Neben den toxikologischen Eigenschaften der Öle muß in diesem Fall eine mögliche Grundwasserbelastung beachtet werden. Aufgrund der Tatsache, daß fettchemische Produkte schwer wasserlöslich sind, ist die Mobilität von Rapsölen gering.

Bilanzversuche zur Stoffausbreitung und zum Verbleib von Stoffen in den Kompartimenten der Umwelt wurden bisher über HPLC- und GC-Anlagen meßtechnisch erfaßt. Diese Meßtechniken sind aufwendig und wegen der Probenahme nicht rückwirkungsfrei. Die Laserfluoreszenzspektroskopie (LFS) ermöglicht eine in-situ Analytik auch komplexer chemischer und biologischer Systeme, d. h. beispielsweise ohne Störung des Gleichgewichts und ohne extraktive Auftrennungsschritte. In Verbindung mit faseroptischen Lichtwellenleitern für die Führung des Anregungs- und die Kollektion des Emissionslichts ist eine direkte Untersuchung z.B. von Blatt- oder Bodenoberflächen und im Inneren von Bodenreaktoren möglich. In mehreren umweltanalytischen Forschungsarbeiten hat das Institut für Physikalische und Theoretische Chemie (Universität Erlangen) die Einsatzmöglichkeiten der lichtleitergestützten LFS dokumentiert (die Forschungsarbeiten wurden auch von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unterstützt). Die LFS wurde bisher bei Mineralölen eingesetzt. Im Rahmen der Untersuchungen, die Gegenstand dieses Berichtes sind, wurde die LFS auf die Anwendungsmöglichkeit bei Rapsölen untersucht. Durch die Markierung der schwach fluoreszierenden Rapsöle mit geeigneten Fluoreszenztracern konnten die Rapsöle der LFS zugänglich gemacht werden. **Bild 4.16** zeigt den experimentellen Aufbau zur Untersuchung der Mobilität von Rapsölen in Böden. Mit Hilfe der LIF können Kalibrierfunktionen zur Bestimmung von Rapsölkonzentrationen auf unterschiedlichen Feststoffoberflächen erstellt werden. Das Meßverfahren eignet sich für Transportprozesse von Rapsölen in unterschiedlichen Feststoffmatrices und verschiedenen Medien. Mit Frischölen und gealterten Ölen wurde das Ausbreitungsverhalten in der Bodensäule untersucht. Wobei der Schwerpunkt dieser Untersuchungen auf dem Nachweis der Anwendbarkeit dieses Verfahrens liegt. Durch eine

Weiterentwicklung des Verfahrens könnte z.B. zukünftig bei Ölunfällen vor Ort entschieden werden, welches Öl ausgelaufen ist und wie weit es in den Boden eingedrungen ist. Nach diesen Messungen (ohne Probenentnahme und Laboruntersuchung) können sich dann die weiteren Maßnahmen bezüglich des mit dem Öl in Berührung gekommenen Erdreichs richten.



**Bild 4.16:** Experimenteller Aufbau zur Untersuchung der Mobilität von Rapsölen in Böden

Wie bereits erwähnt haben die im Rahmen des Forschungsprojekts der LAV durchgeführten Untersuchungen zum Ausbreitungsverhalten von Ölen einen eindeutigen Grundlagencharakter. Für die Messung des Ausbreitungsverhaltens von Rapsölen im Vergleich zu Mineralölen sind umfangreiche Versuchsreihen notwendig, die im Zeitrahmen des LAV-Projekts nicht vorgesehen sind. Dennoch sind die erzielten Ergebnisse zur Messung des Ausbreitungsverhaltens der Öle für weiterführende Arbeiten sehr interessant und sollen stichwortartig zusammengefaßt werden:

⇒ Es wurden drei Hydrauliköle (jeweils Frisch- und Gebrauchtöle) auf bezüglich ihrer photophysikalischen Eigenschaften und laserfluoreszenzspektroskopisch auf zwei unterschiedlichen Böden untersucht (es handelt sich bei den Böden um Quarzsand und einen huminstoffreichen Boden).

⇒ Es konnte gezeigt werden, daß mit Hilfe der LFS nicht nur eine quantitative Analyse von selbstfluoreszierenden Ölen auf Böden möglich ist, ebenso sind durch die Zugabe geeigneter Tracer auch nichtfluoreszierende Öle der LFS-Analyse zugänglich. Die Zugabe der Tracer ist teilweise bei den Rapsölen notwendig.

- ⇒ Der Transport der Öle konnte mit der LFS in einer Bodensäule (siehe Bild 4.16) verfolgt werden. Zur Absicherung der Ergebnisse sind allerdings weitere umfangreiche Meßreihen nötig. Die Ergebnisse müssen mit herkömmlichen Meßverfahren verglichen werden.
- ⇒ Auf Bodenoberflächen konnten Nachweisgrenzen - je nach Öl - von 120 ppm bis zu 360 ppm erreicht werden. Diese Messungen sind ohne die Entnahme von Bodenproben möglich.

Diese Meßtechnik bietet also einen Ansatz, umweltrelevante Vergleichsuntersuchungen zwischen Mineralölen und biologisch schnell abbaubaren Ölen durchzuführen. Weiterhin kann bei Ölunfällen der Verschmutzungsgrad des Bodens untersucht werden. Auch ist unter bestimmten Voraussetzungen ein schneller Nachweis möglich, ob es sich bei einem ausgelaufenen Öl um Mineralöl oder um biologisch schnell abbaubares Öl handelt.

## 5 Einfluß der biologisch schnell abbaubaren Öle auf den Wirkungsgrad in Traktorgetrieben

Die Laborversuche am Lehrstuhl für Landmaschinen der Technischen Universität München sollen Hinweise erbringen, wie sich biologisch schnell abbaubare, native Öle als Getriebeöl in Traktoren eignen. Dazu werden exemplarische Laborversuche durchgeführt: Messung von Schleppmomenten (Leerlaufverluste) nasser Bremsen und Ermittlung des Anpreßbedarfs (Reibschluß) bei Kettenwandlern. Es folgt ein Vergleich mit Ergebnissen aus (teilweise früheren) Versuchen mit mineralischen Ölen. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse aus den Versuchen mit dem Kettenwandler auf das Verhalten der Öle in Zahnradgetrieben wird ebenfalls untersucht.

Zum Einsatz kamen die beiden biologisch schnell abbaubaren Hydrauliköle auf Rapsölbasis John Deere Bio-Hy-Gard (natürliches Rapsöl mit hohem Additivanteil, geeignet für Traktoren mit gemeinsamen Haushalt für Getriebe und Hydraulik) und DEA Econa E46 (vollsynthetisches Hydrauliköl). Als Vergleich wurden die mineralischen Öle John Deere J20C (gleicher Einsatzbereich wie das Öl Bio-Hy-Gard) und Mobil ATF 220 herangezogen. Für den Kettenwandlerprüfstand liegen auch Ergebnisse für ein spezielles CVT-Traktionsfluid (Shell PAE 325/93) vor. Viskositäts-Temperatur-Verhalten siehe **Tabelle 5.1**.

Ölsorte	Kinematische Viskosität $\nu$ [mm <sup>2</sup> /s]	
	T = 40°C	T = 100°C
JD Bio-Hy-Gard	52	11
DEA Econa E46	50,5	10
JD J20C	55	10,5
Mobil ATF 220	37	7,3
Shell PAE 325/93	38	7,6

**Tabelle 5.1:** Kinematische Viskosität der Versuchsöle (Herstellerangaben)

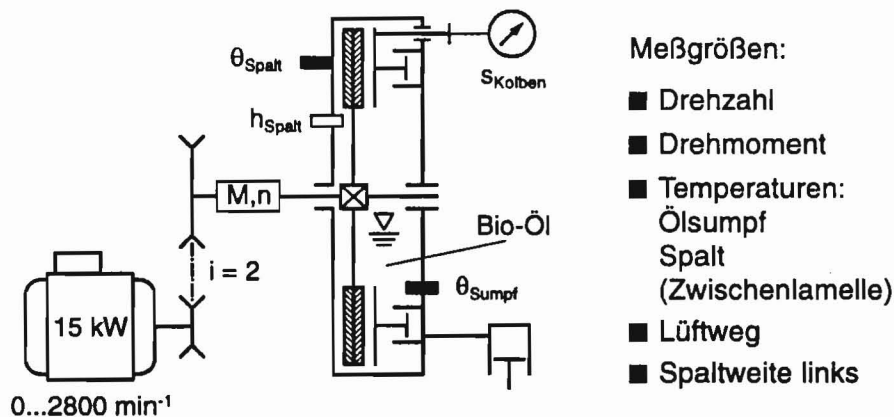
### 5.1 Ermittlung der Leerlaufverluste in nassen Scheibenbremsen

In heutigen Traktorgetrieben sind nasse Scheibenbremsen Standard; Lastschaltstufen (ab Traktoren mittlerer Leistungsklasse üblich) werden über Lamellenkupplungen betätigt. Deshalb ist es für den Getriebewirkungsgrad wichtig, die Verluste durch Schleppmomente gering zu halten, was durch die Wahl des Getriebeöls stark beeinflusst werden kann. Native Öle sollten in diesem Punkt möglichst nicht schlechter abschneiden als mineralische Öle.

#### 5.1.1 Versuchsbeschreibung

Am Institut für Landmaschinen ist ein Prüfstand zur Messung von Leerlaufverlusten bei nassen Bremsen vorhanden. Es können sowohl Ein- als auch Mehrscheibenbremsen

untersucht werden; den schematischen Aufbau des Prüfkopfes "Einscheibenbremse" zeigt Bild 5.1.

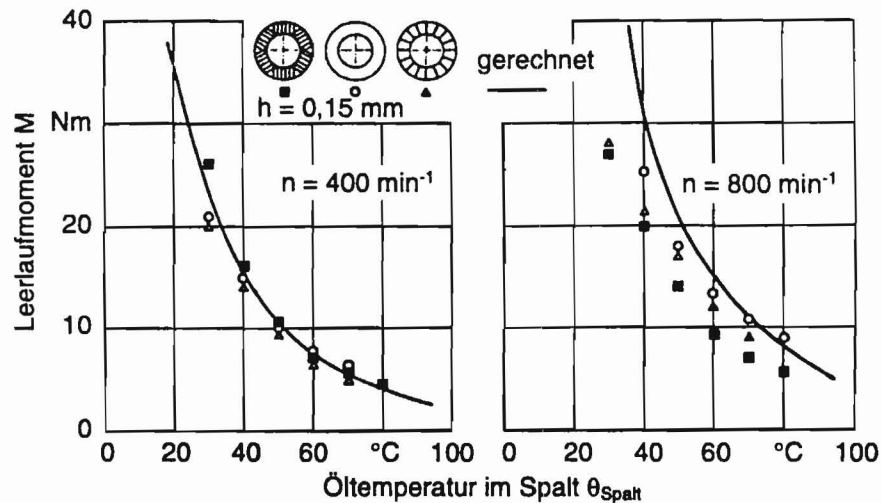


**Bild 5.1:** Bremsenprüfstand zur Messung von Schleppmomenten bei nassen Bremsen

Das Gesamtlüftspiel (= Lüftweg) wird mit Hilfe eines hydraulisch betätigten Ringkolbens (eigener Hydraulikkreislauf) eingestellt. Zur Abführung der Reibungswärme wird das zu untersuchende Öl fortwährend über einen Kühlkreislauf umgewälzt. Für Versuche mit höheren Temperaturen wird das Öl vorgeheizt. Die linke Spaltweite wird gemessen – die rechte ergibt sich aus der zusätzlichen Messung des Lüftwegs am Betätigungskolben. Beim Mehrscheibenprüfkopf ist eine genaue Messung der Spaltweiten nicht möglich. Zusätzlich wird aber die Temperatur an einer Zwischenlamelle aufgenommen. Da die Feldversuche mit einem Traktor der Fa. John Deere durchgeführt wurden, kam in diesem Laborversuch ausschließlich der Einscheibenprüfkopf zum Einsatz, denn er entspricht der Bremse in der Hinterachse der Baureihe 2140. Ein wichtiges Konstruktionsmerkmal dieser Bremse ist der geringe Spalt (ca. 3 mm) zwischen dem Außendurchmesser der Bremsscheibe und dem Gehäuse. Somit wird auch bei hohen Drehzahlen trotz der Fliehkräfte gewährleistet, daß der Lüftspalt nie ganz ölfrei wird, um bereits beim Beginn einer Bremsung eine ausreichende Wärmeabfuhr über das Öl zu gewährleisten. Gegenüber Systemen, bei denen der radiale Abfluß des Öls nicht so stark behindert wird, sind die Leerlaufverluste insgesamt höher [1].

Der Drehzahlbereich der Messungen reicht von  $150 \text{ min}^{-1}$  bis  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Das entspricht Fahrgeschwindigkeiten bis ca. 40 km/h (für Bereifung 18.4-38). Die Versuche fanden für Spalttemperaturen zwischen  $25^\circ\text{C}$  und  $80^\circ\text{C}$  statt. Stationäre Messungen bei geringeren Temperaturen sind nur mit sehr großem Aufwand zu realisieren. Zudem erwärmt sich das Öl in den Bremsen selbst bei einem Kaltstart im Winter aufgrund der enormen Viskosität sehr rasch, so daß dieser Bereich nur einen sehr kleinen Zeitanteil hat.

Die in Bild 5.1 aufgelisteten Meßgrößen werden aufgezeichnet (stationäre Versuche) und ausgewertet. Aus einer früheren Arbeit ist in Bild 5.2 als Beispiel die Temperaturabhängigkeit des Leerlaufmomentes dargestellt [2].



**Bild 5.2:** Leerlaufmoment als Funktion der Spalttemperatur (Drehzahlen und Nutbilder variiert). Öl: JD J20A, Außendurchmesser der Bremsscheibe: 306 mm, Innendurchmesser: 220 mm

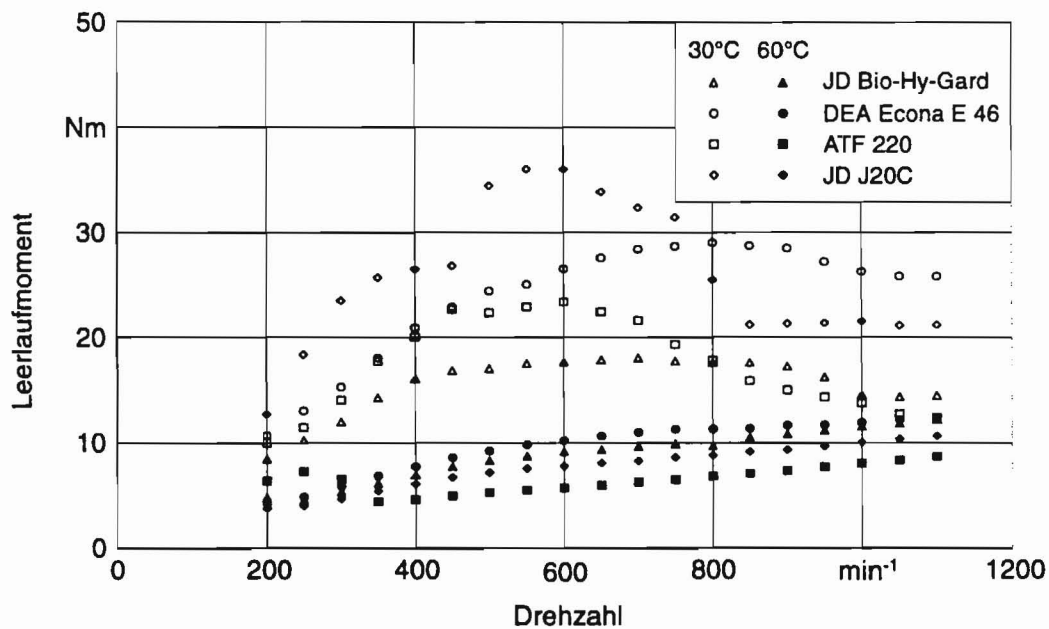
Die durchgezogenen Kurven kennzeichnen Rechenergebnisse bei Annahme laminarer Newton'scher Scherreibung, der starke Abfall hat seine Ursache in der Temperaturabhängigkeit der Viskosität. Bei niedrigen Drehzahlen stimmen die experimentellen Ergebnisse sehr gut mit dem Rechenmodell überein – mit steigender Drehzahl sind Zusatzeffekte zu berücksichtigen. Bei Mineralölen führt insbesondere Freischleudern zu Verlustabsenkungen. Für Lamellenkupplungen gelten die gleichen Gesetzmäßigkeiten, da deren prinzipieller Aufbau weitestgehend dem nasser Scheibenbremsen entspricht. In den Versuchen zum Projekt Bio-Öle kam ausschließlich die Bremsscheibe mit dem mit ■ markierten Nutbild zum Einsatz, da hiermit die Leerlaufverluste insgesamt am niedrigsten waren.

