

Schlussbericht vom 07.04.2022

zu IGF-Vorhaben Nr. 20950 N

Thema

Untersuchung von Rückspeisemöglichkeiten in einem LS System mit Speicher und Optimierung des Tank-/Speicher-Logikventils für eine ruckfreie Zylinderbewegung (Rückspeisemöglichkeiten)

Berichtszeitraum

01.12.2019 - 28.02.2022

Forschungsvereinigung

Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. – FKM
Lyoner Straße 18
60528 Frankfurt am Main

Forschungseinrichtung(en)

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Institut für Fahrzeugsystemtechnik
Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen
Rintheimer Querallee 2
76131 Karlsruhe

Gefördert durch:

Inhaltsverzeichnis

Thema.....	1
Berichtszeitraum.....	1
Forschungsvereinigung	1
Forschungseinrichtung(en).....	1
0. Einleitung	3
1. Durchgeführte Arbeiten und Ergebnisse.....	4
1.1. Arbeitspaket 1: Variantenuntersuchung Rückspeisung.....	4
1.2. Arbeitspaket 2: Potentialanalyse	8
1.3. Arbeitspaket 3: Umsetzung Tank-/Speicher-Logikventil.....	13
1.4. Arbeitspaket 4: Validierung am Prüfstand.....	18
1.5. Arbeitspaket 5: Dokumentation	29
2. Verwendung der Zuwendung	30
3. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	30
4. Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft	30
Anhang.....	33
Literatur.....	34

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 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.

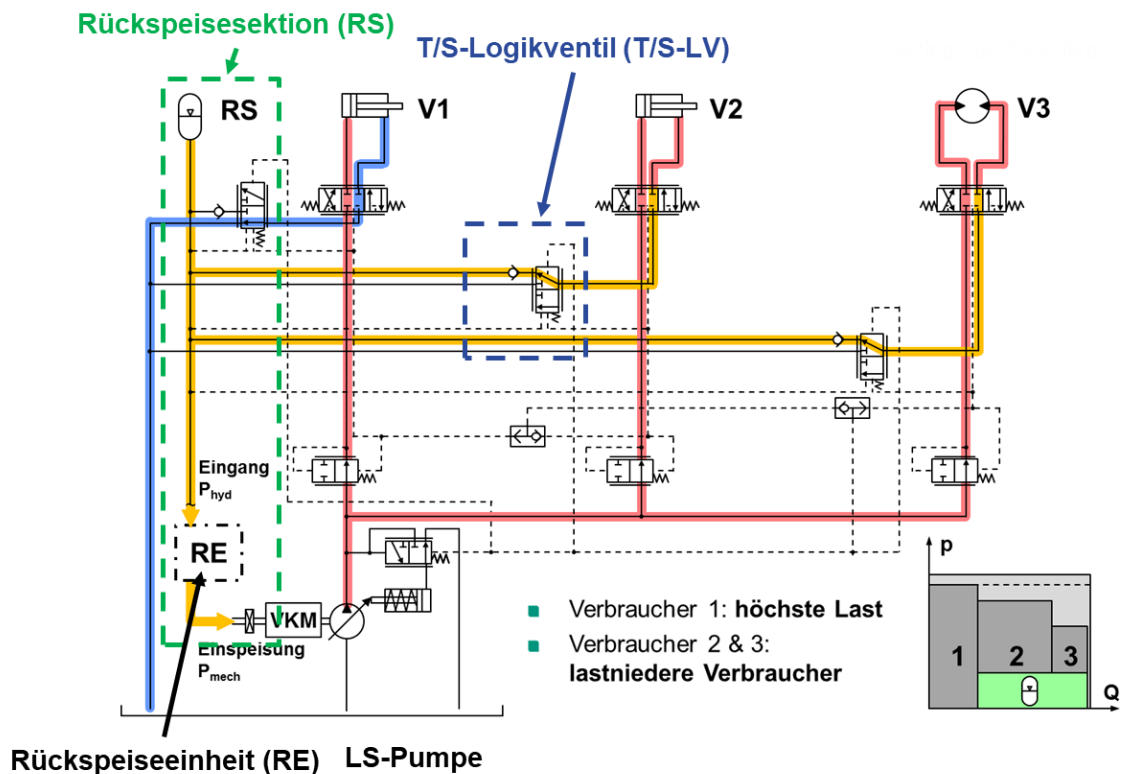


Abbildung 1: LS System mit dem T/S-LV [1]

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 entsprechend gesteigert. Auf diese Weise wurde der Druckverlust an der Druckwaage reduziert und die Energie im Speicher gespeichert.

In dem hier durchgeführten Projekt wurde ein Prototyp des T/S-LVs gefertigt, in das vorhandene LS-System integriert und dessen Performance auf dem Prüfstand gemessen. Eine weitere Frage, die in diesem Projekt beantwortet wird, ist, wie die rekuperierte Energie am effizientesten wieder in das System eingespeist werden kann. Im folgenden Bericht werden die Lösungswege, die Arbeitspakete und die Ergebnisse des Projekts im Detail erläutert und vorgestellt.

2. Im Projekt durchgeführte Arbeiten und Ergebnisse

2.1. Arbeitspaket 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. Folgende Definitionen wurden im Projekt verwendet:

- Quelle: liefert quellenspezifische Energie / Leistung (mechanisch, hydraulisch, elektrisch, thermisch, usw.)
- Senke: kann senkenspezifische Energie / Leistung aufnehmen.
- Wandlung: wandelt Energie / Leistung, verlustbehaftet
- Leistungsfluss: Gerichtete Übertragung von Leistung, von Quelle zu Senke.
- Zwischenspeicher: kann Energie / Leistung aufnehmen, zwischenspeichern und wieder abgeben. Vereint Senke, Wandlung und Quelle.
- Zyklus: Arbeitsspiel einer Maschine, Anfangs- und Endzustand sind gleich.

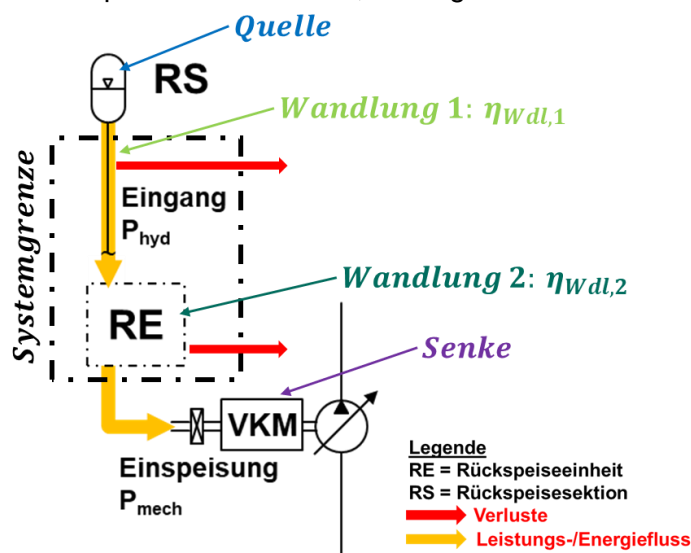


Abbildung 2: Beispiel: Rückspeiseeinheit

Abbildung 2 zeigt beispielhaft eine Rückspeisevariante. Der Hydrospeicher dient als Quelle und versorgt die Rückspeiseeinheit (RE) mit hydraulischer Energie. Aufgrund der strömungsbedingten Reibungsverluste in den Verbindungselementen tritt dabei eine Wandlung eines Teils der Energie in Wärme auf. Die RE wandelt verlustbehaftet hydraulische in mechanische Energie, die z.B. über die Antriebswelle, an der auch die VKM angeschlossen ist, in das System zurückgeführt werden kann. Die mech. Übertragung über die Antriebswelle wird als ideal angesehen und ist damit verlustfrei.

Die Recherche hat gezeigt, dass die Rückspeisung der hydraulischen Energie je nach Rückspeisevariante mit / ohne Energieumwandlung bzw. mit / 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 Zwischen-

speicherung 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

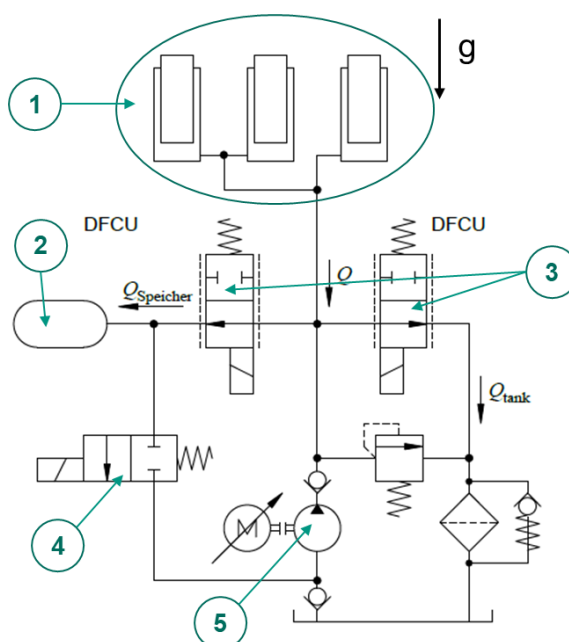


Abbildung 3: Variante 1: Saugseite Hydraulikpumpe [2]

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 ca. 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 via Verstellmotor

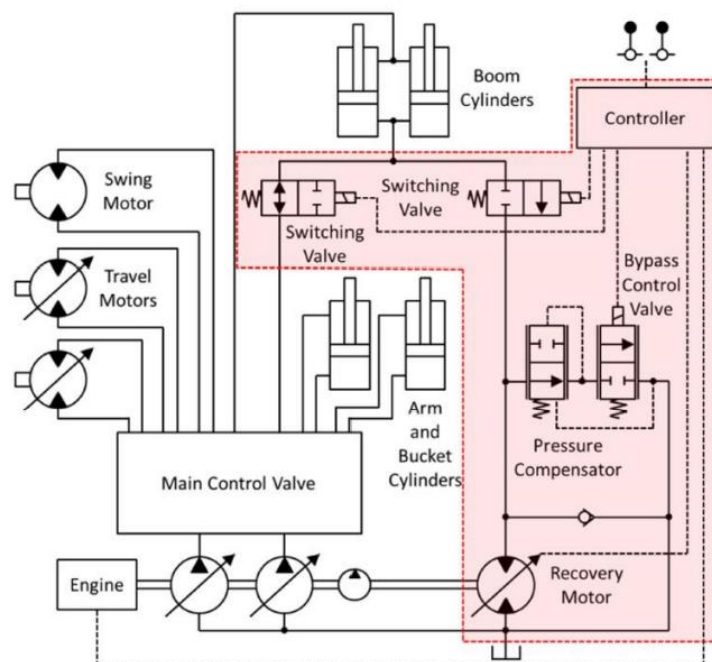


Abbildung 4: Variante 2: Verstellmotor [3]

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 Regeneration; die rückgewonnene Energie wird direkt über eine gemeinsame Welle zwischen Hydromotor und VKM 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 lastniederen Verbrauchers

Abbildung 5 zeigt ein Beispiel für Variante 3 (*lastniederer Verbraucher*), welche im Rahmen des vom Mobima durchgeführten Forschungsprojekts „Effizienzsteigerung eines Konstantdrucksystems durch eine Zwischendruckleitung“ entwickelt und untersucht wurde. 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.

