

# 119

Karlsruher Schriftenreihe  
Fahrzeugsystemtechnik

## 13. Kolloquium Mobilhydraulik

8./9. Oktober 2024, Karlsruhe

**MHK**.13  
Kolloquium Mobilhydraulik  
Karlsruhe



## **13. Kolloquium Mobilhydraulik**

Karlsruhe, 8./9. Oktober 2024

Veranstaltet von

Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima),  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN),  
Technische Universität Braunschweig

VDMA Fachverbände: Bau- und Baustoffmaschinen,  
Fluidtechnik, Landtechnik

WVMA – Wissenschaftlicher Verein für Mobile  
Arbeitsmaschinen e. V.

Herausgegeben von

Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima),  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

WVMA – Wissenschaftlicher Verein für Mobile  
Arbeitsmaschinen e. V.

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik  
Band 119**

Herausgeber

**FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik**

Prof. Dr.-Ing. Martin Cichon

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Prof. Dr.-Ing. Luise Kärger

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbau und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

# **13. Kolloquium Mobilhydraulik**

Karlsruhe, 8./9. Oktober 2024

Herausgegeben von

Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima),  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

WVMA – Wissenschaftlicher Verein für Mobile  
Arbeitsmaschinen e. V.

## Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
KIT Scientific Publishing  
Straße am Forum 2  
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark  
of Karlsruhe Institute of Technology.  
Reprint using the book cover is not allowed.

[www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu)



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –  
is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY 4.0):  
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons  
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):  
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2024 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058 (Schriftenreihe)  
ISSN 2510-7283 (Tagungsband)  
ISBN 978-3-7315-1381-0  
DOI 10.5445/KSP/1000173591







# Vorwort

Meine sehr geehrten Damen und Herren,

das 12. Mobilhydraulikkolloquium fand sehr erfolgreich in Braunschweig statt, so dass wir zum 13. Kolloquium wieder nach Karlsruhe eingeladen haben. Aber was hat es eigentlich mit der Zahl „13“ auf sich? Viele meiden diese Zahl, doch bei genauer Recherche stellt man fest, dass die 13 auch positiv besetzt ist: in der jüdischen Tradition gilt sie als Glückszahl und die Zahl ist auch in der Fibonacci-Folge enthalten, mit der zu Beginn des 13. (!) Jahrhunderts das Wachstum einer Kaninchenpopulation beschrieben wurde. Mit großer Freude blicke ich somit auf dieses Mobilhydraulikkolloquium und sehe die positiven Aspekte.

Was aber genau erwartet Sie? Seit Anbeginn zeigt das Kolloquium umgesetzte Lösungen im Bereich der Mobilhydraulik. Es wird also nicht nur einfach anhand von Folien und schönen Bildern diskutiert, sondern handfest Lösungen demonstriert. In diesem Jahr erwarten wir zum Beispiel ein elektrifiziertes Kommunalfahrzeug, eine Feldspritze, eine Stelzenradmaschine und eine Simulationsumgebung zur modellbasierten Entwicklung. Ich denke, damit haben wir ausreichend Gelegenheit „am Objekt“ zu diskutieren.

Die Veranstaltung findet in diesem Jahr am Campus Ost des KIT in den Räumen des Mobima statt. Für die Präsentationen mag der Ort nicht ganz optimal sein, aber er liegt in unmittelbarer Nähe zu den Exponaten. So kann zu jeder Zeit die umgesetzte Lösung betrachtet und mit Experten darüber diskutiert werden. In diesem Sinne wünsche ich Ihnen ein erfolgreiches Kolloquium.

*Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer*

*Leiter des Institutsteils Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) am KIT*

# Partner des 13. Kolloquiums Mobilhydraulik

## Wissenschaftliche Partner



## Sponsoren



# Inhaltsverzeichnis

S. Antoni L. Brinkschulte J. van Turenhout	Spray Height Control – Sprayer Boom Control and Suspension in One	1
P. Arbogast W. Müller J. Müller	Identifizierung und Reduzierung der Ge- räuschemission einer Radialkolbeneinheit	19
<i>Bosch Rexroth</i>	<i>Accelerate your digital transformation</i>	30
D. Bayer T. Wagner T. Wolfanger	Der Mobilbagger neu gedacht – Elektrifizie- rung mobiler Arbeitsmaschinen unter dem Paradigma hoher Leistungsfähigkeit bei hoher Energieeffizienz	31
P. D. Fischer M. Keil R. Pelz D. Frankiewicz M. Wetjen H. Zhang	Electrified Pumps for Mobile Hydraulics – State of the Art, Challenges and Chances	53
R. Konradt S. Schmidt A. Scholz	Konzeption einer Mobilhydraulik für eine Stelzradzugmaschine	101

<i>John Deere</i>	<i>Farm Smart. Volle Fahrt voraus.</i>	<i>118</i>
B. Müller H. Baum	Simulation im Lebenszyklus der mobilen Arbeitsmaschine	119
M. Otten L. Frerichs P. Winkelhahn	Nachhaltige Fluide für die Mobil- und Stationärhydraulik	145
R. Schrempp S. Kowieski F. Koska R. Baumann	Vernetzung automatisierter Maschinen – Partnering Solutions mit InMach und BOSCH Rexroth	169
J. Sprink B. Sender K. Schmitz	Echtzeitauswertung von Messdaten zur Erstellung eines Zyklusprofils von Baggern im Straßenbau	179



# Spray Height Control – Sprayer Boom Control and Suspension in One

*Steffen Antoni<sup>1</sup>, Dr.-Ing. Lars Brinkschulte<sup>1</sup>, Jeroen van Turenhout<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> *ARGO-HYTOS GmbH, 76703 Kraichtal-Menzingen, Germany*

*E-Mail: s.antoni@argo-hytos.com; Tel.: (+49)7250 76 542*

<sup>2</sup> *Kverneland Group Nieuw-Vennep BV, 2153 LR Nieuw-Vennep BV, Netherlands*

## **Abstract**

An agricultural sprayer can apply crop protection products or liquid fertilizer evenly to crops. To achieve a homogenous distribution, the sprayer boom must always be guided at the same distance of the crops.

This paper presents an extended boom guidance system based on hydro-pneumatic suspension technology. Not only can the system adjust the height and tilt of the sprayer boom, it can also adjust the boom wings individually to better follow the field contour. First, the state of the art of boom guidance systems is explained and compared to the hydropneumatic suspension approach. The paper also includes an intensive comparison of possible implementations for the individual wing adjustment, a brief insight into the control system, first field results and a preview of further tests.

**Key words:** sprayer, boom guidance, hydropneumatics suspension, field contour

## 1 Introduction

Crop protection machine manufacturers face increasing demands for more precise and efficient spraying to protect the environment and reduce costs. Technology in this field has rapidly developed, including systems for automatic boom control. An automatic boom control system usually has to maintain a certain distance between the spray nozzles and the plant canopy. At the same time, these systems must be as independent as possible from external influences and forces. For this reason, the machine chassis and the boom have to be decoupled from each other.

This paper will introduce an enhanced version of the ARGO-HYTOS hydro-pneumatics approach for boom control systems. In addition to the already presented height and tilt control, the system can also adjust the boom wings individually and therefore fit the field contour even better.

## 2 State of the art

Basically, in sprayers there are three mechanisms for positioning the boom: lifting and lowering, tilting, geometry adaptation.

The mainframe moves in a rail guide or parallelogram to lift and lower the whole boom. It can be lowered by the force of gravity, so it only needs plunger cylinders. A small accumulator is optional to dampen big shocks, see Figure 2.1 left.

In a lot of machines, the tilt of the boom is realized by means of a kinematic linkage of the mainframe, an additional subframe and the boom itself, see Figure 2.1 right. A mechanical spring-damper with low springrate decouples the machine chassis from the spray boom. The subframe ensures consistent suspension characteristics (stiffness and damping) regardless of the inclina-

tion of the boom. Both the subframe and boom pivot on the mainframe, which is part of the sprayer's chassis. The subframe is connected to the mainframe via springs and dampers, and a hydraulic cylinder between the subframe and boom completes the kinematic chain. The tilt is initiated by actuating the cylinder, whereby the subframe rotates first due to its lower inertia compared to the entire boom. This rotation tensions one spring and relieves another, applying a force to the subframe that translates into movement. The boom starts to move due to the stiff cylinder.

In addition to the tilting of the entire boom, the boom wings or even sections of them can be angled independently. This is done by means of hydraulic cylinders. As the number of sub-sections increases, the boom follows the field contour even better. Since the boom is already decoupled via the tilt mechanism, no additional suspension is required.

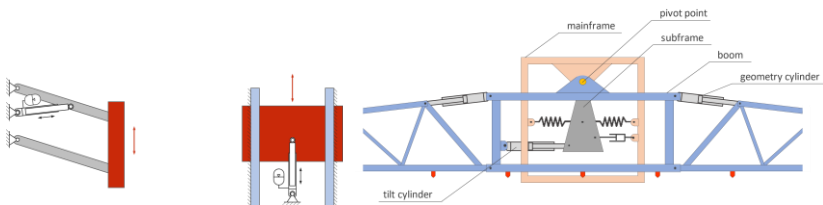


Figure 2.1: State of the art boom control

The subframe increases the effort required in terms of design, materials and costs. In addition, the suspension characteristics of such systems are fixed and can only be adjusted with greater effort.

The tilting cylinder can also be connected directly between the main frame and the boom. Pressure control valves are used to adjust the position of the boom. When driving over an obstacle, the high inertia of the boom compensates for the inclination of the chassis. However, this method does not

provide a real suspension effect, as the energy dissipates from the system during the described adjustment.

In today's systems on the market, boom adjustment is automatic. The distance between the nozzles and the plant canopy is detected by ultrasonic sensors and adjusted to the target position using electronics.

### 3      **Hydropneumatic approach**

As described in the approach above, decoupling of the boom from the chassis can be done fully hydraulically, with a direct connection of the tilt cylinder between the chassis and boom, see Figure 3.1. The suspension characteristics can be provided by additional hydraulic accumulators.

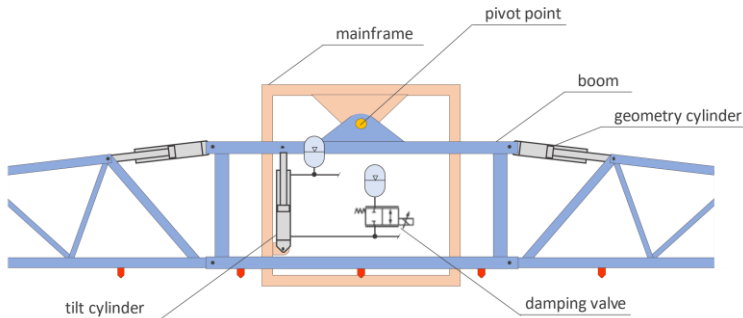


Figure 3.1: Boom control using hydropneumatics suspension technology

The spring stiffness is predefined by accumulators (size and precharge pressure) and adjustable through hydraulic pre-tensioning of the cylinder rod side. The suspension characteristics can easily be adjusted to different boom sizes and kinematics by changing the variables that influence the



suspension on the tilt cylinder (preload pressure, accumulator size and precharge pressure). The advantage of this approach is that the accumulators are storing the hydraulic energy during a suspension movement and release it when needed. Since no control valves need to be activated in these situations, the energy consumption is lower compared to systems using pressure control valves (see previous chapter). For a more detailed analysis on the spring rate, see [1].

The damping of the system comes primarily from the system itself: the friction in the cylinders and joints. However, for a decent suspension performance, the friction of the cylinders and joints must be as low as possible. Additional and adjustable damping based on hydrodynamic friction can be achieved by varying the flow resistance between the cylinders and the accumulators. For example, when the cylinder is compressed, the flow resistance creates a higher pressure level at the valve inlet and thus in the cylinder. This causes an additional force to be introduced into the cylinder, counteracting the movement. By changing the variable flow resistance, the damping can be adapted to different soil and working conditions. More detailed investigations on damping can be found in [2].

This system structure allows for a suspension that is independent of the position with a simpler mechanical design than conventional mechanical methods. The complicated subframe and the mechanical spring/damper elements are no longer needed. In addition to the design advantages, this also offers a benefit in terms of system costs. Moreover, a more direct control of the tilt movement can be achieved because the boom is directly connected to the cylinder. The suspension characteristics can be modified easily to suit different sprayer booms and the damping can be varied to match different field and working/ground conditions.

## **4 From SHC 1.0 to SHC 2.0**

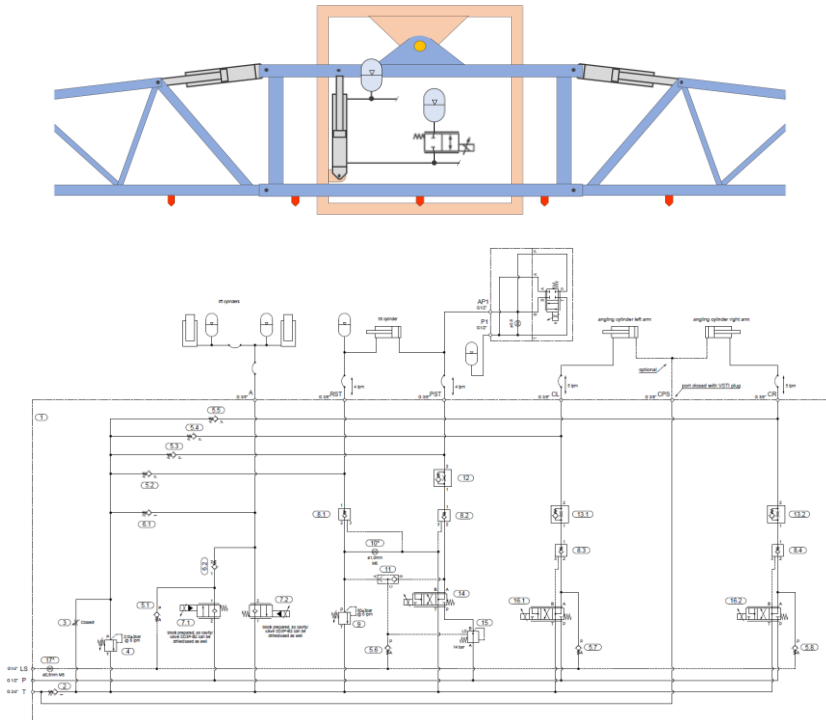
The first version of the ARGO-HYTOS spray height control using hydropneumatic suspension technology, called SHC 1.0, is already on the market and was presented in [1] and [2]. It includes height and tilt control of the entire boom. Through extensive customer testing, as well as our own field trials in the Kraichtal region, we recognized the need to develop the system to allow contour adjustment in hilly terrain.

The requirements for such a system are the same as for the development of the SHC 1.0 version: The system should adjust the control deviation detected by the sensors as quickly and precisely as possible. At the same time, the energy input should be as low as possible. Then, there is the challenge of the high inertia of the boom, but also the fact that the individual wing angulation changes the center of mass of the boom and can influence the suspension performance and stability of the system.

In the following, various approaches are presented and compared regarding the above-mentioned requirements and challenges.

### **4.1 Variant 1**

In the first approach, the suspension / decoupling of the boom is realized with the help of the tilt cylinder and the corresponding connected accumulators, the same as in SHC 1.0. The tilt cylinder connects the mainframe directly to the boom. To follow the field contour, cylinders at each boom are adjusted synchronously.



The boom height can be adjusted using valves 9.1 and 9.2. The small accumulator is used to absorb heavy shocks.

Valve 14 controls the oil flow to the piston and rod chamber of the tilt cylinder and thus the actual tilt movement of the boom. When valve 14 is de-energised, the two pilot-operated check valves 8.1 and 8.2 are used to separate the oil between the cylinder and the hydraulic manifold. The rod side pressure, set by valve 9, is constant for all conditions to maintain consistent suspension characteristics after active repositioning of the boom. So far, the system design is the same as on the SHC 1.0, see [1] and [2].

Valves 16.1 and 16.2 are used to adjust the angle of the individual boom wings, i.e. the contour. The cylinders are only subjected to pulling forces, so

only the rod side of the cylinders needs to be pressurized. The piston side is either at ambient pressure or drained through the tank line.

The control is designed so that both contour cylinders always make the same movement. This leads to a superimposed movement of contour and tilt cylinders in most control processes.

An example is shown in Figure 4.1: If there is the request to lift the boom on the left side, the contour is adjusted to a V-shape by retracting both contour cylinders. Additionally, the entire boom is tilted clockwise so that the distance of the right side is still the same and the new position request for the left side is also fulfilled. During the contour movement the boom's horizontal center of gravity does not change and therefore the spring rate keeps constant.

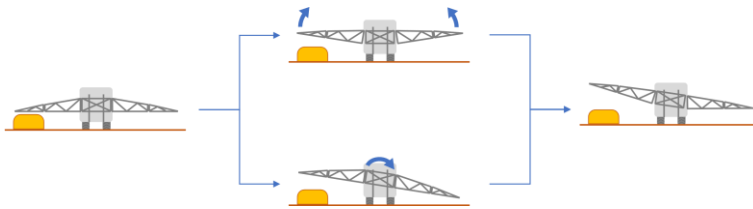


Figure 4.1: SHC 2.0, Variant 1 – Exemplary movement

The pivot point of the entire boom is always above the vertical center of gravity. In the event of a suspension, the system will therefore always return to the neutral and stable position.

This system approach requires three cylinders and three position valves. The (suspension) tilt cylinder, responsible for decoupling the boom from the chassis, must be designed with low friction. There are no special requirements for the two contour cylinders.

Figure 4.2 shows a further variation of the approach described above.

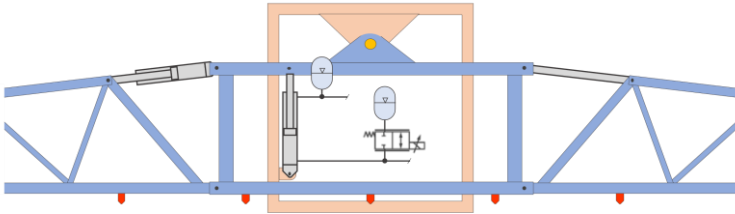


Figure 4.2: SHC 2.0, Variant 1 – Simplified solution

Only one wing is angled. To achieve the same contour position as in the previous concept, the wing must be angled doubly. Due to kinematic constraints, however, the maximum angulation may be limited. This means that the maximum reachable contour is probably also limited. The effect that the contour change is accompanied by a change in the horizontal center of gravity position can be assumed as rather minor due to the only small shift of the horizontal center of gravity. Furthermore, the asymmetrical angulation of the boom could be compensated by changing the design so the pivot point of the wing with its contour cylinder is placed closer to the horizontal center of the overall boom.

Due to the fewer number of components required (cylinders, position valves, ...), this approach does have potential, especially when it comes to cost-sensitive applications.

## 4.2 Variant 2

Alternatively, the hydropneumatic suspension can be realized with the help of the cylinders of the individual wings without a separate tilting cylinder. The middle frame stays level, and the wings adjust to follow the ground contour, see figure 5.

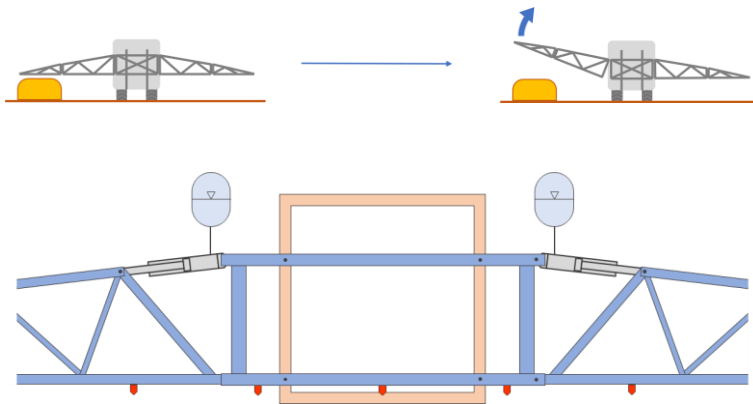


Figure 4.3: Tilt and contour combined in only two cylinders

The mechanical structure shows that the forces pull on the cylinder. The maximum pressure on the rod side requires a certain ring area of the cylinder. As the rod must not be too small, a large piston diameter is required. To achieve the low spring stiffness and a natural frequency of 0.1 Hz for tilting, large accumulators are required. To avoid these large cylinders and accumulators, a kinematic is introduced, which converts pulling forces into pushing forces. By skillfully selecting the kinematic parameters, the cylinders and also the accumulators can now be dimensioned smaller, see Figure 4.4.

The boom height can be adjusted using valves 9.1 and 9.2. The accumulator is used to absorb pressure peaks.

A tilting movement of the boom can be controlled with valve 13. Due to the coupling of the two piston chambers of the cylinders, cylinder 1 retracts when cylinder 2 extends. When valve 13 is de-energized, the two pilot-operated check valves 8.1 and 8.2 are used to separate the oil between the cylinder and the hydraulic manifold. Valve 9 is used to preload the rod side of the cylinders to adjust the spring stiffness. The cylinder rod chambers are connected to the accumulators via valve 17. The damping can be adjusted by varying the valve cross-section.

Valve 15 is used to adjust the contour of the boom by extending or retracting the contour cylinders in parallel. The accumulator on the piston side is only used to prevent cavitation and can be relatively small.

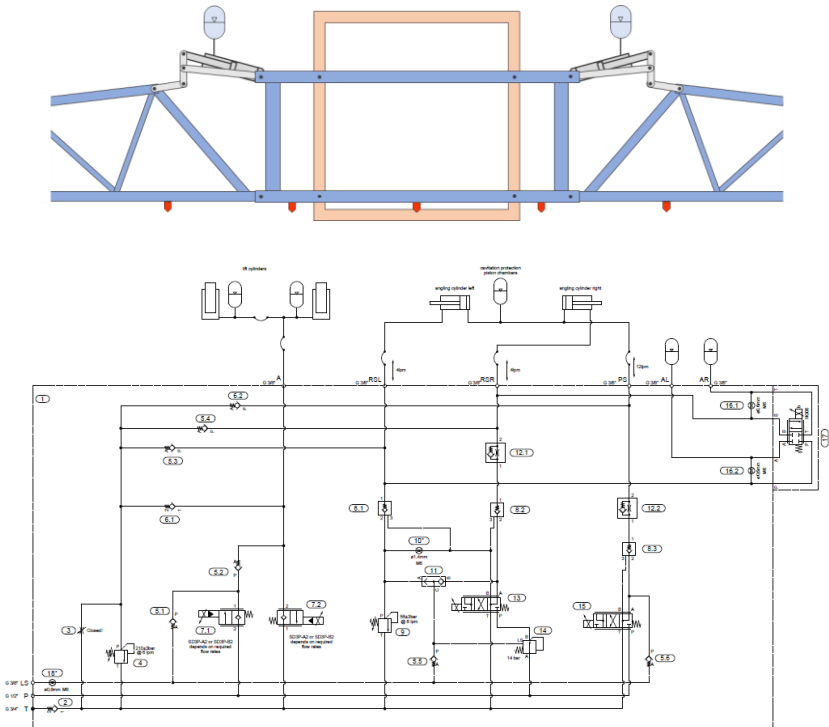


Figure 4.4: SHC 2.0, Variant 2

The kinematics of the lever are of major importance. If an external force is applied to one wing of the boom in the case of suspension, i.e. no position valve is activated, this half of the boom moves. Due to the hydraulic coupling, the cylinder of the other boom wing moves in the opposite direction. Because of the kinematic chain (main frame, cylinder and lever linkage), this movement is not uniform, i.e. one boom wing moves more than the other.

The consequence is a change in the potential energy in the overall system, a change in the force ratios and thus a change in the suspension characteristics.

The pivot point of the individual booms is sometimes below the vertical center of gravity. If the design of the kinematic lever is poor, the linkage may no longer attempt to swing back to its initial position when a tipping point is exceeded, but instead move to another extreme point.

In order to design the kinematics in such a way that the change in potential energy is minimized, a corresponding method was developed. For this study only the suspension case is considered, i.e. the position valves are not energized. First, the main influencing variables (e.g. lever ratios, cylinder connection points, ...) on the change in the potential energy of the kinematics are defined by a sensitivity analysis. Optimized kinematics can then be calculated. Figure 7 shows an exemplary result of an optimization.

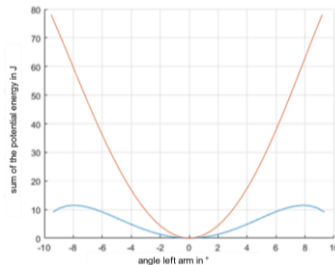


Figure 4.5: SHC 2.0, Variant 2 – Design optimization

The x-axis shows the angle of the left wing relative to the horizontal starting position. An angle of the left wing not equal to 0 also results in an angle of the right wing not equal to 0. The Y-axis shows the change in the sum of the potential energy  $\sum E_{\text{pot}}$  relative to the horizontal starting position, calculated from the vertical center of gravity positions of the respective boom wings



( $CG_{\text{vertical,left}}$ ,  $CG_{\text{vertical,right}}$ ), the acceleration due to gravity  $g$  and the mass of a boom wing  $m$ .

$$\sum E_{\text{pot}} = (CG_{\text{vertical,left}} + CG_{\text{vertical,right}}) \cdot g \cdot m \quad (4.1)$$

The red curve shows the curve for a kinematic design that was used as the initial design. The blue curve shows the curve for an optimized design. The optimization can reduce the change in potential energy to 1/5. However, it can also be seen that the change in potential energy decreases from an angle change of  $+8^\circ$ . This means that the linkage no longer returns to its initial position from a suspension displacement bigger than  $8^\circ$ .

One big advantage of this system is that only two cylinders and therefore two position valves are needed. Both cylinders have a suspension task and must therefore be designed with low friction. The center section can be connected directly to the main frame and does not have to be pivoted.

All the system approaches described above have their advantages and disadvantages. Due to the complexity of the lever linkage, concept 1 was pursued further. Furthermore, the SHC 1.0 system currently available on the market can be easily upgraded with concept 1 to make SHC 2.0. The general functions of the decoupling of boom and chassis are identical, only the contour function is added.

## 5 Electronics and control

As a system solution supplier, ARGO-HYTOS has developed a complete system that includes all electronic components in addition to the already described hydraulics. The system is completed by control algorithms developed in-house.

The distance between the nozzles and the crop canopy is measured by ultrasonic sensors. Three sensors, one in the center and two at the edges of the boom, are the minimum requirement for the boom distance control. The crop canopy detection becomes more accurate with an upgrade to five sensors, which allows a more precise boom control.

The relative rotation of the boom wings to the middle frame is measured by angle sensors, which are essential for the contour control and the collision-free boom folding. Another angle sensor measures the boom's rotation relative to the machine chassis and is also necessary to perform a collision-free boom folding.

The controller is the system's technical core. It runs the algorithms that analyze the signals from the sensors and determine the actions for the hydraulic system's actuators. The control system distinguishes between different modes, the most important of which are the following:

- *Working mode*: Driving across the field, in which a set height is to be kept as best as possible. In this case, the boom should be decoupled from the chassis as much as possible, i.e. the damping in the system is set relatively low.
- *Headland mode*: In headland mode (turning the machine around at the end of the field), the boom is set to a significantly greater distance. In this case, the system should behave as rigidly as possible – the damping is set very high.
- *Folding and unfolding mode*: The system provides support during folding and unfolding processes by automatically adjusting the boom parallel to the machine chassis, for example.

The main difficulties in creating the control algorithms were the high boom inertia on the one hand and the need for a high decoupling of chassis and boom on the other. Both factors usually cause a slow system response. Lift, tilt and contour controls that run separately and use conventional PID methods were the most effective solution for this challenge. An additional

algorithm that predicts the boom's movement compensates for its high inertia. The height control uses the center ultrasonic sensor as input, while the tilt and the contour control use all ultrasonic sensors as input.

A Windows application can be used to initialize the system during the commissioning process and to set control parameters for the specific machine type configuration.

## **6 Field results**

The system incl. the control algorithms were created using model-based development methods and real field tests. With the experience gained from SHC 1.0, it was possible to move very quickly from simulation to actual testing. After estimating the controller parameters, the system showed very good control behavior for different field conditions. A typical control task for SHC2.0 in the field is shown in Figure 8. In this test, higher crops appeared on the left side while driving along the road (at this time testing in the field was not possible). As described earlier, two control loops acted together to adjust the boom to the contour of the field. The boom wings were lifted and the complete boom was tilted. These two control processes in parallel led to a lift of the left wing while the right one remained at its height.

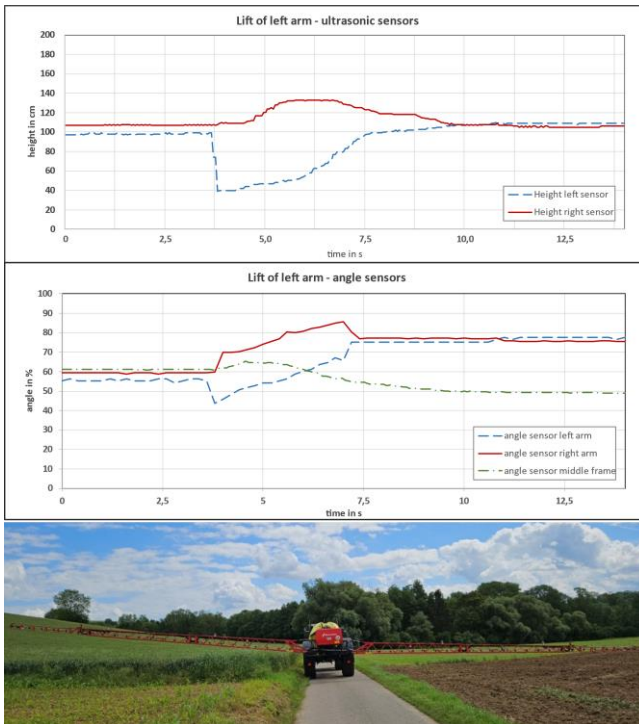


Figure 6.1: Lifting of the left boom arm

The positive effect of variable damping already mentioned in [2] could also be shown with the new extended version. Especially when turning the machine around at the end of the field, centrifugal forces act on the pendulum suspended boom leading to a tilt movement of it. Depending on the driving speed and turn radius, the boom is tilted more or less, so the inner boom tip is pushed down while the other is lifted up – the tip could hit the ground or crops, which can cause damage.

In order to prevent the boom from tilting too much when turning around the machine, the electronically controlled damping can be used to “stiffen” the tilt suspension in such situations. The measurements of figure 9 show

the tilt position of the whole boom in % (50% means boom is horizontal to the chassis) while cornering.

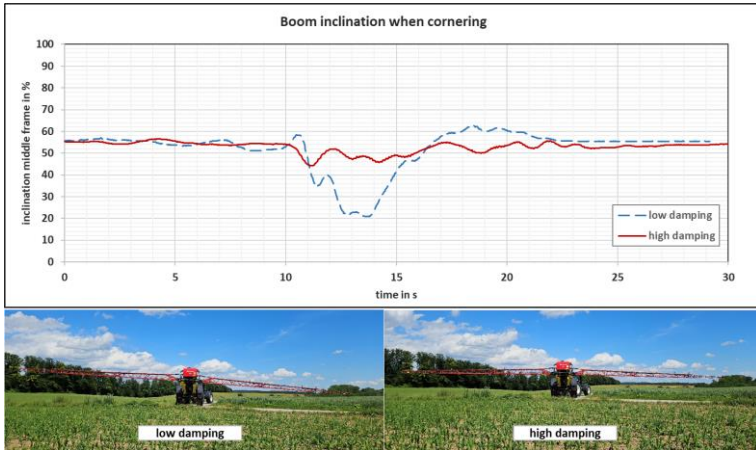


Figure 6.2: boom inclination with low and high damping when cornering

For the final validation of the system, a machine will run this summer on a test farm in Kraichtal. Due to its hilly terrain, the Kraichtal region is perfectly suited to test the expansion described in the paper.

## 7 Other applications

The boom guidance system was presented using the sprayer as an example. However, this application is just one of many in which position guidance combined with a hydropneumatic suspension approach would make sense. The use in fertilizer boom spreaders is obvious, but the use in the guide of the cutting head of combine harvesters, for example, could also be interesting.

## 8 Summary

Using hydropneumatic suspension approaches in the application of agricultural field sprayers shows several advantages. System characteristics can be adapted easily to different boom sizes. By using electronically controlled valves, further adaptations can also be done during operation. An elegant approach is presented in this paper to upgrade from SHC1.0 to SHC2.0, significantly simplifying the boom design by only using two cylinders in combination with a rigid middle section to tilt the boom and change its contour. Unfortunately, this approach creates additional challenges especially in relation to the relative shift of the center of gravity to the pivot point of the boom. A sensitivity study of an example boom kinematic showed that this could lead to unstable system behavior resulting in additional challenges for the control strategy. Because of this, an alternative concept was presented in this paper, eliminating these challenges and representing a simplification compared to the conventional concept. The system behavior and its advantages were demonstrated by measurements on the actual machine at typical operating conditions for such an application. To validate the entire system extensive field tests are planned for the season this year.

## References

- [1] Antoni, S.; Bauer, W.: Hydropneumatic Spray Boom Control - Rethinking Technology, In: 13th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, June 13-15, 2022
- [2] Brinkschulte, L.; Antoni, S.: The best of two worlds: Spray boom control with hydropneumatic suspension technology, In: AgEng-LAND.TECHNIK, Berlin, Germany, November 22-23, 2022

# Identifizierung und Reduzierung der Geräuschemission einer Radialkolbeneinheit

*Philipp Arbogast<sup>1</sup>, Werner Müller<sup>2</sup>, und Johannes Müller<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> *Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Deutschland*

*E-Mail: philipp.arbogast@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48647*

<sup>2</sup> *Müller Landmaschinen GmbH, Bonndorf, Deutschland*

*E-Mail: werner.mueller@mueller-bonndorf.de; Tel.: (+49)7703 9397 22*

<sup>3</sup> *Müller Landmaschinen GmbH, Bonndorf, Deutschland*

*E-Mail: johannes.mueller@mueller-bonndorf.de; Tel.: (+49)7703 9397 15*

## Kurzfassung

Durch die Elektrifizierung und dem Wegfall der Geräuschkulisse des Verbrennungsmotors rücken andere Geräusche in den Vordergrund. Hierzu gehören unter anderem die Geräusche von Pumpen und ihrer Komponenten. Neben der Geräuschbelastung wirken sich die für die Geräusche verantwortlichen Schwingungen negativ auf die Lebensdauer der Pumpe und ihrer Komponenten aus.

Im Beitrag wird auf das akustische Klopfen einer im Antriebstrang einer mobilen Arbeitsmaschine integrierten Pumpe eingegangen. Als Ursache für dieses Klopfen werden die Rückschlagventile vermutet, welche den Kolbenraum von Nieder- und Hochdruckseite trennen. Um dies genauer zu untersuchen wird ein Prüfstand aufgebaut. Es wird der Prüfstands Aufbau beschrieben und die verwendete Messtechnik dargelegt. Anschließend wird

vorgestellt, wie damit dem Klopfen auf den Ursprung gegangen wird. Dabei soll zuerst der Zeitpunkt des Klopfens während des Pumpenzyklus bestimmt werden. Ist dieser bekannt und daraus welches Ventil dafür verantwortlich ist, kann gezielt an diesem angegriffen werden. Es werden geplante Modifikationen vorgestellt, mit denen das Klopfen eliminiert werden soll. Falls sich herausstellen sollte, dass keines der zwei Ventile für das Klopfen verantwortlich ist, werde weiter Ideen zur Identifikation der Geräuschursache vorgestellt.

**Schlagworte:** Radialkolbenpumpe, Rückschlagventil, Geräusch, Klopfen, Lärm

## 1 Einleitung

Mit dem Wegfall lauter Verbrennungsmotoren treten andere Geräusche wie die von Pumpen und ihrer Komponenten in den Vordergrund. Dies ist auch bei der hier betrachteten Radialkolbenpumpe, welche in den Antriebsstrang einer mobilen Arbeitsmaschine integriert ist, der Fall. Im Betrieb treten Klopfgeräusche auf und sorgen für eine störende Geräuschkulisse. Neben den Geräuschen wirken sich die dafür verantwortlichen Schwingungen negativ auf die Lebensdauer der Pumpe und ihrer Komponenten aus.

In der Pumpe werden Rückschlagventile zur Trennung von Nieder- und Hochdruckseite mit dem Kolbenraum verwendet. Es wird davon ausgegangen, dass ein mechanischer Anschlag eines dieser Ventile für das Klopfen verantwortlich ist. Um die genau Ursache zu untersuchen und die auftretenden Geräusche zu eliminieren wird ein Prüfstand aufgebaut. Dieser basiert auf einer bereits in Fahrzeugen verbauten Pumpe, zur besseren Untersuchung wird eine reduzierte Kolbenanzahl verwendet.



## 1.1 Problembeschreibung

Bei höheren Drehzahlen der Pumpe ist ein lautes Klopfen zu hören. Wie in der Einleitung beschrieben, wird vermutet, dass die Ursache bei den Ventilen zu finden ist. Unklar ist jedoch, ob es sich dabei um die Ventile auf der Niederdruckseite, auf der Hochdruckseite oder gar ein Zusammenspiel beider Ventile eines Kolbens handelt. Mit dem Klopfen im Zusammenhang stehen Druckschwankungen, die sowohl im Hochdruck- als auch im Speisebereich messbar sind. Das Klopfen tritt bei allen getesteten Ventilen verschiedener Hersteller auf, lediglich der Bereich des Auftretens unterscheidet sich in seiner Ausprägung. Für alle Ventile liegt dieser jedoch im Bereich von 3-13 Hz. Es wurden Kugel- und Plattenventile getestet, die Bereiche in denen Klopfen auftritt sind in Abbildung 1.1 in Rot dargestellt.

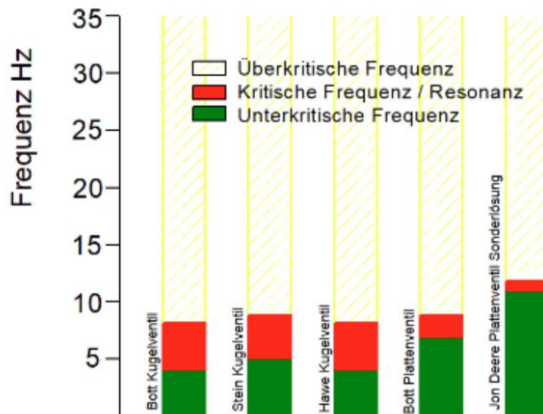


Abbildung 1.1: Klopfbereich verschiedener Ventilausführungen, Messungen Müller Landmaschinen GmbH

Einfluss auf das Schwingverhalten haben verschiedene Parameter. Dazu gehören unter anderem Ventilmasse, Schließfeder und Ventilgeometrie. Weitere Einflussfaktoren sind die Viskosität und Temperatur des verwend-

ten Fluids. Veränderungen dieser Faktoren beeinflussen den Bereich in dem Klopfen auftritt. Die Variation der Schließfeder wird durch die Forderung eines gewünschten Öffnungsdrucks zusätzlich eingeschränkt. Der Öffnungsdruck soll dabei 2 bar nicht überschreiten, da ein höherer Druck zu einer verzögerten Öffnung des Ventils führt.

Bei Plattenventilen ist die Masse geringer, was sich positiv auf Klopfverhalten auswirkt, jedoch sind diese anfällig gegen Verschmutzungen, welche für den hier betrachteten Anwendungsfall nicht ausgeschlossen werden können. Ebenso wirkt sich die bei gleichem Einbauraum kürzere Federlänge negativ auf das Geräuschverhalten aus. Die Sonderlösung der Firma John Deere weist einen geringeren Klopfbereich auf, jedoch wird auch hier das Klopfen nicht vollständig unterbunden. Ein weiterer Nachteil bei diesem Ventil liegt daran, dass es speziell für eine Pumpengeneration entwickelt wurde und somit nicht den Standardmaßen entspricht. Zusätzlich zu den störenden Geräuschen ist davon auszugehen, dass die Klopfbelastung negative Auswirkung auf Lebenserwartung hat.

## **1.2 Ziel**

Ziel des Projekts ist die Entwicklung eines Ventils bei dem das Klopfen komplett abgestellt oder zumindest aus dem Arbeitsbereich verschoben ist. Kann der Klopfbereich nur verschoben werden, geschieht dies idealerweise zu höheren Frequenzen, da der Bereich unterhalb des Arbeitsbereichs beim Anfahren durchfahren wird und es so kurzzeitig zum Klopfen kommt. Dabei sollen die Bauraum- und Kostenstandards nicht verlassen werden. Weiterhin soll eine allgemein gültige Methode entwickelt werden, mit der Ventile für andere hochfrequente Anwendungsfälle konstruiert werden können.

## 2 Prüfstands Aufbau und Konzept

Die betrachtete Pumpe ist im Line-Traction 3 Antrieb (LT3) der Firma Müller Landmaschinen GmbH verbaut. Dort dient sie zur Regelung des variablen Allradantriebes [1][1]. Eine direkte Untersuchung des Phänomens am Fahrzeug ist aus verschiedenen Gründen nicht möglich. Zum einen ist eine isolierte Betrachtung ohne störende Geräusche und Schwingungen nötig, zum andern ist es hilfreich Einflussgrößen wie Drehzahl manuell einzustellen. Aus diesem Grund wird ein Prüfstand aufgebaut, bei dem dies möglich ist. Dieser Prüfstand weicht aus verschiedenen Gründen vom Fahrzeug ab.

### 2.1 Prüfstand

Im Fahrzeug ist die Pumpe in Kombination mit einem Planetengetriebe verbaut. Das Hohlrad des Planetengetriebes ist an die Kurvenscheibe der Pumpe gekoppelt. Schematisch ist dies in Abbildung 2.1 dargestellt.

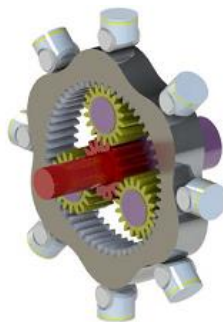
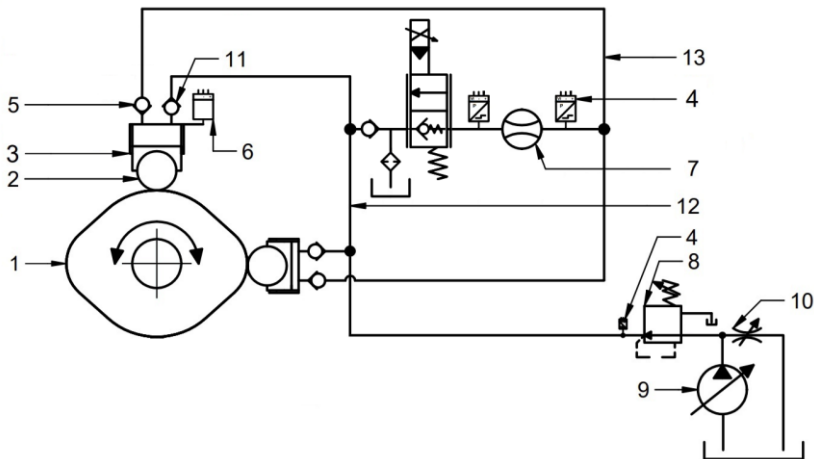


Abbildung 2.1: Funktionsprinzip der Überlagerung im LT3-Antriebsstrang aus [2]

Im Vergleich zum realen System wird die Kurvenscheibe am Prüfstand nicht über das Hohlrad des Planetengetriebes angetrieben, sondern direkt von einem E-Motor. Ursprünglich hat die Pumpe acht Kolben, welche durch die

Kurvenscheibe bewegt werden. Durch die Konturierung der Kurvenscheibe vollführt jeder Kolben sechs Pumpzyklen je Umdrehung. Um das Phänomen gezielt untersuchen zu können, werden nur zwei Kolben mit einem Phasenversatz von  $180^\circ$  eingebaut. Der Grund für die Verwendung zweier Kolben anstatt nur eines ist der angeschlossene Hydraulikkreislauf. Hier wird das Hydrauliköl von der Druckseite zur Niederdruckseite gepumpt. Ein Druckabfall findet dabei über das Steuerventil statt. Durch die Verwendung von zwei Kolben befindet sich einer der beiden in der Saugphase, während sich der andere in der Druckphase befindet. Sowohl im Fahrzeug als auch im Prüfstand wird die Niederdruckseite auf einem Niveau von 10 bar gehalten. Eine schematische Darstellung des Aufbaus ist in Abbildung 2.2 gegeben.



- |                  |                          |                          |
|------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1. Kurvenscheibe | 6. Beschleunigungssensor | 10. Verstellbare Drossel |
| 2. Pleuelstange  | 7. Volumenstromsensor    | 11. Saug- Speiseventil   |
| 3. Kolben        | 8. Druckminderer 1-2 MPa | 12. Speiseleitung        |
| 4. Drucksensor   | 9. Verstellpumpe         | 13. Tankleitung          |
| 5. Druckventil   |                          |                          |

Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Prüfstands, Müller Landmaschinen GmbH

Zur Untersuchung des Geräusches ist der Prüfstand mit verschiedener Messtechnik ausgestattet. Der Aufbau des Prüfstands mit seinen Sensoren ist in Abbildung 2.3 zu sehen. Es werden Drucksensoren ② mit einem Messbereich von 0 - 400 bar und einer Abtastrate von 150 Hz verwendet. Die Messtellen befinden sich im Niederdruckbereich, im Hochdruckbereich und nach dem Volumenstromsensor. Der Volumenstromsensor ③ besitzt einen Messbereich von 0,01 - 10 l/min, ebenfalls eine Messrate von 150 Hz und befindet sich zwischen der Hochdruckleitung und einem Steuerventil ④. Mit diesem Steuerventil wird im Prüfstand der Hochdruck gesteuert. Der verwendete Temperatursensor ⑤ hat einen Messbereich -50 – 150 °C und misst mit einer Frequenz von 5 Hz. Weiterhin werden zur Detektion des Klopfens zwei Beschleunigungssensoren ⑥ eingesetzt. Diese können Schwingungen von 1,5 – 14000 Hz aufzeichnen, werden aber nur mit 9600 Hz abgetastet, da das hörbare Klopfen im Bereich tieferer Frequenzen ist. Mit einem kombinierten Drehzahl - und Drehmomentsensor ⑦ kann eine Drehzahl bis 20000 1/min und ein Drehmoment bis 1 kNm gemessen werden. Hier ist interessant, ob das Klopfen auch im Drehmomentverlauf sichtbar ist. Zur Beobachtung der Kolbenrollenbewegung wird eine Kamera ⑧ verwendet, mit der bis zu 1600 Bilder pro Sekunde aufgenommen werden können. Dadurch wird die Messdaten mit der Position der Kolbenrolle verknüpft und damit der Phase des Zyklus. Bis auf die Kamera sind alle Sensoren mit Messaufnehmern von HBK verbunden und werden darüber synchronisiert. Die Synchronisation dieser Messdaten mit den Kamerabildeb erfolgt mittels Zeitstempeln von Kamera und Messaufnehmern. Die internen Uhren werden dabei mit Network Time Protocol (NTP) synchronisiert.

