

Beginn des Vorhabens:
01.12.2019
gepl. Ende des Vorhabens:
28.02.2022

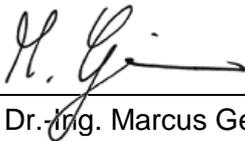
AK: Hydraulik – Rückspeisemöglichkeiten

Thema: **„Untersuchung von Rückspeisemöglichkeiten in einem LS System mit Speicher und Optimierung des Tank-/Speicher-Logikventils für eine ruckfreie Zylinderbewegung“**

Inhalt:	Seite
1 Einleitung	2
2 Forschungsziel und Lösungsweg	3
3 Zusammenfassung und Ausblick	15
4 Literatur	16

Informationsveranstaltung des Forschungsfonds
des Fachverbandes Fluidtechnik
Dienstag, den 28.06.2022

Institutsleitung:



Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Bearbeiter:

Shirui Ouyang, M. Sc.

1 Einleitung

In Load-Sensing (LS) Systemen mit Verstellpumpe wird der Volumenstrom der Hydraulikpumpe entsprechend dem Bedarf der Verbraucher eingeregelt, der Systemdruck orientiert sich dabei an dem höchsten Lastdruck. Bei einem System mit mehreren Verbrauchern, wie in Abbildung 1 gezeigt, entsteht beim lastniederen Verbraucher ein Drosselverlust an den Druckwaagen. Dieser Drosselverlust wurde im Projekt „Reduzierung systembedingter Druckverluste“ als systembedingter Druckverlust bezeichnet. Er ist zyklusabhängig und auch notwendig für die Funktion eines LS-Systems.

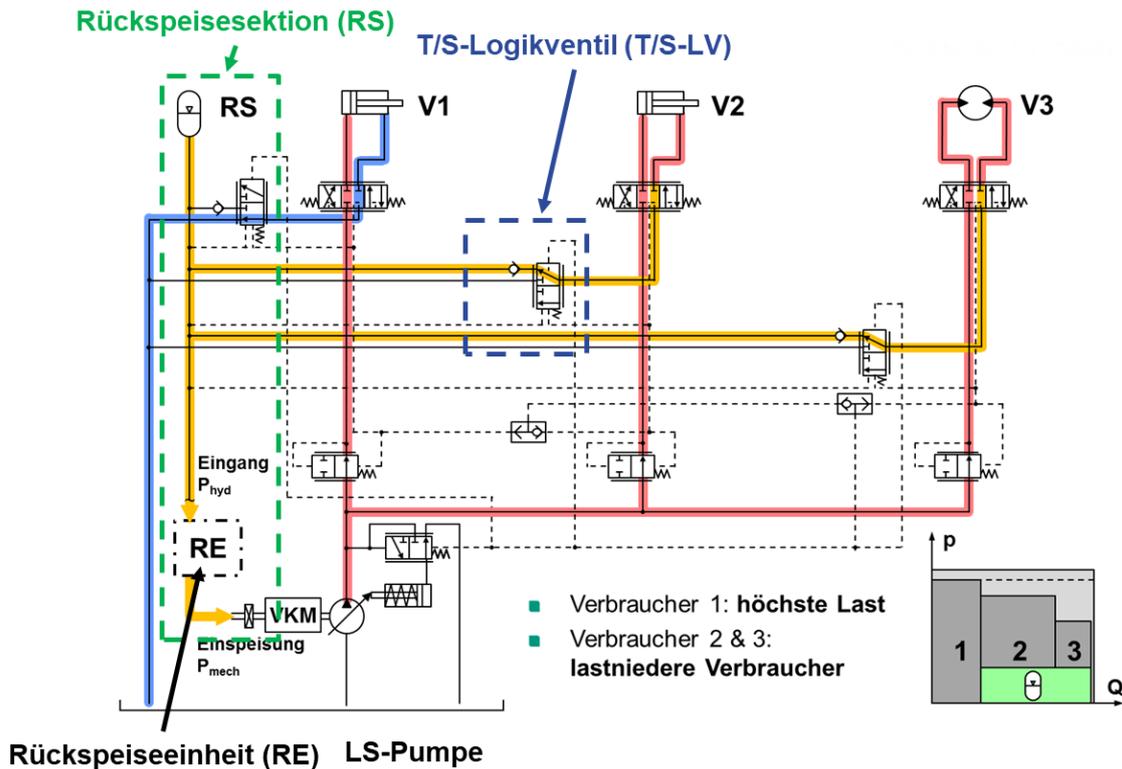


Abbildung 1: LS System mit dem T/S-LV [1]

Um solche systembedingten Druckverluste zu reduzieren, wurde im oben erwähnten Projekt ein System mit Tank/Speicher-Logik-Ventil (TSLV) entwickelt und simulativ untersucht. Mit dem TSLV konnte die Rückleitung des lastniederen Verbrauchers, je nach Belastungssituation, zum Tank oder zum Speicher verbunden werden. Wenn die Rückleitung mit dem Speicher verbunden ist, wird der Druck der Rückleitung auf das Druckniveau des Speichers gebracht und somit das Druckniveau der Zulaufleitung auch gesteigert. Auf diese Weise kann der Druckverlust an der Druckwaage reduziert und die Energie im Speicher gespeichert werden.

2 Forschungsziel und Lösungsweg

2.1 Forschungsziel

Die in dem Speicher der Rückspeisesektion gespeicherte Energie muss möglichst effizient dem Hydrauliksystem wieder zugeführt werden. Welche Möglichkeiten es dazu gibt und wie eine effiziente ausgewählt werden kann, ist ein erster Inhalt dieses Forschungsprojekts.

In einem zweiten Teil wurde ein Prototyp des TSLVs gefertigt, in das vorhandene LS-Systems integriert und dessen Verhalten auf dem Prüfstand gemessen. Im folgenden Bericht werden die Lösungswege, die Arbeitspakete und die Ergebnisse des Projekts erläutert und vorgestellt.

2.2 Lösungsweg

Das Projekt ist in fünf Arbeitspakete gegliedert. Der ursprüngliche Zeitplan des Projekts ist in Abbildung 2 dargestellt. Das Forschungsprojekt wurde insbesondere aufgrund von Einschränkungen durch die Corona-Pandemie kostenneutral um 9 Monate verlängert, so dass sich insgesamt eine Projektlaufzeit von 27 Monaten ergab.

Arbeitspaket	1. Jahr												2. Jahr						MM
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
1 Variantenuntersuchung Rückspeisung	■	■																	3
Potentialanalyse und Auswahl geeigneter Rückspeisevariante	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■							
2 Potentialanalyse und zielführende Vorauswahl		■	■	■	■	■													5
Aufbau und Modifikation des Simulationsmodells				■	■	■	■	■											4
Simulation unterschiedlicher Rückspeisevarianten						■	■	■	■	■	■	■							6
3 Optimierung und Umsetzung Tank-/Speicher-Logikventil (T/S-LV)			■	■	■	■	■	■	■	■	■	■							
Konstruktion und Auslegung des Ventils						■	■	■	■	■	■	■							3
Fertigung des Ventils							■	■	■	■	■	■							6
Validierung am Prüfstand										■	■	■	■	■	■	■	■	■	
4 Versuchsplanung und Vorbereitung											■	■	■	■	■	■	■	■	2
Durchführung der Versuche												■	■	■	■	■	■	■	7
Auswertung und ggf. Iteration													■	■	■	■	■	■	5
5 Dokumentation																■	■	■	3

Abbildung 2: Projektzeitplan

AP 1: Variantenuntersuchung Rückspeisung

In AP1 wurde die Variantenvielfalt von Systemen mit Hydraulikspeichern in mobilen Arbeitsmaschinen und die damit verbundenen Möglichkeiten zur Rückspeisung der gespeicherten Energie bzw. Systeme mit der Möglichkeit der Regeneration untersucht. Im Rahmen einer Recherche wurde der aktuelle Stand der Forschung und Technik geeigneter Systeme ermittelt und die verschiedenen Varianten miteinander verglichen.