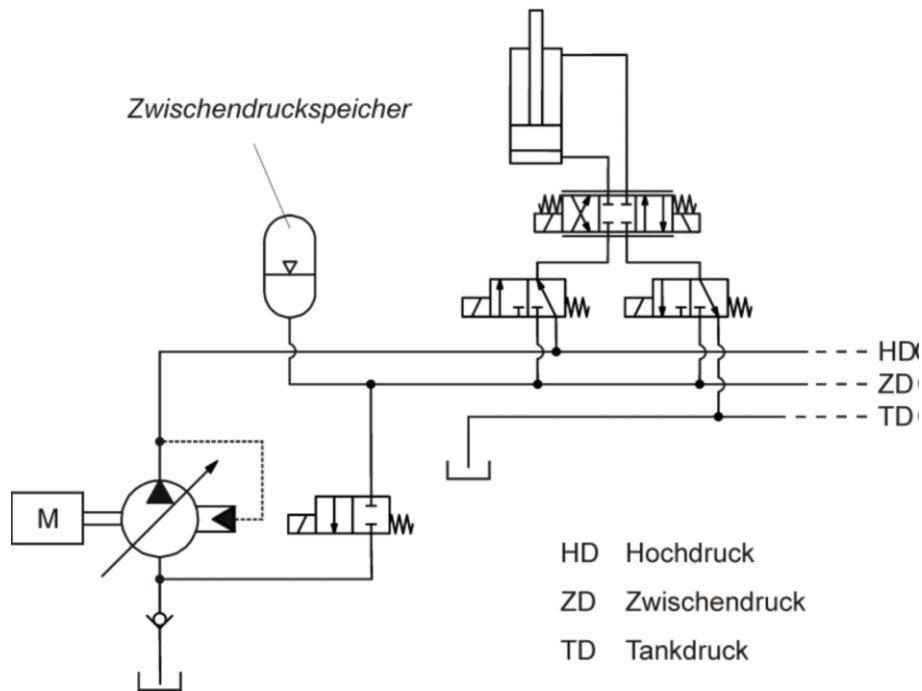


Abbildung 5: Variante 3: Versorgung eines lastniederen Verbrauchers [4]

Variante 4: Versorgung der Nebenaggregate

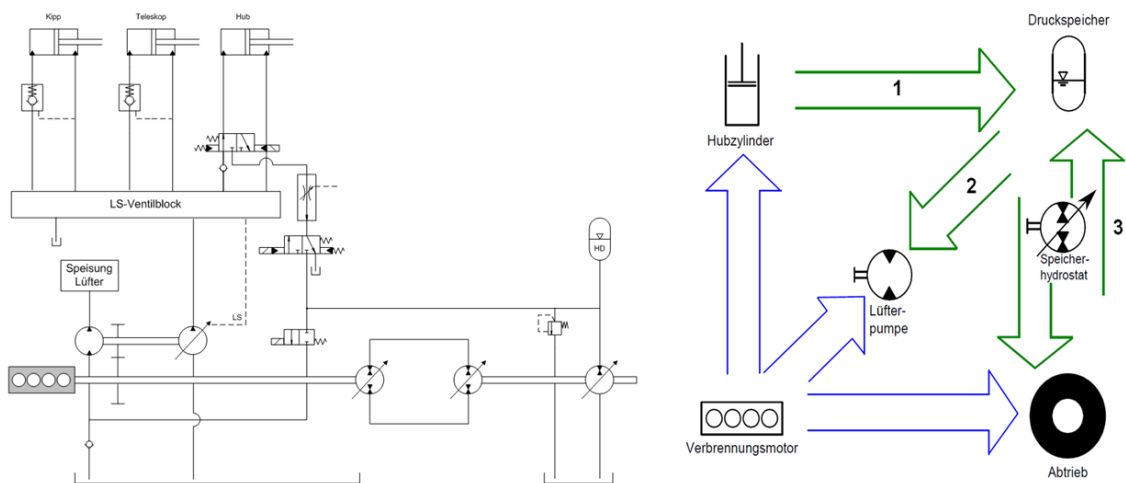


Abbildung 6: Variante 4: Versorgung der Nebenaggregate [5]

Abbildung 6 zeigt als Beispiel für Variante 4 (*Nebenaggregate*) die Systemkonfiguration eines Versuchsträgers aus einem abgeschlossenen Forschungsprojekt der Forschungsstelle. 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 prinzipiell möglich, allerdings haben die Nebenaggregate üblicherweise eine im Vergleich zu den Hauptverbrauchern nur sehr geringe Leistungsaufnahmefähigkeit, was die reine Regeneration erschwert bzw. 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.

AP1 wurde vollständig bearbeitet und ist damit abgeschlossen.

	MOBIMA
Mannmonate Projektingenieur	6 MM (100 %)
Mannmonate stud. Hilfskraft	6 MM (25 %)

2.2. Arbeitspaket 2: Potentialanalyse

Ziel von AP2 ist die Analyse und Bewertung der Rückspeisevarianten aus AP1 durch quastatische Rechnung und Simulation sowie die Ermittlung der optimalen Varianten. Für jede Rückspeisevariante wurde unter Verwendung der Simulationssoftware DSHplus der Firma Fluidon ein Simulationsmodell (Abbildung 7) 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

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

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

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

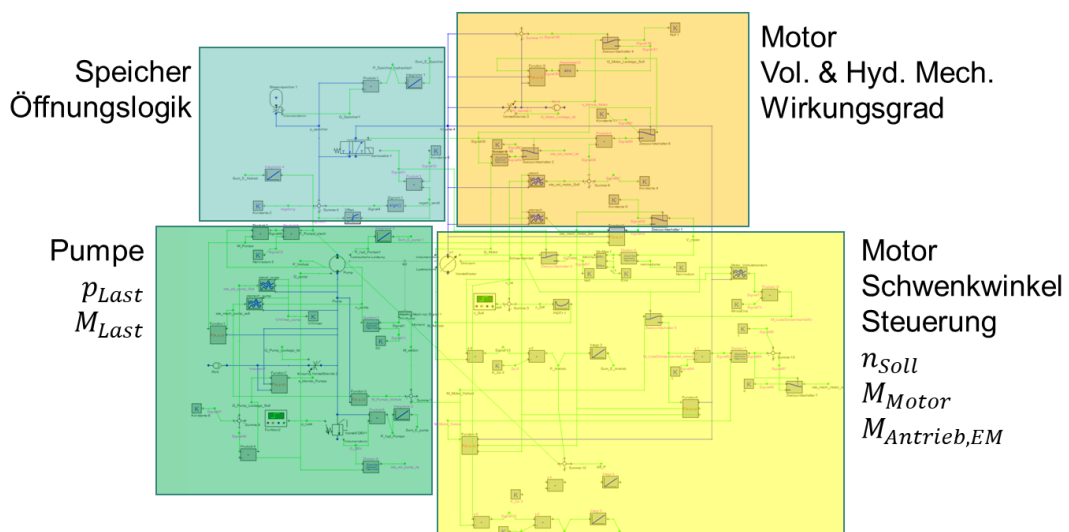


Abbildung 7: Simulationsmodell in DSHplus

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 8 links; der Datensatz wurde in einem abgeschlossenen Forschungsprojekt generiert. Für höhere Leistungen wurde das 90°-Arbeitsspiel eines Hydraulikbaggers verwendet, Abbildung 8 rechts, der Datensatz wurde der Literatur entnommen. Vor der Simulation wurden die aus den Zyklen rückgewinnbaren Energien berechnet, die dann in der Simulation als Eingangsgröße für die Rückspeisevarianten vorgegeben werden konnten.

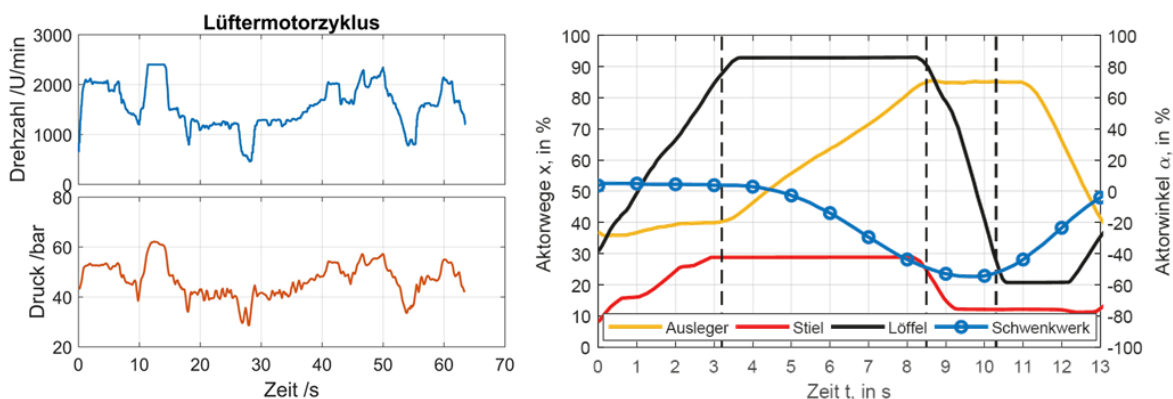
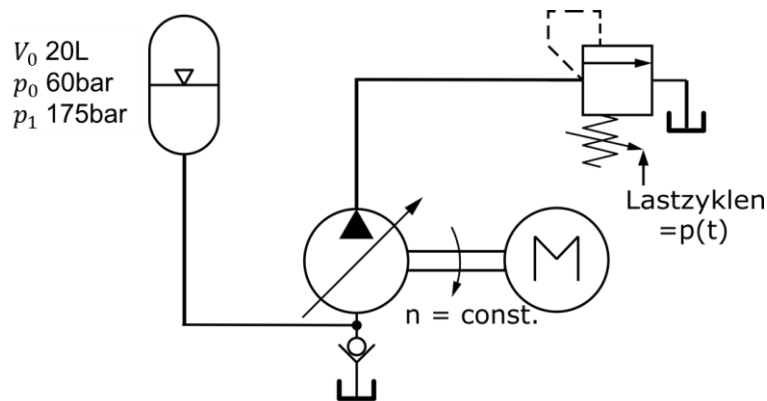


Abbildung 8: Verwendete Zyklen für Simulation

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

Tabelle 1: Ergebnisse der Simulation

Variante	Rückspeise-Wirkungsgrad	Anmerkung
V1: Einspeisung Saugeseite 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



Axialkolbenpumpen
Geschlossene-Kreislauf

Abbildung 9: 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.

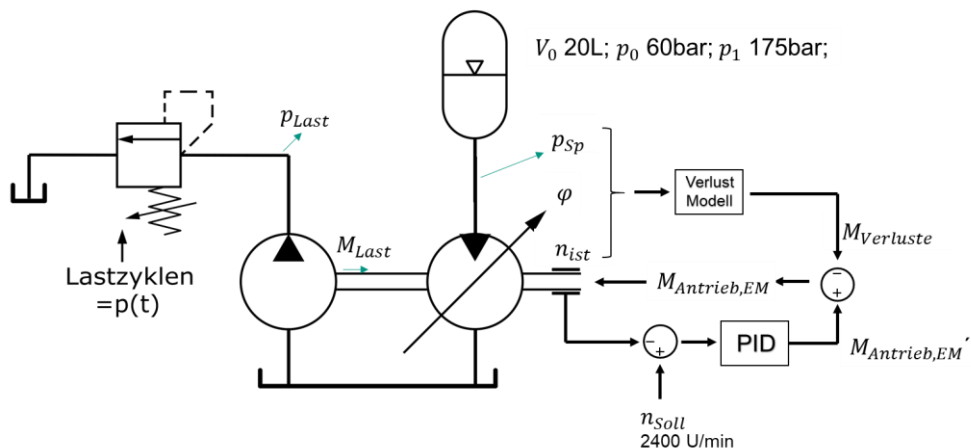
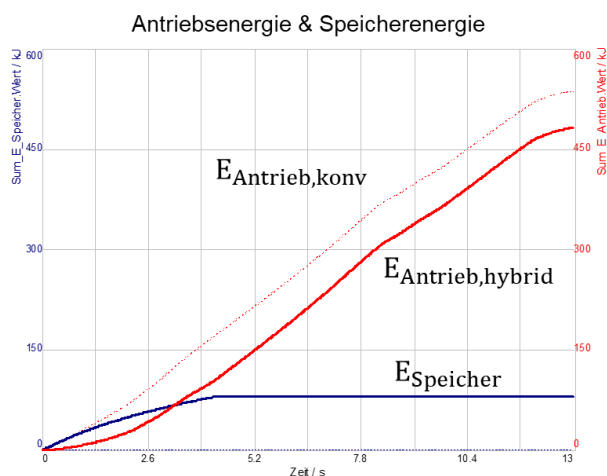


Abbildung 10: Modellübersicht für Variante 2: Verstellmotor

Variante 2 (*Konstant-/Verstellmotor*) wurde anhand des Teleskopkladerzyklus 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. Die Variante mit Verstellmotor zeigt das System einen Wirkungsgrad von ca. 65 % bis 69 %, je nach gewähltem Kompensationsgrad, siehe Abbildung 11. Im Gegensatz dazu ist die Variante mit Konstantmotor nicht nur unflexible hinsichtlich der Energienutzung, sondern hat auch nur einen Wirkungsgrad von ca. 50 %. Die Firma Danfoss stellt dem 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 11: 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 ca. 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, siehe Abbildung 12. Als Rückspeiseeinheit (RE) wurde eine mehrquadrantenfähige verstellbare Axialkolbenpumpe, Typ A4VSO40 HS5 der Firma Bosch Rexroth, eingesetzt.