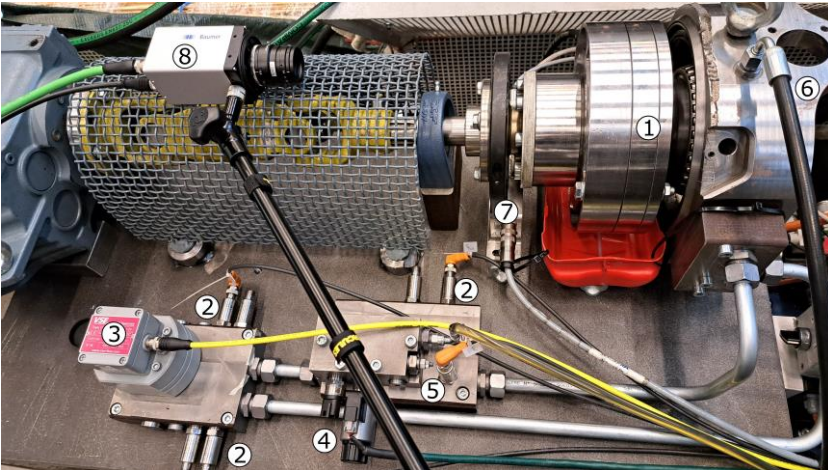


Abbildung 2.3: Prüfstands Aufbau bestehend aus Pumpeneinheit (1), Drucksensoren (2), Volumenstromsensor (3), Steuerventil (4), Temperatursensor (5), Beschleunigungssensoren (verdeckt) (6), und Drehzahl-, Drehmomentsensor (7), und Kamera (8)

## 2.2 Konzept

Zuerst soll herausgefunden werden, wann das Klopfen im Pumpzyklus auftritt. Dazu werden die Signale der Beschleunigungssensoren, des Drehwinkel und der Kamera miteinander verknüpft. Mit den Beschleunigungssensoren wird dabei der Zeitpunkt bestimmt, mittels Kamera die Phase im Zyklus. Durch die Verwendung von zwei Beschleunigungssensoren soll unterschieden werden, von welchem der beiden Kolben das Klopfen kommt. Ein Sensor kann verschoben werden, während der andere als Referenz dient. Ziel ist es herauszufinden, ob das Saug- oder das Druckventil für das Klopfen verantwortlich sind. Weiterhin ist interessant, ob dieses beim Öffnen oder Schließen stattfindet, da davon ausgegangen wird, dass der Grund für das Klopfen ein mechanischer Anschlag mit großer Intensität ist. Ebenso sollten die Anschläge, welche nicht für das hörbare Klopfen verantwortlich sind, durch die Beschleunigungssensoren sichtbar sein. Hier ist

jedoch fraglich, ob diese stark genug sind, um vom Rauschen unterschieden werden zu können. Sind diese erkennbar, kann die Verzögerung, mit der die Ventile öffnen und schließen, im Vergleich zum oberen beziehungsweise unteren Totpunkt bestimmt werden. Bei einem verspäteten Schließen kann es zu einer ungewollten Rückströmung kommen.

Sobald herausgefunden ist, welches Ventil die Ursache des Klopfens ist, werden Modifikationen an diesem vorgenommen. Da es sich voraussichtlich um einen mechanischen Anschlag mit hoher Dynamik handelt, sind Versuche diese zu reduzieren angedacht. Eine Idee hierzu ist es die Dämpfung im Ventil zu erhöhen. Dies kann mit einer Kammer hinter dem Ventil erreicht werden, aus der das Fluid erst ausströmen muss, bevor sich das Ventil öffnen kann und damit eine Verlangsamung zur Folge hat. Selbiges gilt beim Schließen, da hier die Kammer erst wieder gefüllt werden muss. Ein anderer in der Literatur verfolgter Ansatz ist das Ventil mit möglichst geringer Verzögerung zu schließen [1]. Ziel hierbei ist es, dass es zu keiner Rückströmung durch das Ventil in den Kolben kommt, da diese zu einem gewaltsamen Schließen führt und somit für das Klopfen verantwortlich ist. Erreicht wird dies über eine Erhöhung der Federsteifigkeit und Vorspannung. Eine Erhöhung der Vorspannung würde auch den benötigten Öffnungsdruck erhöhen, was nicht gewollt ist, weshalb eine höhere Federsteifigkeit präferiert wird. Entscheiden ist nach diesem Ansatz, dass die Ventile beim Öffnen nicht an den Endanschlag gelangen, da dadurch die Dynamik des Ventils gestört wird. Weitere Ansätze, um das Klopfen zu reduzieren sind die Verwendung eines gummiartigen Materials für das Ventil beziehungsweise eine Einbringung von Gummi in die Kontaktstellen, um so den Kontakt Metall-Metall zu verhindern und dadurch eine Reduktion des Klopfens zu erreichen.

Liegt die Ursache nicht im Bereich der Ventile muss das Untersuchungsgebiet erweitert werden. Hierzu werden sich die Bauteile, welche sich im Betrieb berühren können, näher betrachtet. Der Lauf der Kolbenrolle wird mittels der Hochgeschwindigkeitskamera betrachtet. Dadurch wird sichergestellt, dass die Rolle keine unerwarteten Bewegungen macht und Ursache

für das Klopfen ist. Weiterhin könnte der Kolbenring für das Klopfen verantwortlich sein, der beim Richtungswechsel des Kolbens an diesen stößt. Dies erscheint jedoch unwahrscheinlich, da pro Zyklus nur ein Klopfen zu hören ist, der Kolben aber zweimal seine Richtung ändert. Um dies zu überprüfen, müsste der Kolbenring temporär ausgebaut werden.

### **3 Zusammenfassung**

Durch die Fokussierung auf immer effizienter werdende Antriebssysteme, rücken Emissionen wie Nebengeräusche immer mehr in den Vordergrund. Diese zu lokalisieren und deren Ursache stellt in realen Fahrzeugumgebungen eine große Herausforderung dar. In diesem Projekt sollen die oben genannten Emissionen losgelöst vom realen Fahrzeug untersucht werden. Hierzu wurde ein Prüfstand erstellt, der die Möglichkeit hat Geräusche messbar zu machen. Dabei werden Beschleunigungen sowie der Schalldruck in Echtzeit aufgenommen. Das Ziel ist eine eindeutige Ursache relevanter Emissionen zu finden und um so den Antrieb geräuschoptimal auszulegen.

### **Literatur**

- [1] Engelmann, D.; Herr, S.: Validierung eines mechanischen Antriebsstrangs mit radindividueller Steuerung, ATZoffhighway, 11 (2018) H. 1, S. 8–15, doi: 10.1007/s35746-018-0001-7
- [2] Müller, W.; et I.: Anforderungen an den Antriebsstrang eines schweren Nutzfahrzeugs, ATZoffhighway, 8 (2015) H. 2, S.26–37, doi: 10.1007/s35746-015-0017-1



- [3] Henshaw, T.: Power Pump Valve Dynamics – A study of the velocity and pressure distribution in outward-flow bevel-face and flat-face power pump valves, Proceedings of the twenty-fifth international pump users symposium, 2009

## **Danksagung**

Dieses Projekt wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

# ACCELERATE YOUR DIGITAL TRANSFORMATION



Langjährige Anwendungserfahrung, verbunden mit bewährter Elektronikhardware, flexibler Software und Telematik – auf dieser Basis schaffen wir langfristige Partnerschaften mit einer gemeinsamen Vision der digitalen Zukunft.

[boschrexroth.com/BODAS](https://boschrexroth.com/BODAS)

BE DIGITAL.  
BE BETTER.  
 **BE BODAS.**

**rexroth**  
A Bosch Company

# Der Mobilbagger neu gedacht – Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen unter dem Paradigma hoher Leistungsfähigkeit bei hoher Energieeffizienz

*Daniel Bayer<sup>1</sup>, Dr. Tobias Wagner<sup>2</sup> und Dr. Thomas Wolfanger<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> Liebherr-Hydraulikbagger GmbH, Kirchdorf a. d. Iller

*E-Mail: daniel.bayer@liebherr.com, Tel.: (+49) 7354 80 6389*

<sup>2</sup> Liebherr-Electronics and Drives GmbH, Biberach a. d. Riss

*E-Mail: tobias.wagner@liebherr.com, Tel.: (+49) 7351 41 3886*

<sup>3</sup> HYDAC Unternehmensgruppe, Saarbrücken

*E-Mail: thomas.wolfanger@hydac.com, Tel.: (+49) 6897 509 1389*

## **Kurzfassung**

Der Markterfolg elektro-hydraulischer mobiler Arbeitsmaschinen ist, neben der umweltpolitischen Zielsetzungen, entscheidend davon abhängig, dass sie eine gegenüber ihren diesel-hydraulischen Pendanten möglichst uneingeschränkte Fahr- und Arbeitsdynamik, Betriebszeiten sowie eine vergleichbare Bedienbarkeit aufweisen. Weiterhin sind die Anschaffungskosten ein determinierender Faktor, der aktuell wesentlich durch hohe Batteriekosten getrieben wird. Auch bei in den nächsten Jahren sinkenden Batteriekosten werden die Anschaffungskosten elektro-hydraulischer mobiler Arbeitsmaschinen voraussichtlich deutlich über denen konventioneller diesel-hydraulischer Systeme liegen.

Conversion-Design-Ansätze zur Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen substituieren lediglich das Dieselantriebssystem (Motor, Tank, Abgasnachbehandlungssystem) durch ein batteriegespeistes Antriebssystem mit Zentralantrieb. Sie weisen eine geringe Systemkomplexität auf. Es können weitestgehend vorhandene Maschinenkonzepte zum Einsatz kommen. Das Technologierisiko sowie die Entwicklungszeiten der Hersteller sind für dergestalt elektrifizierte Arbeitsmaschinen gering. Produktionsabläufe, Wartung und Service müssen nur hinsichtlich des Antriebsstrangs angepasst werden. Zur Darstellung einer dem diesel-hydraulischen Gerät vergleichbaren Betriebsdauer müssen jedoch hohe Batteriekapazitäten vorgehalten werden, die einen hohen Bauraumbedarf, ein hohes Fahrzeuggewicht und hohe Kosten mit sich bringen. Alternativ ist häufiges Nachladen erforderlich, was auch bei vorhandener Ladeinfrastruktur, den Betriebsablauf empfindlich stört.

Im Beitrag stellen die Autoren die Umsetzung eines neuartigen Purpose-Design-Ansatz anhand eines elektro-hydraulischen Mobilbaggers vor, bei dem das Gesamtsystem konsequent am batterieelektrischen Antriebssystem und dem Ziel eines geringen Energieverbrauchs ausgerichtet wurde. Der Mobilbagger wurde von Grund auf „neu gedacht“. Energiequellen und -verbraucher auf System-, Subsystem und Komponentenebene inklusive Thermomanagement wurden systematisch hinsichtlich ihrer Energieeffizienz und unter Berücksichtigung von Rekuperationspotenzialen untersucht und optimiert. Als Demonstrator dient ein elektro-hydraulischer Mobilbagger der 100 kW Leistungsklasse.

Gegenüber Conversion-Design-Ansätzen führt der gewählte Purpose-Design-Ansatz herstellerseitig zu einer höheren Systemkomplexität sowie zu höheren Kosten und Risiken von der Entwicklung, über die Produktion bis hin zu Wartung und Service. Demgegenüber konnte am Purpose-Design-Demonstrator eine signifikante Reduzierung des Energieverbrauchs beim Arbeiten nachgewiesen werden: Um mehr als 75 Prozent gegenüber einem

diesel-hydraulischen Gerät und um mehr als 30 Prozent gegenüber dem Conversion-Design-Gerät.

Der Purpose-Design-Demonstrator erreicht bei identischer Batteriekapazität unter Annahme eines normierten Arbeitstags (Fahren, Arbeiten, Leerlauf) eine um 50 Prozent längere Betriebsdauer als das Conversion-Design-Gerät. Alternativ müsste ein Gerät im Conversion Design mit der 1,5-fach höheren Batteriekapazität ausgestattet sein, um die gleiche Betriebsdauer wie der Demonstrator erreichen zu können.

Die dargestellte Systemplattform kann als Ganzes oder teilsystembezogen adaptiert und auf andere mobile Arbeitsmaschinen übertragen werden.

**Schlagworte:** Elektrifizierung, Baumaschine, mobile Arbeitsmaschine, Bagger, elektro-hydraulischer Mobilbagger, Erdbewegung, Purpose Design, Thermomanagement, Heizung, Kühlung, Batterie, Wärmepumpe, Energieeffizienz, Energieeinsparung, Rekuperation, CO<sub>2</sub>-Reduzierung

## 1 Einleitung und Zielsetzung

Ballungsräume sind im Vergleich zu anderen Gebieten in Deutschland durch vielfältige menschliche Aktivitäten (Industrie, Gewerbe, Verkehr) geprägt und am stärksten durch Luftverunreinigungen belastet. Rund 35 Prozent der Menschen in Deutschland leben in Ballungsräumen und sind daher besonderen Gesundheitsrisiken durch Luftschadstoffe, insbesondere Feinstaub und Stickstoffdioxid (NO<sub>2</sub>) ausgesetzt. Gemäß einer im Auftrag des Umweltbundesamts durchgeführten Studie des ifeu-Instituts für Energie- und Umweltforschung aus dem Jahr 2020, zeichnet die untersuchte Non Road Mobile Machinery (NRMM) in Deutschland für rd. 14 Millionen Tonnen CO<sub>2</sub>-Ausstoß pro Jahr (Bezugsjahr 2018) verantwortlich. Die Gruppe der in der Studie angeführten mobilen Maschinen (NRMM) umfasst dabei die Bereiche Land-, Bau- und Forstwirtschaft, Industrie, Grünpflege, Fahrgast- und Sportschiff-

fahrt. Daran hat der Bestand an geschätzten 600.000 mobilen Maschinen der Bauwirtschaft in Deutschland<sup>1</sup> mit rd. 5,4 Mio. Tonnen CO<sub>2</sub>-Ausstoß einen Anteil von rd. 40 Prozent der NRMM Emissionen. Der Anteil der Bauwirtschaft an den Stickstoffemissionen (NO<sub>x</sub>) beträgt 29 Prozent und an den Partikelemissionen 20 Prozent<sup>2</sup>. Die absoluten Gesamtemissionen der NRMM und isoliert der Bauwirtschaft sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 1.1: Gesamtemissionen Non Road Mobile Machinery (NRMM) in Deutschland  
(Quelle: LHB in Anlehnung an ifeu-Institut)

Emissionen in 1.000 t (2018)	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	PM
NRMM	13.954	83	7,2
Bauwirtschaft	5.359	23,8	1,5
Anteil Bauwirtschaft an NRMM	38 %	29 %	20 %

Neben der Beeinträchtigung der lokalen Luftqualität durch motorische Verbrennungsprozesse, empfinden viele Betroffene die Lärmemissionen von Baumaschinen und Baustellen als eine erhebliche Belastung. Die Forderung nach einer Reduzierung der Schadstoff- und Lärmbelastung in Ballungsräu-

---

<sup>1</sup> Dr. David Bothe et al., Studie der Frontier Economics Ltd. Im Auftrag der Liebherr-International AG, Der Beitrag von Baumaschinen auf dem Weg zur Treibhausgasneutralität, Schlussfolgerungen basierend auf Lebenszyklusanalysen (2021), <https://www.liebherr.com/de/deu/aktuelles/frontier-studie/frontier-economics-studie.html> (Abrufdatum: 25.03.2024)

<sup>2</sup> Christoph Heidt et al., ifeu-Institut im Auftrag des Umweltbundesamts, Aktualisierung der Modelle TREMOD/TREMOD-MM für die Emissionsberichterstattung 2020 (Berichtsperiode 1990-2018), Berichtsteil TREMOD-MM (2020), [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2020-06-29\\_texte\\_117-2020\\_tremod\\_mm\\_0.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2020-06-29_texte_117-2020_tremod_mm_0.pdf) (Abrufdatum: 25.03.2024)

men und die Zielsetzung der Reduzierung der Treibhausgasemissionen in der EU, aber auch weltweit, u. a. manifestiert durch Zulassungsverbote für neue fossil betriebene Fahrzeuge, wird daher vor mobilen diesel-hydraulischen Arbeitsmaschinen in absehbarer Zeit nicht Halt machen.

Elektrifizierungsanstrengungen sind vor dem Hintergrund der beschriebenen Ausgangssituation auch bei mobilen, in Ballungsräumen eingesetzten, Hydraulikbaggern erforderlich.

Im Folgenden werden unterschieden:

<b>Konventionelles Design</b>	diesel-hydraulisches Antriebssystem
<b>Conversion Design</b>	elektro-hydraulisches System mit Substitution des Dieselantriebssystems bestehend aus Motor, Tanks und Abgasnachbehandlungssystem durch ein batteriegespeistes Antriebssystem mit Zentralantrieb
<b>Purpose Design</b>	elektro-hydraulisches System mit konsequenter Neuausrichtung von Gesamtsystem, Subsystemen und Komponentenebene an den Funktionalitäten ausgehend von einem dezentralen batterieelektrischen Antriebssystem.

Die konventionelle Systemplattform für Mobilbagger besteht aus

- Diesel-Verbrennungskraftmaschinen zur Bereitstellung der Antriebsleistung,
- Pumpen zur Umwandlung der mechanischen Energie in hydraulische Leistung,
- Leitungen und Ventile zur Übertragung der hydraulischen Leistung auf Hydraulikmotoren und -zylinder.

Dieselmotoren weisen lediglich Wirkungsgrade von 25 bis 40 Prozent auf. Bei diesel-hydraulischen Mobilbaggern werden rd. 70 Prozent der eingesetzten Energie in Motorabwärme umgewandelt. Von den verbleibenden 30 Prozent gehen aufgrund hydraulikseitiger Verlustmechanismen weitere 2/3 verloren. So stehen nur rd. 10 Prozent der eingesetzten Energie zur Durchführung der Arbeitsaufgaben am Werkzeug zur Verfügung. Demgegenüber verfügen Elektromotoren über einen Wirkungsgrad von bis zu 97 Prozent. Bereits die Elektrifizierung des Antriebsstrangs bei unveränderter Systemplattform, dem sogenannten Conversion Design (Substitution des Dieselmotors durch ein batteriegespeistes Antriebssystem mit Zentralantrieb) verdreifacht den Maschinenwirkungsgrad gegenüber den technisch ausgereiften diesel-hydraulischen Baggersystemen.

Liebherr verfolgte daher mit dem diesem Beitrag zugrundeliegenden FuE-Vorhaben die Zielsetzung einer konsequenten Neuausrichtung der Systemplattform mobiler Hydraulikbagger an den aus der Elektrifizierung resultierenden Möglichkeiten zur System-, Subsystem und Komponenteoptimierung (Purpose-Design-Ansatz). Dieser Purpose-Design-Ansatz eröffnet neue Freiheitsgrade für die Systemoptimierung und führt gegenüber Conversion-Design-Ansätzen zu weitergehenden Energieeinsparungs-, Effizienzsteigerungs- und Schadstoffvermeidungspotentialen.

Das Gesamtziel des FuE-Vorhabens war die Erforschung, Entwicklung, prototypische Umsetzung und Erprobung einer technologisch neuen Systemplattform für einen energie- und ressourcenoptimierten batterieelektrischen Hydraulikmobilbagger in der 100 kW Leistungsklasse. Die Systemplattform sollte konsequent dem Purpose Design folgen und einen Systemwirkungsgrad von 40-45 Prozent aufweisen. Sie sollte auf andere Leistungsklassen mobiler batterieelektrischer Hydraulikbagger übertragbar sein bzw. sollte das generierte technologische Wissen generell für batterieelektrische mobile Hydraulikarbeitsmaschinen verwertbar sein.

Die Projektidee stammt von Liebherr-Hydraulikbagger GmbH (im Folgenden LHB) und fußt auf den weitreichenden Erfahrungen der Liebherr Unterneh-



mensgruppe im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen sowie elektronischer Antriebslösungen. Über die Einbindung der Schwestergesellschaft Liebherr-Electronics and Drives GmbH (LED), dem Kompetenzzentrum für elektronische Komponenten und elektrische Antriebstechnik in der Liebherr Unternehmensgruppe.

Das FuE-Vorhaben wurde von der LHB gemeinsam mit dem Verbundpartner HYDAC COOLING GmbH (im Folgenden HYDAC) durchgeführt, die, unter Einbindung ihrer Schwestergesellschaften HYDAC Software GmbH und INVENOX GmbH, den Fokus auf spezifische Forschungs- und Entwicklungsfragestellungen im Bereich Batteriesysteme sowie Batterie- und Thermomanagement richtete.

## **2 Abgrenzung zum Stand der Technik und Anforderungen an den Lösungsansatz**

Seit den 1950er Jahren entwickelt die Liebherr Unternehmensgruppe alternative Antriebskonzepte konsequent weiter. Bei Umschlagbaggern, die semi-stationär in einem abgegrenzten Umfeld mit vorhandener Elektroinfrastruktur arbeiten, kommen neben diesel-hydraulischen Maschinen seit ca. 30 Jahren auch netzgespeiste kabelgebundene elektro-hydraulische Arbeitsmaschinen zum Einsatz.

### **2.1 Mobilbagger**

Anders als Umschlagbagger mit nur sehr begrenzten Mobilitäts- und Flexibilitätserfordernissen, weisen Mobilbagger flexible, ortsungebundene Einsatzbedingungen auf – häufig in Einsatzgebieten, an denen noch keine Elektroinfrastruktur vorhabend ist. Existierende Lösungen aus dem Umschlagbaggerbereich lassen sich daher nicht auf Mobilbagger übertragen.

Diesel-hydraulische Systeme stellen daher im Bereich Mobilbagger nach wie vor den Stand der Technik dar.

Erste Ansätze eines batterieelektrischen Antriebs wurden bereits auf der bauma 2016 vorgestellt. Die Neuausrichtung von Gesamtsystem, Subsystemen und Komponenten an den batterieelektrischen Antrieb wurde hier nicht als Ziel verfolgt, dementsprechend blieb das hydraulische Antriebssystem unverändert. Mangels Hebung möglicher Rekuperations- und Einsparpotenziale, waren große, kosten- und CO<sub>2</sub>-intensive Batteriepacks erforderlich.

Insbesondere aufgrund der hohen Kosten, lässt sich ein solches System in der Praxis am Markt nur für ausgewählte Applikationen durchsetzen bzw. wenn die CO<sub>2</sub>-Neutralität für den Kunden das wesentliche Kaufargument darstellt. Der verfolgte Conversion-Design-Ansatz war daher für den Mobilbagger – den das FuE-Vorhaben im Fokus hatte – nicht zielführend und konnte nicht als Vorlage dienen. Weitere seither vorgestellte prototypische Elektrifizierungslösungen in unterschiedlichen Baggerleistungsklassen und -ausführungen folgen dem Conversion Design.

## **2.2 Antriebssystem**

Stand der Antriebstechnik bei Mobilbaggern sind hydrostatische Systeme. Sie wandeln die mechanische Leistung eines Dieselmotors über Pumpen in hydraulische Leistung um. Über Hydraulikzylinder und -motoren wird die hydraulische Leistung wieder in mechanische Leistung umgesetzt. Diese hydrostatischen Systeme weisen aufgrund der folgenden Vorteile ein breites Anwendungsspektrum auf:

- hohe Leistungsdichte bei geringem Bauraumbedarf;
- niedrige Komponentenkosten;
- hohe Verfügbarkeit;
- präzise Steuerbarkeit bei sehr kleinen Bewegungen;

- Wartungsfreundlichkeit.

Im Hinblick auf hohe Energieeffizienz, kleine Energiespeicher und große Wirtschaftlichkeit wurde im FuE-Vorhaben angestrebt, zur Erledigung der Arbeitsaufgaben die hydraulischen Aktoren beizubehalten, aber alle Antriebe konsequent zu elektrifizieren. Dafür wurden je Antriebssystem verschiedene Gestaltungsvarianten untersucht. Für den elektrifizierten Fahrtrieb waren dies beispielsweise

- Zentralmotor am Schaltgetriebe mit Kardanwellen;
- Achsantrieb direkt am Differential;
- Einzelrad-Direktantrieb mittels kurzer Antriebswelle;
- Radnabenantrieb.

## **2.3 Batteriesystem**

Aufgrund unterschiedlicher Anforderungen an Leistungshöhe, Dynamik der Leistungsanforderung und -bereitstellung, Lebensdauer, Betriebszyklen, Ladungshöhe und Kosten (sehr geringe Stückzahlen im Arbeitsmaschinenbereich) sind Pkw- und Nfz-Batteriesysteme für die Elektrifizierung mobiler hydraulikbasierter Arbeitsmaschinen ungeeignet. Das Nutzungsprofil mobiler Arbeitsmaschinen, insbesondere mobiler Bagger, variiert aufgrund ihrer universellen Einsetzbarkeit für unterschiedlichste Arbeitsaufgaben sehr stark. Des Weiteren sind Batteriesysteme in mobilen Arbeitsmaschinen verglichen mit Pkw- und Nfz-Anwendungen deutlich höheren Stoß- und Schockbelastungen, Vibrationen sowie Umweltbelastungen (Temperatur, Schmutz, Nässe, etc.), ausgesetzt. Sowohl die Temperaturbedingungen als auch die aufgrund der mechanischen Kopplung der Batterie mit der Arbeitsmaschine eingebrachten Stoß- und Schockbelastungen, sowie Vibrationen haben einen wesentlichen Einfluss auf den Alterungsprozess der Batterie. Die mechanischen Belastungen und Schwingungen beeinflussen zusätzlich die Betriebssicherheit der Batterie. Im Hinblick auf Lebensdauer

und optimale Leistungsbereitstellung ist die Regulierung des Temperaturniveaus der Batterie mittels Kühlen von besonderer Bedeutung.

Prinzipiell lassen sich auf Basis verschiedener Zellen und Systemarchitekturen Lithium-Ionen-Batterien entwickeln, die sehr unterschiedliche Eigenschaften aufweisen und für bestimmte Einsatzzwecke optimiert sind. Dem aktuellen Stand der Technik bei Antragstellung entsprechend, gab es keine applikationsspezifisch geeigneten Batteriesysteme für elektro-hydraulische Arbeitsmaschinen und es existierten kein spezifisches Energie- und Thermomanagement Know-how für das Batteriesystem.

## **2.4 Energie- und Thermomanagement**

Das Energie- und Thermomanagement dem Stand der Technik entsprechender diesel-hydraulischer Arbeitsmaschinen ist vergleichsweise einfach gestaltet, da die

- Energiebereitstellung über den auf den maximalen Leistungsbedarf ausgerichteten Dieselmotor erfolgt,
- Energieverteilung über die Steuerschieber des Hydrauliksystems erfolgt,
- Temperierung auf den Verbrennungsmotor, das Hydrauliksystem und die Fahrerkabine beschränkt ist.

Der im FuE-Vorhaben verfolgte Innovationsansatz für eine neue, eigenständigen Systemplattform elektro-hydraulischer Mobilbagger erhöhte die Anforderungen an das Energie- und Thermomanagement gegenüber dem Stand der Technik signifikant durch

- Entfall der zentralen Energiequelle Verbrennungsmotor;
- Energiebereitstellung aus mehreren Energiespeichern (z. B. Akkus, Supercaps und ggf. Range Extender);
- Energiegewinnung aus mehreren Rekuperationsquellen (z. B. Fahrantrieb, Drehwerk, Hydraulikpumpen für Hub- und Stielzylinder);

- unterschiedliche Betriebsmodi Arbeiten, Fahren und Stillstand;
- universelle Einsetzbarkeit von Mobilbaggern und ihr breites Aufgabenspektrum;
- aufgaben- und ladespielspezifische Priorisierung der Energiezuteilung;
- verbraucherspezifisch gezielte, zeit- und bedarfsgerechte Energieverteilung an eine Vielzahl von Verbrauchern (Fahrantrieb, Drehwerk-antrieb, Hydraulikpumpen, Fahrerkabine).

Die höhere Anzahl mit jeweils unterschiedlichen Betriebstemperaturoptima zu temperierenden Komponenten stellte komplexere Anforderungen an das Thermomanagement der elektro-hydraulischen Arbeitsmaschine.

Das Thermomanagement für die neue Systemplattform weist fünf zu temperierenden Systeme auf, denn der Verbrennungsmotor wird durch Elektroantriebe, Leistungselektronik und ein Batteriesystem substituiert. Weiterhin sind Fahrarbeitsplatz und Hydraulik zu temperieren. Zudem ist eine direkte Nutzung der Abwärme der Elektroantriebe und des Batteriesystems aufgrund des vergleichsweise niedrigen Temperaturniveaus nur eingeschränkt möglich.

Die optimalen Temperaturniveaus der einzelnen Teilsysteme divergieren sehr stark. Daher erfordern sie unterschiedliche Temperierungskreisläufe und -konzepte zum Heizen und Kühlen. Dies bedingt einen erhöhten Regelungs- und Abstimmungsaufwand.

Für das komplexe Energie- und Thermomanagement der neuartigen Systemplattform lagen zum Zeitpunkt der Antragstellung keine verwertbaren Kenntnisse und praktische Erfahrungen vor.

### 3 Lösungsansatz

Der folgenden Abbildung sind die umgesetzten und in den Demonstrator integrierter neuer Systeme schematisch zu entnehmen.

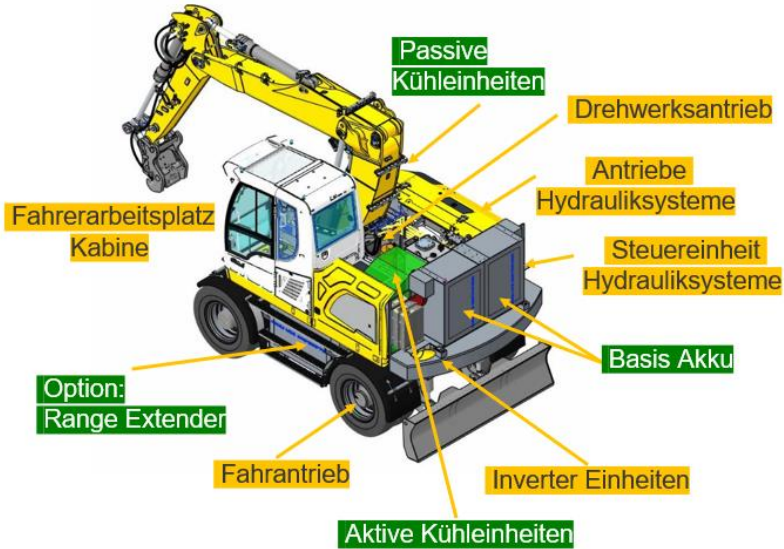


Abbildung 3.1: Überblick neuer Systeme des Demonstrators, Liebherr (gelb) und HYDAC (grün) (Quelle: LHB und HYDAC)

Tabelle 3.1: Umgesetzte Lösungsansätze nach Teilsystemen

Teilsystem	Umgesetzte Lösungsansätze
Fahrerkabine	Überarbeitete Kabine (Isolierglas, Folierung, Dämmmaßnahmen an Stahlbau und Hohlkörpern) im Systemverbund mit dem Thermomanagementsystem
Thermo- management	Thermomanagementsystem mit einer Kombination aus aktiven und passiven Heiz-/ Kühlelementen unter Ausnutzung thermischer Rekuperationspotenziale
Batteriesystem	Modulares, skalierbares, dezentrales Batteriesystem bestehend aus zwei Basisakkus und maximal zwei optionalen Zusatzakkus als bedarfsspezifisch ergänzbare Energiequelle (Range Extender)
Ergänzende Energiequellen	Variable Ladestrategien, die sowohl Laden an Baustromverteilern als auch an Hyperchargern erlauben
Fahrtrieb	Elektrischer Zentralantrieb Kompaktes elektromechanisches und rekuperationsfähiges Fahrtriebssystem (wasser- und alternativ ölgekühlt)
Drehwerks- antrieb	Kompaktes, elektromechanisches und rekuperationsfähiges Drehwerksantriebssystem bestehend aus Inverter, Elektromotor, Getriebestufe, Ritzel und Zahnkranz
Antrieb hy- draulische Ar- beitsausrüstung	Kompaktes, elektrohydraulisches und rekuperationsfähiges Hubantriebssystem bestehend aus Inverter, Elektromotor, Pumpen- und Ventileinheit sowie Überarbeitung des Rohrbruchschutzsystems Kompaktes, elektrohydraulisches Rumpfantriebssystem bestehend aus Inverter, Elektromotor, Pumpen- und Schiebereinheit

Abbildung 3.2 zeigt den umgesetzten Demonstrator auf dem Versuchsgelände der LHB.



Abbildung 3.2: Demonstrator auf dem Versuchsgelände (Quelle: LHB)

An einigen Beispielen wird in den folgenden Kapiteln auf einzelne Ergebnisse detaillierter eingegangen.

### **3.1 Elektrischer Antrieb mit hoher Leistungsdichte**

Eine große Hürde für die Elektrifizierung von Hydrauliksystemen stellt deren hohe Leistungsdichte gegenüber elektrischen Antriebssystemen dar. Diese limitiert insbesondere bei vorhandenen Fahrzeugarchitekturen die konsequente Elektrifizierung und damit verbunden die konsequente Hebung gegebener Effizienzsteigerungs- und Rekuperationspotenziale. Der erhöhte Bauraumbedarf der marktüblichen elektrischen Antriebe führt zu einer signifikanten Steigerung der Aufwände für ihre Integration in mobile Arbeitsmaschinen. Dies soll im Folgenden am Beispiel des elektrischen Fahrentriebs verdeutlicht werden.



Als Voraussetzung dafür, den Hydrostaten durch einen Elektromotor ersetzen (Plug & Play) zu können, muss das Drehmoment-Drehzahl-Verhalten der elektrischen Maschine, dem des hydraulischen Antriebs gleichen. Somit muss die Leistungsdichte durch Steigerung der Drehmomentdichte erreicht werden. Über die folgende Gleichung für das innere Moment einer elektrischen Maschine, wurden die jeweiligen Ansätze zur Steigerung des spezifischen Drehmoments abgeleitet.<sup>3</sup>

$$M_i = \frac{\pi \cdot l_{Fe}}{\mu} \cdot \left(\frac{D\delta}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{\mu_0}{\delta_L} \cdot (I \cdot \omega + \Theta_{PM}) - B_{PM} \frac{h_{PM}}{\rho_L} - B_{Fe} \frac{h_{Fe}}{\rho_L \cdot \mu_r}\right)^2,$$

Durch folgende Maßnahmen konnte die gewünschte Drehmomentdichte erreicht werden:

- Steigerung der aktiven Eisenlänge durch konzentrierte Wicklung
- Erhöhung des mittleren Luftspaltdurchmessers mit Außenläuferanordnung
- Steigerung der Kühlleistung durch direkt-ölgekühlte Windungen.

Die berechnete Drehmoment-Drehzahlkurve der Maschine ist in nachfolgender Abbildung 3.3 dargestellt.

---

<sup>3</sup> T. Wagner: Maßnahmen zur Erhöhung der Leistungsdichte von permanenterregten Synchronmaschinen, <https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:hbz:708-dh11875>, (Abrufdatum: 25.03.2024)

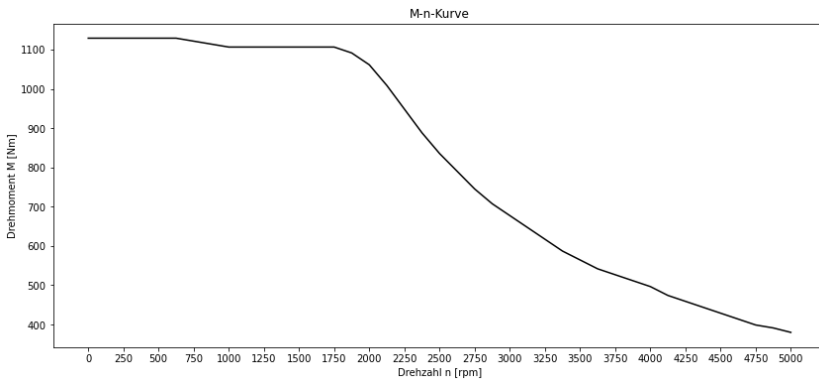


Abbildung 3.3: Drehmoment-Drehzahl Kennlinie bei  $I_{RMS} = 575A$  (Quelle LED)

Durch die direkte Kühlung sind Stromdichten bis  $J = 30 \frac{A}{mm^2}$  im Dauerbetrieb (S1) möglich. Für die dargestellten Maschine wurde die Isolierstoffklasse F gewählt, dies entspricht  $155\text{ }^\circ\text{C}$ . Die Vorlauftemperatur des Kühlmediums beträgt bis zu  $60\text{ }^\circ\text{C}$ . Die Baugröße der Maschine ist vergleichbar mit einem hydrostatischen Antrieb der Baugröße Liebherr DMVA 108. Für das Funktionsmuster wurden nicht kornorientiertes Eisenblech nach DIN EN 10106:2016 und verfügbares Magnetmaterial verwendet. Die erreichten Kennwerte sind in Tabelle 3.2 dargestellt. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass sich die dargestellte Leistungsdichte mit optimierter Materialauswahl weiter steigern lässt.

Tabelle 3.2: Kennzahlen der elektrischen Maschine

Werte im Dauerbetrieb (S1)	
Drehmoment	1.115 Nm
Drehzahl	$1.800\text{ min}^{-1}$
Leistung	210 kW
Zwischenkreisspannung $U_{DC}$	650 V

## 3.2 Thermomanagement

Die zunehmende Anzahl von Komponenten mit unterschiedlichen Betriebstemperaturen stellt das Thermomanagement batterieelektrischer Hydraulikarbeitsmaschinen vor herausfordernde Aufgaben. Da die überschüssige Energie eines Verbrennungsmotors zur Kabinenheizung nicht zur Verfügung steht, mussten alternative, energieeffiziente Lösungen gefunden werden. Neben der Elektroheizung wurde vor allem die Nutzung vorhandener Wärmequellen auf der Arbeitsmaschine in Kombination mit einer Wärmepumpe untersucht. Zu den zu kühlenden Komponenten gehören Batterien, Leistungselektronik, Onboard-Lader, das Hydrauliköl sowie die Klimatisierung der Kabine. Das Kompressorkühlsystem, auch aktives Kühlsystem genannt, ist mit zwei Verdampferstellen ausgerüstet. Dadurch können die Kabine und die Batterie mit einem gemeinsamen Kältekreis aktiv temperiert werden.

Die Temperierung der Komponenten erfolgt durch eine dezentralisierte Kühlwasserversorgung, die eine bedarfsgerechte Kühlwasserverteilung ermöglicht. Um den Energiebedarf zu reduzieren, können Pumpen abgeschaltet werden, die Komponenten versorgen, die vorübergehend keine Kühlung benötigen. Für die Batterietemperierung wurde neben einem aktiven Kühlsystem, das Vorlauftemperaturen unter Umgebungstemperatur ermöglicht, ein Luftkühler verbaut. Dieser ermöglicht eine effiziente Kühlung bei niedrigen Umgebungstemperaturen und eine deutliche Reduzierung des Energiebedarfs. Der Luftkühler kann bis zu einer Umgebungstemperatur von etwa 20 °C genutzt werden, wodurch eine Einsparung von mehr als 80 Prozent im Vergleich zum Betrieb mit einer Kältemaschine erreicht wird. Je niedriger die Außentemperatur, desto größer sind die Vorteile des Luftkühlers. Die Amortisierungszeit des Luftkühlers hängt stark vom Standort, der Einsatzzeit und der anfallenden Verlustleistung ab, die wiederum maßgeblich vom elektrischen Strom in den Batteriezellen abhängt.

Unter Annahme eines normierten Arbeitstags (Fahren, Arbeiten, Leerlauf) werden für eine durchschnittliche 8-Stunden-Schicht etwa 20 Kilowattstunden

den zur Temperierung der Kabine benötigt. Durch die Verwendung einer Wärmepumpe, die die Abwärme der Batterie nutzt, kann der Heizenergiebedarf auf nur fünf Kilowattstunden für eine 8-Stunden-Schicht reduziert werden. Bei Verwendung der Arbeitshydraulik als Wärmequelle kann der elektrische Energiebedarf sogar auf weniger als eine Kilowattstunde gesenkt werden. Die Verwendung einer Wärmepumpe zwischen den beiden Systemen erfordert etwa drei Kilowattstunden. Bei einem typischen Frühjahrszyklus können so etwa 8,5 Kilowattstunden oder etwa 60 Prozent gegenüber der Elektroheizung eingespart werden. Im Winter sind Einsparungen von etwa 11 Kilowattstunden oder ca. 40 Prozent möglich.

Zusätzlich zu den Verbesserungen im Thermomanagement konnte durch das Hochvolt-Batteriesystem weiteres Einsparpotenzial gehoben werden. Höhere Spannungen von mehr als 600 Volt führen zu geringeren elektrischen Strömen, was die Verluste reduziert. Der Aufbau des Batteriesystems basiert auf der patentierten Conchifera-Technologie, die eine hohe mechanische Stabilität aufweist und trotzdem ein einfaches Zerlegen und Recycling ermöglicht. Die Integration einer elektrischen Heizoption nahe an den Batteriezellen gewährleistet eine effiziente Erwärmung bei Tieftemperaturstarts, ohne dass eine zusätzliche Heizung im Kühlwasserkreis erforderlich ist. Selbst bei zweistelligen negativen Außentemperaturen und einem vollständig ausgekühlten Batteriesystem ist der Betrieb des Mobilbaggers innerhalb weniger Minuten möglich.

## 4 Zusammenfassung und Ausblick

### 4.1 Erzielte Ergebnisse

Anhand von Versuchen mit dem Demonstrator konnten folgende Ergebnisse gezeigt werden.

Tabelle 4.1: Energiebedarfsbewertung Demonstrator vs. Dieselsystem nach Teilsystemen

Teilsystem	Systemvergleich Purpose-Design-Demonstrator vs. Dieselsystem
Hydraulische Arbeitsausrüstung	<p><b>Hubzylinder:</b> Der Energiebedarf des Demonstrators ist deutlich geringer als beim Dieselsystem.</p> <p><b>Stielzylinder:</b> Bewegungsabhängig ist der Energiebedarf des Demonstrators vergleichbar bis geringfügig geringer als beim Dieselsystems.</p> <p><b>Löffelschließzylinder:</b> Bewegungsabhängig ist der Energiebedarf des Demonstrators vergleichbar bis geringfügig geringer als beim Dieselsystems.</p>
Drehwerk	Der Energiebedarf des Demonstrators ist deutlich geringer als beim Dieselsystem.
Fahrtrieb	Der Energiebedarf des Demonstrators ist trotz höherer Verfahrdynamik deutlich geringer als beim Dieselsystem.

Anhand der Vermessungen des Demonstrators im Vergleich zum Dieselgerät wie auch zum Conversion-Design-Gerät konnte die Zielerreichung des FuE-Vorhabens nachgewiesen werden.

Mit dem Demonstrator können gegenüber dem konventionellen dieselhydraulischen System 77 Prozent Energieeinsparung erzielt werden (vgl.

nachfolgende Abbildung 4.1) gegenüber dem Conversion-Design-Ansatz werden mit dem im FuE-Vorhaben umgesetzten Purpose-Design-Ansatz nochmals 34 Prozent Energie eingespart.


	Energiebedarf lt. Ausgangsannahme	Energiebedarf lt. Berechnungen AP 1	Energiebedarf lt. Messungen
diesel-hydraulisch	100 %	100 %	100 %
elektro-hydraulisch Conversion Design	33 %	34 %	35 %
elektro-hydraulisch Purpose Design	25 %	21 %	 23 %

Abbildung 4.1: Erzielte Energieeinsparung (Messungen) im Vergleich zu Ausgangsannahme und Berechnungen im Arbeitspaket AP 1 des FuE-Vorhabens (Quelle: LHB)

Der Demonstrator erreicht bei identischer Batteriekapazität unter Annahme eines normierten Arbeitstags (Fahren, Arbeiten, Leerlauf) eine um 50 Prozent längere Betriebsdauer als das Conversion-Design-Gerät. Alternativ müsste ein Conversion-Design-Gerät mit der 1,5-fach höheren Batteriekapazität ausgestattet sein, um die gleiche Betriebsdauer wie der Demonstrator zu erreichen.

## 4.2 Ausblick

Im Gegensatz zu den von Liebherr selbst und seinen Marktbegleitern bisher präsentierten Conversion-Design-Konzepten, die lediglich die Substitution des Dieselantriebssystems bestehend aus Motor, Tanks und Abgasnachbehandlungssystem durch ein batteriegespeistes Antriebssystem mit Zentralantrieb umfassen, setzte die LHB einen konsequenten Purpose-Design-Ansatz um und entwickelte ausgehend von den technologischen Randbedin-

gungen und Designfreiheiten der Elektrifizierung eine grundlegend neue Systemplattform für batterieelektrische Hydraulikmobilbagger.

Vor dem Hintergrund dieser Entwicklungen geht Liebherr unter Berücksichtigung

- der bestehenden Umweltziele der EU
- der Erwartung einschlägiger Maßnahmen der CO<sub>2</sub>-Bepreisung
- einer voraussichtlichen Ausdehnung der Umweltzonen auf Baumaschinen
- zu erwartender, an den Einsatz emissionsfreier Baumaschinen gebundener, kommunaler Vergaberichtlinien

von einem relevanten Marktpotenzial für die Vorhabensergebnisse aus.