Die Recherche hat gezeigt, dass die Rückspeisung der hydraulischen Energie je nach Rückspeisevariante mit oder ohne Energieumwandlung bzw. mit oder ohne Zwischenspeicherung erfolgt. Im Projekt wird die Rückgewinnung von Prozessenergie *mit Energieumwandlung und Zwischenspeicherung* als *Rekuperation*, die Rückgewinnung *mit / ohne Energieumwandlung und ohne Zwischenspeicherung* als *Regeneration* bezeichnet. Da jede Zwischenspeicherung verlustbehaftet ist, hat die Regeneration üblicherweise einen besseren Gesamtwirkungsgrad,

allerdings müssen Energieangebot und -mangel zeitlich synchron auftreten. Im Projekt wurden Systeme beider Rückspeisevarianten untersucht.

Die Recherche hat vier verschiedene Varianten von Rückspeisemöglichkeiten ergeben. Die Ergebnisse werden aus Platzgründen nur auszugsweise dargestellt:

- Variante 1 (*Saugseite Pumpe*): Rückspeisung auf die Saugseite der Systempumpe
- Variante 2 (*Konstant-/Verstellmotor*): Rückspeisung via Konstant-/Verstellmotor (z.B. über die zentrale Antriebswelle am Verbrennungsmotor) mit / ohne Kupplung
- Variante 3 (*lastniederer Verbraucher*): Direktversorgung eines lastniedereren Verbrauchers
- Variante 4 (*Nebenaggregate*): Versorgung der Nebenaggregate

Variante 1: Saugseite Hydraulikpumpe

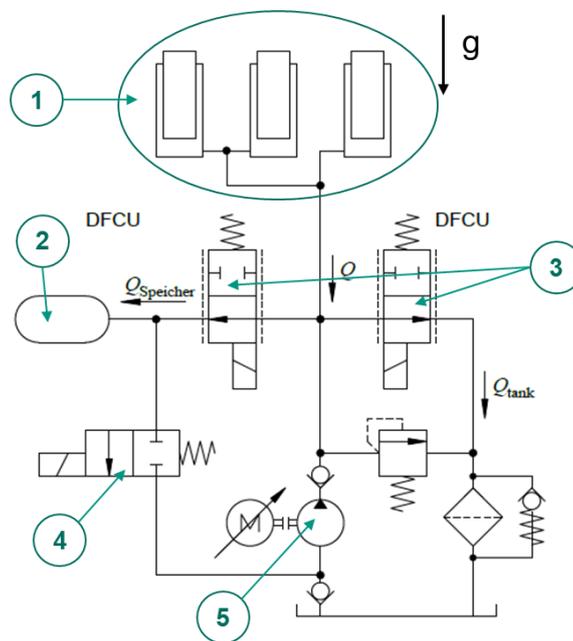


Abbildung 3: Variante 1: Saugseite Hydraulikpumpe [2]

In Abbildung 3 ist ein Beispiel für Variante 1 (Saugseite Hydraulikpumpe) dargestellt, bei dem die im Hydraulikspeicher (2) gespeicherte Energie auf die Saugseite der Pumpe über ein Ventil (4) rückgeführt werden kann. Der Sauganschluss der Hydraulikpumpe ist dabei druckfest auszuführen. Bei Verwendung einer Pumpe für den offenen Kreis ist das zulässige Druckniveau der Einspeisung bei kommerziell verfügbaren Einheiten relativ niedrig, je nach Pumpentyp maximal 20 bis 30 bar. Im Falle eines deutlich höheren rückgewinnbaren Druckniveaus der Zylinder führt dies zu erhöhten Drosselverlusten und damit zu einer schlechten Energierückgewinnungseffizienz. Wird eine Hydraulikpumpe für den geschlossenen Kreis verwendet, so führt dies zu einer höheren Leckage und deshalb zu einem schlechteren Wirkungsgrad der Pumpe. Im Weiteren muss die Pumpe in der Lage sein, Öl aus dem Tank anzusaugen, was kommerziell verfügbare Einheiten heute ebenfalls nicht können. Der Vorteil dieser Variante ist jedoch, dass im Vergleich zu anderen Varianten im Normalbetrieb, d.h. ohne aktive Rückgewinnung, keine zusätzlichen Verluste entstehen.

Variante 2: Rückspeisung mittels Verstellmotor

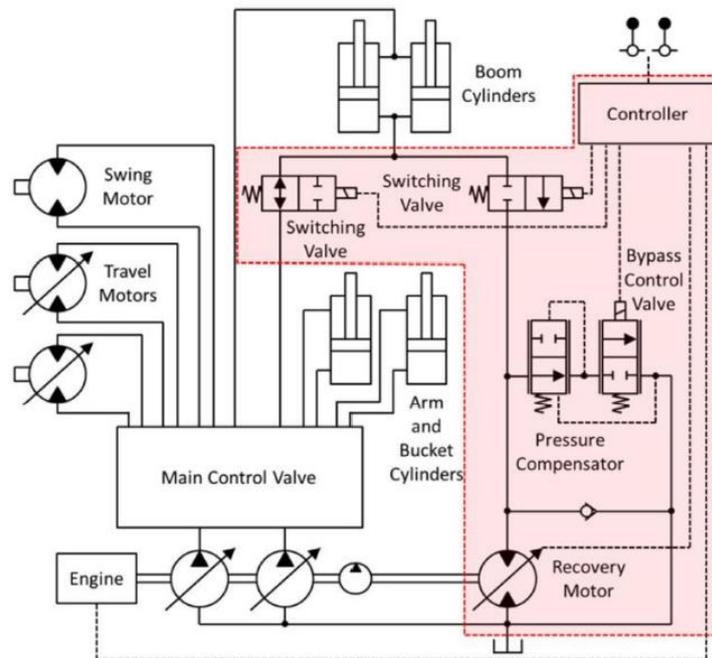


Abbildung 4: Variante 2: Verstellmotor [3]

Abbildung 4 zeigt ein an einem Hydraulikbagger umgesetztes Beispiel für Variante 2 (*Konstant-/Verstellmotor*). Ein hydraulischer Verstellmotor wird entsprechend der Leistung des Rückflusses eingeregelt und ermöglicht dadurch eine Regeneration; die rückgewonnene Energie wird direkt über eine gemeinsame Welle zwischen Hydromotor und VKM (Engine) ins System eingespeist. Vorteilhaft sind bei dieser Variante das beliebige Druckniveau und der beliebige Volumenstrom sowie die Umsetzbarkeit von Rekuperation und Regeneration. Allerdings ist eine komplexe Regelstrategie für den Rückspeisemotor und den Stromregler (Bypass Control Valve und Pressure Compensator) notwendig. Im dargestellten Beispiel verursacht der direkt angeflanschte Rückspeisemotor Leerlaufverluste.