Diese Einheit verfügt über ein Schluckvolumenregelsystem, was die größtmögliche Flexibilität bei der Gestaltung der Regelstrategien für die Rückspeisung garantiert. Als Belastungseinheit (BE) wurde eine verstellbare Axialkolbenpumpe, Typ A4VSO71DFR (Druck-Förderstromregler) gewählt. Als Speicher ist ein Blasenspeicher, Typ SB330 (20 L Nennvolumen, max. Arbeitsdruck 330 bar) vorgesehen. Der Prüfstand wurde durch einen am Mobima vorhandenen 130 kW Asynchronmotor angetrieben, RE und BE sind als Tandem verbunden. Durch diese Änderung des Konzeptes wurde die im weiteren Verlauf des Projektes geplante Integration des Rückspeiseprüfstands in den vorhandenen Load-Sensing-Prüfstand des Mobima deutlich vereinfacht, da die Belastungseinheit als neue Systempumpe eingesetzt

werden kann. Der Rückspeiseprüfstand wurde von der Firma Weiß Mobiltechnik gefertigt, siehe Abbildung 13.

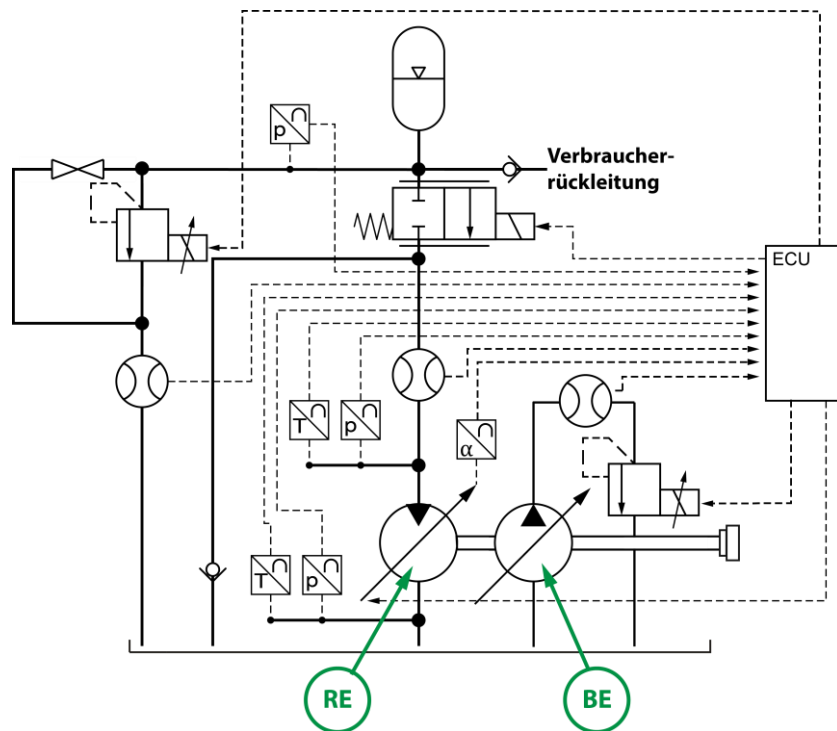


Abbildung 12: Schaltplan des Kleinprüfstands für die Variante: Verstellmotor

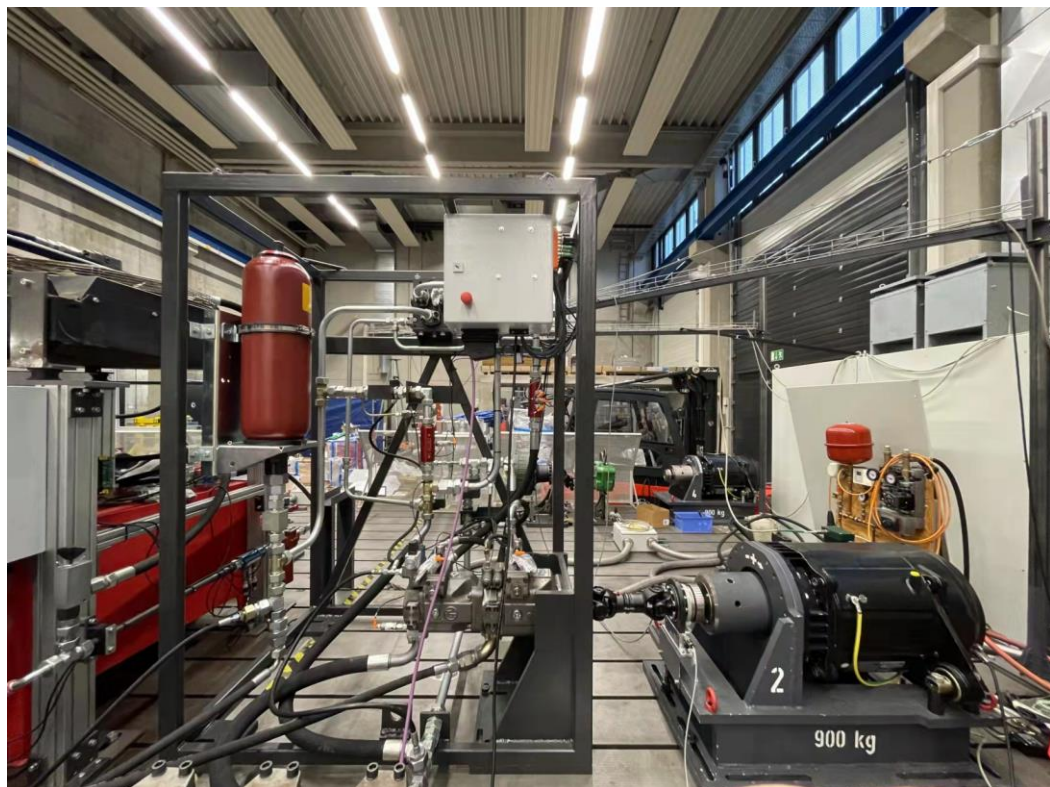


Abbildung 13: Rückspeiseprüfstand

AP2 wurde vollständig bearbeitet und ist damit abgeschlossen.

	MOBIMA
Mannmonate Projektingenieur	6 MM (100 %)
Mannmonate stud. Hilfskraft	6 MM (25 %)

2.3. Arbeitspaket 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 (T/S-LV). Aufgabe des T/S-LVs 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 DSH-plus durchgeführt.

Die Schwingungsoptimierung des Ventils wurde unter Verwendung des Hurwitz-Kriteriums durchgeführt. Für das T/S-LV würde folgende Stabilitätsbedingung ermittelt:

$$\text{Formel 2: Stabilitätsbedingung T/S-LV}$$

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

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 T/S-LVs 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 optimalerweise mit Dreieckskerben ausgestattet werden sollte.

Der modulare und integrierte Prototyp des Ventils wurde von der Firma HAWE gefertigt. Abbildung 14 zeigt ein Schema des T/S-LV-Prototyps. Aus Fertigungsgründen wurde der modulare Prototyp mit Stufenkerben gefertigt, die ein annähernd quadratisches Öffnungsverhalten aufweisen.

Tank-/Speicher-Logikventil:

- 3/2-Wege-Proportionalventil,
- hydr. angesteuert,
- federrückgestellt,
- 3 Steuerflächen untersch. Größe

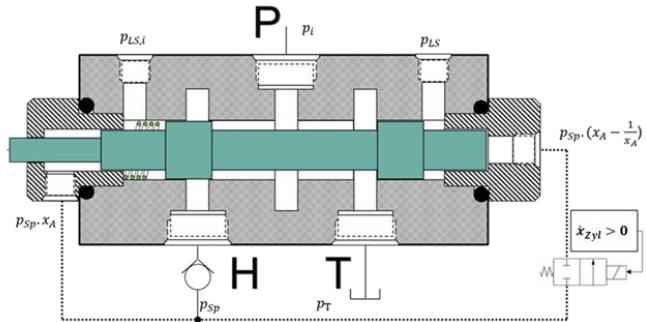
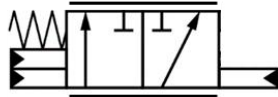


Abbildung 14: Skizze des T/S-LV-Prototyps

Um das T/S-LV zu testen wurde der bisherige Load-Sensing-Prüfstand wie folgt modifiziert: Sektion 1 bleibt unverändert und bildet den rückgemeldeten LS-Druck durch das DBV ab; bei Sektion 2 wurde der Zylinder von dem System abgetrennt (Kugelhahn (KH) 1 und 2 zu und KH3 auf), sodass ein dauerhaftes konstantes Druckniveau gehalten wurde, um einen verstellbaren Speicherdruck zu erhalten; Sektion 3 dient als ein lastniedriger Verbraucher und das T/S-LV in dessen Rücklauf-Seite eingebaut. Der Schaltplan des modifizierten Prüfstands ist in Abbildung 15 dargestellt.

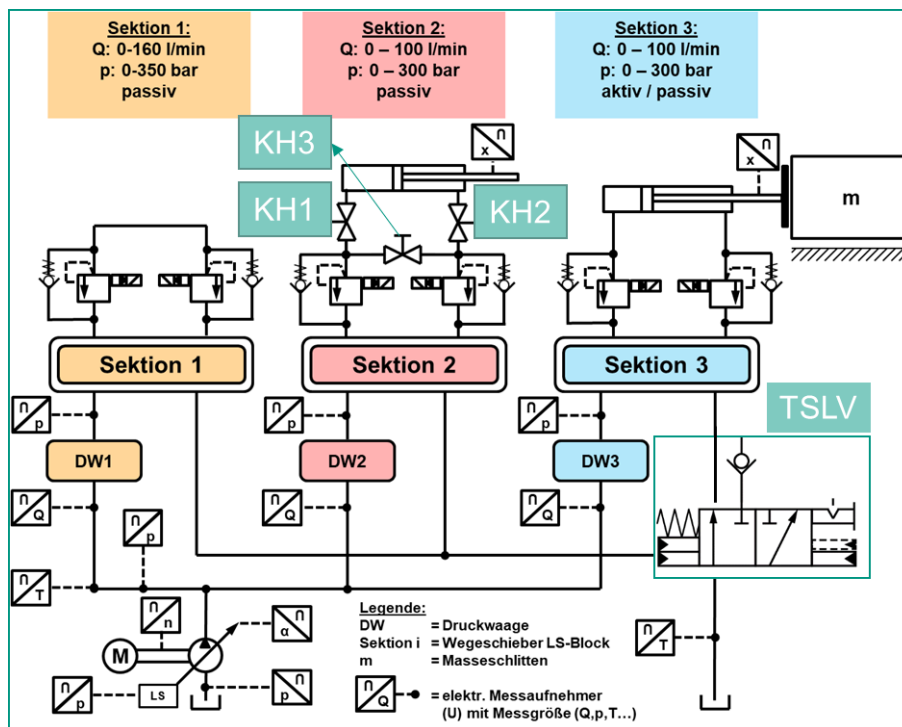


Abbildung 15: Schaltplan des Prüfstands für T/S-LV Testen

Ventilstellung – Ventilschieberposition

Um die Ventilstellung zu ermitteln, wurde am Eingangsport (P) des Ventils ein konstanter Volumenstrom von 12 L/min eingestellt und der Steuerdruck (Δp , hergeleitet aus der Schaltbedingung, siehe Abbildung 16) variiert. Der rote Kreis in Abbildung 17 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 16: Schaltbedingung und Steuerdruck

