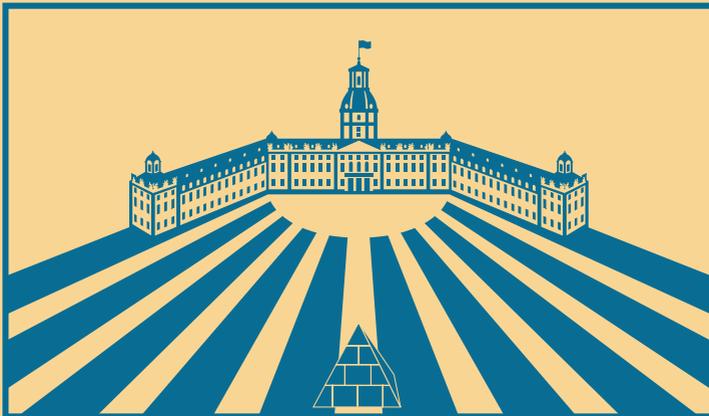


11. Kolloquium Mobilhydraulik

10. September 2020, Karlsruhe



11. Kolloquium Mobilhydraulik

Karlsruhe, 10. September 2020

Träger der Veranstaltung

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

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

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

Wissenschaftlicher Verein für
Mobile Arbeitsmaschinen e. V. (WVMA)

Herausgegeben von

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

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)
Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 83**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

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

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

11. Kolloquium Mobilhydraulik

Karlsruhe, 10. September 2020

Herausgegeben von

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

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)
Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

Alle hier veröffentlichte Beiträge sind als Manuskript gedruckt. Die Autoren sind für Ihren Beitrag inhaltlich und redaktionell verantwortlich. Die abgedruckten Beiträge stellen die Meinung des Verfassers dar.

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



This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed under the Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License (CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>



The cover page is licensed under the Creative Commons Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>

Print on Demand 2020

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-1036-9

DOI: 10.5445/KSP/1000122161

Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

das 11. Kolloquium Mobilhydraulik wurde, der Tradition folgend, für den 10. und 11. September 2020 geplant. Im März 2020 haben dann einschneidende Regelungen im Rahmen der Covid19-Pandemie Veranstaltungen in der ersten Jahreshälfte quasi unmöglich gemacht. Die Folge war eine Verschiebung vieler Tagungen in den Herbst des Jahres, sodass dort eine massive Häufung auftrat.

Ob und unter welchen Auflagen dieses Kolloquium Mobilhydraulik hätte stattfinden können, war auf unbestimmte Zeit nicht absehbar. Gemeinsam hat der Programmausschuss im April daher beschlossen, das Kolloquium Mobilhydraulik im Jahre 2020 auszusetzen. Diese Entscheidung wurde nicht leichtfertig gefällt und ich bin davon überzeugt, dass dies für unser aller Gesundheit die richtige Entscheidung war.

Die Entscheidung zur Absage des Kolloquiums Mobilhydraulik kam zu einer Zeit, in der das Programm bereits festgelegt und die Einreichfrist für die Autoren, die einen gereviewten Beitrag wünschten, fast erreicht war. Das Kolloquium einfach abzusagen wäre eine schlechte Option gewesen. Der Programmausschuss hat daher beschlossen den Autoren der zugesagten Beiträge die Möglichkeit zu geben, ihre Beiträge in dem Tagungsband zum Kolloquium Mobilhydraulik zu publizieren. Von dieser Möglichkeit haben die meisten Autoren Gebrauch gemacht, so dass ich mich sehr freue, Ihnen diesen Tagungsband nun präsentieren zu können.

Als für diese Tagung neues Thema haben wir die Session *„Daten, eine Bereicherung für die Hydraulik?“* geplant. Ein Beitrag vom IFAS der RWTH Aachen gibt hier einen Überblick, wie Machine-Learning Algorithmen in hydraulischen Systemen genutzt werden können. In der Session *„Antriebe mit*

Potential“ werden in dem Beitrag vom IMN der TU Braunschweig Versuchsergebnisse zu einem System gezeigt, in dem Fahr- und Arbeitsantriebe von einer Hydraulikpumpe versorgt werden. In dem Beitrag aus unserem Institut stellen wir Ergebnisse eines Antriebssystems vor, bei dem sowohl die Drehzahl als auch das Moment an einem Rad individuell gesteuert werden können.

Aus der dritten Session *„Elektrik trifft Hydraulik“* können alle geplanten Beiträge im Tagungsband vorgestellt werden. Bucher Hydraulics stellt ein hydraulisches System für elektrifizierte mobile Arbeitsmaschinen vor. Hier heißt es nicht Hydraulik oder Elektrik sondern Hydraulik und Elektrik! Zwei weitere Beiträge haben elektrohydraulische Achsen im Fokus. Die Hochschule Ostfalia stellt in ihrem Beitrag Möglichkeiten der Simulation einer solchen Achse vor und CLAAS zeigt die Integration einer Positionsrückführung.

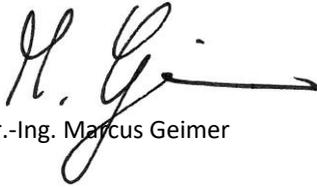
In der letzten Session *„Auslegung hydraulischer Systeme“* wird von der FLUIDON eine Methode zur virtuellen Inbetriebnahme gezeigt. Das IMN der TU Braunschweig stellt in ihrem Beitrag ein neuartiges synthetisches Basisöl vor, welches auf einem ebenfalls dort vorgestellten Prüfstand untersucht wird. Aus unserem Hause wird eine Anwendung mit einem hydraulischen Transformator im Forstbereich beschrieben.

Ich denke, dass wir Ihnen mit diesem Tagungsband wieder spannende Einblicke in heute umgesetzten Lösungen im Bereich der Mobilhydraulik geben können. Auch wenn ich bedaure, dass wir uns nicht persönlich treffen können, so hoffe ich doch, dass wir Ihnen mit diesem Tagungsband Anregungen zu neuen Ideen geben können. Sollten Sie Fragen haben, so freue ich mich über Ihre Rückmeldungen.

Wie es im Jahre 2021 mit dem Kolloquium Mobilhydraulik weitergeht, kann ich Ihnen heute leider noch nicht sagen. Seien Sie aber versichert, wir beobachten die Lage sehr genau und werden das traditionelle Kolloquium in gewohntem Rahmen anbieten, sobald wir es wieder verantworten können. Bis dahin wünsche ich Ihnen mit diesem Tagungsband eine spannende Lektüre.

Im Namen des Programmausschusses für das Kolloquium Mobilhydraulik

Ihr

A handwritten signature in black ink, consisting of stylized initials 'M. Geimer' followed by a long horizontal stroke.

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Inhalt

Daten, eine Bereicherung für die Hydraulik?



Y. Duensing A. Rodas Rivas K. Schmitz	Machine Learning for failure mode detection in mobile machinery	1
---	--	---

Antriebe mit Potential



J. Guo L. Frerichs	Compact hydrostatic drive based on secondary control with regulated variable pressure	27
-----------------------	---	----



S. Herr W. Müller J. Müller U. Eckloff	Auflösung von geländeseitig verursachten Antriebsverspannungen bei hochmobilen Arbeitsmaschinen	43
---	---	----

Elektrik trifft Hydraulik

	D. Peitsmeyer E. Goenechea	Hydraulik in elektrifizierten mobilen Arbeitsmaschinen	55
	F. Meyer H. Tielbörger A. Ligocki L. Frerichs	Dimensionierung der E-Maschine für eine elektrohydraulische Achse	67
	N. Strieker T. Kohmäscher	Elektrohydraulische Achse mit integrierter, mechanischer Positionsrückführung	101

Auslegung hydraulischer Systeme

	C. Geiger S. Beiser J. Kaupp M. Geimer	Reduzierung des Energieverbrauchs bei Ladevorgängen von Forstmaschinen durch hydraulische Transformatoren	115
	H. Baum B. Müller O. Breuer	VEL - eine modulare virtuelle Inetriebnahmeumgebung für mobile Arbeitsmaschinen	133
	M. Otten H. Wichmann M. Kolb D. Bulutcu L. Frerichs	Entwicklung Glycerin/Chitosan- basierter Fluide für Antriebe in der Stationär- und Mobilhydraulik	147

Machine Learning for failure mode detection in mobile machinery

Yannick Duensing¹, Alejandro Rodas Rivas¹ and Katharina Schmitz¹

¹ *Institute for Fluid Power Drives and Systems, Aachen, Germany*

E-Mail: yannick.duensing@ifas.rwth-aachen.de; Tel.: (+49)241 80 47742

Abstract

Machine learning algorithms (MLA) can be of great assistance to analyze signals of complex systems. By building models based on training data, MLAs learn from examples and detect patterns between inputs (features) and outputs (labels) to later classify new, unseen data. Prior to working with MLAs, specific steps, like algorithm selection, signal preprocessing and feature extraction are required. After model training and validation, further optimization can increase the models performance and robustness.

The scope of this paper is to give an overview of how MLAs can be used in hydraulic systems. It will serve as a guideline, explaining methods of feature extraction and model building. Using MLA minimizes the need of expert knowledge to detect failure modes from pressure signals resulting in reduced maintenance and down time costs. As an example, a cleaning loader with three bearing shaft failure modes is presented. Pressure signals of the hydraulic system are the only available signals that can be used to analyze the current health status of the machinery and are therefore the focus of this paper.

Keywords: Supervised machine learning, hydraulics, pressure analysis, model selection, feature extraction, classification, time series data, model parameterization

1 Introduction

Mobile machinery with hydraulic drive and working systems play an important role, especially in construction and mining industries. The operation in such harsh environments leads to particularly high demands on the machines with regard to the robustness and high energy density at the same time. In general, the power of an internal combustion engine is distributed to the working and the drive hydraulics. The actuators of the working hydraulics, the differential cylinders, are controlled via valve blocks. The hydraulic part of the power split gear box consists of a hydrostatic drive train, which enables a continuously variable transmission of speed and torque. The wheels are driven by an axle transfer gearbox and connected via components such as planetary gears and drive shafts. All hydraulic and mechanical components are integrated into the machine. Damaged components in the drive train or the working hydraulic result in down time due to time-consuming maintenance resulting in a negative impact on productivity and consequently profit losses.

The goal of predictive maintenance is early detection of damaged parts to reduce the downtime of a machine by replacing or maintaining components prior to failure. Continuous monitoring of the actual machine condition (Condition Monitoring) is essential for early failure detection. Based on the collected data, the machine's health status can be extrapolated to allow accurate planning of maintenance [1]. Detecting component failures in hydraulic pressure signals is especially challenging when the damaged component is located apart from the sensors or outside of the hydraulic system. In these cases, the superposition of vibrations due to components between the sensor

and the location of the failure complicates the detection. Hence, current Condition Monitoring approaches in mobile machinery are highly dependent on the knowledge of an expert to classify different failure modes correctly. Machine Learning algorithms (MLA) open new possibilities to detect failures in complex systems regardless of the technician's domain specific knowledge and are therefore rising in popularity among all branches of the industry.

MLA offer advantages like scalability and parallel processing. While knowledge-based analysis can be quickly overwhelmed by vast amounts of data or high noise levels due to superposition, MLA are only limited by computing resources. Parallel processing enables to detect multiple failure modes and to use different MLA simultaneously without additional user input or in case of unsupervised learning the detection of the different classes as part of the learning process. In contrast to the common analysis of signals no explicit programming is needed as patterns and rules derive iteratively by the automated algorithm. Disadvantageous is a less transparent detection due to no direct insight of the most significant separation features.

The objective of this contribution is to serve as a guideline for the application of machine learning to analyze fluid power signals in mobile machinery as well as in the general field of mechanical engineering. The methodology of machine learning is illustrated by using a cleaning loader for mining as an example. In chapter 2 the cleaning loader is presented and the different considered failure modes are explained. Chapter 3 gives a detailed workflow of the specific steps that are needed to select the correct algorithm and preprocess the recorded data. Feature extraction and the training and validation of the created model are explained. Furthermore, the improvements of the model's classification rate and its effectiveness via parameter tuning and the feature reduction are presented. Lastly, the relevant features are evaluated and the classification results displayed.

2 Test rig and data collection

The test rig, which was used to record signals, was a stripped version of the power train of a GHH SLP-3H cleaning loader for soft rock mining. The aim was to measure the behavior of the drive train of the machine under multiple failure modes. To reduce the complexity of the system neither the working part was installed nor the rear axis. Furthermore, an electrical motor was used instead of a combustion engine and two generators to represent the forces acting on the wheels. The failure modes, mentioned in this paper, consisted of a bearing failure and a misalignment fault, both within the kardan shaft. The recorded sensor signals were torque and rotational speed at the electric motor and the generators and the hydraulic pressures in the high- and low-pressure part of the hydrostatic transmission at different locations. Next to the sensors installed from the machine's manufacturer a second pressure sensor system was added. This was necessary, due to the low sampling rate of the equipped measurement system. With the added system the base sampling rate of 100 Hz was increased to 5000 Hz for the pressure signals, the sampling rate of the rotational speed and torque remained at 100 Hz as no additional speed and torque sensors were added.

All points of operation were implemented from a full-sized version of the same loader. First, static and dynamic cycles were run with a healthy kardan shaft. Second, the faulty kardan shafts were installed and the same cycles were run again.

In Figure 2.1 the test rig setup is depicted. Looking at the location of the hydraulic transmission and the location of the kardan shaft additional components in between are noticeable. Recognizable vibrations due to the faulty kardan shaft therefore need to travel from the point of origin through the axle transfer gearbox and the hydraulic motor to the sensors in the hydraulic transmission. High noise levels in the failure induced vibration were to be expected. The pressure signals were analyzed regardless, because no acceleration sensors are originally installed on the loader, making the

pressure signals the only global signals that can be used to detect and help prevent failure.

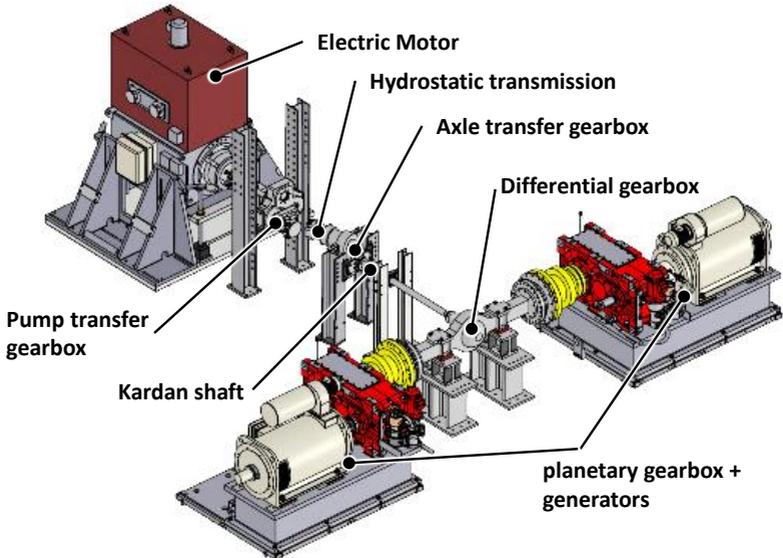


Figure 2.1: Test rig.

3 Machine Learning Workflow

The general workflow of supervised machine learning is shown in Figure 3.1. Before applying specific MLA, preprocessing of the raw data is required. Data sets of failure free and failure induced systems are standardized, divided into intervals and are used in part as testing data and in part as training data. The training data sets are labelled so that each data set can be assigned to a specific failure mode. Time and frequency domain features are then extracted from each training data interval. In a next step feature selection reduces the number of features to increase the efficiency of the extraction and training process, increase the robustness and minimize computing times. The machine

learning model is built iteratively while the algorithm is forming interconnections between the features and the labels. The labels act as outputs in the MLA, the features form the inputs. This process is referred to as supervised training of a model. The training accuracy displays the classification rate of the cross validated training data. After completion, the model is validated by classifying the unlabeled test data. The resulting test accuracy represents the actual classification rate of the model. Seeing that the cross validation of the training data uses data sets of the training data, the training accuracy is greater than the testing accuracy. To improve the testing accuracy adjustments of the data preprocessing and further analysis of the features selected and the model's parameters are needed.

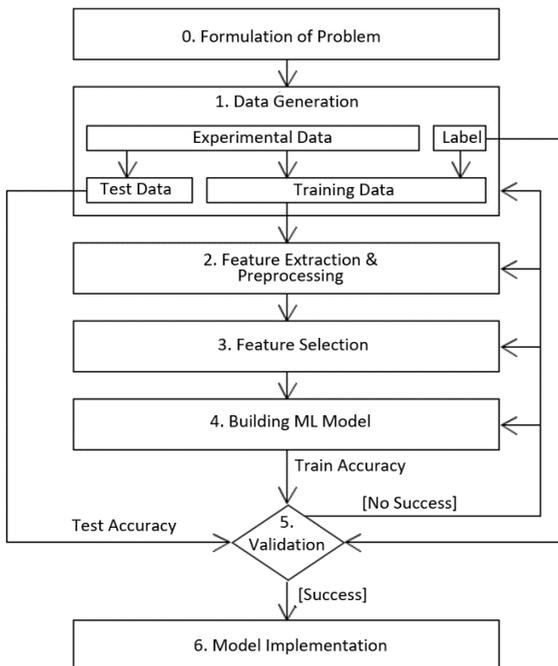


Figure 3.1: Typical workflow of supervised machine learning for a practical application [2].

In this section the data preprocessing, feature extraction and selection and the machine learning algorithm selection are explained and carried out. Lastly, the training and validation of a model and the parameter tuning is shown.