Variante 3: Versorgung eines lastniedereren Verbrauchers

Im Rahmen des vom Mobima durchgeführten Forschungsprojekts „Effizienzsteigerung eines Konstantdrucksystems durch eine Zwischendruckleitung“ [4] wurde ein Beispiel für Variante 3 (*lastniederer Verbraucher*) entwickelt und untersucht. Durch den Zwischendruckspeicher verfügt das System über die Fähigkeit zur Rekuperation von hydraulischer Energie / Leistung. Regeneration ist prinzipiell ebenfalls möglich, allerdings erhöht dies die Anforderungen an die Ansteuerung der einzelnen Ventile. Auch in dieser Variante können nahezu beliebige Druck- und Volumenstromniveaus realisiert werden, zudem treten je nach Ausprägung im Leerlauf keine zusätzlichen Verluste auf. Ferner ist eine Rückspeisung sowohl bei translatorischen als auch bei rotatorischen Verbrauchern umsetzbar. Allerdings ist die Systemgestaltung als aufwändig zu bewerten und die notwendige Schaltungslogik komplex.

Variante 4: Versorgung der Nebenaggregate

In [5] wurde die Hybridisierung eines Teleskopladers erforscht und dabei die in dem Hydraulikspeicher gespeicherte Energie zur Versorgung von Nebenaggregaten genutzt, Variante 4. Bei der Maschine konnte hydraulische Energie aus dem Fahr- und Arbeitsantrieb rekuperiert und anschließend dem System über die Lüfterpumpe wieder zugeführt werden. Auch bei dieser Variante sind beliebige Druck- und Volumenstromniveaus möglich, allerdings haben die Nebenaggregate üblicherweise eine im Vergleich zu den Hauptverbrauchern nur sehr geringe Leistungsaufnahmefähigkeit, was die reine Regeneration erschwert oder deren Effizienz deutlich reduziert. Rekuperation hingegen ist möglich, bedarf allerdings eines zusätzlichen Zwischenspeichers auf der Maschine sowie einer je nach Maschine und gewünschten Funktionsumfang mehr oder weniger komplexen Steuerung.

AP 2: Potentialanalyse und Auswahl geeigneter Rückspeisevariante

Ziel von AP2 ist die Analyse und Bewertung der Rückspeisevarianten aus AP1 durch quasi-statische Rechnung und Simulation sowie die Ermittlung der optimalen Varianten. Für jede Rückspeisevariante wurde unter Verwendung der Simulationssoftware DSHplus der Firma Fluidon ein Simulationsmodell aufgebaut. Verlustmodelle des Motors und der Pumpe wurden von der Firma Danfoss zur Verfügung gestellt und in das Simulationsmodell integriert. Im Startzustand der Simulation war der Speicher jeweils vollständig geladen, bei einem Vorfülldruck von 60 bar und einem Arbeitsdruck von 175 bar. Die Bewertung der Energieübertragung von der Quelle zur Senke wurde anhand des Wirkungsgrads vorgenommen, welcher gemäß Formel 1 berechnet wurde.

Formel 1: Wirkungsgrad

$$E_{Sp} = \int p_{Sp} * Q_{Sp} dt$$

$$E_{EM} = \int M_{Motor} * n_{Motor} dt$$

$$RW = \frac{E_{EM,konv} - E_{EM,hybrid}}{E_{Sp}}$$

Die simulative Untersuchung der Varianten erfolgte je nach Art der Senke unter Verwendung verschiedener Zyklen. Zur Untersuchung von Varianten mit geringer Leistungsaufnahmefähigkeit wurden Messdaten eines Lüftermotors eines Teleskopladers verwendet, Abbildung 5 links; der Datensatz wurde in einem abgeschlossenen Forschungsprojekt generiert. Für höhere Leistungen wurde das 90°-Arbeitsspiel eines Hydraulikbaggers verwendet, Abbildung 5 rechts. Vor der Simulation wurden die aus den Zyklen rückgewinnbaren Energien berechnet, die dann in der Simulation als Eingangsgröße für die Rückspeisevarianten vorgegeben werden konnten.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wurden die in Tabelle 1 zusammengefassten Ergebnisse berechnet. Eine kurze Bewertung erfolgt in der rechten Spalte.

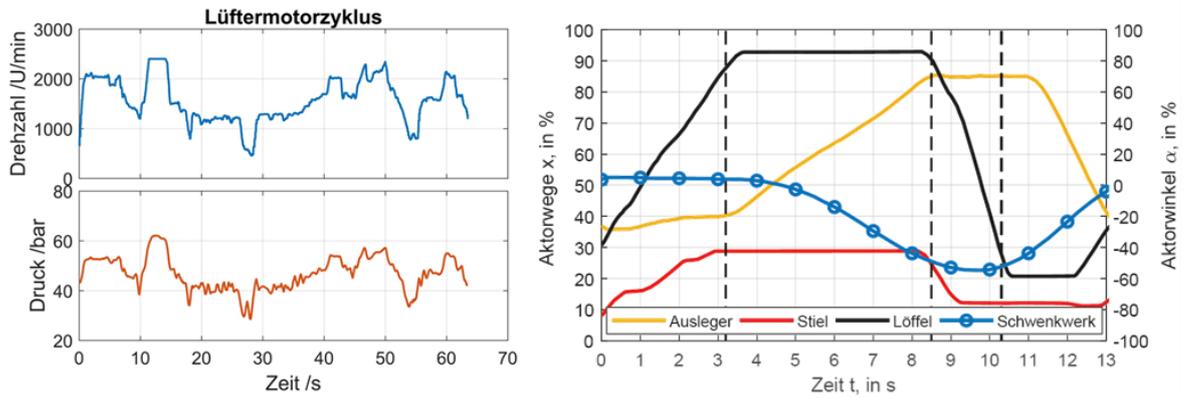


Abbildung 5: Verwendete Zyklen für Simulation

Tabelle 1: Ergebnisse der Simulation

Variante	Rückspeise-Wirkungsgrad	Anmerkung
V1: Einspeisung Saugseite der Hydraulikpumpe (Verstellpumpe)	90,1%	Geschlossene-Kreis-Pumpe, teuer, Verfügbarkeit kritisch
V2: Einsatz eines Verstellmotors	64,6% - 69,2%	abhängig von Kompensationsgrad, Leistungsregelung, gute Flexibilität
V2: Einsatz eines Konstantmotors	50,1%	Keine Flexibilität
V3: Versorgung eines lastniederen Verbrauchers V4: Versorgung der Nebenaggregate (Konstantpumpe)	66,4%	Günstig und einfach, keine Flexibilität