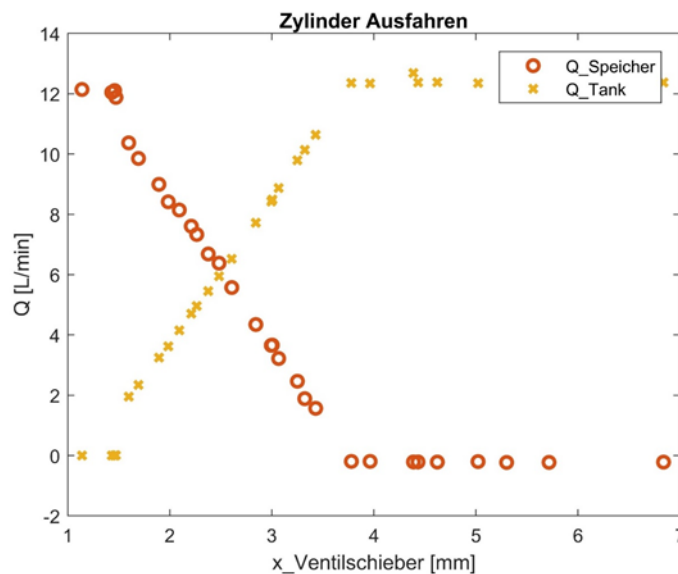


Abbildung 17: Volumenstrom – Ventilschieberposition

Ventilstellung – delta_p

Nachdem die Ventilstellungen festgestellt sind, wird als nächstes die Beziehung zwischen der Ventilstellung und dem Steuerdruck betrachtet. Der blaue Kreis in Abbildung 18 stellt die Speicher/Tank-Stellung und der rote Kreis die Zwischenstellung dar. Zusammen mit der Abbildung 17 können folgenden Erkenntnisse abgeleitet werden:

- wenn Δp größer als 20 bar ist befindet sich das Ventil in der Speicherstellung;
- wenn Δp kleiner als 12 bar ist befindet es sich in der Tankstellung;
- wenn Δp zwischen 12 bar und 20 bar ist befindet es sich in der Zwischenstellung.

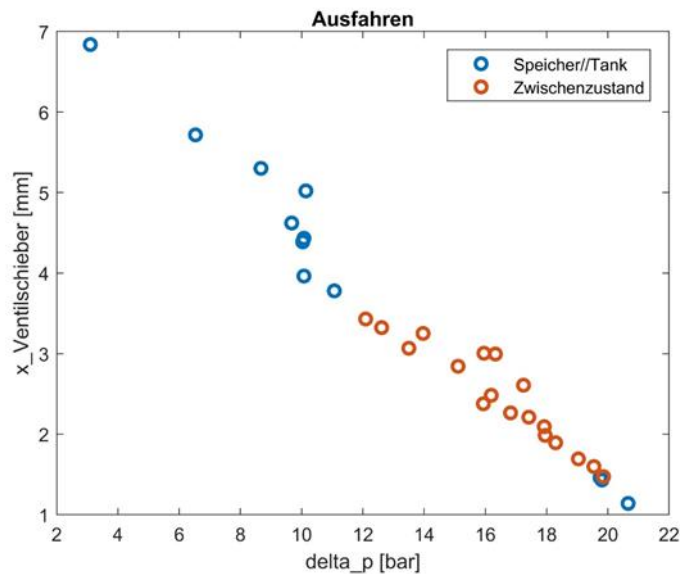


Abbildung 18: Ventilschieberposition - Delta_p

Druckverlust des Ventils

Der Druckverlust bei unterschiedlichem Volumenstrom in der Speicher- und Tankleitung wird im Folgenden betrachtet. Wie in Abbildung 19 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.

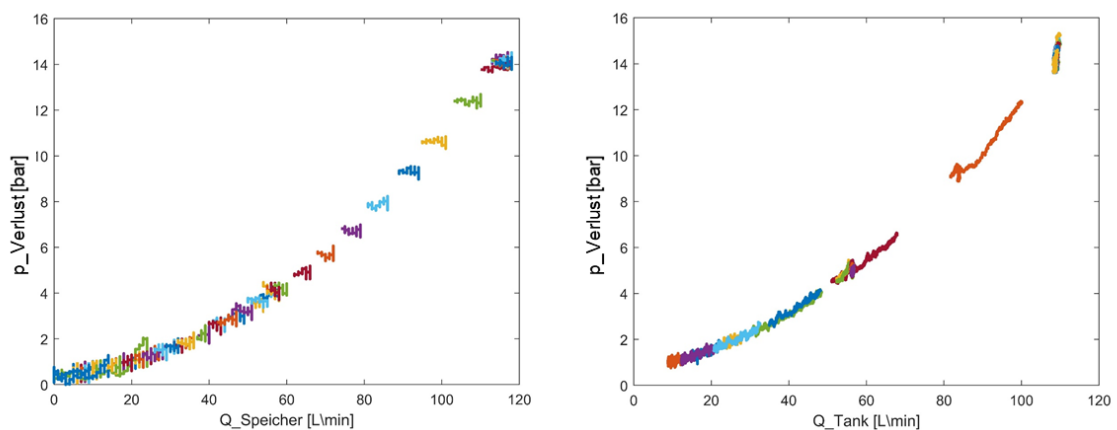


Abbildung 19: Druckverluste in der Speicher- und Tankleitung

Performance des Ventils

In der Simulation wurde ein Schwingungsproblem des Zylinders bei Einsatz des TSLVs festgestellt, Abbildung 20. In dem ersten Diagramm stellen die blauen Linien die Zylinderbewegung und -geschwindigkeit von Sektion 3 dar, wobei eine starke Schwingung beim Ausfahren des Zylinders auftritt. In dem zweiten Diagramm ist die Schwingung auch bei der Ventilschieberstellung des TSLVs zu sehen. Ob dieses Verhalten auch im Versuch auftritt, wird anschließend geprüft.

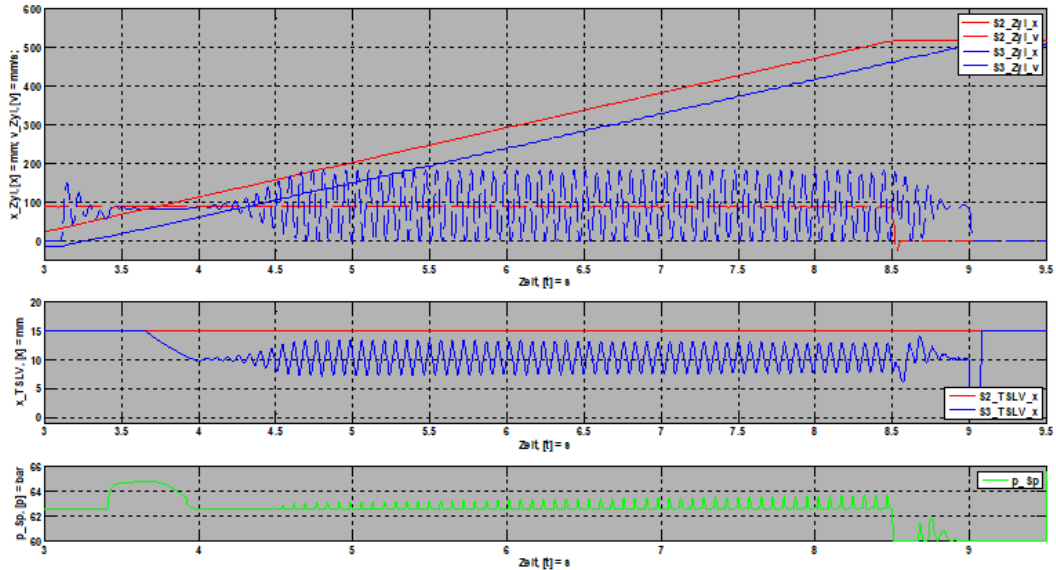


Abbildung 20: Schwingung des Zylinders [1]

In Abbildung 21 ist die Performance des Ventils dargestellt. Die blauen Linien in dem linken Diagramm präsentiert die Bewegung- und Geschwindigkeit des Zylinders und die rote Linie die Ventilschieberposition. Es ist zu erkennen, dass das T/S-LV sowohl beim Ausfahren und auch beim Einfahren des Zylinders sich öffnet (bei der Speicherstellung), der Speicherdruck sich erhöht (rechte Diagramm). Was die simulierte Schwingung betrifft, konnten diese im Versuch nicht bestätigt werden.

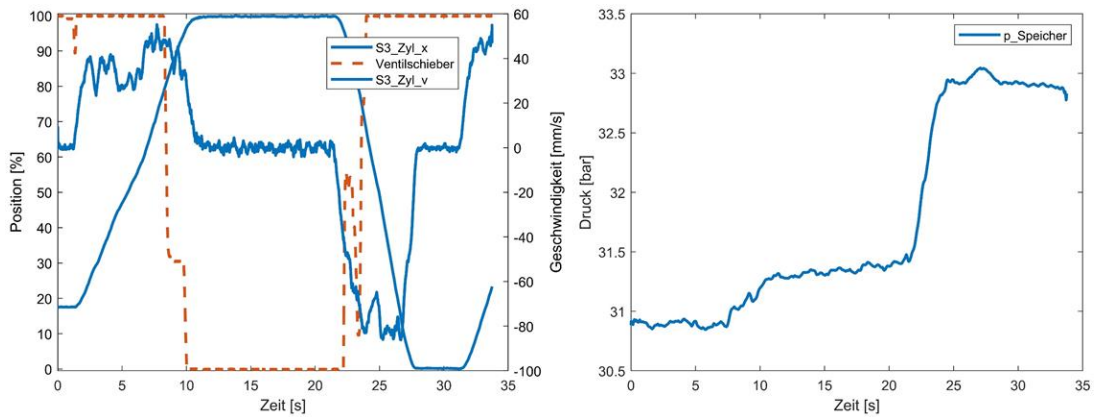


Abbildung 21: Performance des Ventils

Zusammenfassung T/S-LV:

Drei Ventilstellungen gibt es beim T/S-LV:

Speicherstellung: $x_{Schieber}$ 0 – 1,45 mm, $\Delta p > 20$ bar

Zwischenstellung: $x_{Schieber}$ 1,45 – 3,8 mm, $12 \text{ bar} < \Delta p < 20$ bar

Tankstellung: $x_{Schieber}$ 3,8 – 11,5 mm, $\Delta p < 12$ bar

Druckverluste an der Speicher- und Tankleitung des TSLVs wurden ermittelt und die Anwendung von T/S-LV beeinträchtigt die Bewegung des Zylinders nicht und kann Energie zurückgewinnen.

AP3 wurde vollständig bearbeitet und ist damit abgeschlossen.