3.1 Data Preprocessing

During the data collection phase, the acquired measurements were obtained with different sample rates over different time periods. Due to the usage of two measurement systems the data of both systems needed to be synchronized. Therefore, the signals of motor torque and rotational speed were first resampled from 100 Hz to 5000 Hz using linear interpolation to match the sampling frequency of the hydraulic transmission pressure signals. As shown in Figure 3.3, the data has been cleaned-up by eliminating outliers (figure a) and measurement losses (figure b). Finally, a Savitsky-Golay filter was used to reduce the signal noise [3].

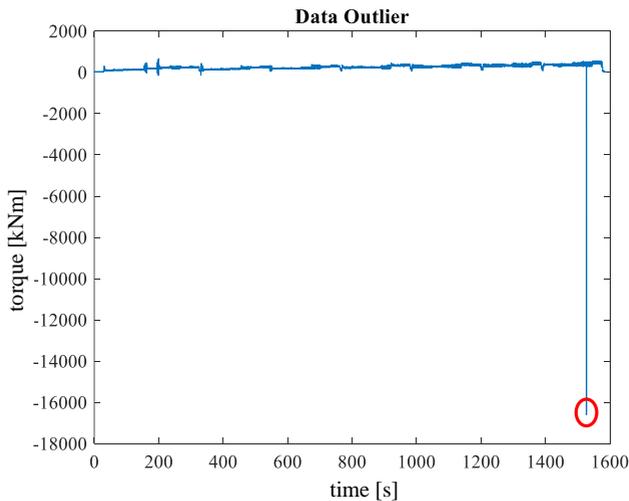


Figure 3.2.: (a) Data outlier and recording errors.

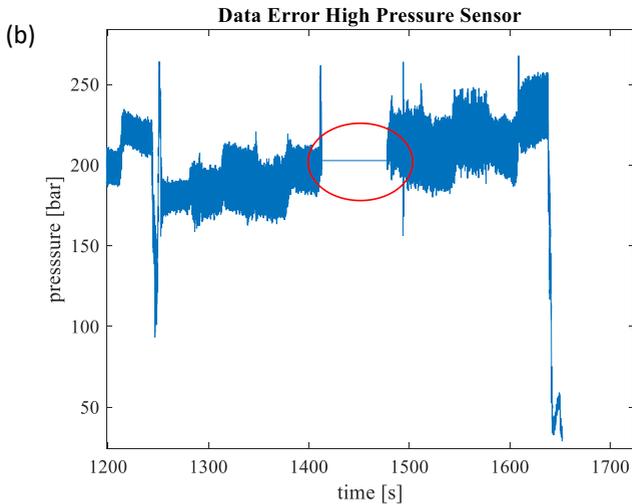


Figure 3.3.: (b) Data outlier and recording errors.

3.2 Feature Extraction

Before applying specific MLA, segmentation of the raw data is required. The dataset is divided into smaller samples of 2 seconds and then analyzed individually. Given that the power train failure has no distinct effect on the pump pressure of the fluid power system, a great number of features must be extracted. Time series data allows to calculate an infinite number of features that can be classified in four different categories: time domain features, frequency domain features, statistical analysis features and signal analysis features [4,5]. Afterwards, 892 features were extracted from every sample. Table 3.1 resumes the 892 features, extracted from the measured signals.

Table 3.1: Feature extraction

Signal type	Feature category	Feature type (example feature)	No of Features
Hydraulic pressure	Time domain	Central tendency (mean, slope, max, min)	76
		Data distribution (kurtosis, skewness)	110
		Data variation (variance, standard deviation)	50
	Frequency domain	Spectral centrum fourier transformation	8
		Fourier coefficients fast fourier transformation	40
		Power spectral welch density	84
		Wavelet transformation (mexican wavelet)	92
	Statistical analysis	Correlation (partial and aggregated correlation)	102
		Lagenvin model	78
		Linear regression (aggregated and linear trend)	130
	Signal analysis	Energy - Entropy	90
Input motor speed & torque	Time domain	Central tendency (mean, slope, max, min)	6

3.3 Feature Selection

The number of features affects the computational effort of the machine learning model. Only features that are informative, discriminant and independent are needed for training and testing the model. To prevent features from being selected based on their magnitude scale, all were standardized after extraction according to:

$$z = \frac{X - \mu}{\sigma}$$

z : Standardized Feature
 X : Feature
 μ : Feature mean
 σ : Feature standard deviation

A p-value analysis was then conducted initially to assess the most informative features from the 892 extracted. The p-value considers the null hypothesis to assess if a set of dependent variables (features) are important for predicting a target variable (labels). The null hypothesis assumes that a group of features selected at random have no effect on the prediction of the target variable. It then evaluates the probability (p-value) of this assumption to be true. Therefore, a p-value closer to 1 expresses that the feature has little to no relevance when predicting the target variable [6]. A significant target prediction relevance can be assumed below a threshold of 0.05 [7].



Figure 3.4: Feature reduction over feature selection approach.

In order to review the independence among the remaining features after the p-value selection, the absolute Pearson coefficient is calculated pairwise [8]. Features that are not independent or highly correlated add redundancy to the machine learning model. Additionally, they reduce the stability and accuracy

of Random Forests feature importance calculation [9]. All features with correlation coefficients above 0.85 were excluded. Figure 3.4 displays the summary of the feature selection procedure.

3.4 Machine Learning Algorithm Selection

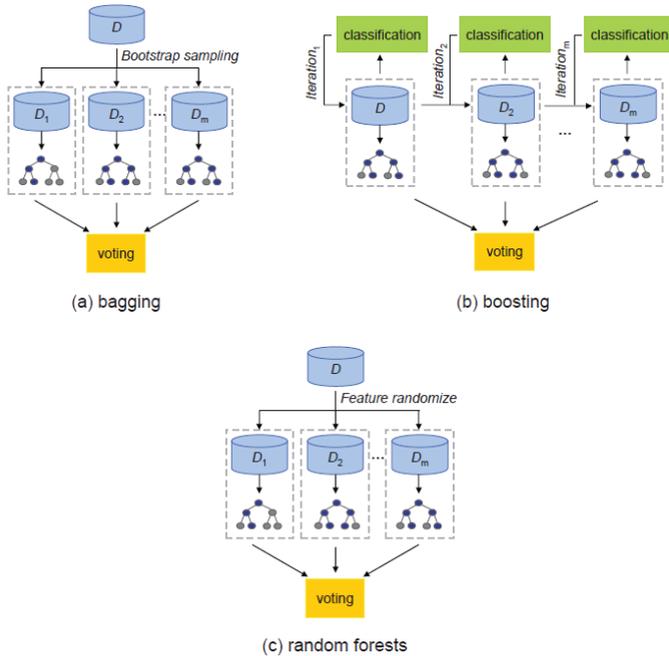


Figure 3.5: Structure decision tree ensemble methods [8].

The performance of a machine learning classifier depends on the type of problem, type of data, the amount of data and the internal model parameter configuration. Decision trees algorithms possess significant advantages when analyzing time series data. They can handle nonlinear data and multiclass classification with a greater performance and fewer computational costs than

machine learning algorithms like K-Nearest Neighbor, Support Vector Machines or Bayesian models [10,11]. Decision trees use tree-like model of decisions, consisting of nodes, edges and leafs. Nodes are the conditions that split data into branches, leading to new nodes. The final nodes of the tree, after which no branches follow, are called leafs. They represent the final outcome, like a class or label.

The three decision tree algorithms which are commonly used today for time series classification problems are Random Forests, Bagged Decision Trees and Boosted Decision Trees, which belong to the group of ensemble algorithms. An ensemble algorithm is composed of a defined number of individual decision trees, which classify the data independently. The class with the highest number of votes determines the final classification of the model, which can be seen in Figure 3.5. All three algorithms use the same basic principle to build the individual trees:

1. The data instances are grouped in m subsets randomly (D_1, D_2, \dots, D_m). One decision tree is grown for every subset.
2. The feature with the lowest Gini index is used first to split the data. The Gini index quantifies how well a feature can separate the classes.

Bagging and Boosting Decision Trees:

Bagging is a general-purpose procedure for reducing the variance of a statistical learning method. One way to reduce the variance and increase the prediction performance of a statistical learning method is to take multiple training sets and build a separate prediction model using each training set and averaging the results. Boosted Decision Trees builds the individual decision trees iteratively based on the performance of the existing decision trees [12]. Misclassified data instances in the first iteration are given higher weights. In the second iteration the decision tree focuses on the weighted errors from the previous one resulting in a more efficient and accurate model.

Random Forests:

Random Forests, unlike bagged decision trees, randomly limit the selection of features for data splitting. Every individual tree can only choose from a random subset of n features to split the data. This prevents the creation of highly correlated individual learners within the ensemble method [10].

3.5 Training and Validation

The algorithm is a fixed sequence of well-defined instructions or calculations to solve a problem. Its code defines how the data is classified with features as inputs and labels as outputs. A model is created when the algorithm is fitted to a problem by determining parameters like the number of trees, maximum depth of each tree, number of features used for splitting amongst others. Put simply, a machine learning model is constructed with the combination of a defined algorithm and a dataset.

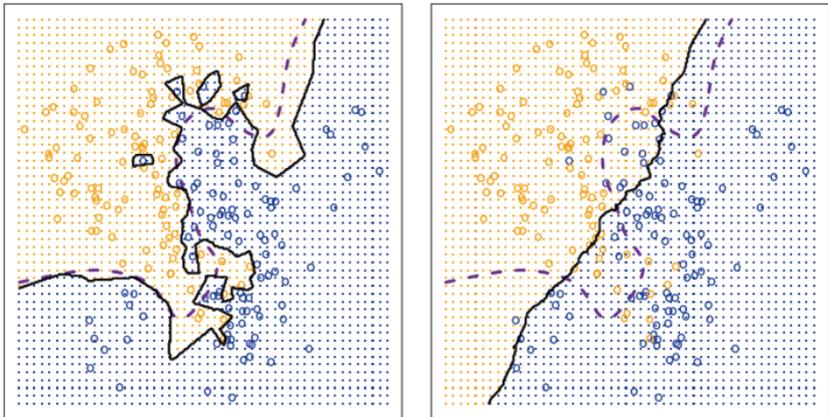


Figure 3.6: Overfitted model (left) and Underfitted model (right) [10].

In order to correctly evaluate a machine learning model's performance, a careful selection of the training and testing data is needed. If training and testing datasets are chosen incorrectly, an elevated risk of an underfit or overfit model on the data, which remains undiscovered is present. In an underfitted model its decision boundary is too general either because of insufficient training data or features, or an incorrect model parameter setting. An overfitted model occurs when its decision boundary is formed to fit the training data too precisely. As a result one the one hand, the model outputs high classification rates when the model is tested with data similar to its training data. On the other hand, it has low prediction rates when it is tested with unseen data. Figure 3.6 gives a comparison between an optimal decision boundary (purple dashed lines), an underfit decision boundary (right) and an overfit decision boundary (left). Thus, a machine learning model can be considered valid, if the fluctuation of its classification rate is low when tested with new data.

To prevent under- and overfitting, training and testing was performed using Group Cross Validation. The goal of cross validation is to estimate how accurate a model performs by training and testing the model over a predefined number of iterations. In each iteration, training groups and testing groups are chosen randomly to evaluate the model's accuracy. The overall accuracy is then averaged over the number of iterations.

The test bench data was split in set of 12 machine operation points according to input motor power, input motor power slope and input motor speed slope as shown in Table 3.2 and Figure 3.7. Group Cross Validation assures that data instances belonging to an operation point group are either used for training or testing. As parameters 5 iterations with 10 training groups and 2 testing groups was established.

Table 3.2: Operating point groups and its parameters for the cross validation

Operation Point	Input Motor Power [kW]	Input Motor Power Slope	Input Motor Speed Slope	Samples
1	60 – 130	constant	Constant	1545
2	60 - 130	negative	constant	1690
3	60 - 130	positive	constant	1746
4	60 - 130	positive	negative	402
5	35 - 60	constant	constant	2497
6	35 - 60	negative	constant	1184
7	35 - 60	positive	constant	1229
8	35 - 60	positive	negative	473
9	0 - 35	constant	constant	3561
10	0 - 35	negative	constant	508
11	0 - 35	positive	constant	576
12	0 - 35	negative	positive	740

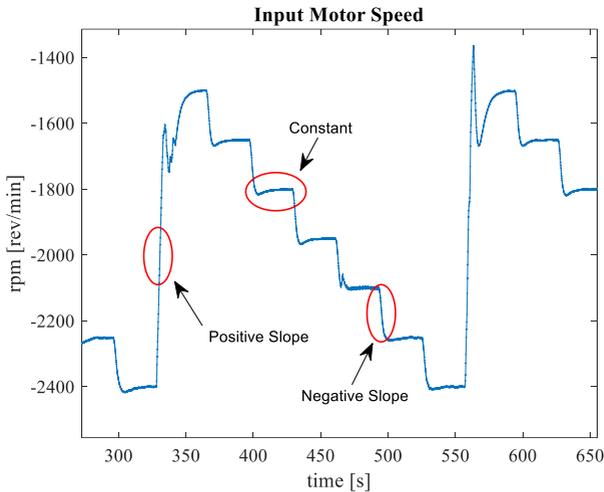


Figure 3.7: Explanation of positive, constant and negative slope.

3.6 Feature Selection over Importance

To determine the minimum number of required features to achieve the maximum prediction performance of the model, all features are ranked from 1 to 0 based on their importance. The importance of every feature is an embedded parameter of the decision tree classifier. It is measured by averaging the decrease of the Gini impurity index over a given feature. The Gini impurity index is 0 when a node contains only data instances from a single class. Accordingly, measuring the Gini impurity index reduction at every tree node quantifies the feature's ability to separate the classes [10].

The three embedded decision trees algorithms were trained and tested using the group cross validation configuration shown in Tab. 3.3. Classification performance was measured by training and testing the model initially only with the most important feature. A second test was performed using the two most important features, a third test using the three most important features and

so forth. Table 3.3 compares the outcome of the results obtained. A closer look on the performance of Random Forests is given in Figure 3.8 and Table 3.5.

Table 3.3: Maximum classification performance compared to the minimum number of required features

Measurement	Bagging Decision Trees	Boosted Decision Trees	Random Forests
Maximum average classification performance over all iterations	76%	54%	78%
Number of features needed to reach maximum performance	62	16	50

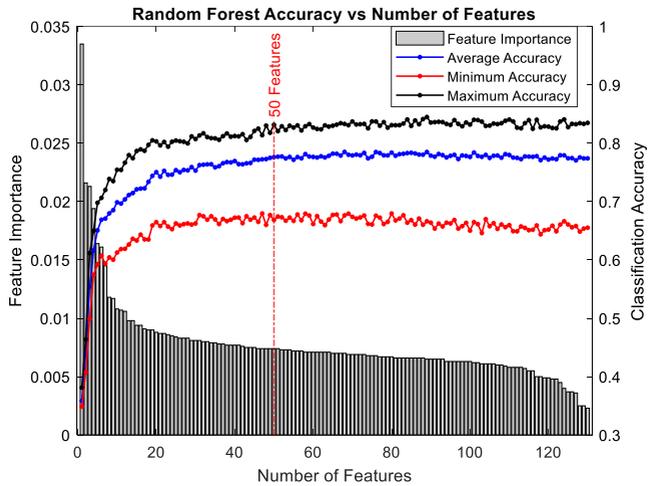


Figure 3.8: Random forest classification performance over the number of features.

3.7 Parameter Tuning

Given that the Random Forests model showed an initial higher performance than bagged and boosted decision trees, only the model parameters of Random Forests were tuned. The objective behind model parameter tuning is to find the ideal parameters in the model that maximize the performance without overfitting the model. This problem can be dealt with by tuning the parameters twice: using the testing data from minimum performance and using the testing data from maximum performance. The 50 features with higher importance were used in both cases. Table 3.6 resumes the parameters and their respective ranges that were varied during parameter tuning. The ranges were established via testing, values below the lower limit resulted in a high decrease of the classification performance, values above the upper limit did not improve the performance.

Table 3.4: Random Forests Parameter Summary

Parameter	Description	Range
Number of Estimators	Number of trees in the model	40-140
Maximum Depth	Maximum depth of each tree	20-34
Minimum Samples	Minimum samples used to split a node	2-100
Maximum Features	Maximum features to be considered at each tree split	Sqrt*, log2*, None*
Bootstrap	Determines if all data instances are available for every tree (False) or only the ones not used by other trees (True)	True/False

*Sqrt equals the square root of the number of total features, log2 equals the log base 2 of the total features and None is equivalent to no restriction.

The highest average accuracy was achieved with 130 estimators, a maximum depth of 24 and a minimum number of 2 samples to split a node. The maximum features considered at each step was calculated with the square root and all data instances were made available for every tree. Table 3.5 displays

the minimum, average and maximum performance over the 5 validation iterations as well as the improvements due to the parameter tuning (PT).

Table 3.5: Random Forests Accuracy using the Model Parameter Values

Measurement	Training Data	Testing Operation Point Groups	Classification Performance (before PT)	Classification Performance (after PT)
Minimum Performance with 50 Features	75%	9 & 10	67%	70%
Average Performance with 50 Features	77%	5 & 7	79%	81%
Maximum Performance with 50 Features	80%	1 & 2	83%	84%

4 Results and discussion

This chapter presents the most important features and the final classification performances of the machine learning model. Next to the classification of 3 classes a model with only 2 classes is shown, where the 2 kardan failures are combined in order to find out, whether a higher performance can be achieved.

4.1 Important Features

Frequency domain features proved to be the most important and discriminant features for the Random Forests model. Table 4.1 resumes the 130 selected features after the p-value (PV) and Pearson coefficient correlation

analysis (PC) and displays the 50 most important features for the Random Forest Model where the classifier reaches its accuracy asymptote. The importance index shows the weight of each feature. The frequency domain contains the most important features, resulting in 74% of the 50 features.