### 5.1.2 Ergebnisse

In **Bild 5.3** sind die Leerlaufmomente für zwei verschiedene Temperaturen in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Die deutlich höchsten Verluste entstehen bei Verwendung des Öls DEA Econa E46. Die Ursache ist nach Aussage des Herstellers, daß dieses vollsynthetische Öl keine speziellen langkettigen Additive zur Verdickung des Öls enthält, wie es bei den anderen Ölen der Fall ist. Diese Moleküle führen bei hohen Relativgeschwindigkeiten zu einem temporären Scherverlust, da sie sich unter der Scherbelastung ausrichten. Deshalb entwickeln sich beim Econa E46 hohe Planschverluste – und der Freischleudereffekt ist nicht so stark ausgeprägt wie bei den anderen Ölen, wo die Verluste bei steigender Drehzahl (ab ca.  $500 \text{ min}^{-1}$ ) aufgrund der abnehmenden Ölfüllung des Lüftspaltes sogar sinken (bei  $30^\circ\text{C}$ ). Besonders deutlich ist er bei dem ATF-Öl zu erkennen; dessen Grundöl ist nämlich sehr dünnflüssig. Der unterschiedliche Viskositätsindex der beiden Bioöle im Vergleich zum ATF-Öl (steilere Kennlinie im Viskositäts-Temperatur-Diagramm) ist dafür verantwortlich, daß die Leerlaufmomente des Bio-Hy-Gard bei höheren Temperaturen über denen des ATF-Öls liegen. Die hohe Viskosität des Öls JD J20C bei



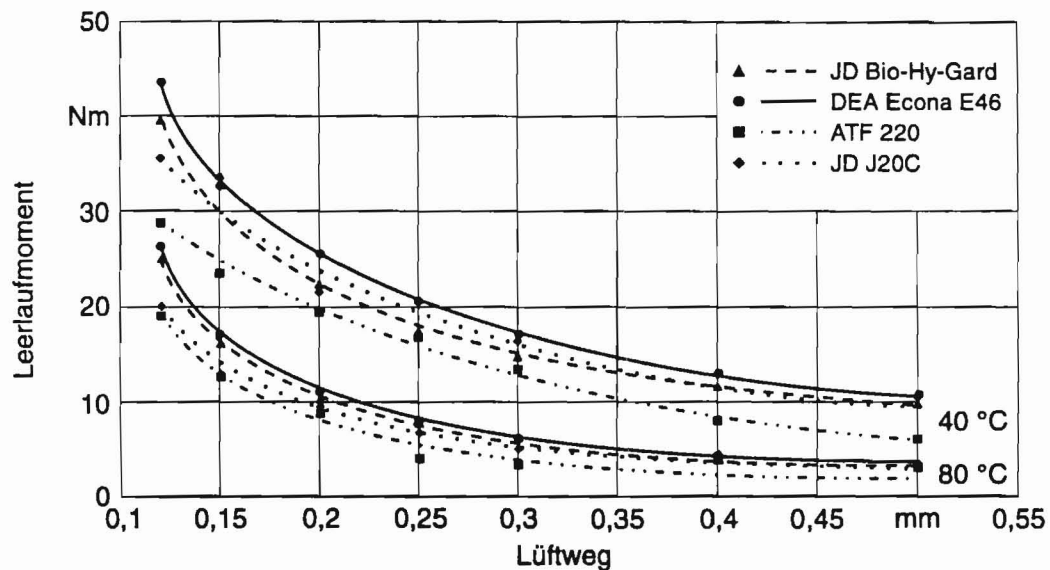
niedrigen Temperaturen führt zu großen Schleppmomenten bei mittleren Drehzahlen. Freischleudern und temporärer Scherverlust lassen die Verluste bei hohen Drehzahlen wieder deutlich sinken. Der starke Viskositätsabfall bei steigenden Temperaturen reduziert die Verluste – bei 60°C auf Werte zwischen dem Bio-Hy-Gard und dem ATF-Öl.



**Bild 5.3:** Leerlaufmomente im Einscheibenprüfkopf in Abhängigkeit von Drehzahl und Spalttemperatur, Lüftweg = 0,30 mm

Dieselben Effekte sind auch in **Bild 5.4** zu erkennen. Hier ist für zwei verschiedene Temperaturen die Abhängigkeit des Leerlaufmomentes von der Größe des Lüftwegs aufgetragen. Als Drehzahl wurden 500 min<sup>-1</sup> gewählt, da sie etwa in der Mitte des Drehzahlbandes liegt und hier bereits Zusatzeffekte wie Freischleudern wirken. Je höher die Temperatur, desto näher liegen die Kurven für die beiden Bio-Öle zusammen. Über den gesamten Bereich erzeugt das ATF-Öl geringere Leerlaufmomente als die Bio-Öle. Dieser Unterschied wird bei kleinen Lüftwegen immer größer. Die Kurven flachen erst für Lüftwege größer als 0,4 mm deutlich ab. Ähnliche Ergebnisse brachte auch das JD J20C. Aufgrund der hohen Viskosität bei 40°C liegen hier die Werte deutlich über denen des ATF-Öls – bei 80°C sind die Unterschiede nur noch gering.

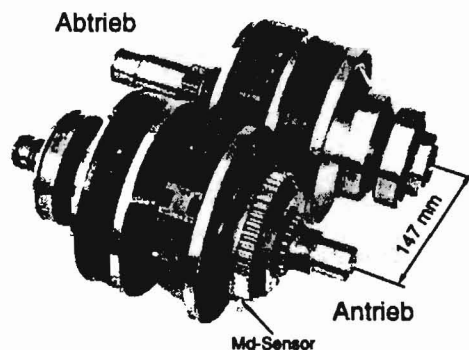
Zur Orientierung über die Höhe der Verlustleistung: Bei einer Drehzahl von 500 min<sup>-1</sup> entspricht ein Schleppmoment von 20 Nm einer Verlustleistung von ca. 1 kW.



**Bild 5.4:** Leerlaufmoment im Einscheibenprüfkopf in Abhängigkeit von Lüftweg und Spalttemperatur,  $n = 500 \text{ min}^{-1}$

## 5.2 Untersuchungen in einem stufenlosen Getriebe

Dieser Versuch wurde in das Forschungsprojekt aus zwei Gründen aufgenommen: Die Verwendung von kombinierten Traktorhydraulik- und -getriebeölen auf pflanzlicher Basis darf eine zukünftige Entwicklung in Richtung stufenloser Fahrtriebe – insbesondere Kettenwandler (Bild 5.5, nach [3]) – nicht behindern, da hier großes Potential für eine Prozeßoptimierung beim Traktoreinsatz vorhanden ist.



**Bild 5.5:** P.I.V.-Kettenwandler (Typ RHVF 147) des Münchner Forschungstractors

Bedeutsam ist bei diesem Wandler zufällig auch die Ähnlichkeit der Kontaktstellen Kegelscheibe-Wiegedruckstück (Bolzen der Kette) mit dem Kontakt zweier Zahnräder bezüglich der Pressungen und der elasto-hydrodynamischen Kontakte. Es lassen sich somit Aussagen über das Reibungsverhalten und die Ölalterung aufgrund der hohen Flächenpressungen (Größenordnung bis  $10^4$  bar Herz'sche Pressung) treffen.

5.2.1 Versuchsbeschreibung

Ein bereits vorhandener Prüfstand kann für dieses Forschungsprojekt eingesetzt werden, Bild 5.6 (nach [3]).

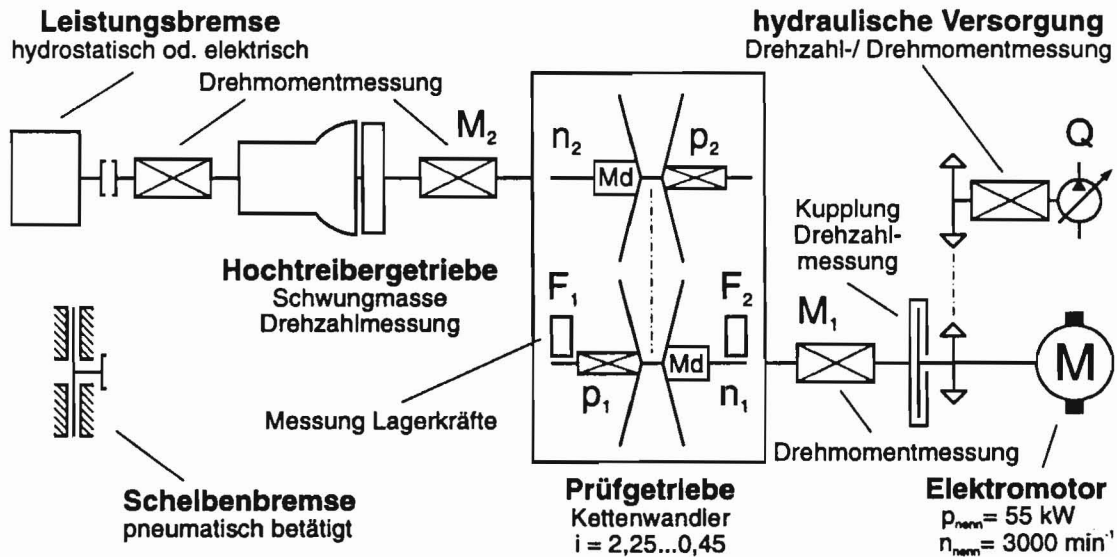


Bild 5.6: Schematischer Aufbau Kettenwandlerprüfstand

Als Leistungsbremse wird für die Anpreßbedarfsversuche eine Wirbelstrombremse eingesetzt. Die Normalkraft zur Übertragung des Drehmomentes über den Kettenwandler wird hydrostatisch mit einem Konstantstromsystem (Volumenstrom Q) aufgebracht. Dabei ist das zur Übertragung eines bestimmten Momentes notwendige Niveau der Drücke  $p_1$  und  $p_2$  stark von dem Öl abhängig, mit dem die Kette und die Scheibensätze zur Schmierung und Kühlung benetzt werden, Bild 5.7.

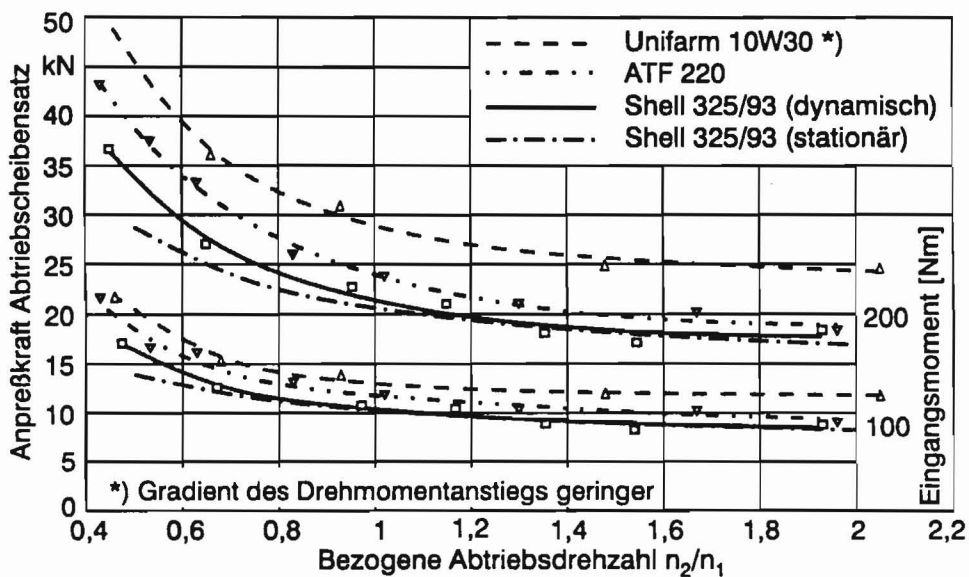


Bild 5.7: Frühere Messungen zum Einfluß der Ölsorte auf den Anpreßbedarf für drei Öle,  $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ , Tanktemperatur  $60^\circ\text{C}$ , dynamisches Meßprinzip; Shell 325/93 zum Vergleich auch nach stationärem Verfahren

Für Diagramme dieser Art wird am Institut das sogenannte  $\zeta$ -Verfahren angewandt, das einen sicheren Betrieb dicht vor der Rutschgrenze ohne Beschädigung der Keilscheiben gestattet [3]. Als  $\zeta$  wird das Druckverhältnis  $p_1/p_2$  bezeichnet. Zur Bestimmung des bei maximalem  $\zeta$ -Wert zu übertragenden Drehmomentes existieren zwei Methoden – eine dynamische (P.I.V.) und eine stationäre (Sauer, Lehrstuhl für Landmaschinen). Bei Übersetzungen ins Langsame, d.h. kleiner bezogener Abtriebsdrehzahl  $n_2/n_1$ , sind die im dynamischen Verfahren ermittelten benötigten Anpreßkräfte um bis zu 20 % höher als bei den stationären Messungen. Bei Übersetzungen ins Schnelle sind die Kurven nahezu deckungsgleich. Die in Bild 7 dargestellten Werte sind mit dem dynamischen Verfahren ermittelt worden, wobei das Öl Esso Unifarm 10W30 aufgrund anderer Versuchsbedingungen vor allem im Bereich der Übersetzung ins Langsame zu positiv dargestellt ist.

Bei dem von Sauer am Lehrstuhl für Landmaschinen der Technischen Universität München entwickelten stationären Verfahren (1995) wird der Druck im Zylinder 2 (abtriebsseitig) auf einen vorgegebenen Wert eingestellt und das übertragene Moment so lange gesteigert, bis  $\zeta$  ein Maximum erreicht. Während der Steigerung des Drehmomentes muß die Übersetzung immer nachgeregelt werden.

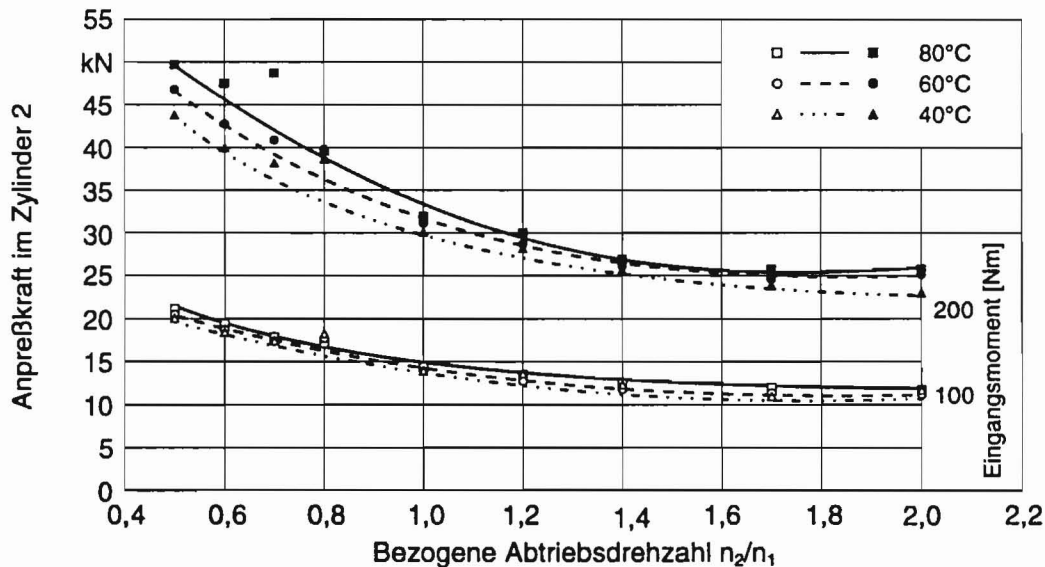
Für die Versuche im Rahmen dieses Projektes wurde ausschließlich das stationäre Meßverfahren angewandt.

In einem zweiten Versuch wurden maximale Reibungszahlen ermittelt. Sie sind ebenfalls charakteristisch für das Öl. Das Drehmoment wird bei diesen Messungen weit über den Punkt des maximalen  $\zeta$  hinaus gesteigert, bis die Kette durchzurutschen beginnt. In Verbindung mit den Lagerkräften am Antriebsscheibensatz  $F_1$  und  $F_2$  wird dann mit Hilfe der Seilreibung nach Eytelwein eine mittlere Reibungszahl errechnet. Diese Werte sind idealisiert, da zum einen die Laufbahn der Kette keiner Kreisbahn entspricht und andererseits aufgrund der über den Umschlingungswinkel ab- und wieder zunehmenden Schichtdicke des Öls zwischen Scheibe und Kette die Reibungszahl nicht konstant ist.

### 5.2.2 Ergebnisse

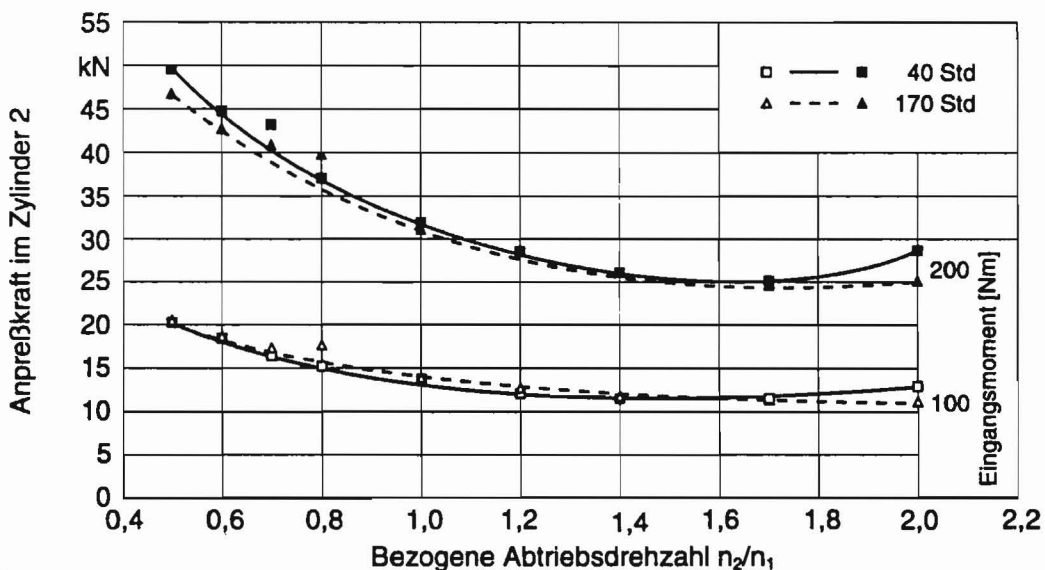
Als Vergleichsmaßstab für die drei Testöle dient das Shell PAE 325/93. Messungen nach dem stationären Verfahren sind in Bild 7 eingetragen. Die Temperaturabhängigkeit des Anpreßbedarfs für dieses Fluid ist in [3] beschrieben: Gegenüber 60°C ist er bei 40°C um ca. 4 % höher, bei 80°C um ca. 4 % niedriger. Der mit dem dynamischen Verfahren gemessene Anpreßbedarf für das ATF-Öl in Bild 7 läßt sich in gleicher Weise wie beim Shell PAE 325/93 auf das stationäre Meßprinzip umrechnen.