Neben dem Mobilbagger bestehen dabei auch in erheblichem Umfang „Elektrifizierungspotentiale“ bei anderen mobilen diesel-hydraulischen Arbeitsmaschinen.

## 5 Danksagung

Das diesem Beitrag zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter den Förderkennzeichen 19I19010A und 19I19010B gefördert.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## 6 Literatur

- [1] Dr. David Bothe et al., Studie der Frontier Economics Ltd. Im Auftrag der Liebherr-International AG, Der Beitrag von Baumaschinen auf dem Weg zur Treibhausgasneutralität, Schlussfolgerungen basierend auf Lebenszyklusanalysen (2021),  
<https://www.liebherr.com/de/deu/aktuelles/frontier-studie/frontier-economics-studie.html>,  
(Abrufdatum: 25.03.2024)
  
- [2] Christoph Heidt et al., ifeu-Institut im Auftrag des Umweltbundesamts, Aktualisierung der Modelle TREMOD/TREMOD-MM für die Emissionsberichterstattung 2020 (Berichtsperiode 1990-2018), Berichtsteil TREMOD-MM (2020),  
[https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2020-06-29\\_texte\\_117-2020\\_tremod\\_mm\\_0.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2020-06-29_texte_117-2020_tremod_mm_0.pdf),  
(Abrufdatum: 25.03.2024)
  
- [3] T. Wagner: Maßnahmen zur Erhöhung der Leistungsdichte von permanenterregten Synchronmaschinen,  
<https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:hbz:708-dh11875>,  
(Abrufdatum: 25.03.2024)



# Electrified Pumps for Mobile Hydraulics – State of the Art, Challenges and Chances

*P. D. Fischer<sup>1</sup>, M. Keil<sup>1</sup>, R. Pelz<sup>1</sup>, D. Frankiewicz<sup>2</sup>, M. Wetjen<sup>2</sup>, H. Zhang<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> *Parker Hannifin Manufacturing Germany GmbH & Co. KG, Pump and Motor Division Europe (PMDE)*

<sup>2</sup> *Parker Hannifin GmbH, Application Engineering DACH*

<sup>3</sup> *Parker Hannifin Corporation, Motion Technology Center MTC*

## Abstract

Electrification is an important contributor to carbon neutrality across various industries, also in hydraulic fluid motion control. Multiple publications deal with direct driven hydraulics in mobile hydraulics, i.e. a hydraulic pump for a specific function being directly driven by an electric motor as an electrohydraulic pump. This is an enabler for “flow on demand”, hence also for decentralized / zonal hydraulics that can leverage significant improvements in system efficiency. However, higher cost, size and weight of multiple electrohydraulic pump zones to implement each required work function are typically hindering its widespread use in today’s mobile application. Hence, a higher degree of integration of sub-components like the pump and the electric motor would address part of those challenges. It proposes therefore a first step towards more integration, through connecting the hydraulic pump directly to an electric motor with a male/female spline connection, instead of a separate coupling. To avoid fretting corrosion at this connection, different lubrication options are investigated exemplarily on external gear pumps through analytical, numerical, and experimental investigations.

The results are discussed and put into context with further challenges and chances for hydraulic pumps in electrified applications.

**Keywords:** Mobile Hydraulics; Electrification; Pumps; Direct Driven Hydraulics; Spline Connections

### Abbreviations

AC	Alternate Current	ISO	International Organization for Standardization
BEV	Battery Electric Vehicles	LP	Low Pressure
BSP	British Standard Pipe (Thread Standard)	LS	Load Sensing
CAN	Control Area Network	MP	Medium Pressure
CC	Closed Center / Closed Circuit / Closed-Loop	MTC	Motion Technology Center
CW	Clockwise	(H)NBR	(Hydrogenated) Nitrile Butadiene Rubber
CCW	Counter-Clockwise	NVH	Noise, Vibration, Harshness
CPD	Chelsea Products Division	OC	Open Center / Open Circuit / Open-Loop
DDH	Direct Driven Hydraulics	OC	Overcenter
ECU	Electronic Control Unit	PE	Power Electronics
EHA	Electrohydraulic Actuator	PMAC	Permanent Magnet AC EM
EHP	Electrohydraulic Pump (ePump)	PMD(E)	Pump & Motor Division (Europe)
eLS	Electronic Load Sensing	POI	Portion Of Interest
EM	Electric Motor	PRV	Pressure Relief Valve
FKM	Fluorocarbon (elastomer) Material	PTO	Power Take-Off
GVM	Global Vehicle Motor	SAE	Society of Automotive Engineers
HE	Hydraulic Environmental Fluids (e.g. HEES)	SPL	Sound Pressure Level
HP	High Pressure	SPS	Self-Priming Speed

HPS	Hydraulic Pump & Power Systems Division	UN	Unified (Thread Standard)
HSD	Hydraulic Systems Division	VI	Viscosity Index
HVS	Hydraulic Valve Systems Division	VG	Viscosity Grade
ICE	Internal Combustion Engine	VFD	Variable Frequency Drive
IEP	Integrated ePump	VSD	Variable Speed Drive

### Mathematical symbols

Symbol	Unit	Explanation	Symbol	Unit	Explanation
$D$	$mm$	Shaft diameter of male spline at radial drilling	$P_{P,e}$	$kW$	Pump power required considering overall pump efficiency
$d_a$	$mm$	Diameter of axial drilling in male shaft	$Q_{P,e}$	$l/min$	Flow delivered by a hydraulic pump considering volumetric efficiency
$D_p$	$mm$	Pitch diameter of mating splines	$r_{fcf}(\varphi)$	$mm$	Force application point $F_{cf}$
$d_r$	$mm$	Diameter of radial drilling in male shaft	$r_{fcm}$	$mm$	Force application point $F_{cm}$
$F_{cf}$	$N$	Centrifugal force on fluid volume trapped in female spline (POI)	$T_{P,e}$	$N \cdot m$	Required pump torque considering hydromechanical efficiency
$F_{cm}$	$N$	Centrifugal force on fluid volume	$V_{D,P}$	$cm^3$	Geometric displacement of a hydraulic pump

		trapped in radial drilling of male shaft (POI)			
$h$	$mm$	Height of dead volume cylinder in female spline	$\varphi$	$rad$	Control variable for half cylinder description (portion of interest)
$m_f$	$kg$	Mass of fluid volume trapped in female spline (POI)	$\omega$	$min^{-1}$	Angular velocity of rotating shafts
$m_m$	$kg$	Mass of fluid volume trapped in radial drilling of male shaft (POI)	$\omega_f$	$min^{-1}$	Angular velocity of fluid volume trapped in female spline
$n_p$	$rpm$	Speed of the pump drive shaft	$\eta_{v,p}$	—	Volumetric pump efficiency
$p_1, p_2$	$bar$	Pressure value at location 1 or 2	$\eta_{hm,p}$	—	Hydromechanical pump efficiency
$\Delta p_{LS}$	$bar$	Load-Sensing pressure difference	$\eta_{t,p}$	—	Overall pump efficiency

## 1 Introduction

Electrification is an important contributor to carbon neutrality across various industries, even in very demanding industries in terms of power density such

as mobile hydraulics for construction, agricultural or material handling machinery.

Mobile hydraulics work functions are typically consisting of complex hydraulic circuits with typically a pump set, a main stack valve and long pipes and hoses for various drive and work functions. Different application working points lead to different pump speeds, pressure levels and duty cycles. The main disadvantage of such a centralized approach is typically the system efficiency when the work functions have a huge deviation in their pressure level, mainly the partial load range. Therefore, a full or partial de-centralization enabled through electrification of specific functions can leverage efficiency potentials, e.g. through a “flow-on-demand” concept starting not only at the manifold but directly where the hydraulic flow is generated, i.e. at the hydraulic pump.

Such Direct Driven Hydraulics (DDH) offer not only primary efficiency potential through on-demand operation and recuperation capability but also secondary potential through de-centralized layouts as demonstrated by multiple authors. DDH are basically so-called Variable Frequency Drives (VFD) consisting of a hydraulic pump driven by an Electric Motor (EM) that is controlled by an inverter. Such concepts are state of the art in industrial applications for many years but will be more demanding in mobile applications. This is – amongst others – due to less available space for integration, which may be occupied by battery packs necessary in both Battery Electric Vehicles (BEV) and Hybrid Electric Vehicles (HEV) for on and off-road purposes.

The aim of this contribution is to discuss challenges and chances of electrification in mobile hydraulics, more specifically for hydraulic pumps mainly used for work functions. This is to be done by:

- providing a compact but broad analysis on the state of the art on hydraulic pumps (hydraulic motors excluded), typical requirements, and applications,

- presenting challenges for hydraulic pumps, when electrifying them, e.g. requirements for higher speeds or more integration of pumps with electric motors amongst others,
- addressing those challenges through highlighting chances for more integration, with a moderate first integration step, i.e., direct coupling methods for pumps and their EM including different spline lubrication technologies,
- and ultimately discussing the presented technologies and their benefits.

## 2 State of the Art

The following section gives a brief but holistic overview on hydraulic pumps for Open Circuit (OC) / work functions (not Closed Circuit / propel functions) and is mainly based on IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA [1], BAROIU & MOROSANU [2], GROLLIUS [3], VACCA & FRANZONI [4], catalogues from PARKER HANNIFIN CORPORATION [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12] [13], [14].

### 2.1 Basics on hydraulic pumps

#### 2.1.1 Basics of pump categorization

There are multiple types of hydraulic pumps, mainly categorized in positive displacement (e.g. gear pumps, displacing fluids mainly through hydrostatic principle) and non-positive displacement pumps (e.g. impellers, displacing fluids mainly through hydrodynamic principle) as well as combinations of those. Then, pumps are typically distinguished according having either fixed or variable displacements. The latter ones can modify the displacement during operation. The displacement technology is a next possible layer to distinguish pumps, e.g. if pistons, gear teeth or vanes are used to displace the fluid, sometimes even combined in a common housing (e.g. “hybrid” pumps using vane and axial pistons in different sections). Further distinctions can be made on how those displacement technologies are arranged,

e.g. the pistons can be arranged axially (pistons are circumferentially arranged in a barrel with the piston axis parallel to the barrel axis), radially (pistons are circumferentially arranged as well, but their axis are radial to the shaft axis) or other type of arrangement. A non-exhaustive overview based on the combination of multiple sources can be seen in Figure 1. What is not displayed in below figure, are the possibilities to combine single pump units, to multiple pumps: Axial piston pumps are often concatenated inline as drivetrain pumps, however, this requires a so-called through drive shaft option to connect mechanically the following pumps. Similar combinations can be done with both gear and vane pumps as tandem/double or triple pumps, either with one common inlet/suction port for all units, or separate inlet ports for each unit. Pumps can also be combined, e.g. a gear or vane pump can be connected to a bigger axial piston pump having a through drive option.

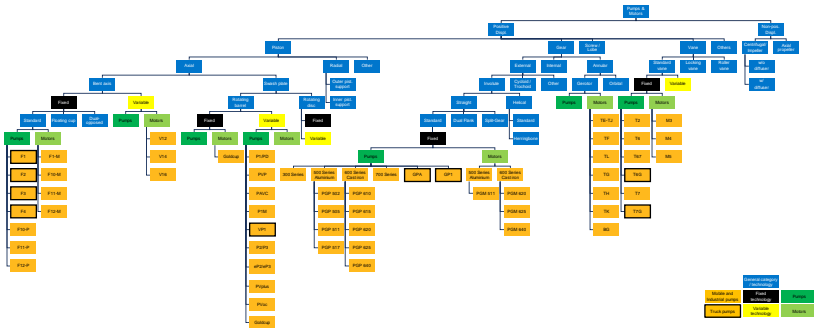


Figure 1: Overview (non-exhaustive) on the main types of hydraulic pumps, based on IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA [1], BAROIU & MOROSANU [2], GROLLIUS [3], VACCA & FRANZONI [4], PARKER HANNIFIN CORPORATION [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12] [13], [14] and own investigations from the authors

### 2.1.2 Basics of pump operating limits

As most pumps have different working principles and designs, the time-dependent layout of their internal forces is different as well. Hence, it makes

it difficult to generalize pump operating limits, which is why this section tries to give an overview on typical operating limits for the most important pump types.

Gear pumps: All gear pumps mentioned in this paper are externally teathed gear pumps, with straight gears, involute gear profile and axial compensation. How those design characteristics look like can be looked up in IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA [1]. Such gear pumps can have a cast iron housing, which enables them to withstand higher maximum peak pressures compared to gear pumps with aluminum housing. The same applies to the maximum continuous pressure resistance. Both types however are typically used in Medium Pressure (MP) range<sup>1</sup>. Figure 2 shows the maximum continuous pressure ratings of multiple pump types, including external gear pumps. Despite pressure ratings, a certain minimum speed of the pump before fully pressurizing it is relevant as well, e.g. 500 *rpm* [10], to ensure proper lubrication of the journal bearings. Maximum speed of the pump is limited by the so called Self-Priming Speed (SPS), which is when incomplete filling of the pump occurs above a certain threshold. The minimum required inlet pressure (typically 0.8 *bar abs*) can be increased by tank elevation to slightly higher values. This improves the filling of the pump at higher speeds, as the fluid column coming into the inlet of the pump is pre-loaded through the own weight of the fluid volume contained in the tank. This may increase the SPS of the pump. IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA [1] as well as [10] further mentioned limitations for the maximum inlet fluid velocity of 2.5 *m/s* and 6 *m/s* for the maximum outlet fluid velocity for this type of pumps.

Variable axial piston pumps: Variable axial piston pumps described in this paper, are all of swash plate type and used both in MP and High-Pressure (HP) range. They typically need a minimum speed as well, to avoid seizure at

---

<sup>1</sup> The exact pressure values and pressure ranges terminology may vary from market segment to market segment. Usually, the nomenclature from ISO 5598 [15] is followed and/or additional information on the ratings and ranges are provided by pump manufacturers.



the barrel and port plate interface but which is far lower compared to gear technology. Special materials, surfaces and coatings of the port plate can lower the minimum required speed, which is nowadays anyway rather low and in the magnitude of typically 50 *rpm* [9] to a 300 ... 400 *rpm* [14], [8].

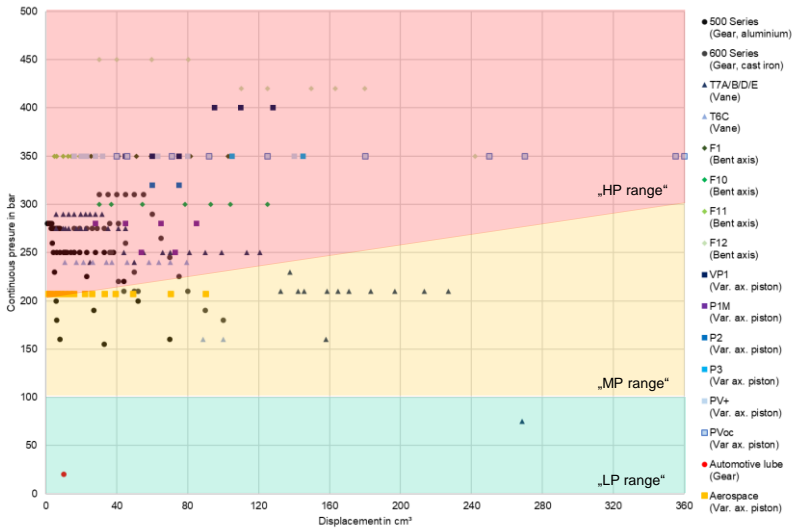


Figure 2: Maximum continuous pressures of different pump types as a function of their (maximum) displacements, based on PARKER HANNIFIN CORPORATION [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12] [13], [14] and [15]. The gradual transition between MP and HP range indicates different definitions across different industries.

At lower pressures, it must be ensured, that the barrel does not lift off, which can be done through the proper choice of a barrel pre-loading spring characteristic, hence this is less an operating limit, but more about balancing design options. The maximum speed limitations of axial piston pumps have been deeply investigated by MANRING ET AL. [16] and have been identified as caused either by barrel tipping, incomplete barrel filling or slipper tipping or a combination of those effects. Their speed limitation scale in proportion to the inverse of the cube root of the volumetric displacement of the pump, as

demonstrated by MANRING ET AL. [16]. Figure 3 shows the SPS for different pump types, also including variable axial piston pumps for aerospace applications<sup>2</sup>, where this trend can be seen particularly well. A measure to improve the barrel filling can be achieved through an additional boost pump, that increases the minimum inlet pressure to values  $> 2 \text{ bar abs}$ , creating a stronger “pre-load” effect of the inlet compared to the tank elevation mentioned in the section on gear pumps. The high-pressure axial piston pump P3 uses for example a non-positive displacement pump of impeller type as boost pump to increase the SPS compared to the similar P2 [7].

Bent axis pumps: As opposed to axial piston pumps, a through drive option cannot be implemented for bent axis pumps, due to the special kinematics of the rotating group inherent to the bent axis. However, they do not exactly have the same, but similar operating limits to axial piston pumps (when considering similar displacements, materials, pressure ratings etc.). Hence, no further details will be given.

Vane pumps: Vane pumps need to avoid as well low speeds at high pressures as well as high pressure gradients  $\Delta p/\Delta t$ , to avoid seizure between the spinning rotor and the stationary port plates. An advantage of the typical cartridge design of high-pressure vane pumps is, that cartridges – that include the rotor, vanes and port plates – can be replaced without the need to exchange the whole pump case. Another advantage of this design is, that the symmetrical arrangement of two inlets and two outlets on the cartridge will lead to no nominal bending torque on the shaft. This enables

---

<sup>2</sup> It has to be highlighted, that the variable aerospace piston pumps shown in the graphs from Figure 2 and Figure 3 have different design characteristics than the ones used for non-aerospace applications, e.g. are often boosted / CC type. Also, for the sake of completeness, an exemplary automotive external gear pump for lube purpose can be seen in those charts. Even though, it can achieve a rather high maximum speed considered its displacement (refer to Figure 2), Figure 3 shows that its operation is limited to Lower Pressure (LP) ranges as opposed to the previously mentioned aerospace pumps that are able to cover both high speeds and high pressures at the same time, however, on much higher level in terms of product complexity.

smaller shaft diameters. Further vane operating limits can be found in PARKER’S vane troubleshooting guide [17].

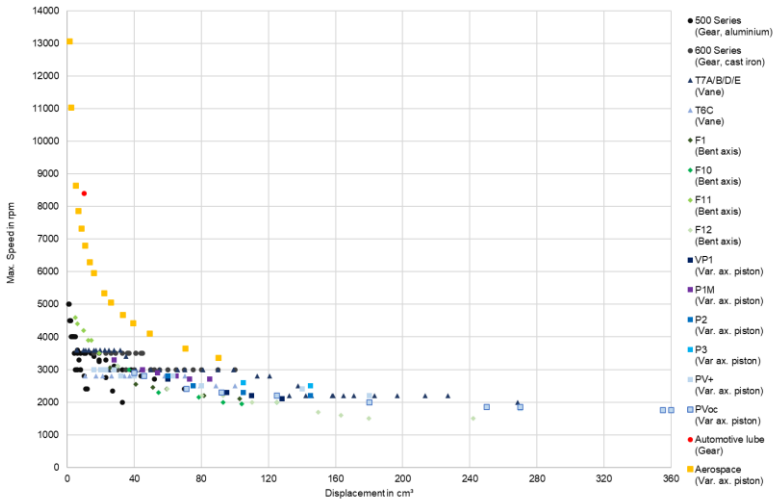


Figure 3: Self-Priming Speed (SPS) of different pump types as a function of their displacements, based on PARKER HANNIFIN CORPORATION [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12] [13], [14] and [15]

### 2.1.3 Basics of pump tribology and hydraulic fluids

Whereas all pumps usually have maximum recommended inlet and outlet fluid velocities to avoid fluid mechanic effects like erosion/cavitation phenomena, the above-mentioned limitations in terms of minimum pump speeds are mostly linked to tribological interactions between relatively moving and loaded surfaces and fluids. Maximum pump speeds are mostly linked to the  $p \cdot v$ -factor (pressure-velocity) which is a commonly used factor to characterize tribological pairs. Additionally, information on the fluid characteristics are important like the Viscosity Grade (VG) and its temperature dependency, described by the Viscosity Index (VI). Higher operating temperatures may be limited by accelerated oil degradation over

time. But more relevant for the pump is an insufficient height of the oil film between moving and loaded surfaces, requiring a minimum kinematic viscosity usually in the magnitude of  $8 \dots 30 \text{ mm}^2/\text{s}$  (or Centistokes *CSt*) depending on the pump type (refer to [10] and [8]). The so-called BRUGGER value of the fluid according to DIN 51347-1 [18] is also of high importance, but will not be treated further in this paper. At lower temperatures (e.g. cold start), the viscosity shall be limited to avoid pump malfunction: Typical maximum kinematic viscosities recommended during such an event can have values up to  $2000 \text{ mm}^2/\text{s}$  for gear pumps [10] or for example  $4000 \text{ mm}^2/\text{s}$  for bent axis technology [14]. Next to viscosity of a fluid mainly influenced by the base oil chemistry, the additive package (e.g. to optimize the wear behavior) blended with the fluid influences highly the tribological behavior. Additional loads on tribological interfaces can also occur due to small particles. Hence, a certain minimum cleanliness / filtration level of the hydraulic fluid according to the ISO 4406 [19] must be considered, to avoid premature and/or abnormal wear at the tribological interfaces of pumps. Typical values for gear pumps are 19/17/13 [10], vane pumps 19/17/14 [12], [13] and bent axis pumps 20/18/13 [11]. However, it can be said that most pumps usually are less sensitive to particle contamination, compared to hydraulic valves, which typically have higher filtration requirements, especially when considering the pilot supply (e.g. 18/16/13 [20]) and not the main flow path of a valve assembly. Compatibility of the sealing materials – which are typically FKM or (H)NBR materials – with the hydraulic fluid is another important topic, that must be ensured, especially when dealing with environmentally friendly HE fluids (e.g. HEES). Standardized fluid evaluation processes are therefore key to assess the compatibility of a fluid with the according pump technology. An overview on typical fluid rating procedures is given by BOCK, DORNACHER & SCHÜRMAN [21] and most pump manufacturers have their own fluid evaluation process, e.g. refer to PARKER HANNIFIN CORPORATION's fluid evaluation process specific to hydraulic pumps [22]. More extensive details on tribology and hydraulic fluids can be found in IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA [1], GROLLIUS [3], VACCA & FRANZONI [4].

### 2.1.4 Basics of pump efficiency

In order to understand hydraulic pump efficiency, four main equations need to be considered: They will be shortly explained following the nomenclature of VACCA & FRANZONI [4]. Equation 1 describes the flow delivered by a hydraulic pump (index  $P$  for pump) when the speed of the drive shaft of the pump has the value  $n_P$  and the geometric displacement of the pump has the value  $V_{D,P}$ . The index  $e$  indicates, that the volumetric losses of the pump are considered through a constant volumetric efficiency parameter  $\eta_{v,P}$ . Those losses reduce the delivered flow at the outlet compared to the ideal case. According to VACCA & FRANZONI [4], volumetric losses can mainly be associated to the compressibility of the hydraulic fluid as well as to internal and/or external leakage of the hydraulic pump.

$$Q_{P,e} = n_P \cdot V_{D,P} \cdot \eta_{v,P} \quad \text{Equation 1}$$

The torque  $T_{P,e}$  that needs to be delivered at the pump shaft to overcome a certain pressure difference  $p_2 - p_1$  with the present pump displacement  $V_{D,P}$  can be calculated according Equation 2. It must be noted that in this equation, the hydromechanical efficiency of the pump  $\eta_{hm,P}$  needs to be used.

$$T_{P,e} = \frac{(p_2 - p_1) \cdot V_{D,P}}{\eta_{hm,P}} \quad \text{Equation 2}$$

Hydromechanical losses are all losses leading to a higher shaft torque need compared to the ideal state. According to IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA [1] those are typically:

- Fluidic friction losses associated to turbulent flows and for impulse change caused by speed change, but also splash/churning losses, e.g. created by roller bearings,
- Losses generated by overcoming viscous friction between sliding surfaces in the pump,

- Static and dynamic sliding friction losses mainly related to ball or journal bearings,
  - Additional losses related to pre-loading of the sealings, tolerances etc.
- The overall efficiency of a hydraulic pump (or motor) is calculated according to Equation 3. Different pump types have different efficiencies: Bent axis pumps for example are known to have best-in-class overall efficiencies compared to other technologies.

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad \text{Equation 3}$$

It has to be highlighted, that the efficiencies mentioned above are in reality no constant values but depend on specific operating points of the hydraulic pump, therefore generating efficiency maps (refer to Figure 7 shown later). The overall efficiency is used to determine the overall power need  $P_{P,e}$  of a pump to overcome a certain pressure difference and deliver a desired flow, according Equation 4.

$$P_{P,e} = \frac{(p_2 - p_1) \cdot Q_{P,e}}{\eta_{t,P}} \quad \text{Equation 4}$$

### 2.1.5 Basics of pump controls for variable displacement pumps

The abovementioned main equations are relevant to understand typical pump controls used in variable displacement pumps. The effect of those main control types can be seen in Figure 4. Displacement control adjusts the displacement of a variable pump to match a target flow needed by the hydraulic system and its consumers fed by the pump. Modern systems are usually electronically controlled, hence called Electronic Displacement Control (EDC). Pressure control adjusts the displacement of the pump to the actual flow need from the hydraulic system and its consumers fed by the pump, while keeping the pressure constant. As such, so called Load Sensing (LS) is a displacement control based on hydro mechanical principle and frequently used in mobile applications to reduce energy consumption of the overall hydraulic system. Ultimately, so called Power/Torque control with LS is a way to limit the input power/torque drawn by the pump. Such control is

important when the available power to drive the pump is limited, for example when multiple consumers are connected to a same driving unit, with which the pump is also driven, or the drive unit has been downsized to match cost-efficiency goals. A frequent use-case for power/torque control is when the driving unit can only deliver limited power, but the application demands high flow at low pressure (e.g. quickly moving a nominally unloaded hydraulic cylinder) or the opposite, when low flow is required at high pressure (e.g. when a hydraulic cylinder is strongly compressed by an external load and shortly before its end stop).

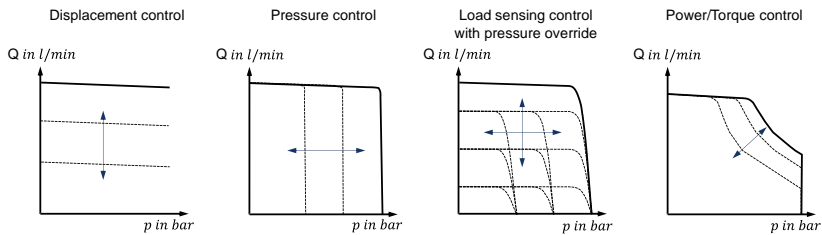


Figure 4: Typical controls type based on PARKER HANNIFIN CORPORATION [5] and [9]

### 2.1.6 Basics of pumps Noise, Vibration, Harshness (NVH)

NVH is a rather generic term used across various industries that describes effects of oscillations on a technical product that may create discomfort to an end user. Hydraulic pumps generate certain noises, usually measured either in anechoic or reverberant noise measurement chambers. There are multiple ways of assessing those measurements, e.g. through the Sound Pressure Level (SPL) and its A-weighting – both using  $dB(A)$  as unit – where the latter takes into account the frequency dependence of the human auditory system. Further ways of objective noise assessment can be looked up at PIETRZYK ET AL. [23]. The main noise source in hydraulic pumps is the so-called fluid-borne noise, caused mainly by the pressure/flow ripple, i.e. the

irregularity of the flow. Indeed, hydraulic pumps – no matter the technology – do not continuously pump fluid, but do so discontinuously with each stroke of a piston, or fluid delivery of a gear tooth or vane chamber to the outlet port, all delivering a certain amount of fluid during a time unit. Structure borne noise also occurs in hydraulic pumps, e.g. caused by the motion of mechanical parts or the noise propagation of fluid-borne noise through the pump's mechanical structure. Ultimately, all noise generated in a pump is transmitted through air, which is called airborne noise. Measures to reduce the SPL in general can be to reduce the noise generation close to the source of its generation, e.g. through a ripple chamber often used in piston pumps (refer to [7] and [9]). Using mechanical isolation, e.g. elastic dampers between the pump and its supporting structure reduces structure borne noise transmission and encapsulation reduces airborne noise. Further information on how to reduce pump noise in a hydraulic system can be looked up in [24].

## **2.2 Basics on hydraulic applications**

### **2.2.1 Applications with hydraulic work functions**

#### Pumps for industrial applications:

The main advantage of hydraulics as means of motion control and power transmission is its unequaled power density compared to electromechanics or pneumatics, which makes it a good fit for heavy-duty stationary applications. As its name indicates, those applications are non-mobile – even though they may have moveable parts – i.e. they usually do not change their location, hence do not need a propulsion system for this purpose. An example for a stationary hydraulic application is a hydraulic progressive die press used for mass production of metal sheet parts, e.g. in automotive industry. Typical pumps for those kinds of applications are industrial variable displacement axial piston pumps (e.g. [9]). Another typical application are plastic injection molding machines that in some cases use fixed displace-



ment vane pumps (e.g. [9]). Sometimes, the pump is installed inside the tank, which is referred to as a submerged pump. As it can be seen, the beforementioned applications are very often used in industrial manufacturing environments, which is likely why it is often referred to them as industrial applications, as opposed to mobile applications.

#### Pumps for semi-mobile applications:

Even though there seem to be a clear differentiation between industrial and mobile applications, the distinction may not always be that clear. So-called semi-mobile applications often use hydraulic pumps requiring the particularly high reliability needed in industrial use-cases, but on an application that is moveable. A marine container vessel is obviously moveable but may use for example an industrial variable axial piston pump to actuate the engine valves in its two-stroke engine. In this case, a so-called overcenter functionality is crucial (e.g. [8]), to ensure actuation of the valves, no matter if the ship's crankshaft is moving Clock-Wise (CW) for forward motion, or Counter-Clock-Wise (CCW) for reverse motion. It can also be thought of further examples, e.g. construction equipment like a deep-hole drilling machine to ram the foundations of a building – which obviously is a much less mobile application than the beforementioned container vessel – however, may use multiple mobile variable axial piston pumps to implement different functions.

#### Pumps for mobile applications:

Mobile applications typically have hydraulics to actuate the work functions on one hand but also a drivetrain to propel and drive the vehicle. This propulsion system can – but most not be – hydraulic as well. Typical examples for mobile on-road applications are on-road load handling vehicles (e.g. [25]), refuse trucks, sewage trucks, street sweepers, snowplow, salt spreader trucks etc. They usually use so-called truck pump technology, having a standardized truck interface and particularly thin design of the pump body, often being truck pumps of gear, bent axis (refer to [14]) or vane types (refer

to [26]). Truck pumps are mostly connected either to the engine or the transmission housing, so-called wet Power Take-Offs (PTO), hence they often feature a double shaft seal design at the drive shaft. Such dynamic sealings work in both directions, to avoid engine or transmission oil to enter the hydraulic pump on one hand, but of course also to avoid the hydraulic oil to enter the engine or transmission on the other hand. Additionally, there are many mobile applications, that are less obvious to categorize, as they neither are strictly on-road, nor strictly off-road. Those can be for example airport vehicles (de-icing or snow removal airport equipment, material handling machines like forklifts, reach stackers for port-handling purposes (e.g. [27]) etc.

Typical examples for mobile off-road applications are agricultural machinery (tractors, air seeders, harvesters, slurry tankers, etc.), construction equipment (mini- or midi-excavators etc. [28]), forestry machines (forwarders, harvesters, timber trucks, wood chippers, etc.), mining machines (both surface and underground, e.g. earth drilling machines, dust collectors etc.), peacekeeping vehicles (e.g. wheeled excavators etc.), railway maintenance vehicles, turf lawn mowers etc. There are multiple pump technologies used in those applications, from mobile variable axial piston pumps for MP (refer to [6]) to HP (refer to [7]), over fixed bent axis pumps (refer to [11]) for more harsh applications (compared to the previously mentioned truck pumps). They are not always connected through wet PTOs, but often through (cardan) shafts or belt drives with dry PTO, where single lip sealing is sufficient.

### **2.2.2 Requirements for mobile pumps as opposed to industrial pumps**

Figure 5 shows qualitatively typical industrial and mobile pump requirements.

	Mobile Pumps	Industrial Pumps
Envelope shape	Typically thinner	Thinner envelope less relevant
Envelope size	Typically smaller	Typically bigger
Mounting options	Horizontal	Horizontal + Vertical
Shaft interfaces	More splined shafts	More keyed shafts (ISO and SAE)
Shaft through-Drive options	Less relevant	More relevant
Flange interfaces	SAE J744	Metric and imperial (ISO and SAE)
Hydraulic interfaces	BSP and UN threads mainly	Metric threads mainly
Electrical interfaces	„Deadend“ Connectors	„Hirschmann“ Connectors per EN 175301-803
Surrounding temperature ranges	-40°C and up to very high temperatures	Typically more stable temperature ranges
Max. speeds / SPS	>> 1,800 rpm	= 1,800 rpm
Inlet conditioning	Boosting more relevant due to higher speed needs	Boosting less relevant due to lower speeds sufficient
Bio-/Environmental fluids	More in focus	Less in focus
Max. pressure levels	Smaller, up to 350 bar peak	Higher, up to 420 bar peak
Shaft bearing lifetime expectations acc. ISO 281	= 10,000 h	>> 10,000 h
Weight expectations	Lower weight necessary	Higher weight OK
Noise behavior	NVH in general is more relevant (not only dB(A)) + sound quality	Noise level as such in dB(A) is more relevant
Weight / noise trade-off	Thinner housings, damping less noise emissions	Thicker housings, damping more noise emissions
On-/Off-Stroke time / Dynamics	Typically slower	Typically faster
(Onboard) network voltage level, e.g. for valve solenoids	12 V, 24 V	24 V
Typical sensor supply voltage level	5 V	24 V
Typical communication protocols	CAN-Bus	Profinet, EtherCAT, Ethernet IP
ECUs	More standardized	More customized

Figure 5: Qualitative comparison of typical requirements for conventional hydraulic pumps for industrial and mobile applications

It must be stated that this is a qualitative overview, and that generalizations cannot be made, as there might always be specific cases, e.g. mobile applications requiring much higher peak pressures and also industrial pumps being operated at lower pressures. However, while pumps for mobile applications might be used in higher volumes, industrial pumps are often used in specific manufacturing machines, demanding more customization to match its requirements.

### 2.2.3 Embedding the hydraulic pump in the system circuit

Various basic concepts of hydraulic system designs have become established in the field of mobile machinery. While hydrostatic transmissions for propulsion use closed-loop circuits, the hydraulic work functions in mobile machines usually use open-loop system designs which are easily adaptable and expandable. Historically, the hydraulic pumps in these systems are driven at a constant speed via a PTO of the Internal Combustion Engine (ICE).

#### Open Center (OC) Load-Sensing technology for work functions:

The hydraulics for implementation of the work functions are typically OC, using positive displacement hydraulic pumps actuating multiple cylinders or motors through manifolds integrating various valves connected with pipes

and hoses to the working aggregates. OC-Systems are robust and cost-effective systems consisting of a fixed displacement pump, a safety Pressure Relief Valve (PRV), and an OC-LS-Valve. In combination with the constant output speed of the PTO, the fixed displacement pump generates a constant system volume flow (“constant-flow-system”). To control the work functions, the flow required to operate the consumers is taken from the OC-LS-Valve. The flow that is not required creates a free flow through the gallery of the OC-LS-Valve and goes back to the tank. As the pump continuously supplies the maximum flow, high power losses occur, particularly with consumers with high pressure and low flow requirements.

Closed Center (CC) Load-Sensing technology for work functions:

The typical LS control with variable positive displacement pumps is called CC Load-Sensing. The highest pressure of the different working functions circuit is fed back over shuttle valves to the pump controller via the LS hose. The pump’s outlet pressure is adjusted through the LS pressure difference  $\Delta p_{LS}$  (variable controlled) due to the spring pre-load (reference variable) in the compensator. The individual pressure compensator, in combination with the proportional directional valve (measuring throttle), forms a continuously adjustable 2-way flow control valve, which means that load-independent flow rate control also applies to consumers whose pressures resulting from the load are lower than for the consumer subjected to the highest load. In most applications, LS is combined with other controller types, for example torque control. All lower pressure circuits are throttled in pressure by pre-compensators or post-compensators at the LS valve. This throttle losses are pure inefficiencies of such a power distributed system. If there is no flow demand in the system, the LS signal is drained into tank and therefore the pump strokes down to provide a standby pressure in the system – adjusted  $\Delta p_{LS}$ . In comparison to other system architectures the LS system belongs to one of the most efficient approaches but still energy losses need to be considered if the system is not enough “pressure balanced” plus the continuous generated  $\Delta p_{LS}$  from the LS signal.

## **2.3 Basics on electrification of hydraulic applications**

### **2.3.1 Electronic Load-Sensing (eLS)**

Based on the hydromechanical LS system outlined in the previous section, the electronic LS (eLS) can be seen as the next evolutionary stage. Major difference is that the control signals are no longer transmitted hydraulically from the system, but electronically. They are processed by an Electronic Control Unit (ECU) with corresponding logic. As there exist multiple approaches and possibilities on how to implement this (e.g. refer to ERIKSSON, BHASKAR & GOMM [29] and [25]), the definition is in the eye of the beholder, hence the focus will be more on the three key approaches from pump perspective.

#### eLS with a variable displacement pump driven by an ICE:

When using a variable displacement pump driven at a fixed speed by an ICE, the displacement is adjusted as required by using a proportional valve instead of a hydromechanical compensator. It is important to ensure that the valve's dynamic characteristic is sufficiently high to respond appropriately to the system's reactions respectively the demand.

#### eLS with a fixed displacement pump driven by an Electric Motor (EM):

In combination with a fixed displacement pump the most sensible approach is to use the idea of eLS in combination with a highly dynamic Electric Motor (EM). In this case, the ECU regulates the EM's speed by accelerating and decelerating the pump to adjust the flow to the system demand, which is often referred to as "flow on demand". Regarding the controls, various concepts are possible to realize. The combination of a hydraulic pump with an EM is often referred to as an Electrohydraulic Pump (EHP).

### eLS with a variable displacement pump driven by an EM:

A combination of a variable displacement pump with an EM is also conceivable and brings further advantages, such as torque control (refer to section 2.1.5). By adding an electronic control, different control types such as varying LS pressures can be realized and combined as required without the need to adapt or adjust mechanical components. Another significant advantage compared to "classic" LS is a higher efficiency, e.g. due to less losses in the pump control, but this should be considered in relation to the overall system architecture. MYERS [30] points out based on experimental and simulative data, that efficiency improvement of up to 15% can be achieved through the use of a variable displacement pump varying both speed and displacement during operation, compared to a fixed displacement pump where only the speed can be varied. Additionally, it can help to reduce heat generation in the EM [30].

### **2.3.2 De-centralized hydraulics architecture and its efficiency potential**

#### De-centralized hydraulics in Hybrid Electric Vehicles (HEV):

CASOLI ET AL. [31] investigated the efficiency potential of de-centralized hydraulic architectures – to which the authors refer as zonal hydraulics – on a 9-ton excavator compared to conventional LS. They compare different hybridized concepts, from a conventional ICE driven 9-ton excavator with a variable displacement pump with LS, to a partially and to a fully de-centralized (distributed) hybridized concept. DDH with fixed displacement pumps are used, allowing energy recuperation. Primary efficiency potential is gained through substitution of valve throttle losses, when switching from standard LS to the partially de-centralized layout. When switching to the fully de-centralized architecture, the pipe losses disappear, as the tanks of each hydraulic zone are assumed to be located directly at the hydraulic actuator. Huge additional efficiency potentials can be gained. Secondary efficiency potentials are gained through recuperation, e.g. when the boom goes back in its initial position and uses the mechanical energy saved to feed

it back to the electric circuit. Tertiary efficiency potential comes through downsizing the ICE to operate it more efficiently through load point increasing. [31] The latter one can be seen similarly to the downsizing already state of the art in automotive industry for many years (e.g. refer to FISCHER ET AL. [32]). A more recent analysis on such concepts as well as extensive review of different approaches of hybridization and centralization can further be looked up at PADOVANI, DIMITRIOU & MINAV [33]. Most likely, the high overall costs of such systems (multiple EM, each with their own inverter and pump are required) are eventually the reason, why they are until today not widely established in mobile hydraulics.

#### De-centralized hydraulics in Battery Electric Vehicles (BEV):

Similarly to the de-centralized approaches sketched in the previous section for hybrids, NAGEL & ZHANG [34] propose such concepts for fully electric (construction) vehicles as well. The authors discuss different possibilities to convert an initially ICE driven system to an electric one, with their advantages and disadvantages. The easiest approach is to substitute the ICE by an EM, which then drives the pump(s) already in place, so that the hydraulic infrastructure for all functions can remain as it is. Such conversions are often referred to as “phase 1” or “generation 1” BEV in the mobile industry, hence those are typically demonstrators. As MYERS [30] points out, such systems require the EM to always rotate at constant speed, with the hydraulics connected with fixed ratio to them, hence doing the same. This means that the advantage of a very flexible and dynamic EM cannot be leveraged. A “phase/generation 2” approach could be to allow higher modifications or optimizations of the whole system, e.g. to have several – for example two – EHP that each feed multiple work functions with similar requirements in terms of flow and pressure. A “phase/generation 3” approach would be a fully de-centralized (distributed) layout, with one dedicated EHP per function (refer to NAGEL & ZHANG [34]), allowing maximum efficiency. MYERS [30] explains, this type of architecture has the advantage to increase the EHP life, while reducing the utilization of the battery. And it is true, that no matter

the electrification concept, once an application is fully electric with hydraulics, or being without hydraulics (the latter to which LARISH [35] refers to as “phase 4”), the battery capacity becomes a critical element to ensure minimum downtime. To address this challenge, more battery capacity is installed, which increases further the application’s costs and weight. Adding more battery reduces the available space for EM, inverters, and the hydraulic pumps, which is why more integration of those sub-components to compact units may resolve those conflicting goals. No matter the benefit in terms of efficiency, it remains important to highlight, that the weight of some applications may be critical, e.g. in agricultural applications where excessive soil compaction must be avoided. Ultimately, it remains important to highlight, that some applications also might never come to the point of phase 4, as they will require the unique power density of hydraulics, its undisputed overload behavior, and its cost-efficiency.

### **3 Challenges for hydraulic pumps when electrifying hydraulic applications**

#### **3.1 Overview of the most common challenges due to changing requirements**

Figure 6 shows a brief comparison of key characteristics of mobile applications, when using an ICE as power source or when using an EM as power source. To the left and right of it, trends for the hydraulic pumps are qualitatively derived. In the following sections, not each of those characteristics will be treated individually, as the focus will be on the most important ones from hydraulic pump perspective.



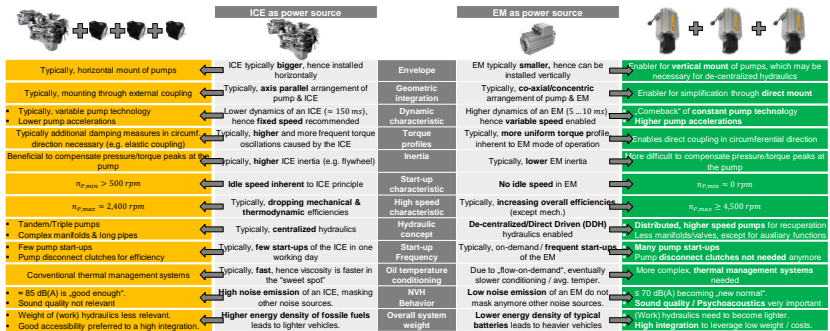


Figure 6: Holistic (non-exhaustive) summary of challenges and chances for mobile hydraulic pumps, when being electrified<sup>3</sup> in mobile applications

## 3.2 Requirements for higher pump speeds and accelerations

### Requirement to increase the maximum pump speeds:

As MYERS [30] points out, the maximum speed of hydraulic pumps was previously limited by the maximum speed of the mechanical PTO. When electrifying the pump as an EHP it is usually limited by the design characteristics of the pump [30], as EM usually can turn at much higher maximum speeds compared to ICEs delivering a similar power. Therefore, improving the maximum speed / SPS of hydraulic pumps is important in the context of electrification, as EM usually are more efficient at higher speeds, refer to Figure 7. Also, the delivered flow of a pump increases at higher speeds, which enables reducing its displacement. As it could be shown previously

<sup>3</sup> The dynamic characteristics for ICE and EM in ms in this table are from KÖNIG [39], hence from typical automotive applications. They might differ compared to truck or off-road applications. However, the magnitude between those two values gives an estimation on the much higher dynamics of EM compared to ICE.

with Equation 3, reducing the displacement also reduces the needed torque. Reducing the needed torque allows to use a smaller EM, as the bore diameter and length of the machine determine the delivered torque (refer to SCHWEIGERT ET AL. [36]). This, allows then again, to turn at even higher speeds. Therefore, increasing the maximum pump speed, enables increasing the power density of a whole EHP, subsequently lowering its weight and therefore enabling more de-centralization of hydraulics.

