

Weiss Mobiltechnik GmbH

Harlachweg 15

72229 Rohrdorf

Vorhaben:

**„Simulationsgestützte Berechnung der Effizienzsteigerung eines neuen
Hydrauliksystems in Forstmaschinen“**

(SimEfHyFo)

**Abschlussbericht über ein FuE-Projekt,
gefördert unter dem Aktenzeichen AZ 28036 -24/0 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt**

von:

Björn Weiß

Weiss Mobiltechnik GmbH

Tel. 07452/93085

Mail: bweiss@weiss-can-sps.de

Rohrdorf, 08.01.2013

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	28036	Referat	24/0	Fördersumme	123.000,00 €
----	--------------	---------	-------------	-------------	---------------------

Antragstitel Simulationsgestützte Berechnung der Effizienzsteigerung eines neuen Hydrauliksystems in Forstmaschinen

Stichworte Effizienzsteigerung, Hydrauliksystem, Forstmaschinen

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
21 Monate	03.01.2011	30.09.2012	1
Zwischenberichte	22.06.2011	23.12.2011	

Bewilligungsempfänger

Weiss Mobiltechnik GmbH
Harlachweg 15
72229 Rohrdorf

Tel	07542/93085
Fax	07542/93082
Projektleitung	
Herr Björn Weiß	
Bearbeiter	

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Ziel des geplanten Forschungsvorhabens ist die Effizienzsteigerung von Hydrauliksystemen in Forstmaschinen. Es soll sowohl die Nachrüstung gebrauchter Maschinen als auch die Ausrüstung neuer Maschinen möglich sein, um eine möglichst hohe Breitenwirksamkeit zu erreichen. Das System soll als Baukastensystem entwickelt werden, so dass es an verschiedene Maschinentypen angepasst werden kann und dadurch eine hohe Einsatzflexibilität gewährleistet ist. Im Zuge der ersten Begutachtung wurde gefordert, dass das Einsparpotential und die technische Realisierung durch eine simulationsgestützte Berechnung quantifiziert werden soll. Deshalb wurde in einer ersten Projektphase eine Beispielmachine als Simulationsmodell nachgebildet und das Einsparpotential ermittelt.

Anlass des Vorhabens ist, dass durch die gestiegenen Kraftstoffpreise die Betriebskosten in Forstmaschinen stetig höher werden. Aus diesem Grund haben die Betreiber ein Interesse an effizienten, kraftstoffsparenden Technologien. Die Hydrauliksysteme haben bei mobilen Arbeitsmaschinen gegenüber anderen Antriebssystemen zahlreiche Vorteile, weswegen bei diesen Systemen somit die Steigerung der Energieeffizienz eine große Hebelwirkung hat. Gleichzeitig muss die Funktionalität sowie die Bedienbarkeit der Hydrauliksysteme verbessert werden, um eine hohe Akzeptanz beim Nutzer zu erreichen.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Zur Prognose der möglichen Effizienzsteigerungen eines neuen Hydrauliksystems in Forstmaschinen wurde mit Hilfe der Durchführung einer Simulation der Nutzen quantifiziert. In einem ersten Schritt erfolgte die Auswahl einer Beispielanwendung für das Projekt unter Berücksichtigung mehrere Kriterien. Für die ausgewählte Beispielanwendung wurde anschließend ein Simulationsmodell aufgebaut. Zur Validierung des Simulationsmodells erfolgten dann umfangreiche Messungen an der Beispielanwendung hinsichtlich Volumenströme und Druck zur Beurteilung der Effizienz des Hydrauliksystems. Auf Basis der Messdaten erfolgte die Anpassung des Simulationsmodells. Anschließend wurde das neue Hydrauliksystem

für die Beispielanwendung konzipiert und das Simulationsmodell dahingehend ergänzt und modifiziert, dass es auch das neu zu entwickelnde System simulieren kann. Mit den gemessenen Belastungen in Form von Lastzyklen wurden die Parameter angepasst. Abschließend erfolgt die Durchführung umfangreicher Simulationen, um den Nutzen des neuen Systems darzulegen.

Ergebnisse und Diskussion

Die Vergleiche mit den Messungen an der Maschine zeigten, dass die Simulation sehr gut mit den gemessenen Werten übereinstimmt. Das Hauptziel des Projektes, den Kraftstoffverbrauch um 10 – 20 % zu senken, konnte durch die Simulation nachgewiesen werden. Eine Marktstudie ermittelte, dass alle benötigten Komponenten am Markt standardmäßig verfügbar sind. Die neuen Steuerungs- und Hydraulikkomponenten für die Umrüstung sind etwa 20% (1.600 EUR) teurer als vergleichbare LS-Komponenten. Bei einem Kraftstoffverbrauch von 13,6 l/h bei einer jährlichen Arbeitszeit von 1.600 h ergibt sich eine Einsparung (~11%) von etwa 2.570 l Diesel pro Jahr. Nach aktuellem Dieselpreis von 1,45 € ergeben sich netto Einsparungen von knapp 3.150 €/Jahr. Eine Nachrüstung inklusive Einbaukosten (ca. 10.000 EUR) amortisiert sich somit nach 3,5 Jahren, wenn man Wertsteigerung und längere Lebensdauer berücksichtigt sogar früher. Bei einer neuen Maschine amortisieren sich die Mehrkosten bereits im ersten Jahr, wobei alle Werte im Hinblick auf die optimierte Vergleichsmaschine betrachtet werden müssen. Nach Studien sind in Deutschland circa 4.500 Forstmaschinen mit Kran im Einsatz. Würde sich dieses System durchsetzen wären Kraftstoffeinsparungen im Forst von etwa 11,5 Mio. l Diesel pro Jahr möglich. Somit könnten pro Maschine ca. 6,8 t CO₂ - bezogen auf die 11,5 Mio. l Diesel insgesamt sogar ca. 30.000 t CO₂ im Jahr vermieden werden.

Bei der Beispielmachine handelt es sich um eine bereits optimierte Maschine mit LS-System. Bei einer Förderleistung von 2 x 120l/min und einem Systemdruck von 250 bar verzichtet diese Maschine bereits jetzt auf einen Ölkühler. Dennoch konnte eine Einsparung von etwa 11 % erreicht werden. Da vergleichbare Maschinen überwiegend mit Ölkühler ausgerüstet sind, um die zulässige Öltemperatur einzuhalten, wird die erreichte Einsparung von etwa 11 % als minimal mögliche Einsparung angesehen. Weiterhin wurde festgestellt, dass die Kühlleistung der Maschinen einen hohen Anteil am Leistungsverbrauch hat. Das Hydrauliksystem der Beispielmachine benötigt 30 kW, wobei dieser Wert durch das neue System reduziert und der Kraftstoffverbrauch damit weiter gesenkt werden kann. Hydraulische Verluste werden überwiegend in Wärme umgewandelt. Im Simulationsmodell wurde nachgewiesen, dass die Verlustleistung gegenüber dem alten System reduziert werden konnte. Die Verbesserung der Bedienbarkeit wird hauptsächlich durch die Eliminierung der LS-bedingten Schwingungen und des trägen Kaltstartverhaltens erreicht. Diese Verbesserungen können durch die elektrisch angesteuerte Pumpe erreicht werden.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Für die Ergebnisse dieses Vorprojektes ist keine Veröffentlichung geplant. Das Projekt wurde bei Kunden der Weiss Mobiltechnik vertraulich vorgestellt. Die Resonanz zu den durchgeführten Arbeiten und den damit verbundenen Ergebnissen war durchweg positiv. Im Rahmen der Gespräche haben sich bereits mehrere angesprochene Kunden bereit erklärt, das System nach Beendigung der Entwicklungsphase in ihren Maschinen zu testen. Damit sind hervorragende Grundlagen für einen umfassenden Feldtest gegeben. Das fertig entwickelte Hydrauliksystem soll auf verschiedenen Messen und Veranstaltungen dann der Öffentlichkeit vorgestellt werden. Die Präsentation des Hydrauliksystems ist auf einem eigenen Messestand auf der Bauma 2013 und der Agritechnica 2013 geplant. Mit gezielten Vorträgen und praktischen Demonstrationen soll weitere Öffentlichkeitsarbeit betrieben werden, die zusätzlich durch Anzeigen und Beiträge in geeigneten Fachzeitschriften unterstützt werden.

Fazit

Das Projekt verlief zur vollsten Zufriedenheit der beiden Projektpartner. Die aktuellen Entwicklungen bei den Hydraulikherstellern bestätigen den Trend, dass Systeme wie im vorliegenden Projekt zukünftig stark nachgefragt werden. Auch von den Maschinenherstellern sind positive Resonanzen zu vernehmen. Die Bereitschaft für eine Anwendung ist vorhanden, so dass derzeit alle Punkte für eine erfolgreiche Realisierung der zweiten Phase sprechen. In dieser soll die Umsetzung des neuen Hydrauliksystems in der Beispielmachine erfolgen. Hierzu muss ein Steuerungssystem zur Ansteuerung der Hydraulik entwickelt werden. Durch begleitende Simulation soll das Steuerungssystem optimiert werden. Bei einem dreimonatigen Feldtest sollen das Simulationsmodell validiert und die Simulationsergebnisse durch Messungen bestätigt werden.