	MOBIMA
Mannmonate Projektingenieur	6 MM (100 %)
Mannmonate stud. Hilfskraft	6 MM (25 %)

2.4. Arbeitspaket 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.

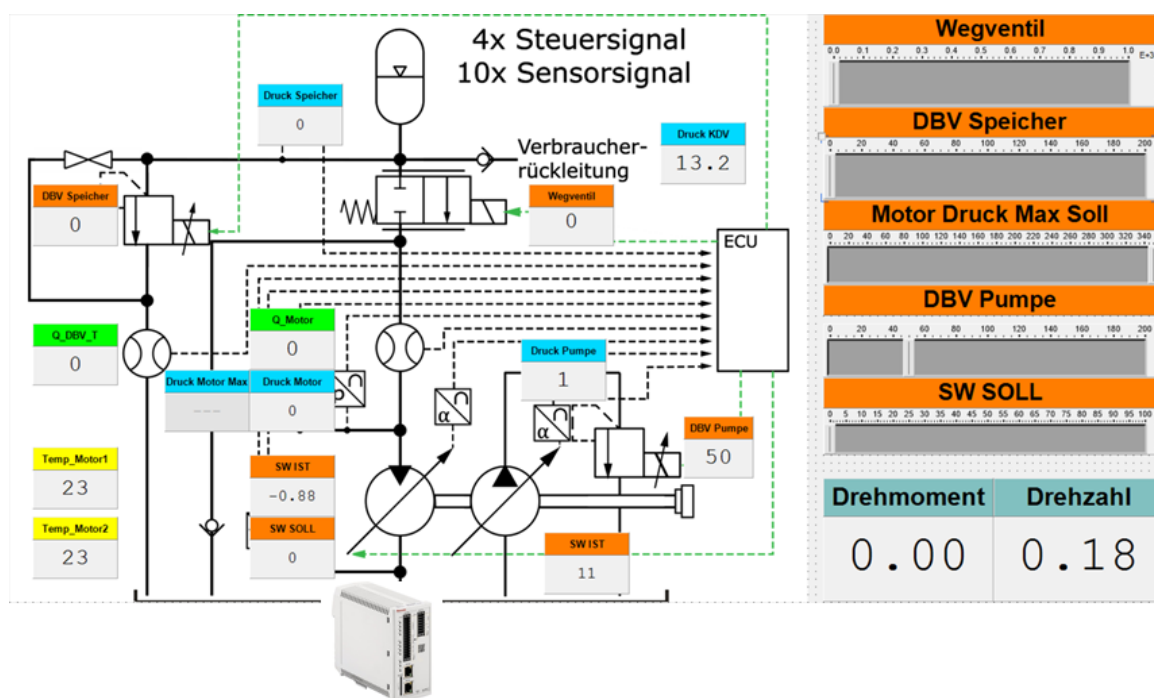


Abbildung 22: Steuerung des Rückspeise-Prüfstands

Um die Versuche durchzuführen, muss zuerst die notwendige Steuerung des Prüfstands aufgebaut und verifiziert werden. Es gibt die folgenden Komponenten oder Signale, Abbildung 2, 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 dem Motorcontroller (VT-HPC, Bosch Rexroth) gesendet wurde und den Volumenstrom steuert.
5. maximaler Motor Druck, das Signal auch an dem Motorcontroller gesendet wurde und den Motor vor Überdruck schützt;

Steuersignal des Wegventils

Das Wegventil zwischen dem Speicher und dem Hydromotor hat die Funktion, die Energie-rückspeisung ein-/ bzw. auszuschalten. Das Steuersignal des Wegventils zeigt Abbildung 23. Da es sich um ein proportionales Wegventil handelt, wurde beim Öffnen und Schließen des Ventils immer eine Verzögerung von 500 ms (gelbe markierte Bereich) eingesetzt, um den Druckstoß an dem Hydromotor zu reduzieren und somit den Hydromotor zu schützen.

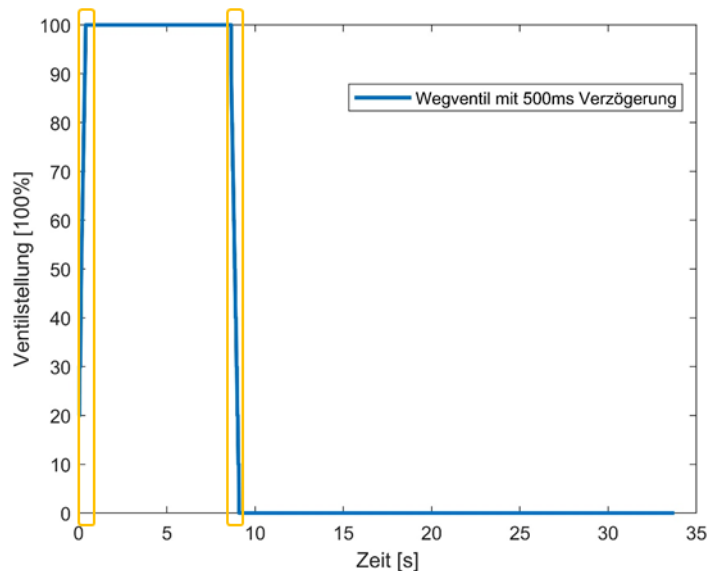


Abbildung 23: Wegventil Steuerung

Steuersignal des DBVs

In Abbildung 24 sind das SOLL-/ und 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 Abweichungen 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 den Versuchen ändert. Alle diese Probleme führen zur einer Ungenauigkeit der gemessenen Energie und des gerechneten Rückspeis-Wirkungsgrads. Das DBV-Signal von dem Speicher-DBV wurde während des Versuchs immer als einem konstanten Wert gehalten, wurde daher nicht gezeigt.

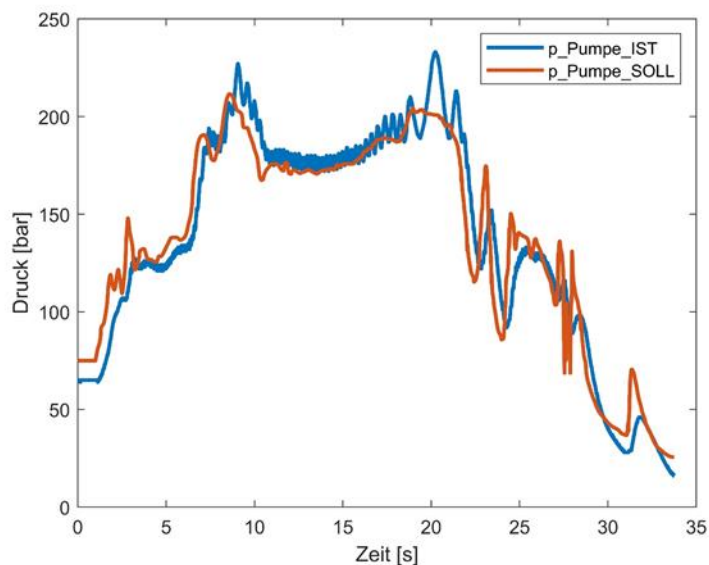


Abbildung 24: DBV Pumpe

Steuersignal des Motor-Schwenkwinkels

In Abbildung 25 sind die SOLL-/ und IST-Schwenkwinkel des Hydromotors dargestellt. Es gibt hier auch Abweichungen zwischen den beiden Kurven und das Problem liegt bei dem Motor-Controller: Weil der Schwenkwinkel hydraulisch gesteuert wurde, kann der Controller nicht so schnell reagieren, wie z.B. in dem Diagramm zwischen 0s bis 4s, rote Linie, zu sehen. Außerdem gibt es auch eine statische Abweichung bei 0 % Schwenkwinkel, wobei der Controller immer bei ca. -3 % bleibt, vgl. Zeitraum zwischen 10s bis 35s. Aus Zeitgründen konnte das Problem mit dem Motor-Controller nicht weiter untersucht werden. Das andere Steuersignal an dem Hydromotor ist der maximale Motordruck. Dieses hat einen konstanten Wert von 350 bar und wurde hier deshalb nicht gezeigt.

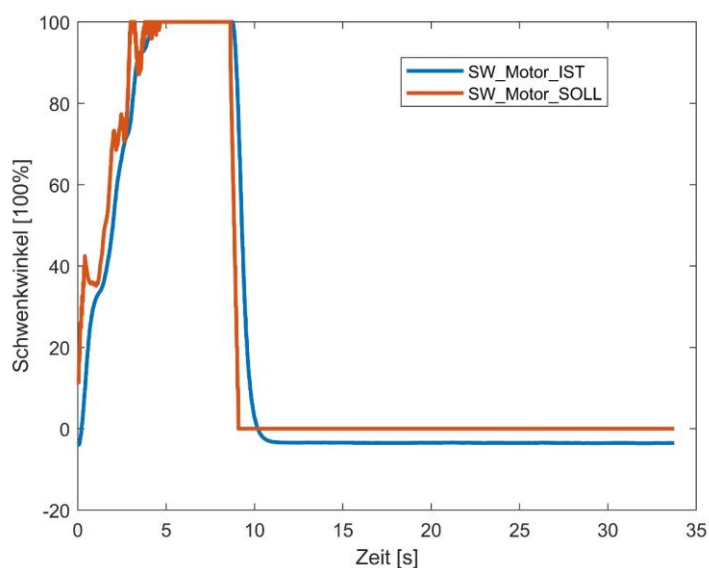


Abbildung 25: Schwenkwinkel des Hydromotors

Energiemanagement des Systems

Nachdem die Steuerungen aller einzelnen Komponenten vorbereitet sind, gibt es noch die Steuerstrategie des Systems, das sogenannte Energiemanagement, zu entwickeln. Es muss 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 Echtzeit umsetzbar; sie funktioniert unter vielen Bedingungen und auch mit 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 Vorteile, z.B. wenn ein Zyklus bekannt ist, kann die optimierungsbasierte Steuerstrategie die optimale oder die nahezu optimale Lösung berechnen. 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.

Regelbasierte Steuerstrategie

Um die Versuche reproduzierbar und vergleichbar zu machen, wird

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

In Abbildung 26 ist ein Ablaufdiagramm der regelbasierten Steuerstrategie dargestellt. Das System befindet sich zuerst immer in dem Idle-Modul. Wenn der Speicherdruck größer als 50 bar ist, dann geht das Programm weiter. Wenn eine Freigabe von dem Fahrer gegeben ist, geht das System weiter in das Rückspeisung-Modul. Dort wird immer anhand des Kompensationsgrad ($KG = M_Motor/M_Last$) der Motorschwenkwinkel bestimmt und somit die Energie aus dem Speicher an dem Motor freigesetzt. Das Rückspeisung-Modul endet, wenn der Speicherdruck unter 35 bar ist, dann geht das System in Reset-Modul. Wenn eine Reset-Freigabe gegeben ist, dann geht das System wieder in Idle-Modul und wartet auf weitere Operation.