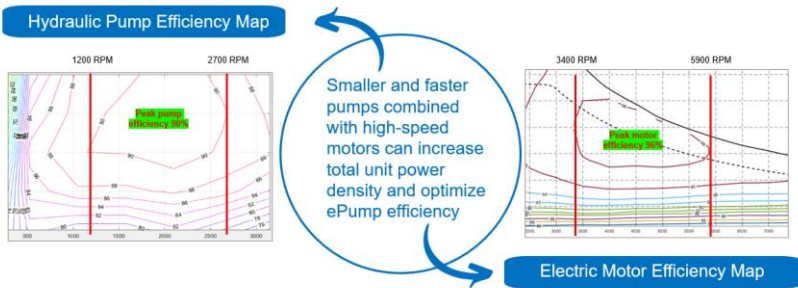


Figure 7: Efficiency maps of an exemplary pump and an exemplary EM from ZHANG & NAGEL [37]

### Requirement to increase the maximum pump accelerations and decelerations:

When considering EHP using eLS for “flow-on-demand” in partially or fully de-centralized electrified applications, it becomes quickly obvious, that the pump will be strongly accelerated and decelerated, to match the flow demanded by its consumers. [13] mentions limitations in the operating range of vane pumps, e.g. max. permissible accelerations of around  $3800 \text{ rad/s}^2$  and decelerations of around  $-4100 \text{ rad/s}^2$ , when calculating back from the shown speed profiles to a rotational acceleration. Typical drivetrain inertia values for pumps can be found in Figure 8 with a logarithmic scale, indicating that even for high displacements up to  $360 \text{ cm}^3$  the

inertias to be accelerated and decelerated remain rather small, when considering a single pump.

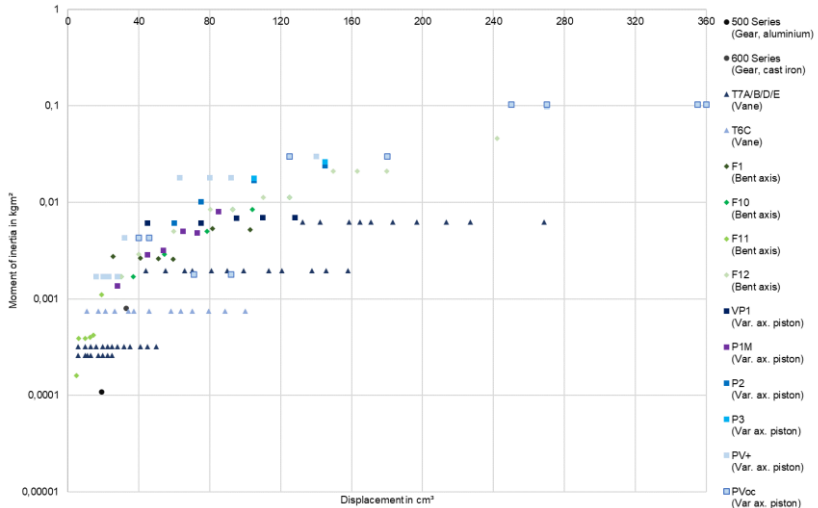


Figure 8: Drivetrain inertias of different pump types as a function of their displacements (logarithmic scale for the y-axis), based on PARKER HANNIFIN CORPORATION [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12] [13], [14] and [15]

The acceleration and deceleration limit becomes part of the design process. The beforementioned limits may appear at first sight to be lower compared to typical values delivered by EM, which are often in the range of  $10000 \text{ rad/s}^2$  and above: However, the latter value is load free, therefore a purely theoretical / ideal value as on one hand the inertia of all components connected to the EM (e.g. a pump, refer to Figure 8) must be accelerated as well and on the other hand, the hydraulic torque (refer to Equation 3) caused by the pressure and the displacement needs to be overcome as well. To increase acceleration capability of the pump, the first limit to overcome usually are the inlet conditions: As mentioned in section 2.1.2, a slight elevation of the hydraulic tank or using a boost pump increases the inlet

pressure, which enables higher accelerations of the pump. The next limit is the available torque of the EM: To accelerate very quickly the EM needs to be oversized which makes the drivetrain not cost-efficient anymore. Thus, dynamic restrictions are the consequence. In case of oversizing the EM, the next limit would be the pump's shaft resistance against sudden torque gradients caused by excessive accelerations. This can be solved through according dimensioning of the shaft or avoiding too high accelerations through a logic in the EHP's ECU. Then, as mentioned in section 2.1.3, improving the tribological behavior of the pumps enables to push accelerations even further. Finally, one of the last limiting factors for acceleration are the centrifugal forces on the rotating parts, generated by high accelerations.

### **3.3 Requirements for lower SPL and improved noise quality**

With the substitution of the ICE in mobile applications that are becoming fully electric, the main noise emitting source vanishes, hence not masking anymore noise generated by the hydraulics and other adjacent functions. The main noise sources are not necessarily the pump, but often hydraulic valves or hoses that are excited by flow ripples, which is why it is of high importance to follow recommendations to mitigate noise propagation in hydraulic systems as listed in [24]. However, the A-weighted SPL of hydraulic pumps also needs to be further reduced, which can be achieved through multiple ways, as mentioned earlier in section 2.1.6. It has been mathematically proven by IVANTYSYN & IVANTYSYNOVA [1] that for axial piston pumps, an uneven number of pistons reduces the flow irregularities, which is why most of those pumps have odd number of pistons, e.g. 7, or 9 pistons (P1M, P2/P3, PV+, PVoc pumps [6], [7], [9], [8]), sometimes also 11 pistons (e.g. VP1 pump [14]). It is then logical, that the number of pistons can influence the noise quality as well, as at the same rotational speed, the excitation frequency differs between a 9- and a 11-piston design, without necessarily

reducing the objective A-Weighted SPL. This is linked to the fact, that the A-weighted SPL depends on much more design factors than just the number of pistons for axial piston pumps, or the number of teeth for gear pumps or the number of vanes for vane pumps. This is when subjective noise assessment becomes relevant: PIETRZYK ET AL. [23] reviews in his work not only objective sound assessment methods and standards as mentioned earlier but focusses also on the objectivation of subjective noise perception through mathematical methods on one hand as well as on psychoacoustics on the other hand. The latter one shows that pair-wise subjective assessment of noise emissions from different pumps at same operating conditions still is a good method to investigate how end-users may perceive the noise quality. The closer the set-up is to the final application, the more accurate the assessment will be.

### **3.4 Requirements for more integration for smaller geometric envelope and lower weight**

More integration of a hydraulic pump and an EM from an EHP to a so-called Integrated ePump (IEP) may also influence positively the beforementioned acoustic behavior, however it is not the main driver for integration. Usually, it is the wish to have smaller geometric envelopes, lower weights, and functional unification for reduced number of parts. Integration, not solely of the pump and the EM, but also of the inverter, or even a hydraulic actuation cylinder to an Electro-Hydraulic Actuator (EHA) is probably the most accomplished vision when dealing with integration of hydraulics. Hence, many publications on EHA exist, which is why this topic will not be addressed further here.

## **4 Direct coupling of hydraulic pumps and electric motor: A moderate first step to more integration**

### **4.1 Problem statement**

In industrial applications, a separate coupling between the EM and the pump is state of the art for many years to connect both components to an EHP. The coupling is usually housed in a separate bell housing connected with both the EM and the pump. This has the advantage of being easily assembled and disassembled, using more or less standardized catalogue couplings and sometimes also providing additional degrees of freedom to compensate minor misalignments between EM and pump. However, this increases the axial length of the EHP significantly. Additionally, the coupling increases the inertia of the EHP reducing the rotational dynamics. Further, the coupling is often adding a node in the drivetrain, which may negatively impact its torsional oscillation behavior.

Hence a direct coupling of the male spline of a pump and a female spline of the EM appears to bring advantages in terms of lower axial length, therefore enabling a first moderate step towards more integration of an EHP. Additionally, it enables higher rotational dynamics through less inertia and overall, a simplification in terms of reduced number of parts, as neither the separate coupling, nor the bell housing would be needed anymore. Direct coupling technologies of two components are as such not new: They do exist in various industries, especially in the automotive transmission industry, where maximum integration and functional unification is key for small and light-weight subsystems. However, in mobile and industrial hydraulic applications, lifetime requirements are by far more demanding compared to automotive applications, as also shown in Figure 5. Ultimately, spline wear, pittings and/or fretting corrosion might occur at the spline interfaces, which must be avoided, to reduce the maintenance effort and therefore the

downtime. Today's solution in truck industry either need to be regreased / maintained on a regular basis or use a wet spline technology (e.g. refer to [38]), where additional hoses branch off a small flow out of the transmission hydraulics for example, to provide an oil circulation at the direct spline connection to the actual main pump to avoid fretting corrosion.

## 4.2 Concept and design of different direct coupling splines and their lubrication technologies

CAILTEUX ET AL. [39] and the authors propose several solutions for direct coupling of a hydraulic pump and an EM to an EHP: A greased spline, a wet spline – both state of the art – as well as the so-called maintenance-free spline, where a flow of the hydraulic fluid is forced through the spline connection. The main novelty is that no additional hoses or connections are needed. The latter and novel one promises optimal lubrication of the spline to avoid fretting corrosion for both horizontally or vertically installed EHP. The design and function of those three dedicated spline connections for EHP are described visually in the following Figure 9.

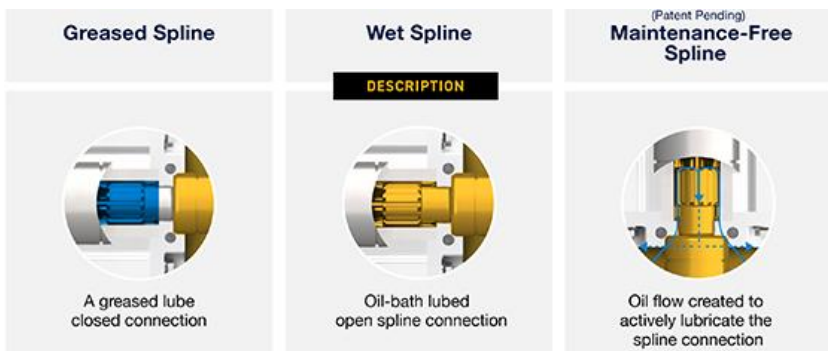


Figure 9: Different spline lubrication technologies for EHPs, based on CAILTEUX [39] and PELZ ET AL. [40].

### **4.3 Analytical calculation study for the maintenance-free spline technology, exemplary for external gear pumps**

For certain applications, the greased spline connection is well-suited and provides adequate performance in terms of shaft-hub connection longevity. However, the lubrication properties of the grease deteriorate over time, necessitating regular maintenance to ensure smooth operation over extended periods. Both the wet spline and the maintenance-free spline solutions address this issue by fully submerging the spline in a lubricating and protective oil bath. This approach minimizes wear to a physical minimum.

The Parker maintenance-free spline solution offers several additional benefits, including the frequent exchange of oil around the mating splines. This process helps to flush out abrasive particles from the shaft-hub connection and can prevent the formation of localized heat spots, depending on the duty cycle and the fluid used. The basic working principle is illustrated in Figure 10 (schematic), with the relevant parameters detailed in the table at the beginning of this paper.

The advantage of this type of internal flow circulation is that no auxiliary equipment, drains, or external flow sources are required. The concept involves creating a pressure gradient between the upper dead volume within the female spline and the lower fluid exhaustion point through the radial drilling in the male shaft. Several geometrical constraints must be considered to ensure that the total pressure at the top remains lower than at the exhaustion area. Once this requirement is satisfied, a positive flow through the spline is established. Fresh oil from the pump casing is drawn through the spline teeth, expelled into the pump casing, and eventually transported away.



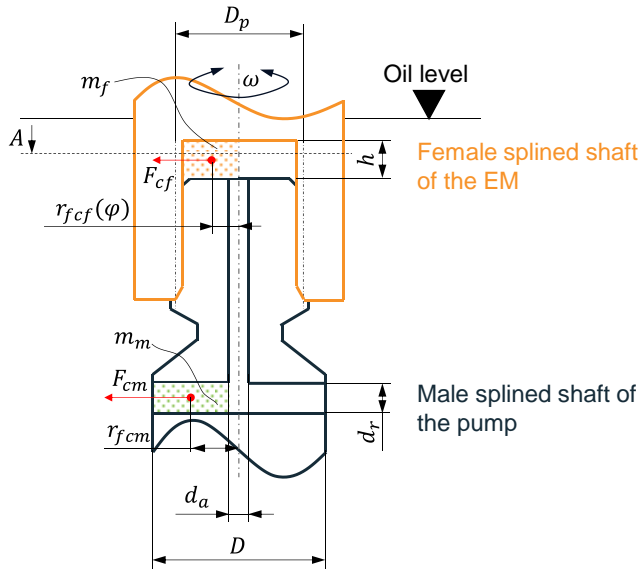


Figure 10: Submerged maintenance-free spline connection exemplary on gear pump, side view, schematic

The basis for the calculation involves the two pressures resulting from the centrifugal forces  $F_{cf}$  and  $F_{cm}$ . The calculation begins with  $F_{cm}$ , which is determined as follows:

$$F_{cm} = m_m \cdot \omega^2 \cdot r_{Fcm} \quad \text{Equation 5}$$

with

$$m_m = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2 \cdot \left( \frac{D}{2} - \frac{d_a}{2} \right) \quad \text{Equation 6}$$

and the rotational speed of the spinning shafts

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad \text{Equation 7}$$

$$r_{fcm} = \frac{d_a}{2} + \frac{D}{4} - \frac{d_a}{4} \tag{Equation 8}$$

against the surface of the radial drilling in the male shaft

$$A_{fcm} = \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2 \tag{Equation 8}$$

This must be put in relation to the pressure resulting from  $F_{cf}$  which is calculated according to the formula provided below, considering Figure 11.

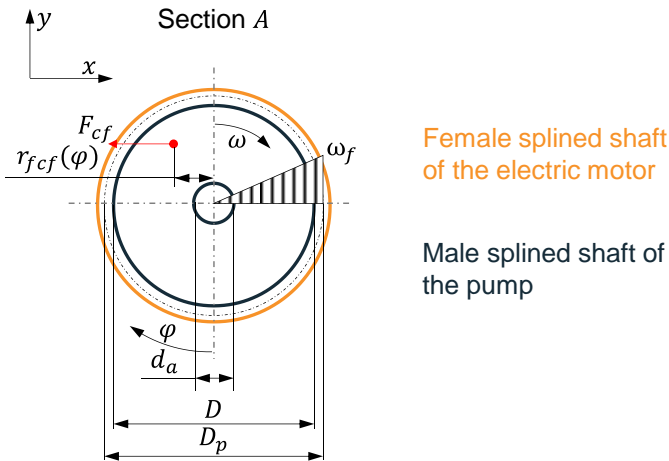


Figure 11: Submerged maintenance-free spline connection exemplary on a gear pump, top view (schematic)

$$F_{cf} = \int_0^\pi m_f \cdot \omega_f^2 \cdot r_{fcf}(\varphi) d\varphi \tag{Equation 9}$$

The calculation is performed in sections normal to the  $y$ -axis and integrated over  $\varphi$  from  $0$  to  $180^\circ$  (left half of the cylinder). Only the unidirectional force component of  $F_{cf}$  in the  $x$ -direction is considered. A force in the  $x$ -

direction requires an angular velocity component of the fluid in the  $y$ -direction. Therefore, the following formulas apply:

$$\omega_f = \omega \cdot \sin(\varphi) \quad \text{Equation 10}$$

$$m_f = \int_0^\pi \rho \cdot h \cdot \frac{D_p^2}{8} d\varphi = \frac{\pi}{8} \cdot D_p^2 \cdot h \cdot \rho \quad \text{Equation 11}$$

$r_{fcf}$  represents the center of gravity of the fluid section of the semi-cylinder on the left side, extending from the lower end of the vertical centerline to the upper end ( $0 < \varphi < 180^\circ$ ).

$$r_{fcf}(\varphi) = \frac{D_p}{4} \cdot \sin(\varphi) \quad \text{Equation 12}$$

This results in

$$F_{cf} = B \cdot \int_0^\pi \sin^3 \varphi d\varphi \quad \text{Equation 13}$$

with

$$B = \frac{1}{4} \cdot m_f \cdot \omega^2 \cdot D_p \quad \text{Equation 14}$$

The counter pressure on the top inside the female spline sets due to the centrifugal force  $F_{cf}$  against the projected area  $A_{fcf}$ .

$$A_{fcf} = D_p \cdot h \quad \text{Equation 15}$$

Closing the loop to the initial requirement, a positive flow builds up, when the statement

$$D^2 - d_a^2 > \frac{\pi}{12} \cdot D_p^2 \quad \text{Equation 16}$$

is true, which is given for all hydraulic pumps from Parker having this technology.

## **4.4 Numerical investigations for the wet spline and maintenance-free spline technologies**

In addition to the analytical calculations, simple 1D as well as more complex Computational Fluid Dynamics (CFD) simulation models have been set-up for multiple pump types. Simulations have been performed and they showed a good match between the analytical as well as the numerical approaches. Measurements in alternative test set-ups showed good matches between the flows determined by calculation or simulation compared to the one measured on a rig.

## **4.5 Experimental investigations**

### **4.5.1 Test rig**

To qualify the spline connections with regard to performance, dedicated test rigs have been installed globally at Parker. The pumps undergo a minimum of five endurance tests, each consisting of several millions of hydraulic cycles, before approval is granted. To simulate real-life conditions, the unit is paired with Parker's Global Vehicle Motor (GVM) – a Permanent Magnet Alternate Current (PMAC) Motor – and completes the tests in both vertical and horizontal mounting positions. Figure 12 shows an exemplary outline on the test rig concept globally used to perform those tests.

### **4.5.2 Test procedure**

As shown earlier, electrified drives introduce new requirements compared to conventional ICE hydraulics, such as higher dynamics, hence a new test cycle has been developed to stress the units to their physical acceleration limits, in addition to their mechanical load limits. These limits are selected to ensure only just that the suction line is conditioned as required. The test cycle comprises two speed sweeps: one loaded and the other unloaded, as illustrated in Figure 13.

### 4.5.3 Test result assessment methodology

Once a test is completed, the splines are cleaned and examined. The final rating is based on two overall criteria. One is the measurement of the tooth thickness reduction over time with a standardized method, and the other is a visual inspection for fretting corrosion, pitting, abrasive wear, and micro-pitting according an internal systematic. This evaluation is conducted for both the male and female splines.

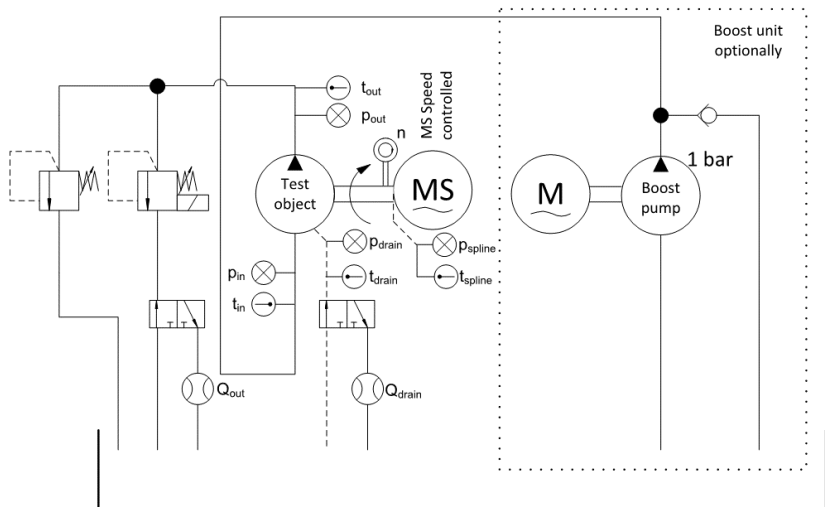


Figure 12: Hydraulic scheme of the test rigs used for endurance qualification of greased spline, wet spline and maintenance-free spline solutions (schematic)

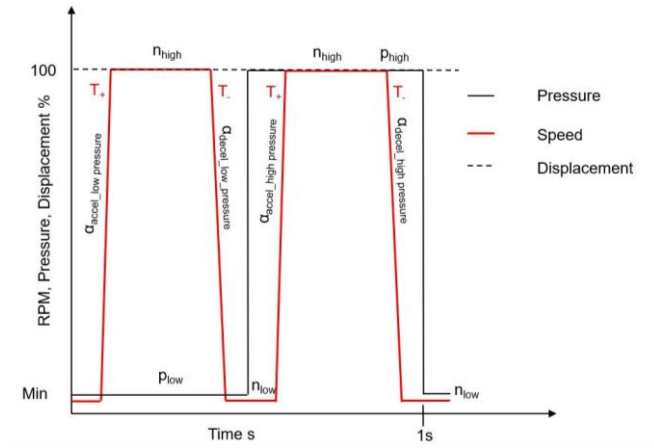


Figure 13: Test cycle for the endurance tests of greased spline, wet spline and maintenance-free spline solutions (qualitative)

## 5 Discussion

All performed tests, irrespective of the lubrication type, were successfully passed. Quantitative analysis based on tooth thickness measurements indicates differences in performance among the lubrication types. Although the abrasion of the tooth flanks did not exceed a rather small percentage of the protective case-hardened layer, it is noteworthy that the submerged solutions exhibited significantly less wear compared to the greased spline connections for gear pumps. For greased operation, the type of grease significantly influences the result. The primary factors affecting grease life are the temperature within the shaft-hub connection and the rotational shaft speed.

Given that the flow over the splines has been validated analytically, through 1D- and CFD-Simulations and matched the theoretical results in measured alternative set ups, it can be additionally assumed with high confidence that

the spline shaft-hub connection will benefit from the advantages of extended heat exchange and particle evacuation over longer periods.

Furthermore, the turbulence created by the oil channel in the maintenance-free spline solution increases the likelihood of removing the air pocket in the female spline when mounted vertically. The presence of an air pocket may lead to insufficient lubrication of the EM's shaft seal and can eventually cause damage due to overheating. The capability of the wet spline solution to remove the air pocket varies across different pump technologies. For example, vertical mounting with the wet spline is not recommended for gear pumps, which is why the maintenance-free spline solution is recommended for such cases.

Further information on installation recommendations for the presented solutions can be excerpted from PARKER'S installation manual for "eReady" pumps [41] of external gear pumps, i.e. pumps that have been qualified for electrified applications.

## **6 Summary and Outlook**

This contribution gave in a first step a compact but holistic overview on the state of the art of hydraulic pumps for work functions, with a focus on pumps for mobile applications. This enabled a better understanding of the operating limits of open circuit pumps as they become more relevant when electrifying a mobile application.

In a second step, the challenges for hydraulic pumps when being electrified have been discussed. Despite more dynamic duty cycles for the pump due to the inherent characteristic of highly dynamic EM compared to ICE, a major challenge will be to further integrate sub-components of electrically driven pumps to a small and lightweight system. This will be necessary to enable

de-centralized hydraulics, promising significant efficiency potential for end-users.

Thirdly, a first, moderate step towards more integration between pump and EM is proposed: It is the direct connection of the hydraulic pump to its EM, to save the axial space of a separate coupling. To avoid fretting corrosion at the interface of male and female splines in highly dynamic duty cycles of electric applications, the authors propose three different lubrication technologies for the splines: A greased spline, a wet spline and Parker's maintenance-free spline. The latter one shows the best performance. This has been demonstrated exemplary for external gear pumps by means of analytical calculations, 1D- and CFD-Simulations as well as experimental lab qualification.

The presented solutions will support mobile application OEMs in their path towards more integration and reduced downtime of hydraulics in electrified vehicles, hence enabling a moderate decentralization of the hydraulic architecture to leverage efficiency potentials. Longer term, even more integration is to be expected – e.g. IEPs – to enable more de-centralization of the hydraulics for better efficiency.

## **7 Credit authorship contribution**

PDF: Original draft and conceptualization of all sections from 1 to 6; Methodology, formal analysis, writing, reviewing and editing of sections 1 to 2.2.2, 2.3.2, 3, 4.1, 4.4, 5 and 6.

RP, DF and MW: Methodology, formal analysis, writing, reviewing and editing of sections 2.2.3 and 2.3.1. Reviewing, editing and proofreading of all sections from 1 to 6.



MK: Methodology, formal analysis, conceptualization, writing, reviewing and editing of sections 4.2, 4.3, 4.5 and 5.

HZ: Reviewing, editing and proofreading of all sections from 1 to 6.

## 8 References

- [1] J. IVANTYSYN AND M. IVANTYSYNOVA, *Hydrostatische Pumpen und Motoren: Konstruktion und Berechnung*, Vogel Communications Group GmbH & Co. KG, 1993.
- [2] N. BAROIU AND G.-A. MOROSANU, "Graphical Modelling and Studies on Hydraulic Pump Parameters," *Journal of Industrial Engineering and Engineering Graphics*, vol. 15, no. 2, 2020.
- [3] H.-W. GROLLIUS, *Grundlagen der Hydraulik*, München: Carl Hanser Verlag, 2015.
- [4] A. VACCA AND G. FRANZONI, *Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design*, Hoboken, NJ: Wiley, 2021.
- [5] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Hydraulic Pump and Power Systems Division (HPS), "P1/PD Series - Medium Pressure Axial Piston Pumps - Variable Displacement," August 2021. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Hydraulic-Pump-Division/P1---PD-Files/P1PD-Medium-Pressure-Axial-Piston-Pumps-HY28-2665-01\\_P1\\_EN.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Hydraulic-Pump-Division/P1---PD-Files/P1PD-Medium-Pressure-Axial-Piston-Pumps-HY28-2665-01_P1_EN.pdf). [Accessed 09th July 2024].
- [6] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Hydraulic Pump and Power Systems Division (HPS), "P1M Series - Mobile Open Circuit - Medium Pressure Axial Piston Pumps," October 2022. [Online]. Available: <https://images.solutions.parker.com/Web/Parker/%7B5fcd0e9->

e5e7-44c3-b86e-dd98ca9974fd%7D\_P1M\_Catalog\_October\_2022.pdf. [Accessed 26th June 2024].

- [7] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Axial Piston Pumps - Series P2/P3 - Variable Displacement," 2014. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston\\_Pumps/P2-P3/HY30-2800-UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston_Pumps/P2-P3/HY30-2800-UK.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [8] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Axial Piston Pumps - Series PVoc - Variable Displacement," 2019. [Online]. Available: <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/South-Korea/MSG30-3246-PVoc-uk-919.pdf>. [Accessed 26th June 2024].
- [9] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Axial Piston Pumps - Series PVplus - Design Series 47 - Variable Displacement," 2021. [Online]. Available: [https://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston\\_Pumps/PV+/MSG30-3245\\_UK.pdf](https://www.parker.com/Literature/PMDE/Catalogs/Piston_Pumps/PV+/MSG30-3245_UK.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [10] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Gear Pumps/Motors - Series PGP/PGM - Fixed Displacement Pumps, Cast-Iron and Aluminium Designs," November 2017. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Gear\\_Units/PGP\\_PGM/HY30-3300-UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Gear_Units/PGP_PGM/HY30-3300-UK.pdf). [Accessed 24th July 2024].
- [11] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Hydraulic Motor/Pump - Series F10/F11/F12 - Fixed

- Displacement," November 2023. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Fixed\\_Motors/F11\\_F12/MSG30-8249-UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Fixed_Motors/F11_F12/MSG30-8249-UK.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [12] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Industrial Hydraulic Pumps - T7/T67/T6 - Denison Vane Technology, fixed displacement," April 2018. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Vane\\_Pumps/T6-T67-T7/HY29-0001-UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Vane_Pumps/T6-T67-T7/HY29-0001-UK.pdf). [Accessed 10th July 2024].
- [13] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Hydraulic Pumps - T7 for variable speed drives," May 2019. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Vane\\_Pumps/T6-T67-T7/MSG29-0110-UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Vane_Pumps/T6-T67-T7/MSG29-0110-UK.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [14] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Truck Hydraulics - Series GPA, GP1, F1, T1, F2, F3, F4, VP1 - Fixed and Variable Displacement Pumps - Motors and Accessories," 2023. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Truck\\_Hydraulics/MSG30-8200\\_UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Catalogs/Truck_Hydraulics/MSG30-8200_UK.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [15] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Parker Aerospace, Hydraulic Systems Divisions (HSD), "Engine-Driven Pumps," Parker Hannifin Corporation, Kalamazoo, 2009.
- [16] N. D. MANRING, V. S. MEHTA, B. E. NELSON, K. J. GRAF AND J. L. KUEHN, "Scaling the Speed Limitations for Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Machines," *Journal of Dynamic Systems, Measurement,*

*and Control*, vol. 136, no. 05, 2014.

- [17] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Hydraulic Pumps & Motors Vane Troubleshooting Guide," January 2012. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Service\\_Manuals/Vane\\_Pumps/HY29-0022-UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Service_Manuals/Vane_Pumps/HY29-0022-UK.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [18] *DIN 51347-1:2000-01: Prüfung von Schmierstoffen - Prüfung im Mischreibungsgebiet mit dem Schmierstoffprüfgerät nach Brugger - Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen*, Beuth Verlag GmbH, 2000.
- [19] *ISO 4406:2021-01: Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles*, Beuth Verlag GmbH, 2021.
- [20] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Hydraulic Valve Systems Division (HVS), "VP120 Load-Sense - Directional Control Valve - Motion Hydraulic Valves - Catalog HY14-2008/US," 2015. [Online]. Available: <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Hydraulic-Valve-Division/hydraulicvalve/Catalog-sections-for-websphere/Commercial/Catalog---Static-Files/Cat-HY14-2008---VP120-Load-Sense-DCV.pdf>. [Accessed 11th July 2024].
- [21] W. BOCK, G. DORNACHER AND T. SCHÜRMAN, "Hydraulic Fluids - Solutions of Complex Requirements," in *11th International Fluid Power Conference (IFK)*, Aachen, 2018.
- [22] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Hydraulic Fluid Evaluation Process," 2022. [Online]. Available: <https://discover.parker.com/hydraulic-fluid-evaluation-process>. [Accessed 26th June 2024].

- [23] T. PIETRZYK, M. GEORGI, S. SCHLITTEMEIER AND K. SCHMITZ, "Psychoacoustic Evaluation of Hydraulic Pumps," *Sustainability*, vol. 7320, no. 13, 2021.
- [24] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Noise in hydraulic systems - Theory and installation guidelines," 2020. [Online]. Available: [https://images.solutions.parker.com/Web/Parker/%7B9ccb626b-2708-424e-97f6-7ca5b91ac6e7%7D\\_MSG30-9000\\_UK\\_-\\_Noise\\_In\\_Hydraulic\\_Systems.pdf](https://images.solutions.parker.com/Web/Parker/%7B9ccb626b-2708-424e-97f6-7ca5b91ac6e7%7D_MSG30-9000_UK_-_Noise_In_Hydraulic_Systems.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [25] PARKER HANNIFIN CORPORATION, European Headquarter, "Engineering solutions for next generation on-road load handling equipment," 2022. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/parker/msg/motion-systems-group-europe/industries/whitepaper/White-Paper\\_material-Handling-EMEA.pdf](https://www.parker.com/content/dam/parker/msg/motion-systems-group-europe/industries/whitepaper/White-Paper_material-Handling-EMEA.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [26] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe (PMDE), "Parker Truck Hydraulic Vane Pump - Series T7G," Parker Products and Support, 14th October 2022. [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=3O7p5sKoj6Y> . [Accessed 09th July 2024].
- [27] PARKER HANNIFIN CORPORATION , European Headquarter, "Engineering solutions for next generation port load handling equipment," 2022. [Online]. Available: [https://discover.parker.com/port-load-handling-whitepaper?cm\\_mmc=Blog\\_-\\_EMEA\\_United%20Kingdom\\_-\\_MaterialHandling\\_FY23\\_-\\_Next-generation-machines](https://discover.parker.com/port-load-handling-whitepaper?cm_mmc=Blog_-_EMEA_United%20Kingdom_-_MaterialHandling_FY23_-_Next-generation-machines) . [Accessed 26th June 2024].
- [28] PARKER HANNIFIN CORPORATION, European Headquarter, "The next era of construction machines: sustainable and connected," 2022. [Online]. Available: <https://discover.parker.com/construction->

machines-wp-uk?utm\_source=parker&utm\_medium=blog&utm\_campaign=EMEA\_23\_industrycom\_Q2\_construction\_SC\_UK&utm\_content=Decarbonize%20the%20Construction%20Industry. [Accessed 26th June 2024].

- [29] B. ERIKSSON, V. BHASKAR AND R. GOMM, "Energy Efficiency Comparison of Electric-Hydraulic Hybrid Work Implements," in *The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Sweden, 2017.
- [30] K. MYERS, *The role of the ePump when transitioning from an ICE to an Electric System in Mobile Equipment*, Cleveland/Marysville: Parker Hannifin Coporation, Hydraulic Pump And Power Systems Division (HPS), 2024.
- [31] P. CASOLI, F. SCOLARI, T. MINAV AND M. RUNDO, "Comparative Energy Analysis of a Load Sensing System and a Zonal Hydraulics for a 9-Tonne Excavator," *actuators*, vol. 39, no. 9, 2020.
- [32] P. D. FISCHER, A. PEI, Z. QI AND A. DAMM, "Innovative Dog Clutches for Electrified Powertrains," in *IAPS 2022 - The 10th China International Automobile Powertrain Summit*, Shanghai, P.R. China, 2022.
- [33] D. PADOVANI, P. DIMITRIOU AND T. MINAV, "Challenges and solutions for designing Energy-Efficient and Low-Polutant Machines in Off-Road hydraulics," *Energy Conversion and Management*, vol. X, no. 21, 2024.
- [34] R. NAGEL AND H. ZHANG, "Electrification Challenges & Solutions in Mobile System Design," in *ConExpo-CON/AGG and IPFE*, Las Vegas, NV, 2023.
- [35] C. LARISH, "Hydraulic Optimization for Electric Machins," 7th June 2024. [Online]. Available: <https://www.oemoffhighway.com/fluid->

power/article/22894946/danfoss-danfoss-power-solutions-hydraulic-optimization-for-electric-machines?utm\_source=OOH+The+Electric+Age&utm\_medium=email&utm\_campaign=HCL240703017&o\_eid=9886A9351567D4T&rdx.ident%5Bpull%5D=om . [Accessed 17th July 2024].

- [36] D. SCHWEIGERT, M. E. GERLACH, A. HOFFMANN, B. MORHARD, A. TRIPPS, T. LOHNER, M. OTTO, B. PONICK AND K. STAHL, "On the Impact of Maximum Speed on the Power Density of Electromechanical Powertrains," *Vehicles*, vol. 2, no. 2, pp. 365-397, 2020.
- [37] H. ZHANG AND R. NAGEL, "Electrification Challenges & Solutions in Mobile System Design," 29th November 2023. [Online]. Available: <https://www.oemoffhighway.com/engineering-manufacturing/article/22876668/parker-hannifin-corp-electrification-challenges-solutions-in-mobile-system-design>. [Accessed 17th July 2024].
- [38] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Chelsea Products Division (CPD), "Technical Bulletin - PTO-TEC-144 - Chelsea Wet Spline Advantage," 15th February 2010. [Online]. Available: <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Chelsea-Products-Division/TechBulletins-PDFs---Chelsea-SA/PTO-TEC-144.pdf>. [Accessed 11th July 2024].
- [39] A. CAILTEUX, "Selecting a Shaft Connection Method for a Long ePump Life," Parker Hannifin Corporation; Hydraulic Pump and Power Systems Division, 15th November 2023. [Online]. Available: <https://blog.parker.com/site/usa/hydraulics-home/selecting-a-shaft-connection-method-for-a-long-epump-life-us>. [Accessed 3rd January 2024].
- [40] R. PELZ, M. KEIL, K. J. MYERS, D. E. N. MACK, F. MAGNUSSON AND O. K. KAYANI, "System comprising an electric machine and a hydraulic

unit, as well as electric machine and hydraulic unit". United States of America Patent Application Publication US 2023/0417244 A1, 7th September 2023.

- [41] PARKER HANNIFIN CORPORATION, Pump and Motor Division Europe, "Installation Manual eReady Pumps," February 2024. [Online]. Available: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Service\\_Manuals/epumps/MSG30-2905-INST\\_UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Service_Manuals/epumps/MSG30-2905-INST_UK.pdf). [Accessed 26th June 2024].
- [42] *ISO 5598:2020-01: Fluid power systems and components - Vocabulary*, Beuth Verlag, 2020.
- [43] R. KÖNIG, Gang- und Moduswechsel in elektrischen und hybrid-elektrischen Antriebssträngen mit aktiv synchronisierten Klauenkupplungen, Technische Universität Darmstadt, Dissertation: Shaker Verlag, 2019.



# Konzeption einer Mobilhydraulik für eine Stelradzugmaschine

*Robert Konradt<sup>1</sup>, Stephan Schmidt<sup>2</sup>, Andreas Scholz<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> *Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg, E-Mail: Vorname.Nachname@ovgu.de, Tel.: (+49) 391 67 54991 / 58607*

<sup>2</sup> *Fachbereich Ingenieur- und Naturwissenschaften, Hochschule Merseburg, Eberhard-Leibnitz-Straße 2, 06217 Merseburg, E-Mail: stephan.schmidt@hs-merseburg.de, (+49) 3461 46 2974*

## Kurzfassung

In diesem Beitrag wird eine Stelradzugmaschine vorgestellt, die zur Ausbringung von biologischen Pflanzenschutzmitteln auf hochstehenden Kulturen entwickelt wurde. Die vorgestellte Stelradzugmaschine verwendet eine Mobilhydraulik zur Realisierung der Funktionen Fahren, Bremsen, Lenken und Verstellen. Zusätzlich ist im Forschungsfahrzeug eine umfangreiche Sensorik integriert, die einerseits die Überwachung und Regelung der Mobilhydraulik, und andererseits die Validierung und Optimierung der hydraulischen Teilsysteme des prototypischen Aufbaus ermöglicht. Eine Besonderheit des Fahrzeugkonzepts ist neben der stufenlosen Höhenverstellung aller vier Stelzen das im hydrostatischen Fahrantrieb integrierte aktive Querdifferential. Dieses ermöglicht eine unabhängige Ansteuerung der links- und rechtsseitigen Nabenmotoren, so dass bei Lenkeingriffen neben der Knicklenkung auch eine nicht gegenlaufsfähige Radseitenlenkung zur Verfügung steht. Die hierdurch entstehende Redundanz in der Umsetzung der Lenkfunktion bietet verschiedene regelungstechnische Vorteile bei unterschiedlichen Lenkmanövern.

**Schlagnvorte:** Fahrzeugkonzept, Knicklenkung, Radseitenlenkung, Koppelgetriebe, Biologischer Pflanzenschutz

# 1 Motivation und Fahrzeugentwurf

Der Fokus des Beitrags liegt auf der Auslegung und Gestaltung der Mobilhydraulik eines landwirtschaftlichen Spezialfahrzeuges. Im Rahmen der Entwicklung sind zunächst die Anforderungen an das System identifiziert und im Anschluss die einzelnen Funktionen definiert worden. Im weiteren Schritt ist die Maschine in Form eines Mehrkörpermodells sowie die Hydraulik in der Simulationsumgebung *Matlab / Simulink* abgebildet worden. Auf Basis der Ergebnisse sind schlussendlich die hydraulischen Komponenten ausgelegt und ausgewählt worden. Die Anforderungen begründen sich dabei auf der Produktidee eines einfachen, kostengünstigen, leichten und mobilen Geräteträgers zur Ausbringung biologischen Pflanzenschutzes.

Der Einsatz von chemischen Pflanzenschutzmitteln in der Landwirtschaft stellt eine große Belastung für die Umwelt dar und führt zur Beeinträchtigung der Biodiversität. Biologische Pflanzenschutzmittel, wie die Schlupfwespe *Trichogramma brassicae*, bieten eine nachhaltige und umweltfreundliche Alternative [1][2]. Allerdings existiert derzeit keine maschinelle und damit wirtschaftliche Lösung zur effektiven Ausbringung. So sind verfügbare konventionelle landwirtschaftliche Fahrzeuge für chemische Pflanzenschutzmittel auf eine deutlich höhere Nutzlast ausgelegt, was sich im Fahrzeuggewicht und im Anschaffungspreis widerspiegelt. Für die vom Gesetzgeber vorgegebene langfristige Reduzierung chemischer Insektizide ist daher die Konzipierung und Entwicklung eines Spezialfahrzeuges dringend erforderlich.

Der Anwendungszeitraum der Schlupfwespe ist von dem Entwicklungszyklus des Parasiten, des Maiszünslers, und somit von der Tagestemperatursumme abhängig. Dementsprechend wandert der optimale Austragungszeitpunkt von Ende Mai in Südeuropa bis Anfang Juli in Mitteleuropa. Daher ist eine schrittweise Applikation notwendig, so dass Ausbringungskapazitäten gestreckt werden können. Das kurze und wetterabhängige Zeitfenster von nur wenigen Tagen bedarf einer hohen örtlichen Mobilität. Um diese zu

gewährleisten muss die Stelradzugmaschine auf konventionellen Fahrzeuganhänger zwischen den verschiedenen Einsatzorten transportiert werden können. Daher ist die Spezialmaschine von Beginn an mit dem Ziel einer einfachen und schnellen Verladefähigkeit entwickelt worden. Auf dem Feld bewegt sich der Fahrzeugaufbau über dem Maisbestand, während er sich im Transportbetrieb mittels eines Schwenkmechanismus auf ein Mindestmaß zusammenfahren und verladen lässt (Abbildung 1.1). Dies verkürzt die Anfahrtszeit zum Feld und erhöht somit die Produktivität und Verfügbarkeit. Die damit einhergehende Kostenersparnis bei der Applikation soll wiederum die Marktdurchdringung von biologischem Pflanzenschutzmitteln fördern.

Das Hauptmerkmal der Konstruktion der Stelradzugmaschine ist die stufenlose Höhen- und Breitenverstellung sowie das dadurch bedingte zentrale Knickgelenk, welches das Lenken in jeder Konfiguration gewährleistet. Das Verstellen erfolgt mittels vier ebene Koppelgetrieben, welche über doppeltwirkende einstufige Hydraulikzylinder angetrieben werden. Dadurch ist ein unabhängiges Verfahren der vier Stelzen möglich, so dass auch eine Niveauregelung realisiert werden kann [3],[4]. Neben dem Aus- und Zusammenfahren der Maschine dient der Schwenkmechanismus auch dem Anpassen der Spurweite der Maschine an die unterschiedlichen Maisreihenabstände oder an die Breite der Fahrtrasse der Pflegespur. Letztere ist abhängig von dem jeweiligen Fuhrpark und kann von Feld zu Feld variieren [5],[6].

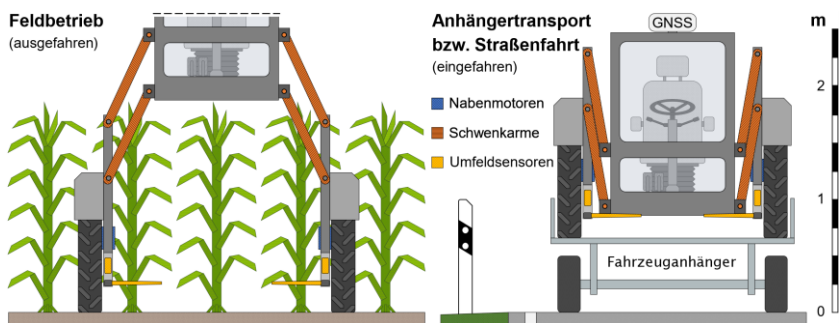


Abbildung 1.1: Prinzipskizze der Höhen- und Breitenverstellung mittels Koppelgetriebe

Die Applikation des biologischen Pflanzenschutzes erfolgt mittels eines elektrischen Kugelwerfers, welcher im hinteren Bereich des Fahrzeuges installiert ist. Der Kugelwerfer ist somit als Anbaugerät zu bewerten, während die Stelzradzugmaschine als Geräteträger fungiert [7].

## **2 Mobilhydraulik**

Die benötigte Antriebsleistung der Stelzradzugmaschine wird von einem Dieselaggregat mit 42 kW Maximalleistung bereitgestellt. Die Anforderung einer Einsatzdauer von bis zu 16 Stunden am Tag in Verbindung mit dem geplanten Mobilitätskonzept ließ eine Abkehr vom bewährten dieselhydraulischen System nicht zu. Ein zunächst evaluiertes batterieelektrisches Gesamtsystem ist aufgrund des hohen Gewichtes sowie der fehlenden Schnellademöglichkeiten an den Einsatzorten oder während des Transports nicht berücksichtigt worden. Ein weiteres Hemmnis einer vollständigen Elektrifizierung sind die derzeit noch fehlenden dezentralen Wartungsmöglichkeiten. Dementsprechend wird ein flüssigkeitsgekühlter Viertakt-Dreizylinder-Dieselmotor verwendet. Dieser verfügt über vier Kraftabnahmen und ein maximales Drehmoment von 203 Nm. Einer der drei Nebenabtriebe kann dabei mit einer Doppelpumpe ausgestattet werden, so dass trotz der geringen Baugröße des verbrennungsmotorischen Antriebs ein Höchstmaß an Flexibilität bei der Gestaltung, Erprobung und Validierung der einzelnen Funktionen besteht.

Die Funktionen Fahren, Lenken und Verstellen sowie das Versorgen von Anbaugeräten sind auf einzelne Hydraulikpumpen an den Kraftabnahmen des Dieselmotors aufgeteilt. Dieser forschungsorientierte Ansatz hat den Vorteil, dass nachträgliche Änderungen und Testaufbauten an einem der Kreisläufe ohne größere Eingriffe in die restlichen Systeme erfolgen kann. Des Weiteren kann aufgrund der modularen Struktur der spezifische Einfluss

von Komponenten eines Kreislaufs untersucht werden ohne Annahmen zu den etwaigen Wechselwirkungen zu treffen.

## 2.1 Entwicklungsmethodik

Die Konzeption einer Mobilhydraulik auf Basis von Modellen und Simulationsergebnissen stellt einige Herausforderungen dar. Zunächst ist im Rahmen der methodischen Entwicklung untersucht worden, welche Funktionen sich mit welchen Lösungsprinzipien in realisierbare Module gestalten lassen [8]. Darauf aufbauend muss die grundsätzliche Auslegung des Systems nach den Prinzipien eingepprägter Volumenstrom oder Differenzdruck, Mittel- oder Hochdrucksystem, Primär- oder Sekundärregelung sowie *Load-Sensing* oder *Power Beyond* festgelegt werden [9]. Des Weiteren dienen Recherchen zu aktuellen Entwicklungen in der Traktor- und Mobilhydraulik, um mögliche Innovation frühzeitig berücksichtigen zu können [10]. Die Vorauslegung der Mobilhydraulik ist auf Basis der Erkenntnisse erfolgt. Dazu gehören unter anderem die Fragestellungen, ob ein einzelner oder mehrere, offene oder geschlossene Kreisläufe mit einer oder mehrerer Pumpen geeignet sind, die identifizierten Anforderungen bestmöglich zu erfüllen. Im Laufe verschiedener Iterationen ist ein Gesamtsystem entwickelt worden, welches einen Kompromiss zwischen Innovation und Marktverfügbarkeit sowie zwischen Komplexität und Robustheit widerspiegelt.