Inhaltsverzeichnis:

1. Zielsetzung und Anlass des Vorhabens	1
1.1. Ausgangssituation	1
1.2. Zielsetzung	2
1.3. Inhaltliche Änderung / Laufzeitverlängerung	2
2. Darstellung der Arbeitsschritte	3
3. Ergebnisse und Diskussion	5
3.1. Beschreibung der Arbeitsschritte.....	5
3.2. Diskussion	18
4. Zusammenfassung	20
5. Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation	21
6. Fazit.....	21
7. Literaturverzeichnis.....	22

1. Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

1.1. Ausgangssituation

Hydrauliksysteme spielen bei mobilen Maschinen eine sehr wichtige Rolle. Gegenüber anderen Antriebsarten haben Hydrauliksysteme zahlreiche Vorteile, die auch in der Forstwirtschaft genutzt werden. Trotz der kleinen Bauform können große Kräfte aufgebracht werden und durch die Schlauchleitungen ist eine leichte Energieübertragung möglich. Mittels Hydromotor und Hydrozylinder können Linear- und Rotationsbewegungen leicht ausgeführt werden, sowie die Bewegungen stufenlos gesteuert werden. Die aufgezeigten Vorteile werden durch andere Antriebsarten in absehbarer Zeit nicht übertroffen, weshalb Hydrauliksysteme auch in Zukunft eine wichtige Rolle bei der Steuerung mobiler Maschinen spielen werden.

Seit der Einführung von Load-Sensing-Systemen (LS) in den 90er Jahren und der Verbesserung des Wirkungsgrads einzelner Komponenten hat sich in den letzten 20 Jahren die Effizienz der Systeme nicht mehr signifikant verbessert. Dabei rückt eine Steigerung der Energieeffizienz von Hydrauliksystemen immer mehr in den Fokus der Entwickler. Die Ziele mit dieser Technologie auch die Funktionalität der Maschinen und deren Bedienkomfort zu erhöhen werden von dem zunehmenden Einfluss der Kraftstoffkosten auf die Gesamtkosten der Forstmaschinen gestört. Durch die stetig steigenden Kraftstoffpreise nimmt die Sensibilität der Betreiber hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs der Maschinen zu. Während bislang Aspekte wie Zuverlässigkeit, Bedienbarkeit und Wartung die Entwicklung der Maschinen beeinflussten, müssen sich Entwickler heute mit der Effizienzsteigerung von Hydrauliksystemen und damit auch an der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs orientieren. Zur Reduzierung der LS-Prinzip bedingten Verlustleistung bedienen sich einschlägige Veröffentlichungen /D1, F1, F2, L1/ dem Konzept der Bedarfsstromsteuerung unter Verwendung elektrohydraulischer Komponenten. Djurovic /D1/ und Fedde /F1/ schlagen die Verwendung von Proportionalventilen mit vorgeschalteten Individualdruckwaagen vor, Finzel /F2/ hingegen verwendet nachgeschaltete Individualdruckwaagen. Allen Systemen gemein ist der Bedarf an zusätzlichen Komponenten und Sensoren zur Regelung des Volumenstroms in Abhängigkeit der Bedienvorgaben mit hinlänglicher Genauigkeit. Die technische Umsetzung all jener Forschungsergebnisse in marktreife Produkte ist bis heute nicht bekannt. Mögliche Gründe hierfür sind die Genauigkeitsanforderungen automatisierter Systeme im Bereich der Industriehydraulik und die geringe Marktdurchdringung elektrohydraulischer Komponenten im Mobilbereich, insbesondere bei Baumaschinen. Im Gegensatz hierzu lassen Forstmaschinenhersteller in aktuellen Umfragen die Bereitschaft erkennen, neue Trends verfolgen zu wollen und offen für den Einsatz neuer, elektrohydraulischer Systemlösungen zu sein. An diesem Punkt setzt das vorliegende Projekt an, die Implementierung soll zunächst an einem Forstkran erfolgen und ihre Praxistauglichkeit und Energieeffizienz unter Beweis stellen. Im Gegensatz zu den zuvor genannten Veröffentlichungen, schlagen die Kooperationspartner ein Hydrauliksystem vor, das lediglich aus einer elektrohydraulischen Verstellpumpe sowie elektrohydraulischen Ventilen mit nachgeschalteten Individualdruckwaagen besteht. Da es sich bei Forstkränen um Sichtsteu-

erungen handelt, kann auf zusätzliche Sensoren und Regelmechanismen verzichtet werden, da der Fahrer Abweichungen sofort selbst ausregelt.

1.2. Zielsetzung

Ziel des Forschungsvorhabens ist die Effizienzsteigerung von Hydrauliksystemen in Forstmaschinen.

Im Zuge der ersten Begutachtung wurde gefordert, dass das Einsparpotential und die technische Realisierung durch eine simulationsgestützte Berechnung quantifiziert werden soll. Deshalb wurde in einer ersten Projektphase (Gegenstand dieses Abschlussberichtes) eine Beispielmaschine als Simulationsmodell nachgebildet und das Einsparpotential ermittelt.

Hierzu sollte im Rahmen dieses Entwicklungsvorhabens mittels eines ganzheitlichen Konzeptes die Effizienz von Hydrauliksystemen in Forstmaschinen gesteigert werden. Durch die Verbesserung des Wirkungsgrades und der Energieeffizienz des Gesamtsystems soll insbesondere der Kraftstoffverbrauch reduziert werden. Gleichzeitig sollen die Fahreigenschaften und die Bedienbarkeit der Maschinen verbessert werden, sowie die Lebensdauer der Maschinen verlängert werden. In Zusammenarbeit mit dem Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) soll in dem Forschungs- und Entwicklungsprojekt ein Simulationsmodell für die Berechnung der Effizienzsteigerung erstellt werden. Dieses Modell soll den Nachweis führen, dass mit geringen Mehrkosten durch den Einsatz eines innovativen Hydrauliksystems bei einer Forstmaschine die Umweltfreundlichkeit, die Betriebskosten und die Energieeffizienz verbessert werden können. Das Ergebnis soll Hersteller und Käufer von mobilen Maschinen motivieren diese Mehrkosten bewusst in Kauf zu nehmen, weil sich diese Investition während der Betriebszeit der Maschine wirtschaftlich lohnen und gleichzeitig einen Beitrag für die Umwelt leistet. Außerdem soll durch die Entwicklung eines Baukastensystems von Hydraulikschaltungen auch kleinen Firmen der Zugang zu umweltfreundlicher Technik ermöglicht werden.

In einem nachfolgenden zweiten Projekt soll nach Abschluss der 21-monatigen Projektdauer auf Basis der Simulationsergebnisse und der Praxistests der Nachweis über die industrielle Anwendbarkeit der Technologie erbracht werden, sowie der gesenkte Kraftstoffverbrauch und der damit verbundene Umweltnutzen bestätigt werden.

1.3. Inhaltliche Änderung / Laufzeitverlängerung

Während des Projektverlaufs gab es keine wesentlichen inhaltlichen Änderungen gegenüber den eingereichten Unterlagen. Die während des Projekts auftretenden neuen Anforderungen konnten problemlos in das Konzept eingearbeitet werden. Zur Verfeinerung der Simulationsergebnisse und im Rahmen der Durchführung aufgelau-

fenen Verzögerungen wurde eine kostenneutrale Projektverlängerung um 4 Monate beantragt, die auch bewilligt wurde.

2. Darstellung der Arbeitsschritte

Zur Prognose der möglichen Effizienzsteigerung eines neuen Hydrauliksystems in Forstmaschinen wurde mit Hilfe der Durchführung einer Simulation der Nutzen quantifiziert. Hierzu wurden die folgenden Arbeitspakete abgearbeitet:

1. Auswahl einer Beispielanwendung und Festlegung des Lastzyklus
2. Aufbau eines Simulationsmodells
3. Messung des Ist-Zustandes
4. Validierung des Simulationsmodells
5. Konzeption des neuen Systems
6. Modellierung und Simulation des neu konzipierten Systems
7. Vergleich des neuen Systems mit dem Ausgangszustand
8. Dokumentation

In einem ersten Arbeitspaket (**AP 1**) wurde eine Beispielanwendung für das Projekt ausgewählt. Auf Basis ausgewählter Kriterien wurde anschließend die Maschine, deren Hydrauliksystem modifiziert werden soll, ausgewählt. Durch die Maschine und deren Aufgabe wurde gleichzeitig der Lastzyklus festgelegt, die die Belastungen auf die Maschine beschreibt. Die Maschine wurde für die Untersuchungen in dem Forschungsprojekt zur Verfügung gestellt.

Für die in AP 1 ausgewählte Beispielanwendung wurde im **AP 2** ein Simulationsmodell der Arbeitshydraulik aufgebaut. Dies umfasste einerseits die Betrachtung des sich in der Maschine befindlichen Systems, die Suche nach den für das Simulationsmodell notwendigen Parametern sowie die Möglichkeit, durch den Lastzyklus entstehende Belastungen auf das System einbinden zu können.

Zur Validierung des Simulationsmodells wurde im **AP 3** die Maschine der Beispielanwendung vermessen. Für die Belastungen sind die an den Verbrauchern herrschenden Drücke sowie die zu den Verbrauchern fließenden Volumenströme relevant. Des Weiteren wurden die an der Energiequelle und der Hydraulikpumpe herrschenden Drücke und Volumenströme gemessen. Aus den Leistungen an den Verbrauchern, die sich aus den dort herrschenden Drücken und Volumenströmen berechnen lassen, sowie der Leistung an der Hydraulikpumpe wurde die Effizienz des Hydrauliksystems beurteilt.