4.2 Classification Results

Figure 4.1 displays the classification performances of the Random Forest Model fitted with the 50 most important features resumed in Table 4.1 and optimal model parameters. The model is more efficient when tested only with two classes (Failure and No Failure), reaching an 84% average overall classification accuracy. Compared to 3 classes, the classification performance of the single failure class model improved, but the model was not able to classify the non-failure data sufficiently. Thus making the model with 3 classes the more suitable one.

The high ability of the model to detect the two kardan shaft failures when labeled as one failure can be explained by the similarity of the two failure modes. Both are located at the same place and result in similar vibration. The problem of the high amount of misclassified non-failure data sets suggests that the model is still underfitted, resulting in non-failure data to be detected incorrectly. Analyzing the results of the 3 classes' model shows a similar average classification performance for all classes, which suggests a better but still underfitted model, as the overall performance is only 76%.

True Class	No Failure	85%	11%	4%
	Bearing Failure	15%	72.0%	13%
	Misalignment	3%	9%	88%
		No Failure	Bearing Failure	Misalignment
		Prediction Class		

True Class	No Failure	74%	26%
	Failure	5%	95%
		No Failure	Failure
		Prediction Class	

Figure 4.1: Random Forests model classification performance confusion matrices, non-failure and 2 failures (top), failure and non-failure (bottom).

Table 4.1: 130 selected features before parameter tuning

Type of variable	Feature category	Feature type	No of features (after PV and PC)	No of most important features	Importance index
Hydraulic pressure	Time domain	Central tendency (mean, slope, max, min)	13	2	0.0121
		Data distribution (kurtosis, skewness)	7	2	0.0216
		Data variation (variance, standard deviation)	1	0	-
	Frequency domain	Spectral centrum fourier transformation	1	1	0.0335
		Fourier coefficients fast fourier transformation	0	0	-
		Power spectral welch density	75	31	0.0213
		Wavelet transformation (mexican wavelet)	6	2	0.0083
	Statistical analysis	Correlation (partial and aggregated correlation)	16	5	0.0067
		Lagenvin model	4	2	0.0145
		Linear regression (aggregated and linear trend)	6	5	0.0150
	Signal analysis	Energy - Entropy	1	0	-
Input motor speed & torque	Time domain	Central tendency (mean, slope, max, min)	0	0	-

4.3 Testing for amount of training data

Especially in mechanical engineering applications, where it is difficult and expensive to generate a great amount of training data, it is crucial to know whether enough data has been available to train the model. For an estimation, the model was trained and tested against a percentage of the original dataset. The 5-fold cross validation has been conducted with the determined best configuration and parameters of the model. In order to keep the testing group distribution constant through the dataset, a percentage of random data instances cannot be sampled from the whole dataset. Instead, a percentage of each operation group was used. All operation group samples were then joined to form the overall sample from the dataset. The behavior of the model against the dataset size is shown in Figure 4.2. Given that no asymptotical behavior has been reached, the accuracy can be increased with a further data collection.

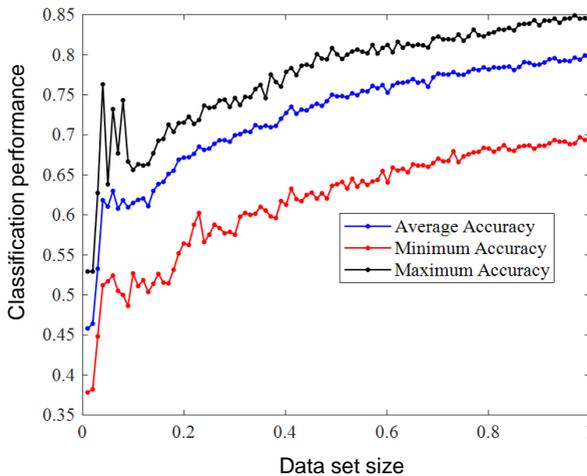


Figure 4.2: Model accuracy versus dataset size.

5 Conclusion

In the presented application of a cleaning loader, a Machine Learning workflow was explained and applied to classify different failure modes on a power train test rig. Components between the failures in the kardan shaft and the location of the evaluated pressure sensors in the hydrostatic transmission cause high superposition of vibrations in the recorded pressure signals. This makes common analysis approaches ineffective. To make use of Machine Learning algorithms multiple preprocessing steps were presented. These steps are representative for applications in mechanical engineering and include the segmentation of the measured data, extraction and selection of features, selection of a machine learning algorithm, training and validation of a created model as well as parameter tuning. Each step contributes to the final performance of the model and needs to be focused on individually for the best outcome. Using random forest decision trees an overall classification performance of 76% was achieved. When combining the two failure modes to one, a performance of 84% is possible, but due to high deviation of individual classification performances this model is inconclusive. Analyzing the amount of training data concludes that further improvements of the model's performance are possible when additional data is available.

The problem at hand poses diverse challenges since it is difficult to establish a relationship between powertrain failure vibrational effects and the performance of a fluid power system. Therefore, establishing a correct set of parameters to extract significant features and the number of optimal features to be extracted state demanding tasks. A greater number of features can amplify the chance of finding discriminant predicting variables for the model, but the computational costs associated with the feature extraction increase correspondently.

As presented in this paper, ML approaches can be helpful, especially in cases where failures are indirectly detected by sensors apart from the origin of failure. The expert-knowledge can be greatly assisted by machine learning

approaches, but a fair amount of knowledge in preprocessing and machine learning algorithms is required in order to create a model with high classification performance, nonetheless. Seeing that this method is still new in the field of mechanical engineering, optimized libraries will be tailored to specific use cases in the upcoming years.

Acknowledgment

The content of this paper was created during the project ProMaschinenDaten, which was funded by the European Union and Nordrhein-Westfalen. Ifas thanks all project partners who participated at the project.



EUROPEAN UNION
Investing in our Future
European Regional
Development Fund



EFRE.NRW
Investitionen in Wachstum
und Beschäftigung

Literature

- [1] Tomasz Żabiński, Tomasz Mączka , Jacek Kluska , Michał Madera , Jarosław Sęp, 'Condition monitoring in Industry 4.0 production systems the idea of computational intelligence methods application', *Procedia CIRP* 79 (2019), 63-67
- [2] Aurélien Géron, 'Hands on Machine Learning with Scikit Learn and Tensor flow', Oreilly publications, 2017, ISBN: 978-1-491-96229-9

- [3] William Press, Saul Teukolsky, William T. Vetterling, Brian P Flannery, 'Numerical Recipes in C: The Art of Scientific Computing', Cambridge University Press (1992), 650-655
- [4] Fulcher, B. D., Little, M. A., & Jones, N. S. (2013). Highly comparative time-series analysis: the empirical structure of time series and their methods. *Journal of the Royal Society Interface*, 10(83), 20130048
- [5] Sejdić, E., Djurović, I., & Jiang, J. (2009). Time–frequency feature representation using energy concentration: An overview of recent advances. *Digital signal processing*, 19(1), 153-183
- [6] Maximilian Christ, Andreas W. Kempa-Liehr, Michael Feindt, 'Distributed and parallel time series feature extraction for industrial big data applications', arXiv 1610.07717 (2016)
- [7] Benjamini, Y. and Yekutieli, D. (2001). The control of the false discovery rate in multiple testing under dependency. *Annals of statistics*, 1165–1188
- [8] Benesty J., Chen J., Huang Y., Cohen I. Pearson Correlation Coefficient. In: *Noise Reduction in Speech Processing*. Springer Topics in Signal Processing, vol 2. Springer, (2009), 37-38
- [9] Laura Toloşi, Thomas Lengauer, 'Classification with correlated features: unreliability of feature ranking and solutions', *Bioinformatics*, Volume 27, Issue 14, (2011), 1986–1994
- [10] Gareth James, Daniela Witten, Trevor Hastie, Robert Tibshirani, 'An Introduction to Statistical Learning', Springer, New York, (2013).
- [11] Peter Harrington, 'Machine Learning in Action', Manning Publications Co. (2012)
- [12] Pengyi Yang, Jean Yee Hwa Yang, Bing B. Zhou, Albert Y. Zomaya, 'A Review of Ensemble Methods in Bioinformatics', *Current Bioinformatics*, Volume 5, Number 4, (2010), 296-308

Compact hydrostatic drive based on secondary control with regulated variable pressure

Jihao Guo ¹ and Ludger Frerichs ¹

¹ Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Germany

E-Mail: j.guo@tu-braunschweig.de; Tel.: (+49)531 391 7196

Abstract

The industry is making effort to build mobile working machines with lighter and more compact constructions. This paper presents a study of a new type of hydrostatic drive system, which working and driving hydraulics are supplied by only one variable displacement pump. The new concept is based on secondary controlled hydrostatic axial piston units, which are working at a supply network with variable pressure. A control strategy for defining the operating pressure has been developed and verified on a test bench. The dynamic performance and the energy-saving potential of the new hydrostatic drive in different duty cycles are analysed on the basis of test results.

Keywords: compact drive, secondary control with variable pressure, wheel loader

1 Introduction and motivation

For cost and space reasons, compact topologies are developed for construction machines up to a performance class of 80 kW. A new type of hydrostatic drive, whose working and driving hydraulics are supplied by only one variable displacement pump, is currently being developed for compact wheel loaders based on a secondary control system. The system topology is schematically presented in figure 1.1. The separate drive and working pump in conventional system have been replaced by one larger pump. Unlike concepts mentioned in [1] [2], this new hydrostatic drive is able to supply both traction drive and working hydraulics at the same time. Besides the advantage of saving components, the new concept enables a flexible power distribution. The flow rates available for each subsystem (working and driving hydraulics) are not limited by the dimension of the single drive or working pump. With the help of the valve system, a connection between the return line in working hydraulics and the high pressure side of the traction drive is possible. This enables the direct use of regenerated energy from working hydraulics, when the working cylinders are driven by active loads.

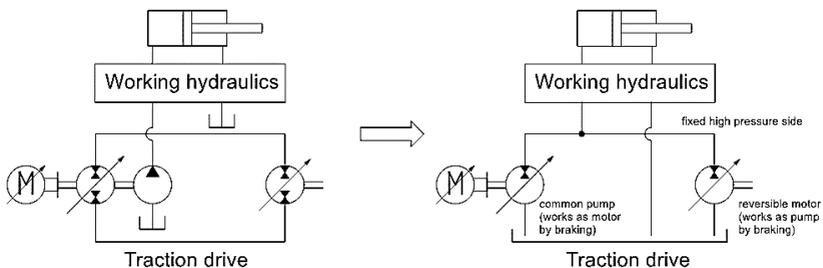


Figure 1.1: Project idea and schematic representation of the system topology.

Considering the difficulties in switching pressure and suction sides of the working hydraulics by reverse and balancing the flow rate difference caused

by differential cylinder [3] [4] [5], the hydrostatic drive has been developed on the basis of an open circuit shown in figure 1.1 (right).

As the high pressure always remains on the same side, reversible drive motor (in swash plate form) is required to fulfill the function of the 4-quadrant drive. By a deceleration forwards rotates the drive motor with negative swivel angle, which leads to the reversal of flow direction in the high pressure pipe. The drive pump also changes its direction for reducing the unnecessary high pressure, if the working hydraulics requires no or low flow rate, which can be covered by the reversed drive motor. In order to meet the request, a secondary controlled hydrostatic axial piston unit has been chosen as the hydraulic motor. Similar to conventional applications of the secondary control, the hydraulic pump and motor are regulated by pressure and rotary speed/torque controller respectively. The accumulator, which is typically used to cover flow peaks in conventional applications [6], should be downsized in consideration of the limited packaging space. According to the manufacturer's experience and the maximum pressure ratio of the bladder accumulator, two 10 l accumulators with respectively 50 and 170 bar gas precharge pressure have been applied on the high pressure side (maximum pressure 315 bar). The research begins with a pre-loaded (16 bar) low-pressure side, which permits a higher rotation speed limit of the chosen axial piston units. The layout of these adjustments or supplements required by the secondary control system will be presented in chapter 3, figure 3.1 in detail. The long-term goal is to develop a hydrostatic drive based on an open circuit without accumulators.

In the first part of the paper, control strategies have been developed considering dynamic requirements and system efficiency. The functionality of the system structure and the corresponding controlling has been verified on the test bench with the focus on system dynamic. Different static operating points, critical transition phases and specific duty cycles of a wheel loader are considered. The final part of the paper is an analysis of the possibilities for optimising or simplifying the system structure and control, which serves as a

prerequisite for the implementation of the new drivetrain concept in real machines.

2 Development of control strategy

Due to the changing of system topology and control concept, new control strategy should be drawn up. The main focus of the development aims to meet high dynamic demands of the coupled hydraulic circuit and preventing the unfavorable interaction of the driving and working hydraulics.

The load pressure in both driving and working hydraulics changes rapidly in typical duty cycles. In order to achieve higher efficiency with the help of a needs-oriented supply, the hydrostatic drive based on secondary control should work at a supply network with variable pressure, which differs from its conventional applications. The main task of the control strategy is defining this variable adjustable operating pressure. In addition, a control strategy for limiting the drive motor swivel angle should be developed to prevent significant pressure drop in the hydraulic circuit, when the system supply reaches its power or flow rate limit. Therefore, the priority of working hydraulics would be always guaranteed.

The system pressure is dependent on both traction drive and working hydraulics because of the direct connection between two subsystems. The output torque M_{Out} of the traction drive is proportional to the product of displacement volume of the hydraulic motor V_M (or swivel angle of the hydraulic motor α_M) and the system pressure p_{Sys} ($M_{Out} = \frac{p_{Sys}V_M}{2\pi} = \frac{p_{Sys}V_{M,max}\alpha_M}{2\pi}$). As the axial piston units have higher efficiency when operating with larger swivel angles [7], the pressure in traction drive should be kept as low as possible. The pressure level in working hydraulics is generally lower than traction drive according to [8] [9] and the measurement data, therefore a possible lower target pressure in traction drive would reduce the throttling losses between

the two subsystems, which means improving the efficiency of the entire system.

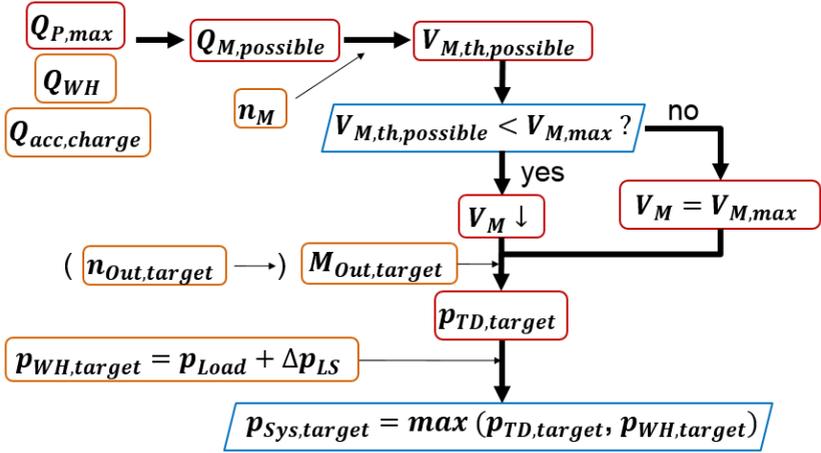


Figure 2.1: Schematic representation of the control strategy [4].

The control strategy shown in Figure 2.1 is used for defining the target system pressure $p_{Sys,target}$. Flow rates for the working hydraulics Q_{WH} (incl. steering system) and charging the accumulator $Q_{acc,charge}$ are always guaranteed. Therefore, the maximal available flow rate for traction drive $Q_{M,possible}$ is calculated with equation 2.1:

$$Q_{M,possible} = Q_{P,max} - Q_{WH} - Q_{acc,charge} \quad (2.1)$$

In the following step, the swivel angle or the displacement of the drive motor V_M is adjusted according to the available flow rate $Q_{M,possible}$ and its current shaft speed n_M , in order to avoid undersupply of the pump. Equation 2.2 represents the maximum allowance of the displacement of the drive motor $V_{M,th,possible}$

$$V_{M,th,possible} = \frac{Q_{M,possible}}{n_M} \quad (2.2)$$

If the motor controller is in torque control mode, the target pressure of traction drive $p_{TD,target}$ can be defined with equation 2.3. The target output torque $M_{Out,target}$ depends on operations (for example acceleration pedal) of the driver. Considering the nominal pressure of the secondary control system, the value will be restricted in the range of 20 to 315 bar.

$$p_{TD,target} = \frac{2\pi M_{Out,target}}{V_M} \quad (2.3)$$

However, further equations are necessary for establishing mathematical relation between the target rotary speed of the hydraulic motor and the target torque, if the controller is in speed control mode. This equation will be explained in detail in the next segment of this chapter.

On the other hand, the working hydraulics could be considered as Closed Center Load-Sensing system. Its target pressure $p_{WH,target}$ could be defined with equation 2.4:

$$p_{WH,target} = p_{Load} + \Delta p_{LS} \quad (2.4)$$

The target system pressure should follow the higher value:

$$p_{Sys,target} = \max(p_{WH,target}, p_{TD,target}) \quad (2.5)$$

If $p_{TD,target} > p_{WH,target}$, the unnecessary pressure for working hydraulics would be throttled by pressure compensator valves (test approach see figure 3.1, part of the flow control valve in the supply line of working hydraulics). On the contrary, the displacement of the drive motor must be further reduced, in order to keep the output torque in its target value.