Das Forschungsvorhaben zur Entwicklung und dem Aufbau der Stelradzugmaschine ist mit einer ergebnisoffenen und vollständigen Neukonzeption gestartet. Aus diesem Grund sind zunächst einige Anforderungen unspezifisch, uneindeutig oder unbekannt gewesen. Die Lösungsansätze sind daher bewusst umfangreicher und variabler gewählt, um dem Risiko einer falschen Dimensionierung des Hydrauliksystems zu begegnen sowie eine Modularität und Flexibilität zu gewährleisten. Der Wunsch eines möglichst effizienten und kostengünstigen Produktes ist daher im Rahmen der Prototypenentwicklung nicht umsetzbar. Auch die Lastannahmen konnten im Vorfeld nicht

umfassend bewertet werden. Infolgedessen weist der Entwurf größere Sicherheitsfaktoren auf und das Leergewicht der Maschine orientiert sich an der maximalen Zuladung eines mit 3500 kg Gesamtgewicht zugelassenen Fahrzeuganhängers. Im Rahmen der Erprobung werden daher die tatsächlich auftretenden Belastungen analysiert sowie die mechanische und hydraulische Modellbildung optimiert.

## **2.2 Längs- und Querdynamik**

Das hydraulische System der Fahrfunktion der Stelzradzugmaschine orientiert sich an marktverfügbaren hydrostatischen Allrad-Antriebssträngen mit geschlossenem Kreislauf. Dieser besteht dabei aus vier Nabenmotoren, einer Verstellpumpe mit zusätzlicher Speisepumpe am Durchtrieb, einen Serienausgleichsventil sowie ein Anti-Schlupf-Ventil anstelle des Stromteilers. Der Einsatz von Nabenmotoren mit einem Hubvolumen ermöglicht dabei das zuverlässige Übertragen der Antriebsleistung des Dieselmotors über die Vielzahl an Drehgelenken zu den Rädern. Die hinteren Motoren sind mit einer Haltebremse und die vorderen mit einer Betriebsbremse ausgestattet, sodass an jeder der Stelzen vier Hydraulikleitungen für den Vor- und Rücklauf sowie für die Leckage und das Bremsen geführt werden. Dies geschieht an den Gelenken zwischen dem Schwenkarm und dem Aufbau beziehungsweise der Stelze. Die Drehwinkel variieren dabei zwischen dem aus- und zusammengefahrenen Zustand um bis zu 160° (Abbildung 1.1). Die daraus resultierende Schlauchführung basiert auf der an Auslegern von Hydraulikbaggern. Der entscheidende Vorteil einer kompakten Leistungsübertragung ist bei der Wahl eines gesamthydraulischen Antriebssystems ausschlaggebend gewesen.

Die Nabenmotoren des Fahrantriebes sind links- und rechtsseitig in Reihe geschaltet. Durch die Abstützung des Drehmoments der vorderen auf den Restdruck der zuvor durchströmten Hinterradmotoren wird die Funktion eines Längsdifferentials realisiert. Ein zwischen den Motoren geschaltetes

Serienausgleichsventil dient der Sicherstellung der mindesterforderlichen Ölversorgung der vorderen Motoren im Falle eines zu großen Druckabfalls an den hinteren. Des Weiteren schützen die in dem Block integrierten Schockventile die Komponenten vor Druckstößen aufgrund äußerer auf das System einwirkender Kräfte. Eine am Durchtrieb der verstellbaren Axialkolbenpumpe angebrachte Konstantpumpe beaufschlagt das Serienausgleichsventil mit einem eingepprägten Druck von 30 bar. Die primäre Verstellpumpe ist dabei direkt an dem Schwungrad des Dieselmotors angeflanscht. Sie weist einen auf 250 bar eingestellten Maximaldruck auf und steuert die Fahrgeschwindigkeit und -richtung der Motoren. Die Sekundärpumpe hat neben der Versorgung des Serienausgleichsventils die Aufgabe sowohl das Handbremsventil als auch die Vorsteuerung des Anti-Schlupf-Ventils mit Druck zu beaufschlagen. Ein in dem 30 bar Niederdrucksystem integrierter Leitungsfiter soll die empfohlene Reinheitsklasse 17/15/12 sicherstellen [11]. Die weitere Konditionierung des Öls erfolgt mit einem indirekt durch Druckbeaufschlagung betätigten Ausspeiseventils, das einen Teil des im geschlossenen Kreislauf umlaufenden Fluids über den Kühler und dem Rücklaufilter zurück in den Tank leitet.

Für die Fahrfunktion wird eine Ventileinheit benötigt, welche den Volumenstrom der Verstellpumpe auf die beidseitigen Fahrkreisläufe aufteilt. Das Querdifferential kann sowohl mittels eines einfachen, hydraulisch kompensierten Durchflussteilers, als auch mittels eines elektrisch geregelten Anti-Schlupf-Ventils erfolgen. Ersterer teilt den Volumenstrom grundsätzlich im fest eingestellten Verhältnis von 50/50. Volumenstromdifferenzen zwischen den beiden Fahrkreisläufen, beispielsweise während der Kurvenfahrt, werden hierbei mittels integrierter Druckwaage ausgeglichen. Die sich langsamer drehenden Motoren auf der Kurveninnenseite können die geförderte Ölmenge für die Geradeausfahrt nicht vollständig schlucken. Das Hydrauliköl staut sich und führt zu einem Druckanstieg. Gegenteiliges geschieht bei dem Kreislauf der kurvenäußeren Räder. Die integrierte Druckwaage öffnet ein zusätzliches Ventil, welches den Volumenstrom

ausgleicht. Dieses System ist passiv und basiert auf der von außen durch das Lenken aufgeprägten Kräfte, welche sich an der Fahrzeugstruktur abstützen.

Zur Realisierung der Anforderungen einer möglichst leichten Maschine ist nach einem Ansatz gesucht worden, die äußeren Kräfte zu reduzieren. Dieses kann mit einer Ventileinheit umgesetzt werden, die den Volumenstrom mit Hilfe einer elektrischen Steuerung verteilt. Durch das resultierende aktive hydraulische Querdifferential kann nicht nur das benötigte Lenkmoment verringert, sondern auch eine Panzerlenkung für kleine Korrekturlenkungen innerhalb der Fahrspur implementiert werden. Das verwendete Anti-Schlupf-Ventil dient eigentlich dem Zweck bei durchdrehenden Rädern den Durchfluss zu reduzieren. Im vorliegenden Einbaufall erfüllt es jedoch die Hauptfunktion eines proportionalen Schwarz-Weiß-Ventils sowohl für den rechten als auch linken Fahrkreislauf. Der sich einstellende Volumenstrom kann daher stufenlos und in dem gesamten Betriebsbereich von 0/100 über 50/50 bis 100/0 bei anliegenden Maximaldruck geregelt werden. Dementsprechend lässt diese Sonderform der Radseitenlenkung, welche auch Antriebs- oder Bremslenkung genannt wird, keinen gegenläufigen Antrieb der beiden Seiten zu [12].

Die Grundidee der Lösungsvariante der zusätzlichen Radseitenlenkung stammt dabei aus dem morphologischen Kasten des Entwurfsprozesses [13]. Da eine in den jeweiligen Stelzen integrierte Einzelradlenkung aufgrund der hohen Komplexität vermieden werden soll, sind bei der Analyse zum *Stand der Technik* zusätzlich zu der gewählten Variante einer Knicklenkung am Beispiel eines Radladers auch die Vor- und Nachteile der Panzerlenkung eines Kompaktladers betrachtet worden. Dem Hemmnis einer größeren Belastung sowohl des Untergrunds als auch der Struktur, stehen die Vorteile einer einfachen, schnellen und dynamischen Bahnregelung entgegen. Da die Ventileinheit des Querdifferentials direkt nach der Verstellpumpe folgt, können bereits prädiaktiv Drehzahldifferenzen an den Motoren eingestellt werden, bevor die hydrostatische Knicklenkung die Totzeit überwunden hat. Dies liegt unter anderen darin begründet, dass der Kreislauf für das Lenken



einen im Verhältnis zum Fahrtrieb bei Nenngeschwindigkeit wesentlich geringeren Volumenstrom im Verhältnis 1/10 aufweist. So können kleine Lenkeingriffe, die für die Spurhaltung erforderlich sind, mit sehr geringer Verzögerung und damit gut regelbar über die Panzerlenkung umgesetzt werden. Andererseits können größere Lenkmanöver, wie das Wenden, effizient über die Knicklenkung umgesetzt werden. Die Verwendung einer zusätzlichen im Kreislauf integrierten Ventileinheit im Gegensatz zu dem bei Kompaktladern verwendeten Umsetzung resultiert dabei auf dem Quereinbau der Motoreinheit und der Einschränkung der Breite des Aufbaus. Zwei am Schwungrad angeflanschte, mit dem Durchtrieb in Serie geschaltete Verstellpumpen zur unabhängigen Ansteuerung Antriebsseiten wären zu breit gewesen. Darüber hinaus ist eine entgegengesetzte Volumenstromaufteilung nicht vorgesehen um den Ackerboden nicht unnötig zu belasten.

Die Ansteuerung der Knicklenkung erfolgt auf Basis einer Konstantpumpe, welche über eine *Open-Center Non-Reaction* Lenkeinheit auf zwei kreuzverbundene doppelt-wirkende einstufige Hydraulikzylinder wirkt. Diese Standardlösung dient als Grundlage für die avisierte elektrohydraulische Joystick-Lenkung. Mit Hilfe des OSCP Lenkorbitrols sollen die simulativ nur eingeschränkt zu ermittelnden Auslegungsparameter für den Einsatz auf landwirtschaftlichen Flächen bestimmt werden. Gerade in Hinblick auf die gute Verfügbarkeit von Lenkeinheiten sowie Konstantpumpen mit verschiedenen geometrischen Fördervolumina können unterschiedliche Volumenströme und Druckniveaus getestet werden. Vor allem die Approximation des Widerstandes aufgrund der plastischen Verformung des Untergrunds ist für die Dimensionierung des Systems ausschlaggebend [12],[14].

## 2.3 Verstellen

Das Verstellen erlaubt der Stelzradzugmaschine die kombinierte Variation der Höhen- und Breitenkonfiguration in Abhängigkeit von dem Betriebsmodus, der Topographie oder der Vegetation. Für den Entwurf eines geeigne-

ten Verstellmechanismus wurden zunächst zahlreiche Getriebeformen untersucht und bewertet. Das resultierende Fahrzeugkonzept mitsamt Koppelgetriebe ist im Anschluss in eine *Matlab / Simulink* Mehrkörpersimulation überführt worden, welches sowohl die Dynamik als auch Statik der Stelzen sowie des Fahrzeugaufbaus berücksichtigt. Die Simulation bildet dabei die verschiedenen Prozessgrößen des Hydrauliksystems wie Volumenstrom und Druck in Abhängigkeit der Zustandsgrößen des Fahrweges und -geschwindigkeit der Hydraulikzylinder ab. Die Kinematik ist so ausgelegt, dass in der kritischen Phase des Ausfahrens der Zylinder die Radialkräfte in den Lagern des Koppelgetriebes möglichst gering sind. Die benötigte Druckkraft des Kolbens wurde dabei nur eingeschränkt berücksichtigt, da sich diese durch die Auswahl des passenden Kolbendurchmessers entsprechend skalieren lässt.

Bauraumbedingt sind sowohl ein- als auch zweistufige Hydraulikzylinder für die Berechnung herangezogen worden. Schlussendlich werden aufgrund der Ergebnisse doppeltwirkende einstufige Hydraulikzylinder mit einem Hub von 600 mm sowie einen Kolben- bzw. Stangendurchmesser von 60 mm / 30 mm verwendet. Der Arbeitsdruck beträgt 200 bar. Die Zylinder sind so angeordnet, dass sie eine symmetrische Kraft auf die Plattform ausüben und einen Verstellwinkel des Schwenkmechanismus von bis zu 160° erlauben. Die projektierte Zeit für das Aus- oder Zusammenfahren beträgt jeweils 20 s, woraus sich die erforderliche Verfahrgeschwindigkeit beziehungsweise der entsprechende Volumenstrom ergeben. Aufgrund der ungleichförmigen Übersetzung der bauraumbedingten Zylinderordnung des Koppelgetriebes sowie der Differenz der Wirkfläche zwischen Kolben- und Stangenseite, ergibt sich für das Ausfahren auf der Kolbenseite ein maximaler Wert von 7 l/min und ein Durchschnitt von 4 l/min je Zylinder. Für das Einfahren stellt sich auf der Stangenseite ein Wertebereich von maximal 5 l/min und durchschnittlich 3 l/min ein. Die Ergebnisse sind genutzt worden, um einen Steuerblock mit lastkompensierten Ventilen und vorgeschalteten Druckwaagen auszulegen. Die Steuerung der Proportionalventile kann dabei elektrohydraulisch oder mittels einer manuellen Nothandfunktion erfolgen. Die inte-

grierte *Load-Sensing*-Funktion ermöglicht den flexiblen Einbau des Steuerungssystems.

Die reduzierte Zugkraft der Zylinder beim Zusammenfahren der Stelradzugmaschine wird dabei durch die unterstützende Gewichtskraft des Fahrzeugaufbaus überkompensiert. Aus diesem Grund sind Senkbremseventile auf der Kolbenseite vorgesehen. Des Weiteren sind Lasthalteventile in den Zuleitungen der Zylinder integriert, welche das ungewollte Verfahren des Schwenkmechanismus sperren. Eine Herausforderung dabei stellt jedoch die Anforderung einer manuellen Notabsenkung dar. Diese ist vorgesehen, um die Maschine im Falle eines Systemausfalls im ausgefahrenen Zustand manuell transportfähig zu machen. Dazu sind zusätzliche Schwarz-Weiß-Ventile vorgesehen, welche die Zylinder mit dem Tank kurzschließen und so ein Verfahren mit Hilfe von externen Kräften ermöglichen. Diese können mit einer elektrischen Hilfsenergie in Form einer 12 V-Batterie rastend geschaltet werden. Dadurch ist es möglich die Ventileinheiten von außen unzugänglich im System zu integrieren. Darüber hinaus ist die manuelle Betätigung des Notventils im Störfall mit darauffolgender ungesteuerter Bewegung aus Sicherheitsgründen ausgeschlossen worden.

Die Konstantpumpe des Schwenkmechanismus wird vom Dieselmotor angetrieben, der während des Verstellens eine reduzierte Leistung für die Fahrfunktion benötigt, da das Aus- und Zusammenfahren auf eine maximale Geschwindigkeit von 6 km/h begrenzt ist. Aufgrund der Tatsache, dass die permanente Niveauregulierung kleinere Verfahrswege benötigt, sind in diesem Betriebsmodus der Maschine die Verfahrgeschwindigkeiten herabgesetzt, welches wiederum die Reduzierung des Leistungsbedarfs des Verstellsystems zur Folge hat.

## **2.4 Konditionieren**

Das Thermomanagement des Hydrauliksystems hat die Aufgabe, die aufgrund von Verlusten entstehende Wärme im Öl abzuführen und eine opti-

male Betriebstemperatur zu gewährleisten. Zu hohe Temperaturen können zu Schäden an den Komponenten, Leistungsverlusten und einer erhöhten Brandgefahr führen. Zu niedrige Temperaturen können zu einer Viskositäts-erhöhung und einem schlechteren Wirkungsgrad führen. Das integrierte Thermostatventil sperrt den Volumenstrom durch den Kühler, wenn die minimale Öltemperatur unter dem Sollwert liegt. Die benötigte Kühlleistung für das unbekannte System wird dabei zunächst mit dem 0,3-fachen der Antriebsleistung angenähert. Aus der Nennleistung von 42 kW resultiert somit ein maximaler Kühlbedarf von schätzungsweise 13 kW [15].

Aufgrund der Bauraumanforderungen ist ein verhältnismäßig kleiner Kühler verwendet worden, sodass zur Gewährleistung der spezifischen Wärmeabgabe ein Volumenstrom von 80 l/min über den Kühlkreislauf erfolgen soll. Der Durchfluss aller drucklosen Rücklaufleitungen der Kreisläufe sowie der Auspeisung des geschlossenen Kreislaufes ist jedoch von der benötigten Durchströmung nicht ausreichend um diesen Wert zu erreichen. Da ein größerer Kühler bauraumtechnisch nicht vorgesehen ist, ist das geometrische Fördervolumen der Konstantpumpe des Verstellens erhöht worden. Mit Hilfe der *Load-Sensing*-Funktion des Steuerblocks kann der drucklose Umlauf des Systems an die Anforderungen der Kühlung angepasst werden.

Der Hydrauliktank ist ein wesentlicher Bestandteil eines Hydrauliksystems, der das Hydrauliköl speichert, entlüftet, reinigt und kühlt [9]. Das Volumen sollte so bemessen sein, dass ein reibungsloser Betrieb aller hydraulischen Komponenten möglich ist. Dies entspricht dem 1,5 bis 2-fachen der Volumenströme der Pumpen [14]. Von einer erhöhten Reservekapazität ist aus Gewichts- und Platzgründen abzusehen. Aufgrund der Anforderungen des Kühlsystems, resultiert ein Gesamtvolumenstrom aller offenen Kreisläufe von 80 l, sodass für das Forschungsfahrzeug zunächst ein Tankvolumen von 100 l gewählt worden ist. Darüber hinaus sollte der Tank in der Lage sein, die Entnahme und Rückführung der Hydraulikzylinder zu gewährleisten. Die Gesamtdifferenz der Ölmenge aller Zylinder des Schwenkmechanismus zwischen dem ein- und ausgefahrenen Zustand beträgt 1,6 l. Das zu- und

abströmende Volumen der Lenkzylinder neigert sich gegenseitig aufgrund der Anordnung im Kreuzverbund. Das Differenzvolumen ist demnach vernachlässigbar.

Eine ausreichende Filterung des Hydrauliköls ist für eine lange Lebensdauer der Komponenten unabdingbar. Aus den Anforderungen geht hervor, dass für das Hydrauliksystem der Stelzradzugmaschine mit Proportionalventilen, hydrostatischen Antrieben sowie verstellbaren Kolben der Fahrpumpe die feinste Filtrierung mit  $3\ \mu\text{m}$  erforderlich ist [11]. Zur Erreichung der hohen Zielreinheitsklasse ist sowohl ein Rücklauf-Saugfilters sowie ein zusätzlicher Leitungsfiter vorgesehen.

### **3 Zusammenfassung**

In diesem Beitrag wurde das Konzept einer Stelzradzugmaschine vorgestellt, die für den Einsatz in hochstehenden Kulturen zum Ausbringen von biologischen Pflanzenschutz entwickelt worden ist. Biologische Pflanzenschutzmittel, wie die Schlupfwespe zur Bekämpfung des Maiszünslers, bieten große Potentiale zur Schonung von Ökosystemen und zum Erhalt der biologischen Vielfalt. Um die Vorteile im kosten- und effizienzgetriebenen Wettbewerb mit chemischen Mitteln vollständig ausschöpfen zu können, werden Spezialmaschinen zur flächendeckenden Ausbringung benötigt.

Deren konstruktives Hauptmerkmal sind vier hydraulisch angetriebene Koppelgetriebe die eine stufenlose Höhenverstellung der einzelnen Stelzen ermöglichen. Ein zentrales Knickgelenk gewährleistet dabei die klassische Lenkfunktion in jeder Höhen- und Breitenkonfiguration der Maschine. Sie verfügt über ein Hydrauliksystem, das aus vier Kreisläufen besteht und verschiedene Funktionen wie Fahren, Lenken, Verstellen und Kühlen ermöglicht. Die Sensorik erfasst dabei wichtige Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur, und Volumenstrom oder Drehmoment, Drehzahl und Position die zur Steuerung, Überwachung und Regelung sowie zur Validierung und

Optimierung des Systems herangezogen werden. Die Besonderheit des hydrostatischen Fahrtriebes ist ein aktives hydraulisches Querdifferential. Durch die unabhängige Ansteuerung der links- und rechtsseitigen Motoren können die bei Kurvenfahrt auf die Struktur und dem Knickgelenk einwirkenden Kräfte reduziert oder eine alternative hydraulische Radseitenlenkung realisiert werden.

Die prototypisch aufgebaute Stelzradzugmaschine ist daher verhältnismäßig klein und leicht und kann sich mit Hilfe eines Verstellmechanismus unterschiedliche Bedingungen in Abhängigkeit von dem Betriebsmodus, der Topographie oder der Vegetation anpassen. Die Kinematik in Form eines ebenen Koppelgetriebes wird über einen Hydraulikblock mit lastkompensierten Ventilen und vorgeschalteten Druckwaagen angesteuert.

## **4 Ausblick**

Mit Hilfe des entwickelten Fahrzeugkonzeptes sollen die Potentiale bei der Ausbringung biologischer Pflanzenschutzmittel identifiziert werden, so dass zukünftig mit der avisierten Marktdurchdringung der Stelzradzugmaschine eine kostengünstige und effiziente Schonung von Ökosystemen möglich wird. Die Forschungsziele sind daher die spezifische Anforderungsanalyse sowie die verbesserte Modellbildung auf Basis des prototypisch aufgebauten Versuchsfahrzeuges. Auf Basis der Erkenntnisse sollen die hydraulischen Baugruppen zusammengefasst und der Aufwand für die kosten- und baumintensive Verschlauchung reduziert werden. Darüber hinaus legen die identifizierten Parameter den Grundstein für ein elektrohydraulisches Gesamtkonzept.

Des Weiteren soll untersucht werden, inwiefern sich eine hydropneumatische Federung in das Hydrauliksystem des Verstellens integrieren lässt, oder ob ein zusätzlicher unabhängiger Kreislauf benötigt wird. Die Identifikation und Reduktion der hydraulischen Verluste sollen es ermöglichen, einen auf

das Gesamtfahrzeug optimierten Kombinationskühler sowohl für die Ladeluft- und Wasserkühlung des Diesellaggregats als auch für das Hydrauliksystem zu verwenden. Somit kann zukünftig der kritische Bauraumbedarf des Dieselmotors reduziert und die Konstruktion der Stelzradzugmaschine vereinfacht werden. Bei der Konzeption einer Mobilhydraulik für eine Spezialmaschine ist die Reduktion der produktspezifischen Sonderlösungen beziehungsweise der zahlreichen funktionspezifischen Einzelventilen hin zu mehr modularen Ventilblöcken anzustreben, um verschiedene Funktionen mit einem Baukastensystem miteinander vereinen zu können.

Eine weitere zukünftige Herausforderung stellt die Regelbarkeit des mechatronischen Systems Stelzradzugmaschine dar. Vor allem in Hinblick auf die Kopplung der beiden Lenksysteme, welche einen fließenden Übergang des aktiven Querdifferentials zwischen der Radseitenlenkung bei kleinen Lenkeingriffen und dem geregelten Drehzahlausgleich der Nabenmotoren zur Unterstützung der Knicklenkung für größere. Diese Differenzierung erfolgt zurzeit lediglich über die Unterscheidung des Betriebsmodus Spurfolgen und Vorgewende und kann durch manuelle Lenkeingriffe übersteuert werden. Für die Berücksichtigung der Anregelzeit des Systems, ist eine prädiktive Spurerkennung notwendig.

## **Danksagung**

Die Entwicklung und der prototypische Aufbau der Stelzradzugmaschine ist durch die Industriepartner FAG - Fahrzeugwerk Aschersleben GmbH und Ematik GmbH sowie dem Forschungspartner Otto-von-Guericke-Universität und dem Anwendungspartner BIOCARE GmbH realisiert worden. Es wurde als Verbundprojekt durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz im Rahmen des Zentralen Innovationsprogramms Mittelstand gefördert: Förderkennzeichen 16KN074739.

## Literatur

- [1] N.N.: *TRICHOSAFE - Erfahrung und Qualität seit über 25 Jahren*, Firmenschrift, BIO CARE Gesellschaft für biologische Schutzmittel mbH, Einbeck, 2021.
- [2] N.N.: *Förderinitiative - Vermeidung und Verminderung von Pestiziden in der Umwelt*, Firmenschrift, Deutsche Bundesstiftung Umwelt, Osnabrück, 2020.
- [3] R. Konradt, S. Schmidt: *Design of an adjustable lightweight stilt tractor - Concept tractor for the application of biological control in maize*, Konferenzbeitrag, in LAND.TECHNIK AgEng 2023, VDI-Berichte, Band 2427, VDI Wissensforum GmbH, Hrsg., 2023, S. 289-294.
- [4] R. Konradt, H. Heidfeld, S. Schmidt, W. Beitzen-Heineke: *Selbstfahrendes zweispuriges Stelzenfahrzeug*, Offenlegungsschrift, Deutschland, DE 10 2022 114 860 A1, 2023.12.14.
- [5] Y. Reckleben: *Anbausysteme für Mais - Der richtige Reihenabstand*, Zeitschriftenaufsatz, in Lohnunternehmen, 65. Jahrgang, Ausgabe 3, 2010, S. 28-30.
- [6] B. Blumenthal, H. Kirchmeier, M. Marx, R. Brandhuber, M. Demmel: *Regelspurverfahren im Ackerbau*, Zeitschriftenaufsatz, in Bayrische Landesanstalt für Landwirtschaft, Schriftenreihe 2/2016, 2018.
- [7] W. Beitzen-Heineke, B. F. Bruno: *Ausbringfahrzeug zum Ausbringen von Nützlingsorganismen enthaltenden Ausbringeinheiten*, Europäische Patentschrift, EP 2 820 950 A1, 2017.03.08.
- [8] N.N.: *VDI 2221 Blatt 2 - Entwicklung technischer Produkte und Systeme*, Norm, in VDI-Handbuch Produktentwicklung und Konstruktion, VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung, Hrsg., 2019.
- [9] G. Bauer, M. Niebergall: *Ölhydraulik - Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen*, Monographie. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2020.



- [10] I. W. S. L. Cruz, M. Otten, C. Weber, M. Pußack, P. Winkelhahn: *Hydraulik in Traktoren und Landmaschinen*, Zeitschriftenaufsatz, in L. Frerichs, Hrsg., Jahrbuch Agrartechnik, Braunschweig, 2022, S. 1-7.
- [11] N.N.: *Filterfibel*, HYDAC Filtertechnik GmbH, Firmenschrift, Sulzbach/Saar, 2016.
- [12] P. Dudziński: *Lenksysteme für Nutzfahrzeuge*, Monographie. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.
- [13] P. Naefe: *Methodisches Konstruieren - Auf den Punkt gebracht*, Monographie. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [14] M. Ersoy, C. Elbers, D. Wegener, J. Lützow, C. Bachmann, C. Schimmel: *Fahrdynamik*, in *Fahrwerkhandbuch*, M. Ersoy, S. Gies, Hrsg., Sammelwerk. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017, S. 51-169.
- [15] S. Wenzel: *Kühlerauslegung – Projekt Stelzenschlepper*, unveröffentlichte Firmenschrift, Hydac Cooling, Kassel, 2022.



JOHN DEERE

NOTHING RUNS LIKE A DEERE



JOHN DEERE  
OPERATIONS CENTER™



UNKOMPLIZIERTE ZENTRALE

VERWALTUNG VON LENKSPUREN



Home

Map

Settings

# FARM SMART. VOLLE FAHRT VORAUS.

Sie nutzen AutoTrac™ bereits? Dann gehen Sie jetzt den nächsten Schritt und synchronisieren Sie Ihre Lenkspuren über alle Maschinen hinweg, um im Feld schneller mit der Arbeit beginnen zu können. Verbinden Sie Ihr Display mit dem John Deere Operations Center™ und verwalten Sie Lenkspuren ganz einfach zentral. Brauchen Sie Hilfe? Die Experten für Präzisionslandwirtschaft bei Ihrem lokalen Vertriebspartner sind gerne für Sie da. Mit ihrer Hilfe können sie sofort loslegen.



**ENTDECKEN SIE,  
WAS JOHN DEERE  
PRECISION AG  
TECHNOLOGY  
FÜR SIE TUN KANN**

# Simulation im Lebenszyklus der mobilen Arbeitsmaschine

*Benedikt Müller<sup>1</sup>, Heiko Baum<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH, Aachen, Deutschland  
E-Mail: benedikt.mueller@fluidon.com; Tel.: +49 (0)241 980 935 63

<sup>2</sup> FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH, Aachen, Deutschland  
E-Mail: heiko.baum@fluidon.com; Tel.: +49 (0)241 980 935 61

## Kurzfassung

Der Beitrag stellt eine Simulationslösung vor, die den gesamten Lebenszyklus von mobilen Arbeitsmaschinen umfasst, von der Konzeption und Entwicklung bis hin zu Inbetriebnahme, Anwenderschulung, Condition Monitoring und Predictive Maintenance. Die Anwendung wird anhand von zwei Baumaschinen demonstriert: Mit Hilfe der virtuellen Entwicklungsumgebung Cube hat Fluidon gemeinsam mit Meastream den Prototypen einer Bahnkurvensteuerung für komplexe mehrachsige Maschinenbewegungen entwickelt, der hier für eine Hubarbeitsbühne eingesetzt wird. An einem Minibagger zeigen wir, wie die echtzeitfähige Maschinensimulation während der Einsatzphase Anwendung findet: Das Modell liefert Daten für virtuelle Sensoren, die Condition Monitoring und Predictive Maintenance unterstützen.

**Schlagworte:** Echtzeitsimulation, Hardware-in-the-Loop, Functional Mockup Interface, Bahnkurvensteuerung, Softsensor, digitaler Zwilling

# 1 Einleitung

Komplexe Produkte, insbesondere die Steuerungs- und Antriebssysteme multifunktionaler Arbeitsmaschinen, können nur effizient entwickelt werden, wenn die Integration der verschiedenen Domänen wie z. B. Mechanik, Hydraulik, Elektronik und Steuerungstechnik früh im Entwicklungsprozess erfolgt und regelmäßig aktualisiert wird.

Schon beim Entwurf einer solchen Maschine gibt es viele Fragen: Die Bewegung der Maschine hängt von ihrer Kinematik ab. Aber auch die Anlenkpunkte der Zylinder, die Überlappung der Teleskoprohre, die Reibung und die Massenkräfte haben einen großen Einfluss auf die Anforderungen an das Hydrauliksystem und die Steuerung. Diese Schnittstellen zwischen den Domänen Mechanik und Hydraulik führen häufig zu Problemen im Entwicklungsprozess, wenn Informationen unzureichend synchronisiert werden oder schlichtweg die eine Seite die andere nicht versteht. Ein Mittel, dieser Schnittstellenproblematik zu begegnen, ist die möglichst frühe Systemintegration.

Die modellbasierte Entwicklung stellt hierfür einen Werkzeugkasten zur Verfügung, mit dem die Systemintegration anhand eines virtuellen Abbilds (digitaler Zwilling) der Maschine erfolgt und durch den die komplexen und vernetzten Aufgabenstellungen der Systemintegration besser und effizienter erledigt werden können (**Abbildung 1.1**).

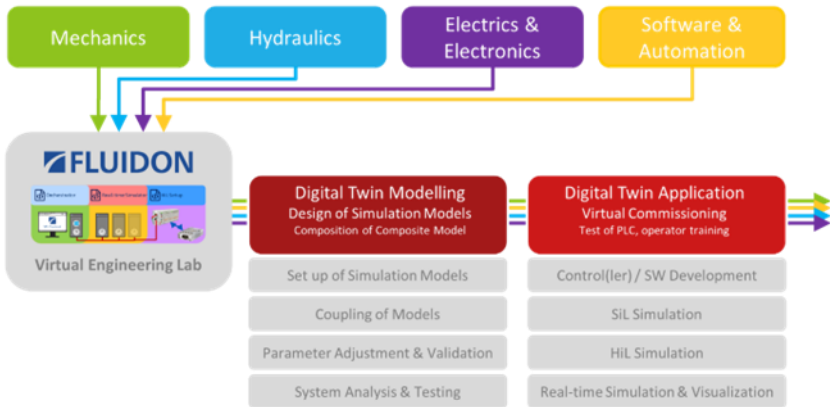


Abbildung 1.1: Domänenübergreifende, modellbasierte Entwicklung

Am Beispiel einer Hubarbeitsbühne wird im Folgenden gezeigt, wie das domänenübergreifende Modell modular und basierend auf standardisierten Schnittstellen aufgebaut ist. Echtzeitfähige Modelle erleichtern die Steuerungsentwicklung mittels Software- oder Hardware-in-the-Loop und sind Voraussetzung für eine realitätsnahe 3D-Visualisierung.

Doch auch über die Entwicklung hinaus begleiten die Modelle den Lebenszyklus der realen Maschine (**Abbildung 1.2**): Virtuelle Sensoren, die anhand eines Baggers erläutert werden, liefern Daten für Condition Monitoring, vorbeugende Wartung oder – wie hier näher gezeigt – erzeugen Informationen für die Baudatenmodellierung.

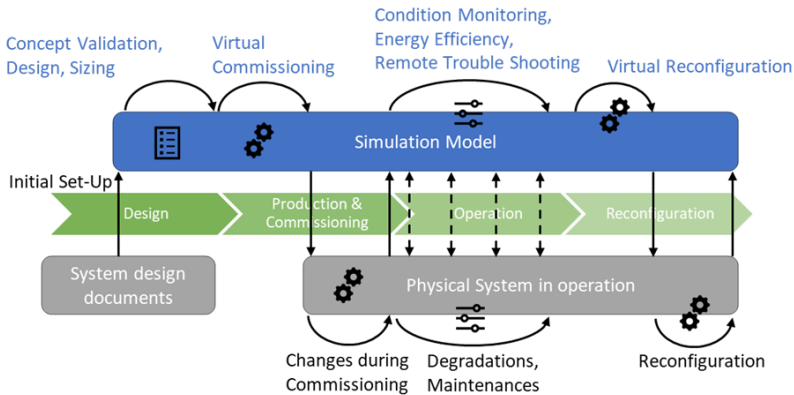


Abbildung 1.2: Simulation als Teil des digitalen Zwillings begleitet den Lebenszyklus des Produkts

## 2 Modularer digitaler Zwilling

„A digital twin is a virtual representation that serves as the real-time digital counterpart of a physical object or process.“ [1]

Zur modellbasierten Entwicklung gilt es zunächst, die für die Zielsetzung entscheidenden Effekte im Modell abzubilden. Dies sollte nach dem Prinzip „so einfach wie möglich, so genau wie nötig“ erfolgen, da eine genauere Abbildung meist auch mit hohem Rechenaufwand einher geht. Wird ein Modell für die Steuerungsentwicklung benötigt, so ist es meist auch erforderlich oder zumindest wünschenswert, dass dieses in Echtzeit berechnet werden kann.

Diese Echtzeitfähigkeit ist, gerade bei komplexen hydraulisch angetriebenen Maschinen, eine der großen Herausforderungen bei der Entwicklung eines digitalen Zwillings. Warum ist das gerade bei hydraulischen Antrieben so? Die Antwort liegt in der im Vergleich zu anderen Anwendungsfeldern recht kleinen erforderlichen Simulationsschrittweite (**Abbildung 2.1**). Typische

Schrittweiten für die Hydrauliksimulation liegen in der Größenordnung  $1e-6$  bis  $1e-5$  s, während z. B. mechanische Mehrkörpersimulationsmodelle oft mit Schrittweiten von  $1e-4$  bis  $1e-3$  s ausreichend genau und numerisch stabil rechnen. Die meist komplexen und stark vernetzten Hydrauliksysteme sind daher auch mit sehr leistungsfähigen Rechnern nicht ohne Weiteres in Echtzeit zu simulieren.

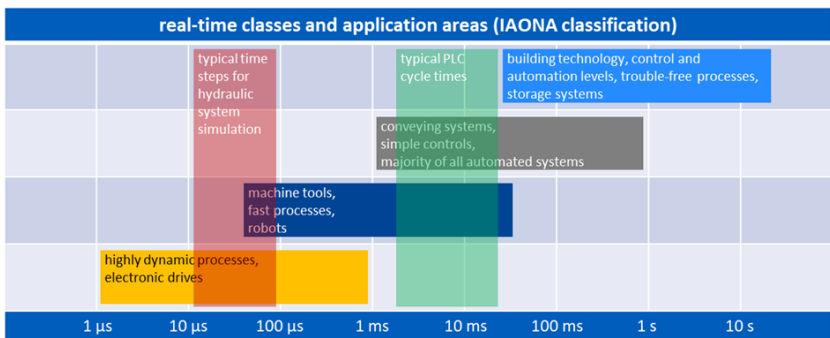


Abbildung 2.1: Echtzeitanforderungen in der Hydrauliksimulation vs. IAONA-Klassifizierung

Ein Ansatz, auch komplexe Modelle echtzeitfähig zu machen, liegt in der Parallelisierung von Berechnungsvorgängen. Dabei gilt es jedoch, die richtigen Pakete zu schnüren: Da die Verwaltung der Threads ebenfalls Rechenaufwand und Zeit kostet, ist eine parallele Berechnung nicht umsonst zu haben. Erfolgt die Parallelisierung mit einer zu feingranularen Aufteilung, so kann sehr schnell der Zeitgewinn durch zusätzlichen Overhead wieder aufgefressen werden.

Das im Folgenden als Beispiel gezeigte Modell ist daher nicht auf der Ebene von Bauteilen oder gar einzelnen Rechenvorgängen parallelisiert, sondern auf Modulebene. Dabei stellt ein Modul typischerweise eine funktionale Einheit, z. B. den hydraulischen Antrieb einer Achse dar.

## 2.1 Submodell Mechanik

Die FMU der Mechanik wurde im gezeigten Beispiel in OpenModelica erstellt. Da das mechanische Modell der Hubarbeitsbühne, im Gegensatz zur Hydraulik, bereits als Gesamtmodell echtzeitfähig ist, muss es nicht weiter modularisiert werden, sondern wird als ein Modul im Gesamtmodell abgebildet.

## 2.2 Submodelle Hydraulik

**Abbildung 2.2** zeigt beispielhaft das DSHplus-Modell einer typischen hydraulischen Antriebsachse, wie sie in der Hubarbeitsbühne eingesetzt wird. Zu erkennen sind das LS-Wegeventil, die Senkbremsventile, der Zylinder und die Verbindungsleitungen. Über IO-Bauteile werden die Werte mit den weiteren Teilmodellen, wie z. B. anderen hydraulischen Achsen, der Druckversorgung oder dem Mechanikmodell ausgetauscht. Eine hydraulische Verbindungsleitung wird an dieser Schnittstelle durch die Austauschgrößen Druck  $p$  und Volumenstrom  $Q$  dargestellt: Das Modell der Achse erhält den Wert von  $p$  als Eingang und gibt den berechneten Volumenstrom  $Q$  als Ausgang an die Druckversorgung zurück. Ähnlich wird eine mechanische Verbindung beschrieben durch den Kraftausgang  $F$  und die Eingänge Weg  $x$  und Geschwindigkeit  $v$ , die im Mechanikmodell berechnet werden. [2]



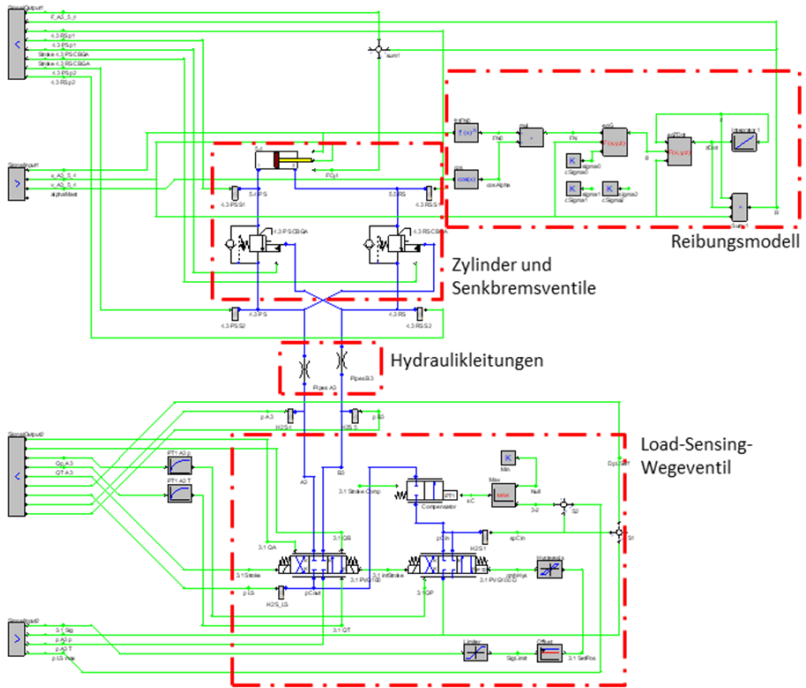


Abbildung 2.2: Submodell einer hydraulischen Achse mit Reibungsmodell

Die Luffing-Achsen der Auslegerteile erzeugen Drehbewegungen um die Gelenke der Ausleger, kombiniert mit Drehbewegungen in den Gelenkaugen der Zylinder und ggf. zusätzlichen Hebeln. All diesen Gelenken ist gemein, dass die Reibkräfte auf kleine Hebelarme wirken. Andererseits wirken bei diesen Bewegungen große Massen und Inertialmomente. Daher wird bei diesen Achsen die Reibung vernachlässigt.

Bei den Teleskopierbewegungen hat die Reibung im System hingegen wesentlichen Einfluss auf die Auslegung der Hydraulik und des Achsreglers und muss deshalb im Modell berücksichtigt werden. Die Reibung wird nicht im Mechanikmodell, sondern in den Submodellen der hydraulischen Achsen

abgebildet. Dies hat den Vorteil, dass hier bereits mit kleiner Schrittweite gerechnet wird und das Reibmodell nicht zu numerischen Instabilitäten führt. Die Reibung wird nach dem LuGre-Modell abgebildet [3]. Dieser Modellierungsansatz bildet die Reibung bei kleinen Bewegungen und Richtungswechseln besser ab als z. B. ein einfaches Stribeck-Modell. Zugleich verhält er sich numerisch stabiler und ist daher in der numerischen Simulation weit verbreitet.

Das Teilmodell einer Achse kann für sich in Betrieb genommen werden. Hierbei zeigen sich bereits erste mögliche Schwachstellen der technischen Realisierung, die damit früh im Entwicklungsprozess und nicht erst am realen Prototyp korrigiert werden können.

## 2.3 Composite-Modell

Die Module werden als sogenannte Functional Mockup Units (FMU) nach dem Standard FMI 2.0 Co-Simulation aus dem jeweiligen Simulationstool exportiert. „The Functional Mock-up Interface (FMI) is a free standard that defines a container and an interface to exchange dynamic models [...]“ [4]. Die FMU ist eine Datei, die das Simulationsmodell enthält, das die standardisierte FMI-Schnittstelle zur Verfügung stellt. Eine für die Co-Simulation erstellte FMU enthält zusätzlich den passenden Solver für das Simulationsmodell.

Der Zusammenbau der Gesamtmaschine aus den so erstellten Modulen erfolgt im sogenannten Composite-Modell, **Abbildung 2.3**.

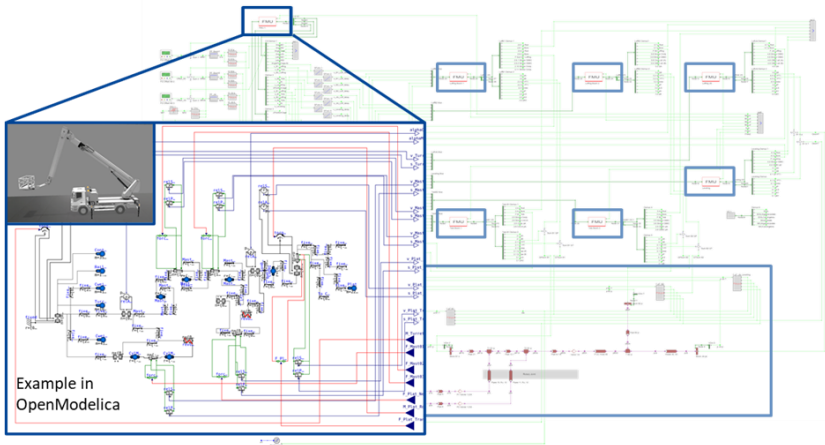


Abbildung 2.3: Composite-Modell der Hubarbeitsbühne

In Abbildung 2.3 ist die FMU des mechanischen Submodells markiert und das darin gekapselte Mechanikmodell dargestellt. Hinter den weiteren mit FMU bezeichneten Bausteinen, die im Bild erkennbar sind, verbirgt sich jeweils eine hydraulische Achse. Die Druckversorgung ist hier Teil des Gesamtmodells, könnte aber ebenso in eine weitere FMU gekapselt werden.

Die Verschaltung der FMUs erfolgt in DSHplus, das in der Lage ist, die Berechnung der FMUs parallel auszuführen. **Abbildung 2.4** zeigt, wie durch das modulare, FMU-basierte Modellkonzept und die Parallelisierung erheblich Rechenzeit eingespart wird. Die Simulation des Gesamtmodells der im Beispiel gezeigten Hubarbeitsbühne ist jetzt in Echtzeit möglich.