Die ausgewählte Maschine wurde hierzu mit Messtechnik ausgestattet und Messungen im praktischen Einsatz durchgeführt. Die Ergebnisse wurden mit einem Messdatenerfassungssystem aufgenommen und archiviert. Die Leistungen an den Verbrauchern wurden dann im Simulationsmodell direkt als Belastungen vorgegeben.

Mit Hilfe der Messdaten aus AP 3 wurde das in AP 2 aufgestellte Simulationsmodell in **AP 4** validiert. Hierzu wurden die aus den Messungen ermittelten Lastzyklen in

Form von Messwerten als Belastung und die Eingaben des Bedieners vorgegeben. Das Verhalten des Systems wurde an Hand der Simulationsergebnisse der Hydraulikpumpe betrachtet. Die Parameter des Simulationsmodells wurden dabei im Rahmen der plausibel möglichen Werte angepasst. Insbesondere Parameter, die vorher nur abgeschätzt und nicht exakt bestimmt werden könnten, waren hierbei anzupassen. Als Ergebnis entstand ein mit Messergebnissen abgestimmtes Simulationsmodell.

Die Konzeption des Systems (**AP 5**) erfolgte auf Basis der in AP 1 ausgewählten Beispielanwendung. Eingebunden wurden in diesem AP auch die Bediener der Maschinen. Als Ergebnis dieses APs entstand ein System, auf dessen Basis das Simulationsmodell modifiziert werden konnte.

Das Simulationsmodell wurde anschließend dahingehend ergänzt und modifiziert, dass es auch das neu zu entwickelnde System simulieren kann, **AP 6**. Die gemessenen Belastungen in Form von Lastzyklen aus AP 3 wirkten auch hier auf das Simulationsmodell. Ebenso wurden die Eingaben des Bedieners analog wie in AP 4 vorgegeben. Aus AP 4 bekannte Parameter blieben in diesem Simulationsmodell identisch, neue Parameter mussten auf Basis von Katalogwerten oder Erfahrungen abgeschätzt werden.

Nach der Parametrierung des modifizierten Simulationsmodells wurden entsprechend AP 4 Simulationen durchgeführt. Diese wurden anschließend in **AP 7** ausgewertet und mit den Ergebnissen aus AP 4 bzw. den Messungen aus AP 3 verglichen. Da die Belastungen unverändert bleiben konnten auf Basis des an der Hydraulikpumpe anliegenden Drucks und des von der Pumpe geförderten Volumenstroms die Steigerung der Effizienz durch das neue System quantifiziert werden. Auf diese Art und Weise kann der Nutzen des neuen Systems nachvollziehbar dargelegt werden.

Das Projekt wurde mit einer Ergebnisdokumentation (**AP 8**) abgeschlossen.

3. Ergebnisse und Diskussion

3.1. *Beschreibung der Arbeitsschritte*

AP 1 Auswahl einer Beispielmachine und Festlegung des Lastzyklus

Als Beispielmachine standen folgende drei Maschinen zur Auswahl:

- LKW mit Kranaufbau (Doll Fahrzeugbau AG)
- Mobilhacker mit Kranaufbau (Jenz Maschinenbau GmbH)
- Entrindungsmaschine (Weiß GmbH Holzentindung)

Bei der Auswahl der Beispielmachine wurden folgende Kriterien bewertet:

- Tägliche Einsatzdauer
- Anteil der Kranleistung an der gesamten hydraulischen Leistung
- Übertragbarkeit auf andere Forstmaschinen
- Verfügbarkeit

Als Beispielmachine wurde das Aufgabefahrzeug einer Entrindungsmaschine der Firma Weiß GmbH Holzentindung ausgewählt (siehe Abbildung 3.1).



Abbildung 3.1: Beispielmachine EMA

Die Maschine ist das ganze Jahr im Einsatz und die tägliche Kranarbeit beträgt mehr als 8 Std. Der Kran ist der einzige hydraulische Verbraucher und die Lastzyklen spiegeln auch die typische Kranarbeit bei Forstmaschinen wieder. Außerdem ist das System hydraulisch und elektronisch schon sehr weit entwickelt. Bei einem Volumenstrom von 240 L/min wird kein Ölkühler benötigt, die Reaktionszeit des Systems und die elektrische Ansteuerung wurden schon optimiert. Wird hier eine Optimierung

durch das neue System erzielt, dann kann auch bei einem Großteil der auf dem Markt befindlichen Maschinen der gleiche Effekt erzielt werden.

AP2 Aufbau des Simulationsmodells

Als Basis beim Aufbau des Simulationsmodells dient der Hydraulikschaltplan der ausgewählten Beispielmachine, dem Aufgabefahrzeug einer mobilen Holzentrindungsmaschine (EMA). Im in Abbildung 3.2 dargestellten Schaltplan, wurden unter Berücksichtigung des Standard-Lastzyklus (vgl. AP4) der Beispielmachine fünf Grundfunktionen identifiziert, die im Simulationsmodell abgebildet werden.



Abbildung 3.2: Hydraulikschaltplan der Beispielmachine

Die zweikreisig ausgeführte Hydraulik des Forstkranes bleibt im Simulationsmodell erhalten. Kreis 1 besteht aus den Funktionen Hubarm, Schwenken und Rotator, Wipparm und Greifer bilden Kreis 2. Der Aufbau des ersten Hydraulikkreises und dessen Umsetzung im Simulationsmodell wird im Folgenden näher beschrieben. Die Ausführungen gelten analog für den zweiten Kreis.

Die hydraulischen Verstellpumpen der beiden Kreise werden vom Verbrennungsmotor des Trägerfahrzeugs bei einer stationären Pumpendrehzahl von 1960 U/min angetrieben. Der Förderstromregler der jeweilige Pumpe vergleicht den Lastdruck des momentan höchstbelasteten Verbrauchers, der über eine Wechselventilkette ermittelt wird, mit dem bereitgestellten Pumpendruck und regelt zur Aufrechterhaltung der

voreingestellten Load-Sensing-Druckdifferenz den Volumenstrom entsprechend ein. In Abbildung 3.3 ist das aufgebaute Simulations-Submodell dieser Verstellpumpe dargestellt.

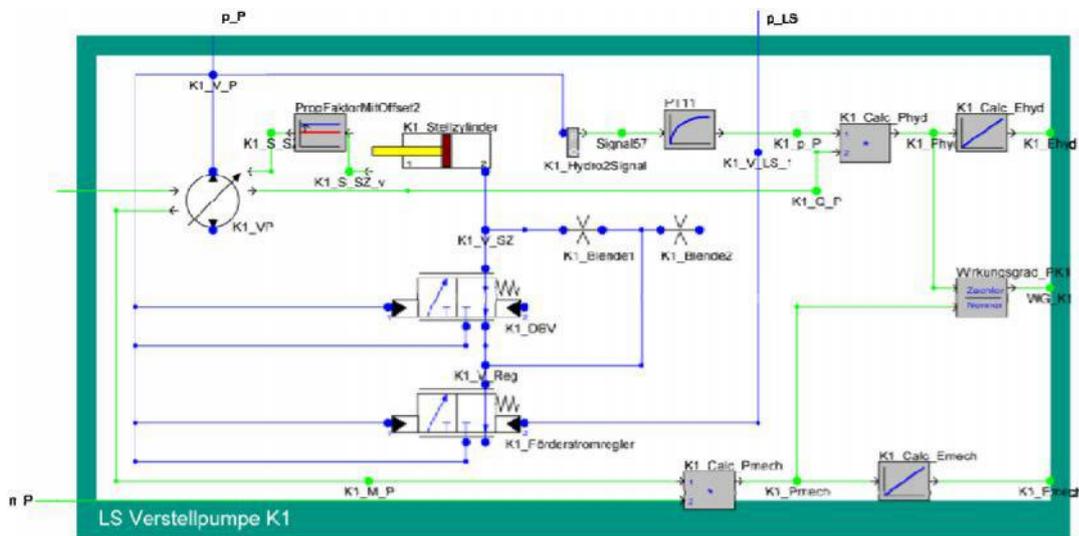


Abbildung 3.3: Simulations-Submodell Verstellpumpe Kreis 1

Die Drehzahl der Pumpe wird über das Signal n_P vorgegeben. Der Lastdruck p_{LS} am Anschluss 2 des Förderstromreglers wird mit dem Pumpendruck p_P am Anschluss 1 verglichen, eine entsprechende Vorgabe von Federkraft und Federweg erlaubt die Einstellung der LS-Druckdifferenz. Der angesteuerte Zylinder *K1_Stellzylinder* verschwenkt die Pumpe. Ebenfalls dargestellt ist die Druckwaage *K1_DBV* die das Hydrauliksystem gegen Überlastungen absichert und gegebenenfalls die Pumpe zurückschwenkt.