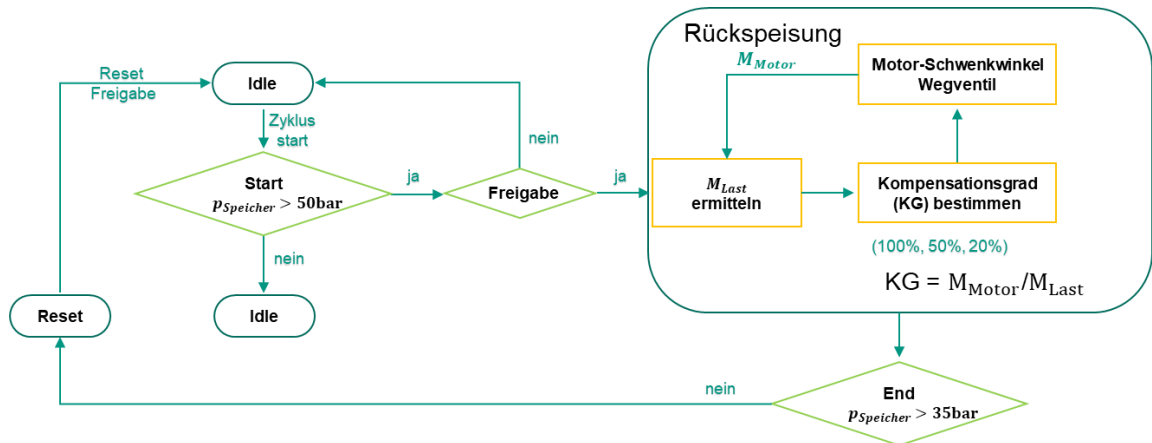


Abbildung 26: Regelbasierte Steuerstrategie

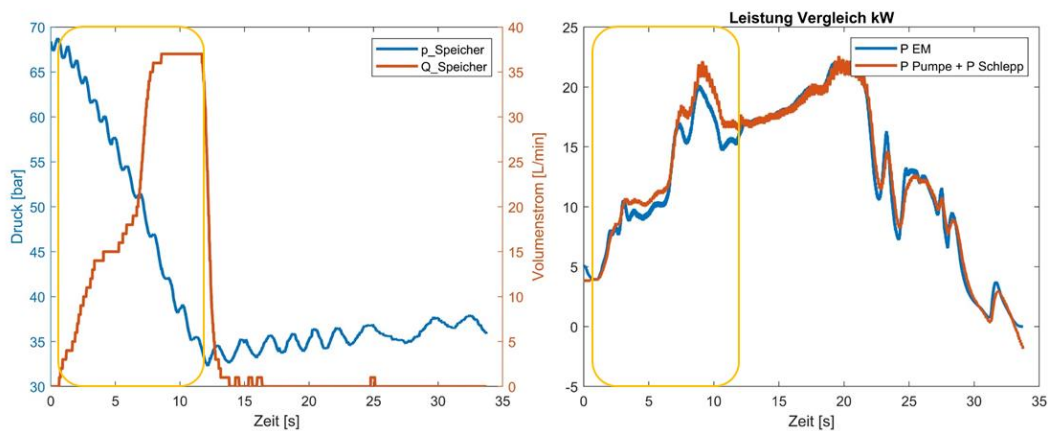


Abbildung 27: Ergebnis mit KG20

Das Ergebnis der regelbasierten Steuerstrategie mit dem Kompensationsgrad 20 ist in Abbildung 27 dargestellt. Der gelb markierte Bereich von 0s bis 12s stellt das Rückspe-Modul des Systems dar, wobei der Speicherdruck von ungefähr 68 bar bis auf 35 bar sinkt, der Volumenstrom aus dem Speicher steigt zuerst auf ca. 37 L/min und dann sinkt er wieder auf 0. Mithilfe der Speicherleistung wurde die Antriebsleistung des Elektromotors (blaue Linie) reduziert, wobei er sich während der Rückspeisung immer unter der Belastungsleistung (rote Linie, die aus Pumpenleistung und Schleppleistung besteht) befindet.

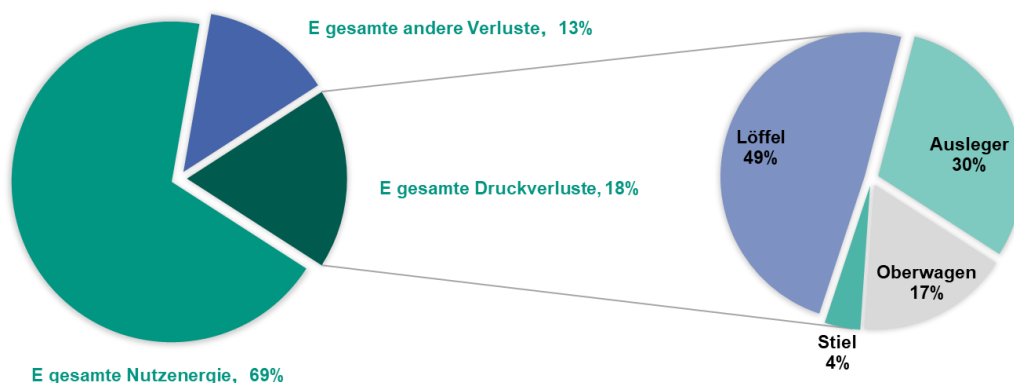


Abbildung 28: Energieverteilung des verwendeten Zyklus

Aus der Energieverteilung des verwendeten Bagger-Zyklus, siehe Abbildung 28, wurde die maximale theoretisch rekuperierbare Energie aus dem Löffelzylinder bestimmt, ca. 96 kJ. Aufgrund des niedrigen Vorspannungsdrucks des Speichers konnten im Versuch nur ca. 22 kJ Energie in Speicher eingetragen werden, wie die folgende Tabelle 2 in der dritten Spalte zeigt.

Tabelle 2: Ergebnisse der regelbasierten Steuerstrategie

Kompensationsgrad	Delta E kJ	Speicher E kJ	RW min	RW max	RW mean
Konv.	-	-			-
20%	13,6	22,1	57,0%	67,6%	61,7%
30%	15,9	22,8	65,2%	78,0%	69,9%
40%	14,3	23,3	49,1%	70,4%	61,3%
50%	14,2	23,0	51,4%	70,5%	61,5%
60%	15,4	22,8	55,2%	76,3%	67,2%
70%	16,2	22,7	60,4%	84,9%	71,5%
80%	15,7	22,7	64,2%	75,7%	69,0%
90%	16,1	22,2	64,8%	81,5%	72,6%
100%	16,8	23,3	64,9%	79,0%	72,4%

Weitere Ergebnisse mit anderen Kompensationsgraden sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Die zweite Spalte (Delta E) in der Tabelle stellt den Unterschied zwischen konventioneller Antriebsleistung und hybrider Antriebsleistung dar, entsprechend der Berechnung aus Formel 1. Der dritte Spalte steht für die hydraulische Energie aus dem Speicher und die letzten drei Spalte den minimalen, maximalen und durchschnittlichen Rückspeisungswirkungsgrad für das jeweilige Kompensationsgrad dar. Mit dem vorgestellten System und der Steuerstrategie wurde festgelegt, dass ein durchschnittlicher Rückspeisungswirkungsgrad von 67,4% erreicht werden kann. In Abbildung 29 ist der Trend des Wirkungsgrads dargestellt, wobei es immer große Abweichung es gibt, z.B. bei KG70 der Wirkungsgrad zwischen

61% bis 84% variiert. Der Grund dafür ist, dass die Dynamik des Belastung-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.

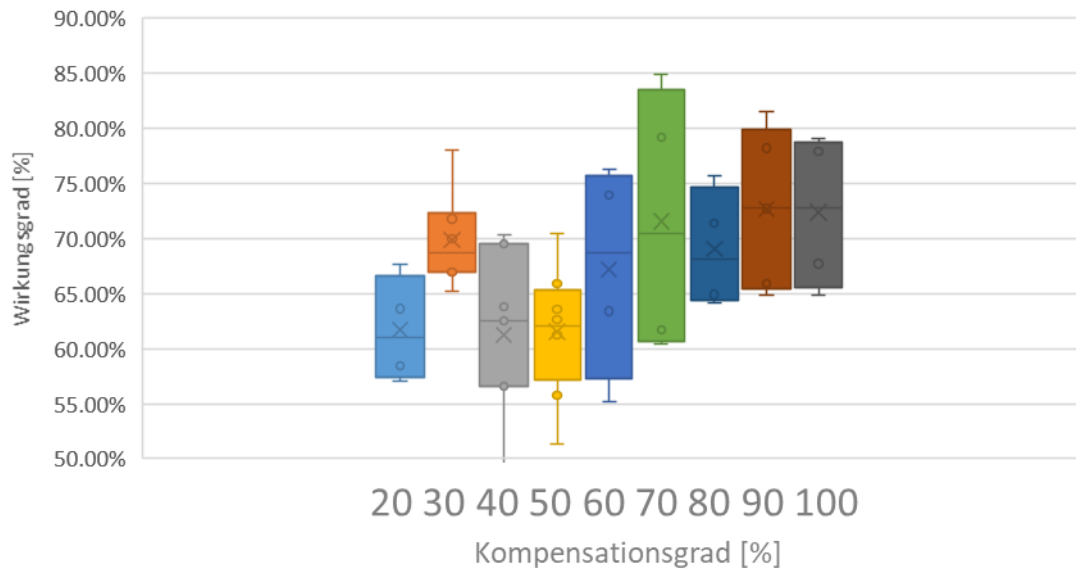


Abbildung 29: Rückspeisungswirkungsgrad der regelbasierten Steuerstrategie

Optimierungsbasierte Steuerstrategie

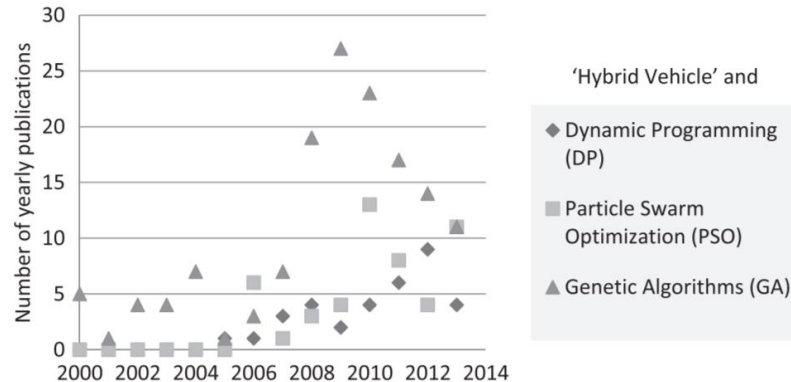


Abbildung 30: Forschungstrend im Design und Optimierungsalgorithmen von Hybridfahrzeugen[6]

Wie der Forschungstrend bei Hybridfahrzeugen in Abbildung 30 zeigt, hat die DP Methode 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.

Mit der regelbasierten Steuerstrategie hat sich bereits gezeigt, wie die Energie zurückgespeist werden kann und wie hoch der Rückspeisungswirkungsgrad ist.

- Gibt es noch smartere Methoden für das System?
- Kann der Speicher nach jedem Zyklus wieder zum initiale Zustand kommen?

- Kann der Wirkungsgrad oder der Energieverbrauch während eines Zyklus auch mitberücksichtigt werden?

Um diesen Fragen zu beantworten, wurde das Energiemanagement des Systems mit der Methode der „Dynamischen Programmierung (DP)“ weiter untersucht.

Ein typisches Arbeitsszenario einer mobilen Arbeitsmaschine ist, dass der Fahrer zu einer Arbeitsstelle fährt und dann eine Arbeit immer wiederholt. In diesem Fall bedeutet es, dass der Zyklus der Maschine bekannt ist und somit die Voraussetzung für DP erfüllt. DP braucht ein diskretes stationäres Modell, das numerisch rückwärts über einen bekannten Zyklus gelöst wird. Der Vorteil von DP besteht darin, dass DP die globale optimale Lösung findet. Der Nachteil ist, dass die Methode meist nicht in Echtzeit umsetzbar ist, aber die Ergebnisse in Regeln umgewandelt werden können.