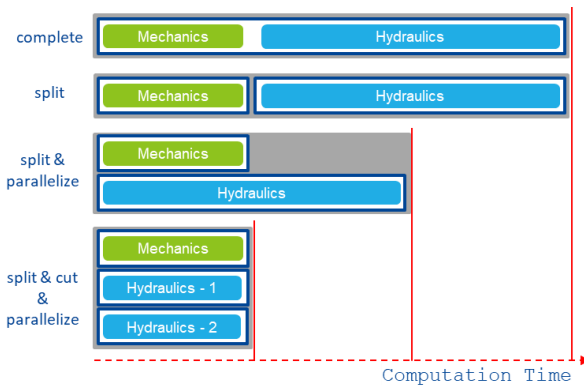


Abbildung 2.4: Echtzeitoptimierung durch parallele Berechnung des modularen Modells

Neben der Möglichkeit der parallelen Berechnung bietet der FMU-basierte Modellierungsansatz noch weitere wichtige Vorteile:

- Mit FMI 2.0 wird eine standardisierte Schnittstelle verwendet. Daher können alle FMUs, die diesen Standard erfüllen, in das Gesamtmodell eingebunden werden, unabhängig davon, mit welchem Tool sie erstellt wurden. Ein Beispiel ist das Mechanik-Submodell der Hubarbeitsbühne, das hier in OpenModelica erstellt und im DSHplus Composite Model mit den hydraulischen FMUs verschaltet wird. So kann jede Domäne in ihrem Tool der Wahl arbeiten.
- Nicht nur die Berechnung kann parallelisiert werden: Die modulare Struktur mit einer Aufteilung in funktionale Einheiten erlaubt es, die Submodelle simultan zu entwickeln und in Betrieb zu nehmen.
- Durch den modularen Aufbau lassen sich leichter unterschiedliche Konzepte untersuchen oder Varianten vergleichen: Das Submodell einer Antriebsachse kann z. B. einen hydraulischen oder elektrischen Antrieb darstellen, die sich, bei gleicher mechanischer Schnittstelle, leicht austauschen und simulativ miteinander vergleichen lassen.

- Module können in anderen Maschinen oder Varianten wiederverwendet werden. Damit entsteht ein Baukasten, aus dem z. B. eine Neuentwicklung sich bedient: Der Entwicklungsaufwand wird reduziert, „unnötige“ Varianten werden vermieden und vorhandenes Knowhow systematischer genutzt.

Zukünftig wird der Verwaltung von Daten, die den Digitalen Zwilling ausmachen, eine Schlüsselrolle zukommen. Dies betrifft u. A. auch die Simulations(teil)modelle. Im Forschungsprojekt Fluid 4.0 erarbeitet ein Konsortium dazu branchenübergreifende Lösungen. Fluidon konzipieren darin die automatische Übernahme von simulationsrelevanten Komponentenparameter aus den Komponentenverwaltungsschalen, um das Gesamtsystemsimulationsmodell schneller und vor allem fehlerfrei zu bedaten (**Abbildung 2.5**). [5]

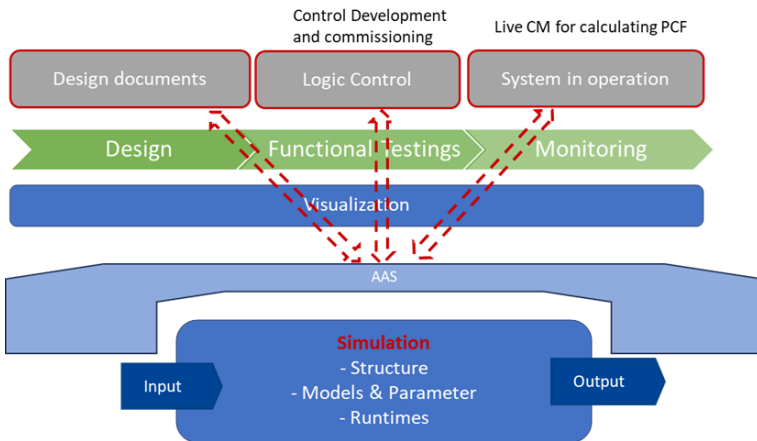


Abbildung 2.5: Modellverwaltung mit der Verwaltungsschale (Asset Administration Shell, kurz AAS)

### 3 Hardware-in-the-Loop

Das Composite Model wird wiederum als FMU exportiert und auf die Echtzeitumgebung des Fluidon Cube geladen. Das System stellt die IOs des Modells über EtherCAT zur Verfügung. An den EtherCAT angeschlossene analoge oder digitale Ein- und Ausgangsklemmen oder Feldbusklemmen, z. B. CAN, ermöglichen in einem Hardware-in-the-Loop (HiL) Setup eine sehr schnelle und flexible Kopplung mit der Steuerungshardware (**Abbildung 3.1**).



Abbildung 3.1: Fluidon Cube Echtzeit-HiL-Setup

Wie in der realen Maschine sind die Joysticks über CAN mit der Steuerungshardware verbunden. Eine Vielzahl von Sensoren liefert weitere Eingangsgrößen für die Steuerung, wie z. B. die relativen Winkel der Ausleger, die teleskopierten Längen oder die Abweichung der Plattform von der horizontalen Lage. Innerhalb der HiL-Umgebung stellt das Simulationsmodell diese Größen zur Verfügung. Im Gegensatz zur realen Maschine werden diese Größen jedoch nicht über CAN ausgegeben und an die Maschinensteuerung übertragen: Um den Aufbau zu vereinfachen, erfolgt die Kopplung zwischen Simulationsumgebung und Steuerungshardware aktuell über OPC-UA. Die Kommunikation über diese Schnittstelle garantiert zwar keine harte Echtzeit, ist aber im lokalen Netzwerk ausreichend performant, um eine Datenübertragung in der Zykluszeit der Maschinensteuerung und schneller zu

gewährleisten. Gerade zu einem frühen Zeitpunkt in der Entwicklung kann eine solche Kopplung sinnvoll sein, wenn die Schnittstellen zur Sensorik oder Aktuatorik noch nicht endgültig festgelegt sind. Im nächsten geplanten Entwicklungsschritt wird diese Datenübertragung – wie in der realen Maschine – über CAN erfolgen, sodass die Steuerung 1:1 in die reale Maschine eingebaut werden kann. Alternativ kann ebenfalls ein Feldbussystem basierend auf EtherNet/IP eingesetzt werden.

## **4 Bahnkurvensteuerung**

Nachdem nun die Werkzeuge für die virtuelle Steuerungsentwicklung und -inbetriebnahme vorliegen, erfolgt die Entwicklung der prototypischen Steuerung der Hubarbeitsbühne mit Hilfe der HiL-Simulation.

Bei der heute meist üblichen Steuerung der Hubarbeitsbühne steuert der Benutzer die einzelnen Achsen separat. Dies erfolgt typischerweise über Joysticks. Bei einer Arbeitsbühne mit mehrteiligem Ausleger können allein aufgrund der begrenzten Anzahl an unabhängigen Achsen eines Joysticks nicht alle Achsen gleichzeitig betätigt werden. Koordinierte gleichzeitige Bewegungen der Achsen sind damit nur begrenzt möglich.

Ein kontinuierliches und ruckbegrenztes Verfahren der Plattform entlang einer bestimmten Trajektorie ist daher für einen menschlichen Bediener nur schwer bis gar nicht möglich. Die neue prototypische Ansteuerung, gemeinsam von Fluidon und Meastream entwickelt, hat daher zum Ziel, dem Anwender eine einfach zu bedienende Arbeitsplattform zur Verfügung zu stellen, die eine Richtungs- oder Bahnvorgabe des Bedieners in eine Kombination aus Bewegungsvorgaben für die Achsen umsetzt. Die Bewegung entlang einer festen Trajektorie kann man sich zum Beispiel als geradlinige Bewegung der Hebebühne entlang einer Fensterfront vorstellen.

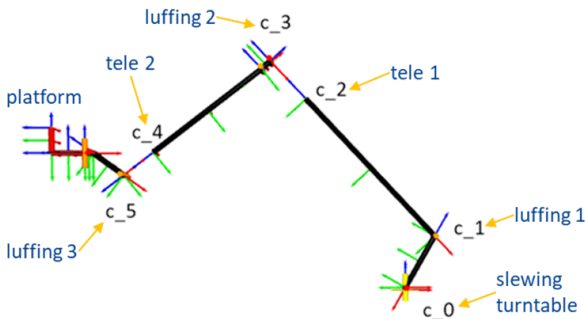


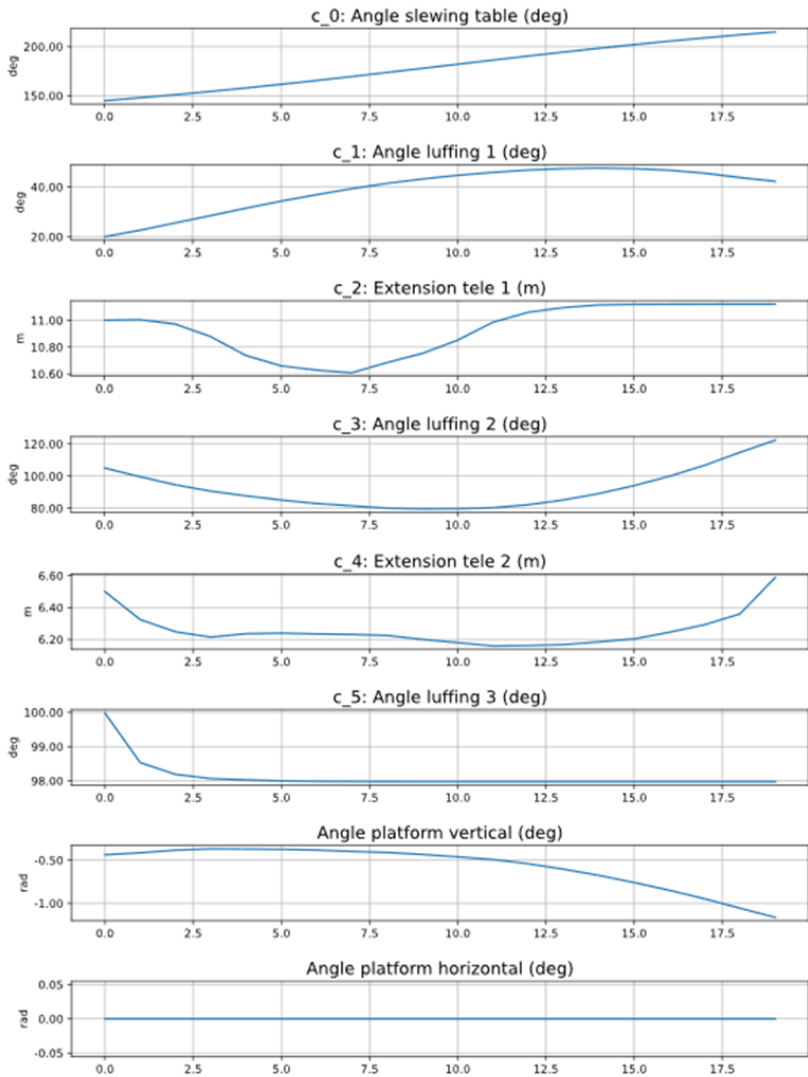
Abbildung 4.1: Kinematikmodell zur Bahnkurvenberechnung

**Abbildung 4.1** zeigt die schematische Darstellung des Kinematikmodells, das der Ausgangspunkt für die Bahnkurvenberechnung ist. Die Parameter  $c_i$  stellen die Rotation bzw. Translation der Achsen dar. Ein Parametersatz  $C$  enthält diese Parameter  $c_i$  und beschreibt somit eine Position der Hubarbeitsbühne. Bei bekannten Parametersätzen  $C$  ist es eine einfache Operation, die daraus resultierende Position der Hebebühne zu berechnen (Vorwärts-Rechnung). Für die gewünschte Applikation ist jedoch der umgekehrte Weg nötig. Da das kinematische System unbestimmt ist, ergeben sich für eine Position der Arbeitsbühne unendlich viele Lösungen. Ein mathematisches Optimierungsverfahren bestimmt für jede Position der Hebebühne einen Parametersatz  $C$ , der für jede Achse einen Parameter  $c_i$  enthält, nach Optimierungskriterien wie z. B.:

- Wegoptimierung
- Optimierung hydraulisches System
- Ruckbegrenzte Bewegung
- Vermeiden von kritischen Geschwindigkeitsbereichen mit Stick-Slip

Möchte man die Hebebühne vom Anfangs- zum Endpunkt der Trajektorie geradlinig verfahren, liefert eine Optimierung die Parameter  $c_i$  wie in **Abbildung 4.2** dargestellt, welche diese Bewegung für jede Achse vorgeben.



Abbildung 4.2: Zeitlicher Verlauf der Parameter  $c_i$  für die gewünschte lineare Bahn

Die Positions- und die daraus berechneten Geschwindigkeitsvorgaben sind die Sollwerte für die Achsregler, die aus diesen Vorgaben und den aktuell an der Maschine gemessenen Positionen (bzw. Winkeln) die Stellsignale der Ventile generieren.

Die Bedienung der Hebebühne kann nun stark vereinfacht werden. Verwendet man klassische Joysticks mit zwei Achsen, so kann z. B. der linke Joystick die x- und y-Richtung im Raum vorgeben, während der rechte Joystick die Bewegung in die vertikale z-Richtung und die Drehbewegung der Plattform steuert. Mit einem 3D-Joystick ist auch eine Einhandbedienung möglich.

Entwicklung und Inbetriebnahme der Bahnkurvensteuerung können jetzt mit Hilfe des Cube-RT-Setups zu großen Teilen „am Schreibtisch“ erfolgen – mit im Vergleich zur Entwicklung am realen Prototyp deutlich reduziertem Aufwand. Neben der Zeit- und Kosteneinsparung ist ein weiterer Vorteil der virtuellen Tests (**Abbildung 4.3**), dass reproduzierbare Testabläufe leichter realisiert werden können, sodass z. B. die Regelgüte bei unterschiedlichen Parametern besser verglichen werden kann.

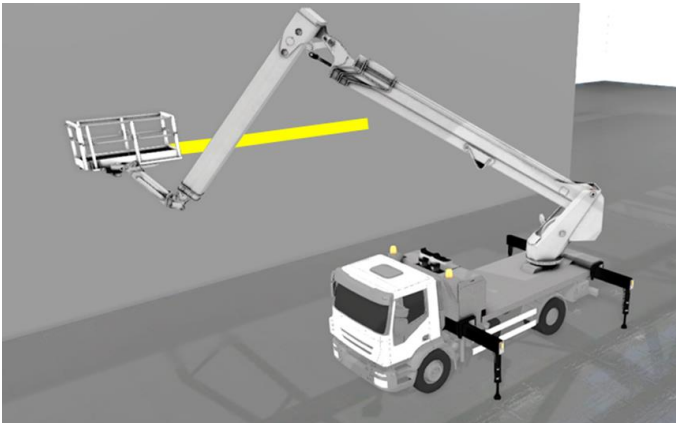


Abbildung 4.3: 3D-Visualisierung der Trajektorie im virtuellen Test

## 5 Virtuelle Sensoren

Das vom Bundesministerium für Digitales und Verkehr geförderte Forschungsprojekt Off-Highway-Twins 2 hat zum Ziel, einen digitalen Zwilling der Baustelle und ihrer Umgebung zur Verfügung zu stellen: “Fusion von Maschinen- und Geodaten in Digitalen Zwillingen von Infrastrukturobjekten und deren Umgebung für die Erfassung, Planung, Bau, Betrieb und Instandhaltung” [6].

Die von den vernetzten Baumaschinen gesammelten Daten werden in der Cloud mit Geodaten zusammengeführt und im Building Information Modeling (BIM) abgebildet (**Abbildung 5.1**).

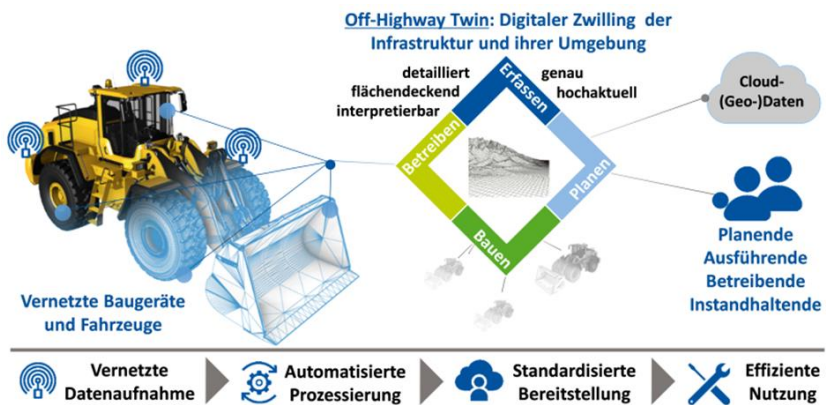


Abbildung 5.1: Off-Highway Twins: 1-zu-1-Abbilder der realen Welt in Echtzeit

Da nicht alle erforderlichen Maschinendaten durch Sensoren gemessen werden können, oder entsprechende Sensorik teuer oder zu empfindlich für den Baustelleneinsatz wäre, sieht das Konzept den Einsatz sogenannter virtueller Sensoren vor, auch als Softsensoren bezeichnet. Fluidon kommt im

Rahmen des Projekts die Aufgabe zu, diese Sensoren und die dafür notwendige Infrastruktur zu entwickeln.

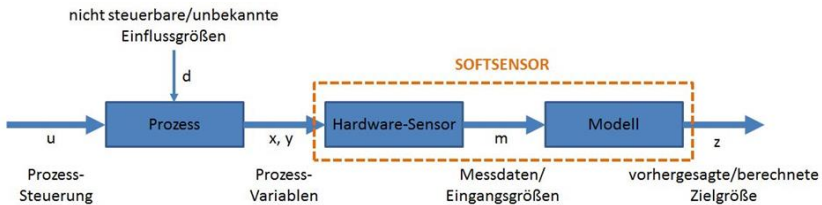


Abbildung 5.2: Prinzip des Softsensors [7]

**Abbildung 5.2** zeigt das Prinzip des Softsensors: “Der Softsensor ermittelt mithilfe von Hardware-Sensoren korrelierende Prozessgrößen ( $x$ ,  $y$ ) und übermittelt diese als Eingangsgroessen ( $m$ ) in das hinterlegte Modell, welches in Form eines Auswertalgorithmus die Zielgroesse berechnet. Der zu überwachende Prozess wird dabei durch steuerbare ( $u$ ) und nicht steuerbare ( $d$ ) Einflussgrößen beeinflusst.” [7] Ein Softsensor ist also ein Modell, das mit Hilfe von Messgrößen realer Sensoren als Eingangsgroessen neue “virtuelle Messgrößen” ermittelt. An dieser Stelle kommen wiederum die oben beschriebenen Simulationsmodelle der Maschine zum Einsatz. Die erforderliche Simulationsumgebung läuft je nach Anforderung auf der Maschine selbst und / oder als Cloud-Applikation.

Zunächst jedoch zur Kommunikations-Infrastruktur: Gemeinsam mit den Projektpartnern (vgl. [6]) wurde die Infrastruktur zum Datenaustausch geplant und umgesetzt. In **Abbildung 5.3** wird der prinzipielle Aufbau gezeigt. Die Datenübertragung zwischen den Teilnehmern erfolgt per MQTT. Die Daten der realen Sensoren auf der Maschine, aber auch weitere Steuerungsdaten, die z. B. auf dem Maschinen-CAN verfügbar sind, können mit einer Datenrate von bis zu 1 kHz zur Verfügung gestellt werden. Um Softsensoren direkt auf der Maschine umzusetzen, hat Fluidon den Cube Edge Simulator entwickelt. Dieses Echtzeit-Simulationssystem läuft auf

einem robusten Industrie-PC auf der Maschine. Über seine MQTT-Schnittstelle empfängt die Simulation die realen Sensordaten oder Inputs aus der Maschinensteuerung und stellt hier andererseits seine Outputs, die "Messgrößen" der Softsensoren, zur weiteren Verarbeitung zur Verfügung.

Über eine Mobilfunkverbindung werden die MQTT-Daten mit den Cloud-basierten Applikationen ausgetauscht. Fluidon entwickelt z. Zt. den Cube Cloud Simulator, der eine direkte Anbindung an den MQTT-Datenaustausch ermöglicht. Auf diesem Cloud-Simulator können Softsensoren oder Auswertungen umgesetzt werden, die größere Rechenleistung erfordern. Rechenaufwändige Algorithmen, z. B. zur Parameteroptimierung von Simulationsmodellen, lassen sich hier durch massiv parallelisierte Berechnungen umsetzen.

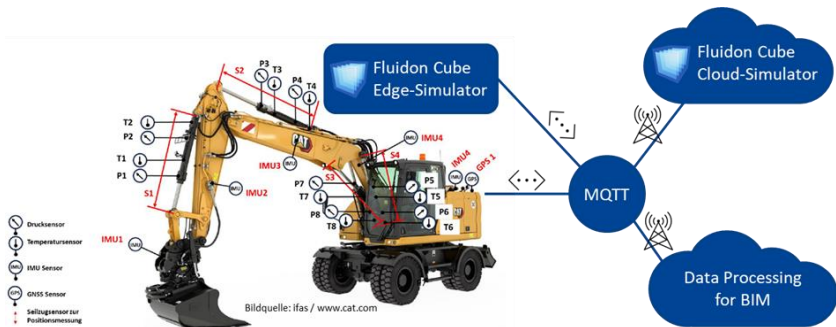


Abbildung 5.3: Infrastruktur Off-Highway-Twins 2

Die Grundanforderungen an das Modell der Maschine, das auf dem Edge-Simulator eingesetzt wird, sind ähnlich denen an ein Modell für die HiL-Simulation: Das Modell muss die Maschinendynamik ausreichend genau abbilden und in Echtzeit laufen. Darüber hinaus wird es hier notwendig, den Modellzustand ständig mit dem Zustand der realen Maschine abzugleichen. Dies ist erforderlich, da zum einen das Modell durch Vereinfachungen und kleinen Parameterabweichungen nie zu 100% das reale Verhalten abbilden

kann und u. U. auch nicht erfasste bzw. modellierte Einflussgrößen auf das Modell wirken und ohne zusätzliche Maßnahmen zu einem Auseinanderdriften der Zustände führen. Hinzu kommen Abweichungen durch Messfehler oder stochastische Einflüsse. Zum anderen ist es erforderlich, das Modell in einen Startzustand zu bringen, der dem der realen Maschine entspricht.

Fluidon setzt zu diesem Zweck einen Synchronisationsregler ein in Anlehnung an [8], dessen Prinzip in der folgenden **Abbildung 5.4** dargestellt ist.

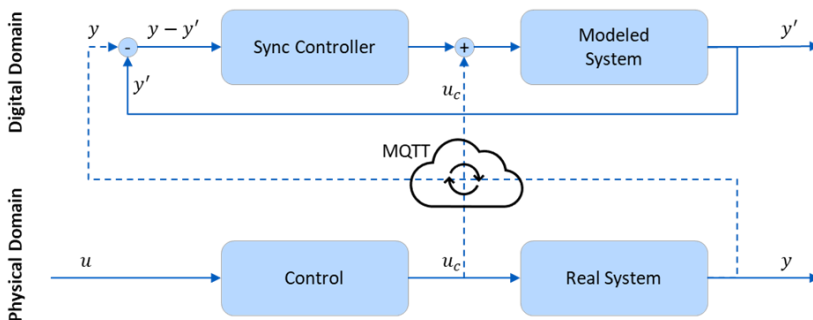


Abbildung 5.4: Prinzip der Modellsynchronisation

Der Synchronisationsregler hat zur Aufgabe, das Modell so nachzuregeln, dass seine Ausgabegröße  $y'$  der Ausgabegröße des realen Systems  $y$  möglichst nahe kommt. Er erhält daher diese Größe  $y$  als Sollwertvorgabe, die mit dem Istwert  $y'$  verglichen wird. Zugleich wird das Steuersignal  $u_c$  der realen Steuerung nach einem Feed-Forward-Prinzip dem Systemmodell aufgeschaltet, so dass der Regler nur noch die Abweichungen des Systemverhaltens ausgleichen muss. Am Beispiel des Bagger-Auslegers wird im Folgenden gezeigt, wie dies für eine hydraulische Achse umgesetzt wurde (**Abbildung 5.5**).

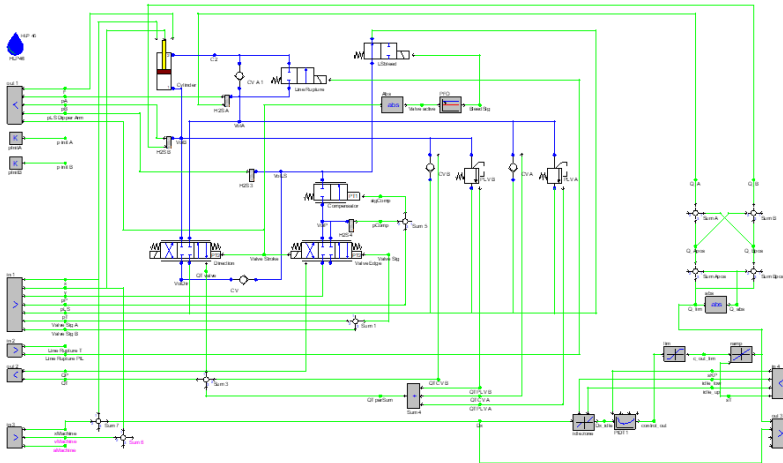


Abbildung 5.5: Modell der Achse mit Synchronisationsregler

Der Regler hat die Aufgabe, die Zylinderposition des Modells der realen Zylinderposition nachzuführen. Seine Stellgrößen sind ein A- und B-seitiger Volumenstrom, die unmittelbar dem Zylinder aufgebracht werden. Ein klassischer Positionsregler hätte typischerweise ein Ventilstellsignal als Ausgang. Das ist für den Synchronisationsregler jedoch kein sinnvoller Ansatz: Wenn z. B. das Ventil bereits bei 100% Stellweg ist, die reale Zylinderdrehgeschwindigkeit aber trotzdem größer, bliebe keine Marge mehr zum Nachregeln. Diese Situation kann z. B. dann eintreten, wenn der im Modell parametrisierte maximale Ventilquerschnitt etwas zu klein ist.

Der Regler wurde im gezeigten Beispiel für erste Tests zunächst recht einfach gehalten: Kern ist ein PID1-Regler, für dessen Eingang optional eine Totzone eingestellt werden kann. Das Ausgangssignal wird in den weiteren Blöcken in der Höhe und dem Gradienten begrenzt. Die anschließende Volumenstromberechnung berücksichtigt neben den Vorzeichen das Flächenverhältnis des Zylinders und generiert die Stellwerte  $Q_A$  und  $Q_B$ .

Auch hier wird zukünftig in der Modellierung ein modulares Prinzip verfolgt: Der Synchronisationsregler wird in eine eigene FMU "verpackt" und kann so standardisiert und – mit ggf. angepassten Parametern – auch für weitere Achsen eingesetzt werden. Das Modell der Achse bleibt nahezu unverändert: Lediglich die neuen Eingänge für die Stellgrößen müssen ergänzt werden. Werden diese nicht verwendet, so verhält sich das Modell wie bisher und kann z. B. unverändert für HiL-Simulationen eingesetzt werden, so dass nur ein Modellstand erforderlich ist. In **Abbildung 5.6** sind erste Testergebnisse aus der Inbetriebnahme des Reglers dargestellt.

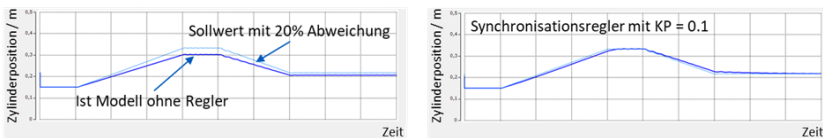


Abbildung 5.6: Testergebnisse Modellnachführung

Im Testszenario führt der Ausleger eine Auf- und Abwärtsbewegung bei jeweils konstantem Ventilsignal durch. Dabei ist der Volumenstrom im Modell geringer, so dass ohne Regler eine 20%ige Abweichung der Position entsteht. Bereits ein einfacher P-Regler ist in der Lage, das System nachzuführen und diese Abweichung auszugleichen, wie rechts im Bild gezeigt.

Im nächsten Testszenario, **Abbildung 5.7**, wird überprüft, wie gut der Synchronisationsregler das Modell in die Startposition entsprechend der realen Maschinenposition bringen kann, wiederum am Beispiel des Bagger-Auslegers. Der Zylinder des Modells startet links bei  $x = 455$  mm, die Startposition der realen Maschine ist bei  $x = 10$  mm. Nach 10 s erreicht der einfache P-Regler die Sollposition mit einer Abweichung von 2 mm. In die entgegengesetzte Richtung wird nach 8 s eine Abweichung von 1 mm erzielt.



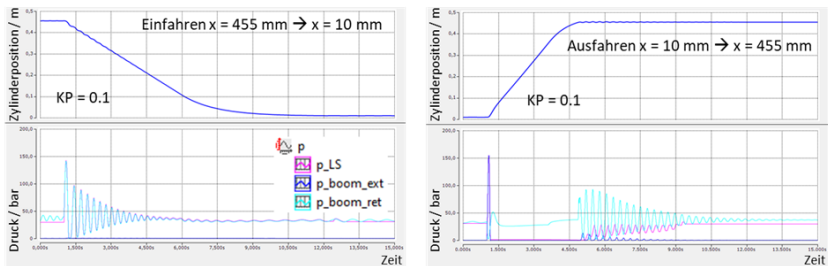


Abbildung 5.7: Testergebnisse Startwertsynchronisation

Damit ist es nun möglich, das Systemmodell in Echtzeit mit der realen Maschine zu synchronisieren. Für die nachgeschaltete Prozesskette steht hierdurch eine Vielzahl an zusätzlichen modellinternen Größen zur Verfügung, die auf der realen Maschine nicht oder nur schwer zugänglich sind, und z. B. als Input für Condition Monitoring oder vorausschauende Wartung dienen können.

In den aktuellen Entwicklungsschritten im Projekt Off-Highway-Twins 2 werden die Daten den Input für zwei weitere Prozesse bilden:

Zum einen werden die Modellparameter in einem automatisierten Ablauf optimiert (vgl. [9]). Als Qualitätskriterium bzw. Maß für die Abweichung zwischen Modell und Realität bietet sich hier der Ausgang der Synchronisationsregler nach der Startphase an.

Um Informationen zum Baufortschritt zu liefern, wird untersucht, wie KI das Bewegungsprofil und die Differenzen der gemessenen und im lastfreien Modell simulierten Zylinderdrücke nutzt. So kann auf die aktuelle Tätigkeit des Baggers und dessen Ergebnis geschlossen werden.

## 6 Zusammenfassung

Die Modellierung und Nutzung eines digitalen Zwillings über den Lebenszyklus einer Arbeitsmaschine wurden an mehreren Beispielen demonstriert.

Der modellbasierte Entwicklungsansatz erzwingt - im positiven Sinne - eine frühe Systemintegration aller beteiligten technischen Domänen. So werden Mechanik, Hydraulik, Elektronik und Maschinensteuerung bereits in der Konzeptphase im virtuellen Gesamtsystem getestet und mögliche Probleme frühzeitig im Entwicklungsprozess erkannt.

Der entstehende digitale Zwilling begleitet auch den weiteren Produktlebenszyklus. Am Beispiel der Hubarbeitsbühne wurde mit Hilfe von Fluidon Cube ein Prototyp einer 3D-Bahnsteuerung entwickelt, der die Bedienung der Hubarbeitsbühne erheblich vereinfacht. In der Betriebsphase unterstützt das Modell die Analyse komplexer Probleme im Feld oder hilft bei der Vorbereitung einer Nachrüstung von modernisierten Steuerungen für Maschinen oder Anlagen.

Der virtuelle Vertreter der Maschine ist (fast) immer und überall verfügbar. Dies ist insbesondere bei standortübergreifender Entwicklung oder eingeschränkter Verfügbarkeit von realen Prototypen von Vorteil und reduziert im Servicefall die Ausfallzeiten beim Kunden vor Ort.

Am Beispiel eines Baggers wurde gezeigt, wie das echtzeitfähige Modell beim realen Betrieb der Maschine mit dieser synchronisiert wird und dann in der Lage ist, eine Vielzahl an zusätzlichen Informationen zu liefern, die auf der realen Maschine nicht oder nur mit hohen Kosten verfügbar sind. Diese virtuellen Sensordaten dienen z. B. als Input für Condition Monitoring oder liefern Informationen für nachgeschaltete Prozesse, wie im Beispiel des Projekts "Off-Highway-Twins 2" zur Erstellung und Aktualisierung des Building Information Model.

## Literatur

- [1] Wikipedia: Digital twin, [https://en.wikipedia.org/wiki/Digital\\_twin](https://en.wikipedia.org/wiki/Digital_twin), 15.03.2022
- [2] Völker, L.: Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation, PhD Thesis Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2011
- [3] de Wit, C. C., Olsson, H., Aström, K.J., Lischinski, P.: A New Model for Control of Systems with Friction, IEEE Transactions on Automation Control, Vol. 40, 1995
- [4] Functional Mockup Interface, <https://fmi-standard.org/>, 15.03.2022
- [5] <https://fluidon.com/dshplus/anwendungen/forschungsprojekte/fluid-40>, 01.07.2024
- [6] <https://bmdv.bund.de/SharedDocs/DE/Artikel/DG/mfund-projekte/off-highway-twins-2.html>, 01.07.2024
- [7] Wikipedia: Softsensor, <https://de.wikipedia.org/wiki/Softsensor>, 25.06.2024
- [8] Akbarian, F., Fitzgerald, E., Kihl, M.: Synchronization in Digital Twins for Industrial Control Systems, 2020
- [9] Sender, B.: Automatisierte Parametrierung von Systemmodellen für mobile Arbeitsmaschinen, 10. Fachtagung Baumaschinentechnik Dresden, 26.– 27.09.2024

## Danksagung

Für das Projekt Fluid 4.0:



**Finanziert von der  
Europäischen Union**  
NextGenerationEU

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

Das Projekt Off-Highway-Twins 2 wird gefördert vom Bundesministerium für Digitales und Verkehr aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

# Nachhaltige Fluide für die Mobil- und Stationärhydraulik

*Malte Otten<sup>1</sup>, Ludger Frerichs<sup>1</sup> and Philipp Winkelhahn<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> *Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Deutschland*

*E-Mail: m.otten@tu-braunschweig.de; Tel.: (+49)0531 391 2672*

## Kurzfassung

Gegenwärtig basieren viele Hydraulikfluide auf dem fossilen Rohstoff Mineralöl. Die Nutzung dieser Ressource und der daraus hergestellten Fluide ist meist mit negativen Folgen für die Umwelt verbunden. Eine umweltverträgliche Alternative können Fluide darstellen, die auf den nachwachsenden Rohstoffen Glycerin und Chitosan basieren. Glycerin steht als Überschussprodukt der Biodieselproduktion in großen Mengen zur Verfügung und kann alternativ auch aus Altspisefett gewonnen werden. In letzterem Fall besteht keine Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion. Das Chitosan dient als Verdicker und wird aus dem Biopolymer Chitin gewonnen, welches ein Überschussprodukt der Fischereiindustrie darstellt und gegenwärtig überwiegend thermisch verwertet wird.

In einer Machbarkeitsstudie (2011-2014) wurde nachgewiesen, dass sich das Basisfluid aus Wasser, Glycerin und dem Verdicker Chitosan zur Herstellung von Hydraulikfluiden eignet. In einem Folgeprojekt wurde die Formulierung des neuartigen Fluids für Anwendungen in der Mobil- und Stationärhydraulik weiterentwickelt und die Leistungsfähigkeit der neuartigen Fluide untersucht (2019-2022). In diesem Beitrag werden die Vorgehensweise und die Ergebnisse der praktischen Untersuchungen sowie die Bewertung der Eignung der Glycerin/Chitosan-basierten Fluide für Antriebe in der Mobil- und Stationärhydraulik vorgestellt.

**Schlagworte:** Mobilhydraulik, Stationärhydraulik, Glycerin, Chitosan, offener, geschlossener, Kreislauf, umweltverträglich, nachwachsende, Rohstoffe, Mineralöl, HFC, Fluid

## 1 Einleitung

Hydraulikfluide auf Mineralölbasis bilden den größten Anteil am Markt. Neben diesen Fluiden sind jedoch auch Fluide auf Basis pflanzlicher Öle, Glycole, synthetischer Ester oder Wasser erhältlich [1]. Diese Fluide sind oft Gegenstand von Arbeiten und Forschungsprojekten, welche auf die Untersuchung und Optimierung des Systemverhaltens von Hydraulikanlagen und des Verschleißverhaltens von Komponenten abzielen [2], [3], [4], [5], [6], [7]. Während ein Teil der Fluide biologisch abbaubar ist, besteht bei wasserbasierten Fluiden oft die Notwendigkeit zum Einsatz von Bioziden, um das Fluid vor mikrobiellem Befall zu schützen.

Im Rahmen eines Forschungsprojektes des Institutes für Ökologische und Nachhaltige Chemie (IÖNC) und des Institutes für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik (IWF) der TU Braunschweig ein wasserhaltiges biozidfreies Hydraulikfluid auf Basis der nachwachsenden Rohstoffe Glycerin und Chitosan entwickelt [8]. Während es sich bei dem Rohstoff Glycerin um ein Überschussprodukt der Biodieselproduktion handelt, stellt der Rohstoff Chitosan ein Produkt u.a. aus Fischereiabfällen dar. Bei dem entwickelten Fluid wurde bereits ohne eine Additivierung ein pH-Wert zwischen 7,5 und 9 erreicht. Zusätzlich wies bereits das Basisfluid hervorragende Korrosionsschutzeigenschaften auf und es war möglich, relevante Viskositäten bis  $46 \text{ mm}^2/\text{s}$  einzustellen. Ab einem Glyceringehalt von 35 % konnte zudem beobachtet werden, dass das Fluid auch ohne eine Zugabe von Bioziden durch diesen dreiwertigen Alkohol vor mikrobiellem Befall geschützt ist. Der tribologische Test nach Reichert zeigte, dass das Fluid mit herkömmlichen Hydraulikfluiden gleicher Viskositätsklasse konkurrieren kann. Die positiven

Eigenschaften des Basisfluids führten zu einem sehr geringen Bedarf an Leistungsadditiven. In dieser Hinsicht galt es lediglich bereits vorhandene Eigenschaften zu verstärken. Die entwickelten Hydraulikfluide basieren auf Wasser und nachwachsenden Rohstoffen und gelten bei einem Wasseranteil über 35 % als nicht brennbar. In den Voruntersuchungen wurde das Fluid in einer simplen Hydraulikanlage untersucht. Diese bestand maßgeblich aus einer Flügelzellenpumpe bzw. eine Außenzahnradpumpe, welche über ein Druckbegrenzungsventil konstant belastet wurden, einem Wegeventil und einem Filter. Im Betrieb konnten Drücke von 130 bis 140 bar und Fluidtemperaturen bis 40 °C, vereinzelt bis maximal 60 °C im Dauerbetrieb, mehrfach über mehrere Wochen störungsfrei aufrechterhalten werden. Aus diesem Grund ist die technische Leistungsfähigkeit der additivierten Fluidvarianten insgesamt als hoch einzustufen. Weiterhin zeigten Untersuchungen zur Materialverträglichkeit sehr gute Verträglichkeit gegenüber allen getesteten und gängigen Dichtungskomponenten. Insgesamt wurde ein biologisch abbaubares, toxikologisch unbedenkliches und technisch leistungsstarkes Hydraulikfluid auf Basis der Rohstoffe Glycerin, Carboxymethylchitosan und Wasser im Labormaßstab entwickelt.

Aufbauend auf den vielversprechenden Zwischenergebnissen wurde in dem von der Fachagentur nachwachsende Rohstoffe geförderten Forschungsprojekt „Entwicklung eines Glycerin/Chitosan-basierten Hydraulikfluids für Anwendungen in der Stationär- und Mobilhydraulik“ (Akronym: „GlyAnFlu“) an der Weiterentwicklung des Fluidkonzeptes von 2019 bis 2022 gearbeitet [9]. Im Vordergrund stand dabei die Weiterentwicklung des neuartigen Hydraulikfluides für den Einsatz in mobilen und stationären Hydraulikanlagen. An dem Forschungsprojekt waren die Industriepartner Bucher Hydraulics GmbH, Oemeta chemische Werke GmbH sowie die TU Braunschweig mit dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge und dem Institut für Ökologische und Nachhaltige Chemie beteiligt.

## 2 Versuchsfluide und Vorgehen bei praktischen Untersuchungen

Zur Weiterentwicklung des neuartigen Fluidkonzeptes wurden dem Basisfluid Additive zur Verstärkung bereits bestehender positiver Eigenschaften hinzugefügt und Maßnahmen zur Steigerung der Scherstabilität getroffen. In Tabelle 2.1 sind die Inhaltsstoffe und deren Funktion im Rahmen der Fluidformulierung aufgelistet. Für detaillierte Informationen wird auf den Schlussbericht zum Forschungsprojekt GlyAnFlu (siehe [9]) hingewiesen. Die Basis für die neuartigen Fluide stellen Glycerin, Wasser und der Verdicker Carboxymethylchitosan dar. Das Basisfluid wird um Additive zur Leistungsadditivierung erweitert. Ausgenommen des Buntmetallinhibitors Irgamet TT 50 und den Entschäumer Foam Ban OM 50, welche in Summe nie einen größeren Massenanteil als 0,55 % einnahmen, ging von keinem der verwendeten Stoffe eine Gefährdung der Umwelt aus. Da in der beschriebenen vorangegangenen Machbarkeitsstudie (2011-2014) in praktischen Untersuchungen eine Reduktion der Viskosität im Praxiseinsatz festgestellt wurde, welche auf die Verkürzung der Chitosanpolymere zurückzuführen war, wurden Maßnahmen zur Steigerung der Scherstabilität der Formulierung getroffen. Dazu zählte eine Konditionierung des Verdickers Carboxymethylchitosan vor Anfertigung des Fluids. Dazu wurde der Verdicker durch Mikrowellenstrahlung und Hitze im Autoklav behandelt. Durch die Konditionierung wurde die Länge der Polymere verkürzt. Die somit entstandenen kürzeren Chitosanpolymere wiesen eine höhere Beständigkeit gegenüber Scherbelastung auf, welche auch in Hydraulikanlagen auftritt (siehe Abbildung 2.1).



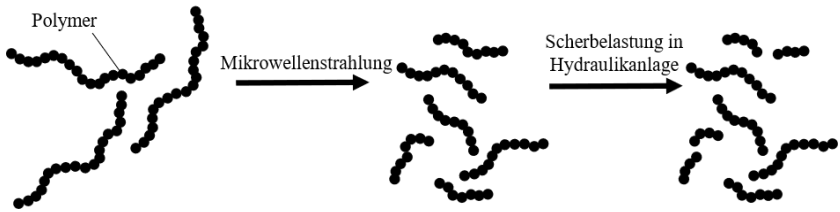


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Veränderung der Verdickerpolymere in den Experimentalfluiden bei der Konditionierung und dem Einsatz in hydraulischen Systemen

Tabelle 2.1: Inhaltsstoffe und deren Funktion in den neuartigen Hydraulikfluiden

Inhaltsstoff	Funktion
Glycerin	Verbesserung der Schmierfähigkeit, antimikrobielle Wirkung
Entionisiertes Wasser	Einstufung als HFC, Anhebung spezifischer Wärmekapazität
Carboxymethylchitosan	Einstellung von Viskosität und pH-Wert (auch Pufferwirkung)
Polyethylenglykol 10.000 g/mol	Einstellung von Viskosität und Viskositätsindex
Neodecansäure	Verschleiß- und Korrosionsschutz
Isononansäure	Verschleiß- und Korrosionsschutz
Methyldiethanolamin	Einstellung des pH-Wertes
Monoisopropanolamin	Einstellung des pH-Wertes und Korrosionsschutzes
Irgamet TT 50 (Handelsname)	Buntmetallinhibitor
Foam Ban OM 50 (Handelsname)	Antischaummittel

Die Leistungsfähigkeit der neuartigen Fluide wurde im Labormaßstab untersucht. Dabei wurden das Schaumverhalten (DIN 51566), die Korrosionsschutzeigenschaften (DIN 51360), der pH-Wert und Verschleißschutzvermögen (DIN 51347) bestimmt. Es wurde ein niederviskoses Fluid (folgend „GCF22“) und ein höherviskoses Fluid (folgend „GCF40“) getestet. Die Untersuchungen wurden zusätzlich mit kommerziellen Referenzfluiden durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Tests wurden als Referenz zur Bewertung der neuartigen Fluide herangezogen. Als Referenzfluide wurden das Fluid Houghto Safe NL 1 (folgend „RF40“) sowie das HOUGHTO SAFE NL1 LV (folgend „RF22“) der Firma Houghton International Inc. ausgewählt (siehe [13] [14]). Die Ergebnisse der Tests sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Gegenüber den Referenzfluiden RF22 und RF40 weisen die neuartigen Fluide GCF22, GCF40 eine vergleichbare Viskosität bei einer Temperatur von 40 °C auf. Der Viskositätsindex der Experimentalfluide liegt unter den Werten der betrachteten Referenzfluide. Daraus folgt, dass die Viskosität der neuartigen Fluide eine stärkere Abhängigkeit von der Temperatur aufweist. Aus dem beschriebenen Sachverhalt folgt, dass die maximal und minimal zulässigen Betriebsviskositäten für Verdrängereinheiten in einem engeren Temperaturbereich liegen. Weiterhin liegt die Dichte der Experimentalfluide über der Dichte der Referenzfluide, was unter anderem zu einem erhöhten Ansaugwiderstand bei Pumpen führen kann. Dieser Effekt kann auf den hohen Glycerinanteil in den Experimentalfluiden von etwa 60 % zurückgeführt werden. Während die Dichte von Glycerin bei 1.260 kg/m<sup>3</sup> liegt, weisen Glykole, welche oft in Fluiden der Klasse HFC zur Einstellung der Viskosität genutzt werden, eine Dichte zwischen 1.052 und 1.113 kg/m<sup>3</sup> auf [15]. In [16] sind keine Grenzwerte für die Dichte festgelegt. Es wird lediglich darauf hingewiesen, dass diese vom Fluidhersteller anzugeben ist.