In Bild 5.8 ist der Anpreßbedarf für das Öl Bio-Hy-Gard für drei verschiedene Temperaturen aufgetragen. Die notwendigen Anpreßkräfte liegen erheblich über denen für das ATF- und das CVT-Öl. Sie steigen mit höherer Temperatur an. Aufgrund der großen Kräfte werden die Bauteile (Biegung der Scheiben und der Wandlerwellen, Lagerbelastung, Kettenvorspannung) bei gleichen Drehmomenten höher belastet (auf die Wirkungsgrade wird später eingegangen).



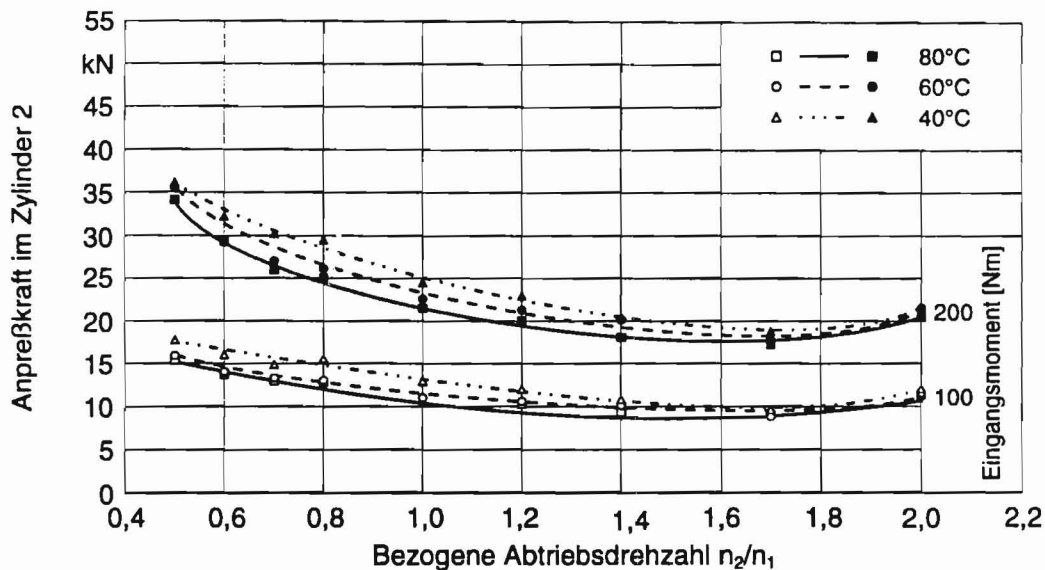
**Bild 5.8:** Anpreßbedarf für Bio-Hy-Gard in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Tanktemperatur,  $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $Q = 6 \text{ l/min}$

Aufgrund der begrenzten Prüfstandskapazität war die Betriebsdauer limitiert. In diesem Zeitraum zeigten sich keine großen Änderungen des Anpreßbedarfs, **Bild 5.9**. Der größte Unterschied tritt bei Übersetzungen ins Schnelle auf und beruht v.a. auf Einlaufeffekten an den Kettenbolzen.



**Bild 5.9:** Anpreßbedarf für Bio-Hy-Gard in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Betriebsdauer,  $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $Q = 6 \text{ l/min}$ , Tanktemperatur  $60^\circ\text{C}$

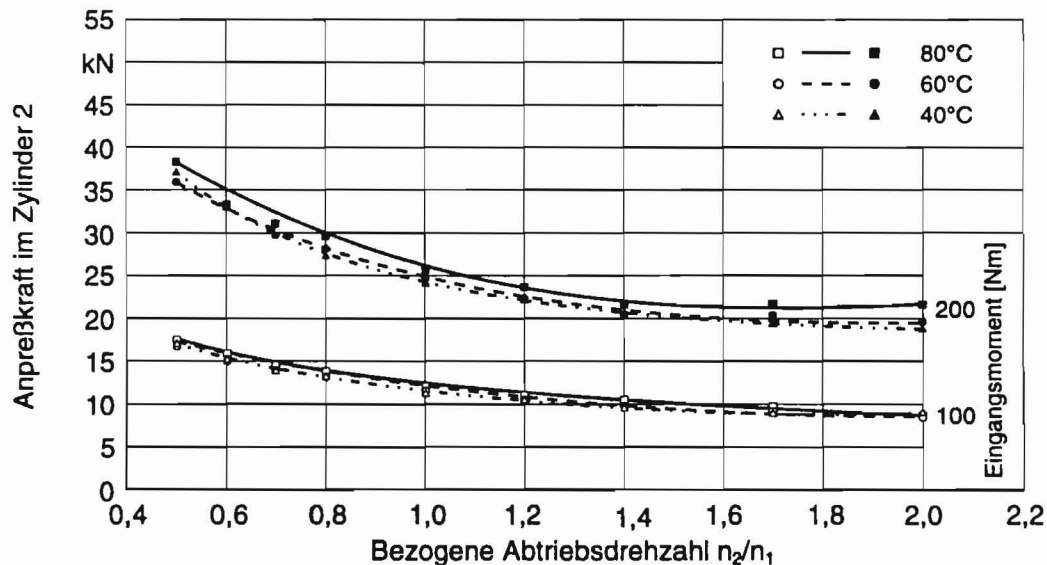
Wesentlich besser eignet sich das Öl DEA Econa E46 für den Einsatz in Kettenwandlern – dieses Öl erreicht ähnlich günstige Anpreßwerte wie das ATF-Fluid, **Bild 5.10**. Da auch hier eine neue Kette verwendet wurde, steigt die notwendige Anpreßkraft bei Übersetzungen ins Schnelle wieder an. Mit dem DEA Econa E46 konnten keine Versuche zum Einfluß der Betriebsdauer durchgeführt werden, da kurzfristig noch das Öl JD J20C zum Vergleich untersucht wurde; es war nur ca. 60 Betriebsstunden im Prüfstand.



**Bild 5.10:** Anpreßbedarf für Econa E46 in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Tanktemperatur,  $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $Q = 6 \text{ l/min}$

Neben der absoluten Höhe des Anpreßbedarfs unterscheiden sich die beiden Bio-Öle auch noch in ihrem Temperaturverhalten: Mit steigender Temperatur benötigt das Öl Bio-Hy-Gard höhere Anpreßkräfte, das Öl DEA Econa E46 hingegen geringere (ähnlich wie das CVT-Fluid [3]). Für dieses Verhalten ist die unterschiedliche Additivierung der Öle verantwortlich. Bei dem Öl Bio-Hy-Gard nimmt der Einfluß der Additive mit steigender Temperatur ab, wie die Versuche am Bremsenprüfstand zeigen; deshalb kommt hier die bei höheren Temperaturen im Vergleich zu Mineralölen höhere Viskosität zum Tragen. Das bedeutet, daß die Kettenbolzen beim Einlauf in die Kegelscheiben längere Zeit benötigen, bis sie das Öl von der Scheibenoberfläche verdrängt haben und Kraft übertragen können. Somit ist der wirkende Umschlingungswinkel geringer als bei den dünnflüssigeren ATF- und CVT-Fluiden. Beim Öl DEA Econa E46 wird der flache Viskositätsverlauf von der sehr hohen Scherfestigkeit überspielt, welche bereits bei größeren Schichtdicken eine Kraftübertragung zuläßt.

Zum Vergleich wurde auch das Öl JD J20C betrachtet, **Bild 5.11**. Der notwendige Anpreßbedarf liegt zwar etwas über dem des ATF-Fluids – aber weit unter dem für das Öl Bio-Hy-Gard. Auch bei diesem Öl steigt der Anpreßbedarf mit der Temperatur, wobei der Einfluß eher gering ist.



**Bild 5.11:** Anpreßbedarf für JD J20C in Abhängigkeit von (bezogener) Abtriebsdrehzahl, Eingangsmoment und Tanktemperatur,  $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $Q = 6 \text{ l/min}$

Ein hoher Anpreßbedarf wirkt sich aufgrund der großen Drücke negativ auf den Gesamtwirkungsgrad aus. Die Verluste setzen sich aus dem mechanischen Anteil im Wandler selbst und der benötigten hydraulischen Leistung zur Erzeugung der Anpreßkraft zusammen. In **Tabelle 5.2** sind die während der Versuche zum Anpreßbedarf vorliegenden Wirkungsgrade für den Kettenwandlerprüfstand bei einem Eingangsmoment von ca. 162 Nm dargestellt.

Ölsorte	$\zeta = p_1/p_2$	$\eta_{\text{mech}}$ (ohne Hydraulik)	$\eta_{\text{ges}}$ (einschließlich Hydraulik)
JD Bio-Hy-Gard	1,34	95,5 %	91,9 %
DEA Econa E46	1,46	96,6 %	93,5 %
JD J20C	1,40	95,0 %	91,8 %
Shell ATF-21666	1,40	96,2 %	93,3 %

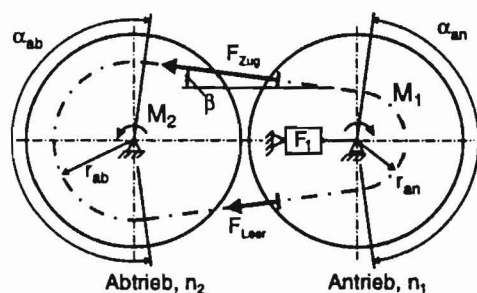
**Tabelle 5.2:**  $\zeta$ -Verhältnis und beste Wirkungsgrade (im Kennfeld) für verschiedene Öle im Anpreßbedarfsversuch; Bezogene Abtriebsdrehzahl  $n_2/n_1 = 1,0$ ,  $M_1 = 162 \text{ Nm}$ ,  $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$

Diese Wirkungsgrade sind die beim Kettenwandler maximal möglichen. Im Bereich von Eingangsmomenten zwischen 130 Nm und 200 Nm waren sie für die einzelnen Öle nahezu konstant; unterhalb 130 Nm sinkt der Wirkungsgrad. Der mechanische Wirkungsgrad ist abhängig von der Ölsorte – die beiden Öle Shell ATF-21666 (vergleichbar mit Mobil ATF 220) und DEA Econa E46, die einen sehr niedrigen Anpreßbedarf haben, sorgen für die geringsten mechanischen Verluste. Aus noch nicht ganz geklärten Ursachen liegt der mechanische Wirkungsgrad beim Einsatz des Öls JD J20C noch unterhalb dem des Bio-Hy-Gard. Die Versuche mit dem JD J20C wurden am Ende der Reihe durchgeführt, so daß bereits

ein geringer Verschleiß an den Kegelscheiben aufgetreten sein kann. Die Gesamtwirkungsgrade sind aber für beide John Deere-Öle nahezu gleich, da beim Bio-Hy-Gard eine höhere hydraulische Anpreßleistung erforderlich ist, um das gleiche Drehmoment zu übertragen.

Ebenso zeigt sich, daß das Druckverhältnis  $\zeta$  desto größere Werte annimmt, je geringer der Anpreßbedarf ist. Das bedeutet, daß der Zylinderdruck  $p_1$ , der als der größte Druck im Kettenwandler maßgeblich den Druck in der Hydraulikpumpe bestimmt, bei Ölen mit geringem Anpreßbedarf nicht sehr weit unter dem für Öle mit einem höheren Bedarf liegt. Diese entgegengesetzt wirkenden Effekte führen dazu, daß die hydraulische Leistung, die je nach Öl benötigt wird, um bei gleicher Drehzahl das gleiche Moment zu übertragen, nicht so stark differiert wie der Anpreßbedarf selbst.

Die ermittelten Reibungszahlen bestätigten die Ergebnisse aus den Anpreßbedarfsversuchen, **Bild 5.12**.



$$F_{\text{Zug}} = F_{\text{leer}} * e^{\mu\alpha}$$

#### Ermittelte Reibungszahlen

Öl / Betriebszeit	Antrieb	Abtrieb
John-Deere BIO-HY-GARD 40 Stunden	0,0852	0,0798
John-Deere BIO-HY-GARD 230 Stunden	0,085	0,0795
DEA Econa E46 15 Stunden	0,0922	0,0871
John-Deere J20C 20 Stunden	0,0994	0,0925
SHELL PAE 325/93	0,0939	0,0868

**Bild 5.12:** Mittlere Reibungszahlen für den Kettenwandler nach Eytelwein,  $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ , bezogene Abtriebsdrehzahl  $n_2/n_1 = 1,0$ ,  $Q = 6 \text{ l/min}$

Aufgrund des unterschiedlichen Laufverhaltens der Kette auf der Antriebs- und der Abtriebsseite des Wandlers sind die Reibungszahlen für die Antriebsscheibe immer höher als abtriebsseitig.

Das Shell PAE 325/93 weist sehr hohe Reibungszahlen auf; deshalb benötigt es sehr geringe Anpreßdrücke. Die Reibungszahlen für das DEA Econa E46 und das JD J20C weichen nur wenig davon ab. Deutlich schlechter liegen die Werte für das Bio-Hy-Gard.

Da Rapsöl wie das Bio-Hy-Gard einen sehr hohen Anpreßbedarf, aber eine niedrige Temperaturobergrenze aufweisen, welche zu beschleunigter Ölalterung führt, als mineralische oder synthetische Öle, wurde die lokale Temperatur des Spritzöls an der Antriebsseite gemessen, nachdem es im Hydraulikkreis des Kettenwandlers und im Reibkontakt zwischen Scheibe und Kettenbolzen aufgeheizt wurde. An dieser Stelle tritt die maximale Öltemperatur



auf. Bei den Versuchen zeigte sich, daß die höchsten Werte bei hohen Momenten (= hohen Anpreßdrücken) und Übersetzungen ins Schnelle (= großer  $\zeta$ -Wert) auftreten. Für das Öl Bio-Hy-Gard liegen sie um bis zu 20°C über der Tanktemperatur, **Tabelle 5.3**.

Ölsorte	Tanktemperatur	Spritzöltemperatur und Eingangsmoment		
		$\ddot{u} = 0,5$	$\ddot{u} = 1,0$	$\ddot{u} = 2,0$
Bio-Hy-Gard	60°C	67°C, 120 Nm	75°C, 170 Nm	79°C, 180 Nm
	80°C	86°C, 132 Nm	89°C, 165 Nm	100°C, 190 Nm *)
JD J20C	60°C	67°C, 150 Nm	72°C, 195 Nm	72°C, 200 Nm
	80°C	85°C, 140 Nm	89°C, 190 Nm	92°C, 200 Nm
Econa E46	60°C	65°C, 120 Nm	67°C, 185 Nm	71°C, 165 Nm

**Tabelle 5.3:** Spritzöltemperatur der einzelnen Öle abhängig von bezogener Abtriebsdrehzahl und Tanktemperatur,  $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $Q = 6 \text{ l/min}$  \*)  $\ddot{u} = 1,2$

Im Gegensatz zu den Temperaturen, denen das Öl in den nassen Bremsen beim Verzögern ausgesetzt ist, handelt es sich hier um eine echte Dauerbelastung (z.B. Transportfahrt), die die Lebensdauer des Öls stark herabsetzen kann. Bei den anderen Ölen ist dieser Belastungsfall unkritisch, da die Spritzöltemperaturen nur etwa 10°C über der Tanktemperatur liegen; zudem haben sie eine höhere Temperaturobergrenze.

### 5.3 Messungen von Verlusten an einem Stufengetriebe

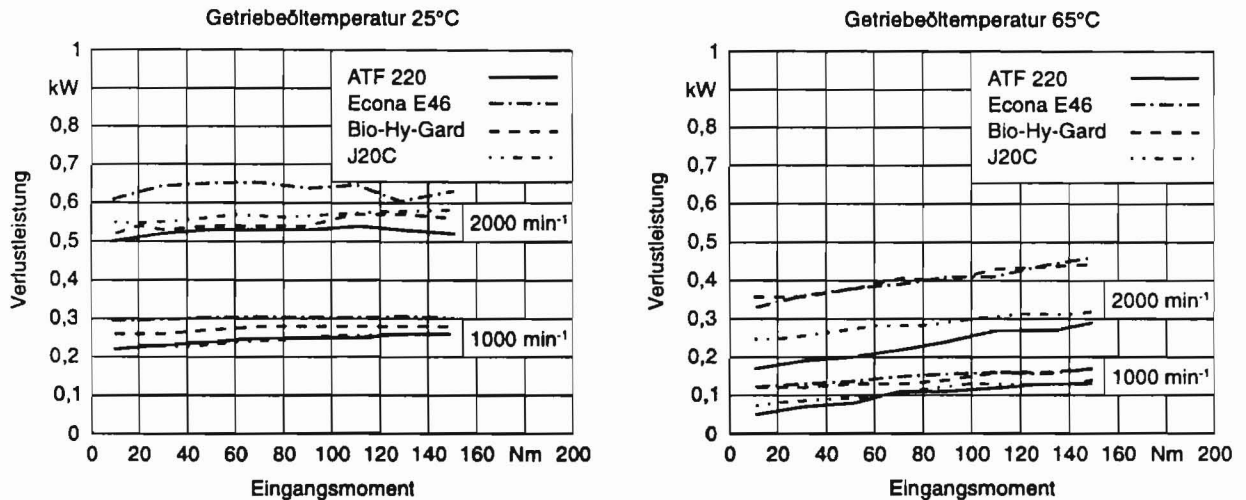
Obwohl man bereits aus den Versuchsergebnissen für den Kettenwandlerprüfstand auf den Einfluß der verschiedenen Öle auf den Wirkungsgrad von Zahnradgetrieben schließen kann, wurden die Öle zusätzlich als Getriebeöle im Hochtreibergetriebe des Kettenwandlerprüfstandes eingesetzt und die Verluste untersucht.