Der Modellierung des Proportionalventils in Schieberbauweise wird besondere Aufmerksamkeit zuteil. Abgesehen von der Parametrierung, wurden in der Beispielmaschine für jede Hydraulikfunktion baugleiche Ventilscheiben verwendet. Stellvertretend wird daher im Folgenden die Umsetzung des Hubarm-Steuerventils in das Simulationsmodell diskutiert. In Abbildung 3.4 sind die jeweiligen Unterfunktionen farblich hinterlegt. Hierbei gibt die vorgeschaltete Druckwaage (grün) den Volumenstrom zum Hauptschieber (blau) frei. Dessen Ansteuerung erfolgt elektrohydraulisch (rot); die lila hinterlegten Druckbegrenzungsventile begrenzen den Lastdruck auf den jeweils voreingestellten Wert, bevor das Wechselventil (orange) den höchstbelasteten Verbraucher ermittelt und ebendiesen Wert an die Verstellpumpe meldet. Zur Absicherung der Verbraucher sind Schock-Nachsaugventile (gelb) verbaut. Diese ermöglichen das gezielte nachsaugen von Hydraulikflüssigkeit und schützen somit den Verbraucher vor Überlasten, die auftreten können, wenn sich durch überlagerte Bewegungen anderer Verbraucher die Lastverhältnisse ändern.

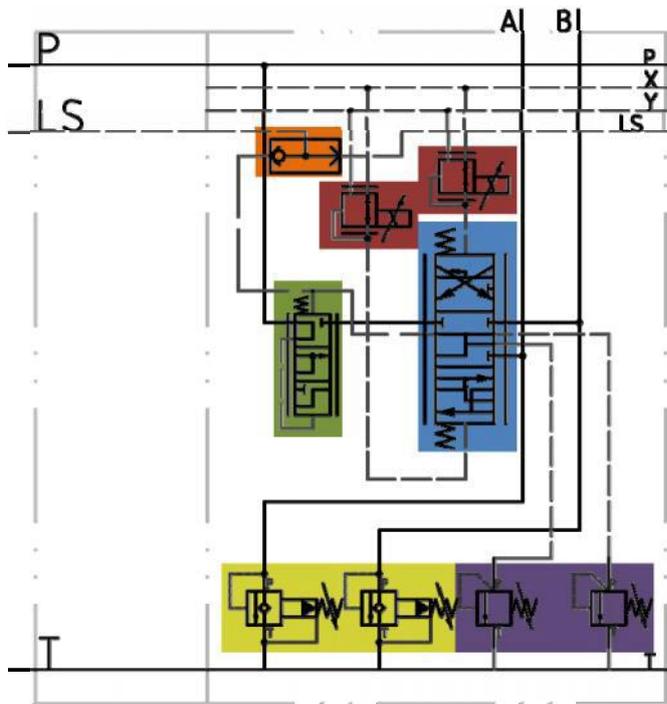


Abbildung 3.4: Hydraulikschaltplan Bosch Rexroth Mobilventil M4

In der Darstellung des Hubarm-Simulationsmodells (siehe Abbildung 3.5) sind die vorgeschaltete Individualdruckwaage Ha_DW und der Hauptschieber Ha_PV zu erkennen, durch die der Hubarmzylinder mit Druckflüssigkeit versorgt wird.

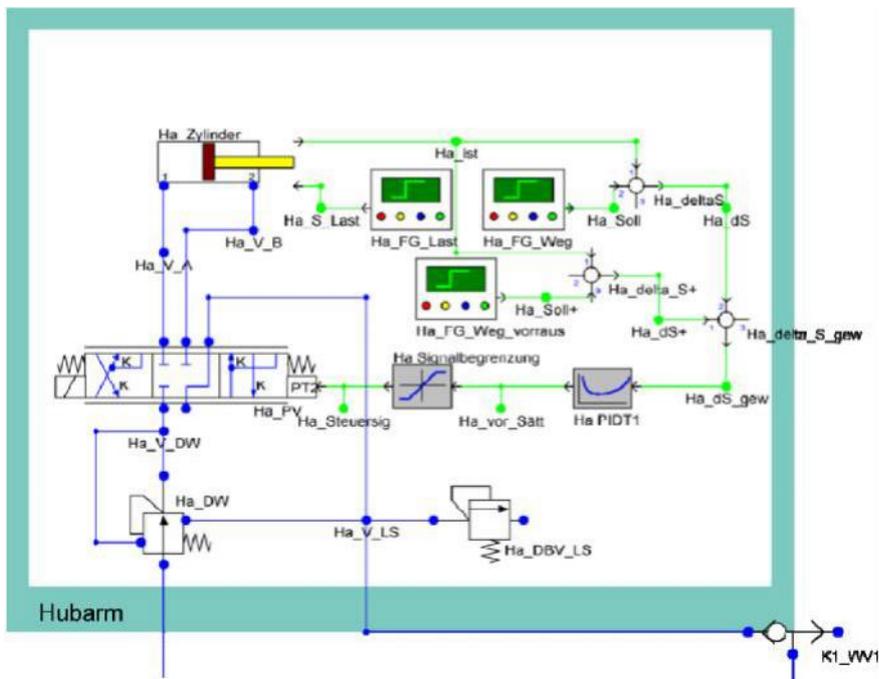


Abbildung 3.5: Simulationsmodell des LS-Proportionalventils

Weiterhin sind die LS-Druckabsicherung Ha_DBV_LS , sowie das Wechselventil $K1_WV1$ zur Ermittlung des lastführenden Verbrauchers dargestellt. Die hydraulische

Vorsteuerung des realen Proportionalventils wird im Modell hinreichend genau durch das PT2-Verhalten nachgebildet. Die Schock-Nachsaugventile werden zur Simulation des charakteristischen Lastzyklus (vgl. AP4) nicht benötigt, da diese während des gesamten Lastspiels nicht ansprechen. Die entsprechende Lastvorgabe erfolgt über ein im Funktionsgenerator *Ha_FG_Last* hinterlegtes Lastkennfeld (vgl. AP4). In Abhängigkeit der Differenz zwischen Soll- und Istweg regelt ein PID-Regler die Schieberposition und bildet somit den Fahrerwunsch nach.

AP3 Messung des Ist-Zustandes

Zur Messung des Ist-Zustandes und zur Erfassung der zur Parametrierung und Validierung erforderlichen Lastzyklen wurde die ausgewählte Beispiel EMA bei der Firma Weiss mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet. Während der Messung am 14.06.2011 wurden die in folgender Tabelle (siehe Tabelle 3.1) aufgeführten Parameter der in AP1 identifizierten, für den Kranzyklus charakteristischen fünf Verbraucher ermittelt:

Tabelle 3.1: Messdaten

Parametertyp	Spezifikation
Druck	Pumpe Kreis 1
Druck	Pumpe Kreis 2
Druck	Eingang Steuerblock Kreis 1
Druck	Eingang Steuerblock Kreis 2
Druck	Load Sensing Leitung Kreis 1
Druck	Load Sensing Leitung Kreis 2
Druck	Hubarm Kolbenseite
Druck	Hubarm Stangenseite
Druck	Knickarm Kolbenseite
Druck	Knickarm Stangenseite
Druck	Greifer Kolbenseite
Druck	Greifer Stangenseite
Druck	Schwenken Linksdrehung
Druck	Schwenken Rechtsdrehung
Druck	Rotator Linksdrehung
Druck	Rotator Rechtsdrehung
Weg	Weg Hubarm
Weg	Weg Knickarm
Volumenstrom	Pumpe Kreis 1 Q_{ab}

Volumenstrom	Pumpe Kreis 2 Q_{ab}
Drehzahl	Drehzahl VKM
CAN-Wert	Joystickstellung Hubarm
CAN-Wert	Joystickstellung Knickarm
CAN-Wert	Joystickstellung Greifer
CAN-Wert	Joystickstellung Rotator
CAN-Wert	Joystickstellung Schwenken
CAN-Wert	Joystickstellung Teleskop

Neben dem Messprotokoll wurde die Durchführung zusätzlich per Foto- (siehe Abbildung 3.6) und Videoaufnahmen dokumentiert.



Abbildung 3.6: Mess-Aufbau

Letzter Schritt dieses Arbeitspaketes war die Überführung der aufgenommenen Messdaten aus dem proprietären Datenformat der Messtechnik in das universell einsetzbare TXT-Format.

AP4 Validierung des Simulationsmodells

Die Validierung des Simulationsmodells der Load-Sensing Kranhydraulik gliedert sich in verschiedene Unterpunkte, die im Folgenden betrachtet werden.

Lastzyklen

Die Messungen an der Beispielmachine haben einen charakteristischen Arbeitszyklus des Forstkranes ergeben (siehe Abbildung 3.7). Während dieses durchschnittlich etwa 30 Sekunden dauernden Zyklus, schwenkt der Kran zunächst zum schweren

Ende eines auf einem Polter liegenden Holzstammes [1→2], greift dieses und legt es in einer Runge auf dem Aufgabefahrzeug ab [3]. Er greift den Stamm ein zweites Mal [4], führt ihn der Entrindungsmaschine zu und verfährt in seine Ausgangsposition [4→1].