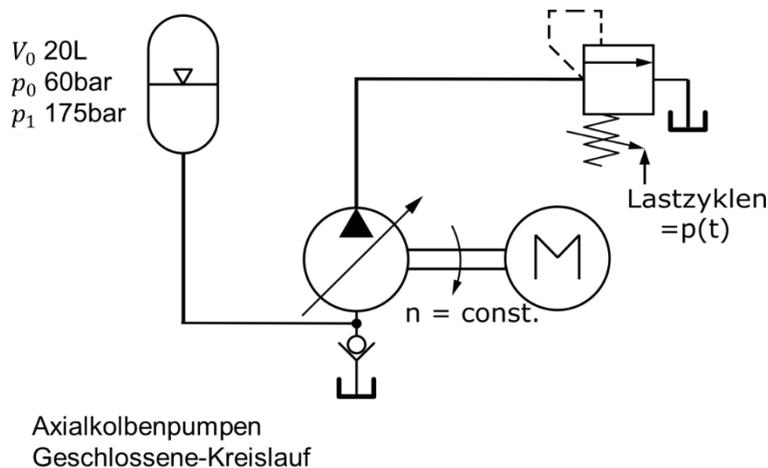


Abbildung 6: Modellübersicht für Variante 1: Saugseite Pumpe

Variante 1 (*Saugseite Pumpe*) wurde anhand eines synthetischen Zyklus untersucht. Dabei ergab sich ein Wirkungsgrad von ca. 90 %. Eine hohe tankseitige Druckfestigkeit der Pumpe im Bereich des Rückspeisedrucks wurde dabei in der Simulation vorausgesetzt. Aufgrund der höheren Anschaffungskosten und der kritischen Verfügbarkeit solcher Hydraulikpumpen, die die vorliegenden Anforderungen der saugseitigen Druckfestigkeit erfüllt, wurde im Arbeitskreis

vereinbart, Variante 1 im Projekt nur in der Simulation zu untersuchen, nicht aber am Prüfstand zu betreiben.

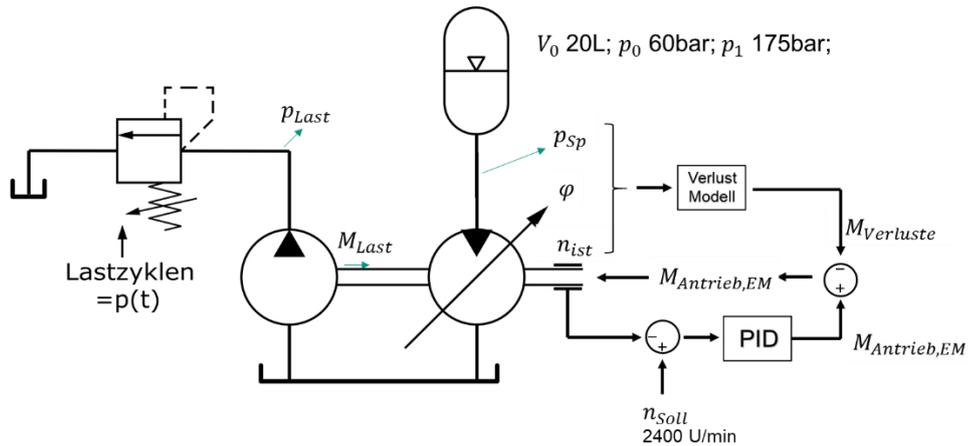
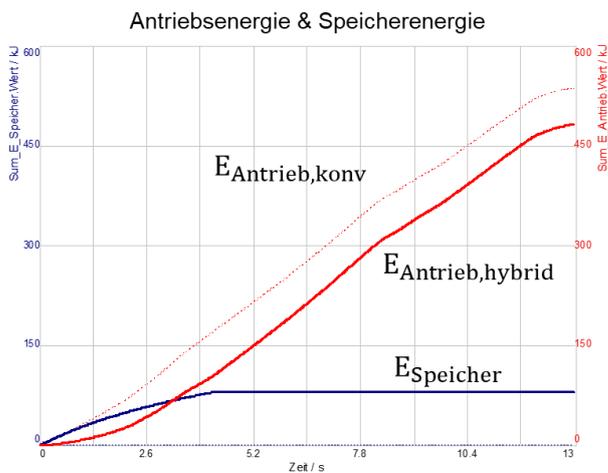


Abbildung 7: Modellübersicht für Variante 2: Verstellmotor

Variante 2 (*Konstant-/Verstellmotor*) wurde anhand des Teleskopladerzyklus untersucht, um das Systemverhalten bei zeitlich veränderlichen geringen Lasten analysieren zu können. Darüber hinaus wurde in einer weiteren Simulation ein synthetischer Zyklus mit einer konstanten Drehzahl von 2.400 1/min und einem konstanten Druck von 100 bar vorgegeben, womit das Systemverhalten unter konstanten und höheren Lasten untersucht werden konnte. Bei der Variante mit Verstellmotor zeigte das System einen Wirkungsgrad von 65 % bis 69 %, je nach gewähltem Kompensationsgrad, siehe Abbildung 8. Im Gegensatz dazu ist die Variante mit Konstantmotor nicht nur unflexibel hinsichtlich der Energienutzung, sondern hat auch nur einen Wirkungsgrad von ca. 50 %. Die Firma Danfoss stellte im Projekt Verlustmodelle geeigneter Hydraulikmotoren zur Verfügung, um die Belastbarkeit und Aussagekraft der Ergebnisse zu erhöhen. Die Firma Fluidon unterstützt das Projekt durch ihre Expertise bei der Modellierung. Aufgrund des guten Wirkungsgrades von ca. 65 % und der hohen Dynamik wurde in Abstimmung mit dem projektbegleitenden Ausschuss (PA) entschieden, Variante 2 mit Verstellmotor in AP4 am Prüfstand weiter zu untersuchen.



$$E_{\text{Speicher}} = \int p_{\text{Sp}} * Q_{\text{Sp}} dt = 79,2 \text{ kJ}$$

$$RW = \frac{E_{\text{Antrieb,konv}} - E_{\text{Antrieb,hybrid}}}{E_{\text{Speicher}}}$$

Kompensationsgrad	E_Antrieb[kJ]	RW
Konv.	537,2	-
20%	486,0	64,6%
40%	483,7	67,5%
60%	482,8	68,7%
80%	482,5	69,1%
100%	482,4	69,2%

Abbildung 8: Ergebnis von Variante 2: Verstellmotor

Variante 3 (lastniederer Verbraucher) ist prinzipiell sowohl mit rotatorischen als auch mit translatorischen Verbrauchern umsetzbar. Die durchgeführten Simulationen haben gezeigt, dass translatorische Verbraucher aufgrund des üblicherweise sehr geringen Rückspeisedruckniveaus nicht als Senke geeignet sind. Rotatorische Verbraucher, zu denen auch die Nebenaggregate zählen, hingegen sind sehr gut als Senken geeignet, wie auch die Untersuchung von Variante 4 gezeigt hat.

Variante 4 (*Nebenaggregate*) wurde anhand des Lüfterzyklus untersucht und ergab dabei in der Simulation einen Wirkungsgrad von 66 %. Nach Abstimmung mit dem PA und aufgrund der geringen zu erwartenden Dynamik unter verschiedenen Belastungen wird diese Variante nicht am Prüfstand, sondern nur mit Hilfe der Simulation untersucht.