#### 5.3.1 Versuchsdurchführung

Bei dem Hochtreibergetriebe handelt es sich um ein synchronisiertes Pkw-Fünfganggetriebe mit herkömmlicher Tauchschnierung. Der 4. Gang ist direkt durchgeschaltet – es liegt kein Zahneingriff unter Last vor. Im 5. Gang sind zwei Zahnradpaare im Kraftfluß eingebunden. Für verschiedene Temperaturen wurden für diese beiden Stufen die Ein- und die Ausgangsleistung ermittelt.

#### 5.3.2 Ergebnisse

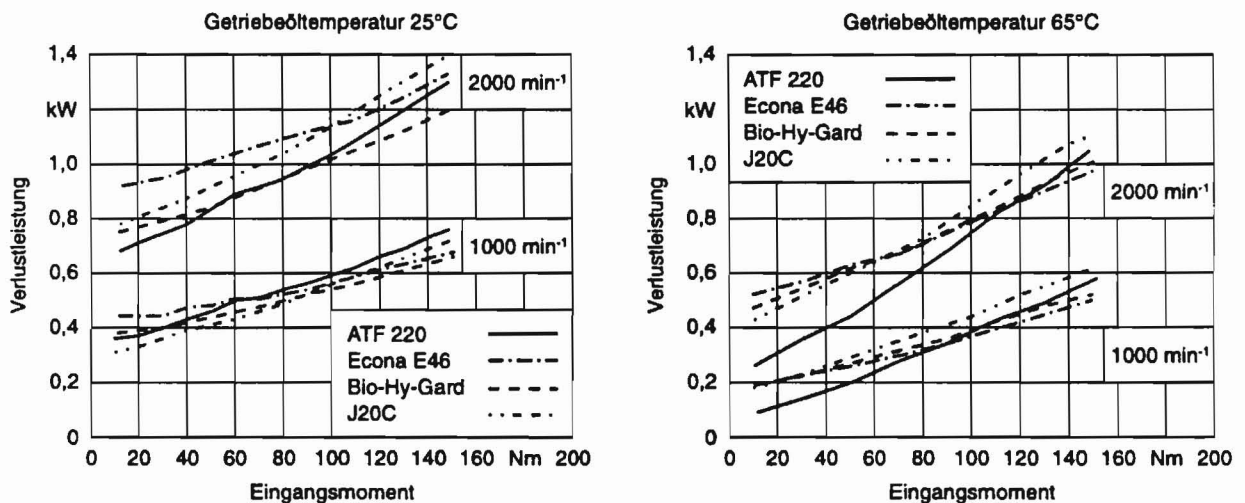
Im direkten Gang entstehen Verluste nur durch das Planschen der lastfreien Zahnradpaare im Getriebeöl. Hier erzeugt das Öl Mobil ATF 220 immer die geringsten Verluste, das DEA Econa E46 die höchsten, **Bild 5.13**.



**Bild 13:** Verlustleistung in einem Stufengetriebe (direkter Gang) für verschiedene Öle in Abhängigkeit von Temperatur, Eingangsmoment und -drehzahl, (nur für Momente > 10 Nm ermittelt)

Die Verluste bei Verwendung des Bio-Hy-Gard liegen dazwischen. Das Öl JD J20C dagegen liegt fast auf ebenso gutem Niveau wie das ATF 220. Diese Ergebnisse entsprechen den Leerlaufverlusten im Bremsenprüfstand für Drehzahlen größer als 500 min<sup>-1</sup>, d.h. wenn der Spalt durch Freischleudern nahezu ölfrei ist. Denn auch hier kommen dann die Schleppmomente nur durch Planschen der Bremsscheibe zustande.

Sind aber wie im 5. Gang Zahnradpaare unter Last im Eingriff, verlieren die Planschverluste an Bedeutung, und andere Effekte beeinflussen das Verhalten, **Bild 5.14**. Hier wirken sich vor allem die sehr guten Schmiereigenschaften der Bio-Öle aus und führen bei höherer Last sogar zu geringeren Verlusten als das ATF-Öl. Beim ebenfalls mineralischen Öl JD J20C hat die Kurve nahezu dieselbe Steigung wie beim ATF-Öl; die Werte liegen aber etwas höher.



**Bild 14:** Verlustleistung in einem Stufengetriebe (zwei Zahnradpaare unter Last) für verschiedene Öle in Abhängigkeit von Temperatur, Eingangsmoment und -drehzahl, (nur für  $M > 10$  Nm ermittelt)

## 6 Ökologische Bewertung der biologisch schnell abbaubaren Öle

### 6.1 Allgemeines

In Gesellschaft, Politik und Wirtschaft setzt sich zunehmend die Einsicht durch, jegliches menschliches Handeln besser und nachhaltiger auf die Umwelt und die Erhaltung der langfristigen Lebensbedingung einzustellen. Waren es in den siebziger und achtziger Jahren vor allem Aspekte des technischen Umweltschutzes sowie des Arbeits- und Gesundheitsschutzes, in denen die Politik Leitlinien setzte, so sind es seit Anfang der neunziger Jahre zunehmend umfassende, sogenannte ganzheitliche Ansätze zum Schutz der Umwelt. Dabei wird übergeordnet das hehre Ziel der Sicherung der Lebensgrundlage zukünftiger Generationen in den Vordergrund gestellt. Ein wesentliches Ziel muß es in diesem Sinne deshalb sein, die natürlichen Ressourcen wie Rohstoffe, Energieträger, Boden, Wasser, Luft usw. langfristig zu schonen und nachhaltig verfügbar zu machen.

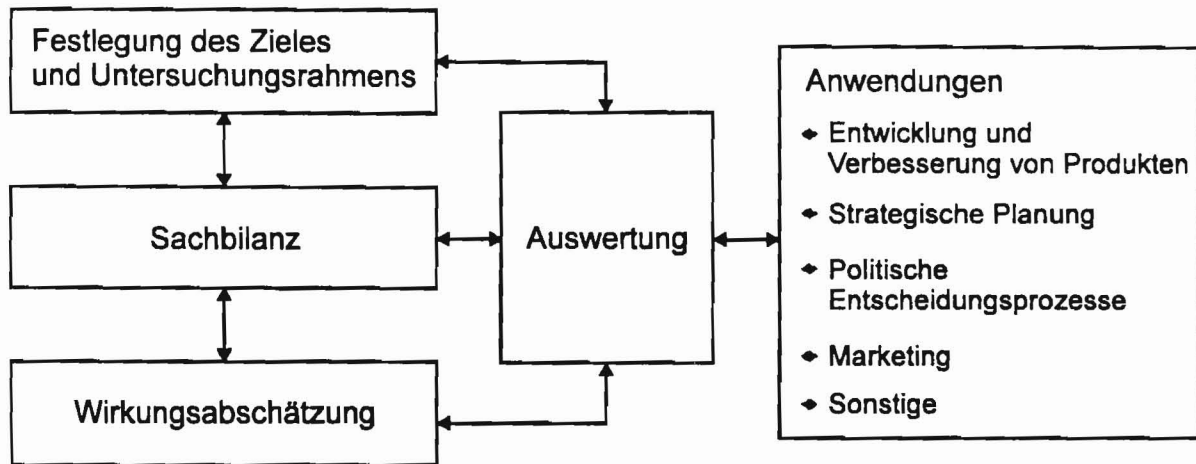
Die Stichworte dieser Handlungsweise sind Ressourcenschonung, Klimaschutz, Landschaftsschutz, Einsatz nachwachsender Rohstoffe, Abfallmanagement. Alle Beteiligten Kreise sind aufgefordert so zu handeln, daß die Befriedigung der Bedürfnisse einer modernen Gesellschaft die Leistungsfähigkeit der Umwelt nicht überbeansprucht. Einen wesentlichen Beitrag hierzu muß die Landwirtschaft leisten, die seit jeher umweltgerecht wirtschaftet aber auch einen wesentlichen Teil der Umwelt beansprucht und auch oft durch Ereignisse und kontroverse Diskussionen in Zugzwang gerät.

Die ökologische Bewertung einzelner oder komplexer Vorgänge ist zu einem neuen methodischen Instrument geworden, die ökologischen Ziele zu sichern, bzw. den Weg dorthin zu bewerten. Bei Produkten bedeutet dies die Betrachtung des gesamten Lebensweges, also aller Schritte zwischen Rohstoffgewinnung und Entsorgung der gebrauchten Produkte oder Wiedereingliederung in einen neuen Stoffkreislauf. Solche Produktökobilanzen sind heute ein wichtiges Entscheidungsinstrument für Produzenten und Verbraucher. Sie bieten die Möglichkeit das Produkt in einer ökologischen Wertungskala einzuordnen. Obgleich dabei die Priorität eindeutig im ökologischen Bereich liegt, können auch ökonomische Aspekte vorteilhaft abgeleitet werden.

### 6.2 Ökobilanzierung

Eine Ökobilanzierung ist in der Regel immer für den gesamten Lebensweg eines Produktes anzustreben. Da hierfür große Mengen von Daten erforderlich sind, die nicht immer zur Verfügung stehen, kann sich die Bilanzierung auch auf bestimmte, klar abgegrenzte Lebensabschnitte des betreffenden Produktes beschränken. Diese werden dann als Module oder Prozesse bezeichnet.

Nach den in internationalen Standards festgelegten Prinzipien ist eine Ökobilanzierung in vier Teile gegliedert. Diese sind in **Bild 6.1** dargestellt.



**Bild 6.1:** Bestandteile und Wirkungsgefüge einer produktbezogenen Ökobilanz (nach ISO)

Die auf abgegrenzte Abschnitte eines Produktes eingeschränkte Betrachtungsweise trifft auf das hier diskutierte LAV-Projekt im besonderen zu. Der Bilanzierungsrahmen für eine umfangreiche Ökobilanzierung wäre die Beurteilung jeder einzelnen Landmaschine oder des Schleppers in seiner Funktion als Feldmaschine im Rahmen eines definierten landwirtschaftlichen Verfahrens. Das im Abschnitt 1 formulierte Ziel des Vorhabens betrifft jedoch ausschließlich das Modul „zentral versorgte Getriebe- und Hydrauliksysteme“ im Vergleich mit Ölen auf mineralischer und solchen auf pflanzlicher Basis.

- Das Ziel und der Untersuchungsrahmen sind somit im Versuchsprogramm klar festgelegt und stehen hier nicht zur Diskussion
- Die Sachbilanz leitet sich aus der Erfüllung des Versuchsprogrammes folgerichtig ab
- Die Wirkungsabschätzung ergibt sich aus der Wertung der aus der Sachbilanz resultierenden Erkenntnisse

Da die Auswertung der Sachbilanz und der Wirkungsabschätzung typisch und unter den Maßgaben eines Forschungsvorhabens erfolgt und nicht zwangsläufig den in der Praxis üblichen und reproduzierbaren Anwendungsfall widerspiegelt, können die Aussagen die Erwartungen einer Ökobilanzierung auch nur eingeschränkt erfüllen. Es ist daher sinnvoller, im Rahmen dieses Vorhabens nur von einer allgemeinen ökologischen Bewertung der Rapsöle, und auch nur der für den Einsatz in Landmaschinen wesentlichen Aspekte zu sprechen.

### 6.3 Markt

Beim Einsatz von landwirtschaftlichen Maschinen besteht ein enger Kontakt mit den Umweltfaktoren Boden, Wasser und Pflanzen und damit auch mit Produkten der Nahrungs- und Futterkette. Hydrauliksysteme moderner Landmaschinen haben Ölfüllungen oft bis zu mehreren hundert Litern. Da Leckagen durch Defekte oder Verschleiß, insbesondere an den

Verbindungsstellen der Geräte- und Traktorhydraulik, nicht auszuschließen sind, können Öle in Boden und Gewässer gelangen, da das ausgetretene Hydrauliköl meist nicht sofort aufgefangen werden kann. Sie belasten somit die Umwelt, insbesondere beim Einsatz von Mineralölen. Eine Vermeidung bzw. Begrenzung von möglichen Folgeschäden und -kosten ist daher anzustreben. In Anwendungsfällen mit hohem Gefährdungspotential oder bei nicht vermeidbaren Umweltkontaminationen durch Verlustschmierungen kann dies durch die Verwendung von biologisch schnell abbaubaren Hydraulikflüssigkeiten oder Schmierstoffen erreicht werden.

Innerhalb des Gesamtschmierstoffmarktes (Öle, Fette) besitzen Hydraulikflüssigkeiten ein sehr großes Marktvolumen. Von knapp 162 000 t Hydraulikölen (d.s. 13,8 % des Gesamtverbrauches von Schmierstoffen), die 1995 in Deutschland verbraucht wurden, entfallen ca. 55 % auf mobile und ca. 45 % auf stationäre Anwendungen. Von dieser Gesamtmenge wurden im gleichen Jahr ca. 4-5 % biologisch abbaubare Öle abgesetzt. Das ergibt etwa 6 400 bis 8 100 t Hydrauliköle. Dieser Markt wird von ca. 72 Produkten namhafter Mineralölfirmer abgedeckt, wobei aber nur etwa die Hälfte rapsölbasierte Produkte sind. Die andere Hälfte stellen synthetische Ester. Ernstzunehmende Prognosen für die Zukunftsentwicklung gehen von einer erheblichen Steigerung der Einsatzmengen aus. Beispielsweise wird für das Jahr 2005 eine Steigerung des Marktanteiles der biologisch schnell abbaubaren Hydraulikflüssigkeiten auf ca. 50 % vorhergesagt und ein entsprechender Rückgang des Verbrauches der mineralölbasierten Flüssigkeiten auf 40 %. Der Rest entfällt auf schwerentflammbare Produkte.

#### 6.4. Ökologische Kriterien

Im allgemeinen Sprachgebrauch hat sich aus einer Vielzahl von Sprachschöpfungen für die ökologische Gesamtbewertung der Begriff „Umweltverträglichkeit“ als am zutreffendsten herauskristallisiert. Im Zusammenhang mit dem Einsatz von Ölen wird der Begriff Umweltverträglichkeit oft nur mit der biologischen Abbaubarkeit gleichgesetzt. Zweifelsohne ist die biologische Abbaubarkeit ein wesentlicher Faktor, jedoch nicht der einzige. Die Wirkung von Ölen auf die Umwelt setzt sich aus primären und sekundären Wirkungen zusammen. Unter primären Wirkungen versteht man die unmittelbaren Einwirkungen auf die Umwelt (z.B., biologische Abbaubarkeit, Wassergefährdung, Ökotoxizität). Sekundäre Wirkungen sind solche, mit denen der Schmierstoff durch seinen Ursprung und dessen anwendungstechnischen Gebrauch mittelbar auf seine Umwelt ausübt (z.B. nachwachsender Rohstoff, Energieeinsparung durch Absenkung der Reibwerte, Ressourceneinsparung durch verlängerte Wechselintervalle).

Als Grundlage für den „offiziellen“ Nachweis der ökologischen Bewertung wurde 1996 von der Jury Umweltzeichen des Deutschen Institutes für Gütesicherung und Kennzeichnungen e.V. (RAL) die Vergaberichtlinie RAL UZ 79 „Biologisch schnell abbaubare Hydrauliköle“ erarbeitet [4]. Auf deren Grundlage können für alle Erzeugnisse, soweit sie die Bestimmung erfüllen, nach Antragstellung beim RAL und nach Abschluß eines gegenseitigen Zeichnungsbenutzungsvertrages, die Erlaubnis zur Verwendung des Umweltzeichens „Blauer

Engel“ erteilt werden.

Besonders hervorzuheben ist die Tatsache, daß die Vergaberichtlinien (dies gilt in gleicher Weise auch für biologisch schnell abbaubare Kettenschmierstoffe, Schmierstoffe und Schalöle) neben den rein ökologischen Vorgaben auch den anwendungstechnischen Nachweis fordern. Für die technischen Mindestanforderungen biologisch schnell abbaubarer Hydrauliköle und die Umstellungsrichtlinien von Mineralölen auf biologisch schnell abbaubare Flüssigkeiten wurden die VDMA-Einheitsblätter 24568 und 24569 formuliert.

Zum besseren Verständnis sollen einige der wichtigsten Kriterien kurz erläutert werden. Von den drei im LAV-Vorhaben eingesetzten Testölen hat ein Produkt das Vergabeverfahren nach RAL positiv durchlaufen.