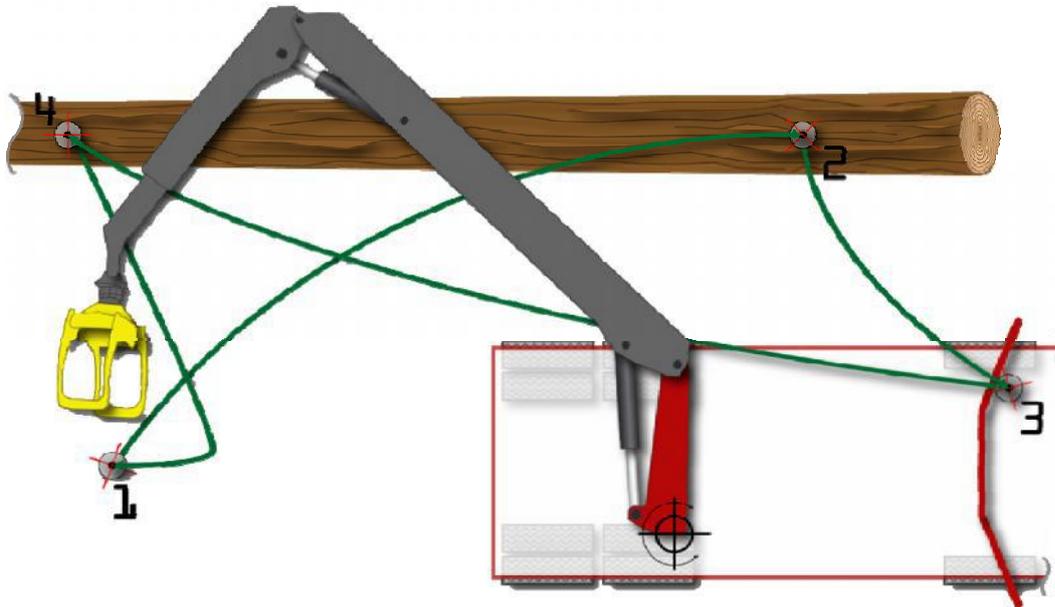


Abbildung 3.7: Kranzyklus Draufsicht

Die entsprechenden Verfahrwege der Zylinder sowie die Rotation des Greifers wurden in Kennfeldern abgelegt und bilden die Sollwegvorgaben im Simulationsmodell. Abbildung 3.8 zeigt die zugehörige grafische Darstellung.

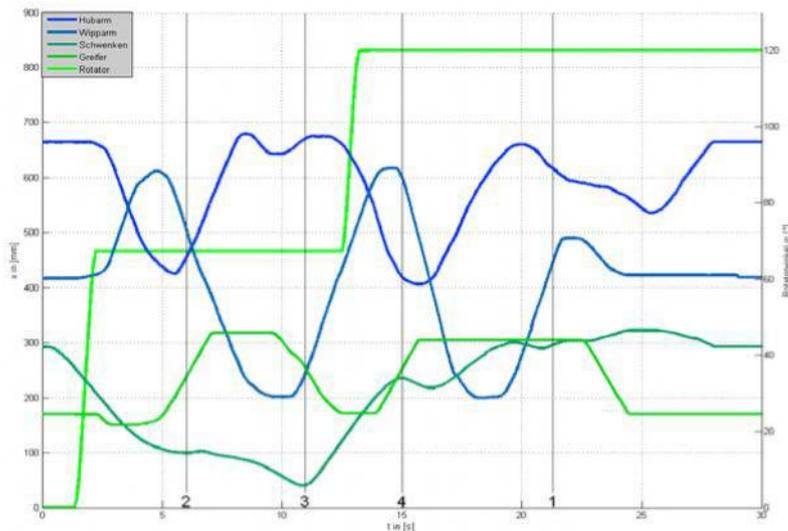


Abbildung 3.8: Sollwegdiagramm

Analog dazu wurden aus den gemessenen Lastdrücken die während des Arbeitszyklus auf die Verbraucher wirkenden Kräfte und Momente berechnet und ebenfalls mittels Kennfeldern im Simulationsmodell hinterlegt (siehe Abbildung 3.9).

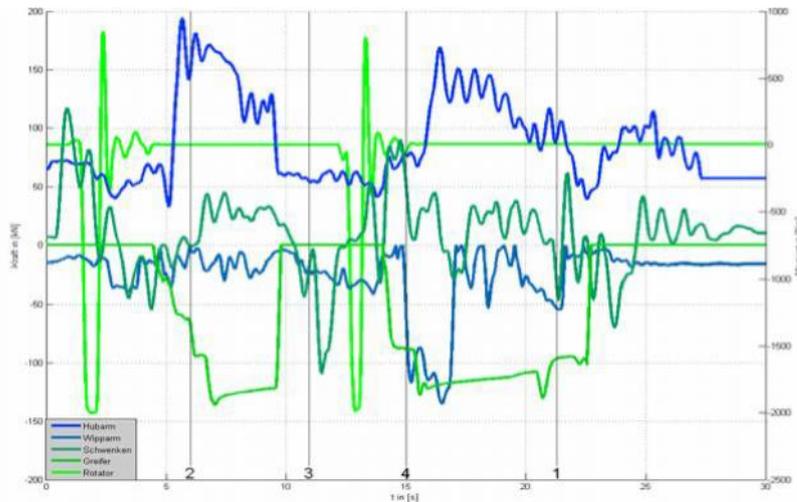


Abbildung 3.9: Lastvorgabe

Anpassung des Simulationsmodells

Ein Vergleich der realen Messwerte mit den Ergebnissen erster Simulationsläufe ermöglichte eine Parameteranpassung des Simulationsmodells an die Beispielmachine. Insbesondere anhand von Anschlagfahrten, bei denen gezielt einzelne Verbraucher in ihre Endanschläge gefahren wurden, konnte das aufgebaute Simulationsmodell validiert werden.

Zum Abschluss dieses APs wurden im nächsten Schritt Simulationsläufe über den erstellten repräsentativen Kranzyklus gefahren. Die Ergebnisse, die in Form des Gesamtenergiebedarfs vorliegen, dienen in AP 7.2 dem Vergleich der beiden Systeme und erlauben belastbare Aussagen zur Quantifizierung der angestrebten Effizienzsteigerung

AP 5: Konzeption des neuen Systems

Durch das neue System sollen die wiederholt beschriebenen Vorteile realisiert werden. Das konzipierte System lässt sich in drei Bereiche unterscheiden (siehe Abbildung 3.10):

- Die Verstellpumpe mit Druck-Förderstrom-Regler wird durch eine elektrisch-proportional-verstellbare Pumpe ersetzt.
- Die Load-Sensing-Leitung entfällt und die Pumpe wird über eine elektronische Steuerung angesteuert.
- Der Load-Sensing-Steuerblock mit vorgeschalteter Druckwaage wird durch einen Steuerblock mit nachgeschalteter Druckwaage ersetzt. Dadurch soll eine gleichmäßige Durchflussverteilung auch bei leichter Unterversorgung sichergestellt werden. Die einzelnen Funktionen werden über Schock-Nachsaug-

Ventile abgesichert. Durch den Einsatz von Steuerblöcken mit CAN-Schnittstelle ergeben sich zwei Vorteile:

1. Softwarebasierte Druckbegrenzung

Wird der Arbeitsdruck größer als der vorgewählte Begrenzungsdruck wechselt das System in den Druckregelmodus. Der Volumenstrom zum Verbraucherausgang wird soweit reduziert, bis der eingestellte Druck konstant gehalten wird. (Quelle: Bucher)

2. Rücklesbare Schieberposition

Über die CAN-Schnittstelle können die aktuelle Schieberposition und der aktuelle Druck jeder Funktion ausgelesen werden. Dadurch kann die Pumpe immer auf den angeforderten Volumenstrom eingestellt werden, ohne dass zusätzliche Sensoren erforderlich sind.

Diese Kombination ist optimal für die Ansteuerung von Forstkränen geeignet. Es wird nur der erforderliche Volumenstrom erzeugt. Der bei Load-Sensing-Systemen benötigte Differenzdruck kann auf den Druckverlust zwischen Pumpe und Steuerblockausgang reduziert werden.

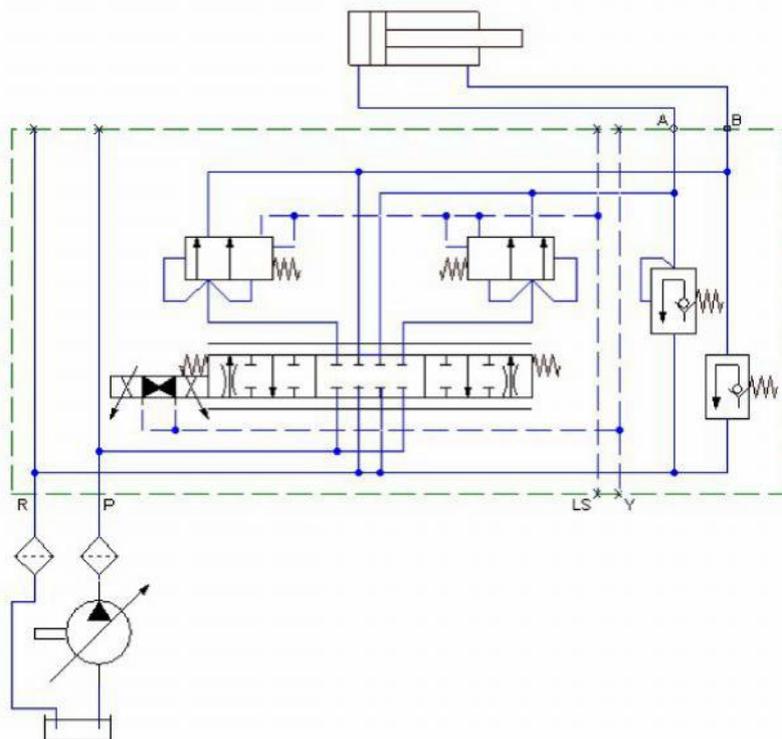


Abbildung 3.10: Schaltplan des neuen Hydrauliksystems

AP 6: Modellierung und Simulation des neu konzipierten Systems

Bei der Diskussion des neuen Systems, das sich als elektronische Bedarfsstromsteuerung (eBSS) charakterisieren lässt, soll analog zum Load-Sensing System (vgl.