As mentioned above, if the motor controller is in speed control mode, the relation between target speed $n_{out,target}$ and target torque $M_{out,target}$ still needs to be established. The output torque of the drive motor actually means

the accelerating ability or in other words, the ability, to compensate the difference between the current and the target speed. Therefore, the target pressure of traction drive, which is proportional to target torque, should also demand on the speed difference Δn .

$$p_{TD,target} = f(M_{out,target}) = f(\Delta n) \quad (2.6)$$

By selecting function form and setting parameters in equation 2.6, the following criterions should be considered:

1. the traction drive must deliver appropriate torque, in order to compensate the speed difference within acceptable time without overshoot
2. the target pressure should be possibly slow varied, in order to avoid extremely high dynamic demands on secondary control system

With the help of simulation, the following function is selected for the determination of target pressure in traction drive:

$$\{p_{TD,target}\} = 2 * \{\Delta n\} \quad (2.7)$$

{ } – Value of the parameters ($p_{TD,target}$ in bar, Δn in min^{-1}).

3 Verification on the test bench

3.1 Test bench layout

In the next step, functionality of the hydrostatic drive has been proved on the test bench, shown in figure 3.1. The electric motor 1 (EM 1) simulates the diesel engine and works as system supply, while the second electric motor (EM 2) simulates the driving resistance. The working hydraulics has been simplified, as the challenging point of the research is the control of the hydrostats. The total flow rate in working hydraulics is emulated by a flow control valve, while the pressure in working hydraulics, which depends on the highest pressure load, is simulated with the help of a pressure relief valve. The return

flow by active loads, which is simulated by the combinations of feed pump and flow control valve on the test bench, has also been considered. In the traction drive, the pressure in the suction side has been preloaded (16 bar) and kept stable with the help of feed pump below and the low pressure accumulator. Two high pressure accumulators, which are necessary in conventional applications, are used. As mentioned above, the possibility of application without those additional components will be investigated according to the test data. Therefore, all the accumulators can be separated from the main circuit with switch valve or stopcock.

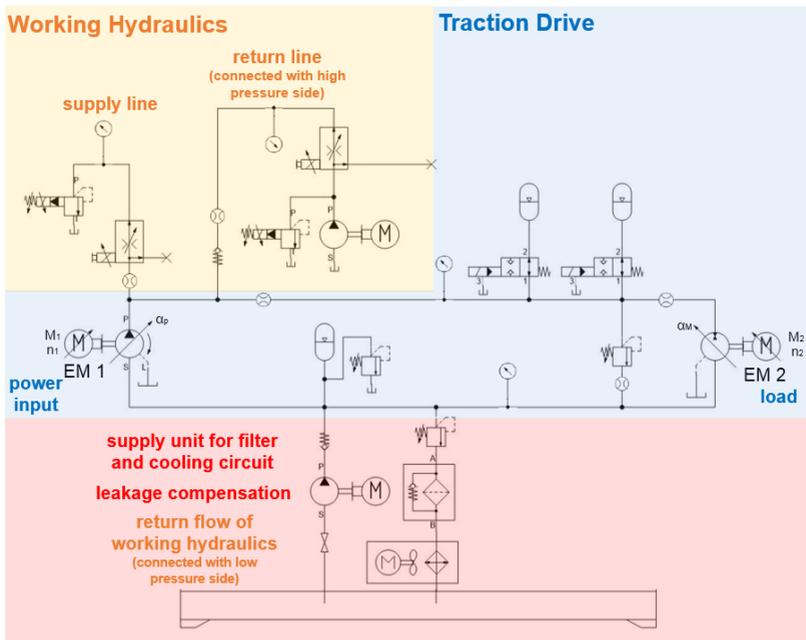


Figure 3.1: Schematic circuit diagram of the test bench.

The settings of the main characteristics of the test bench are shown in the Table 3.1 below.

Table 3.1: Main characteristics of the test bench

Parameter	Value	Unit
Displacement hydraulic pump $V_{P,max}$	71	cm ³
Displacement hydraulic motor $V_{M,max}$	71	cm ³
Speed hydraulic pump n_p	1800	min ⁻¹
Speed range hydraulic motor n_M	-2500 to 2500	min ⁻¹
Max. torque hydrostat $M_{P,max}$, $M_{M,max}$	340	Nm
Max. system pressure $p_{Sys,max}$	315	bar
Preload low pressure side p_{ND}	16	bar
Max. flow rate in working hydraulics $Q_{WH,max}$	53	l/min
Max. pressure in working hydraulics $p_{WH,max}$	210	bar
Accumulator volume (each)	10	l

Measurements have been performed during different applications of the real machine as preparation. The control signals of the valves and electric motors have been given according to these measured data (pressures and flow rates in traction drive and working hydraulics), in order to build the same load cycles on test bench. In the first step, the functionality of the hydraulic drive is verified in speed control mode. Which means the rotary speed of the hydraulic motor in the real wheel loader is given to the motor controller as the target value.

3.2 Verification of the new concept

To evaluate the performance of the hydrostatic drive by practical applications, different duty cycles (*Y, Load & Carry and VDI forklift cycles* [3]) are tested. Only results of the most representative *Y* duty cycle will be shown in this chapter. A test without the high pressure accumulators has also been carried out.

3.2.1 Dynamic properties

The most important criteria of the verification is to make sure the rotary speed of the drive motor n_{out} can follow its target value $n_{out,target}$, while the required flow rate for working hydraulic $Q_{WH,target}$ is guaranteed. The results of applications with (green lines) and without accumulator (blue lines) are shown in figure 3.2.

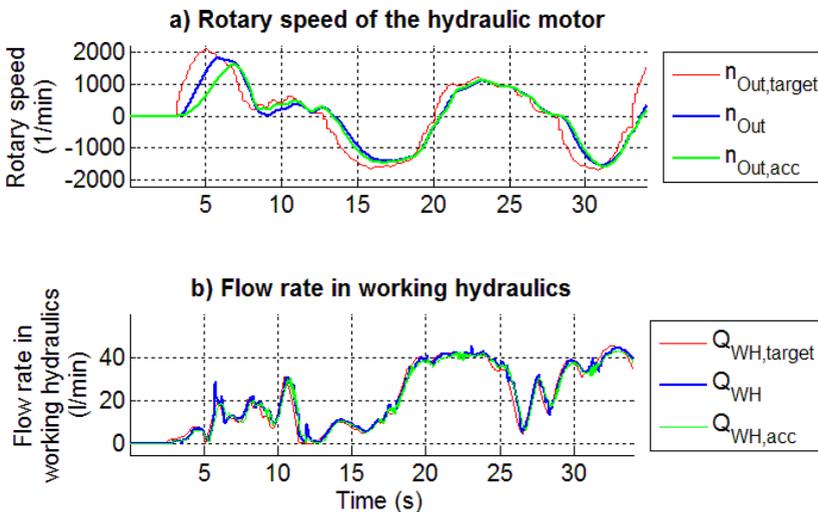


Figure 3.2: Verification of the new hydrostatic drive (*Y* duty cycle).

As shown in the figure 3.2, rotary speed of the drive motor follows its target value except the starting phase (from 3 to 7 s in figure 3.2 a). A delay would always exist because of the control strategy, as the pressure in system p_{sys} would not increase until a difference between the actual and target speed appears. It is obvious that the high pressure accumulators, which require high flow rate by charging, have negative influence on the starting. The system pressure increases slowly (figure 3.3 a) even if the pump already works with maxial swivel angle (figure 3.3 b), which leads to a late and slow acceleration.

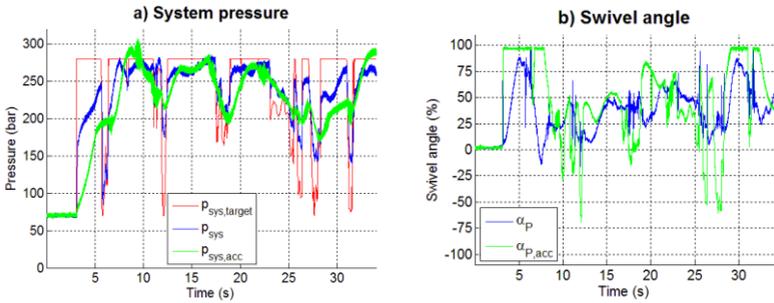


Figure 3.3: System parameters in the course of Y duty cycle.

It is noticeable that the system pressure tracks its target value better, when the high pressure accumulator is separated from the main circuit. However, the swivel angle of the pump α_p trends to vibrate when the peak flow is not covered by accumulators. Therefore, downsized accumulator or intelligent control are required for long-term operations.

3.2.2 Energy efficiency

In this chapter, the influence of accumulator on system efficiency is analysed. Figure 3.4 shows the power consumption of the system P_{In} (measured on the input shaft of the hydraulic pump) during one complete Y duty cycle. As the target output power of the two applications are similar, the input power could

be used to analyse the system efficiency qualitatively. In the next step, the efficiency has been calculated with the equation 3.1 and compared in table 3.2.

$$\eta = \frac{E_{Out}}{E_{In}} = \frac{\sum P_{Out}\Delta t}{\sum P_{In}\Delta t} \tag{3.1}$$

$E_{In/Out}$ – Input/Output energy during a Y duty cycle

$P_{In/Out}$ – Input/Output power

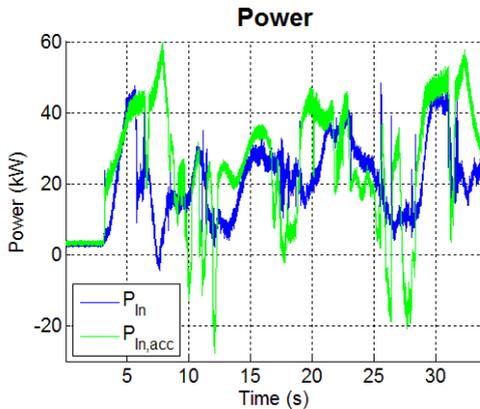


Figure 3.4: Power consumption in the course of Y duty cycle.

Table 3.2: System efficiency by applications with/without accumulators

Y duty cycle	Without accumulators	With accumulators
System efficiency	45.26%	43.85%

As shown in figure 3.4, the peak input power of the system with accumulators is much higher because of the charging of the high pressure accumulators,

especially when they are in operation. Although the energy will be released when the accumulators are discharged (pressure drop in system), the continuous charging and discharging processes result in energy losses. At some operating points, the regenerated energy from the traction drive cannot be directly used for operating the working equipment because of the influence of accumulators. Furthermore, the output of the drive side (EM 1) is relative unstable, which may also be one of the reasons of lower efficiency. According to the result shown in table 3.2, the efficiency of the hydrostatic drive increases by 1.5% during one Y duty cycle, if the high pressure accumulators are separated from the system. The calculation is made under the assumption that the negative input power (see green line in figure 3.4) could be recuperated without any loss, which means the difference in efficiency is even higher in practical application.

4 Conclusion and outlook

The paper presents the development of a hydrostatic drive with an integrated supply of working hydraulics for mobile machines based on secondary control. The system should work at a supply network with variable pressure in order to achieve higher efficiency. Control strategies for determining this target system pressure has been developed. In the next step, functionality of the whole system has been verified on the test bench. Not considering the response delay caused by the control strategy and the controller, the difference between target and actual motor rotary speed can be kept under 200 min^{-1} except the starting phase (offsets by ac-/deceleration have been removed by calculation). The flow rate in working hydraulics follows its target value with acceptable vibrations. These results demonstrate that the new system is able to meet the requirement of common duty cycles of wheel loaders. However, the accumulators, which are required for normal applications of secondary control (constant pressure), have negative influence on the

dynamic and efficiency of the new hydrostatic drive. Although the test bench results showed that an application without peak cover function of accumulators is possible, however, there are also problems such as vibration of the pump swivel angle that requires further assessment and needs to be addressed.

In the following step, an intelligent controller will be developed to cover the peak flow and thus replace the accumulators. The verification will be subsequently performed with complete working hydraulics and equipment. Finally, the possibility of implementation with present available components for mobile applications will be researched.

5 Acknowledgements

The content of this contribution is mainly based on the research project “Leistungsverzweigter Fahrtrieb mit integrierter Versorgung der Arbeitsantriebe für mobile Maschinen”, IGF-Vorhaben Nr. 18092 N/1. The authors would like to thank the research association Forschungskuratorium Maschinenbau e. V. – FKM, the Forschungsvereinigung Baumaschinen und Baustoffanlagen of the VDMA and the belonging companies for supporting the project.

Literatur

- [1] T, Hannig: Patent DE 10 2004 048 475 A1: Antriebssystem für eine mobile Arbeitsmaschine, insbesondere Flurförderzeug. Angemeldet am 05.10.2004, Erloschen am 06.10.2011.
- [2] T, Seppo: Patent DE 10 2006 025 985 A1: Hydrostatischer Antrieb mit einem offenen hydraulischen Kreislauf und einem geschlossenen hydraulischen Kreislauf. Angemeldet am 02.06.2006.

- [3] J. Guo; L. Frerichs: Development of a hydrostatic transmission with integrated supply for working hydraulics, 12th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 2020
- [4] J. Guo; H.N Kossen; L. Frerichs: Aufwertung hydraulischer Antriebe am Beispiel Radlader, 10th MHK, Braunschweig, Germany, 2018
- [5] J. Guo: Project final report: Leistungsverzweigter Fahrtrieb mit integrierter Versorgung der Arbeitsantriebe für mobile Maschinen, Germany, 2020
- [6] N.N: Data Sheet - Bosch Rexroth RE 92057/03.2019, [https://md.boschrexroth.com/borexmvz2-internet/oragetblob.jsp?db=brmv2&item=advasta.v\\$m\\$d\\$lobvalues&id=14610,1,1210222&download=re92057_2019-03.pdf](https://md.boschrexroth.com/borexmvz2-internet/oragetblob.jsp?db=brmv2&item=advasta.vmd$lobvalues&id=14610,1,1210222&download=re92057_2019-03.pdf), (Abrufdatum: 16.05.2020)
- [7] T. Fleczoreck; T. Kohmäscher; H. Jähne: Project final report: Fortsetzungsprojekt Untersuchung und Weiterentwicklung von Antriebsstrangkzepten mobiler Arbeitsmaschinen – Erstellung eines Softwaretools -, Germany, 2009
- [8] N.N: Shop Manual - WA70-6 Wheel Loader, Komatsu VEBM550101/11.2010
- [9] L. Roos; J. Untch: Traktorhydraulik. In: Frerichs, L. (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2012, 2012, Page 1-1

Auflösung von geländeseitig verursachten Antriebsverspannungen bei hochmobilen Arbeitsmaschinen

Stefan Herr¹, Werner Müller², Johannes Müller² und Udo Eckloff³

¹ *Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Deutschland*

E-Mail: stefan.herr@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48652

² *Müller Landmaschinen GmbH, Bonndorf, Deutschland*

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

³ *Udo Eckloff Beratung, Horb am Neckar, Deutschland*

E-Mail: udo@cerrillares.com; Tel.: (+49)7457 6277522

Kurzfassung

Bei schweren Arbeitsmaschinen, treten regelmäßig Antriebsverspannungen auf. Diese resultieren insbesondere daraus, dass herkömmliche Antriebsstränge mit Längs- und Querdifferenzialen systembedingt die auftretenden Drehzahlunterschiede im Gelände nicht ausgleichen können. Aktuell werden diesen Gegebenheiten durch Überdimensionierung der mechanischen Antriebsstränge kompensiert. Ziel des Projektes war, die straßen- und geländeseitig verursachten Antriebsverspannungen aktiv an den angetriebenen Rädern zu kompensieren, bevor sie in das Gesamtsystem eintreten können. Zentrales Element ist hierbei ein Planetengetriebe, dessen Hohlrad über eine hydraulische Einheit mit dem Fahrzeugrahmen verbunden ist. Über eine Ventilsteuerung der hydraulischen Einheit, lässt sich ein gezielter Freiheitsgrad in das Gesamtsystem einbringen. Durch die Entwicklung einer realen Antriebs-einheit und Integration in eine Simulation eines schweren 8 × 8 Geländefahrzeugs konnte nachgewiesen werden, dass es möglich ist, diese Antriebsverspannungen im besten Fall komplett zu verhindern. Extern eingeprägte

Drehmomentspitzen werden direkt am Rad gestoppt bevor Verspannungen entstehen können.

Schlagworte: Drehmoment, Drehmomentspitze, Peak, Verspannung, Antriebsstrang, Fahrtrieb, Allradantrieb

1 Einleitung

Offroad-Fahrzeuge und mobile Arbeitsmaschinen stellen in ihren Anwendungsgebieten hohe Anforderungen an ihr Antriebssystem. In jeder Fahrsituation soll die maximale Zugkraftübertragung bei gleichzeitig optimaler Radrehzahl erfolgen. Bei Antriebssträngen herkömmlicher Bauart wird versucht, dies über Differentiale zu realisieren. Dabei muss ein Kompromiss zwischen Drehzahlausgleich und maximal übertragenem Drehmoment getroffen werden.

Hier setzt das Line-Traction 3 (LT3) Konzept an, es verbindet die Vorteile von Differentialen mit denen eines starren Allradantriebs. LT3 basiert auf einem starren Allrad mit Zentralantrieb. Der Drehzahlausgleich findet in hydraulisch geregelten Superpositionsgetrieben an den angetriebenen Rädern statt. Diese LT3 Einheiten bestehen aus einem Planetengetriebe mit integrierter Radialkolbeneinheit, welche mechatronisch über ein Proportionalventil angesteuert wird. Durch verschiedene Regelstrategien lassen sich somit, neben reinem Drehzahlausgleich, weitere Zusatzfunktionen wie z.B. Torque Vectoring realisieren. [1], [2]

1.1 Auftreten von Drehmomentspitzen - Peaks

Eine weitere interessante Zusatzfunktion ist das Eliminieren von extern auf den Antriebsstrang aufgeprägten Lastspitzen aufgrund von Geländeegen-

schaften, sogenannten Peaks. Diese unerwünschten Belastungsspitzen entstehen durch das unterschiedliche Überfahren von Fahrbahnebenheiten einzelner Räder, wie z.B. Randsteinen, Schlaglöchern oder anderen Geländestructuren abseits der Straße. Überrollt ein Rad ein Hindernis (Abbildung 1.1), muss es abhängig vom Neigungswinkel des Hindernisses einen größeren Weg s_2 zurücklegen, als die anderen Räder. Dazu ist, bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit, eine höhere Drehzahl erforderlich. Das Rad müsste beschleunigen, dies geschieht allerdings aufgrund der Trägheit im System nicht. Tatsächlich wird das Rad beim Auffahren auf das Hindernis abgebremst und eilt dem Fahrzeug nach.