<p><b>Keine kennzeichnungspflichtigen Stoffe erlaubt</b>  nach GefStoffV  nicht in WGK 3  nicht krebserregend nach MAK-Liste  nicht erbgutverändernd  nicht fortpflanzungsgefährdend  keine Halogen-, Nitrit- oder metallische Verbindungen (außer Ca &lt; 0,1 %)</p>
<p><b>Abbaubarkeit und ökotoxikologische Wirkung mit Nachweis</b>  Sicherheitsdatenblätter für sämtliche Rezepturbestandteile  &lt; 7 Gew. % Inhaltsstoffe potentiell abbaubar, einschließlich  &lt; 2 Gew. % der Gesamtformulierung nicht abbaubar  Grundsubstanzen (Inhaltsstoffe <math>\geq 7\%</math>) zu <math>\geq 70\%</math> abbaubar  Immobilitätsnachweis,  nicht ökotoxikologisch bedenklich,  kein Bioakkumulationspotential,  keine toxische Wirkung auf höhere Pflanzen,  Abbaubarkeit wasserunlöslicher Substanzen <math>\geq 80\%</math>  nach Abbautest CEC L-33-A 93 oder BODIS-Test</p>
<p><b>Entsorgung</b>  Angabe des Abfallschlüssels auf den Gebinden  Verbrauchte Druckflüssigkeiten sind  getrennt zu erfassen  getrennt zu sammeln  überwachungsbedürftige Abfälle (Abfallschlüssel 12102, 54106, 54401)</p>
<p><b>Gebrauchstauglichkeit</b>  Erfüllen der technischen Mindestanforderungen nach VDMA 24568  Einhalten der Umstellungsrichtlinien nach VDMA 24569</p>
<p><b>Auf dem Produktdatenblatt</b>  Angabe der Einsatzbereiche, Einhalten der Umstellungsrichtlinien nach VDMA 24569, Hinweis  "Entspricht VDMA 24568"  Kurzzeichen nach VDMA 24568</p>

**Tabelle 6.1:** Auszug der wichtigsten Anforderungen der RAL-UZ 79 (Ausgabe Januar 1997)

Der **biologische Abbau** ist eine durch Mikroorganismen bewirkte enzymatische Reaktion von Kohlenwasserstoffen, dabei werden die Kohlenwasserstoffverbindungen in Energie, Wasser, Kohlendioxid und Biomasse (Vermehrung) umgewandelt. Dabei ist zu beachten, daß nicht alle Kohlenwasserstoffverbindungen gleich gut abgebaut werden. Die aromatischen und zyklischen Kohlenwasserstoffe des Mineralöls werden schlecht, d.h. langsam abgebaut. Im Gegensatz dazu verhalten sich natürliche und chemisch modifizierte Pflanzenöle ganz anders. Je schneller der Abbau, desto geringer ist die Wahrscheinlichkeit einer Akkumulation oder Auswirkung möglicher toxischer Eigenschaften. In ihrem strukturellen Aufbau unterscheiden sich biologisch abbaubare Stoffe dadurch, daß sie mindestens eine C(=O)-Gruppe im Molekül enthalten und so der erste Oxidationsschritt von einer reinen, relativ stabilen -C-C- in eine -C-O-Bindung bereits erfolgt ist. Biologisch leicht abbaubare Stoffe sind solche, bei denen der Abbau der organischen Substanz in einem Zeitraum von 21 Tagen mindestens 80 % beträgt (CEC-Test).

Unter **Ökotoxizität** versteht man die Schädigung von Ökosystemen und ihre Rückwirkungen auf den Menschen. Dabei ist es unerheblich, wie die Fremdschubstanz in die Umwelt gelangt, letztendlich verunreinigt sie meist Gewässer. Daher werden die Auswirkungen auf aquatische Organismen besonders beachtet. Im Labortest wird die Wirkung auf Algen (Produzenten organischer Substanz), Kleinkrebse (Primärkonsumenten), Fische (Sekundärkonsumenten und Ende der aquatischen Nahrungskette) sowie Bakterien (Destruenten) bestimmt.

Zur Erfassung des Gefährdungspotentials fremder Substanzen in Grund- und Oberflächenwasser wurde vom Bundesumweltministerium im Rahmen des Wasserhaushaltsgesetzes ein Katalog wassergefährdender Stoffe erarbeitet. Das Gefährdungspotential einer Substanz wird in einer Einstufung in vier **Wassergefährdungsklassen (WGK)** vorgenommen (siehe **Tabelle 6.2**). Jeder WGK sind Wassergefährdungszahlen (WGZ) zugeordnet, die im Laborversuch aus der akuten Toxizität für Bakterien, Fische und Säugetiere ermittelt worden sind. Berücksichtigt werden dabei auch die biologische Abbaubarkeit, Persistenz und Akkumulierbarkeit eines Schmierstoffes.

WGK	WGZ	Beschreibung
0	0-1,9	im allgemeinen nicht wassergefährdende Stoffe
1	2-3,9	schwach wassergefährdende Stoffe
2	4-5,9	wassergefährdende Stoffe
3	6	stark wassergefährdende Stoffe

**Tabelle 6.2:** Wassergefährdungsklassen und Wassergefährdungszahlen

Die **Alterungsbeständigkeit** und damit die technisch möglichen **Standzeiten** sind eine Folge der Reaktion mit Sauerstoff. Infolge der Oxidation tritt bei Rapsöl schon rasch, bei ca. 65 ° C eine Versäuerung ein. Rapsöl-Raffinate besitzen im Vergleich zu Erdölraffinaten eine schlechtere Oxidationsstabilität. Das Alterungsverhalten von Hydraulikölen auf Rapsölbasis hängt stark von Einsatzdauer und Einsatzart ab. Einwirkungen durch Luftsauerstoff,

Temperatur, Licht und alle Arten flüssiger und fester Fremdstoffe wie z.B. Wasser, Staub etc. sind entscheidende Faktoren der Ölalterung, da sie die Öleigenschaften verändern. Trotz des Einsatzes in geschlossenen Systemen (Hydraulikanlagen, Getriebe) können diese Erscheinungen nicht ausgeschlossen werden. Hier ist auf den Zielkonflikt hinzuweisen, der dadurch entsteht, daß die Forderung nach Hydraulikölen mit hoher Alterungsstabilität für möglichst lange Betriebszeiten der guten biologischen Abbaubarkeit der biologisch schnell abbaubaren Öle diametral entgegensteht. Davon abhängig ist die Festlegung des optimalen Zeitpunktes für den Ölwechsel. Diese Fragestellung hat sich als eine wichtige Erkenntnis des Vorhabens herausgestellt. Diese Problematik wird durch die nicht zu eliminierenden Leckagen und inneren Verluste im Einsatz verstärkt. Die Versuche zeigten auch, welchen Einfluß das Nachfüllen mit frischen Ölen auf den Ölzustand des Gesamtvolumens hat. Es wurde festgestellt, daß durch Nachfüllen mit der gleichen Ölsorte der Ölzustand verbessert wurde (s. Abschnitt 4.4.2.2.). Periodische Ölwechsel nach starr festgelegten Betriebsstundenzeiträumen sind demnach nicht geeignet dieser Sachlage gerecht zu werden. Notwendig sind deshalb zeitaufwendige und kostenintensive Ölanalysen um Kriterien zur bedarfsgerechten Ölwechselmaßnahmen zu erarbeiten. Diese Notwendigkeit wird im Vorhaben als klarer Handlungsbedarf herausgestellt.

Höhe und Zeitintervalle der **Ölnachfüllungen** wird wesentlich durch die Art und Menge der Leckagen beeinflusst. Hauptquelle der Ölleckagen an Landmaschinen sind die hydraulischen Kupplungen mittels derer die hydraulischen Kreisläufe von Traktor und Gerät miteinander verbunden werden. Versuche (nicht im Rahmen dieses Vorhabens) ergaben Verlustmengen zwischen 1,2 ml und 1,9 ml je Kupplungsvorgang bei horizontaler bzw. nach unten geneigter Kupplung. Höherer Druck im System und höhere Betriebstemperaturen führen generell zu einer Erhöhung der Verlustmenge um bis zu 100 % [5]. Die mögliche Abhilfe durch den Einbau leckölarmer Kupplungen wurde insbesondere wegen der fehlenden Kompatibilität mit den vorhandenen Kupplungen und den erheblich höheren Anfangskosten nicht angenommen.

Gebrauchte biologisch abbaubare Schmierstoffe müssen einer fachgerechten **Entsorgung, Beseitigung, Wiederaufbereitung** zugeführt werden. Da gebrauchte Pflanzenöle aber kein Altöl in Sinne des Abfallgesetzes darstellen, gelten die Regeln der derzeit noch gültigen Altölverordnung hier nicht. Eine Änderung dieser Sachlage ist mit der zur Zeit in Überarbeitung befindlichen Altölverordnung zu erwarten. Die Entsorgung gebrauchter Öle kann auf verschiedene Weise erfolgen:

- Die Verbrennung in einer Sonderabfallverbrennungsanlage ist die primäre Entsorgungsmöglichkeit nach der TA Abfall. Sind pflanzliche Altöle betriebsbedingte mit Mineralöl verunreinigt, zählt das gebrauchte Rapsöl zum Altöl im Sinne des Abfallgesetzes. Dann ist eine Verbrennung in einer nach dem BImSchG zugelassenen Anlage erforderlich. Der Heizwert von Rapsöl liegt mit 40 MJ/kg über dem von der TA Luft geforderten Wert von 30 MJ/kg.
- Durch Vakuumdestillation werden Schwermetalle aus dem Altöl getrennt. Das so gewonnene Rapsöl läßt sich als Rohstoff für technische Produkte gut gebrauchen. Es muß aber vorher ausgeschlossen werden, daß leichtflüchtige Additive vorhanden sind, die zur Destillation nicht geeignet sind. Aus Rapsöl bzw. den Spaltprodukten Fettsäuren und Glycerin lassen



sich eine Reihe chemischer Produkte herstellen, wie z.B. Tenside, Schmiermittelzusätze, Waschrohstoffe und Tiefziehschmierstoffe.

- Die Aufbereitung im industriellen Maßstab zur Gewinnung von Wiederaufbereitungsprodukten. Die Industrie bietet mittlerweile eine Wiederaufbereitungskapazität von ca. 10 000 t/a an. Die Logistik des Erfassens und Transportes wird von zwei Unternehmen (Karo-As und Zeller-Gmelin) angeboten, doch in Praxis kaum genutzt. Hier ist noch erheblicher Handlungsbedarf hinsichtlich einer Vereinfachung des Verfahrens seitens des Gesetzgebers gegeben.

Der umweltschonende Charakter eines Schmierstoffs äußert sich nicht ausschließlich durch stofftypische, toxikologische oder biologische Eigenschaften und Wirkungen. Nicht unwesentlich wird er durch eine Reihe sekundärer Kriterien bestimmt. Einige dieser Kriterien sind im folgenden aufgeführt:

- klare Kennzeichnung
- sicherer Transport und Handhabung
- bestimmungsmäßiger Gebrauch
- Mengenoptimierung durch Planung und Sortenvereinfachung
- Optimierung der Gebindegröße
- Leckagenvermeidung durch adequate Dichtungswerkstoffe
- Verbrauchskontrolle
- Einhaltung aller Sicherheitsmaßnahmen beim Umgang mit Schmierstoffen
- Beschaffung und Kosten

Der Einsatz von Hydraulikölen auf Rapsölbasis ist für den Anwender mit Mehrkosten verbunden. Pflanzenölbasische Produkte sind im Ankauf 35 % bis 50 % teurer als konventionelle Produkte. Produkte auf der Basis pflanzlicher Ester können dagegen bis zu 150 % teurer sein. Hinzu kommen Mehrkosten bedingt durch möglicherweise kürzere Ölwechselintervalle und ein Mehraufwand für notwendige Ölanalysen. Eine Kostendegression wäre mit der Verlängerung der Ölwechselintervalle durch eine nutzungsabhängige und flexible Festsetzung des Zeitpunktes für den Ölwechsel zu erwarten. Die Kosten relativieren sich bei Berücksichtigung möglicher Auflagen und Kosten, die durch das Umweltaftungsgesetz im Fall von Leckagen oder größeren Havarien entstehen können. Das Risiko für Schadenersatzansprüche ist beim Einsatz von biologisch schnell abbaubaren Betriebsstoffen auf Rapsölbasis deutlich geringer.

### 6.5. Bewertungsindex

Die Kenndaten (Vor- und Nachteile), die bei der Gesamt-Beurteilung eines System „Maschine - Hydrauliksystem - Öle“ wichtig sind, sind als Resümee des Vorhabens im Abschnitt 7.1 zusammenfassend und bewertend dargestellt. Erschwerend wirkt jedoch die breite Vielfalt dieser Systeme durch die Vielzahl der sich auf dem Markt befindlichen Traktoren und Landmaschinen. Das macht eine allgemein gültige Bewertung schon im Grundsatz recht aufwendig. Als Methode kann hier nur die vergleichende Beurteilung möglichst vieler Einzelbewertungen angewendet werden.

Als Maß für die Bewertung konkreter Anwendungsfälle wird ein „Bewertungsindex (BI)“ vorgeschlagen, der eine Zuordnung über das Verhalten einer Maschine oder Bauteilkomponente beim Betrieb mit biologisch abbaubaren Flüssigkeiten im Vergleich zum Betrieb mit nicht abbaubaren Flüssigkeiten zuläßt.

$$BI = \frac{\text{Verhalten mit biologisch schnell abbaubaren Flüssigkeiten}}{\text{Verhalten mit biologisch langsam abbaubaren Flüssigkeiten}} \quad 6.1$$

Der Bewertungsindex kann für ganze Maschinen oder auch nur Teilkomponenten erstellt werden, dabei sind in erster Linie folgende Kriterien von entscheidender Bedeutung:

- der ökologische Faktor,  $F_{\text{ökol}}$
- der konstruktiv-einsatztechnische Faktor,  $F_{\text{einsatz}}$
- der Kostenfaktor,  $F_{\text{kost}}$

Die Relation 6.1 für den Bewertungsindex läßt sich daher auch folgendermaßen ausdrücken:

$$BI = F_{\text{ökol}} \cdot F_{\text{einsatz}} \cdot F_{\text{kost}} \quad 6.2$$

Am Beispiel der Bauteilkomponente „Getriebe-Hydrauliksystem“ eines Traktors sind für die drei Teilfaktoren folgende Einzelkriterien anzusetzen, wobei:

- für den ökologischen Faktor,  $F_{\text{ökol}}$ 
  - mit A hohe biologische Abbaubarkeit
  - B niedrige Wassergefährdungszahl
- für den konstruktiv-einsatztechnischen Faktor,  $F_{\text{einsatz}}$ 
  - mit C hoher Substitutionsgrad mit biologisch schnell abbaubaren Ölen
  - D niedrige Nachfüllmengen (bedingt durch Leckagen und andere Ölverluste)
  - E lange Standzeiten mit gleicher Ölfüllung
- für den Kostenfaktor,  $F_{\text{kost}}$ 
  - mit F das Verhältnis der Anschaffungskosten
  - G das Verhältnis der Entsorgungskosten.
  - H die Folgekosten durch mögliche Ölunfälle

bezeichnet wird.

Werden diese Einzelkriterien in die Formel 6.2 eingesetzt muß deren grundsätzliche Einflußnahme auf den Bewertungsindex bedacht werden. Die technische Eignung der Ölen für den zu untersuchenden Einsatzfall sollte dabei im Vorfeld abgeklärt sein. Die Tatsache, ob einem Öl der „Blaue Engel“ zuerkannt wurde oder nicht, kann in dieser Bewertung nicht entscheidenden Einfluß haben.

Die Formel des Bewertungsindex erhält jetzt folgende Form

$$BI = \frac{A}{B} \times \frac{C \cdot E}{D} \times \frac{1}{F \cdot G \cdot H} \quad [\text{dimensionslos}] \quad 6.3$$

Die konkrete Ermittlung des Bewertungsindex für einen bestimmten Traktor oder eine bestimmte Maschine ist nur dann möglich, wenn alle notwendigen Daten für den speziellen Einsatzfall auch vorhanden sind. Für den im Projekt eingesetzten Traktor der Firma John Deere, bzw. für dessen Bauteilkomponente „Getriebe-Hydrauliksystem“, ist dies der Fall. Dementsprechend kann der Bewertungsindex für die Einsatzbedingungen des Vorhabens ermittelt werden. Die Einzelwerte sind folgende:

- der Abbaugrad für Mineralöl liegt bekanntlich bei 45 %. Für das verwendete Rapsöl (Testöl 2) wurde ein Abbaugrad von 81 % ermittelt (s. Tab. 4.6). Faktor A beträgt also 1,8;
- für die Wassergefährdungszahl liegen keine konkreten Werte vor. Faktor B ist also 1;
- der Substitutionsgrad ergibt sich durch die Bauart des Traktors (gemeinsamer Getriebe-Hydraulik-Ölhaushalt), so das die gleiche Füllmenge von 55 l Bioöl oder Mineralöl notwendig ist. Faktor C ist gleich 1;
- der Nachfüllfaktor muß hier gleich 1 gesetzt werden. Nachfüllungen auf Grund von Leckagen waren keine zu verzeichnen. Faktor D ist gleich 1;
- der Standzeitfaktor kennzeichnet die Nutzungszeit mit einer Ölfüllung und kann von der Oxidationsstabilität abgeleitet werden. Diese wird durch die Onset-Temperatur gekennzeichnet (s. Tab.4.4). Höhere Onset-Temperaturen kennzeichnen eine größere Oxidationsstabilität und ermöglichen somit eine längere Nutzungsdauer;
- der Kostenfaktor berücksichtigt die Anschaffungskosten der Öle. Bioöle sind noch mindestens doppelt so teuer wie Mineralöle;
- der Entsorgungsfaktor ist gleich 1 zu setzen, da der Einsatz biologisch schnell abbaubarer Öle hinsichtlich der Entsorgungsproblematik bislang keinerlei Vorteile bringt;
- der Folgekostenfaktor ist hier zu vernachlässigen, da der normale Einsatzfall ohne Ölunfall auskommen sollte. Faktor H ist demnach gleich 1.