AP2) der Aufbau des Hydraulikkreises 1 und insbesondere wieder der Hubzylinder betrachtet werden.

Die Modellierung der elektrohydraulischen Verstellpumpe ist in Abbildung 3.11 gezeigt. Da der Pumpenvolumenstrom aus der Addition ($K1_Sum_Q$) der einzelnen Verbrauchervolumenströme ermittelt wird, kann auf hydraulische Steuerungseinrichtungen verzichtet werden.

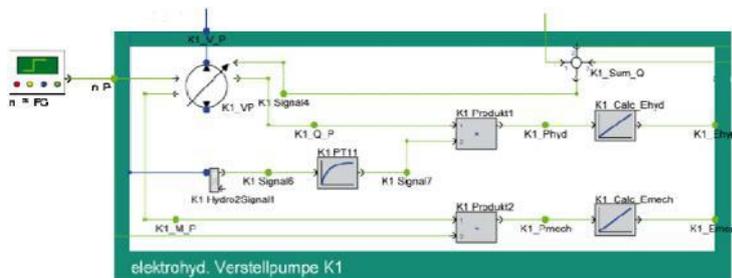


Abbildung 3.11: Simulationsmodell der hydraulischen Verstellpumpe

Auf die Modellierung eines hydraulischen Druckreglers zur Absicherung des Systems, wie er in realen Pumpen vorhanden ist, kann in diesem Fall verzichtet werden, da im gewählten Lastzyklus keine kritischen Betriebszustände auftreten. Die Berechnung der hydraulischen und mechanischen Leistung und somit des Energiebedarfs erfolgt ebenfalls analog zum Load-Sensing Modell.

Für die elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung des Forstkrans werden Proportionalventile mit nachgeschalteten Individualdruckwaagen verwendet, deren Umsetzung im Simulationsmodell in Abbildung 3.12 gezeigt ist.

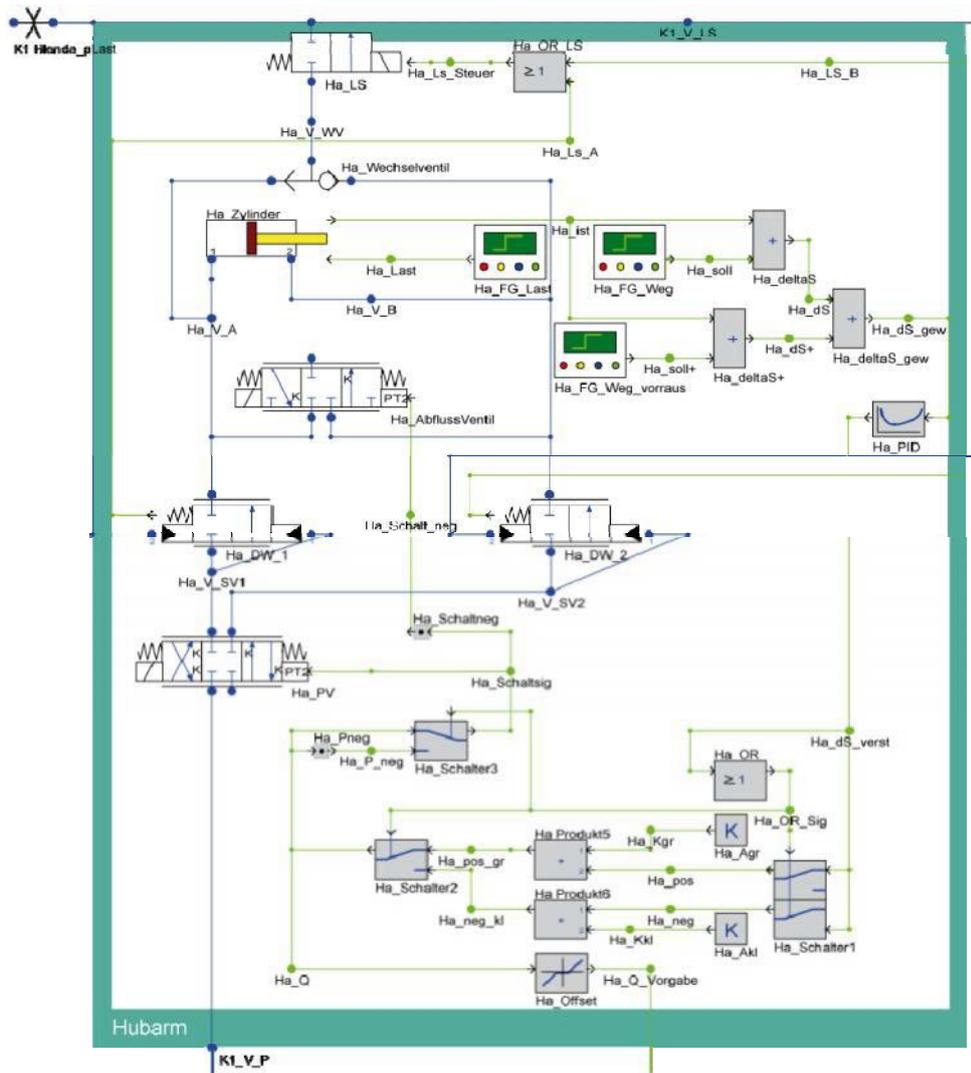


Abbildung 3.12: Simulationsmodell des eBSS-Proportionalventils

In Abhängigkeit des Soll-/Istweg Vergleichs und den Flächen der Kolben-/Stangenseite des Differentialzylinders wird der erforderliche Volumenstrom berechnet. Der Ventilschieber wird unter Berücksichtigung der Ventilkennlinie ausgelenkt, gleichzeitig wird der Volumenstrom von der elektrohydraulischen Verstellpumpe angefordert. Die nachgeschalteten Individualdruckwaagen vergleichen den Druck des lastführenden Verbrauchers mit dem jeweiligen Lastdruck. Durch diese Anordnung ist der Druckabfall über alle Messblenden gleich und somit der Durchfluss lastunabhängig. Im Falle einer Unterversorgung werden alle Verbraucher im Verhältnis der angeforderten Volumenströme langsamer.

AP 7: Vergleich des neuen Systems mit dem Ausgangszustand

Zum Vergleich der neuen elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit nachgeschalteten Individualdruckwaagen mit dem Load-Sensing Referenzsystem mit vorgeschalteten Druckwaagen werden die Druck-, Volumenstrom-, Leistungs- und

Energieverläufe im repräsentativen Lastzyklus gegenübergestellt. Zusätzlich wird über die Leistung, mittels Verbrauchskennfeld der Verbrennungskraftmaschine, der Kraftstoffverbrauch ermittelt.

Zunächst ist in Abbildung 3.13 ein Vergleich der Wegverläufe des Wipparms gezeigt. Die Wege beider Systeme stimmen annähernd mit der Sollwegvorgabe überein. Da die Verläufe der anderen, hier nicht gezeigten, Verbraucher ebenfalls nur marginale Abweichungen aufweisen, liefern die Simulationen somit belastbare Ergebnisse.

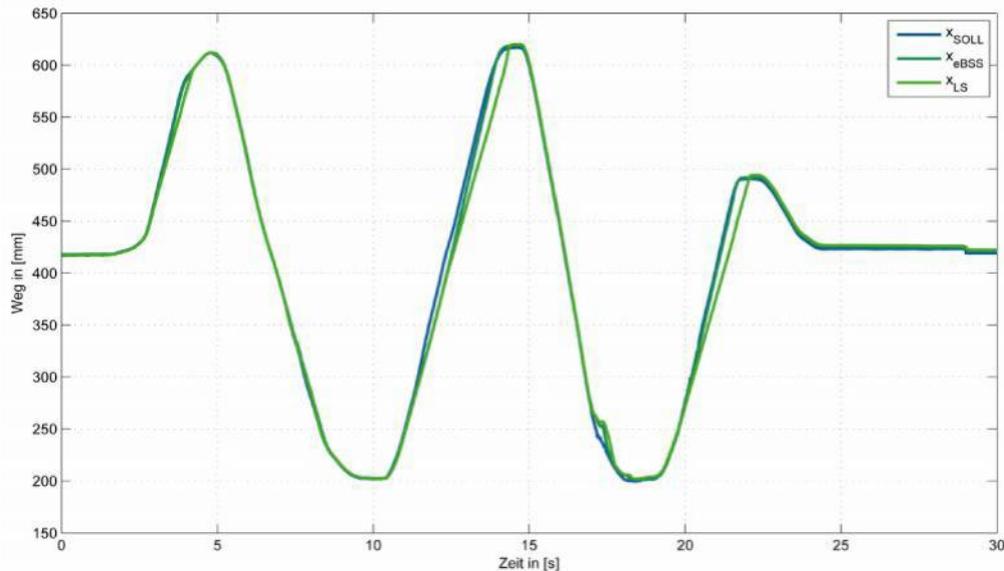


Abbildung 3.13: Wegverläufe des Wipparms

Die Berechnung der hydraulischen Leistung erfolgt durch Multiplikation von hydraulischem Druck und Volumenstrom. Deren Verläufe sind in Abbildung 3.14 und Abbildung 3.15 gezeigt. Wie erwartet liegt der Druckverlauf des eBSS-Systems durchschnittlich etwa 20 bar niedriger als der des LS-Systems, da sich der Systemdruck in Abhängigkeit des jeweils höchsten Lastdrucks einstellt und keine zusätzliche LS-Druckdifferenz aufgebaut werden muss. Abschnitte im Verlauf des Lastzyklus, in denen der Druck des LS-Systems niedriger liegt, sind auf wenige Phasen schnell abfallenden Lastdrucks begrenzt. Da das Systemverhalten des eBSS-Systems hier dem des LS-Systems gleichen sollte, werden diese Abweichungen auf numerische Instabilitäten und eventuell auch auf Ungenauigkeiten in den Simulations-Submodellen zurückgeführt, die bis zum Projektende nicht behoben werden konnten, die jedoch keine Relevanz für das reale System haben.