Nach Abstimmung mit dem PA wurde im weiteren Verlauf des Projektes nur Rückspeisevariante 2 (*Konstant-/Verstellmotor*), näher am Prüfstand untersucht. Hierfür wurde ein zur Antragsstellung bereits vorliegendes Prüfstandskonzept überarbeitet und an die neuen Gegebenheiten im Projekt angepasst. Als Rückspeiseeinheit (RE) wurde eine mehrquadrantenfähige verstellbare Axialkolbenpumpe, Typ A4VSO40 HS5 der Firma Bosch Rexroth, eingesetzt.

AP 3: Umsetzung Tank-/Speicher-Logikventil

Ziel von AP3 ist die Optimierung des Schwingungsverhaltens, der Durchflusscharakteristik, der Ventilbewegungen, die konstruktive Auslegung, Dimensionierung, Entwicklung und Fertigung eines integrierten und modularen Prototyps der Kernkomponente der Rückspeisevariante 2 (*Konstant-/Verstellmotor*) des Tank-/Speicher-Logikventils (TSLV). Aufgabe des TSLVs in Variante 2 ist die belastungssituationsabhängige Ausspeisung der hydraulischen Energie aus den einzelnen Sektionen. AP3 baut dabei auf den Ergebnissen der Ventilentwicklung aus einem abgeschlossenen Forschungsprojekt des Mobima auf. Die konstruktive Auslegung und die Dimensionierung des Ventils wurden via Simulation in DSHplus durchgeführt.

Die Schwingungsoptimierung des Ventils wurde unter Verwendung des Hurwitz-Kriteriums durchgeführt. Für das TSLV würde folgende Stabilitätsbedingung ermittelt:

Formel 2: Stabilitätsbedingung T/S-LV

$$\frac{c_F \cdot x_{\max}}{\text{Federkraft}} > \frac{2 \cdot \alpha_D^2 \cdot A_{\max}}{\tan(\varepsilon_1)} \cdot (|p_{Sp} - p_T|)$$

stationäre Strömungskraft

c_F beschreibt die Steifigkeit der Ventilfeeder, x_{\max} den maximalen Ventilweg, A_{\max} den maximalen Öffnungsquerschnitt. p_{Sp} bezeichnet den Rückspeisedruck, p_T den Tankdruck. α_D und ε_1 sind in der Hydraulik bekannte Größen. Das Maximieren der Stabilitätsbedingung führt dazu, dass eine durch eine Anregung hervorgerufene Schwingung möglichst schnell abklingt. Daraus leiten sich folgende Optimierungsrichtungen ab:

- Maximieren von: $c_F, x_{\max}, \varepsilon_1$
- Minimieren von: $\alpha_D, A_{\max}, |p_{Sp} - p_T|$

Die Optimierung hat weiterhin ergeben, dass das Verhalten des TSLVs maßgeblich von der Öffnungscharakteristik beeinflusst wird. Ein quadratisches Verhalten der Öffnungsfläche über dem Ventilhub hat dabei die besten Ergebnisse hinsichtlich Stabilität und Einschwingdauer gezeigt, weswegen der Ventilschieber optimaler Weise mit Dreieckskerben ausgestattet werden sollte.

Der modulare und integrierte Prototyp des Ventils wurde von der Firma HAWE gefertigt. Aus Fertigungsgründen wurde der modulare Prototyp mit Stufenkerben gefertigt, die ein annähernd quadratisches Öffnungsverhalten aufweisen.

Um das TSLV zu testen wurde der am Mobima verfügbare Load-Sensing-Prüfstand modifiziert: Sektion 1 blieb unverändert und bildet den rückgemeldeten LS-Druck durch das DBV ab; in Sektion 2 wurde ein dauerhaftes konstantes Druckniveau gehalten, um einen variablen Speicherdruck zu erproben; Sektion 3 dient als ein lastniedriger Verbraucher, bei dem das TSLV auf der Rücklauf-Seite eingebaut wurde.

Um die Ventilcharakteristik zu ermitteln, wurde am Eingang des Ventils ein konstanter Volumenstrom von 12 L/min eingestellt und der Steuerdruck (Δp , hergeleitet aus der Schaltbedingung, siehe Abbildung 9) variiert. Der rote Kreis in Abbildung 10 stellt den gemessenen Volumenstrom in der Speicherleitung und das gelbe Kreuz den in der Tankleitung dar. Aus diesem Diagramm sind 3 Ventilstellungen zu sehen:

1. von 0 bis 1,45 mm die Speicherstellung;
2. von 1,45 bis 3,8 mm die Zwischenstellung;
3. von 3,8 bis 11,5 mm die Tankstellung.

Die Zwischenstellung bedeutet, dass die Speicherkante und die Tankkante zu diesem Zeitpunkt gleichzeitig mit dem Eingangsport (P) des Ventils verbunden sind, wobei große Verluste entstehen können.

$$p_{LS} * A > p_{RS} * A * x_A + p_{LS,i} * A + F_{Feder} \quad \text{mit } x_A = \frac{A_{Kolben}}{A_{Ring}}$$

p_{LS} = LS - Systemdruck; p_{RS} = Druck in Rückspeisesektion; $p_{LS,i}$ = Lastdruck in Sektion i;
 x_A = Kolbenflächenverhältnis eines Differentialzylinders; A = Steuerfläche am Ventilschieber

$$\Delta p = p_{LS} - p_{RS} * x_A - p_{LS,i}$$

Abbildung 9: Schaltbedingung und Steuerdruck

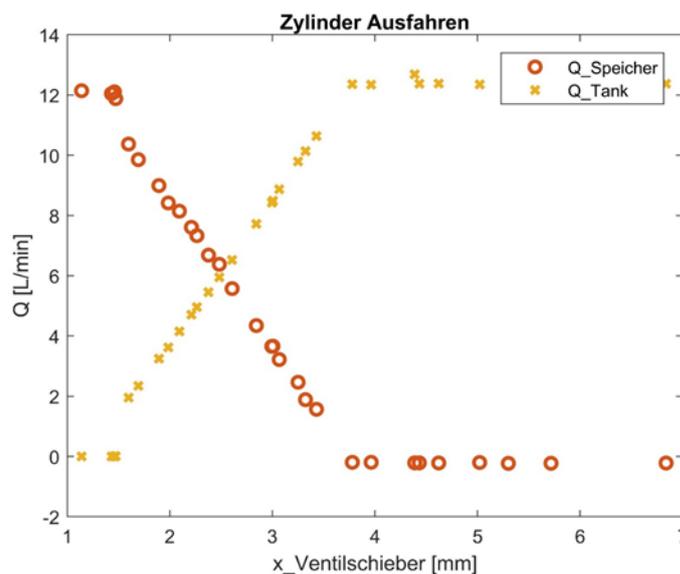


Abbildung 10: Volumenstrom – Ventilschieberposition

Der Druckverlust bei unterschiedlichem Volumenstrom in der Speicher-/ und Tankleitung wird im Folgenden betrachtet. Wie in Abbildung 11 dargestellt, beträgt der Volumenstrom in der Speicherleitung bis zu 120 L/min (links) und in der Tankleitung bis zu 110 L/min. Der Druckverlustverlauf der beiden Leitungen sieht sehr ähnlich aus und bei maximalem Volumenstrom beträgt der Druckverlust ca. 14 bar. Die Ergebnisse der Druckverluste können in einer Lookup-Tabelle zusammengefasst und in der Simulation weiterverwendet werden.