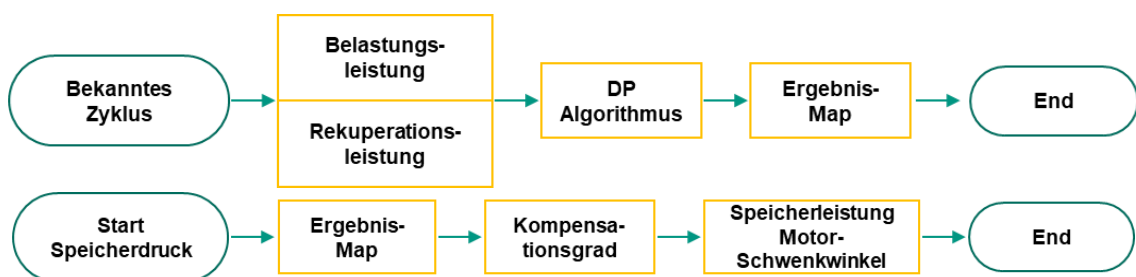


Abbildung 31: DP Berechnung & Umsetzung

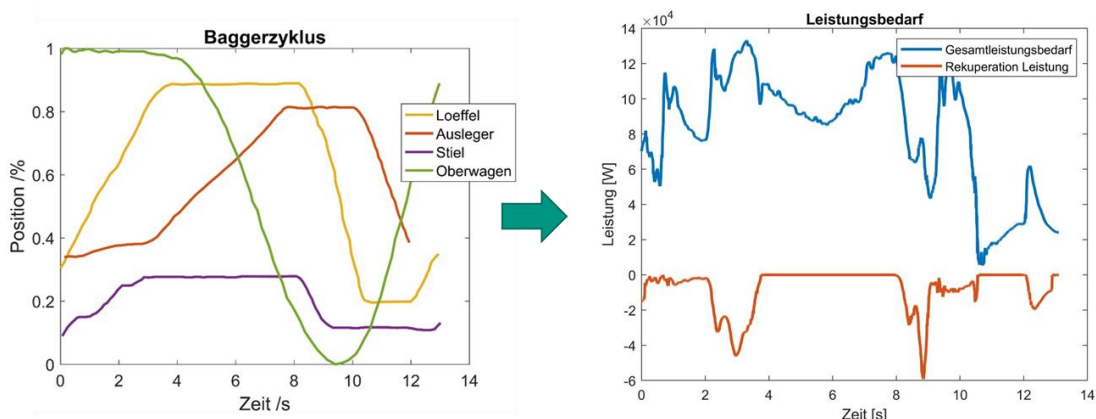


Abbildung 32: Berechnung des Leistungsbedarfs aus dem Baggerzyklus

DP-Methode hat zwei Schritte:

1. Berechnung;
2. Umsetzung, die in Abbildung 31 dargestellt sind.

Bei der Berechnung wird zuerst aus dem bekannten Zyklus die Belastungsleistung und die Rekuperationsleistung abgeleitet, siehe Abbildung 32. Das linke Diagramm zeigt die Zylinderbewegungen des verwendeten Holländer Baggerzyklus und das rechte Diagramm die ausgerechneten Leistungen, wobei die blaue Linie die Gesamtleistung des Systems und die rote Linie die Rekuperationsleistung darstellt. Die Rekuperationsleistung ist negativ definiert und zeigt die repuperierbare Leistung des Systems zu jedem Zeitpunkt. Anschließend wurde eine 5x6 Matrix als Beispiel definiert, was bedeutet 5 Druckstufen (minimaler bis maximaler Speicherdruck) und 6 Zeitpunkte (t1 bis t6), siehe Abbildung 33. Je größer die

Dimension der Matrix ist, desto komplexer ist die Berechnung. Anhand der Gesamtleistung und der Rekuperationsleistung wurden alle möglichen Speicherzustände ermittelt, die mit einem grün gefüllten Kreis dargestellt sind. Mit der DP-Methode wurden zum Schluss alle möglichen Energieänderungen zwischen allen nebeneinander stehenden Zuständen ausgerechnet und dann in 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.

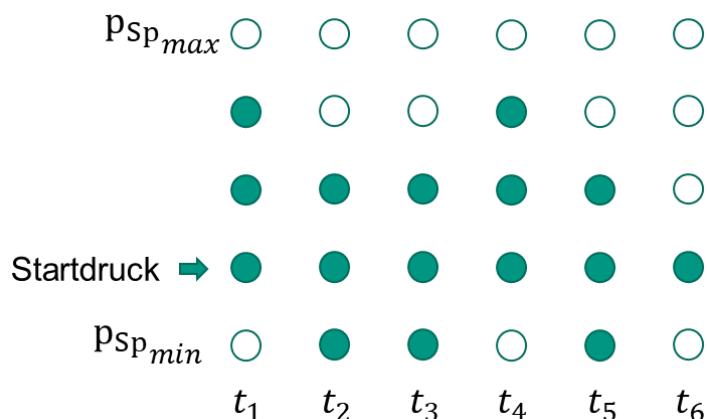


Abbildung 33: DP Zustand-Matrix

Das Ergebnis der DP-Methode ist in Abbildung 34 gezeigt. Die blaue Linie und die rote Linie sind die originale Gesamtleistung und die Rekuperationsleistung aus dem Baggerzyklus, wie in Abbildung 32 dargestellt. Die lila gestrichelte Linie ist die ausgerechnete Elektromotorleistung und die orange gestrichelte Linie die ausgerechnete Speicherleistung. Die negative Speicherleistung steht für die rekuperierte Leistung in dem Speicher und die positive Speicherleistung die wiederverwendete hydraulische Leistung aus dem Speicher. Zum Beispiel ist die Speicherleistung zwischen 4s bis 8s positiv, das bedeutet, dass die Energie aus dem Speicher an dem System zurückgespeist wurde, wobei der Leistungsbedarf des Elektromotors reduziert wurde, siehe die lila gestrichelte Linie.

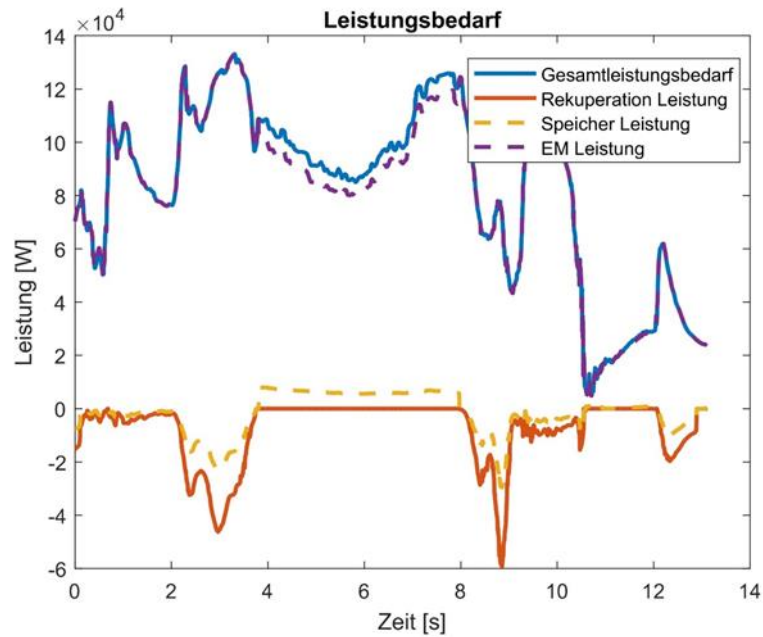


Abbildung 34: Ergebnis der DP-Methode

Ein weiteres interessantes Ergebnis der DP-Methode ist der Speicherdruck, siehe Abbildung 35. Es wurde beobachtet, dass der Start- und Ende-Druck des Speichers ungefähr gleich gehalten wurde. Der kleine Unterschied des Drucks ergibt sich aus der Komplexität der Zustand-Matrix, die in Abbildung 33 dargestellt ist. Je komplexer die Matrix, desto länger die Berechnung und desto kleiner die Speicherdruckdifferenz zu Beginn und am Ende eines Zyklus. Der optimale Kompensationsgrad wurde mit der Methode automatisch ausgewählt, um den Druckdifferenz so klein wie möglich zu halten. Eine Kompensation von 10 % in dem Diagramm bedeutet, dass bei dieser Berechnung die Speicherleistung nur max. 10% von der Gesamtleistung beträgt.

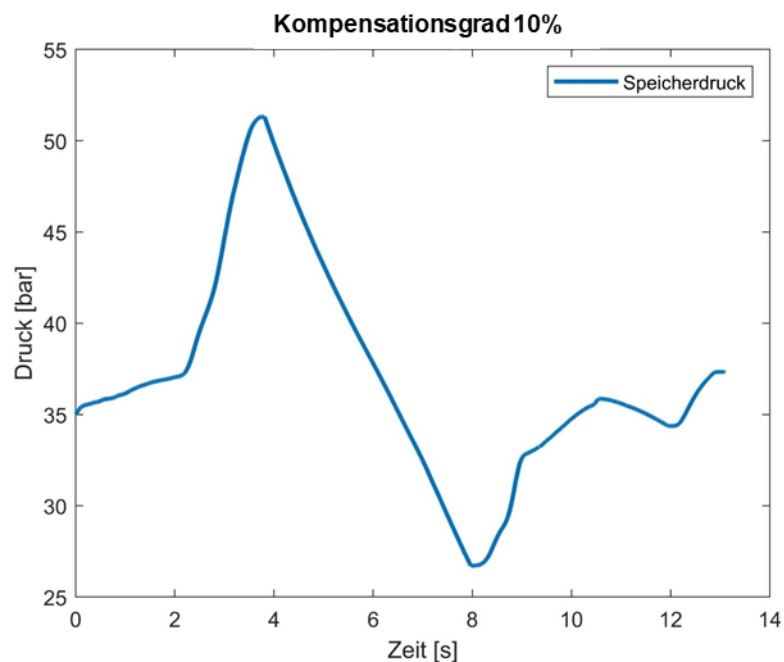


Abbildung 35: Speicherdruck der DP-Methode

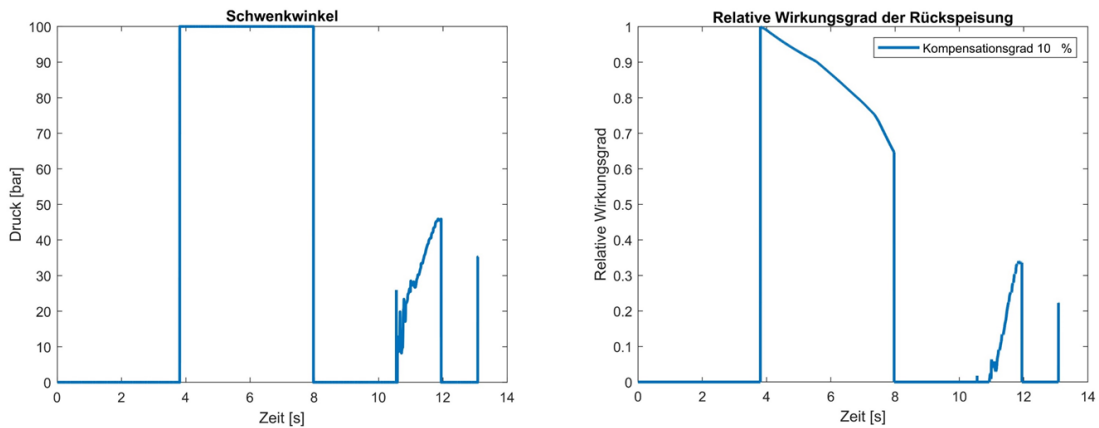
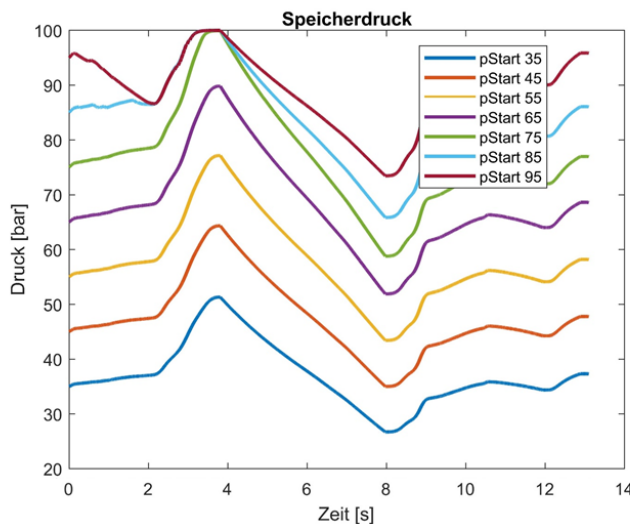


Abbildung 36: Schwenkwinkel und Wirkungsgrad der DP-Methode

Nach der Ermittlung der Speicherleistung und des Speicherdrucks kann der Schwenkwinkel und der Wirkungsgrad des Motors anhand des Motor-Verlustmodells bestimmt werden, siehe Abbildung 36. In das linke Diagramm ist der berechnete Schwenkwinkel; wenn die Speicherleistung negativ ist, z.B. von 2s bis 3,8s, würde der Schwenkwinkel des Motors bei 0% bleiben. Nur wenn die Speicherleistung positiv ist, z.B. von 4s bis 8s, kommt der Motor im Betrieb und deshalb ergibt sich ein Schwenkwinkel hier von 100%. Den Wirkungsgrad des Motors zeigt das rechte Diagramm, wobei er stark von dem Schwenkwinkel abhängt. Der höchste relative Wirkungsgrad ergibt sich bei ungefähr 3,8s, wobei der Schwenkwinkel 100% und der Speicherdruck relativ hoch bei 52 bar ist. Während der Entlastung des Speichers sinkt das Druckniveau und auch der relative Wirkungsgrad. Der Wirkungsgrad bleibt bei 0%, wenn der Hydromotor sich im Stillstand befindet. Mit diesem Diagramm wurde der Rückspeise-Wirkungsgrad berechnet, siehe Tabelle in Abbildung 37.