Im Rahmen des AP 7 wurde zudem der Einfluss von detaillierten Rohrleitungsmodellen auf die Simulationsergebnisse untersucht. Da jedoch trotz erheblicher Verlängerung der Rechenzeit lediglich marginale Verbesserungen der Simulationsergebnisse zu erzielen waren, kann davon ausgegangen werden, dass die Systemmodellierung mit konzentrierten Volumenknoten hinreichend genaue Ergebnisse liefert.

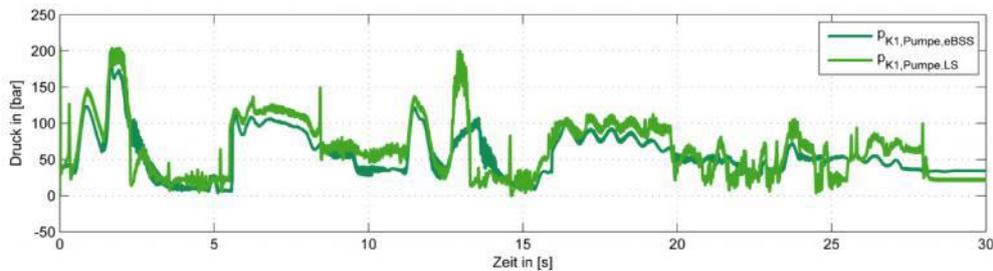


Abbildung 3.14: Vergleich der Druckverläufe Hydraulikkreis 1

Der Volumenstrombedarf des eBSS-Systems liegt ebenfalls unter dem des LS-Systems. Begründet ist dies durch niedrigere, druckabhängige volumetrische Verluste und durch den Volumenstrombedarf des LS-Systems, zur Aufrechterhaltung des Standby-Drucks.

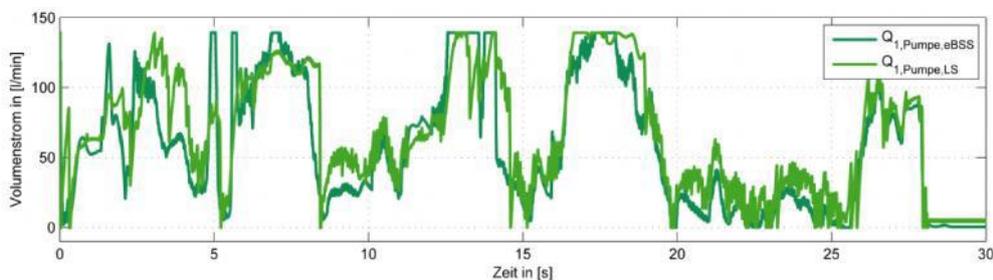


Abbildung 3.15: Vergleich der Volumenströme Hydraulikkreis 1

Die mechanische Leistung wird unter Berücksichtigung des volumetrischen, sowie des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrades der Verstellpumpe über deren Drehzahl und das anliegende Moment berechnet (siehe Abbildung 3.16).

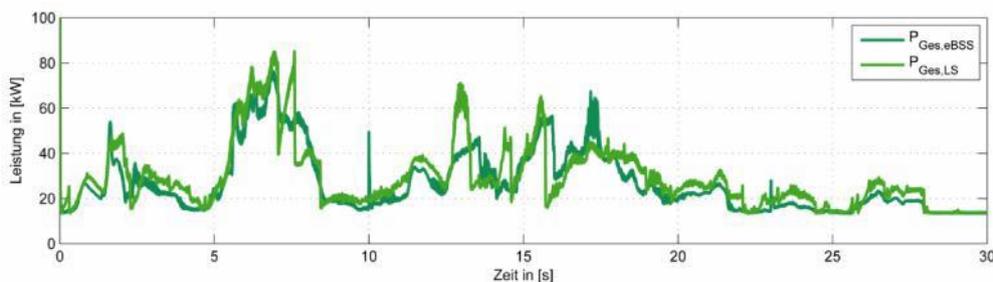


Abbildung 3.16: Vergleich der Leistungsverläufe

Analog zu den zuvor gezeigten Verläufen, liegt der Leistungsverlauf des eBSS-Systems größtenteils unter dem des LS-Systems. Anteile mit niedrigerer LS-Leistung korrespondieren mit den zuvor erwähnten Phasen unklaren Druckverlaufs des eBSS-Systems. Aus der Leistung wird durch Integration der Energiebedarf errechnet. Dessen Verlauf über den charakteristischen Forstkrän-Lastzyklus ist in Abbildung 3.17 dargestellt.

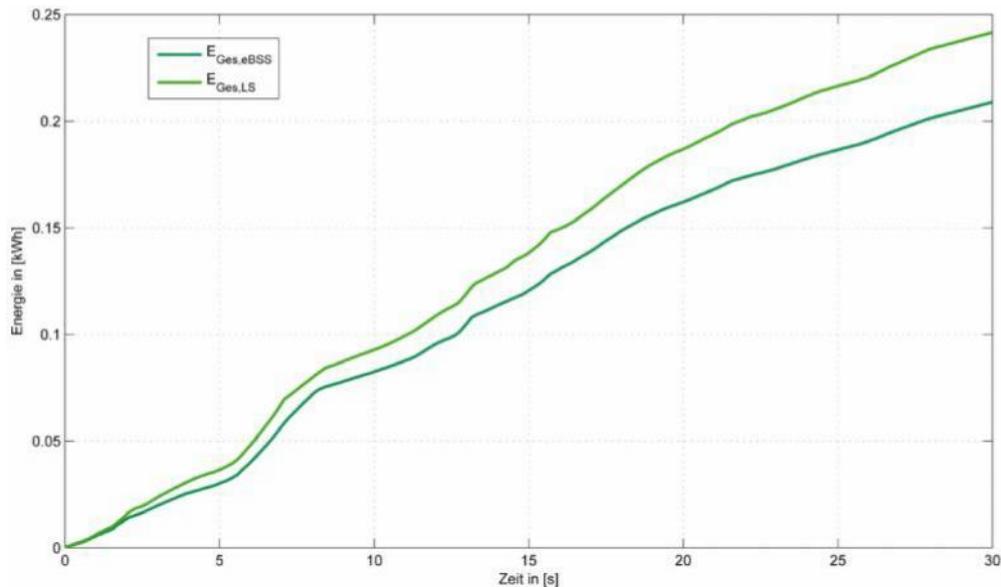


Abbildung 3.17: Vergleich des Energiebedarfs

Entsprechend kann der Kraftstoffverbrauch ermittelt werden. Im Vergleich zum Load-Sensing Referenzsystem ermöglicht das System der elektronischen Bedarfsstromsteuerung laut den Simulationsergebnissen eine Einsparung von 11,8 %.

AP 8: Dokumentation

Die durchgeführten Arbeiten wurden in Form von Zwischenberichten und dem vorliegenden Abschlussbericht dokumentiert. Die im Projektverlauf erarbeiteten Modelle und Lastzyklen wurden in einer Ordnerstruktur gespeichert und stehen den Projektpartnern in elektronischer Form zur weiteren Verwendung zur Verfügung.

3.2. Diskussion

Das Vorprojekt konnte ohne größere Abweichungen wie geplant durchgeführt werden. Der Aufbau und die Validierung des Simulationsmodells waren die größten Herausforderungen. Die Vergleiche mit den Messungen an der Maschine zeigen, dass die Simulation sehr gut mit den gemessenen Werten übereinstimmt. Insgesamt gab es beim Projektablauf keine größeren Probleme. Für die Entwicklung des Pumpenreglers konnten schon wichtige Erkenntnisse gewonnen werden, die bei der Umsetzung hilfreich sind.

Das Hauptziel des Projektes, den Kraftstoffverbrauch um 10 – 20 % zu senken, konnte durch die Simulation nachgewiesen werden. Bei der Beispielmachine handelt es sich schon um eine sehr optimierte Maschine mit LS-System. Bei einer Förderleistung von 2 x 120l/min und einem Systemdruck von 250 bar kann schon jetzt

auf einen Ölkühler verzichtet werden. Trotzdem konnte eine Einsparung von circa 11 % erreicht werden. Vergleichbare Maschinen werden überwiegend mit einem Ölkühler ausgerüstet, um die maximal zulässige Öltemperatur einzuhalten. Unter diesem Gesichtspunkt kann die erreichte Einsparung von 11,8 % als minimal mögliche Einsparung bewertet werden. Die installierte Kühlleistung mobiler Maschinen kann bis zu 10 kW betragen. Das Hydrauliksystem der Beispielmachine benötigt durchschnittlich 30kW. Dies zeigt, dass die Kühlleistung mobiler Maschinen einen großen Anteil am Leistungsverbrauch hat. Durch das neue System kann die Kühlleistung reduziert werden und der Kraftstoffverbrauch weiter gesenkt werden.