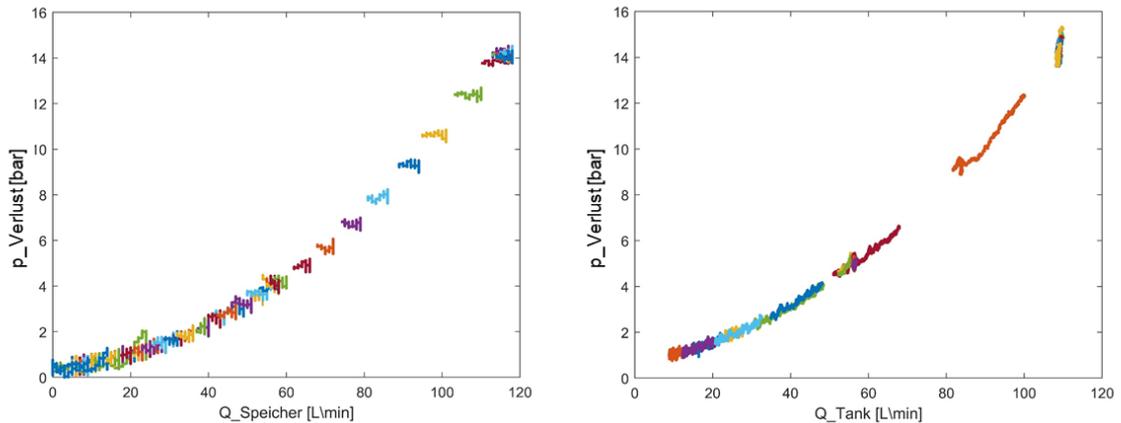


Abbildung 11: Druckverluste in der Speicher- und Tankleitung

In der Simulation aus dem Vorgängerprojekt wurde ein Schwingungsproblem des Zylinders bei Einsatz des TSLVs festgestellt. In Abbildung 12 sind Messergebnisse des Ventils dargestellt. Die blauen Linien in dem linken Diagramm präsentieren die Bewegung und Geschwindigkeit des Zylinders und die rote Linie die Ventilschieberposition. Es ist zu erkennen, dass das TSLV sowohl beim Ausfahren und auch beim Einfahren des Zylinders sich öffnet (bei der Speicherstellung), der Speicherdruck sich erhöht (rechtes Diagramm). Was die simulierten Schwingungen betrifft, konnten diese im Versuch nicht bestätigt werden.

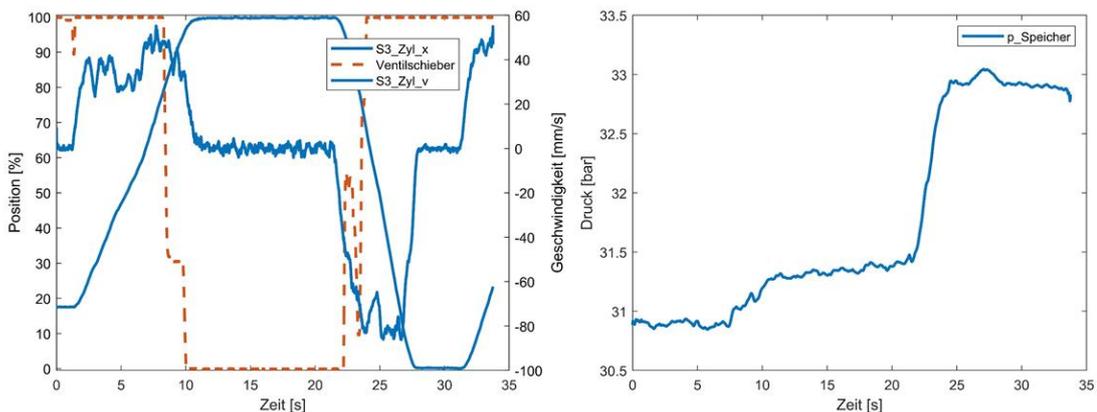


Abbildung 12: Performance des Ventils

AP 4: Validierung am Prüfstand

Ziel des AP4 ist die Validierung des Systems sowie die Integration des Teilsystems in einen bereits vorhandenen Load-Sensing-Prüfstand, um anschließend das Gesamtsystemverhalten untersuchen und bewerten zu können.

Um die Versuche durchzuführen, muss zuerst die notwendige Steuerung des Prüfstands aufgebaut und verifiziert werden. Es gibt die folgenden Komponenten oder Signale, Abbildung 13, die gesteuert werden müssen:

1. Wegventil zwischen dem Speicher und dem Hydromotor, das die Wiederverwendung der Speicherenergie steuert;
2. Pumpen-DBV, das die Systembelastung abbildet;
3. Speicher-DBV, das den Speicher schützt;
4. Motor-Schwenkwinkel (SW) SOLL, das Signal an den Motorcontroller (VT-HPC, Bosch Rexroth) gesendet wurde und den Volumenstrom steuert.
5. maximaler Motor Druck, das Signal wurde auch an den Motorcontroller gesendet und den Motor vor Überdruck schützt;

Das Wegventil zwischen dem Speicher und dem Hydromotor hat die Funktion, die Energie-rückspeisung ein- und auszuschalten. Da es sich um ein proportionales Wegventil handelt, wurde beim Öffnen und Schließen des Ventils immer eine Verzögerung von 500 ms eingesetzt, um den Druckstoß an dem Hydromotor zu reduzieren und somit den Hydromotor zu schützen.