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 37: Rückspeise-Wirkungsgrad der DP-Methode

Weitere Ergebnisse der DP-Methode sind in Abbildung 37 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%.

Zusammenfassung des AP4s:

Der Rückspeise-Prüfstand wurde mit der Variante Verstellmotor aufgebaut und in Betrieb genommen. Eine regelbasierte Steuerstrategie wurde entwickelt und am Prüfstand getestet. In Vergleich dazu wurde eine optimierungsbasierte Steuerstrategie, die DP-Methode, adaptiert und simulativ untersucht. Der maximale Rückspeise-Wirkungsgrad der regelbasierten Steuerstrategie beträgt 68,5% und der durchschnittliche Rückspeise-Wirkungsgrad 61,6%. Mit der DP-Methode kann der Speicherzustand nach einem Zyklus immer gleich gehalten und ein Rückspeise-Wirkungsgrad von bis zu 62,1% erreicht werden.

AP4 wurde vollständig bearbeitet und ist damit abgeschlossen.

	MOBIMA
Mannmonate Projektingenieur	6 MM (100 %)
Mannmonate stud. Hilfskraft	6 MM (25 %)

2.5. Arbeitspaket 5: Dokumentation

	MOBIMA
Mannmonate Projektingenieur	2 MM (100 %)
Mannmonate stud. Hilfskraft	0 MM (25 %)

3. Verwendung der Zuwendung

Wissenschaftlich-technisches Personal:

	MOBIMA
Mannmonate Projektgenieur	26 MM (100 %)
Mannmonate stud. Hilfskraft	24 MM (25 %)

Geräte:

Rückspeise-Prüfstand	26.560,80 €
Axialkolben-Verstellpumpe	11.621,93 €
Axialkolben-Verstellpumpe (Belastungseinheit)	9.435,03 €
SUMME	47.617,76 €

Leistungen Dritter:

Es wurden keine Leistungen Dritter in Anspruch genommen.

4. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Die im Projekt geleisteten Arbeiten waren für die Erreichung der Ergebnisse notwendig. In regelmäßigen Abständen wurde der PA über die Ergebnisse informiert und die weiteren Projektarbeiten vereinbart. In AP1 wurden die möglichen Rückspeisevarianten recherchiert, analysiert und vorausgewählt. Anschließend wurden in AP2 alle ausgewählten Varianten in der Simulationsumgebung untersucht und anhand des berechneten Energierückspeisungswirkungsgrads miteinander verglichen. So wurde die dominante Variante identifiziert und im Weiteren auf den Prüfstand appliziert und erprobt. In AP3 wurde der Ventilprototyp in Zusammenarbeit mit der Firma HAWE entwickelt, gefertigt und auf Prüfstand getestet. Die Charakteristik und die Performance des Ventils wurden ermittelt. Durch die Bearbeitung von AP4 wurde sichergestellt, dass die für das Projekt notwendige Prüfumgebung einsatzbereit ist. Die aufgeführten Ergebnisse sind daher der geleisteten Arbeit angemessen.

5. Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft, Einschätzung zur Realisierung sowie Veröffentlichungen

Während der Projektlaufzeit wurden die in der folgenden Tabelle aufgeführten Transfermaßnahmen durchgeführt.

Maßnahme	Ziel	Ort/Rahmen	Datum	Anmerkung
Projekttreffen	Präsentation des Projektfortschritts, Diskussion der Ergebnisse und Abstimmung des weiteren Vorgehens	Webkonferenz über Teams	26.03.2020 12.11.2020 21.05.2021 03.02.2022	Kickoff Abschluss
Internetauftritt	Schaffung einer allgemeinen Information zu den Projekthinhalten	Internet, Mobima-Homepage	kontinuierlich	Kontinuierliche Aktualisierung;
Vorstellung Projektergebnisse	Bekanntmachung der Projektergebnisse in einem einschlägigen Kreis der Hydraulikbranche und wissenschaftliche Diskussion der Ergebnisse	Mitgliederversammlung des Forschungsfond Fluidtechnik	28.06.2022	

Eine Veröffentlichung von Forschungsergebnissen auf Tagungen oder in Fachzeitschriften hat entgegen des Projektantrags während der Projektlaufzeit auf ausdrücklichen Wunsch des projektbegleitenden Arbeitskreises nicht stattgefunden. Eine Veröffentlichung der Projektergebnisse ist nach Projektende vorgesehen und in der nun folgenden Tabelle für Transfermaßnahmen nach Projektende aufgelistet.

Maßnahme	Ziel	Ort/Rahmen	Datum	Anmerkung
Pflichtveröffentlichung	Bekanntmachung der Projektergebnisse	Homepage des Mobima	06.07.2022	
Beitrag in Fachzeitschrift	Vorstellung des Projekts und der Ergebnisse in einem weiten Kreis von Unternehmen	Einschlägige Fachzeitschriften oder Onlineportale	Im Jahr 2022 oder später, je nach Möglichkeit	
Beitrag auf Tagung	Diskussion der Ergebnisse in Wissenschaft und Industrie	Antriebstechnische bzw. branchenspezifische Tagungen	Im Jahr 2022 oder später, je nach Möglichkeit	

Die in den Transferplänen aufgelisteten Maßnahmen sind entweder planmäßig umgesetzt worden und teilweise bereits konkret terminiert. Von einer Umsetzung der weiteren geplanten Maßnahmen ist daher auszugehen. Die Realisierbarkeit des Transferkonzepts wird daher als sehr hoch eingeschätzt.

6. Darstellung des wissenschaftlich-technischen und wirtschaftlichen Nutzens der erzielten Ergebnisse insbesondere für KMU sowie ihres innovativen Beitrags und ihrer industriellen Anwendungsmöglichkeiten

Im abgeschlossenen Forschungsprojekt wurden zum Ersten Möglichkeiten zur Rückspeisung rekuperierter Energie recherchiert und bewertet. Diese Erkenntnisse sind für die Industriepartner, z.B. bei der Entwicklung hybrider Antriebsstrukturen, von Nutzen. Insbesondere KMU besitzen heute nicht die Kapazitäten, solche grundlegenden Arbeiten durchzuführen. Sie erhalten so aber die Möglichkeit die Effizienz neuer Antriebslösungen mit Rekuperationspotential abzuschätzen.

Zum Zweiten wurde der im Projekt entwickelte Ventilprototyp im Projektprüfstand getestet und validiert. Die Ergebnisse stehen den Industrieunternehmen unmittelbar zur weiteren Entwicklung und Einführung eines Load-Sensing-Systems mit Rückspeisemöglichkeit in die Serienfertigung zur Verfügung.

Das Thema Energieeffizienz ist weiterhin aktuell. Die im Projekt erzielten Ergebnisse stellen zum Dritten einen wertvollen Beitrag zur weiteren Energieeinsparungen in mobilen Arbeitsmaschinen dar und sind daher als innovativ zu bewerten. Methodisch wurde gezeigt, wie die Effizienz durch die Rückspeisung bewertet werden kann.

Die Problematik der Anpassung des Druckniveaus an die Bedarfe der Verbraucher wurde im Forschungsprojekt klar herausgearbeitet. Obwohl ein Effizienzsteigerungspotential in Höhe von 20 % in einem Referenzsystem identifiziert wurde und der Rückspeisewirkungsgrad zwischen 65 und 70 % lag, konnten nur 3 bis 4 % der Energie zurückgewonnen werden. Die Anpassung des Druckniveaus wurden am Ende Forschungsprojekts thematisiert und Lösungen sind die Grundlage für weitergehende Forschungsanträge.

Anhang

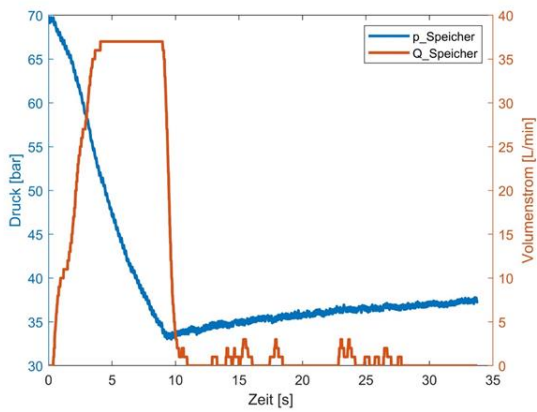


Abbildung 38: Ergebnis der regelbasierten Steuerstrategie mit KG50

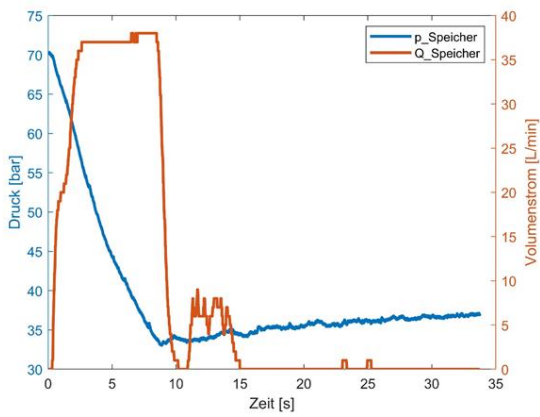
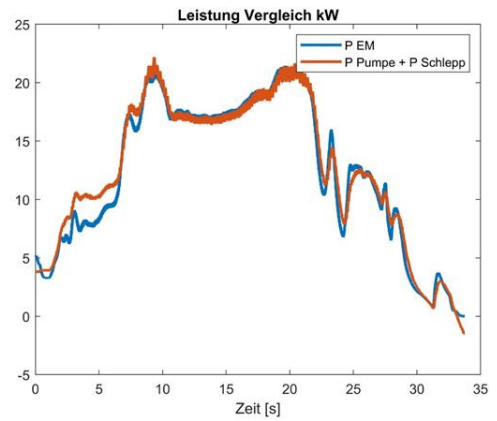
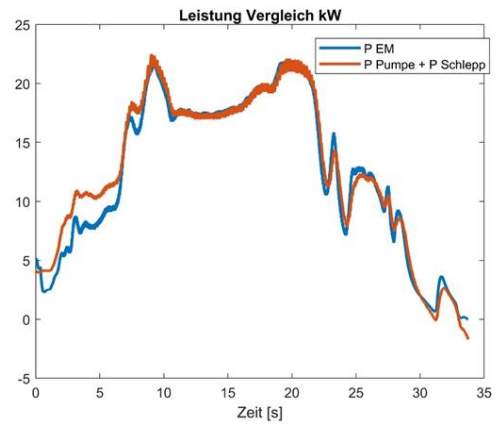


Abbildung 39: Ergebnis der regelbasierten Steuerstrategie mit KG100



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: 10.1515/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.