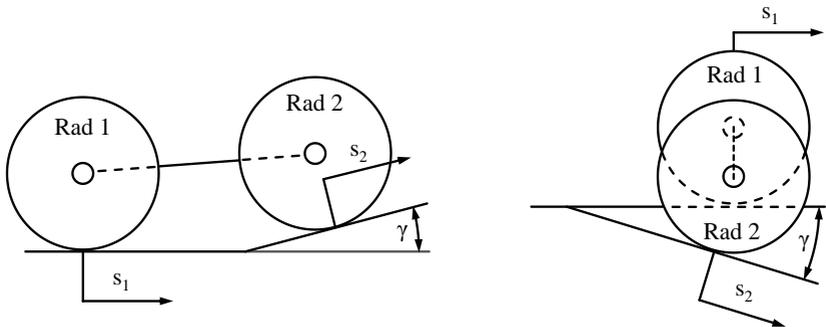


Abbildung 1.1: Beispiele für unterschiedliche Abrollwege einzelner Räder bei Fahrbahnebenheiten, nach [3].

Weder Längs- noch Achsdifferenziale gleichen den entstandenen Drehzahlunterschied systembedingt aus. Der Ausgleich über das Achsdifferential ist nicht möglich, da die Drehzahl des gegenüberliegenden Rades nicht erhöht werden kann. Über die Längsdifferenziale ist ein Ausgleich aufgrund des schnellen Auftretens und der damit verbundenen hohen Drehzahländerungsrate ebenfalls nicht ausreichend schnell möglich. Die Folge ist ein Drehmomentanstieg am Rad und Verspannen des Antriebsstrangs. Rollt das Rad vom Hindernis abwärts, baut sich die Verspannung schlagartig wieder ab und wird teilweise

durch den größeren Abrollweg s_2 beschleunigt. Es kann dabei zu einer Voreilung gegenüber dem Fahrzeug und beschleunigenden Drehmomentspitzen kommen.

2 Konzept und Versuch

Die auftretenden Peaks sollen durch Einführung eines mechatronisch regelbaren Freiheitsgrades und Abführung der Stöße aus dem System eliminiert werden. Hierzu wird ein Antriebstrang auf Basis des LT3-Konzeptes herangezogen. Es handelt sich um einen starren Allradantriebsstrang ohne Differentiale. Diese werden durch einfache Kegelradstufen ersetzt. Zwischen Kegelradstufe und Radkopf ist jeweils eine „Peak Compensator“-Einheit kurz PC-Einheit verbaut (Abbildung 2.1).

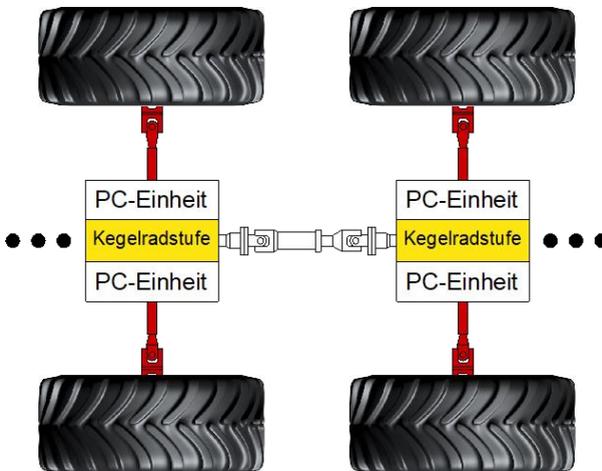


Abbildung 2.1: Einbausituation PC-Einheiten im Antriebsstrang.

Die PC-Einheit besteht im Kern aus einem Planetengetriebe, welches mit einer Radialkolbeneinheit kombiniert wird (Abbildung 2.2). Die Eingangsleistung fließt, bei stehendem Hohlrade (blau), über die Sonne (gelb) zur Ausgangsseite (rot), dem Planetenträger. Das Hohlrade ist auf seiner Außenseite als Kurvenscheibe ausgeführt. Diese Kurvenscheibe stützt sich über hydraulische Kolben auf einer Drucksäule ab. Über ein Proportionaldrosselventil kann der Hochdruck an den Kolben abgebaut werden. Somit entsteht ein Freiheitsgrad im System. Durch eine geeignete Regelung des Freiheitsgrades sollen die Peaks über die Hydraulik am Proportionaldrosselventil abgebaut werden um eine Fortpflanzung der Verspannung im Antriebsstrang zu vermeiden und somit Schäden vorzubeugen. Ziel ist es im Folgenden, zu evaluieren ob die Peaks durch den Freiheitsgrad reduziert oder sogar eliminiert werden können, ohne dass der Vortrieb eingeschränkt wird.

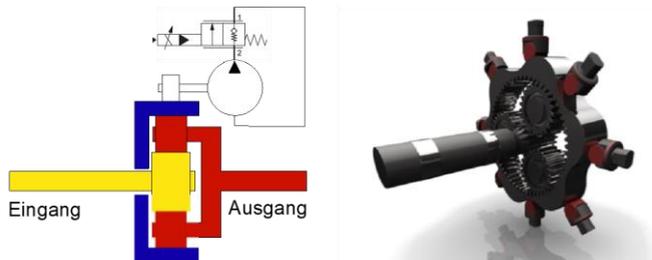


Abbildung 2.2: Vereinfachtes Schema PC-Einheit (links) und 3D-Darstellung (rechts).

2.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau ist der Einbausituation im realen Fahrzeug nachempfunden. Wie in Abschnitt 2 beschrieben ist die prototypische PC-Einheit zwischen Kegelradstufe und Radkopf verbaut. Eine schematische Darstellung des Aufbaus ist in Abbildung 2.3 zu sehen. Im Versuch werden Fahrtrieb und Fahrwiderstand durch jeweils eine Asynchronmaschine (ASM 1 und ASM 2)

simuliert. Die beiden Einheiten sind baugleich und liefern jeweils im Nennpunkt 130 kW bei 1780 1/min und 700 Nm. Die Asynchronmaschinen sind über Getriebe mit der Eingangs- (Getriebe 1) und Ausgangsseite (Getriebe 2) des Prototyps verbunden.

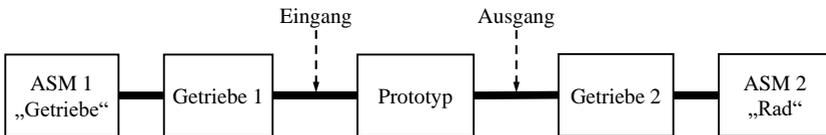


Abbildung 2.3: Schema Versuchsaufbau Antriebssystemprüfstand.

Um einen Einblick in den Zustand des Systems während der Versuche zu bekommen ist der Prüfstand mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet. An Eingangs- und Ausgangsseite sind Drehmoment und Drehzahl durch sensorische Ermittlung bekannt. Außerdem werden alle Zylinderdrücke, Saug- sowie Hochdruck und die Temperaturen von Öl und Gehäuse gemessen. Auch der Steuerstrom zum Proportionaldrosselventil wird zum Abgleich durch den Spannungsabfall über einen definierten Widerstand gemessen.

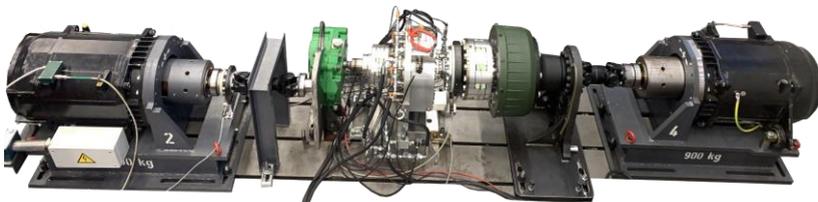


Abbildung 2.4: Versuchsaufbau Antriebssystemprüfstand.

Die Steuerung des Prüfstandes erfolgt über einen CAN-Bus. Über diesen können Drehzahl oder Drehmoment der Asynchronmaschinen frei eingestellt

werden. Die PC-Einheit und ihr Steuerventil werden von einer Maschinensteuerung angesprochen, welche ebenfalls per CAN-Bus angebunden ist. Ein Zentralrechner mit der Softwareumgebung „Simulink-Realtime“, steuert den kompletten Versuchsablauf automatisch um reproduzierbare Ergebnisse zu erreichen. Dieser Rechner ist zusätzlich an die Messtechnik angebunden um Messungen zu triggern und Steuersignale aufzuzeichnen.

2.2 Versuchsdurchführung

Der Prüfzyklus entspricht einer realen Teststrecke. Auf dieser überfährt das Fahrzeug eine 60 m lange Prüfstrecke auf der links und rechts alternierend Bumper angebracht sind. Diese 260 mm hohen konkaven Hindernisse werden jeweils von den linken und rechten Rädern des Fahrzeuges überrollt. Abbildung 2.5 zeigt die Nachbildung der realen Strecke in einer Simulation. Beim herangezogenen Referenzfahrzeug handelt es sich um ein geländegängiges 8x8 Fahrzeug mit 30 t zulässigem Gesamtgewicht. Der Antriebsstrang des Fahrzeuges wird zentral von einem Dieselmotor angetrieben und das Drehmoment mechanisch über Getriebe sowie Längs- und Achsdifferentiale an die Räder übertragen.

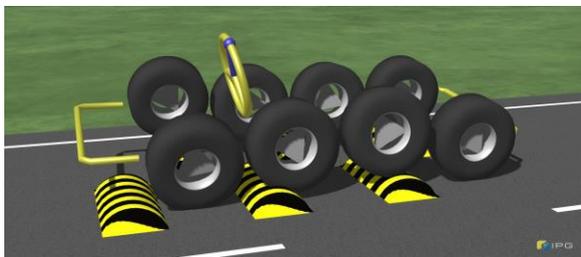


Abbildung 2.5: Nachbildung der Strecke in der Simulation.

Aus Versuchen der realen Überfahrt dieser Strecke und Simulation wurden die Drehmomentprofile an der Achswelle zwischen Achsdifferential und Radkopf des Fahrzeuges ermittelt. Daraus wurde ein repräsentatives Drehmomentprofil ausgewählt und als Belastungsmoment für die Ausgangsseite der PC-Einheit genutzt. Über ASM 2 wird in allen Versuchen dieser Drehmomentverlauf dem Ausgang der PC-Einheit aufgeprägt. Die Eingangsseite wird über ASM 1 mit konstanter Drehzahl angetrieben. Abbildung 2.6 zeigt einen Teilausschnitt des am Prüfstand gemessenen Drehmoments am Ausgang nach Aufprägung durch die Asynchronmaschine. Ein positives Drehmoment entspricht einer Last gegen die Drehrichtung des Antriebes, während ein negatives Moment das System beschleunigt. Beim Abrollen vom Hindernis ist das Drehmoment am Ausgang nach Absatz 1.1 negativ oder nahe Null.

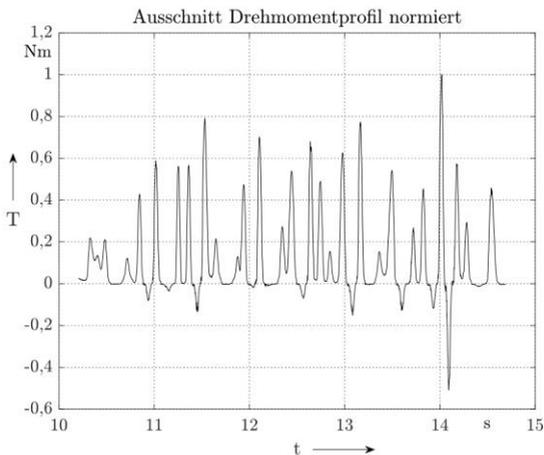


Abbildung 2.6: Ausschnitt des gemessenen Drehmomentprofils (normiert) an der Ausgangsseite der PC-Einheit.

Für die Versuchsreihe wurde der Stellstrom des Proportionaldrosselventils in den Stufen [0 mA, 300 mA, 350 mA, 400 mA, 450 mA, 500 mA, 550 mA] variiert. Der Sprung zwischen 0 mA und 300 mA kommt durch das Plateau der

Ventilkennlinie zu Stande, unter 300 mA findet keine Öffnung des Ventils statt. Es wurden zehn identische Versuche für jeweils einen Stellstrom durchgeführt, da aufgrund der Dynamik der Drehmomentvorgabe, die Reaktion von Prüfstand und Prototyp einer Schwankung unterliegen.

3 Ergebnisse

Betrachtet man die Drehmomente am Ausgang so ist festzustellen, dass sich die Peaks deutlich absenken lassen. In Abbildung 3.1 sind für jeden Stellstrom jeweils die Verteilung des maximal und minimal auftretenden Drehmoments am Ausgang dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Beträge in beiden Diagrammen mit der Öffnung des Proportionaldrosselventils abnehmen. Zudem sinkt allgemein die Varianz mit zunehmendem Stellstrom. Die negativen Peaks verschwinden ab 450 mA vollständig. Sowohl bei den Minima als auch bei den Maxima stellt sich ab 400 bis 450 mA ein Plateau ein. Insgesamt steigt dadurch auch der Median des Ausgangsmomentes um bis zu 110 % an. Mit 550 mA nimmt die Varianz der Maxima wieder zu, da das Ventil nun so weit geöffnet ist, dass Eingang und Ausgang weitestgehend entkoppelt sind. Der Ausgang kann frei drehen. Dies führte am Prüfstand bis zur Umkehr der Drehrichtung am Abtrieb. Ein für die Anwendung im Fahrzeug unerwünschter Fall, da hier keinerlei Zugkraft vom Antrieb mehr übertragen werden kann. Im Ergebnis tragen Stellströme über 450 mA im Anwendungsfall allerdings nicht mehr zur Reduktion der Peaks bei.

Es galt zu überprüfen in wie weit ein Vortrieb zu Beginn des Plateaus gewährleistet ist. Dazu betrachten wir die Versuche mit 400 mA Stellstrom genauer. Wie in Abbildung 3.2 zu erkennen ist sind die Drehzahlen am Ausgang im gesperrten Zustand bei 0 mA und im geöffneten Zustand bei 400 mA vergleichbar. Es findet kein nennenswerter Einbruch statt, die Drehzahlen bei 400 mA sind gedämpft was auf verbesserte Fahreigenschaften schließen lässt. Die Eingangsdrehzahlen sind ebenfalls unverändert konstant.

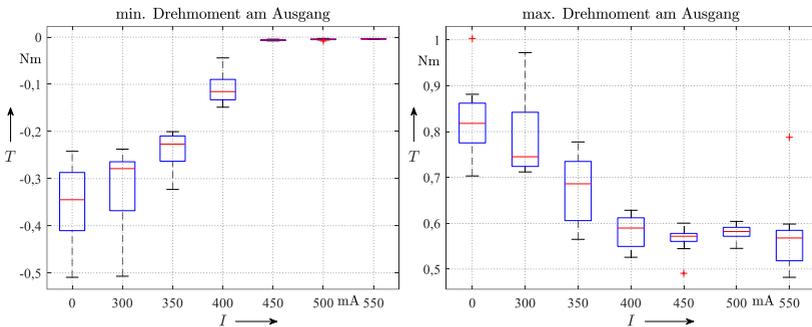


Abbildung 3.1: Verteilung der minimalen/maximalen Drehmomente am Ausgang normiert auf den absoluten Maximalwert.

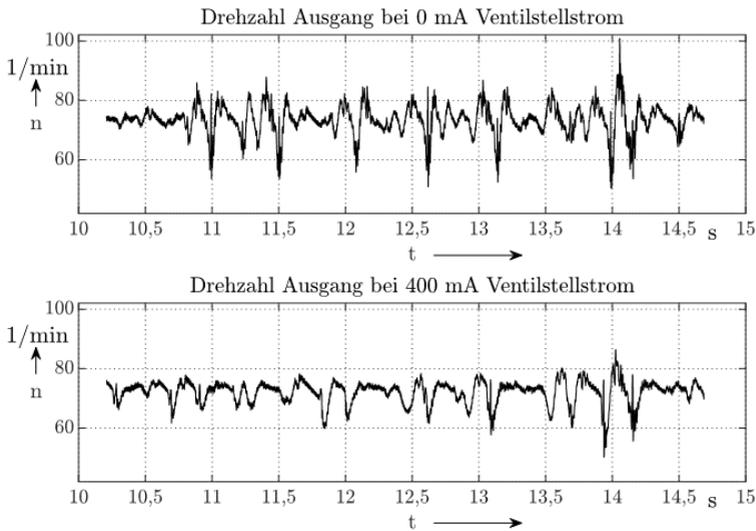


Abbildung 3.2: Drehzahlen einzelner Versuche am Ausgang.

Durch die teilweise Entkopplung von Ein- und Ausgang sinken die Peaks bei nahezu gleichbleibender Eingangs- und Ausgangsdrehzahl. Durch die Freigabe

des Freiheitsgrades wird das Drehmoment am Ausgang begrenzt. Das von der ASM 2 aufgeprägte Drehmomentprofil kann am Ausgang nicht abgebildet werden. Die Leistung fließt in den Antrieb des Hohlrades und wird am Proportionaldrosselventil in Wärme umgewandelt. Verspannungen im Antriebsstrang infolge von externen Drehmoment Peaks treten nach Systemeingriff nicht oder nur stark gedämpft auf.