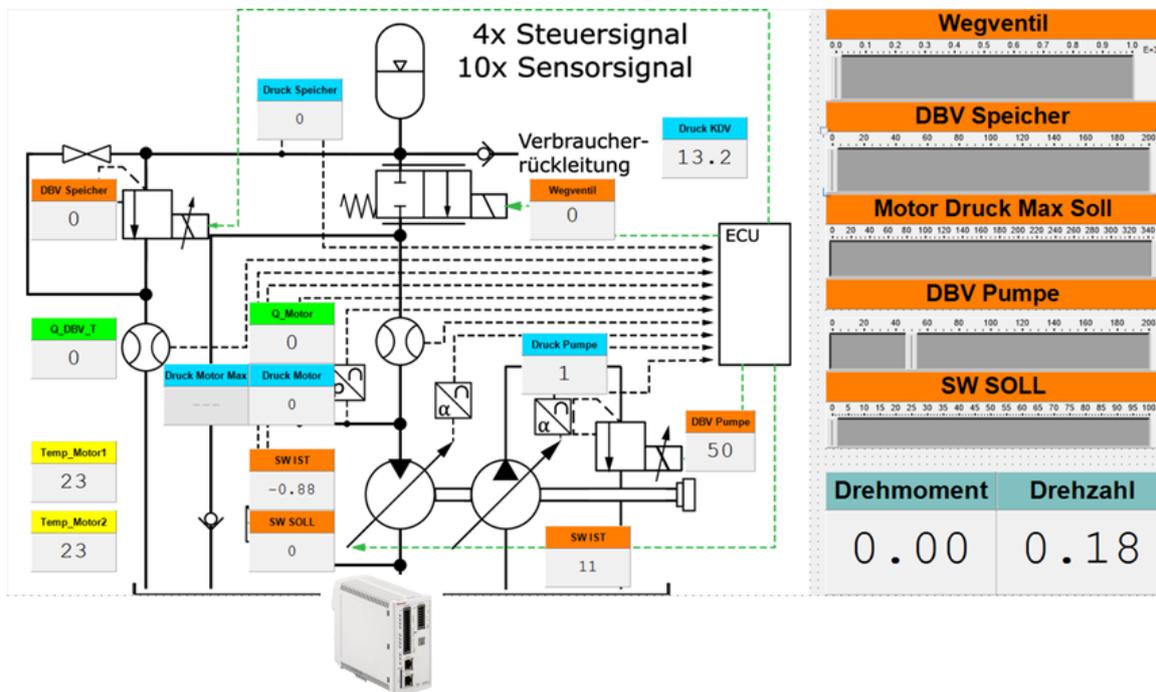


Abbildung 13: Steuerung des Rückspeise-Prüfstands

In Abbildung 14 sind das SOLL- und das IST-Signal des Pumpen-DBVs dargestellt. Die rote Linie stellt den Pumpendruck vom Holländer-Zyklus dar, sowie das SOLL-Signal. Die blaue Linie stellt den gemessenen Pumpendruck, das IST-Signal, dar. Es ist immer eine Abweichung zwischen SOLL- und IST-Signal zu sehen, weil das verwendete DBV nicht schnell genug reagieren kann und bei einem hohen Druck immer Schwingungen entstehen. Ein anderes Problem des DBVs ist, dass die Performance des DBVs sich während der Versuche ändert. Alle diese Probleme führen zur Ungenauigkeit der gemessenen Energie und des gerechneten Rückspeis-Wirkungsgrads. Das DBV-Signal von dem Speicher-DBV wurde während des Versuchs immer auf einem konstanten Wert gehalten und wird daher nicht gezeigt.

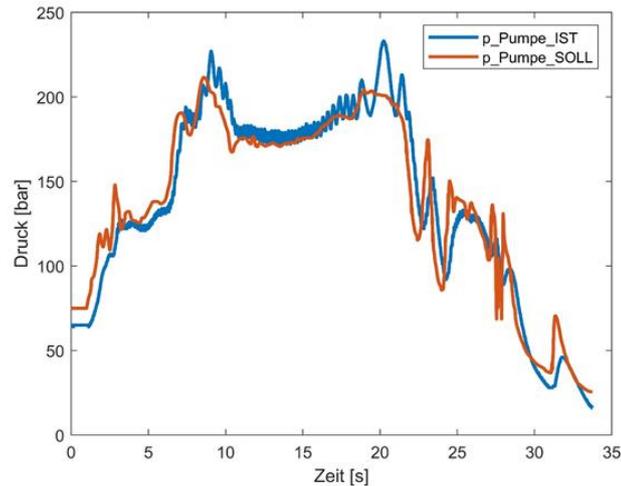


Abbildung 14: DBV Pumpe

Nachdem die Steuerungen aller einzelnen Komponenten vorbereitet sind, muss noch die Steuerstrategie des Systems, das sogenannte Energiemanagement, entwickelt werden. Es muss die folgenden drei Anforderungen erfüllen:

1. Leistungsverteilung des Systems, z.B. wie viel Leistung vom Elektromotor abgegeben wurde und wie viel vom Speicher;
2. Auswahl des Operationsmoduls: wann wird die Energie zurückgespeist und wann stoppt der Motor?
3. Einschränkungen, z.B. der minimale und maximale Speicherdruck, der maximale Motordruck und die maximale Speicherleistung, etc.

Es wird auch erwartet, mit dem Energiemanagement den Energieverbrauch zu minimieren.

Ähnlich wie in anderen Anwendungen sind verschiedene Steuerstrategien auf Markt verfügbar, die in zwei Hauptkategorien eingeteilt werden können, nämlich die regelbasierte Steuerstrategie und die optimierungsbasierte Steuerstrategie. Die regelbasierte Steuerstrategie hat viele Vorteile: z.B. sie ist heuristisch und braucht „nur“ Ingenieurserfahrung; sie ist einfach, intuitiv und in Echtzeit ausführbar; sie funktioniert unter vielen Bedingungen und auch in einem unbekanntem Zyklus. Im Vergleich dazu ist die optimierungsbasierte Steuerstrategie relativ komplex und aufwendig, weil sie umfangreiche mathematische Theorien und Grundlagen benötigt. Allerdings hat sie auch Vorteil, z.B. wenn ein Zyklus bekannt ist, dass die optimierungsbasierte Steuerstrategie die optimale oder die nahezu optimale Lösung berechnen kann. In diesem Projekt wurden die beiden Steuerstrategien untersucht. Aufgrund der guten Robustheit wurde nur die regelbasierte Steuerstrategie auf dem Prüfstand getestet. Im Vergleich dazu wurde die optimierungsbasierte Steuerstrategie simulativ untersucht.

Um die Versuche bei der regelbasierten Steuerstrategie reproduzierbar und vergleichbar zu machen, wird

1. der Speicher immer auf ca. 70 bar (Vorfülldruck 25 bar) aufgeladen,
2. der Holländer-Baggerzyklus wird immer wieder wiederholt, was bedeutet, dass die Belastung von dem Baggerzyklus als Soll-Signal an das Pumpen-DBV gegeben wird.

Mit dem vorgestellten Hydrauliksystem und der Steuerstrategie wurde festgelegt, dass unter diesen Voraussetzungen ein durchschnittlicher Rückspeisungswirkungsgrad von 67,4% erreicht werden kann. In Abbildung 15 ist der Trend des Wirkungsgrads dargestellt, wobei es

Abweichungen gibt, z.B. bei KG70 der Wirkungsgrad zwischen 61% bis 84% variiert. Der Grund dafür ist, dass die Dynamik des Belastungs-DBVs während der Versuche schlecht ist, von daher ist eine konstante Belastungsleistung an der Pumpe schwierig zu gewährleisten, obwohl das Inputsignal an dem DBV immer identisch ist. Das Problem müsste in einem zukünftigen Projekt berücksichtigt und gelöst werden.