Werden diese Werte in Formel 6.3 eingesetzt, kann für den Bewertungsindex ein konkreter Wert errechnet werden.

$$BI = \frac{81 \left[ \frac{\%}{\%} \right]}{45 \left[ \frac{\%}{\%} \right]} \times \frac{55 \left[ \frac{l}{l} \right]}{55 \left[ \frac{l}{l} \right]} \cdot \frac{184 \left[ \frac{^{\circ}C}{^{\circ}C} \right]}{242 \left[ \frac{^{\circ}C}{^{\circ}C} \right]} \cdot 1 \times \frac{1}{\frac{2 \left[ \frac{DM/l}{DM/l} \right]}{1 \left[ \frac{DM/l}{DM/l} \right]} \cdot 1 \cdot 1} = 0,68 \quad 6.4$$

Der in Formel 6.4 errechnete Wert ist ein Einzelwert. Dieser hat keine entscheidende Relevanz, solange es nicht möglich ist, eine Einordnung einer Vielzahl nach der gleichen Methode ermittelter Einzelwerte auf der Basis ausreichend vorhandener Grunddaten in einer Werteskala vorzunehmen.

Bei einer Diskussion der Einzelfaktoren gilt die generelle Aussage, daß steigende Werte des Bewertungsindex einen insgesamt steigenden Umweltbonus nachweisen. Die Auswirkung der Einzelfaktoren können zusätzlich durch unterschiedliche Wichtungen, zum Beispiel in Abhängigkeit der Einsatzbedingungen, zu unterschiedlichen Ergebnissen führen.

Allgemein gültige Aussagen über die relative Vorzüglichkeit beim Einsatz biologisch schnell abbaubarer Öle sind daher sehr vorsichtig zu machen und nur dann möglich, wenn über breit angelegte Versuchsserien die notwendige Vielzahl ermittelter Werte für eine Vielzahl von konkreten Ausstattungsvarianten bei Traktoren oder Landmaschinen verglichen werden können. Hierzu bedarf es weiterer Versuche.

## 7 Hinweise für den Einsatz biologisch schnell abbaubarer Hydrauliköle

Die in dem Projekt erarbeiteten Ergebnisse werden in diesem Kapitel zu Hinweisen für den Einsatz biologisch schnell abbaubarer Hydrauliköle zusammengefaßt. Dabei stehen die Anforderungen an die Öle und die Bedingungen, die von den Anwendern bei der Auswahl der Öle und dem Einsatz der Maschinen zu berücksichtigen sind, im Mittelpunkt.

Während des Projektverlaufs haben sich einige Ideen und Ansatzpunkte ergeben, die sich mit der Überwachung des Ölzustandes im Betrieb befassen. Im Kapitel 7.3 werden einige Möglichkeiten zur Ölüberwachung angesprochen.

### 7.1 Anforderungen an Hydrauliköle und Maschinen

Die im Rahmen der Aufgabenstellung des Projektes ermittelten Anforderungen werden an dieser Stelle in Anforderungen an die Hydrauliköle und in Anforderungen an die Hydrauliksysteme der Maschinen aufgeteilt. Diese Aufteilung ist sinnvoll, da auch die Vorgehensweise bei der Projektdurchführung eine Betrachtung der technischen Systeme und anschließend eine Analyse der Öleigenschaften beinhaltet. Die Hydrauliköle sind als ein Konstruktionselement zu betrachten, daß bestimmte Eigenschaften hat. Der Anwender bzw. der Konstrukteur kann die Eigenschaften der Öle durch die Auswahl des geeigneten Produktes an die Gegebenheiten des Gesamtsystems anpassen. In einigen Fällen ist es möglich, Veränderungen an den Hydraulikanlagen durchzuführen, aus denen eine Verbesserung des Betriebsverhaltens der Maschine resultiert.

Zu den Aufgaben der Druckflüssigkeiten gehören primär die Übertragung von Druckkräften und die Leistungsübertragung. Weitere Aufgaben beziehen sich auf tribologische Bereiche wie die Verschleiß- und Korrosionsverhinderung und die Abführung von Wärme. Die im folgenden aufgelisteten Anforderungen (**Tabellen 7.1a** und **7.1b**) beziehen sich auf die Bereiche, die in diesem Projekt untersucht wurden und auf Kriterien, die bei der Auswahl der Öle und dem Maschineneinsatz zu beachten sind.

Anforderungen	Ergebnisse des Projekts
<b>1. Anforderungen an die Hydrauliksysteme</b>	
Beachtung der Materialverträglichkeit	Auf der Maschinenseite sollte geprüft werden, ob es bereits bekannte Materialunverträglichkeiten mit dem einzusetzenden Öl gibt.
Ölfilterung	Es sind Filter einzusetzen, bei denen keine Quellung durch das Öl eintritt.
Ausreichend Kühlleistung installieren	Bei Hydraulikanlagen mit sytembedingt hohen Verlustleistungen (auch bei Anlagen mit einem kleinem Öltank) ist durch entsprechende Berechnungen oder Messungen zu überprüfen, ob die Kühlleistung der Maschine ausreicht (mittlere Temp. < 70 °C).
Verlustarme Systemschaltungen verwenden	Die Feldversuche haben gezeigt, daß durch verlustarme Schaltungen (z.B. Load-Sensing Systeme) die Öltemperaturen stark reduziert werden können.
Optimale Einstellung der Hydrauliksysteme	Zur Reduzierung der Öltemperatur ist eine richtige Einstellung der Hydrauliksysteme wichtig (z.B. Einstellung der Durchflußmengen, richtige Ankopplung von Anbaugeräten an unterschiedliche Traktor-Hydrauliksysteme)
Überwachung der Ölqualität	Für zukünftige Entwicklungen ist eine Online-Überwachung der Ölqualität wünschenswert. Es könnten unfallartige Eigenschaftsänderungen vor dem vorgeschriebenen Ölwechselintervall erkannt werden. In vielen Fällen kann das Wechselintervall verlängert werden.

**Tabelle 7.1a:** Anforderungen an die Hydrauliksysteme

Anforderungen	Ergebnisse des Projekts
<b>2. Anforderungen an die Getriebe- und Hydrauliköle für Landmaschinen</b>	
<b>2.1 Technische Anforderungen</b>	
weiter Temperatureinsatz	Temperaturbereich -35 °C bis 90 °C im Tank. Die untersuchten Maschinen mit intermittierenden hydraulischen Verbrauchern stellen geringe thermische Anforderungen ( $T_{01} < 70$ °C). Getriebeumpfemperaturen über 70 °C entstehen bei Transportfahrten mit hoher Geschwindigkeit und langen Fahrstrecken. Maschinen mit hydraulischen Dauerverbrauchern können für das Öl im Getriebe bzw. im Tank zu Temperaturen bis 90 °C führen. In den Reibsystemen (nasse Bremsen) können Temperaturen kurzzeitig bis 250 °C auftreten. Im Prüfstand konnten die Öle (Testöl 2 und 3) unter diesen Bedingungen eingesetzt werden.
Geringe Viskositäts-Temperaturabhängigkeit	Die Öle sollen fließfähig bei niedrigen Temperaturen und tragfähig bei hohen Temperaturen sein. Diese Eigenschaft erfüllen die untersuchten Öle. Die Viskosität steigt, wenn die Öle gealtert sind. Weicht die Viskosität um mehr als 10 % vom Frischölwert ab, haben nach den vorliegenden Untersuchungen Alterungsprozesse eingesetzt, die kurzfristig einen Ölwechsel nötig machen. Der Viskositätsindex sollte nicht mehr als 15 % vom Frischölwert abweichen.
Einsatzbar in nassen Bremsen und Lastschaltgetrieben	Nach den durchgeführten Untersuchungen kann das Testöl 2 in Getrieben eingesetzt werden. Allgemein stellt der Getriebeeinsatz spezielle Anforderungen an die tribologischen Eigenschaften und an die Additive. Es ist z.B. zu beachten, daß verbesserte Schmiereigenschaften von Rapsölen im Vergleich zu Mineralölen die Bremswirkung reduzieren können. Getriebe stellen hohe Ansprüche an die Scherstabilität der Öle. Das Testöl 3 erfüllt die thermischen Ansprüche, ist aber nicht für den Getriebeeinsatz additiviert.
Geeignet zur Übertragung hoher Drücke	Die maximalen Drücke liegen bei den Traktoren und Landmaschinen zwischen 200 und 250 bar (hydrostatische Fahrantriebe werden mit höheren Drücken gefahren). Drücke über 150 bar in der Arbeitshydraulik werden nur kurzzeitig (z.B. beim Ausheben eines Gerätes) benötigt. Im Bereich bis 250 bar hat der Druck keinen nennenswerten Einfluß auf die Änderung der Öleigenschaften während des Betriebs.
Oxidationsstabilität	Die Oxidationsstabilität reduziert sich bei gealterten Ölen. Allgemein ist die Oxidationsstabilität der HETG-Öle niedriger als die der HEES-Öle. Sie ist ein Maß für die 'Belastbarkeit' der Öle.
Materialverträglichkeit	Unverträglichkeit mit Metallen, Legierungen, Dichtungswerkstoffen, Filtermaterialien und Lackierungen konnten bei den durchgeführten Prüfstandsuntersuchungen nicht festgestellt werden. Bekannte Unverträglichkeiten (z.B. mit Filtermaterialien) geben die Ölhersteller an.
Mischbar mit anderen Ölen	Die Mischung gealterter und frischer Öle der selben Sorte führten zu geringen Verschlechterungen der Öleigenschaften. Die Mischung von Testöl 2 und Testöl 3 ergab eine starke Schaumbildung im Hydrauliksystem. Grundsätzlich ist von einer Vermischung verschiedener Ölsorten abzuraten. Das Zusammenwirken verschiedener Additive kann zu einem Antagonismus führen (Reduzierung der Wirksamkeit der Additive).
Lagerungsstabil	Bei dem Testöl 2 konnten Lagerungsinstabilitäten beobachtet werden. Wichtig ist ein gutes Löslichkeitsverhalten der Additive im Grundöl.
<b>2.2 Ökologische Anforderungen</b>	
Hohe biologische Abbaubarkeit	Die Rapsöle ohne schwermetallhaltige Additive erreichen höhere Abbauraten. Der Primärabbau nach den CEC-Test ist bei dem getesteten HEES-Öl (Testöl 3) sehr gut.
Wassergefährdungsklasse 0	Die Öle sollten die Wassergefährdungsklasse 0 vorweisen. Das untersuchte HETG-Öl (UTTO) erfüllt diese Anforderung nicht. Grundsätzlich sollte das tatsächliche Verhalten der Öle in der Umwelt betrachtet werden. Eine mögliche Methode zur Untersuchung des Ausbreitungsverhaltens der Öle im Boden wurde vorgestellt.
Herstellung aus nachwachsenden Rohstoffen	Die untersuchten Öle beinhalten große Anteile nativer Rohstoffe.
<b>2.3 Ökonomische Anforderungen</b>	
Geringe Instandhaltungskosten der gesamten Maschine	Hohes Verschleißschutzverhalten der Hydrauliköle. Die Hydrauliköle sollten in den Maschinen ohne nennenswerte Veränderungen an den Maschinen eingesetzt werden können. Mit den getesteten Ölen ist dies möglich.
Hohe Standzeit der Öle	Werden hochwertige und damit meist teure Öl verwendet, sollte geprüft werden, ob eine Verlängerung der Ölwechselintervalle möglich ist. Die durchgeführten Versuche zeigen die für die Standzeit wichtigen Parameter. Zwischen den untersuchten Ölsorten bestehen deutliche Unterschiede bezüglich der Standzeit.

Tabelle 7.1b: Anforderungen an die Getriebe- und Hydrauliköle für Landmaschinen

## 7.2 Übertragbarkeit der Ergebnisse auf weitere Einsatzfälle

### 7.2.1 Übertragbarkeit der ermittelten Ölbelastungen

Die Feldversuche wurden zwar mit verschiedenen Landmaschinen, aber immer mit dem selben Versuchstraktor durchgeführt. Wie ändern sich die Systemtemperaturen, wenn das Ölvolumen der Maschinen variiert? Was passiert bei veränderten Verlustleistungen im Getriebe und der Hydraulik, bedingt durch unterschiedliche Getriebe- und Hydrauliksysteme? Die Möglichkeiten der Übertragung der gemessenen Öltemperaturen auf andere Einsatzbedingungen zeigen die folgenden Ausführungen. Als Beispiel dient die Erwärmungskurve des Öls im Getriebeumpf bei einer Transportfahrt des Traktors (siehe auch Kapitel 3.2.1). Die für die Wärmebilanz bedeutsame Wärmezu- und Wärmeabfuhr faßt das **Bild 7.1** zusammen.

#### Wärmezufuhr

- Umgebung (z.B. Sonneneinstrahlung, Verbrennungsmotor)
- Verlustleistungen der Hydraulik (Pumpen, Motore, Ventile, Rohrleitungen usw.)
- Getriebeverluste (Schlupf beim Schalten der Kupplungen, Bremse, Lagerreibung, Verzahnungen, Planschverluste)

#### Wärmeabfuhr

- Bauteile (insbesondere Getriebebauteile, Rohrleitungen zu den Anbaugeräten )
- Wärmetauscher

**Bild 7.1:** Wärmebilanz eines Getriebe- und Hydrauliksystems

Wird die Bilanz für den Wärmehaushalt aufgestellt [Matthies], erfolgt eine Betrachtung des Wärmespeichervermögens (abhängig von der Öl- und Materialmasse des Getriebe- und Hydrauliksystems) und dem Wärmeabgabevermögen (abhängig von der Wärme abgebenden Oberfläche der Bauteile). Das Wärmespeichervermögen  $C$  berechnet sich aus den Massen und der spezifischen Wärmekapazität

$$C = \sum m_i \cdot c_i = m_{\text{Öl}} \cdot c_{\text{Öl}} + m_{\text{B}} \cdot c_{\text{B}} \quad (\text{Formel 7.1})$$

und das Wärmeabgabevermögen  $S$  aus den Oberflächen und der Wärmedurchgangszahl  $k$

$$S = \sum k_i \cdot A_i \quad (\text{Formel 7.2})$$

Für die Erwärmung des Systems sind also bei konstanter Verlustleistung die folgenden Parameter maßgebend:

$m_{\text{Öl}}$ : Masse des Öls

$m_{\text{B}}$ : Masse der Bauteile des Getriebe- und Hydrauliksystems

$c_{\text{Öl}}$ : spez. Wärmekapazität des Öls

$c_{\text{B}}$ : spez. Wärmekapazität der Bauteile

$k$ : Wärmedurchgangszahl (Wärmeübergang Öl-Bauteil, Wärmeleitung des Bauteils, Wärmeübergang Bauteil-Umgebung)

Die gesamte Verlustleistung  $P_v$ , die für die Ölerwärmung verantwortlich ist, wird bis zum Erreichen der Beharrungstemperatur  $T_{\text{öl,max}}$  im Öl und in den Bauteilen gespeichert (Wärmespeicherleistung) und in Wärmeabgabeleistung umgesetzt.

$$P_v = (m_{\text{öl}} \cdot c_{\text{öl}} + m_{\text{B}} \cdot c_{\text{B}}) \frac{d(\Delta T)}{dt} + k \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Formel 7.3})$$

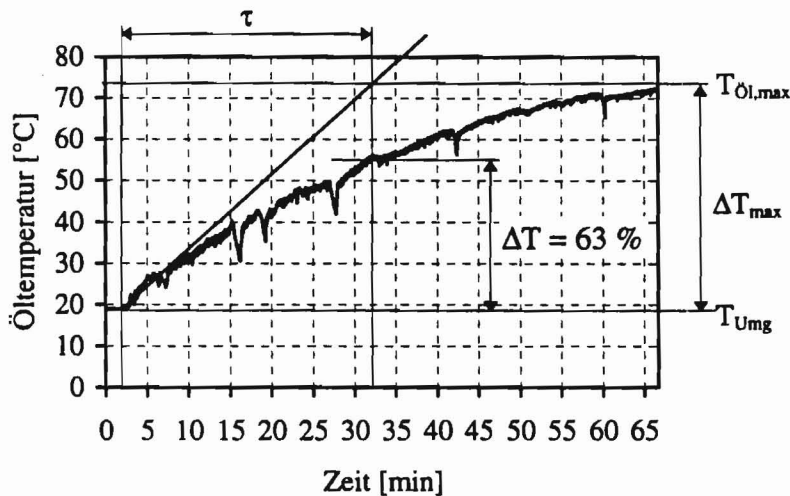
Mit der Randbedingung  $T_{\text{öl}} = T_{\text{Um}}g$  zum Zeitpunkt  $t = 0$  ergibt sich der Temperaturanstieg des Hydrauliköls zu

$$\Delta T = T_{\text{öl}} - T_{\text{Um}}g = \frac{P_v}{k \cdot A} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \quad (\text{Formel 7.4})$$

$$\tau = \frac{\text{Wärmespeichervermögen}}{\text{Wärmeabgabevermögen}} = \frac{C}{k \cdot A} \quad (\text{Formel 7.5})$$

Die Zeitkonstante  $\tau$  charakterisiert den Erwärmungsvorgang (Bild 7.2) und gibt die Zeit an, in der die Differenz zwischen der Umgebungstemperatur  $T_{\text{Um}}g$  und der Beharrungstemperatur  $T_{\text{öl,max}}$  63% ihres Maximalwertes erreicht hat. Handelt es sich ausschließlich um Hydrauliksysteme, wird das Wärmespeichervermögen der Bauteile oft vernachlässigt. Da bei den kombinierten Getriebe- und Hydrauliksystemen die Bauteilmasse im Vergleich zur Ölmasse sehr hoch ist, muß das Wärmespeichervermögen beachtet werden. Wird hier die Bauteilmasse vernachlässigt, ergibt sich rechnerisch ein schnellerer Temperaturanstieg. Theoretisch ergibt sich nach unendlich langer Zeit

$$\Delta T_{\text{max}} = \frac{P_v}{k \cdot A} \quad (\text{Formel 7.6})$$



**Bild 7.2:** Ermittlung der Zeitkonstanten mit einer gemessenen Erwärmungskurve

Für den Versuchstraktor kann (hier am Beispiel der Erwärmungskurve für eine Transportfahrt, Bild 7.2)  $\tau$  aus dem Diagramm ermittelt werden. Die Werte für die Berechnung des Wärmespeichervermögens sind bekannt, so daß das schwierig zu ermittelnde Wärmeabgabevermögen  $k \cdot A$  des Traktorgetriebes berechnet werden kann. Mit der Gleichung 7.6 kann dann die für den Temperaturverlauf verantwortliche Verlustleistung des Traktors



berechnet werden. Durch die Variation einzelner Systemparameter (z.B. Reduzierung des Ölvolumens) kann der Erwärmungsverlauf für veränderte System- und Einsatzbedingungen ohne neue Feldversuche annähernd berechnet werden.