Beim Versuchsaufbau handelt es sich um eine „open loop“-Konfiguration. Während Eingangsdrehzahl und Drehmomentprofil im Versuch fest vorgegeben werden, sind diese in der Realität abhängig von Antriebsstrang- und Fahrzeugdynamik, welche durch den neuen Freiheitsgrad beeinflusst werden. Eine grundsätzliche Reduzierung von Peaks ist mit dem aufgezeigten System möglich, es lässt sich jedoch zum augenblicklichen Stand der Entwicklung noch keine abschließende Beurteilung über die Qualität der Funktion im Fahrzeug treffen. Die Herausforderung am Prüfstand liegt dabei insbesondere bei den hohen dynamischen Drehmomenten und der Darstellung der Systemträgheit eines realen Antriebsstrangs. Zur abschließenden Beurteilung sind zusätzlich ein „closed loop“ Ansatz und konkrete Fahrversuche mit PC-ausgerüsteten Fahrzeugen nötig. Die Übertragbarkeit des Ansatzes auf weitere Fahrzeugklassen ist durch den modularen Systemaufbau vergleichsweise einfach. Eine Kosten-Nutzen-Bewertung steht noch aus. Da es sich beim Peak-Compensator um eine Zusatzfunktion des LT3-Antriebes handelt, ist diese Bewertung nur gesamtheitlich sinnvoll.

Danksagungen

Gefördert durch: Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Literatur

- [1] Müller, W.; et al.: Anforderungen an den Antriebsstrang eines schweren Nutzfahrzeugs, ATZoffhighway, 8 (2015) H. 2, S. 26–37, doi: 10.1007/s35746-015-0017-1
- [2] 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
- [3] Wünsche, M.: Elektrischer Einzelradantrieb für Traktoren. Zugl.: Dresden, Techn. Univ., Diss., 2005. Dresden: TUDpress Verlag der Wissenschaften, 2005 (Dresdner Forschungen Maschinenwesen 18)

Hydraulik in elektrifizierten mobilen Arbeitsmaschinen

Dierk Peitsmeyer¹ und Eneko Goenechea¹

¹ *Bucher Hydraulics, Industriestr. 1, 79771 Klettgau, Deutschland*

E-Mail: dierk.peitsmeyer@bucherhydraulics.com; Tel.: (+49) 7742 852-285

Kurzfassung

Politische Forderungen zur CO₂-Reduzierung wird neben weiteren Technologien die Elektrifizierung voranbringen. Insbesondere ist die Steigerung der Energieeffizienz ein erklärtes Ziel. Elektro-Mechanische Antriebe sind für den Baumaschineneinsatz nicht optimal geeignet. Der Hydraulikzylinder wird der ideale Linearantrieb bleiben. Hydraulischen Ventilsteuerungen werden trotz Drosselverlusten weiterhin Bedeutung haben, weil die Kosten vergleichsweise gering sind. Elektrische Antriebstechnik kann mit der Hydraulik zu effizienten linearen Antriebslösungen verbunden werden. Wobei die Vorteile beider Technologien genutzt werden. Die Elektrifizierung bietet neue Möglichkeiten verschiedene hydraulische Technologien in einem System zu nutzen. Eine hocheffiziente und geräuscharme Pumpe ist optimal für elektrifizierte Maschinen geeignet.

Schlagerworte: CO₂-Emissionen, Elektrifizierung, Hydraulik, Linearantriebe

1 Einleitung

Die EU mit der Initiative „Green Deal“ und die Bundesregierung mit der „Energieeffizienzstrategie 2050“ haben politisch vorgegeben, dass CO₂-Emissionen deutlich zu reduzieren sind.

Nachhaltigkeit und Urbanisierung sind zwei Megatrends, welche die Effizienz und die Elektrifizierung von mobilen Maschinen über die nächsten Dekaden weiter vorantreiben werden.

Die EU hat sich zum Ziel gesetzt ihre Treibhausgasemissionen bis 2030 um mindestens 40 Prozent gegenüber dem Stand von 1990 zu senken mit dem langfristigen Ziel bis zur zweiten Hälfte des 21. Jahrhunderts klimaneutral zu werden. Die deutsche Bundesregierung hat eine „Energieeffizienzstrategie 2050“ beschlossen um die Treibhausgasziele zu erreichen.

Die Vorgaben der EU zur Reduzierung der CO₂-Emissionen werden alternative Antriebskonzepte auch für mobile Arbeitsmaschinen erfordern.

„In allen Sektoren gilt als oberstes Prinzip *Efficiency first!*. So muss aus Sicht der Bundesregierung erstens der Energiebedarf deutlich und dauerhaft verringert werden („Efficiency first“), zweitens, soweit möglich, eine direkte Nutzung erneuerbarer Energien in allen Sektoren stattfinden und drittens Strom aus erneuerbaren Quellen für Wärme, Verkehr und Industrie im Zuge der Sektorkopplung effizient eingesetzt werden.“

Sollten diese Forderungen konsequent umgesetzt werden, sind neue Systemlösungen mit hoher Effizienz erforderlich.

Die Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen ist eine davon und ist dabei auf effiziente, neue elektrohydraulische Systemlösungen angewiesen.

Das wird die technische Entwicklung in den nächsten Jahren wesentlich beeinflussen. Hocheffiziente Antriebssysteme, alternative und hybride

Antriebe werden zunehmend eingesetzt werden. Dies betrifft auch mobile Arbeitsmaschinen. Sie werden voraussichtlich mit batteriegespeisten Elektroantrieben, Brennstoffzellen oder Dieselgeneratoren ausgestattet. Das erfordert effizientere Komponenten und Systeme für die Arbeitsfunktionen.

2 Elektrifizierung

Die passende Elektrohydraulik ist ein wichtiger Erfolgsfaktor bei der Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen: Elektrohydraulische Antriebs- und Steuerungstechnik, welche effizient arbeitet und dabei wertvolle Ressourcen spart, kompakt baut, robust und vernetzt ist.

Mit einer auf die Anwendung optimalen abgestimmten Elektrohydraulik können nicht nur die Betriebskosten für die Endkunden optimiert werden, sondern der Maschinenbauer kann allenfalls sogar seine Herstellkosten reduzieren, weil zum Beispiel die erforderliche Batteriekapazität wesentlich kleiner ausfällt.

Konventionelle, wenig optimierte Hydraulik hat nicht selten einen Wirkungsgrad von lediglich 20 bis 40%. Die heutige Hydraulik ist vor Jahrzehnten für den Betrieb mit Diesel-Motoren entwickelt worden. Aufgrund der hohen Energiedichte und geringen Kosten von fossilen Energieträgern, hatte die Energieeffizienz lange Zeit eine sekundäre Rolle.

Viele Maschinenhersteller starten ihre ersten Projekte zur Elektrifizierung mit dem Austausch des Dieselmotors durch Elektromotor und Batterie und sind dann enttäuscht, dass die Batteriekosten zu hoch werden.

Im Gegensatz zum Dieselmotorkraftstoff ist die Lithium-Ionen-Batterie nicht nur viel teurer, sondern baut aufgrund der geringeren Energiedichte auch wesentlich grösser und schwerer.

Reichweite bzw. Betriebsdauer batterieelektrischer Maschinen ohne Nachladen sind entscheidende Verkaufskriterien. Dies kann mit einer großen Batterie gelöst werden oder die teure Batteriekapazität muss möglichst effizient genutzt werden.

Für batterie-elektrische Arbeitsmaschinen müssen die elektrische Antriebstechnik und das hydraulische System optimal abgestimmt sein, um eine hohe Effizienz zu erreichen. Die Systemkosten müssen dabei mit betrachtet werden. Die Optimierung bedeutet nicht nur die Verlustleistung zu reduzieren, sondern auch die Effektivität der Funktionen zu verbessern.

3 Elektromechanische Antriebe

Oftmals wird im Zusammenhang mit Elektrifizierung eine Ablösung der Hydraulik genannt

In diesem Kontext wird elektrische Antriebstechnik mit mechanischen Antrieben gesehen.

Lineare Bewegungen mit E-Motoren erfordern fast immer eine mechanische Übersetzung der Rotation in eine Translation, z.B. mit Gewinde- oder Kugelrollspindeln.

Baumaschinen erfordern lineare Antriebe mit hoher Kraft, Robustheit und kompakter Bauweise. Die Betriebsbedingungen von Baumaschinen mit Schlägen, Überlastungen, Schmutz sind für mechanische Linearantriebe nicht unbedingt ideal. Kugellager werden durch häufige Schläge beschädigt.

Eine elektromechanische Baumaschine würde für jeden Linearantrieb einen E-Motor mit Getriebe und Spindel erfordern. Diese schweren Antriebsysteme müssen direkt an der Mechanik installiert werden. Bei einem Bagger wären in diesem Fall große und schwere Antriebseinheiten auf dem Ausleger. Das Auslegergewicht würde erheblich erhöht.

Da jeder Linearantrieb mit hoher Leistung gefahren wird, ist diese Leistung pro Aktuator zu installieren, auch wenn niemals alle Aktuatoren gleichzeitig mit hoher Leistung gefahren werden. Die Anordnung E-Motor-Getriebe-Spindel ist starr und dürfte an Baumaschinen zu Platz- und Gewichtsproblemen führen.

Die Vorteile elektromechanischer Antriebe sind die hohe Energieeffizienz und die gute Regelbarkeit.

4 Hydraulische Linearantriebe

Der Hydraulikzylinder wird für Baumaschinen weiterhin erforderlich sein, weil dieser für die Einsatzbedingungen ideal geeignet ist. Hohe Kräfte sind mit kompakten Abmessungen realisierbar. Auf dem Ausleger befinden sich nur die Zylinder. Die Komponenten zur Energiewandlung und Steuerung befinden sich im Oberwagen, wo das Gewicht für die Standsicherheit sowie erforderlich ist.

Die aufgelöste Bauweise ermöglicht eine flexible Anordnung an der Arbeitsausrüstung mittels Rohr- u. Schlauchleitungen.

Schläge, Überlastungen werden in einfacher Weise mit Druckbegrenzungsventilen limitiert und sind ohne Folgen für die Bauteile. Der Betrieb in schmutziger und feuchter Umgebung ist für Zylinder mit entsprechenden Abstreifern und Dichtungen ohne Probleme möglich.

Im hydraulischen System wird die vorhandene Antriebsleistung nach Bedarf verteilt. Dadurch kann mit geringerer installierter Leistung gefahren als es die Summe aller Zylinderleistungen erfordert.

Der Nachteil der heutigen hydraulischen Steuerungstechnik sind die hohen Verluste durch Drosselung unterschiedlicher Lastdruckniveaus. Mit Mehrkreissystemen können diese Verluste jedoch reduziert werden.

Die Steuerventile haben vom Prinzip bedingt Drosselverluste an den Steuerkanten.

Eine Rückgewinnung potentieller Energie ist meistens nicht möglich.

Bypässe, zu kleine Leitungen und nicht optimale Wirkungsgrade der Pumpen verschlechtern die Energiebilanz weiter.

Als die Mobil-Hydraulik entwickelt wurde waren CO₂-Emissionen noch keine Themen.

Unter dem Kostenaspekt sind hydraulische Ventilsteuerungen unschlagbar günstig im Vergleich zu anderen Technologien. Daher werden diese auch weiterhin eine hohe Verbreitung haben.

5 Elektrische Antriebe mit Hydraulik

Als günstigen Kompromiss zwischen hoher Effizienz und niedrigen Kosten kann man ein optimiertes Hydrauliksystem einsetzen. Für leistungsstarke Funktionen mit hohem Potential zur Energierückgewinnung bieten sich Verdrängersteuerungen im geschlossenen Kreis an. Diese weisen die niedrigsten Verluste auf. Jede Linearfunktion erfordert jedoch eine Kombination aus E-Motor und Pumpe, vergleichbar den elektromechanischen Linearantrieben. Dies ist nicht für alle Funktionen sinnvoll.

Für Arbeitsfunktionen sind Ventilsteuerungen mit Flow-on-Demand eine wirtschaftliche Alternative. Hydrauliksteuerblöcke mit getrennten Steuerkanten verringern die Verlustleistung und ermöglichen dynamischere Arbeitsfunktionen. Das erhöht die Effektivität der Arbeitsmaschine. In einem elektrischen System mit Gleichstrom-Zwischenkreis können auch Varianten von Elektroantrieben und Hydrauliksystemen jeweils optimal kombiniert werden. Beispielsweise kann die Hydraulikpumpe als Konstantpumpe mit variabler Drehzahl betrieben werden. Im Vergleich zum mechanisch-hydraulischem LS-System

muss nun ein Drehzahl-Sollwert für den E-Motor generiert werden um den Volumenstrom bedarfsgerecht zu erzeugen. Das gelingt ohne zusätzlichen Aufwand für den Anwender der Hydraulik mit der „Flow on Demand“ -Software von Bucher Hydraulics. Sie berechnet anhand der Ventilansteuerkennlinien die jeweils benötigte, optimale Drehzahl. In diesem sogenannten FoD-System ergibt sich immer – abhängig von der aktuellen Last und den Druckverlusten – der niedrigst mögliche Druck an der Pumpe. Durch eine optimierte Systemauslegung können die Druckverluste minimiert werden. Besonders vorteilhaft ist, dass die im LS-System notwendige Regeldruckdifferenz entfällt.

Im FoD-System werden die Ventilöffnung und die Pumpendrehzahl synchron gesteuert. Dadurch ist das Ansprechverhalten sehr schnell und direkt, vergleichbar dem Verhalten elektrischer Fahrtriebe. Damit kann die Arbeitsmaschine vom Bediener effektiver gefahren werden. Endanwender machen mit elektrischen Fahrtrieben die Erfahrung, dass die Beschleunigung besser ist als mit Diesel-Hydrostatischen Fahrtrieben. Gleiches wird auch von der Arbeitshydraulik erwartet.

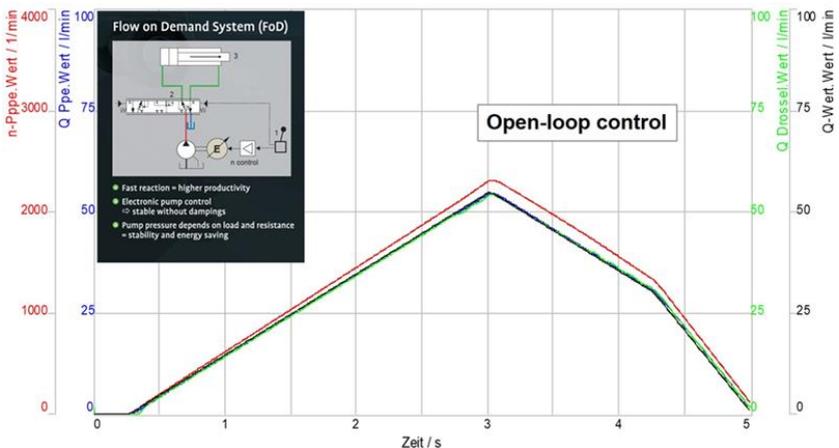


Abbildung 5.1: Flow on Demand.

Das FoD-System hat zusätzlich Vorteile bei geregelten Funktionen, zum Beispiel für Assistenzsteuerungen. Die FoD-Software von Bucher Hydraulics bietet weitere Optionen, die mit einem traditionellen LS-System nicht gegeben sind. Die Steuerung arbeitet stabil ohne, die von LS-Systemen bekannten, Schwingungen. Die Drehzahl wird vom E-Motor stabil geregelt und die Konstantpumpe fördert den Volumenstrom ins System. Ein Flow-Sharing-Steuerblock verteilt den Volumenstrom entsprechend der Ansteuerwerte. Die sonst schwingungsanfällige Δp -Regelung ist im FoD nicht mehr vorhanden.

6 Linearantriebe im geschlossenen Kreis

Elektrohydraulische Linearantriebe im geschlossenen Kreis haben eine vergleichbare Performance wie elektromechanische Antriebe. Jedoch sind die jeweiligen spezifischen Nachteile eliminiert und die Vorteile der elektrischen Antriebstechnik und der Hydraulik kombiniert. Diese Antriebe sind optimal für 4-Quadranten-Antriebe mit hoher Leistung und rückgewinnbarer Energie, z.B. Ausleger oder schwere Hubfunktionen.

Da keine Drosselventile vorhanden sind kann eine höchst mögliche Energieeffizienz erreicht werden.

Die Steuer- u. Regelbarkeit ist sehr gut, weil die Regelung mit dem E-Motor und dem zugehörigen Antriebsregler (Umrichter) erfolgen.

Die Parametrierung erfolgt mit Kenntnissen der elektrischen Antriebstechnik.

In dieser Anordnung sind die Kosten des Antriebssystems mit E-Motor und Pumpe pro Zylinder mit der Einsparung an Batteriekosten abzuwägen.

Alternativ können auch optimierte FoD-Ventilsteuerungen mit einem E-Motor, Pumpe und mehreren Zylindern eine attraktive Lösung sein. Es sind auch Kombinationen beider Technologien in der Maschine denkbar.

Sinnvoll ist eine Analyse der Verlustleistungen im Lastzyklus der Maschine, um zu entscheiden welche Technologie optimal ist.

7 Optimale Hydraulikpumpe für die Elektrifizierung

Hochwertige E-Motoren haben hohe Wirkungsgrade in einem weiten Betriebsfeld und somit eine geringe Verlustleistung.

Heutige Hydraulikpumpen haben geringere Wirkungsgrade und entsprechend höhere Verlustleistungen.