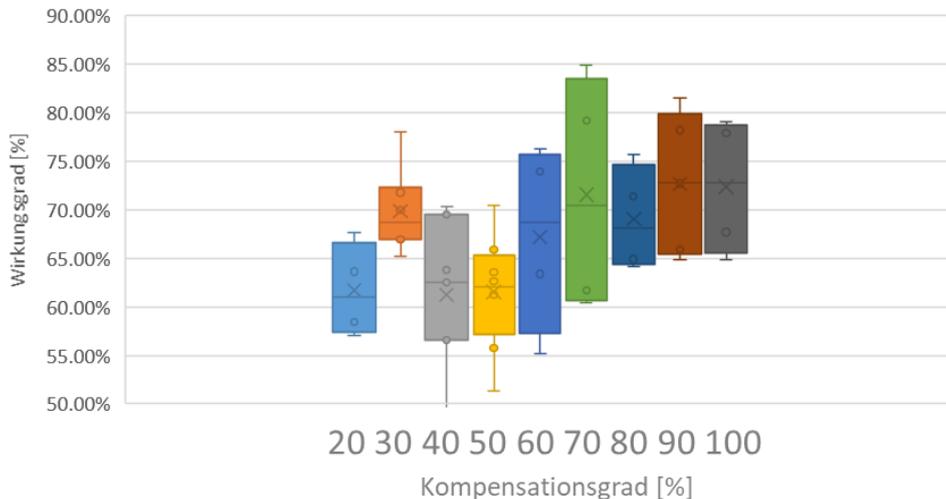


Abbildung 15: Rückspeisungswirkungsgrad der regelbasierten Steuerstrategie

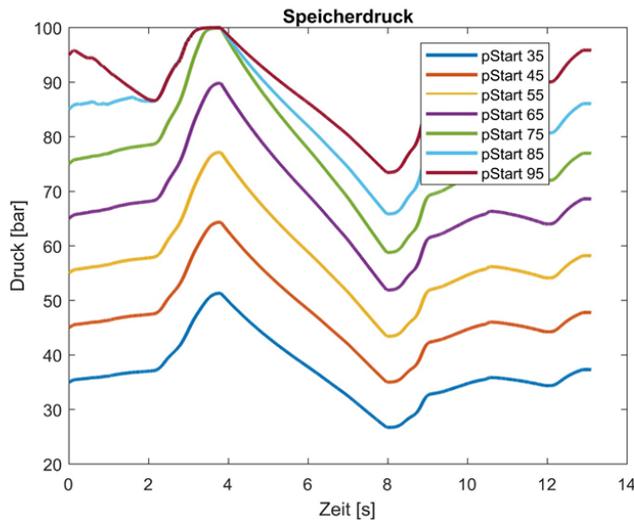
Die Methode der Dynamischen Programmierung (DP) hat wegen deren guten Performance in den letzten Jahrzehnten zunehmende Aufmerksamkeit gewonnen. Deshalb wurde die DP Methode in diesem Projekt im Detail betrachtet. Die anderen optimierungsbasierten Steuerstrategien, wie „Particle Swarm Optimization (PSO)“ und „Genetic Algorithms (GA)“, wurden aus Zeitgrund in diesem Projekt nicht weiteruntersucht.

DP-Methode hat zwei Schritte:

1. Rückwärtsrechnung der globalen Lösung
2. Umsetzung der ermittelten Lösung in eine Steuerstrategie

Bei der Berechnung wird zuerst aus dem bekannten Zyklus die Belastungsleistung und die Rekuperationsleistung abgeleitet. Anschließend werden zu jedem Zeitschritt mögliche Speicherdrücke bestimmt. Dabei entsteht eine Matrix mit möglichen Lösungen. Je feiner die Auflösung des Speicherdrucks und des Zeitschritts ist, desto aufwendiger die Berechnung. Mit der DP-Methode wurden zum Schluss alle möglichen Energieänderungen zwischen allen nebeneinanderstehenden Zuständen ausgerechnet und dann in einer Ergebnis-Map gespeichert. Bei der Umsetzung der DP-Methode muss lediglich ein Start-Speicherdruck gewählt werden und die Speicherleistung, der Motorschwenkwinkel und der Wirkungsgrad können anhand der Ergebnis-Maps und des Kompensationsgrads berechnet werden.

Die Ergebnisse der DP-Methode sind in Abbildung 16 dargestellt. Das linke Diagramm zeigt alle Speicherdrücke mit unterschiedlichem Startdruck und die rechte Tabelle die entsprechenden Rückspeise-Wirkungsgrade. Es ist zu sehen, dass mit der DP-Methode der Speicherdruck zu Beginn und am Ende eines Zyklus immer gleich gehalten werden kann. Bei 75 bar Startdruck ergibt sich der höchste Rückspeise-Wirkungsgrad von 62%.



p_Start [bar]	Rückspeise Wirkungsgrad
35	53,3 %
45	57,8 %
55	61,3 %
65	61,0 %
75	62,1 %
85	55,0 %
95	48,1 %

Abbildung 16: Rückspeise-Wirkungsgrad der DP-Methode

AP 5: Dokumentation

Die Ergebnisse werden abschließend in Form eines Berichts zusammengefasst. Wesentliche Erkenntnisse des Projekts, die für den Transfer von Bedeutung sind, werden näher erläutert.

3 Zusammenfassung und Ausblick

In dem durchgeführten Forschungsprojekt wurden Möglichkeiten zur Rückführung der in einem Hydraulikspeicher zwischengespeicherten Energie untersucht. Obwohl die Rückführung des Hydrauliköls auf der Saugseite der Pumpe das höchste Effizienzpotential besitzt, so ist die hierfür benötigte Komponente heute nicht am Markt verfügbar. Diese Variante wurde daher in Abstimmung mit dem PA nicht weiter betrachtet. Die im Projekt als beste geeignete Möglichkeit weiterverfolgte ist die Rückspeisung mittels verstellbarem Hydromotor. Ein Rückspeisewirkungsgrad von bis zu 69 % wurde hierfür prognostiziert.

An einem Prüfstand wurde der Wirkungsgrad dieser Rückspeisung mittels Verstellmotor validiert. Je nach gewähltem Kompensationsgrad wurden Rückspeisewirkungsgrade zwischen 60 und 73 % gemessen. Eine regelbasierte Steuerstrategie wurde für diese Versuche eingesetzt.

Eine optimierungsbasierte Steuerstrategie wurde mit der Methode der Dynamischen Programmierung in der Simulation umgesetzt, da diese Steuerstrategie nicht echtzeitfähig lauffähig war. In Abhängigkeit des Speicherstartdrucks wurden Rückspeisewirkungsgrade zwischen 48 und 62 % berechnet.

Das Tank-/Speicher-Logikventil wurde mit Unterstützung des Industriepartners HAWE Hydraulik umgesetzt und am Prüfstand getestet. Die in der Simulation zu sehende Schwingungsneigung konnte in den Versuchen nicht beobachtet werden. Kennlinien des Ventils wurden aufgenommen und die Funktion bestätigt.

4 Literatur

- [1] Siebert und FAST, „RedSysDruV_Abschlussbericht“.
- [2] K. Steindorff, *Energierückgewinnung am Beispiel eines ventilgesteuerten hydraulischen Antriebs*. Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2010. Aachen: Shaker, 2010. [Online]. Verfügbar unter: http://digitale-objekte.hbz-nrw.de/webclient/DeliveryManager?pid=4075291&custom_att_2=simple_viewer
- [3] Y.-B. Kim, P.-Y. Kim und H. Murrenhoff, „Boom Potential Energy Regeneration Scheme for Hydraulic Excavators“ in *BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, Bath, UK, 09072016, doi: 10.1115/FPMC2016-1740.
- [4] M. Wydra, A. Bauer, C. Geiger und M. Geimer, „Moderne Steueralgorithmen für Forstkräne mittels künstlichen neuronalen Netzen imitieren und optimieren“ (de), 2020, doi: 10.15150/lt.2020.3241.
- [5] M. Geimer, L. Frerichs, P. Nagel und L. Roos, „Schlussbericht_AEEBA_FKM“.
- [6] E. Silvas, T. Hofman, N. Murgovski, P. Etman und M. Steinbuch, „Review of Optimization Strategies for System-Level Design in Hybrid Electric Vehicles“, *IEEE Trans. Veh. Technol.*, S. 1, 2016, doi: 10.1109/TVT.2016.2547897.