Die **Tabelle 7.2** beinhaltet die Daten des Traktors und die berechneten Größen. Auffällig ist die hohe Verlustleistung  $P_V$ , die zur Erwärmung des Systems führt. Diese Verlustleistung setzt sich aus den Getriebeverlusten, den Verlusten der Hydraulikanlage und der in Wärme umgesetzten Verlustleistung des Dieselmotors zusammen. Da die Verlustleistungen des Getriebes und der Hydraulik gering sind (Traktor fährt ohne Last und es wird nur die Lenkung mit Drucköl versorgt), resultiert eine großer Teil der Wärmeleistung aus dem Dieselmotor.

$\tau$ [s] (aus Bild 7.2)	1740
$m_B$ [kg]	1000
$c_{\text{Öl}}$ [kJ/(kg·K)]	1,88
$c_B$ [kJ/(kg·K)]	0,47
$\rho_{\text{ÖL}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	900
$V_{\text{ÖL}}$ [m <sup>3</sup> ]	0,055
$k \cdot A$ [kW/K] (Gleichung 7.5)	0,32
$P_V$ [kW] (Gleichung 7.6)	16,83
$T_{\text{Umg}}$ [°C]	20
$\Delta T_{\text{ÖL,max}}$ [°C] (aus Bild 7.2)	52

**Tabelle 7.2:** Anlagen- und Stoffdaten

Ölvolumen [m <sup>3</sup> ]	Zeitkonstante $\tau$ [s]	$\Delta T_{\text{ÖL,max}}(t = 40 \text{ min})$ [°C]	$T_{\text{ÖL,max}}$ [°C]
0,1	1975,29	36,57	72,00
0,08	1870,72	37,58	72,00
0,07	1818,43	38,11	72,00
0,06	1766,14	38,64	72,00
0,05	1713,86	39,18	72,00
0,04	1661,57	39,73	72,00
0,03	1609,28	40,30	72,00
0,02	1556,99	40,87	72,00
$k \cdot A$ [kW/K]	Zeitkonstante $\tau$ [s]	$\Delta T_{\text{ÖL,max}}(t = 40 \text{ min})$ [°C]	$T_{\text{ÖL,max}}$ [°C]
0,5	1126,12	29,66	53,65
0,4	1407,65	34,42	62,07
0,3	1876,87	40,48	76,09
0,2	2815,30	48,26	104,14
0,15	3753,73	52,99	132,18

**Tabelle 7.3:** Zeitkonstante und Ölerwärmung in Abhängigkeit vom Ölvolumen und dem Wärmeabgabevermögen  $k \cdot A$

In der **Tabelle 7.3** (oben) sind die berechneten Zeitkonstanten und Öltemperaturen bei variierendem Ölvolumen und unverändertem Wärmeabgabevermögen aufgeführt. Bei der Berechnung wurde mit den Werten aus Tabelle 7.2 gerechnet. Bei sinkendem Ölvolumen im Hydrauliksystem sinkt bei sonst unveränderten Anlagen- und Stoffdaten die Zeitkonstante und die Anlage erwärmt sich schneller (hier am Beispiel der Öltemperatur nach 40 Minuten

Betriebszeit dargestellt). Die erreichte Beharrungstemperatur  $T_{\text{Öl,max}}$  wird durch das Ölvolumen bzw. das Wärmespeichervermögen der Anlage nicht beeinflusst. Die Reduzierung des Wärmeabgabevermögens  $k \cdot A$  in **Tabelle 7.3** (unten) (z.B. bedingt durch unterschiedlich leistungsfähige Ölkühler) führt bei konstanter Verlustleistung und konstantem Ölvolumen zu steigenden Zeitkonstanten, die Öltemperatur steigt schneller an und die erreichten Beharrungstemperaturen  $T_{\text{Öl,max}}$  steigen ebenfalls deutlich.

Vor dem Einsatz von Rapsölen sollte unter Berücksichtigung der Anlagen- und Stoffdaten der jeweiligen Maschine eine Berechnung des Temperaturhaushaltes durchgeführt werden. In diesem Zusammenhang sollte analysiert werden, bei welchen Einsatzspektren die Maschinen zum Einsatz kommen. Die Kapitel 3.3 und 3.4 zeigen anschaulich, welchen Einfluß die Einsatzbedingungen auf die Öltemperaturen haben.

### 7.2.2 Übertragbarkeit der Öluntersuchungen

Der im Rahmen des Projektes entwickelte und eingesetzte Versuchsstand ermöglicht durch die flexible Einstellung der Systemgrößen Öldruck, Ölvolumenstrom und Öltemperatur eine sehr gute Simulation praxisnaher Belastungen für Hydrauliköle in landwirtschaftlichen Maschinen. Die Prüfstandsversuche wurden nicht mit dem Ziel durchgeführt, Grundlagen bezüglich der Basisöle und der Additive zu erarbeiten, sondern das Ziel war die Entwicklung einer Methode zur praxisnahen Überprüfung der Einsatzmöglichkeiten von auf dem Markt befindlichen Produkten zur Verwendung in Getriebe- und Hydrauliksystemen mit einem gemeinsamen Ölhaushalt. Die Ergebnisse zeigen, daß der Prüfstand diese Untersuchungen mit definierten und reproduzierbaren Bedingungen ermöglicht. Durch die praxisnahen Prüfbedingungen und die Auswahl der Hydraulikkomponenten lassen sich die Ergebnisse der Öluntersuchungen auf den Praxiseinsatz übertragen.

### 7.3 Überwachung der Ölqualität im Betrieb

Als eine der wichtigsten Kernaussagen der Projektes ist festzuhalten, daß die auf Rapsölbasis hergestellten Hydrauliköle unter den ermittelten Einsatzbedingungen der Traktoren und Landmaschinen mit gemeinsamen Ölhaushalt für Getriebe und Hydraulik eingesetzt werden können. Die Betriebsstundenzahl, die erreicht wird bis eine merkliche Verschlechterung der Öleigenschaften eintritt, ist - in Abhängigkeit von der Ölqualität und den tatsächlich auftretenden Ölbelastungen - sehr unterschiedlich. Für den Maschinenhersteller bleibt daher die Frage der Ölwechselintervalle zu klären. Die vorgeschriebenen statischen Wechselintervalle (z.B. Ölwechsel alle 1500 Betriebsstunden) ergeben sich aus Erfahrungswerten, können aber nur eine durchschnittliche Standzeit der Öle, die mit einem entsprechenden Sicherheitsfaktor versehen ist, berücksichtigen. Durch Ölwechselintervalle, die in Abhängigkeit von den tatsächlich auftretenden Belastungen bzw. in Abhängigkeit vom Ölzustand durchgeführt werden, können sich beachtliche Vorteile ergeben. In vielen Fällen ist damit zu rechnen, daß sich die Ölwechselintervalle verlängern. Dadurch werden Kosten sowie Wartungszeiten und der Rohstoffverbrauch reduziert. Die Wechselintervalle werden unabhängiger von schwankenden Ölqualitäten und extremen Betriebsbedingungen (z.B. zu

hoher Wasseranteil oder erhöhter metallischer Abrieb), da die aus den Betriebsbedingungen resultierenden Veränderungen der Öleigenschaften rechtzeitig angezeigt werden können.

Um eine genau Analyse der Ölqualität zu erreichen, müssen aus den Hydraulikanlagen Proben entnommen werden und in dafür geeigneten Laboren untersucht werden. Nur so sind die komplexen Zusammenhänge und Wirkmechanismen der Grundöle und Additive quantitativ zu analysieren. Diese Vorgehensweise ist aufwendig und mit entsprechenden Kosten verbunden. Sie eignet sich z.B. für hochwertige Anlagen mit großen Ölvolumina. Möglich ist auch die Analyse von Proben vor Ort mit sog. Ölanalyse-Sets. Diese enthalten relativ einfache Analysemöglichkeiten, die eine qualitative Aussage über veränderte Ölqualitäten ermöglichen. Wünschenswert ist eine Online-Messung des Ölzustandes, die den Fahrer auf einen nötigen Ölwechsel hinweist. Solche Systeme werden für Motorenöle von PKW's getestet und bereits eingesetzt. Diese Systeme arbeiten entweder mit einem Sensor (direkte Messung) oder es werden Betriebsdaten (z.B. Öltemperaturen, Drehzahlen usw.) gemessen, die dann hinsichtlich ihrer Auswirkung auf den Ölzustand ausgewertet werden (indirekte Messung). Anhand von jeweils einem Beispiel für eine direkte und eine indirekte Ölzustandsermittlung soll der mögliche Aufbau eines solchen Systems erläutert werden.

#### *Direkte Ölzustandsermittlung:*

Die Ergebnisse dieser und anderer Arbeiten zeigen, daß sich bei den Alterungsprozessen der Öle in den meisten Fällen bestimmte Kennzahlen (z.B. Viskosität, Neutralisationszahl) verändern. Da bei einer direkten Messung mit einem Sensor nicht alle chemischen und physikalischen Vorgänge erfaßt werden können, muß man sich auf eine möglichst charakteristische Größe beschränken. Eine solche Messung kann folglich nicht alle 'Schadensfälle im Öl' erfassen. Eine wichtige Größe, die zur Bewertung der Öle herangezogen wird, ist die Viskosität. Auf dem Markt erhältliche Sensoren, die zu einer preisgünstigen Online-Messung der Viskosität eingesetzt werden können, wurden nicht gefunden. Das Fraunhofer-Institut für Festkörpertechnologie in München hat allerdings einen solchen Sensor als Labormuster entwickelt. Das Funktionsprinzip beruht auf der Anregung und Messung von elektroakustischen Scherwellen auf einem piezoelektrischen Substrat Quarz. Eine Flüssigkeit auf der Bauelementoberfläche ändert die Ausbreitungsgeschwindigkeit und Amplitude dieser Wellen. Für Newtonsche Flüssigkeiten ist der Meßeffect proportional zu  $\sqrt{\eta \cdot \rho}$  ( $\eta$ : dynamische Viskosität,  $\rho$ : Dichte). Mit Mineralölen wurden bereits Messungen durchgeführt, eine Anwendung bei Rapsölen erfolgte bisher nicht.

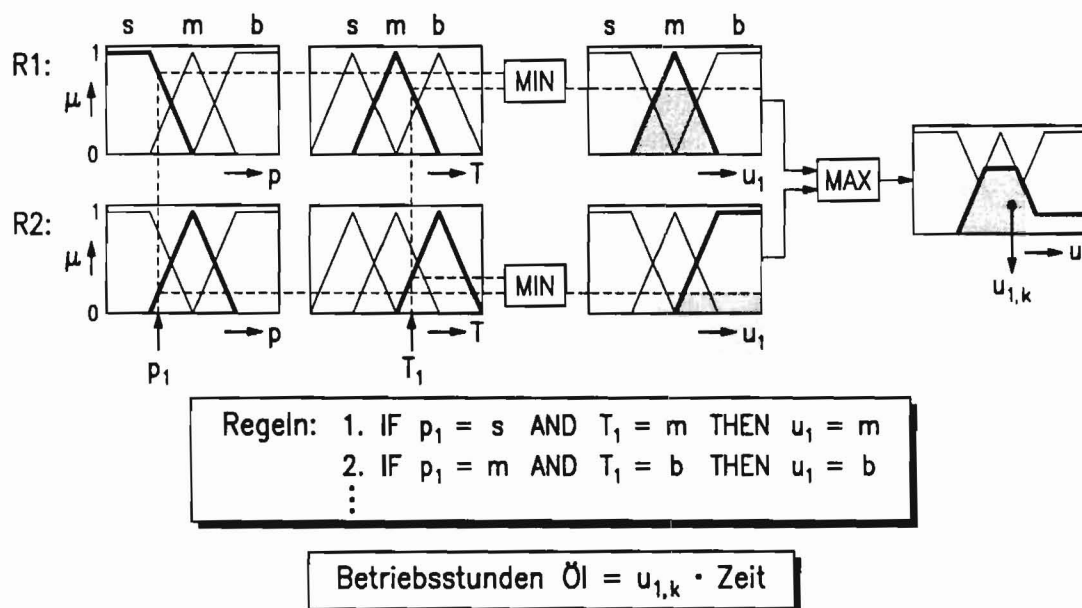
Für weitere Projektschritte ist es interessant, solche Sensoren für Hydrauliköle anzupassen und deren Zuverlässigkeit bei verschiedenen chemischen Vorgängen in den Ölen zu untersuchen bzw. nach weiteren Meßprinzipien zu suchen. Ansätze dazu wurden in dieser Arbeit bereits durch die Absorptionsmessung genannt.

#### *Indirekte Ölzustandsmessung:*

Wie bereits erwähnt ist es schwierig, preisgünstige Sensoren für chemische Ölkenngrößen

einzusetzen. Im Bereich der Motorenöle werden z.B. Systeme eingesetzt, die Betriebsdaten wie die Öltemperatur und die Kurbelwellendrehzahl des Motors messen und mit Hilfe von in Prüfständen ermittelten Kennfeldern (z.B. über den Eintrag von Rückständen aus dem Verbrennungsprozeß in das Öl) eine Aussage über den Zustand des Öls treffen. Da die PKW-Motoren in großen Stückzahlen hergestellt werden, ist die Erstellung aufwendiger Kennfelder finanziell möglich. Der Aufbau der hydraulischen Systeme in mobilen Maschinen ist wesentlich vielfältiger, so daß es einen hohen Aufwand bedeutet, für jede Maschine und die verschiedenen Einsatzmöglichkeiten Kennfelder zur Erstellung eines Diagnosesystems zu ermitteln.

Trotzdem wurde im Rahmen des Forschungsprojektes versucht, ein System zur indirekten Ölzustandsermittlung aufzubauen. Ziel ist dabei die Verknüpfung der qualitativen Aussagen der Prüfstandläufe dieser und anderer Forschungsarbeiten über das Verhalten der Öle mit der Messung wichtiger Systemgrößen (z.B. Öltemperatur) und dem Expertenwissen über Öle und Maschinen. Zur Erstellung eines solchen Systems wurde die unscharfe Logik (englisch Fuzzy Logic) herangezogen. Sie ermöglicht die Verarbeitung verbaler unscharf vorliegender Informationen mit mathematisch exakten Mitteln. Ein Beispiel für eine solche Information ist: „Das Öl altert schnell bei hohen Temperaturen“. Solche Informationen liegen für die Öle vor bzw. lassen sich durch Untersuchungen, wie sie in diesem Projekt durchgeführt wurden, erarbeiten. Die Temperaturen können als variable Größe im Betrieb gemessen werden. Den prinzipiellen Aufbau eines Systems zur Verarbeitung dieser Informationen zeigt **Bild 7.3**. Zur Beschreibung der Grundlagen zur Fuzzy-Logik sei auf weiterführende Literatur verwiesen [1].



**Bild 7.3:** Prinzipieller Aufbau einer Ölzustandsermittlung mit der Fuzzy-Logik

Die scharfen Meßgrößen (in diesem Beispiel der Druck  $p_1$  und die Öltemperatur  $T_1$ ) werden zunächst fuzzyfiziert - also in unscharfe Größen umgewandelt. Dies geschieht hier mit der Datenbasis für zwei Regeln (R1 und R2) der Regelbasis. Es dienen drei einfache Fuzzy-Mengen zur Beschreibung des Drucks und der Temperatur (linguistische Variablen) im

Hydrauliksystem, mit den linguistischen Werten (s)mal, (m)edium und (b)ig. In einem solchen System wird das Expertenwissen in der Regelbasis abgelegt. Das Expertenwissen über das Verhalten der Öle kann so in der Form von WENN-DANN-Regeln (if-then) verarbeitet werden. Im Bild 7.3 sind beispielhaft zwei Regeln angegeben. Für die weitere Verarbeitung müssen die Regeln in der Inferenz ausgewertet werden. Hierzu werden in der Literatur unterschiedliche Verarbeitungsvorschriften angegeben. Im Beispiel wurde die verbreitete MIN-MAX-Inferenz verwendet. Im oberen Bildteil wird die Regel 1 abgearbeitet. Für  $p_1 = s$  und  $T_1 = m$  ergeben sich zwei unterschiedliche Zugehörigkeitsgrade, die mit dem MIN-Operator verknüpft werden. Das Ergebnis ist die im Bild grau unterlegte Fläche der Fuzzy-Menge  $u_1 = m$ . Entsprechend werden auch die weiteren Regeln abgearbeitet.  $u_1$  stellt einen Faktor dar, der die Ölbelastung charakterisiert. Ist der Druck mittel (m) und die Temperatur hoch (b) greift die zweite Regel mit der Aussage, daß dann  $u_1$  (also hier die Ölbelastung) hoch (b) ist (die Höhe der Belastung beschreiben die grauen Flächen). Durch die Anwendung des MAX-Operators werden die ermittelten Flächen überlagert. Das Ergebnis ist eine Fläche innerhalb der Fuzzy-Mengen der Ausgangsgröße. Es handelt sich um einen unscharfen Wert, der in einem weiteren Schritt defuzzifiziert wird. Für die Defuzzifizierung sind ebenfalls unterschiedliche Algorithmen gebräuchlich. In dem dargestellten Fall wird der scharfe Ausgangswert über die Schwerpunktbestimmung ermittelt. Das entworfene System funktioniert wie ein Betriebsstundenzähler für die Öle. Der Ausgangswert  $u_{1,k}$  wird mit der Zeit multipliziert - ist die Belastung hoch (z.B. hohe Öltemperaturen) steigt der Faktor  $u_{1,k}$  und somit erhöht sich die Betriebsstundenzahl der Öle schneller als die Echtzeit. Wie schnell das Ölwechselintervall von z.B. 1500 Öl-Betriebsstunden erreicht wird, hängt also von der gemessenen Ölbelastung und dem in der Regelbasis gespeicherten Expertenwissen ab. Die Meßgrößen können prinzipiell beliebig erweitert werden. Das Expertenwissen der Regelbasis kann, neben dem Bezug auf die Meßgrößen, auch um Informationen über zu erwartende Umgebungstemperaturen der Maschine oder mögliche hohe Wasseranteile im Öl durch betriebsbedingte häufige Erwärmungs- und Abkühlphasen enthalten. Der Fuzzy-Block wird mit Hilfe des Programmes Matlab Simulink und der dort enthaltenen Fuzzy-Logik Toolbox erstellt. Die so erzeugte Software kann zur Simulation des Ölverhaltens bei bestimmten vorgegebenen Betriebsbedingungen genutzt werden oder als Diagnosesystem im Bordrechner eines Traktors implementiert werden.