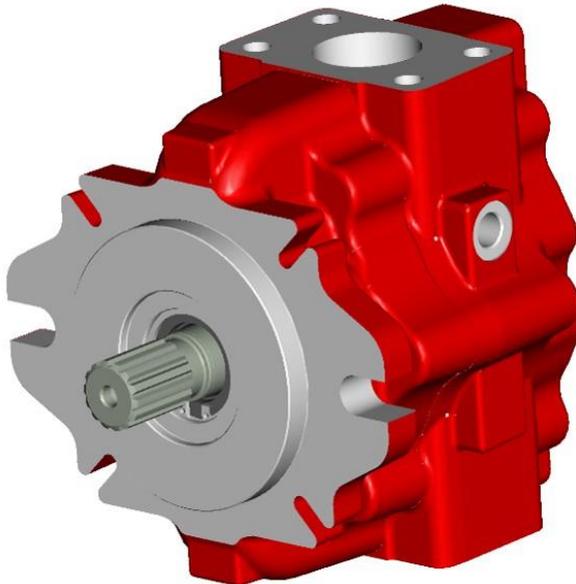


Abbildung 7.1: AX-Pumpe.

Bucher Hydraulics hat eine neuartige Pumpe entwickelt, die mit hohen Wirkungsgraden über ein großes Betriebsfeld ideal zu effizienten E-Antrieben passt.

Die AX-Pumpe erfüllt alle Anforderung für die Elektrifizierung.

Die bis zu 50% geringere Verlustleistung spart Batteriekapazität und Energiekosten.

CO₂-Emissionen werden somit ebenfalls reduziert.

Geringe Pulsationen ermöglichen eine gute Steuer- u. Regelbarkeit.

Das neuartige Prinzip beseitigt die sonst zu beachtende Mindestdrehzahlgrenze. Dadurch sind exakte Zylinderbewegungen ohne weitere Maßnahmen möglich. Dies vereinfacht und erweitert die Anwendung drehzahlvariabler Pumpen erheblich.

8 Geräuschemission

Aktuelle Elektrifizierungsprojekte zeigen Optimierungsbedarf hinsichtlich der Geräusche hydraulischer Komponenten, weil der Dieselmotor nicht mehr vorhanden ist.

Endanwender erwarten von elektrischen Arbeitsmaschinen ein niedriges Geräuschniveau. Mit heutigen Axialkolbenpumpen ist dies nicht zu erreichen. Geräuschoptimierte Zahnradpumpen sind nicht für den Druckbereich der Baumaschinen ausgelegt. Aufwendiger Schallschutz ist schwierig umzusetzen.

Bei der Bucher Hydraulics AX-Pumpe sind die Ursachen der Schallemission eliminiert. Die AX-Pumpe arbeitet auch bei hoher Leistung in einem komfortablen Geräuschniveau wie es von E-Maschinen erwartet wird.

9 Potentiale der Elektrifizierung

Die Elektrifizierung bietet neue Möglichkeiten, wie sie mit heutigen hydraulischen Systemen nicht machbar sind.

Alle Rotations- und Linearantriebe sind über den Gleichstromzwischenkreis miteinander verbunden. Die Antriebe beziehen nur die jeweils benötigte Leistung aus dem Zwischenkreis und können ggf. potentielle Energie (Senken, Bremsen) rückspeisen.

Die Zylinder können je nach Funktionseigenschaften im offenen oder geschlossenen Kreis betrieben werden.

Konventionelle Loadsensing-Ventiltechnik bietet sich für Antriebe mit geringer Leistung und kurzer Einschaltzeit an. Auch hier besteht noch Potential für Effizienzoptimierungen.

Mit der drehzahlvariablen Pumpenbedarfssteuerung (FoD) reagiert das System sehr schnell, präzise und stabil. Dies erwarten Endanwender von elektrifizierten Maschinen. Bei E-Fahrerantrieben wird dies schon häufig als Vorteil benannt.

Der Zwischenkreis wird mit Batterie, Super Caps, Dieselgenerator oder einer Brennstoffzelle mit elektrischer Energie versorgt. Wird die Batterie als Pufferspeicher eingesetzt kann der Dieselmotor immer im optimalen Betriebspunkt mit dem geringsten spez. Kraftstoffverbrauch und optimaler Verbrennung betrieben werden. Der Dieselmotor ist von Leistungsspitzen beim Beschleunigen entlastet, wenn diese Leistung aus dem Energiespeicher kommt. Somit ist der Dieselmotor von den Arbeitsfunktionen entkoppelt. Bei mobilen Arbeitsmaschinen mit zyklischen Lastprofilen ergibt sich ein hohes Downsizing-Potential des Dieselmotors.

Die Elektrifizierung bietet eine flexible Kombination verschiedener hydraulischer Antriebskonzepte, die je nach Anforderungen der Anwendung und Kosten eingesetzt werden können.

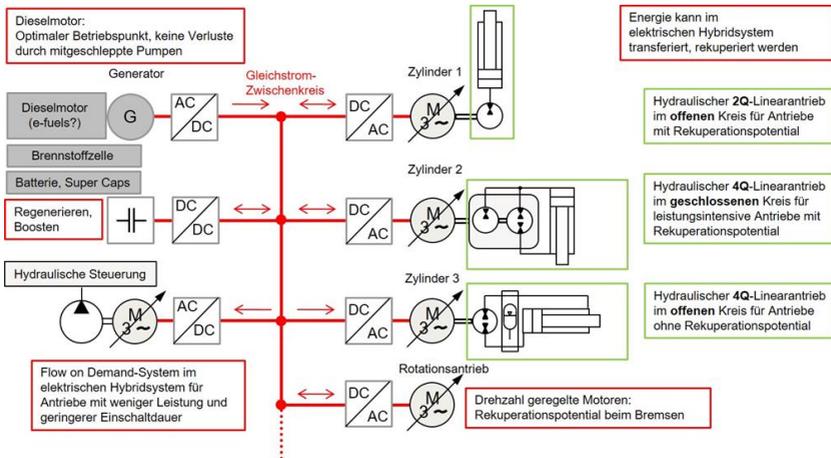


Abbildung 9.1: Elektro-Hydraulisches Hybrid-system.

Dimensionierung der E-Maschine für eine elektrohydraulische Achse

Florian Meyer¹, Helge Tielbörger², Andreas Ligocki³ und Ludger Frerichs⁴

¹ Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, Deutschland
E-Mail: florian.meyer@ostfalia.de; Tel.: (+49)5331 939 44810

² Siemens Digital Industries Software, München, Germany
E-Mail: helge.tielbörger@siemens.com

³ Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, Deutschland
E-Mail: a.ligocki@ostfalia.de

⁴ Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Deutschland
E-Mail: ludger.frerichs@tu-braunschweig.de

Kurzfassung

Dieser Beitrag zeigt den Aufbau und die Konfiguration eines elektrohydraulischen Linearaktors in Simcenter Amesim und die Möglichkeiten zur Nutzung von Simcenter Motorsolve für die elektromotorische Entwicklung. Nach der Beschreibung der allgemeinen Methodik und des Systemaufbaus wird auf die Vorgehensweise zur Entwicklung sowie die Optimierung eines Elektromotors explizit eingegangen. Dabei werden Details, die besonders für die Entwicklung eines Elektromotors von Bedeutung sind, beleuchtet und eine Teiloptimierung der elektromotorischen Konfiguration anhand ausgewählter Parameter durchgeführt.

Schlagnworte: Elektrohydraulische Linearachse, Motorpumpe, Entwicklung, Simulation, integrierter Hydraulikzylinder, Autarke elektrohydraulische Linearachse

1 Einleitung und Motivation

Kompakte, dezentrale Aktoren gewinnen für die Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen zunehmend an Bedeutung. An der Reduzierung der Verluste wird seit Jahrzehnten geforscht. Bisher sind viele Verbesserungen im Bereich der hydraulischen Systemstruktur und der Weiterentwicklung einzelner Komponenten durchgeführt worden. Hierzu zählen Hydraulikpumpen, Elektromotoren, Ventile, Speichersysteme und Hydraulikzylinder.

Die Entwicklung dezentraler Systeme wird seit geraumer Zeit verfolgt. Kolks und Weber beispielsweise untersuchen elektrohydraulische Kompaktantriebe mit schaltbarer Übersetzung [1]. U. a. sind das Downsizing-Potenzial für Elektromotoren und die Schaltungssystematik Teil der Forschung. Nur wenige Forschungsansätze befassen sich bereits mit konkret mit der Integration von Elektromotor und Hydraulikpumpe zur Leistungssteigerung elektro-hydraulischer Achsen (EHA). Ein Beispiel sind die Untersuchungen an einer radial geteilten Reluktanzmaschine als Zahnradpumpe [2]. Zudem wird in [3] eine neuartige elektrohydraulische Linearachse mit MotorPumpe beschrieben. Hochintegrierte, elektrohydraulische Systeme mit fusionierten Teilbaugruppen wie sie z. B. durch die Kombination von Elektromotor und Hydraulikpumpe zu einer MotorPumpe erreicht werden können, sind bisher nicht am Markt verfügbar.

Wird das Anwendungsfeld der Linearaktoren betrachtet, stellen die elektromechanischen Aktoren eine direkte Konkurrenz für die elektrohydraulischen Aktoren dar. Diese können jedoch in einigen Bereichen nicht alle Anforderungen erfüllen. Oft sind zusätzliche Übersetzungsmechanismen erforderlich oder das Blockierisiko wird aufgrund rauer Umgebungsbedingungen, welche üblich im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen sind, zu hoch eingestuft.

Damit sich die Hydraulik langfristig durch ihre hohe Leistungsdichte von den elektromechanischen Systemen abheben kann, muss die Entwicklung

funktionsintegrierter Baugruppen vorangetrieben werden. Ein wichtiger Schritt auf diesem Weg ist der Entwurf eines multiphysikalischen Entwicklungsprozesses, der die Betrachtung der Komponenten in der Systemstruktur ermöglicht.

Aufgrund geänderter Randbedingungen soll ein bestehendes Funktionsmuster nachgebildet und optimiert werden, um das Verhalten in einer Systemsimulation zu untersuchen. Zur Prüfung des Tools wird ein vorhandener Motor (Eigenbau) in der Simulation abgebildet und mit Messdaten verglichen. Anschließend soll eine Optimierung das Potenzial der Software für eine Neuentwicklung aufzeigen.

2 Systemstruktur und Methodik

Für die Darstellung eines multiphysikalischen Entwicklungsprozesses ist zunächst die Systemstruktur, auf dessen Basis die Modellentwicklung stattfindet, festzulegen. Basierend darauf kann die Methodik für die Modellentwicklung elektrohydraulischer Linearachsen entwickelt werden. Das System wird in entsprechend logische Teilmodelle zergliedert. Es folgt die Übertragung der grundlegenden Konstruktionsdaten in die Simulationsmodelle. Anschließend wird die Vorauslegung und Analyse des elektromotorischen Teils mit Simcenter Motorsolve (SM) anhand eines konkreten Beispiels verdeutlicht. Das Vorgehen demonstriert die wesentlichen Schritte, wie der elektromotorische Teil zu entwickeln ist. Dem nachfolgend werden die Parameter für die Übertragung in Simcenter Amesim (SA) ermittelt und die Konfiguration entsprechend des Beispiels vorgenommen. Eine Leistungsanalyse des entwickelten Gesamtsystems schließt die Untersuchungen zusammen mit den möglichen Optimierungspotenzialen ab.

Systemanforderungen

Die Anforderungen, die bspw. an ein Korb-nivelierzylinder einer Hubarbeitsbühne gestellt werden, können wie folgt definiert werden: Maximalkraft 60 kN, Hub 400 mm und eine Geschwindigkeit $v = 10 \dots 20 \text{ mm/s}$.

Struktur des Gesamtsystems

Ausgangspunkt der Untersuchungen ist ein typischer Systemaufbau für eine elektrohydraulische Linearachse, bestehend aus einem Arbeitszylinder, Ventilen, Tank, Sicherheitsventilen, einer Hydraulikpumpe und einem Antriebsmotor (s. Abbildung 2.1). Dieses System soll disziplinübergreifend aufgebaut und speziell im elektromotorischen Teil untersucht werden.

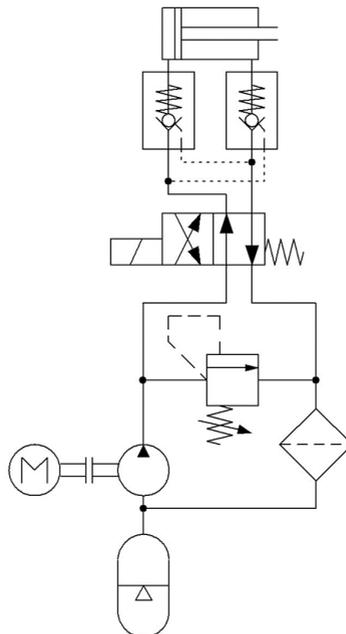


Abbildung 2.1: Schaltplan elektrohydraulische Achse.

Das folgende Beispiel ist auf die Verwendung als Korbnivelierzylinder einer Hubarbeitsbühne ausgerichtet. In den Zuleitungen zum Zylinder werden hydraulisch entsperrenbare Rückschlagventile verbaut, um das System sowohl abzusichern, als auch das Lasthalten ohne Energiezufuhr sicherzustellen. Ein Schaltventil ermöglicht den Wechsel der Bewegungsrichtung. Mittels Druckbegrenzungsventil wird die Linearachse gegen zu hohen Druck abgesichert. Die Energieversorgung wird mit einer Axialkolbenpumpe und einem brüstenlosen Gleichstrommotor (BLDC) realisiert. Ein Rücklauffilter sorgt für die geforderte Ölqualität. Der Tank als Blasenspeicher ermöglicht den Einsatz in jeder räumlichen Lage. Auf eine manuelle Notentriegelung wurde an dieser Stelle verzichtet, da sie für die Betrachtung der Betriebsbedingungen hier nicht relevant ist.

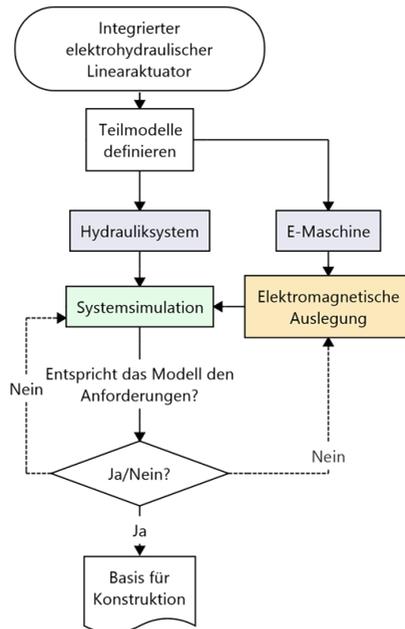


Abbildung 2.2: Methodik Übersicht.

Die Analyse der elektrohydraulischen Linearachse wird entsprechend des in Abbildung 2.2 gezeigten Vorgehens durchgeführt. Die Bereiche „Systemsimulation“ und „Elektromagnetische Auslegung“ werden im Weiteren genauer betrachtet. Die systemische Betrachtung und Analyse erfolgt in Simcenter Amesim (SA), die Entwicklung unter Betrachtung der Elektromagnetik in Simcenter Motorsolve (SM). Zunächst wird das Gesamtsystem des elektro-hydraulischen Linearaktuators in die zwei Teilsysteme: Hydrauliksystem und E-Maschine unterteilt. Anschließend wird das Entwickeln des „Hydrauliksystems“, bestehend aus o.g. Komponenten innerhalb der Systemsimulation (grün hinterlegt) durchgeführt. Die E-Maschine wird mit dem Tool für die elektromagnetische Auslegung (orange hinterlegt) entworfen. Ist ein Motormodell so weit konkretisiert, dass Untersuchungen mit dem Gesamtsystem durchgeführt werden können, werden die Parameterdatensätze aus SM exportiert und in die Systemsimulation in SA überführt. Über die Datensätze wird ein geeignetes Modell entsprechend der entwickelten E-Maschine konfiguriert und parametrisiert. Die Simulation im Gesamtsystem wird anschließend komplett im Tool für die Systemsimulation durchgeführt. Es wird keine Co-Simulation aufgebaut, wie sie teilweise zwischen Amesim und Matlab eingesetzt wird. Dies reduziert den Rechenaufwand, da die für die Berechnung erforderlichen Übergabe, Verarbeitung und Rückführung der Daten zwischen den Programmen entfallen. Nachfolgend wird das Gesamtmodell untersucht. Hierbei sind u. U. die Teilmodelle in den Einzeltools sachgemäß zu überarbeiten. Erfüllt das Modell die Anforderungen können die Systemparameter anschließend für die Konstruktion übernommen werden.

3 Aufbau und Analyse – Systemsimulation

Die Systemsimulation bildet die Basis der Untersuchungen, dient der Entwicklung des Gesamtsystems und ermöglicht die Integration des Modells aus dem elektromagnetischen Auslegungstool. Das detaillierte Vorgehen im

Rahmen der Systemsimulation zeigt Abbildung 3.1. Der Fokus liegt hier auf der Modellierung des Hydrauliksystems. Dieses Modell wird zunächst einzeln entwickelt und getestet, bevor es mit der E-Maschine zusammengeführt wird.

Sind die Ergebnisse des Gesamtmodells nicht plausibel, ist zunächst eine Überarbeitung und Prüfung der Einzelkomponenten erforderlich, um diese anschließend erneut im Verbund zu untersuchen.