Tabelle 2.2: Eigenschaften der untersuchten Fluiden im unbenutzten Zustand

	GCF22	GCF40	RF22	RF40
Handelsname	k.A.	k.A.	Houghto Safe NL1 LV	Houghto Safe NL1
Kinematische Viskosität bei 40 °C in cSt nach DIN 51562	22,7	39,2	21,8	38,1
Viskositätsindex Nach DIN ISO 2909	120	132	153	218
pH-Wert	8,9	9,2	10	8,6
erschleißschutzvermögen nach Brugger in N/mm <sup>2</sup> In Anlehnung an DIN 51347	40,7	46,5	43,1	49,9
Volumen nach 5 Minuten in mL	20	50	170	150
Volumen nach 10 Minuten in mL	0	0	0	0

Um die Leistungsfähigkeit der Fluide zu untersuchen, wurden Prüfstände entwickelt, welche die Fluidbelastungen aus der Stationär- und Mobilhydraulik annähern. Da die Belastung der Fluide in der Praxis stark von der Anwendung abhängig ist, können keine klaren Grenzen für die Mobil- und Stationärhydraulik formuliert werden. Auf Basis von Literaturangaben wurden in Tabelle 2.3 die Angaben zu Betriebsdruck, Fluidtemperatur und Umlaufrate zusammengetragen. Es wird deutlich, dass in der Mobilhydraulik deutlich höhere Belastungen als in der Stationärhydraulik zu erwarten sind.

Tabelle 2.3: Belastung von Hydraulikfluiden in der Mobil- und Stationärhydraulik

	Stationärhydraulik	Mobilhydraulik
Betriebsdruck in bar [10]	160 bis 200	320 bis 450
Fluidtemperatur in °C [10]	-10 bis 60	-40 bis 80
Umlaufrate in min <sup>-1</sup> [11][10][12]	0,1 bis 0,5	1 bis 2

Um die neuartigen Fluide praxisnaher Belastung auszusetzen, wurden verschiedene Prüfstände entwickelt. Zur Abbildung der Belastung aus der Stationärhydraulik wurde ein einfacher Prüfstand gewählt, der im Wesentlichen aus zwei Innenzahnradmaschinen bestand, welche als Pumpe und Motor fungierten (siehe Abbildung 2.2). Es wurden zwei identische Kreisläufe nach dem dargestellten Schaltplan aufgebaut, welche über ein Getriebe miteinander verbunden waren. Während in den einen Aufbau ein Experimentalfluid eingesetzt wurde, kam in dem anderen Aufbau ein Referenzfluid zum Einsatz. Auf diese Weise konnten die Kreisläufe parallel betrieben werden. Für den Dauerbetrieb des Prüfstands wurde in Bezug auf die maximale Belastung der Komponenten eine hohe Belastung gewählt (siehe technische Daten in Abbildung 2.2). Im Dauerbetrieb des Prüfstandes wurde eine Umlaufrate von etwa 0,5 min<sup>-1</sup> und eine Fluidtemperatur in der Arbeitsleitung von etwa 39 °C eingestellt. Der Aufbau wird im Folgenden als offener Kreislauf bezeichnet.

Zur Bewertung der Leistungsfähigkeit der eingesetzten Fluide wurden verschiedene begleitende Untersuchungen an den Fluiden parallel zum Betrieb der Prüfstände durchgeführt. Zur Bewertung des Einflusses der Fluide auf den Verschleiß werden optische Kontrollen der Hydrostatbauteile durchgeführt und Geometrieänderungen untersucht. Anhand von ausgewählten Eigenschaften wird die Alterungsbeständigkeit der Fluide bewertet. Die betrachteten Eigenschaften und Untersuchungsmethoden orientieren sich an DIN 12922 (siehe [16]), worin die Anforderungen an Fluide der Klasse HFC beschrieben werden. Durch detaillierte sensorische Überwa-

chung der Systeme und der Gestaltung nach DIN 4409 (siehe [17]) wird der Einfluss der Fluide auf die Wirkungsgrade der Hydrostaten bewertet.

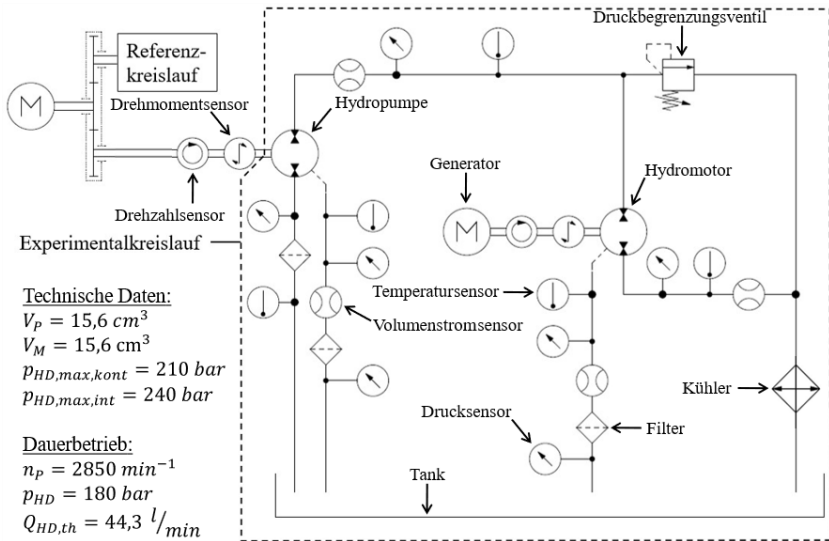


Abbildung 2.2: Schaltplan des Prüfstandes offener Kreislauf (Abbildung aus [20])

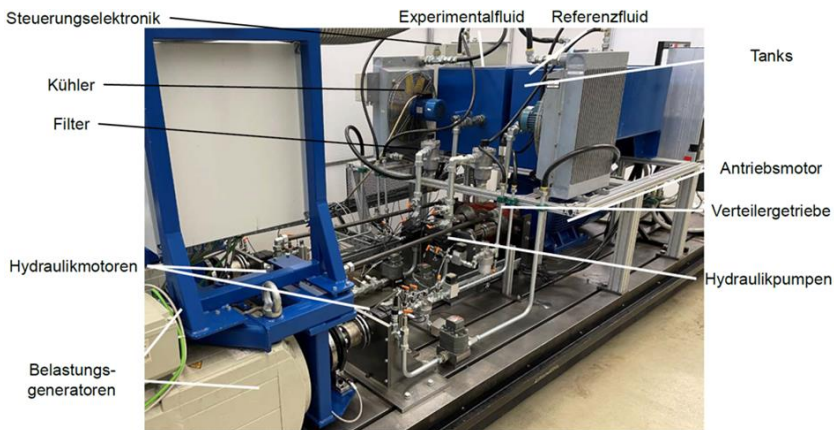


Abbildung 2.3: Aufbau des Prüfstandes offener Kreislauf (Abbildung aus [20])

Für die Untersuchung der Fluide unter Belastungen der Mobilhydraulik wurde ein weiterer Prüfstand entwickelt. Der Prüfstand wurde auf Basis einer Fahrtriebsschaltung gestaltet, welche in der Mobilhydraulik weit verbreitet ist. Die Schaltung ist in Abbildung 2.4 und der Aufbau des Prüfstandes in Abbildung 2.5 dargestellt. Gegenüber dem Prüfstand offener Kreislauf ist die die Fluidführung im geschlossenen Kreislauf. In dem Prüfstand wurden zwei Axialkolbenmaschinen als Pumpe und Motor eingesetzt. Als Speisepumpe kam eine Außenzahnradmaschine zum Einsatz. Es wurden zwei Kreisläufe nach dem in Abbildung 2.4 dargestellten Schaltplan aufgebaut, um das Experimentalfluid und das Referenzfluid in getrennten Aufbauten zu untersuchen. Der angestrebte Druck im Dauerbetrieb des Prüfstandes wich von der Tabelle 2.3 deutlich ab. Dies ist auf die limitierte Belastbarkeit der Komponenten bei Einsatz von Fluiden der Klasse HFC zurückzuführen. Durch die ungünstige Schmierwirkung dieser Fluide durfte ein Druck im Dauerbetrieb von 200 bar nicht überschritten werden. Während im Prüfstand offener Kreislauf die Umlaufzeit bei etwa  $0,5 \text{ min}^{-1}$  und die Fluidtemperatur in der Arbeitsleitung bei etwa  $39 \text{ }^\circ\text{C}$  lag, betrug die Umlaufzeit bei Betrieb des Prüfstandes geschlossener Kreislauf etwa  $1 \text{ min}^{-1}$

und die Fluidtemperatur in den Arbeitsleitungen bei etwa 47 °C. Somit liegt die Belastung der Fluide und der Komponenten im Prüfstand geschlossener Kreislauf deutlich über der Belastung im Prüfstand offener Kreislauf.

Aufgrund der erhöhten Fluid- und Komponentenbelastung im Prüfstand geschlossener Kreislauf (Belastung angelehnt an Mobilhydraulik) werden die praktischen Untersuchungen in diesem erst durchgeführt, wenn das Experimentalfluid in dem Prüfstand offener Kreislauf (Belastung angelehnt an Stationärhydraulik) eine ausreichende Leistungsfähigkeit beweisen kann.

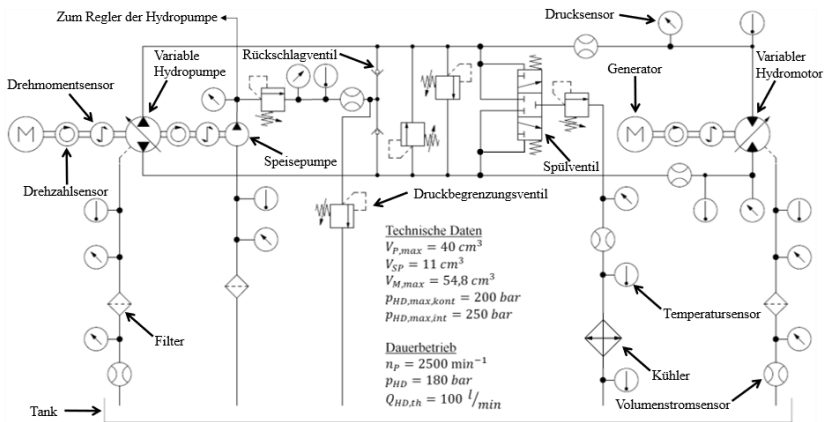


Abbildung 2.4: Schaltplan des Prüfstandes geschlossener Kreislauf (Abbildung aus [20])

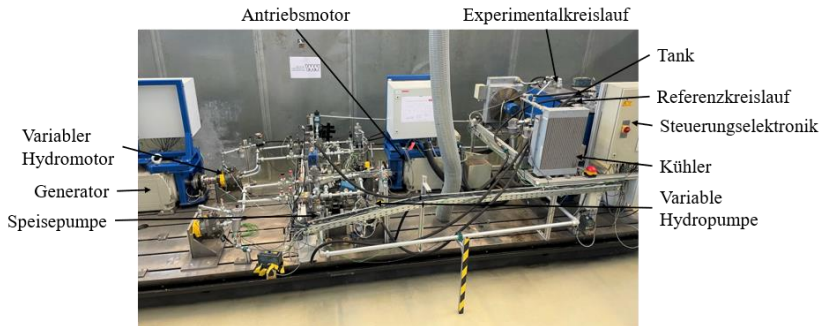


Abbildung 2.5: Aufbau des Prüfstandes geschlossener Kreislauf (Abbildung aus [20])

### 3 Praktische Untersuchungen in Prüfständen

Der Prüfstand offener Kreislauf wurde zuerst mit den niederviskosen Fluiden GCF22 und RF22 betrieben. Bei dem Referenzkreislauf kam es nach kurzer Zeit zu einer Störung der Steuerung des Prüfstandes, die eine Überlastung des Referenzkreislaufs und infolgedessen einem Schaden an den Hydrostaten herbeiführte. Der Experimentalkreislauf war von dem Fehler nicht betroffen und der Dauerbetrieb wurde über 600 Betriebsstunden bei konstanter Belastung fortgeführt. In der Abbildung ist die Entwicklung des volumetrischen Wirkungsgrades über der Zeit zu erkennen. Es wird deutlich, dass die Veränderungen sehr gering sind. Bei der Untersuchung des Verschleißes der Hydrostaten nach 300 Betriebsstunden (siehe Markierung im Diagramm) konnten keine übermäßigen Verschleißspuren festgestellt werden.



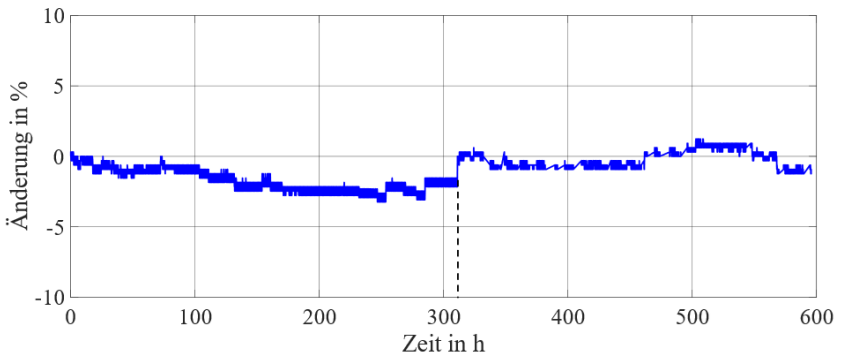


Abbildung 3.1: Veränderung des volumetrischen Wirkungsgrades der Pumpe im Experimentalkreislauf bei Verwendung von GCF22 (Abbildung aus [20])

Nachdem der Betrieb des Prüfstands mit dem GCF22 ohne funktionale Ausfälle und Auffälligkeiten möglich war, wurden die defekten Hydrostaten im Referenzkreislauf gegen fabrikneue Komponenten getauscht und die Prüfstände mit den höherviskosen Fluiden GCF40 und RF40 befüllt. Bei den Untersuchungen mit den höherviskosen Fluiden wurde die gleiche Belastung wie zuvor bei den niederviskosen Fluiden eingestellt. In einem Dauerbetrieb über 600 Stunden konnten keine funktionalen Ausfälle in den hydraulischen Kreisläufen festgestellt werden. In Abbildung 3.2 ist die Veränderung des volumetrischen Wirkungsgrades der Pumpen im Dauerbetrieb zu erkennen. Es wird deutlich, dass sich die Wirkungsgrade nur in geringem Maße ändern. Während sich der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe im Referenzkreislauf kaum verändert, sinkt der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe im Experimentalkreislauf leicht über der Laufzeit. Dies kann auf die Erwärmung des Prüfstandes im Dauerbetrieb zurückgeführt werden. Durch den geringeren Viskositätsindex des GCF40 nimmt die Viskosität bei Erwärmung stärker ab als bei dem RF40. Daraus folgt eine stärkere Steigerung der volumetrischen Verluste, was sich in einer Verringerung des volumetrischen Wirkungsgrades widerspiegelt. Für detaillierte Informationen wird auf den Schlussbericht des Forschungsprojektes verwiesen (siehe [9]).

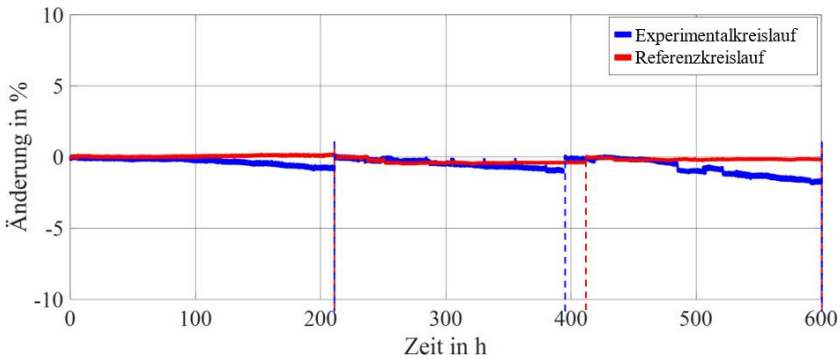


Abbildung 3.2: Veränderung des volumetrischen Wirkungsgrades der Pumpen im Experimental- und Referenzkreislauf im Dauerbetrieb mit den höherviskosen Fluiden (die Markierungen stellen die Zeitpunkte der Demontagen zur Verschleißbewertung dar); Abbildung aus [20]

Während des Dauerbetriebs wurden die Hydrostaten in Abständen von etwa 200 Stunden demontiert, um den Verschleiß der Bauteile zu untersuchen. Die Entwicklung des Bauteilverschleißes wurde vom Institut für mobile Maschinen und dem Projektpartner Bucher Hydraulics GmbH bewertet. Es wurde festgestellt, dass die Verschleißentwicklung der Hydrostaten, welche mit dem Experimentalfluid betrieben wurden, mit der Verschleißentwicklung der Hydrostaten vergleichbar ist, welche mit dem Referenzfluid betrieben wurden. An allen Laufflächen der Gehäuse- und Getriebeteile wurden keine Beschädigungen oder Anlaufspuren festgestellt. Dies beweist, dass mit dem GCF40 eine ausreichende Tragfähigkeit der Schmierfilme erreicht werden konnte. Somit wurden auch die Spalthöhen in der Pumpe durch den Dauerbetrieb nicht vergrößert. Außerdem wurde festgestellt, dass an den Zahnflanken der Zahnringe sowohl bei Verwendung des GCF40B als auch bei RF40A nur vernachlässigbare Verschleißspuren zu erkennen sind. Für eine detaillierte Beschreibung der Verschleißentwicklung wird auf den Schlussbericht zum Forschungsprojekt hingewiesen (siehe [9]).

Bei den begleitenden Laboruntersuchungen wurde festgestellt, dass die Viskosität des GCF40 in den ersten 25 Stunden leicht reduziert wurde (siehe Kapitel 4). Dies ist auf eine Verkürzung der Verdickerpolymere (Carboxymethylchitosan) zurückzuführen. Da in dem Prüfstand geschlossener Kreislauf eine höhere Belastung der Komponenten und der Fluide zu erwarten war, galt es die Scherbeständigkeit des Verdickers zu steigern. Dies kann durch stärkere Konditionierung des Verdickers geschehen. Aufgrund mangelnder Verfügbarkeit des Grundstoffs Chitosan wurde das im Prüfstand offener Kreislauf genutzte GCF40 für den Einsatz im Prüfstand geschlossener Kreislauf aufbereitet (siehe detaillierte Beschreibung in [9]). Gegenüber der stärkeren Konditionierung des Chitosans zur Steigerung der Scherstabilität kann eine Steigerung des Anteils des Polyethylenglykols als alternativer Weg angesehen werden. Die Beschriebene Maßnahme wurde umgesetzt. Durch die Erhöhung des Anteils von Polyethylenglykol wurden die positiven Eigenschaften des Fluids, welche auf das Chitosan zurückzuführen sind, nicht abgeschwächt. Es konnten nach der Anpassung des GCF40 für den Einsatz im Prüfstand geschlossener Kreislauf kaum veränderte Fluideigenschaften gegenüber dem Zustand des GCF40 vor dem Einsatz in dem Prüfstand offener Kreislauf festgestellt werden.

Bei den Untersuchungen im Prüfstand geschlossener Kreislauf wurde ein konstanter Betriebspunkt angefahren. In Abbildung 3.3 ist exemplarisch die Entwicklung der volumetrischen Wirkungsgrade der Pumpen über eine Laufzeit von 300 Betriebsstunden dargestellt. Während der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe im Referenzkreislauf kaum eine Veränderung aufweist, wird der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe im Experimentalkreislauf über die Laufzeit leicht reduziert. Die Veränderung ist zwar sehr gering, jedoch wurde gleichzeitig festgestellt, dass die externe Leckage der Pumpe über die Zeit ansteigt. Dies deutet auf einen Verschleiß innerhalb der Pumpe hin. Als Grund für die Beobachtung kommt eine Veränderung der Viskosität nicht in Frage (siehe Kapitel 4). Daher ist diese Beobachtung auf mangelndes Verschleißschutzvermögen des Fluids unter der eingestellten Belastung zurückzuführen.

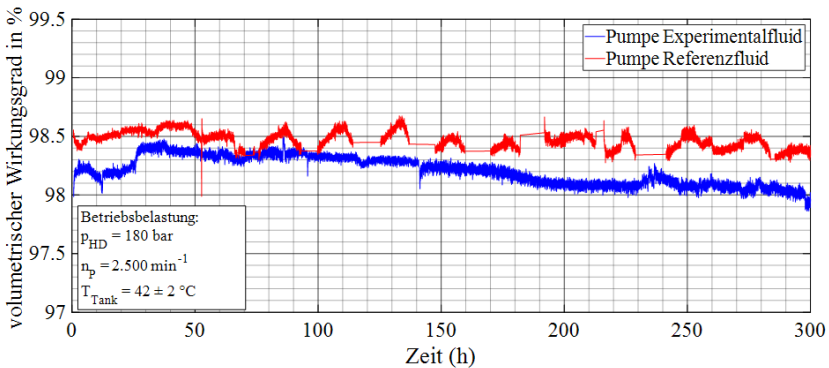


Abbildung 3.3: Veränderung des volumetrischen Wirkungsgrades der Pumpen im Prüfstand geschlossener Kreislauf während des Dauerbetriebs (Abbildung aus [20])

## 4 Untersuchungen im Labormaßstab

Während der praktischen Untersuchungen in den verschiedenen Prüfständen wurde die Veränderung der Fluide durch das Institut für Ökologische und Nachhaltige Chemie der TU Braunschweig in Zusammenarbeit mit dem Projektpartner Oemeta Chemische Werke GmbH untersucht. An dieser Stelle werden ausschließlich die Ergebnisse der Versuche dargestellt, die mit den höherviskosen Fluiden durchgeführt wurden.

In Abbildung 4.1 wird die Entwicklung der Viskosität der Fluide GCF40 und RF40 bei den Versuchen im Prüfstand offener Kreislauf dargestellt. Es wird deutlich, dass die Viskosität der beiden Fluide über die Laufzeit ansteigt. Dies ist auf das Verdampfen von Wasser zurückzuführen, welches in den Fluiden enthalten ist. Das Wasser konnte in den Versuchen aufgrund mangelnder Tankabdichtung entweichen. Bei dem Experimentalfluid ist zu erkennen, dass in den ersten 25 Betriebsstunden die Viskosität leicht verringert wird. Dies ist auf einer Verkürzung der Verdickerpolymere (Carboxymethylchitosan) zurückzuführen. Die Belastung der Fluide führt zur

Beanspruchung der Polymere, wodurch diese in kürzere Ketten aufgebrochen werden. Auf diese Weise wird der verdickende Einfluss der Polymere abgeschwächt und die Viskosität wird verringert. Durch Einsatz von Gelpermeationschromatographie wird dies bestätigt. Als Alternative für die Länge der Polymere kann das mittlere Molgewicht dieser angesehen werden. Die Größe beschreibt das Gewicht der Polymere bezogen auf eine definierte Menge (mol). In Abbildung 4.2 wird deutlich, dass das mittlere Molgewicht nach kurzer Zeit einen festen Wert erreicht. Es wird somit eine Kettenlänge erreicht, welche durch die eingestellte Belastung nicht weiter verkürzt wird.

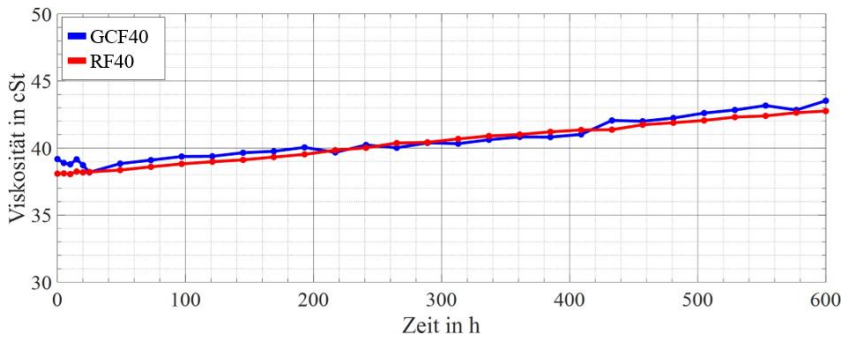


Abbildung 4.1: Entwicklung der Viskosität des Experimentalfuides GCF40 und Referenzfluides RF40 im Prüfstand offener Kreislauf (Abbildung aus [20])

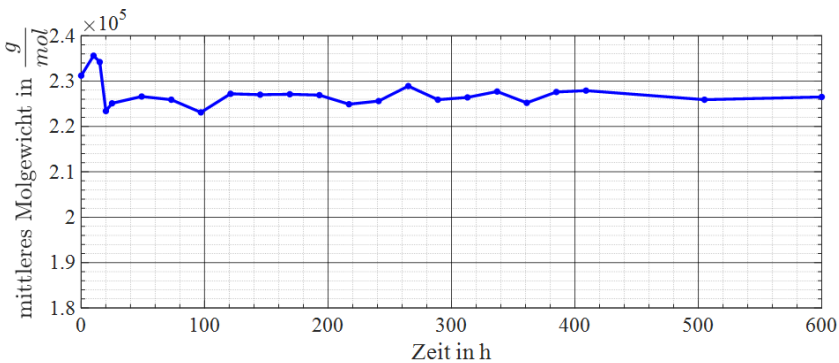


Abbildung 4.2: Entwicklung der des mittleren Molgewichts des Verdickers Carboxymethylchitosan im Experimentalfluid CGF40 bei Einsatz im Prüfstand offener Kreislauf (Abbildung aus [20])

Neben der Viskosität wurden das Verschleißschutzvermögen nach Brugger, der pH-Wert und das Schaumverhalten der Fluide untersucht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.3 dargestellt. In der Praxis wird in Bezug auf die Belastbarkeit nach Brugger ein Wert von  $40 \text{ N/mm}^2$  von Komponentenherstellern gefordert (siehe [18], [19]). Diese Forderung konnte mit den eingesetzten Fluiden auch nach den praktischen Untersuchungen noch erfüllt werden (siehe Diagramm A). Auch die Forderung eine pH-Werts zwischen 6,7 und 10 nach ISO 12922 (siehe [16]) konnten die Fluide auch nach dem Dauerbetrieb noch erfüllen (siehe Diagramm B). Hinsichtlich des Schaumverhaltens wurde festgestellt, dass der Entschäumer des GCF40 im Dauerbetrieb stärker als der Entschäumer im RF40 abgebaut wird (siehe Diagramm C). Dennoch ist hervorzuheben, dass das im Test nach DIN 51566 sowohl vor als auch nach den praktischen Untersuchungen bessere Ergebnisse als mit dem kommerziellen Referenzprodukt RF40 erreicht werden.

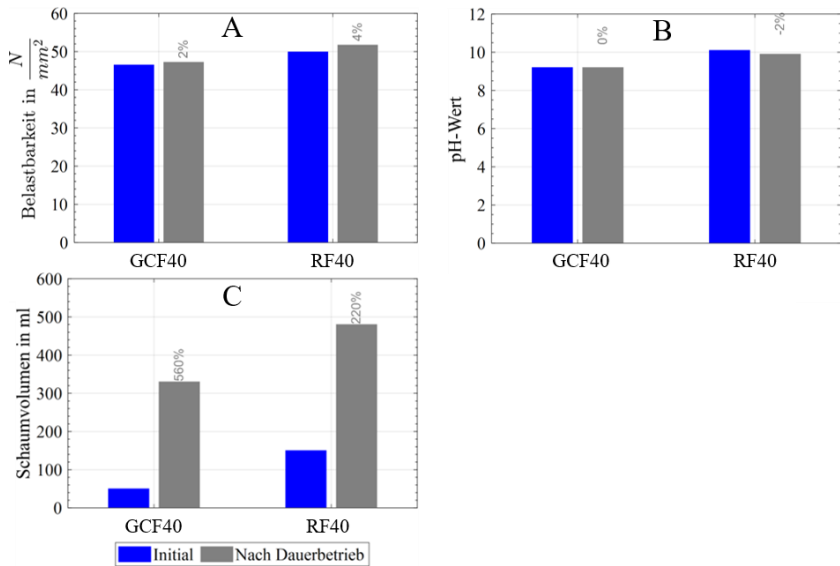


Abbildung 4.3: : Veränderung der Eigenschaften der Fluide GCF40 und RF40 während des Einsatzes im Dauerbetrieb im Prüfstand offener Kreislauf (Abbildung aus [20])

Während des Betriebs des Prüfstands geschlossener Kreislauf wurde die Entwicklung der Viskosität der Fluide untersucht (siehe Abbildung 4.4). Bei beiden Fluiden kann kaum eine Veränderung der Viskosität festgestellt werden. Gegenüber den Versuchen im Prüfstand offener Kreislauf wurden bei den Versuchen im Prüfstand geschlossener Kreislauf für eine gute Abdichtung der Tanks gesorgt, wodurch kein Wasserdampf aus den Tanks entweichen konnte. Weiterhin ist bei dem Experimentalfluid keine Viskositätsreduktion zu Beginn des Dauerbetriebs festzustellen. Somit konnte die Scherstabilität des Experimentalfluids durch die beschriebene Anpassung (siehe Kapitel 3) gesteigert werden.

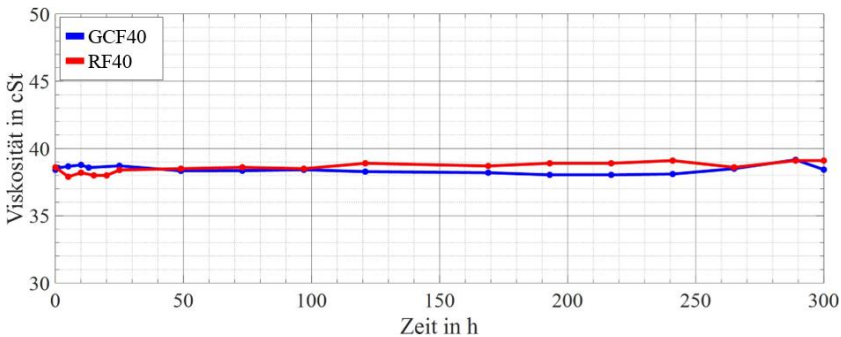


Abbildung 4.4: : Entwicklung der Viskosität der im Prüfstand eingesetzten Fluide während des Dauerbetriebs im Prüfstand geschlossener Kreislauf (Abbildung aus [20])

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Auf Basis der erfolgreichen Machbarkeitsstudie an Glycerin/Chitosan-basierten Fluiden (2011-2014) wurden das Fluidkonzept im Projekt GlyAnFlu (2019-2022) durch Konditionierung des polymeren Verdickers und Additivierung des Experimentalfluids für Einsätze in der Stationär- und Mobilhydraulik weiterentwickelt. In dem Forschungsprojekt wurde die Leistungsfähigkeit der Fluide anhand von praktischen Untersuchungen bestimmt. Dazu wurden Prüfstände entwickelt, welche eine praxisnahe Belastung der Fluide ermöglichen. Die Prüfstände wurden aufgebaut und die neuartigen Fluide zusammen mit kommerziellen Referenzprodukten im Dauerbetrieb eingesetzt. In den Untersuchungen mit dem Prüfstand offener Kreislauf konnten keine funktionalen Auffälligkeiten oder Ausfälle in dem Experimentalkreislauf festgestellt werden, welche auf das Experimentalfluid zurückgeführt werden können. Dies konnte auch durch die Untersuchung des Bauteilverschleißes der Hydrostatbauteile nachgewiesen werden. Weiterhin wurden in den Untersuchungen nur geringe Veränderung der Fluideigenschaften festgestellt. Den untersuchten Experimentalfluiden ist somit eine hohe Leistungsfähigkeit unter den angenommenen Belastungen



der Stationärhydraulik zuzusprechen. Bei Einsatz der Fluide unter gesteigerter Belastung im Prüfstand geschlossener Kreislauf konnte ein leichter Verschleiß der Hydrostaten bei Einsatz des Experimentalfluids festgestellt werden. Es wurde deutlich, dass das Experimentalfluid gegenwärtig noch nicht für einen Einsatz unter der gesteigerten Belastung in der Mobilhydraulik geeignet ist.

In der Dissertation (gegenwärtig laufendes Promotionsverfahren) des Projektbearbeiters Herrn Otten von Seiten des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge werden weiterführende Untersuchungen zur Alterung der neuartigen Fluide unter Scherbelastung durchgeführt [20]. Weiterhin wird der Einfluss der neuartigen Fluide auf die Effizienz von hydraulischen Systemen untersucht.

In weiteren Forschungsarbeiten ist die Formulierung der Experimentalfluide weiterzuentwickeln. Dabei ist die Konditionierung des Verdickers Chitosan, um die Scherstabilität dessen Scherbeständigkeit zu steigern und somit eine Reduktion der Viskosität im Betrieb zu verringern. Weiterhin sind der in den Experimentalfluiden eingesetzte Entschäumer und der eingesetzte Bundmetallinhibitor durch Additive zu ersetzen, welche keine Gefährdung für die Umwelt darstellen. Zusätzlich ist die Formulierung für den Einsatz unter erhöhter Belastung in Anlehnung an die Mobilhydraulik zu steigern. Diese und weitere Punkte sollen in einem weiterführenden Forschungsprojekt untersucht werden, welches sich aktuell in der Beantragung befindet.

## Danksagung

Gefördert durch: Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

## Literatur

- [1] Bock, W.: Hydraulik-Fluide als Konstruktionselement; 2007, Vereinigte Fachverlage, ISBN 978-3-7830-0362-8.
- [2] Otto, N.: Experimentelle Untersuchung nachhaltiger Hydraulikfluide auf Ester- und Wasserbasis; 2019, Shaker Verlag, ISBN 978-3-8440-6427-8.
- [3] Kempermann, C.: Ausgewählte Maßnahmen zur Verbesserung der Einsatzbedingungen umweltschonender Druckübertragungsmedien, 1999, Shaker Verlag, ISBN 3-89653-268-5.
- [4] Römer, A.: Hydrauliköle auf pflanzlicher Basis für Traktoren, Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik, Shaker Verlag, Aachen, 2000.
- [5] IFAS Aachen: Entwicklung eines biopolymerbasierten Hydraulikfluides mit pflanzlichen Korrosionsschutzadditiven, online unter: <https://www.ifas.rwth-aachen.de/cms/IFAS/Forschung/Tribologieund-Fluide/~svjy/BioHydra/>, Stand: 20.07.2020.
- [6] IFAS Aachen: Einfluss von Bio-Hydrauliköl auf die Effizienz einer mobilen Arbeitsmaschine, online unter: <https://www.ifas.rwth-aachen.de/cms/IFAS/Forschung/Tribologieund-Fluide/~srxh/BioOel-Bagger/>, Stand: 20.07.2020.
- [7] Fraunhofer IVV: Entwicklung eines biopolymerbasierten Hydraulikfluids mit pflanzlichen Korrosionsschutzadditiven, online unter: <https://www.ivv.fraunhofer.de/de/recyclingumwelt/biobasierte-additive/pflanzlicheskorrosionsschutzadditiv.html>, Stand: 20.07.2020.

- [8] S. Gelinski, M. Winter, H. Wichmann, R. Bock, C. Herrmann, M. Bahadir: Development and testing of a novel glycerol/chitosan based biocide-free hydraulic fluid; 2016, Journal of Cleaner Production 112, 3589-3596.
- [9] Otten, M.; et. al: Entwicklung Glycerin/Chitosan-basierter Fluide für Antriebe in der Mobil- und Stationärhydraulik, Schlussbericht, Fachagentur nachwachsende Rohstoffe, Förderkennzeichen 22028018, 2019 – 2023, 2023. Online unter: <https://www.fnr.de/ftp/pdf/berichte/22023117.pdf>, zuletzt aufgerufen: 29.05.2024.
- [10] Will, D.; Gebhardt, N.; Ströhl, H.: Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. 7. Auflage. Lehrbuch. Berlin und Heidelberg: Springer Verlag, 2007. ISBN: 10 3-540-34322-6.
- [11] Frerichs, L.: Ölhydraulik – Grundlagen und Komponenten. Vorlesungsskript Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Deutschland, 2021.
- [12] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik – Teil 1: Hydraulik. Vorlesungsskript. Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme, Rheinisch Westfälische Technische Hochschule, Aachen, Deutschland, 2012.
- [13] Houghton International Inc.: HOUGHTO-SAFE NL1 – A solution for direct acting tensioners and all other motion compensation applications. 2017. (Datenblatt vom Hersteller zur Verfügung gestellt)
- [14] Houghton International Inc.: HOUGHTO-SAFE NL1 LV – A solution for direct acting tensioners in very cold climates. 2017. (Datenblatt vom Hersteller zur Verfügung gestellt)
- [15] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: VDI Wärmeatlas - 11., bearbeitete und erweiterte Auflage, Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2013. ISBN 978-3-642-19980-6.

- [16] DIN EN ISO 12922: Schmierstoffe, Industrieöle und verwandte Produkte (Klasse L) – Familie H (Hydraulische Systeme) – Anforderungen an Druckflüssigkeiten in den Kategorien HFAE, HFAS, HFB, HFDR und HFDU, 2020.
- [17] DIN ISO 4409: Fluidtechnik; Hydropumpen, -motoren und Kompaktgetriebe; Leistungsbestimmung bei konstanten Betriebsbedingungen, 1994.
- [18] Parker Hannifin Manufacturing Germany GmbH & Co. KG: Hydraulic Fluids for Parker Axial Piston Pumps – Series PV. (HY30-3248/UK ), 2012. Online unter: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Service\\_Manuals/Piston\\_Pumps/PV-/HY30-3248-INST\\_UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/PMDE/Service_Manuals/Piston_Pumps/PV-/HY30-3248-INST_UK.pdf), zuletzt aufgerufen. 06.06.2023.
- [19] Müller Weingarten AG: Lubricant Recommendations, DT 55 005 / 1, 2010. Online unter: <https://q8oils-russia.com/upload/iblock/4b1/4b1de5a21a4ce07a934e4f4884fb5f52.pdf>, zuletzt aufgerufen: 29.05.2024.
- [20] Otten, M.: Alterungs- und Betriebsverhalten von Glycerin/Chitosan-basierten Fluiden in hydraulischen Systemen, Dissertation, Technische Universität Braunschweig. (Dissertation in Vorbereitung, Einreichung am 15.07.2024)

# Vernetzung automatisierter Maschinen – Partnering Solutions mit InMach und BOSCH Rexroth

*Ralf Schrempp<sup>1</sup>, Sebastian Kowieski<sup>1</sup>, Florian Koska<sup>2</sup>, Raphael Baumann<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> *InMach Intelligente Maschinen GmbH, Nicolaus-Otto-Str. 4, 89079 Ulm,  
E-mail: info@inmach.de*

<sup>2</sup> *Bosch Rexroth AG, Lise-Meitner-Straße 2, 89081 Ulm, E-mail: info@boschrexroth.de*

## Abstract

Mit einem elektrischen Versuchsträger der Firma LADOG Fahrzeugbau und Vertriebs-GmbH soll zukünftig ein sicherer Betrieb einer autonomen Kommunalmaschine im öffentlichen Raum ermöglicht werden. Dabei werden die Grundlagen der funktionalen Sicherheit gewährleistet. Sensorik, Elektronik und die notwendigen Algorithmen haben Einfluss auf die Arbeitshydraulik und den elektrischen Fahrtrieb.

Grundvoraussetzung hierzu ist die Möglichkeit einer Fernwartung und Fernüberwachung mit einer Telematik-Lösung und intelligenter Maschinenvernetzung. BODAS Connect von BOSCH Rexroth bietet dazu die ideale Telematik Plattform. Sowohl das breite, Linux-basierte Hardware Portfolio als auch die State-of-the-Art Cloud Lösungen inklusive voller „over-the-air“ Funktionalität ermöglichen eine vielfältige Anwendung in unterschiedlichsten Applikationen.

Die InMach Intelligente Maschinen GmbH integriert das System unter anderem im Fahrzeug am Beispiel von einem LADOG E1250.

**Schlagerworte:** autonome Arbeitsmaschinen, Hybride Steuerung

# **1 Vernetzte und autonome Mobile Arbeitsmaschinen sind ein Megatrend**

Die Teil- und Vollautomatisierung bei mobilen Arbeitsmaschinen nimmt zunehmend Fahrt auf. Durch den Einsatz von Assistenzfunktionen bis hin zur (Teil-) Autonomie wird der Maschinenbediener entlastet. Auf diese Weise gelingt eine Fokussierung auf Arbeitsaufgaben und eine Steigerung der Effizienz.

Die Maschinen nehmen unterschiedlichste Referenzpunkte im Indoor- sowie Outdoorbereich und sind mittels intelligenter Vernetzung stets im Austausch mit dem Cloud-Backend. Mittelfristig wird dem Bediener somit die Möglichkeit gegeben, die benötigten Daten außerhalb vom Fahrzeug auszuwerten und Einfluss auf das Maschinenverhalten nehmen zu können.

McKinsey & Company beschreiben in ihrer Studie: Outlook on the automotive software and electronics market through 2030 den Anteil an Mobilelektronik und Software im Automotive Sektor in den Jahren 2019 bis 2030 in Prozent (Bild 1.1). Ergebnis der Studie ist ein klarer Trend hin zu Software definierten Fahrzeugen und ein jährliches Wachstum des Software-Anteils von über 9%. Auch wenn diese Studie den Automotive Markt in den Fokus stellt, decken sich die Erkenntnisse mit den Werten aus dem Off-Highway-Market. Internen Studien zufolge ist auch im Markt der Mobilien Arbeitsmaschinen der Wandel von rein hydraulischen zu elektronisch geregelten Antriebskonzepten längst im Gange. Die Stoßrichtung sowie die daraus abzuleitenden Aussagen bleiben somit konstant.

Dies mindert den Stellenwert der Hydraulik keineswegs, verdeutlicht jedoch gleichzeitig die zunehmende Bedeutung von Mobilelektronik und Software. Um möglichst effizient, reaktiv und flexibel auf neue Entwicklungen reagieren zu können gewinnen die Schlagwörter wie Maschinenvernetzung, Updates Over the Air und Telematik zunehmend an Bedeutung.

BODAS Connect bildet dabei das Fundament und die Infrastruktur zur Maschinenvernetzung mit einer Vielzahl von Möglichkeiten zum Betrieb der Arbeitsmaschinen.

Der Maschinenbediener konzentriert sich auf das, was wirklich zählt:

Getting the job done!

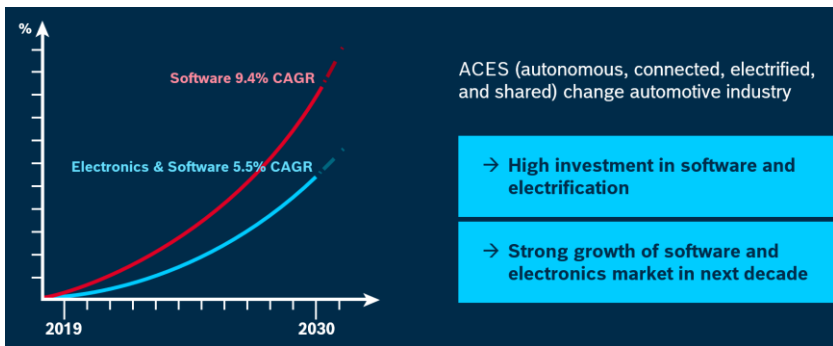


Bild 1.1: Wachstum des Software-Anteils in Maschinen

## 2 Am Beispiel vom LADOG T1250 & InMach

Der T1250 ist der klassische Ladog. Trotz der bürgersteigtauglichen geringen Abmessungen ist der Allrounder groß genug, um schwere Anbaugeräte wie beispielsweise eine Schneefräse oder eine Kehrmaschine aufzunehmen, und er ist mit genügend Leistungsreserven ausgestattet, um diese auch professionell anzutreiben (Bild 2.1).

Ausgestattet ist die Maschine mit einem herkömmlichen Fahrtrieb und einer modernen Arbeitshydraulik. Zunehmend wird die Ansteuerung der Funktionen komplexer und leistungsfähiger. Die dazu notwendigen Reg-

lerstrukturen (z.B. Drehzahlregelung und Druckregelung) werden durch das BODAS -Steuergerät gelöst.



Bild 2.1: Werksbild Ladog Kommunalfahrzeug

Die Entwicklung der Elektronik hat in den letzten Jahrzehnten einen rasanten Innovationsschub erfahren, der sich in den eingesetzten elektronischen Komponenten in einem Nutzfahrzeug widerspiegelt. Druck-, Drehzahl- und Beschleunigungssensoren in Kombination mit einer elektronischen Ansteuerung der Hydraulik sind längst keine Seltenheit mehr in Arbeitsmaschinen. Das Erfassen von Fahrzuständen durch Radarsensoren, kombiniert mit hochauflösenden Kameras und intelligenten Surround-Sensing Assistenzfunktionen unterstützt den Fahrer zusätzlich. Assistierte, teil-autonome oder sogar autonome Fahren sind realistische Visionen in der Nutzfahrzeug-Branche. Die unglaubliche Erhöhung der Integrationsdichte in der Halbleitertechnik (Moore's law) wird in naher Zukunft die Funktionen einer Bau- bzw. Landmaschine weiter revolutionieren (Bild 2.2).



## Microprocessor Transistor Counts 1971-2011 & Moore's Law

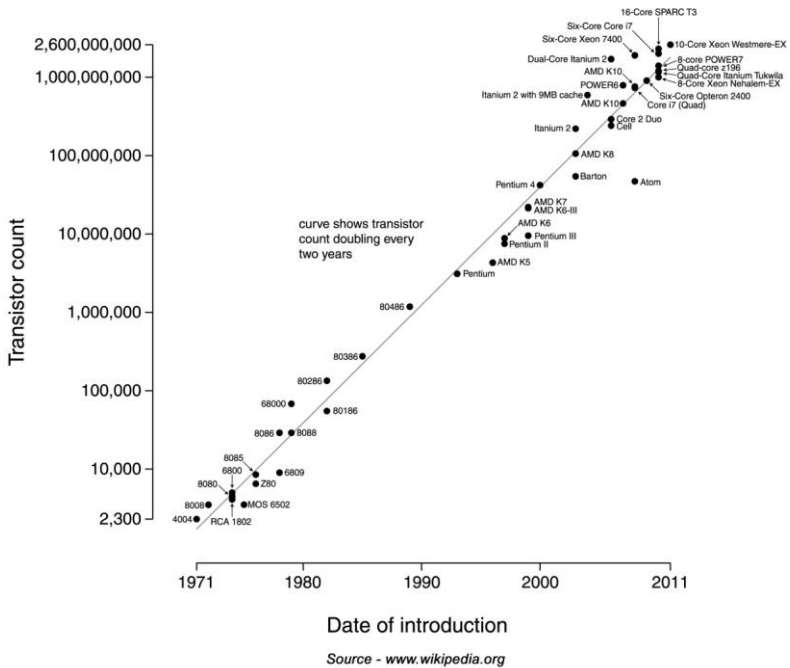


Bild 2.2: Mooresches Gesetz – Wikipedia 2014

Im Rahmen einer Innovationsinitiative der deutschen Bundesregierung aus dem Bereich ‚Ambient Intelligence‘ wird dieses auch unter dem Begriff ‚Next Generation Media‘ zusammengefasst. Ziel der Entwicklungsanstrengungen ist es Sensoren, Funkmodule und Computerprozessoren massiv zu vernetzen. Die Vision ist, dass eine intelligente Umgebung den Menschen auf natürliche Art und Weise bei Bedarf unterstützt. Dazu müssen die Maschinen von heute vorbereitet werden.