Vorgänge wie ein schneller Anstieg der metallischen Abriebpartikel und die Folgen für die Ölalterung können mit diesem System nicht erfaßt werden. Die beschriebene indirekte Ölzustandsermittlung bietet aber durch ihren flexiblen Aufbau und die Nutzung von Expertenwissen aus unterschiedlichen Bereichen eine Alternative zur direkten Messung mit einem Sensor sowie zur Ermittlung des Ölzustandes im Labor.

Erste Simulationen des Systems wurden durchgeführt und mit den Ergebnissen der Prüfstandsläufe verglichen. Für eine Anwendung des Diagnosesystems muß in weiterführenden Forschungsarbeiten das Expertenwissen erweitert und die Regelbasis sowie die Fuzzy-Mengen optimiert werden. Das Diagnosesystem könnte dann in Prüfstandsläufen und parallel in Feldversuchen getestet werden.

## **7.4 Bedeutung der Wirkungsgraduntersuchungen in Traktorgetrieben für die Praxis**

### **7.4.1 Verluste in Zahnradgetrieben**

Unsere Versuche zeigen, daß alle vier Testöle nur geringe Verluste beim Einsatz in Zahnradgetrieben erzeugen – gleichgültig ob die Zahnradpaare unter Last laufen oder nicht. Nur bei höheren Drehzahlen und höheren Temperaturen setzt sich das ATF-Öl positiv von den anderen ab. Die Unterschiede beruhen vornehmlich auf den unterschiedlichen Viskositäten.

Die wichtigste konstruktive Maßnahme ist hier, eine Zwangsschmierung einzuführen und den Ölspiegel unter die Zahnräder abzusenken, um die Planschverluste zu minimieren, wie es bereits bei allen aufwendigeren Traktorgetrieben der Fall ist.

### **7.4.2 Leerlaufverluste in nassen Bremsen und Lamellenkupplungen**

Günstig für einen verlustarmen Leerlauf von nassen Scheibenbremsen (und ebenso von offenen Lamellenkupplungen) ist der Einsatz von Getriebeölen, die aus einem dünnflüssigen Grundöl und hochviskosen Additiven zusammengesetzt sind. Bis auf das DEA Econa E46 als vollsynthetisches Hydrauliköl (alle Moleküle haben annähernd die gleiche Größe) sind die anderen untersuchten Fluide nach diesem Konzept konstruiert. Bei hohen Schergeschwindigkeiten (z.B. schnelle Transportfahrt) kommt es in den Getriebeölen zu einem temporären Viskositätsabfall, da sich die sehr langkettigen Moleküle parallel zur Strömung ausrichten. Gerade im Bereich niedriger Getriebetemperaturen – und somit hoher Viskositäten – können auf diese Weise die Leerlaufverluste stark gesenkt werden.

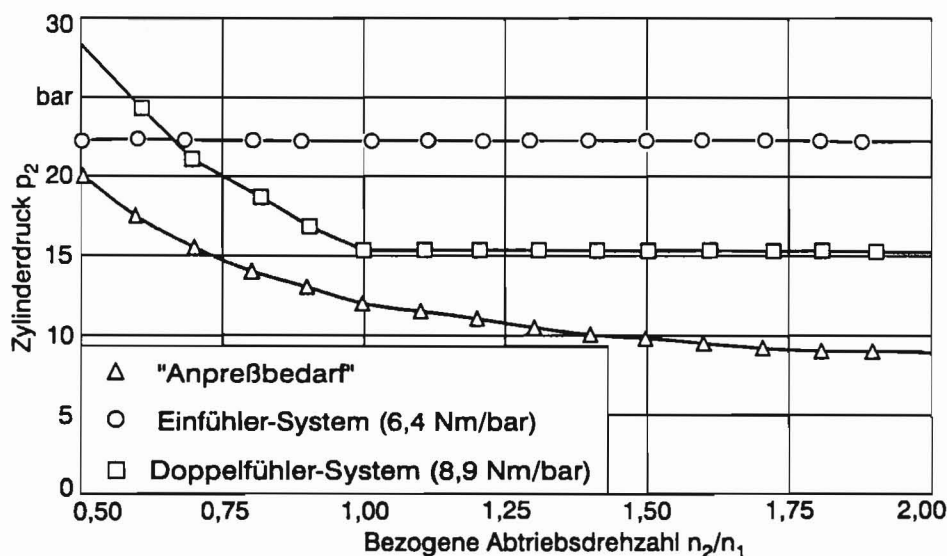
Eine Verringerung der Schleppmomente in nassen Bremsen und Lamellenkupplungen kann auch durch konstruktive Maßnahmen, v.a. durch möglichst große Spaltweiten, erreicht werden. Dabei sind Einscheibenbremsen von Vorteil, da sich hier der Lüftweg auf nur zwei Spalte aufteilt. Eine Vergrößerung des Lüftweges läßt sich zum einen durch den Einbau von Rückholfedern in die bewegliche Andruckplatte erreichen. Somit wird gewährleistet, daß der Spalt bei offener Bremse immer maximal ist. In diesem Zusammenhang ist ebenfalls wichtig, ein schnelles Ablösen der Bremsscheibe von den Andruckplatten nach dem Bremsvorgang zu sicherzustellen, evtl. durch Taschen im Bremsbelag, die ähnlich wie hydraulische Lager arbeiten. Eine zweite Möglichkeit, größere Lüftwege zu erreichen, ist der Einsatz einer Servo-Bremsanlage, mit der der Hub der Bremskolben vergrößert werden kann. Ebenso könnte auch ein Druckluft-Bremssystem verwendet werden. Eine andere Maßnahme ist, den Abfluß des Öls, das durch Freischleudern in den Spalt zwischen Bremsscheibe und Gehäuse gedrückt wird, zu erleichtern, z.B. durch Vergrößerung dieses Spaltes oder Anbringung zusätzlicher Ablaufbohrungen. Hier muß jedoch abgewogen werden, wie weit eine Leerung des Spaltes möglich ist, ohne die Betriebssicherheit und Lebensdauer der Bremse zu gefährden, vorallem hinsichtlich der Wärmeabfuhr bei Bremsbeginn; der Spalt sollte dann möglichst schnell wieder mit Öl gefüllt sein.

Konstruktionen, in denen zumindest Teile dieser Vorschläge enthalten sind, befinden sich bei vielen Traktorherstellern bereits im Einsatz.

### 7.4.3 Wirkungsgrad des Kettenwandlers

Der Einsatz des ansonsten bewährten Bio-Hy-Gard von John Deere ist für Getriebe mit Kettenwandlern nicht zu empfehlen: Aufgrund der ungünstigen Eigenschaften des Öls sind im Vergleich zu den anderen Testölen sehr viel höhere Anpreßkräfte zur Drehmomentübertragung erforderlich; das führt zu einer hohen mechanischen Belastung der Wandler Elemente und andererseits zu einem schlechten Wirkungsgrad. Beim JD J20C ist die Wandlerbelastung bereits wesentlich geringer, der Gesamtwirkungsgrad liegt aber noch unterhalb der mit den beiden anderen Ölen erzielbaren Werte. Sehr gute Resultate, d.h. niedrige Anpreßkräfte und hohe Wirkungsgrade, werden mit ATF-Fluiden und dem Econa E46 erreicht.

Zur Gewährleistung eines hohen Gesamtwirkungsgrades des Kettenwandlers trägt auch die Wahl des Hydraulikkonzeptes bei. Hier sind Systeme vorteilhaft, die die Kraftübertragung benötigte Anpreßkraft möglichst lastabhängig erzeugen. Zusätzlich führt das zu einer geringeren mechanischen Belastung der Wandlerbauteile. Sehr gut eignet sich hierfür das Doppelfühlerkonzept. Dabei befindet sich sowohl auf der Antriebs- als auch auf der Abtriebsseite ein Drehmomentfühler. Gerade bei Übersetzungen ins Langsame, wo besonders hohe Anpreßkraft erforderlich ist, kann dieses System sehr genau auf den Anpreßbedarf abgestimmt werden, **Bild 7.4** [3].



**Bild 7.4:** Drücke im abtriebsseitigen Anpreßzylinder für zwei Anpreßsysteme im Vergleich zum Anpreßbedarf,  $M_1 = 120 \text{ Nm}$ ,  $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ ,  $Q = 10 \text{ l/min}$

Um die Belastungen gering zu halten, sollte vermieden werden, den Kettenwandler überwiegend in diesem Bereich zu betreiben, da hier sehr hohe Zugkräfte und hohe Anpreßkräfte auftreten, die die Wandlerbauteile sehr stark beanspruchen.

Steht ein hoher Wirkungsgrad im Vordergrund wie z.B. bei Transportfahrten, sollten Übersetzungen um 1,0 angestrebt werden, da hier der mechanische Wirkungsgrad des Wandlers sehr gut ist und aufgrund der Wirkungsweise des Doppelfühlersystems die geringsten Überanpressungen auftreten und auch die  $\zeta$ -Werte noch niedrig liegen, wodurch der Maximal-

druck im Kettenwandlersystem relativ klein ist. Somit muß nur wenig hydraulische Leistung für das Anpreßsystem aufgewendet werden.

Der Bereich der Übersetzungen ins Schnelle zeichnet sich wegen niedriger Kettenzugkräfte durch einen insgesamt geringen Anpreßbedarf und niedrige Bauteilbelastungen aus. Da die  $\zeta$ -Werte hier relativ groß sind, wirken sich die niedrigen Anpreßkräfte nicht positiv auf den Bedarf an hydraulischer Leistung aus. Beim Doppelfühlersystem steigt mit zunehmender Übersetzung ins Schnelle die Überanpressung. In diesem Bereich herrscht demnach eine große Sicherheit gegen Durchrutschen. Da die Anpreßkraft im abtriebsseitigen Scheibensatz aber gleich bleibt, erhöht sich die Belastung der Wandlerbauteile nur geringfügig.

#### 7.4.4 Zusammenfassende Ölbeurteilung

Fluide auf Rapsölbasis zeichnen sich durch sehr gute Schmiereigenschaften aus. Unsere Versuche zeigen, daß mit Ausnahme des Öls Bio-Hy-Gard von John Deere alle anderen getesteten Öle zu nur geringen Wirkungsgradeinbußen beim Einsatz in Traktorgetrieben (Zahnradstufen, nasse Reibsysteme) mit Kettenwandler führen, **Tabelle 7.4**.

Ölart	Beeinflusste Größe (für Temperaturbereich 60 - 65°C)			
	Leerlaufverluste nasse Bremsen	Anpreßbedarf Kettenwandler	Verluste Zahnradgetriebe	
			Planschen	lastabhängig
JD Bio-Hy-Gard	mittel	sehr hoch	mittel	gering
Econa E46	mittel	sehr gering	mittel	gering
J. Deere J20C	gering	mittel	sehr gering	mittel
Mobil ATF 220	sehr gering	sehr gering	äußerst gering	sehr gering

**Tabelle 7.4:** Zusammenfassender Überblick der Versuchsergebnisse für die Testöle

Bei Verwendung des Öls DEA Econa E46 beispielsweise, welches eigentlich ein Hydrauliköl ist, hat man zwar in Lamellenkupplungen und nassen Bremsen höhere Leerlaufverluste, dafür aber geringere lastabhängige in den Zahnradstufen und einen hohen Kettenwandlerwirkungsgrad. Die insgesamt geringsten Verluste entstehen beim Einsatz von ATF-Ölen – sie erzeugen nur geringe Schleppmomente in nassen Bremsen und Zahnradgetrieben und bedingen einen niedrigen Anpreßbedarf des Kettenwandlers. Die Öle für eine gemeinsame Versorgung von Getriebe und Hydraulik, das mineralische JD J20C und das JD Bio-Hy-Gard, erzeugen in den Getriebe-Standardkomponenten aber kaum höhere Verluste, wobei allerdings das Bio-Hy-Gard in der gegenwärtigen Zusammensetzung für den Kettenwandler aufgrund der hohen benötigten Anpreßkräfte nicht geeignet ist. Beim JD J20C liegen sie auf wesentlich



niedrigerem Niveau (nur wenig über dem für das ATF-Öl), so daß im Hinblick auf gute Wirkungsgrade nichts gegen seinen Einsatz in Kettenwandlern spricht.

Um aus Raps geeignete Öle für Kettenwandler herzustellen, bieten sich zwei Möglichkeiten an: Erstens können natürliche Pflanzenöle wie das Bio-Hy-Gard mit einer stark veränderten Additivierung an die Anforderungen von Kettenwandlern angepaßt werden können. Diese Chance besteht in naher Zukunft, da von John Deere eine Überarbeitung des Bio-Hy-Gard angelaufen ist. Zweitens scheint es möglich zu sein, aus Pflanzenölen vollsynthetische Produkte wie das Econa E46 zu erzeugen, die dann ganz speziell auf die Anforderungen zugeschnitten werden. Die Formulierung des Econa E46 könnte hierbei als Basis zur Entwicklung eines Öles für Kettenwandlergetriebe dienen, da es im Wandler und in Zahnradstufen unter Last hohe Wirkungsgrade ermöglicht. Planschverluste sind hier aber deutlich größer im Vergleich zu den anderen Fluiden – v.a. den ATF-Ölen.

## 8 Ausblick

Die Ermittlung der maschinenseitigen Anforderungen an die Hydrauliköle im landtechnischen Einsatz stellt ausführliches Datenmaterial zur Beurteilung der Ölbelastungen im Praxiseinsatz bereit. Mit diesen Grundlagen können biologisch schnell abbaubarer Öle auf pflanzlicher Basis ausgewählt und gegebenenfalls Prüfparameter für Laborversuche festgelegt werden.

Die durchgeführten Feldversuche in Kombination mit den Ergebnissen der Prüfstandsversuche lassen die Aussage zu, daß prinzipiell auf Rapsölbasis hergestellte Öle in kombinierten Getriebe- und Hydrauliksystemen eingesetzt werden können. Die Aussage gilt unter der Voraussetzung, daß die Rapsöle in der dargestellten Form additiviert sind oder es sich um synthetisierte Grundöle handelt, die ebenfalls auf Rapsölbasis hergestellt werden können.

Die unterschiedlichen Produkte reagieren bezüglich ihrer Standzeiten sehr differenziert auf die Belastungen im Hydrauliksystem. Die Frage der Ölwechselintervalle kann nicht einheitlich beantwortet werden.

Die Umweltverträglichkeit der Öle ist ebenfalls ein Bereich, für den keine einheitlichen Maßstäbe herangezogen werden. Eine weitere Verbesserung des Umweltverhaltens der Öle ist in Teilbereichen notwendig und möglich.

Für zukünftige Forschungsarbeiten lassen sich aus den Ergebnissen des durchgeführten Projektes folgende Schwerpunkte ableiten:

- Verbesserung der technischen Eigenschaften und der Umweltverträglichkeit in Zusammenarbeit mit den Öl- bzw. Additivherstellern.
- Weiterentwicklung der Prüfmethode für die technischen und ökologischen Eigenschaften nativer Öle.
- Prüfung und Entwicklung von Methoden zur 'Online-Überwachung' des Ölzustandes während des Betriebes (zur Vorbeugung bei unfallartigen Verschlechterungen der Öleigenschaften bzw. zur Verlängerung der Ölwechselintervalle in Abhängigkeit von den tatsächlichen Betriebsbedingungen).

## 9 Literatur

- [1] **Brenninger, M. u. H. Hofmann:** Leerlaufverluste an Traktorfrontachsen mit nassen Scheibenbremsen. Vortrag auf der Tagung "Landtechnik 1997" der Max-Eyth-Gesellschaft im VDI, Braunschweig, 16./17. Oktober 1997.
- [2] **Reiter, H.:** Verluste und Wirkungsgrade bei Traktorgetrieben. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 14, Nr. 46, VDI Verlag, Düsseldorf 1990.
- [3] **Sauer, G.:** Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 293, VDI-Verlag, Düsseldorf 1996
- [4] **RAL:** Grundlage für Umweltvergabezeichen. RAL-UZ-79: Biologisch schnell abbaubare Hydraulikflüssigkeiten, 1997.
- [5] **Pfab, H.; K.-Th. Renius:** Leckölverluste an hydraulischen Steckverbindungen von Traktoren. KTBL-Arbeitspapier 152, Darmstadt, KTBL, 1991