Weitere Ziele des Projekts waren:

- die Absenkung der Öltemperatur
- die Verbesserung der Bedienbarkeit
- die Verlängerung der Lebensdauer

Hydraulische Verluste werden überwiegend in Wärme umgewandelt. Im Simulationsmodell konnte nachgewiesen werden, dass die Verlustleistung gegenüber dem alten System reduziert werden konnte. Dadurch ergibt sich auch eine Absenkung der Öltemperatur. Im weiteren Projektverlauf werden noch Messungen an der Beispielmachine durchgeführt, damit der Temperaturunterschied zwischen dem alten und dem neuen System ermittelt werden kann.

Die Verbesserung der Bedienbarkeit wird hauptsächlich durch die Eliminierung der LS-bedingten Schwingungen und des trägen Kaltstartverhaltens erreicht. Diese Verbesserungen können durch die elektrisch angesteuerte Pumpe erreicht werden. Die Verlängerung der Lebensdauer der Maschine und der Komponenten ist ein positiver Effekt der sich durch die Absenkung der Öltemperatur und der besseren Bedienbarkeit ergeben.

Zusätzlich bietet das System die Möglichkeit der Hybridisierung. Alle Komponenten werden elektronisch angesteuert. Dadurch sind Funktionen und Abläufe denkbar, die bei herkömmlichen LS-Systemen nicht möglich sind. Es können durch die Pumpe sehr einfach hydraulische Speicher gefüllt werden. Diese gespeicherte Energie kann dann bei Unterversorgung wieder ins System eingespeist werden. Dadurch können die Komponenten der Maschine kleiner ausgelegt werden (Downsizing) oder die Maschine wird leistungsfähiger.

Durch eine Marktstudie konnte ermittelt werden, dass alle benötigten Komponenten am Markt als Standardkomponenten verfügbar sind. Dies ermöglicht einen kostengünstigen Systemaufbau für den Neubau und auch für die Nachrüstung. Die neuen Steuerungs- und Hydraulikkomponenten für die Umrüstung der Beispielmachine

sind ca. 20 % teurer (1600 EUR) als vergleichbare LS-Komponenten. Der Gesamtpreis beträgt ca. 10.000 EUR.

Bei einem Kraftstoffverbrauch von ca. 13,6 l/h durch das hydraulische System und einer jährlichen Arbeitszeit von ca. 1.600 h ergibt sich eine Einsparung (11,8%) von ca. 2.570 l Diesel pro Jahr. Bei einem Dieselpreis von 1,45 EUR ergeben sich netto Einsparungen von ca. 3.150 EUR im Jahr. Eine Nachrüstung amortisiert sich incl. Einbaukosten nach ca. 3,5 Jahren, bzw. wenn man die Wertsteigerung und die längere Lebensdauer berücksichtigt auch schon deutlich früher. Bei einer neuen Maschine amortisieren sich die Mehrkosten schon im ersten Jahr. Alle Werte müssen im Hinblick auf die optimierte Vergleichsmaschine betrachtet werden. Bei Maschinen mit höherem Einsparpotential amortisiert sich eine Nachrüstung schon im 2. Jahr.

Nach Studien aus den Jahren 2005 und 2007 sind in Deutschland ca. 4.500 Forstmaschinen mit Kran im Einsatz. Würde sich dieses System durchsetzen wären Kraftstoffeinsparungen im Forst von ca. 11,5 Mio. l Diesel pro Jahr möglich.

Somit könnten pro Maschine ca. 6,8 t CO₂ - bezogen auf die 11,5 Mio. l Diesel insgesamt sogar ca. 30 Mio. t CO₂ im Jahr vermieden werden.

Da dieses System nicht nur in Forstmaschinen sondern auch in Land-, Bau und Kommunalmaschinen eingesetzt werden kann, ergibt sich noch ein deutlich höheres Einsparpotential.

4. Zusammenfassung

Durch das Ergebnis des Vorprojektes konnten die Ziele des Vorhabens bestätigt werden. Eine Kraftstoffeinsparung von 11,8 % konnte gegenüber der herkömmlichen LS-Steuerung ermittelt werden. Da es sich beim Hydrauliksystem der Beispielmaschine schon um ein sehr optimiertes LS-System handelt, können bei anderen Maschinen (z.B. mit Ölkühler) noch größere Einsparungen erzielt werden. Durch das Vorprojekt wurde eine gute Grundlage für die Entwicklung des Steuerungssystems erzielt. Die Ergebnisse der Simulation, die Resonanz der Kunden von Weiss Mobiltechnik und die Verfügbarkeit entsprechender Komponenten zeigen auf, dass die Entwicklung des Hydrauliksystems große Aussicht auf Erfolg hat.

5. Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Für die Ergebnisse des Vorprojektes ist keine Veröffentlichung geplant.

Das Projekt wurde vertraulich bei einigen Kunden von Weiss Mobiltechnik vorgestellt. Die Resonanz war durchweg positiv. Mehrere Kunden sind bereit das System in einer ihrer Maschinen zu testen.

Das neue Hydrauliksystem soll auf verschiedenen Messen und Veranstaltungen vorgestellt werden. Weiss Mobiltechnik wird das Hydrauliksystem auf dem eigenen Messestand auf der Bauma 2013 und auf der Agritechnica 2013 präsentieren. Weiter ist ein wissenschaftlicher Vortrag auf einer der nächsten einschlägigen Fluidtechnikkonferenzen geplant. Nach dem Umbau der Beispielmachine ist eine Vorführung bei Weiss Mobiltechnik geplant. An diesem Tag wird das System durch praktische Vorführungen präsentiert. Gegen Ende des Hauptprojektes soll das System durch Anzeigen und Beiträge in Fachzeitschriften, gezielte Kundenbesuche und Vorführungen vermarktet werden.

6. Fazit

Rückblickend kann der Projektverlauf als sehr gut bewertet werden. Es traten bei beiden Projektpartnern keine Verzögerungen auf, die den Projektablauf negativ beeinflussten.

Bis jetzt konnten die Synergien der beiden Projektpartner während der ganzen Projektlaufphase genutzt werden. Die mechanischen Arbeiten für die Messung wurden von Weiss Mobiltechnik ausgeführt, die Messtechnik wurde von beiden gestellt und die Auswertung konnte bei Mobima durchgeführt werden. Bei der Konzeption des neuen Systems konnte sich Mobima auf den Aufbau der Simulation konzentrieren, während von Weiss Mobiltechnik das neue System mit den entsprechenden Komponenten entwickelt wurde. Auch die Kommunikation und die Terminplanung liefen reibungslos ab.

Die viermonatige Verlängerung des Vorprojektes wurde für die Optimierung des Simulationsmodells genutzt. Dadurch besteht im nächsten Projektschritt die Möglichkeit, die Software der Steuerung im Simulationsmodell zu testen. Außerdem sollen die Erfahrungen aus dem Vorprojekt in einem Lasten-/Pflichtenheft zusammengefasst werden. Dadurch kann die Umsetzung der Software verbessert werden.

In einer zweiten Projektphase soll die Umsetzung des neuen Hydrauliksystems in der Beispielmachine erfolgen. Hierzu muss ein Steuerungssystem zur Ansteuerung der Hydraulik entwickelt werden. Durch begleitende Simulation soll das Steuerungssys-

tem optimiert werden. Bei einem dreimonatigen Feldtest sollen das Simulationsmodell validiert und die Simulationsergebnisse durch Messungen bestätigt werden.

Eine Bestätigung, dass solche Systeme in Zukunft stark nachgefragt werden, sind die aktuellen Entwicklungen der Hydraulikhersteller. Pumpen für den offenen Kreislauf (LS-Pumpen) werden mit Schwenkwinkelsensor und proportionaler Verstellung angeboten, Steuerblöcke werden mit elektronischer Ansteuerung, Schieberpositions- und Druckmessung ausgestattet. Diese Komponenten eignen sich besonders für elektronische Regelungssysteme. Bei den Maschinenherstellern stößt dieses Projekt auf positive Resonanz. Die Bereitschaft Maschinen mit diesem System zu testen ist vorhanden. Dadurch kann der Praxistest in verschiedenen Maschinentypen erfolgen.

Zum jetzigen Zeitpunkt sprechen alle Punkte für eine erfolgreiche Umsetzung des Projekts. Durch das Vorprojekt konnte das Erreichen der Projektziele bestätigt werden. Die entsprechenden Komponenten sind am Markt verfügbar und in der Presse und bei Kunden von Weiss Mobiltechnik wird dieses System als die Zukunft der Hydraulik bezeichnet.

7. Literaturverzeichnis

- /D1/ Djurovic, M.: Energiesparende Antriebssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen „Elektrohydraulisches Flow Matching“, Diss. Techn. Univ., Dresden, 2007.
- /F1/ Fedde, T.: Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors, Diss., Techn. Univ., Braunschweig, 2007.
- /F2/ Finzel, R.: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen, Diss. Techn. Univ., Dresden, 2010.
- /L1/ Latour, C.: Elektrohydraulisches Flow-Matching (EFM) – Die nächste Generation von Load-Sensing-Steuerungen. Mobile 2006 – Internationaler Fachkongress für Mobilhydraulik, Ulm 19.-20. Oktober 2006. Tagungsband S. 211-217.