Umfeldsensierung in Kombination mit der Maschinensteuerung und zusätzlichem 20-jährigem Anwendungswissen bei mobilen Arbeitsmaschinen zeichnet die InMach Intelligente Maschinen GmbH besonders aus.

### **3 Telematik**

Die Grundlage für jedwede Form von Automatisierung bildet jedoch eine intelligente Telematik. Zum einen, weil Fahrzeuge untereinander in der Lage sein müssen zu kommunizieren, zu anderen, weil es eine Schnittstelle zu einer Cloud Infrastruktur geben muss, um aus der Ferne in das Maschinenverhalten eingreifen zu können.

Im ersten Schritt besteht der Fokus darin, Maschinendaten von der Maschine abzurufen und via Cloud verfügbar zu machen, sodass ein OEM, ein Händler, der Maschineneigentümer oder Maschinenführer online zugreifen können.

Druck-, Drehzahl, Beschleunigungs-, Radar- oder Ultraschall-Sensoren, um nur ein paar zu nennen – Sensordaten werden in modernen Arbeitsmaschinen zur Genüge generiert. Aber auch ganz einfache Informationen wie die GPS Position, die Geschwindigkeit oder der Tankfüllstand der Maschine können von großem Interesse sein.

Die Kunst besteht dabei in zwei Dingen: Zum einen müssen Daten selektierbar sein und im Anschluss optimal komprimiert werden, um einen hohen Verbrauch an mobilen Daten zu vermeiden. Zum anderen müssen die Daten in Dashboards sinnvoll kombiniert und grafisch aufbereitet werden, sodass diese einen Mehrwert für den jeweiligen Nutzer darstellen.

Die Dashboards werden dabei auf die Use-Cases (Bild 3.1) der unterschiedlichen Nutzer angepasst. Ein Servicetechniker hat Interesse an Fehlernachrichten, Entwicklungsingenieure an der optimalen Auslegung der Maschine,

der Flottenmanager an der Einhaltung von z.B. Temperaturgrenzwerten oder der Eigentümer an der Position seiner Maschine.

Diese unterschiedlichen Bedürfnisse zu vereinen, ohne Abstriche in Kauf nehmen zu müssen sollte der Anspruch an ein modernes Datenmanagement sein.

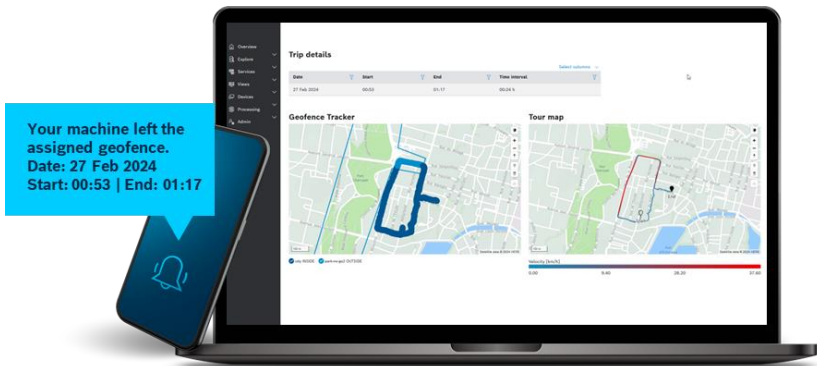


Bild 3.1: Maschinendaten führen zu unterschiedlichen Use-Cases

## 4 Updates over the Air

Wie können Software-Updates nach der Auslieferung ohne großen personellen Aufwand auf Maschinen im Feld ausgerollt werden?

Wie können Fehler im Feld behoben und Stillstands-Zeiten minimiert werden?

Updates-Over-The-Air?

Die Antwort bietet eine bi-direktionale Telematik (Bild 4.1). Dies bedeutet, dass Telematik Gateway dient nicht nur als Schnittstelle, um Daten von der Maschine in die Cloud zu übermitteln, sondern ermöglicht auch den gegen-

sätzlichen Datentransfer von der Cloud auf die Maschine. Hierbei wird zwischen Software over the Air (F-OTA), Parameter over the Air (P-OTA) und Diagnostics over the Air (D-OTA) unterschieden.

**Remotely update machines in a mixed E/E-environment**  
**BODAS Connect Universal Flasher**

Easy integration of UDS-based ECUs with flasher interface

- Flash multi vendor ECUs & mixed fleets with just one TCU
- Extend BODAS Connect basic features to 3<sup>rd</sup> party devices

Diagram illustrating the BODAS Connect Universal Flasher system. A tractor is shown connected to a TCU (Tractor Control Unit) and an ECU (Engine Control Unit). The TCU is connected to a cloud, which is connected to a HEX file. The ECU is connected to the TCU via a bidirectional arrow.

rexroth  
A Bosch Company

Bild 4.1: BODAS Connect Universal Flasher

Anders als bei der herkömmlichen Entwicklung ermöglicht FOTA den OEMs auch nach SOP nachträglich Software Updates zu installieren und somit den Mehrwert für den Endkunden kontinuierlich zu steigern. Auf diese Weise können sich neue Geschäftsmodelle ergeben oder zumindest eine Differenzierung zu Wettbewerbern erreicht werden (Bild 4.2).

## Growing software share just half of the game – Leverage full potential by making machines connected

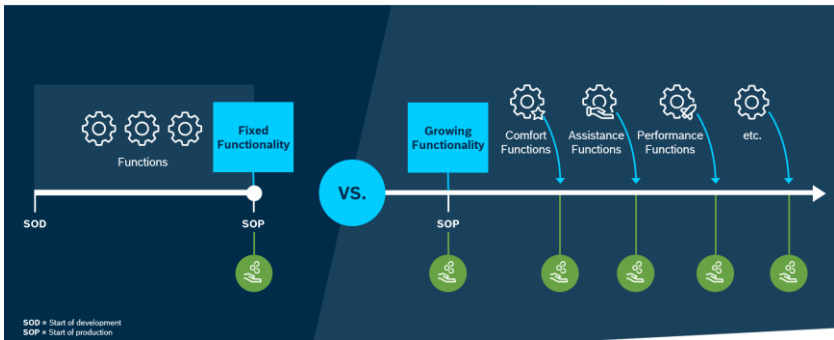


Bild 4.2: Leverage full potential by making machines connected

## 5 Ausblick

Die Automatisierung und Vernetzung von mobilen Arbeitsmaschinen nimmt mehr und mehr Fahrt auf. Fahrerassistenzsysteme werden den Bedienkomfort und die Sicherheit weiter verbessern und eine intelligente Telematik zur Vernetzung wird mehr und mehr zum Standard werden.

Wann diese Entwicklung ihren Höhepunkt erreicht und vollautonome Maschinen in der Breite des Marktes verfügbar sein werden ist nach wie vor schwierig zu prognostizieren. Umso wichtiger ist es allerdings, bereits heute erste Erfahrungen in diesen Themenfeldern zu sammeln und sich für die Zukunft zu Rüsten.

## **6 Literatur**

- [1] K. Th. Renius and R. Resch, 2005 CONTINUOUSLY VARIABLE TRACTOR TRANSMISSIONS, ASAE Distinguished Lecture No. 29, pp 1-37
- [2] Ralf Schrempp, VDI Fachkonferenz, Tagung vom 11. - 12. November 2011, VDI Fachkonferenz, Tagung vom 08. – 09. November 2013
- [3] Source: Outlook on the automotive software and electronics market through 2030, McKinsey & Company

# Echtzeitauswertung von Messdaten zur Erstellung eines Zyklusprofils von Baggern im Straßenbau

*Johannes Sprink<sup>1</sup>, Bernhard Sender<sup>1</sup>, and Katharina Schmitz<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> RWTH Aachen University – Institute for Fluid Power Drives and Systems (ifas),  
Campus-Boulevard 30, 52074 Aachen, Deutschland  
E-Mail: johannes.sprink@ifas.rwth-aachen.de; Tel.: (+49) 241 80 47709

## Kurzfassung

Die Digitalisierung von Maschinen und Bauprozessen spielt eine zentrale Rolle bei der Steigerung von Produktivität und Effizienz, die seit langer Zeit stagnieren. Die intensivere Nutzung von Daten aus dem Betrieb von Baumaschinen zur Optimierung von Abläufen ist entscheidend. Daher werden in diesem Paper einzelne Baumaschinen und ihre Interaktionen mit der Baustelle untersucht. Denn insbesondere durch die Klassifizierung von Arbeitszyklen von Hydraulikbaggern können Erkenntnisse über die Arbeitsschritte und Prozesse abgeleitet werden. Durch das Verständnis der Arbeitszyklen können dadurch Fortschritte für die betriebliche Effizienz im Straßenbau erzielt werden. Das Paper beschreibt die Erstellung eines Digitalen Zwillings der Baumaschine und die automatische Detektion von Arbeitszyklen sowie die Anreicherung der Daten durch abgeleitete Informationen und Kennwerte. Es werden geeignete Machine Learning Algorithmen für die automatisierte Klassifizierung diskutiert und ein exemplarischer Einsatz der Zykluserkennung beschrieben. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen realer Baustellenanwendung und Laborumgebung wird beschrieben, ebenso wie Herausforderungen und Hindernisse während der Forschungsarbeit.

**Schlagworte:** Digitaler Zwilling, Hydraulikbagger, maschinelles Lernen, Mustererkennung, Arbeitszyklen

## 1 Einleitung

Auf modernen Baustellen erweisen sich digitalisierte Maschinen als zentrale Werkzeuge zur Steigerung von Produktivität und Effizienz. Die Auswertung und geschickte Nutzung von Sensordaten können die Abläufe weiter optimieren. Im Rahmen einer gesamtheitlichen Betrachtung sind dabei die einzelnen Baumaschinen und deren Interaktionen mit der Baustelle von besonderem Interesse. Mittels solcher erweiterten Informationen über die Baustelle können daher beispielsweise Erkenntnisse bei Fragen des Projekt-Managements herangezogen oder sogar unmittelbar in Geodatenbanken zurückgespielt werden.

Besonders interessant ist die Klassifizierung von Arbeitszyklen eingesetzter Baumaschinen. Hydraulikbagger stehen aufgrund ihrer vielfältigen Einsatzmöglichkeiten besonders im Fokus. Viele Arbeitsprozesse werden manuell geführt, dies bedeutet ein sehr individuelles Maschinenverhalten mit einer hohen Abhängigkeit vom Bediener. Das Verständnis und die Klassifizierung der Arbeitszyklen von Hydraulikbaggern können erhebliche Fortschritte für die betriebliche Effizienz im Straßenbau bieten.

In diesem Paper wird die Erstellung eines Digitalen Zwillings der Baumaschine beschrieben. Insbesondere die automatische Detektion von Arbeitszyklen im Rahmen des Digitalen Zwillings und dessen Anreicherung durch daraus abgeleitete Informationen und Kennwerte werden im Paper behandelt. Dabei wird auch der Einsatz geeigneter Machine Learning Algorithmen erläutert, mittels derer eine Klassifizierung in verschiedene Tätigkeiten automatisiert erfolgt. Außerdem wird der exemplarische Einsatz einer entwickelten Zykluserkennung beschrieben. Dazu wird ein Überblick über abgedeckte Anwendungsszenarien gegeben, wobei jeder Schritt des Prozes-



ses – von der Messdatenerfassung über die Übermittlung bis hin zur Auswertung – erläutert wird. Zusätzlich wird die Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen Anwendung im realen Baustellenbetrieb und einer Versuchsmaschine in Laborumgebung erläutert. Des Weiteren werden die Herausforderungen und Hindernisse, die im Rahmen der Forschungsarbeit aufgetreten sind, erörtert.

Die zu erläuternde Forschungsfrage bezieht darauf, zu untersuchen, wie sich positive Wechselwirkungen zwischen der Kenntnis von Arbeitszyklen und der Erstellung eines digitalen Zwillings erzielen lassen.

## **2 Stand der Technik**

Im Rahmen dieses Papers werden mehrere bestehende Studien besprochen. In diesem Abschnitt wird ein Überblick über verschiedene Ansätze zur Klassifizierung von Arbeitszyklen und die Verwendung digitaler Zwillinge gegeben.

### **2.1 Arbeitszyklen in Mobilten Arbeitsmaschinen**

Für verschiedene Fahrzeug- und Maschinentypen, darunter Baumaschinen, Traktoren und Kraftfahrzeuge, wurden Standardzyklen veröffentlicht. Diese Zyklen sind herstellerübergreifend anwendbar, um die Vergleichbarkeit von Leistungsbewertungen zu ermöglichen. Standardzyklen werden insbesondere im Hinblick auf die Energieeffizienz verwendet. Vor allem bei Baumaschinen ist die Definition von Arbeitszyklen aufgrund der vielen verschiedenen Anwendungsfälle, in denen die Maschinen eingesetzt werden können, nicht universell anwendbar. So kann ein Bagger zum Beispiel den ganzen Tag für Planierarbeiten eingesetzt werden, während er am nächsten Tag nur zum Grabenaushub verwendet wird. Auch diese Szenarien können von einem

zum anderen Unternehmen sehr unterschiedlich sein. Die Maschine muss jedoch für alle denkbaren Anwendungen geeignet sein.

*Fecke* beschreibt in seiner Arbeit verschiedene Ansätze zur Ermittlung von praktischen Einsatzszenarien. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf der Auswertung und Validierung von Massendaten aus Flottenmanagementsystemen zweier Hersteller. Der Datensatz umfasst nur die Anzahl der Zyklen und im Rahmen der Validierung wurden verschiedene Lastzyklen separat untersucht. [1]

In [2] beschreiben *Zarotti et al.* den Energiebedarf bei einem Grabungszyklus. Es wird der Vergleich zwischen einem Grabungszyklus und einer simulierten Grabung, bei der keine Erde bewegt wird, gezeigt. Es wird dargelegt, dass die Wechselwirkungen zwischen der Maschine und der Umgebung bei der Analyse nicht außer Acht gelassen werden dürfen, dass aber auch die Einstellungen der Maschine selbst einen erheblichen Einfluss haben.

Eine Architektur zur Erkennung von Zyklen auf einem Radlader und einem Traktor wird von *Wünsche et al.* vorgestellt. Innerhalb eines Beobachters verwenden sie Sensordaten und eine Hauptkomponentenanalyse (PCA), um verschiedene Arbeitszyklen zu identifizieren. Dabei handelt es sich um aufeinanderfolgende Y-Zyklen eines Radladers und eines Traktors, die die Zyklen Pflügen, Mähen, Grubbern und Eggen ausführen. [3]

## 2.2 Klassifizierung von Arbeitszyklen

In jüngster Zeit hat die künstliche Intelligenz in verschiedenen Bereichen Anwendung gefunden. Es ist jedoch unerlässlich, dieses Thema differenziert anzugehen. Im Kontext dieses Papers erweisen sich Algorithmen des maschinellen Lernens (ML) als eine praktikable Option für die Mustererkennung. ML umfasst verschiedene Klassifizierungsverfahren, wobei Neuronale Netze ein wichtiges Thema in diesem Bereich sind. Es beinhaltet die Verwendung von Algorithmen, die es Systemen ermöglichen, Muster zu lernen

und Vorhersagen auf der Grundlage von Daten zu treffen. Obwohl sich ML als robuster Ansatz erweist, ist es wichtig, Alternativen zu untersuchen. Dazu gehören regelbasierte Systeme, Expertensysteme oder herkömmliche Programmiermethoden, die jeweils ihre eigenen Vorteile und Einschränkungen im Vergleich zu ML haben. Das Verstehen dieser Unterscheidungen ist von zentraler Bedeutung, um fundierte Entscheidungen über den am besten geeigneten Ansatz für eine bestimmte Anwendung zu treffen. Im Folgenden werden verschiedene Ansätze im Zusammenhang mit der Klassifizierung von Arbeitszyklen auf Baumaschinen vorgestellt.

*Keller* zeigt, wie die Arbeitszyklen eines Minibaggers identifiziert werden können. Zu diesem Zweck werden verschiedene Algorithmen des maschinellen Lernens zur Klassifizierung wie k-nearest neighbor und support vector machines verglichen. In einem Labortest wurde ein simulierter LKW-Ladezyklus durchgeführt und analysiert. Insbesondere die Befehlssignale der Joysticks zeigen einen signifikanten Einfluss auf die Klassifikationsgüte. [4]

In [5] wurden verschiedene Möglichkeiten zur Erkennung unterschiedlicher Zyklen eines Baggers und eines Radladers untersucht. Dabei wurden insbesondere der Template-Matching-Algorithmus und der Hidden-Markov-Algorithmus zur Mustererkennung verwendet. Darauf aufbauend haben *Starke et al.* gezeigt, dass die Leistung des Modells durch eine geeignete Vorverarbeitung der Daten gesteigert werden kann [6]. Insbesondere die Anwendung und Erweiterung bestehender Ansätze für heterogenen Praxiszenarien zeigt sich als bestehende Herausforderung.

### **2.3 Digitale Zwillinge von Baumaschinen**

Digitale Zwillinge werden in vielen Anwendungen gewinnbringend eingesetzt. Für das Konzept der digitalen Zwillinge im Bereich der Baumaschinen existiert jedoch keine genaue und allgemein anerkannte Definition, da es für unterschiedliche Zwecke eingesetzt wird. Eine mögliche Definition liefern beispielsweise *Madni et al* mit einem Fokus auf bidirektionale Kommunika-

tion mit dem physischen System: „A digital twin is a dynamic digital representation of a physical system or device that has bidirectional communication with the physical system [...]“ [7]

Eine beispielhafte Anwendung ist das Condition Monitoring für die vorausschauende Instandhaltung. In diesem Zusammenhang dienen Digitale Zwillinge als dynamische virtuelle Nachbildungen physischer Baumaschinen, die eine Echtzeitüberwachung ihres Betriebszustands ermöglichen. Diese Vielseitigkeit des Konzepts des Digitalen Zwillings unterstreicht seine Anpassungsfähigkeit an verschiedene Ziele in diesem Bereich, wobei der Schwerpunkt auf der Verbesserung von Strategien zur vorausschauenden Wartung durch kontinuierliche Überwachung und Analyse liegt.

In [8] wird ein digitaler Zwilling eines Bergbaubaggers erstellt und zur Berechnung von Aushubtrajektorien verwendet. Ein Rahmen für die Erstellung digitaler Zwillinge bei großen Infrastrukturprojekten wird in [9] vorgestellt. *Rogage et al.* konzentrieren sich auf die Überwachung von Erdbauarbeiten, um die Produktivität von Erdbaumaschinen zu verbessern. Sie präsentieren außerdem eine umfassende Zusammenfassung verwandter Studien zu digitalen Zwillingstechnologien.

### **3 Fallbeispiel**

Im Rahmen der vorgestellten Forschung wurde ein Radbagger (siehe Abb. 3.1) auf einer aktiven Straßenbaustelle mit Sensoren und Messtechnik ausgestattet.

Am Versuchsträger, einem Caterpillar M317, wurde der hydraulische Antriebsstrang mit Sensoren ausgestattet, die mit denen ähnlicher Maschinen vergleichbar sind. Zu den installierten Sensoren gehören zwei Druck- und Temperatursensoren an jedem Zylinder und Inertiale Messeinheiten (IMU) an den Gliedern des Baggerarms. Die Druck- und Temperaturmessung

erfolgt dabei in unmittelbarer Nähe der Zylinder, um den Einfluss von Rohrreibungsverlusten in den Messwerten zu minimieren. Präzisere Seilzugsensoren pro Zylinder wurden aufgrund der eingeschränkten Montagemöglichkeiten und der rauen Umgebungsbedingungen auf der Baustelle nicht installiert. Alle Sensoren sind über einen CAN-Bus mit einem Gerät zur Aufzeichnung und Verarbeitung der Messdaten verbunden. Zu Referenzzwecken wurde eine visuelle Kamera installiert, die in regelmäßigen Abständen Bilder vom Arbeitsbereich des Baggers aufnimmt. Darüber hinaus ist ein 5G-Router installiert, der den Fernzugriff auf die angeschlossenen Geräte und die Messdaten in Echtzeit ermöglicht.



Abbildung 3.1: Bagger aus der Fallstudie

Allgemeine Maschinendaten können auch über die J1939-Schnittstelle der Maschine abgerufen werden. Die J1939-Schnittstelle umfasst die radbezogene Geschwindigkeit des Fahrzeugs, standardisierte Informationen zum Kraftstoffverbrauch und ähnliche Daten. Ein Großteil der weitergehenden Daten auf dem Bus sind lediglich auf proprietärer Basis vorhanden und wurden daher nicht in die Dekodierung einbezogen.

### **3.1 Datenerfassung**

An dem oben beschriebenen Versuchsfahrzeug wurden über mehrere Wochen zahlreiche Arbeitsvorgänge während des produktiven Einsatzes auf einer Straßenbaustelle aufgezeichnet. Diese Daten werden in Echtzeit auf einen Server übertragen und können für eine spätere Analyse gespeichert oder zur sofortigen Weiterverarbeitung genutzt werden. Eine solche Verarbeitung umfasst die Klassifizierung bestimmter Arbeitszyklen, aber dieser Arbeitsablauf bietet auch die Möglichkeit, weitere Informationen abzuleiten. So ist beispielsweise denkbar, Schaufellasten zu berechnen und auf Umwel- taspekte wie die Bodenart zu schließen.

Als Vorbereitung für die Klassifizierung müssen die aufgezeichneten Daten aufbereitet werden und es können weitergehende Kennwerte abgeleitet werden. Die Messwerte für einen beispielhaften Abziehzyklus sind in Abb. 3.2 dargestellt. Innerhalb dieses Zeitrahmens ist ein sich wiederholendes Muster zu erkennen, das auch von ML-Algorithmen in ersten Versuchen erkannt wurde. Für weitere Untersuchungen könnten zusätzliche Merkmale aus den Rohdaten extrahiert und weitere verschiedene Algorithmen getestet werden. Solche Merkmale können statistische Werte für bestimmte Zeiträume sein, aber auch Daten aus Folgeberechnungen stammen, wie beispielsweise in [10] gezeigt. Da die manuelle Prüfung der Daten eine zeitintensive Arbeit ist, hilft ein automatisierter Prozess, wertvolle Zeit zu sparen.

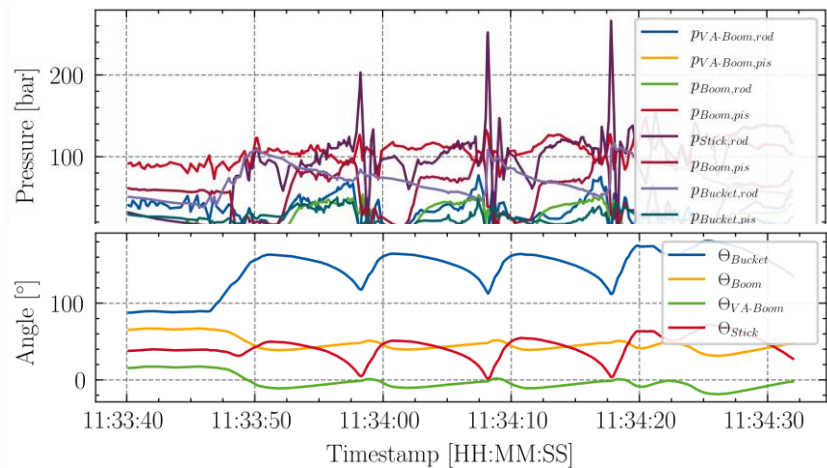


Abbildung 3.2: Abziehzyklus: Exemplarische Daten der Drucksensoren und IMUs

Mit dem Wissen über die Kinematik des Baggerarms und den Winkelinformationen der Glieder, die von den IMUs geliefert werden, kann der Tool Center Point (TCP) bestimmt werden. Die Position des TCP kann als Unterscheidungsmerkmal, aber auch als Grundlage für eine manuelle Analyse verwendet werden. Eine vereinfachte Visualisierung des Baggerarms auf Basis der Positionen ist in Abb. 3.3 dargestellt. Auch ohne CAD-Modell hat sich eine animierte Figur wie diese als wertvolles Hilfsmittel zum Verständnis des aktuellen Zustands der Maschine erwiesen. Sie kann ebenso zur manuellen Zuordnung von Arbeitszyklen verwendet werden, wenn keine Bilder, Videos oder andere Datenquellen als Referenz zur Verfügung stehen. Rohdatengrafiken, wie in Abb. 3.2 gezeigt, können nur von erfahrenen Experten interpretiert werden, so dass zusätzliche Quellen hilfreich sein können, um mehr Menschen für diese Tätigkeit zu befähigen.

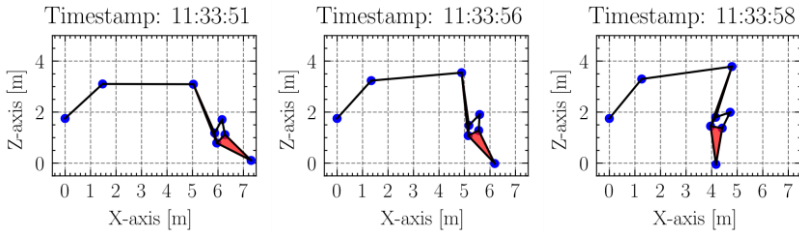


Abbildung 3.3: Schematische Visualisierung des Baggerarms zu verschiedenen Zeiten

## 3.2 Erstellung des digitalen Zwillings

Die erfassten Messdaten sollen dazu dienen, Veränderungen der Umgebung zu erkennen und Einflüsse der Maschinen auf die Baustelle zu dokumentieren. Dadurch können beispielsweise Maßnahmen im Bereich der Baustellenplanung und der Abrechnung initiiert werden. Um einen stets aktuellen Digitalen Zwilling der Baustellenumgebung zu realisieren, werden die Maschinendaten automatisiert ausgewertet und aggregiert.

Im Rahmen der Erstellung der digitalen Repräsentation einer Maschine müssen die erfassten Daten gespeichert und verarbeitet werden. Mit der beschriebenen Technik kann im Rahmen dieser Studie ein Teil der Verarbeitung bereits auf der Messhardware an der Maschine durchgeführt werden, bevor die Rohdaten zusammen mit den abgeleiteten Merkmalen an einen externen Server übertragen werden. Dieser Server fungiert einerseits als Datenarchiv, andererseits als Zugriffspunkt auf die enthaltenen Informationen. Der aktuelle Zustand der Maschine kann in einem Dashboard in Echtzeit angezeigt werden, weitere Analysen der Daten können aber auch zeitversetzt durchgeführt werden. Solche verzögerten Aktionen können tägliche Flottenauslastungsprotokolle sowie Diagnoseberichte umfassen, die für die vorausschauende Wartung genutzt werden können. Auch die Klassifizierung der Arbeitszyklen muss nicht unbedingt in Echtzeit erfolgen, sondern kann auch zu einem späteren Zeitpunkt durchgeführt werden. Die Klassifi-



zierung von Arbeitszyklen ist kein Selbstzweck, sondern kann, wie in Kapitel 1 beschrieben, für verschiedene Zwecke genutzt werden.

Dadurch baut die vorgestellte Repräsentation der Maschine also auf einer Sammlung der jeweiligen Messdaten und daraus abgeleiteten Werten auf. Entscheidend sind dabei Schnittstellen zur Datenübertragung, für den erneuten Datenzugriff, die Datenweitergabe und zur Auslösung erneuter Verarbeitungen. Zukünftig soll dies erweitert werden um ein Simulationsmodell der Maschine. Hierdurch können beispielsweise virtuelle Sensoren implementiert werden, also Messwerte errechnet werden, sodass weniger reale Sensoren notwendig sind, beziehungsweise deren Genauigkeit verbessert werden kann. Die Funktionalität und das Konzept werden dadurch zusätzlich erweitert.

Das weitergehende Forschungsziel ist die Erstellung eines digitalen Zwillings der gesamten Baustelle. In diesen sollen jeweils die digitalen Repräsentationen der einzelnen Baumaschinen einspeisen, sodass erneut Synergien genutzt und aus dem Gesamtdatensatz Erkenntnisse und Nutzen gezogen werden können. Die bidirektionale Integration bestehender Datensätze ist vorgesehen. Dadurch können beispielsweise Geodatenbanken zum einen als weitere Datenquelle eingesetzt, zum anderen aber auch aus den gewonnenen Daten angereichert werden.

Wie in Kapitel 2 gezeigt, gibt es verschiedene Ansätze zur Klassifizierung von Arbeitszyklen. Diese beruhen meist auf Algorithmen des maschinellen Lernens, die auf die Klassifizierung spezialisiert sind. Für den Einsatz von supervised Algorithmen müssen die untersuchten Daten mit einem Label versehen werden. Eine solche Einsortierung wurde für einen Teil der Maschinendaten manuell vorgenommen. Dazu wurden explizite Zeiträume manuell auf der Grundlage verfügbarer Kamerabilder und signifikanter Datenmuster ausgewählt. Zu den manuell klassifizierten Tätigkeiten gehören Leerlauf, Fahrt, Dig and Dump, Grading und Kranbetrieb. Außerdem wurden der Wechsel der angehängten Werkzeuge oder gemischte Zyklen, wie z. B. eine kurze Fahrphase während eines Dig and Dump-Zyklus, beobachtet und

unterschieden. Auch undefinierte Zeiträume mussten in die Beschriftungen aufgenommen werden, da die von den Bedienern durchgeführten Arbeiten nicht immer ersichtlich waren. Die Aufteilung der unterschiedlichen Zyklen eines Trainingsdatensatzes von sechs aufeinander folgenden Arbeitstagen ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Dabei fällt insbesondere der vielfältige Einsatz des Baggers auf dieser Baustelle auf, der sich an verschiedenen Tagen sehr unterschiedlich aufteilt.

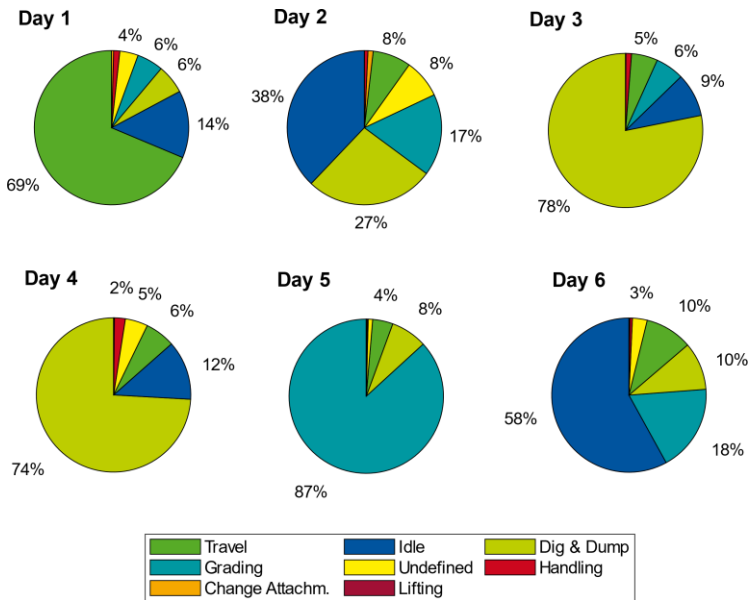


Abbildung 3.4: Trainingsdatensatz: Aufteilung von Arbeitszyklen

Mit dem Wissen über die spezifische Aufgabe können bestimmte Aussagen über die Umgebung gemacht werden. Zum Beispiel ist nach Abschluss einer Planierarbeit der Boden im bearbeiteten Bereich auf einem bestimmten Niveau eben. Da es sich hierbei um eine Information handelt, die sonst mit anderen Messmitteln ermittelt werden muss, ergibt sich eine Reduktion des

notwendigen Arbeitsaufwands und ein Nutzen für die Abläufe auf der Baustelle. Ein weiteres Beispiel ist die Abrechnung der Materialien, die von einem Bagger während eines Dig and Dump Zyklus bewegt werden. Bei beiden Szenarien handelt es sich um Datenpunkte, die in dem beschriebenen Umgebungszwilling aggregiert und darin von anderen Anwendungen aufgedeckt und genutzt werden sollen.

Die Ergebnisse zeigen daher, dass die Forschungsfrage nach der Wechselwirkung zwischen der Kenntnis von Arbeitszyklen und der Erstellung eines digitalen Zwillings positiv beantwortet werden kann, da beide voneinander profitieren. Einerseits können die gesammelten Sensordaten für mehrere Zwecke verwendet werden, nicht nur für die Klassifizierung. Andererseits können die Metadaten, die sich aus der Klassifizierung ableiten lassen, die Anwendungsszenarien des digitalen Zwillings erweitern.

## **4 Schlussfolgerung und Ausblick**

Es wurde beschrieben, welche Schritte zur automatisierten Klassifizierung der Arbeitszyklen eines Baggers notwendig sind und wie die Kenntnis dieser Zyklen dazu dient, den Digitalen Zwilling einer Baustellenumgebung aufzubauen. Zur weitreichenden Umsetzung der erläuterten Vorgehensweise bestehen jedoch noch andere Herausforderungen. Ein wesentliches Hindernis für die Entwicklung breit verfügbarer Lösungen sind die weit verbreiteten proprietären Teilsysteme in den Maschinen, die Interoperabilität und kollaborative Innovation behindern. Die Neigung der Hersteller, geschlossene Ökosysteme zu bevorzugen, ist aus individueller wirtschaftlicher Sicht verständlich. Jedoch zeigen beispielsweise Lösungen aus dem Sektor der IT-Industrie und die Implementierung von ISOBUS in der Landtechnik die deutlichen Gesamtvorteile eines umfangreichen Open-Source-Ansatzes. Im Rahmen der MIC 4.0-Initiative des VDMA (Verband der Deutschen Maschinen- und Anlagenbauindustrie e.V.) haben sich verschiedene Unternehmen

zusammengeschlossen, um gemeinsam an der Entwicklung digitaler Prozesse, Kommunikation und Datenverarbeitung für Baumaschinen zu arbeiten. Vollständige Open-Source-Frameworks fördern jedoch eine kollaborative Umgebung, die den Austausch von Wissen und Fortschritten begünstigt, was letztlich zu robusteren und anpassungsfähigeren Lösungen führt. Die Free Software Foundation formuliert treffend, "think of free as in free speech, not as in free beer", und betont damit die Freiheit der Ideen und der Zusammenarbeit, die mit einem florierenden Wirtschaftsmodell koexistieren kann [11]. Wir appellieren an die Branche, mehr Informationen öffentlich zugänglich zu machen, proprietären Beschränkungen zu reduzieren und ein integrativeres und innovativeres Ökosystem zu schaffen, das der gesamten Branche im Off-Highway-Bereich zugutekommt.

Im Bereich der Digitalen Zwillinge wurde mit den vorgestellten Fortschritten die Grundlage für weitere Erkundungen und Verbesserungen geschaffen. Es bleibt jedoch noch viel zu tun, um das volle Potenzial der Technologie zu erschließen. Zu den unmittelbaren Zielen gehören eingehende Analysen, die Verbesserung der Echtzeitfähigkeiten und die Verfeinerung der Synergie zwischen dem Digitalen Zwilling und der Simulationsumgebung. Über die Anwendung im Straßenbau hinaus soll der Untersuchungsrahmen auf verschiedene Szenarien ausgedehnt werden, darunter auch auf Bereiche wie den Tiefbau, mit der mittelfristigen Vision einer Integration in den kommunalen Betrieb. Um einen umfassenden Digitalen Zwilling von Baustellenumgebungen zu schaffen, werden weitere Datenquellen integriert werden, um eine ganzheitliche Darstellung der physischen Umgebung zu gewährleisten. Diese Roadmap zeigt unser Engagement für die Weiterentwicklung der Off-Highway-Twin-Technologie auf, indem wir diese Schlüsselbereiche angehen und so den Weg für ein vielseitigeres und effektiveres Werkzeug für ein breiteres Spektrum von kommerziellen Anwendungen ebnen.

## 5 Danksagung

Diese Forschung wird vom Bundesministerium für Digitales und Verkehr der Bundesrepublik Deutschland im Rahmen der Forschungsinitiative mFUND (Projektnummer 19FS2036).

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages



## Literatur

- [1] M. Fecke, *Bewertung der Energieeffizienz von Baumaschinen mithilfe einer praxisnahen Lastzyklusentwicklung für einen In-Situ-Test*. Dissertation, Wuppertal, Universität Wuppertal, 2018, 2018.
- [2] S. Zarotti, R. Paoluzzi, G. Ganassi, F. Terenzi, P. Dardani und G. Pietropaolo, "Analysis of hydraulic excavator working cycle" in *Conference proceedings / 11th European conference of ISTVS: October 5 - 8, 2009, Bremen, Germany*, 2009.
- [3] M. Wünsche, S. Mostaghim, H. Schmeck, T. Kautzmann und M. Geimer, "Organic Computing in Off-highway Machines" in *Second International Workshop on Self-Organizing Architectures*, 2010, S. 51–58.
- [4] N. J. Keller, M. Ivantysynova, A. Vacca, Yixuan Sun, Yifei Zhou und Guang Lin, "CLASSIFICATION OF MACHINE FUNCTIONS: A HYDRAULIC EXCAVATOR CASE STUDY" in *The Sixteenth Scandinavian International*

*Conference on Fluid Power: SICFP19: May 22 - 24, 2019 Tampere, Finland, 2019.*

- [5] Technische Universität Dresden, Institut für Fluidtechnik, Professur für Baumaschinen, "Methode zur online Prozessmustererkennung für die Ermittlung von Kundenkollektiven an mobilen Baumaschinen (processAssist): Schlussbericht zu IGF-Vorhaben Nr. 18014 BR : Berichtszeitraum: 01.01.2014 bis 31.12.2016", Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen, Frankfurt am Main, Schriftenreihe der Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen.
- [6] M. Starke und F. Will, "AUTOMATIC PROCESS PATTERN RECOGNITION FOR MOBILE MACHINERY" in *The Sixteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power: SICFP19: May 22 - 24, 2019 Tampere, Finland, 2019.*
- [7] A. M. Madni und N. Augustine, "Introduction to the Handbook" in *Handbook of Model-Based Systems Engineering*, A. M. Madni, N. Augustine und M. Sievers, Hg., 1 Aufl., Cham: Springer International Publishing; Imprint Springer, 2023, S. 3–11, doi: 10.1007/978-3-030-93582-5\_3.
- [8] T. Fu, T. Zhang, Y. Lv, X. Song, G. Li und H. Yue, "Digital twin-based excavation trajectory generation of Uncrewed excavators for autonomous mining", *Automation in Construction*, Jg. 151, S. 104855, 2023, doi: 10.1016/j.autcon.2023.104855.
- [9] K. Rogage, E. Mahamedi, I. Brilakis und M. Kassem, "Beyond digital shadows: Digital Twin used for monitoring earthwork operation in large infrastructure projects" (eng), *AI in civil engineering*, Jg. 1, Nr. 1, S. 7, 2022, doi: 10.1007/s43503-022-00009-5.
- [10] F. Makansi und K. Schmitz, "Data-Driven Condition Monitoring of a Hydraulic Press Using Supervised Learning and Neural Networks", *Energies*, Jg. 15, Nr. 17, S. 6217, 2022, doi: 10.3390/en15176217.
- [11] Free Software Foundation, *The free software definition*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.gnu.org/philosophy/free-sw.html.en>.







# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Eine vollständige Übersicht der Bände finden Sie im Verlagsshop

---

- Band 76** Kai-Lukas Bauer  
**Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren**  
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle  
**Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität**  
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr  
**Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates**  
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake  
**Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling**  
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg  
**Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements**  
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler  
**Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts**  
ISBN 978-3-7315-1006-2
- Band 82** Johannes Masino  
**Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors**  
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**  
**10. September 2020, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1036-9

- Band 84** Felix Weber  
**Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile**  
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung  
**Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld  
**Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik**  
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays  
**Development of a CO<sub>2</sub>e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO<sub>2</sub>e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen**  
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath  
**Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures**  
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt  
**Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge**  
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte  
**Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine**  
ISBN 978-3-7315-1089-5
- Band 91** Dominik Dörr  
**Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz**  
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer  
**Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe**  
ISBN 978-3-7315-1104-5

- Band 93** Christian Riese  
**Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme**  
ISBN 978-3-7315-1125-0
- Band 94** Yaoqun Zhou  
**Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems**  
ISBN 978-3-7315-1156-4
- Band 95** Stefan Haug  
**Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte**  
ISBN 978-3-7315-1150-2
- Band 96** Stefan Scheubner  
**Stochastic Range Estimation Algorithms for Electric Vehicles using Data-Driven Learning Models**  
ISBN 978-3-7315-1166-3
- Band 97** Yusheng Xiang  
**AI and IoT Meet Mobile Machines: Towards a Smart Working Site**  
ISBN 978-3-7315-1165-6
- Band 98** Nils Meyer  
**Mesoscale simulation of the mold filling process of Sheet Molding Compound**  
ISBN 978-3-7315-1173-1
- Band 99** Christian Timo Poppe  
**Process simulation of wet compression moulding for continuous fibre-reinforced polymers**  
ISBN 978-3-7315-1190-8
- Band 100** Torben Fischer  
**Modellprädiktive Regelung eines innovativen Thermomanagement-Systems für batterieelektrische Fahrzeuge**  
ISBN 978-3-7315-1199-1
- Band 101** Florian Wittemann  
**Fiber-dependent injection molding simulation of discontinuous reinforced polymers**  
ISBN 978-3-7315-1217-2
- Band 102** Sebastian Watzl  
**Experimentelle und numerische Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens von Aggregatlagerelementen im akustisch relevanten Frequenzbereich**  
ISBN 978-3-7315-1226-4

- Band 103** Dominik Stretz  
**Vibroakustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors und Optimierung durch geeignete Steuerungsansätze**  
ISBN 978-3-7315-1245-5
- Band 104** Mohamed Elgharbawy  
**Measurable Safety of Automated Driving Functions in Commercial Motor Vehicles - Technological and Methodical Approaches**  
ISBN 978-3-7315-1254-7
- Band 105** Bernhard Schmiedel  
**Indirekte Schätzung des Fahrbahnneigungsgrads zur Detektion von gefährlichen Fahrzuständen**  
ISBN 978-3-7315-1258-5
- Band 106** 9. Fachtagung  
**Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 28. Februar 2023, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1260-8
- Band 107** Patrick Riehm  
**Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen**  
ISBN 978-3-7315-1268-4
- Band 108** Markus Tesar  
**Deep Reinforcement Learning zur Steigerung von Energieeffizienz und Pünktlichkeit von Straßenbahnen**  
ISBN 978-3-7315-1277-6
- Band 109** Michael Mürken  
**Methode zur Bewertung der Zuverlässigkeit der elektrischen Energieversorgung in der automobilen Vorentwicklung**  
ISBN 978-3-7315-1298-1
- Band 110** Julien Pinay  
**Experimental investigation of relevant road surface descriptors for tire-road noise measurements on low-absorbing road surfaces**  
ISBN 978-3-7315-1328-5
- Band 111** Adrian Strigel  
**Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen**  
ISBN 978-3-7315-1321-6

- Band 112** Jens Jauch  
**Trajectory optimization based on recursive B-spline approximation for automated longitudinal control of a battery electric vehicle**  
ISBN 978-3-7315-1332-2
- Band 113** Nicolas Fraikin  
**Methodik zur effizienten Applikation automatisierter Fahrfunktionen**  
ISBN 978-3-7315-1339-1
- Band 114** Jan Siebert  
**Effizienzoptimierung mobilhydraulischer Load-Sensing-Systeme durch Reduzierung systembedingter Druckverluste am Beispiel eines Hydraulikbaggers**  
ISBN 978-3-7315-1343-8
- Band 115** Tobias Sebastian Straub  
**Flottendatenbasierte physikalische Routenenergiebedarfsprognose**  
ISBN 978-3-7315-1348-3
- Band 116** Michael Herrmann  
**Eine Methodik zur Definition von Zielkriterien am Beispiel des tieffrequenten Geräuschkomforts eines Fahrzeugs**  
ISBN 978-3-7315-1370-4
- Band 117** Adam Thor Thorgeirsson  
**Probabilistic Prediction of Energy Demand and Driving Range for Electric Vehicles with Federated Learning**  
ISBN 978-3-7315-1371-1
- Band 118** Alexander Jackstadt  
**Constrained-layer damping in hybrid fibre metal elastomer laminates and its tolerance to damage**  
ISBN 978-3-7315-1376-6
- Band 119** **13. Kolloquium Mobilhydraulik**  
**8./9. Oktober 2024, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1381-0

Eine Gemeinschaftsveranstaltung von



Institut für mobile  
Maschinen und Nutzfahrzeuge



Der Tagungsband „13. Kolloquium Mobilhydraulik“ enthält die gesammelten Beiträge zu den Vorträgen der gleichnamigen Veranstaltung am 8./9. Oktober 2024 in Karlsruhe. In neun Artikeln wird über den Stand der Forschung und neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Mobilhydraulik berichtet.

Die Fachtagung findet seit 2008 alle zwei Jahre im Wechsel zwischen dem Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) und dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN) der TU Braunschweig statt. Begleitend dazu geben Mobima, der Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA) und der Wissenschaftliche Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (WVMA e.V.) den vorliegenden Tagungsband heraus.

Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

**ISSN 1869-6058 (Schriftenreihe)**  
**ISSN 2510-7283 (Tagungsband)**  
**ISBN 978-3-7315-1381-0**