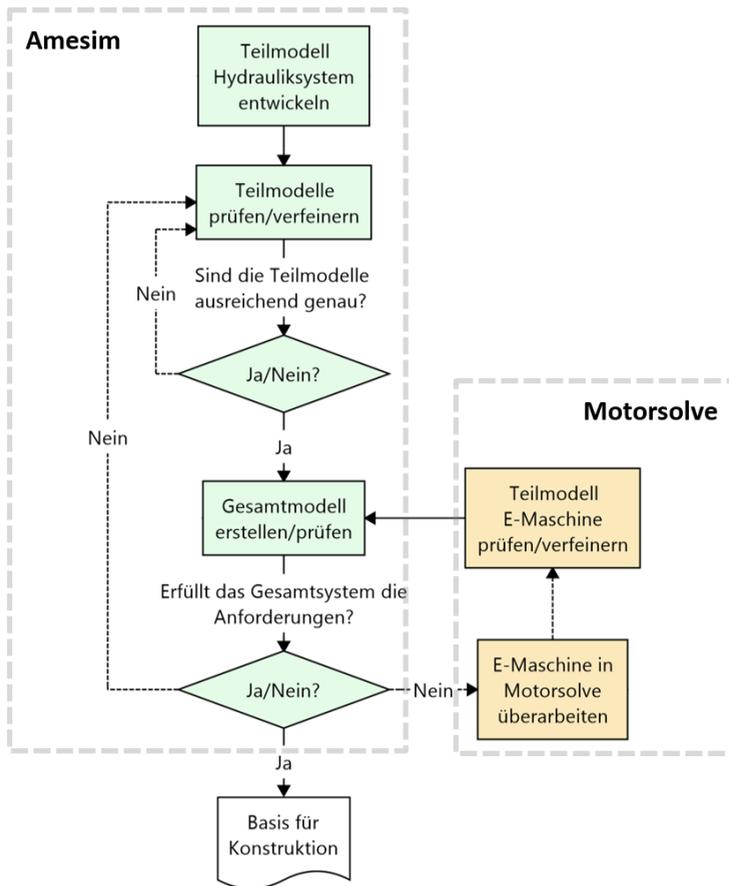


Abbildung 3.1: Methodik Systemsimulation.

Werden alle Anforderungen erfüllt, können die Daten der E-Maschine als Basis für eine konstruktive Ausführung übernommen werden. Sollten im Nachgang z. B. aufgrund von Beschränkungen durch die Fertigungsmöglichkeiten Änderungen erforderlich sein, können die Auswirkungen durch Anpassung der Modelle untersucht werden.

Hydrauliksystem

Der Aufbau des Hydrauliksystems ist auf Abbildung 3.2 dargestellt. Im oberen Teil ist ein Gleichgangzylinder mit annähernd gleichen Flächenverhältnissen abgebildet. Die Belastung erfolgt über eine Kraftvorgabe auf die Masse. Die Absicherung des Zylinders wird mit entsperrbaren Rückschlagventilen (Rohrbruchsicherung) sichergestellt. Ein Schaltventil ermöglicht es den Arbeitszylinder, mit einer einfach wirkenden Pumpe, ein- und auszufahren. Der maximale Systemdruck wird über ein Druckbegrenzungsventil abgesichert. Das rückfließende Öl wird über einen Filter zurück zur Pumpenseite mit angeschlossenem Ausgleichsspeicher geführt.

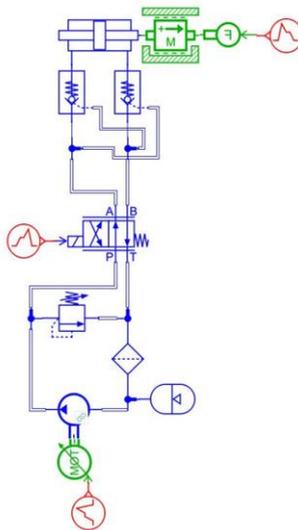


Abbildung 3.2: Darstellung Hydrauliksystem.

Als Antriebsmotor und Hydraulikpumpe werden für die Teilmodellentwicklung einfache lineare Modelle eingesetzt. Der Motor ist ein Element aus der Mechanikbibliothek und setzt die Soll Drehzahlvorgaben 1:1 lastunabhängig um. Die Hydraulikpumpe verhält sich auf Basis eines Kennfeldes linear. Der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe für die Bereiche von 0...500 bar und 0...5000 1/min ist jeweils von 0,99...0,78 definiert. Der Volumenstrom wird entsprechend der hinterlegten Daten umgesetzt. Die Einflüsse der Leistungsverorgung für dieses Modell werden somit auf ein Minimum reduziert. Das vereinfacht die Prüfung der Funktion und Konfiguration des Hydrauliksystems.

In Tabelle 3.1 sind die wesentlichen Konfigurationsdaten des Hydrauliksystems aufgelistet.

Tabelle 3.1: Grundparameter Hydrauliksystem

Max. Last	60 kN	Verdrängungsvolumen der Hydraulikpumpe	0,36 ccm
Leitungsquerschnitte	Mind. 4 mm	Drehzahl des Antriebsmotors	3500 1/min
Druckbegrenzung	400 bar	Kolbenstange 1	45 mm
Filter	40 µm	Kolbendurchmesser	63,64 mm
Starres Leitungssystem		Kolbenstange 2	44,96 mm
Tankvolumen	1 l (0,2 l Gas)		

Durch die kompakte Anordnung und die Möglichkeit, das System auf kurzem Wege zu verrohren, wird das Leitungssystem als starr angenommen. Der Systemaufbau wurde basierend auf den Angaben konfiguriert und angepasst.

Hierbei ist ein Abgleich mit Messdaten erfolgt. Auf eine detaillierte Darstellung des Vorgehens wird an dieser Stelle verzichtet, um mehr Raum für die Beschreibung der elektromotorischen Entwicklung zu belassen.

4 Entwicklung eines Elektromotors mit Simcenter Motorsolve

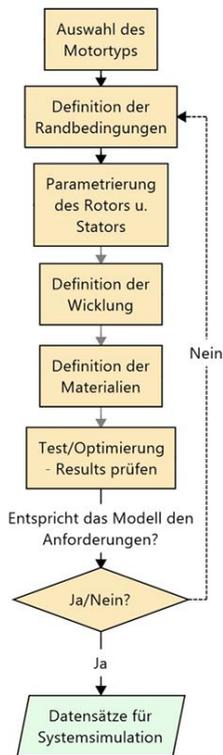


Abbildung 4.1: Methodik Motorsolve.

Die elektromagnetische Auslegung einer E-Maschine kann, wie in Abbildung 4.1 dargestellt, in sechs Schritte unterteilt werden. Angetrieben wird die untersuchte EHA von einem bürstenlosen Gleichstrommotor (BLDC). Zunächst wird die Ausgangssituation mit dem Aufbau des Motors in der Software SM detailliert dargestellt und im Folgenden analysiert.

Das Tool SM stellt Templates für unterschiedliche Elektromotor-Typen zur Verfügung, die mit Parametern befüllt werden. Auf dieser Basis werden 2D-FEM basiert, die Kenngrößen des Motors ermittelt. Die Einflüsse der Wicklungsköpfe und des Gehäuses können sowohl elektromagnetisch als auch thermisch berücksichtigt werden. Für weitergehende Untersuchungen im Hinblick auf Festigkeit, Akustik und Kühlung können Motorsolve-Modelle in entsprechende 3D Simulationswerkzeuge übertragen werden. 3D basierte Simulationen sowie die thermische Analyse sind nicht Teil dieser Arbeit.

Für die Modellkonfiguration werden zunächst einige Grundeinstellungen vorgenommen. Begonnen wird mit der Auswahl des Motortyps (BLDC).

Anschließend werden die Randbedingungen definiert. Hierzu werden die Versorgungsspannung die Stromstärke im Betriebspunkt und die angestrebte Nennzahl spezifiziert, gefolgt von dem Außendurchmesser, der Luftspaltbreite und der Motorlänge.

Im Weiteren wird die grundlegende Parametrierung des Rotors und des Stators vorgenommen. Hierbei werden unter anderem der Rotortyp (Innen- o. Außenläufer), die Rotorgeometrie und die Anzahl der Pole festgelegt. Für die Rotorform steht eine Vielzahl an Auswahlmöglichkeiten für Innen- und Außenläufergeometrien zu Verfügung. Bis zu 4 Magnete pro Pol können für einen außen liegenden Rotor konfiguriert werden. Innenliegende Rotoren können deutlich umfangreicher gestaltet werden. Neben offenliegenden können im Übrigen vergrabene Magnete eingesetzt werden. Für den Stator werden die Nutform sowie die Anzahl der Phasen und der Nuten definiert. Nach dem Modell-Setup wird das Motormodell für die gewünschte Leistungsmetrik automatisch per Knopfdruck generiert.

Im Weiteren wird die grundlegende Parametrierung des Rotors und des Stators vorgenommen. Hierbei werden unter anderem der Rotortyp (Innen- o. Außenläufer), die Rotorgeometrie und die Anzahl der Pole festgelegt. Für die Rotorform steht eine Vielzahl an Auswahlmöglichkeiten für Innen- und Außenläufergeometrien zu Verfügung. Bis zu 4 Magnete pro Pol können für einen außen liegenden Rotor konfiguriert werden. Innenliegende Rotoren können deutlich umfangreicher gestaltet werden. Neben offenliegenden können im Übrigen vergrabene Magnete eingesetzt werden. Für den Stator werden die Nutform sowie die Anzahl der Phasen und der Nuten definiert. Nach dem Modell-Setup wird das Motormodell für die gewünschte Leistungsmetrik automatisch per Knopfdruck generiert.

Die Parametrierung des Rotors erfolgt anhand der Anzahl der Magnete pro Pol, durch die Anpassung des Innendurchmessers und die Wahl der Abmessungen für die Magnete.

Für den Stator werden u. a. der Innendurchmesser, die Nutbreite im Nutgrund und die Nuttiefe gewählt. Die Breite der Nutöffnung hin zum Luftspalt, die Nutbreite am Kopf sowie die Zahndicke sind weitere wichtige Parameter, die es zu konkretisieren gilt. Die Radien am Nutgrund, Nutkopf und den Zähnen im Blechpaket sind jeweils zu 0,5 mm definiert. Als erweiterte Konfiguration des Rotors und des Stators kann für spezielle Anforderungen eine Verdrillung (skew angle) vorgenommen werden.

Maßgeblich für das Design eines Elektromotors ist die Wicklung des Blechpakets. Zu Beginn wird die Anschlussart des Motors vorgegeben. Ein bürstenloser Gleichstrommotor kann hierbei auf zwei unterschiedliche Weisen betrieben werden, Stern- und Dreieck-Schaltung. Nachfolgend wird die Art der Bestromung, der Wickelfaktor (Füllgrad der Nuten), die Anzahl paralleler Stränge einer Wickelphase, die Isolationsdicke der Kupferdrähte und das Wickellayout spezifiziert. Das Tool erstellt aus der Konfiguration automatisch ein Wickelschema mit einer möglichst effektiven Ausnutzung der Nuten. Dabei werden die Spulenverbindungen, Nutgeometrie, Leitergröße, Anzahl der parallelen Stränge und Litzen sowie die Wickelköpfe

berücksichtigt. Dieses Layout kann bei Bedarf manuell bis ins Detail angepasst werden. Es ist über eine Matrix möglich, den Verlauf jeder Phase einzeln vorzugeben. Das automatische Layout entspricht in diesem Fall dem Wickelschema des Versuchsmotors mit konzentrierter Zahnwicklung.

Abschließend ist die Materialzuweisung der Motorkomponenten zu spezifizieren. Der Rotor besteht aus Stahl und ist mit 14 Neodym-Magneten besetzt. Der Stator wird aus einem gebackenem Blechpaket mit einer Schichtstärke von 0,35 mm erstellt. Für die Wicklungen wird Kupferlackdraht genutzt.

Somit ist die Vorbereitung des Modells für die Untersuchungen vollständig. Die Tabelle 4.1 fasst die wesentlichen Daten des Versuchsmotors, die für den Modellaufbau zugrunde gelegt wurden, zusammen.

Tabelle 4.1: Randbedingungen und Grunddaten des Motors

Grundparameter			
Versorgungsspannung	24 V	Rotorausführung	Außenläufer
Nennstrom	180 A	Rotortyp	Radial angeordnete Magneten
Nenn Drehzahl	3500 1/min	Anzahl der Pole	14
Außendurchmesser	86 mm	Statortyp	Rechteckig
Luftspaltdicke	1 mm	Anzahl der Phasen	3
Länge des Blechpakets	33,3 mm	Anzahl der Nuten	12

Rotor			
Anzahl Magnete pro Pol	1	Abstand zwischen Magneten	7 mm
Innendurchmesser	74 mm	Magnetdicke	3 mm
Außendurchmesser	86 mm	Magnetbreite	10 mm
Stator			
Innendurchmesser	48	Breite der Nutöffnung	3,1 mm
Außendurchmesser	72 mm	Nutbreite am Nutkopf	9,84 mm
Nutbreite im Nutgrund	9,84 mm	Zahndicke Nutkopf	1 mm
Nuttiefe	5 mm	Radien	0,5 mm
Wicklung			
Anschlussart	Stern	Parallele Stränge	3
Bestromung	Sin-Wave Current	Isolationsdicke	0,01 mm
Wickelfaktor	50 %	Wicklung	Konzentrierte Zahnwicklung
Material			
Magnete	N52 Reciol	Stator	M270-35A
Wicklungen	CDA Copper 105	Rotor	M-19 29 Ga

Bei der Konfiguration eines Motormodells können die einzelnen Parameter je nach Anforderung variiert werden. Hierbei werden z. B. bei Reduzierung des

Außendurchmessers die freien Parameter im Maßstab automatisch angepasst. Geänderte Parameter werden als Konstanten behandelt, solange sie nicht wieder freigegeben werden. Das Tool ist des Weiteren nur für symmetrische Systeme geeignet. Sonderformen oder asymmetrische Geometrien können nicht abgebildet werden. Beim DXF-Import sind für Rotor und Stator jeweils nur Teilsegmente zu importieren.

Abbildung 4.2 zeigt den Querschnitt des Basismotors gemäß der Parameter aus Tabelle 4.1. Für die Analyse des Modells stehen nunmehr eine Vielzahl an Analysemöglichkeiten zur Verfügung, von denen eine Auswahl nachfolgend beschrieben wird. Die verfügbaren Analyseoptionen können in die vier Bereiche *Motor Results*, *Generator Results*, *Thermal Charts* und *Fields* unterteilt werden. Die zwei Erstgenannten können wiederum in Performance Charts und Analysis Charts untergliedert werden. Als Performance Charts für den Motor können u. a. das *Cogging torque*, *Back EMF*, *Torque* (zeigt die Drehmomentschwankungen über eine Umdrehung auf); *Torque vs. Speed* und die *Efficiency map* berechnet werden.

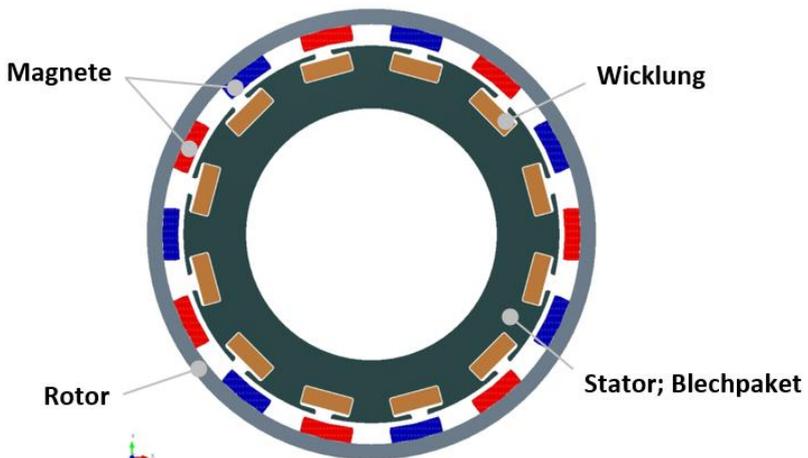


Abbildung 4.2: Schnittdarstellung Basismotor.

Abhängig von der Genauigkeit und Art der Analyse erstellt die Software ein FEM-generiertes Modell. Die Genauigkeitsskala reicht von 1 bis 10. Beispielsweise ermöglicht bei der anfänglichen Motoranalyse eine niedrigere Genauigkeitseinstellung und die Nutzung linearer Modelle eine schnelle Konkretisierung des Konzepts, während höhere Genauigkeitseinstellungen bei Verwendung nichtlinearer Modelle eine detaillierte Analyse ermöglichen. Der Einsatz nichtlinearer Modelle, sowie eine höhere Genauigkeitseinstellung, verlängern die Berechnungszeiten massiv. Zu diesem Zweck wird die FEM-Analyse für transiente Bewegungen aufgerufen. Für schnellere Lösungen können D-Q- und Lumped-Parametermodelle verwendet werden.

Nach Auswahl des Analysetyps wird das Design gemäß der Auswahl durchgerechnet. Dazu gehören u. a. die Analyse der charakteristischen Basisdaten wie das maximale Drehmoment, die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie, der Wirkungsgrad, DQ-Parameter und das Rastmoment/Cogging Torque. PWM-Schalt- und Versorgungseffekte und lokalisierte Hotspot-Analyse für die Fluss- und Stromdichte, die Entmagnetisierung und Verluste. Basierend auf FEM können Sättigungen, Hysterese, Wirbelstrom- und Wicklungsverluste berücksichtigt werden.

Folgend werden in diesem Abschnitt ausgewählte Ergebnisse des nach Tabelle 4.1 erstellten Modells vorgestellt. Hierbei wird allein der motorische Teil betrachtet. Die „Generator Results“ sind nicht Bestandteil der dargestellten Analysen.

Performance Charts

Die Berechnung der **Efficiency Map** gibt Auskunft über den optimalen Betriebsbereich der E-Maschine. Abbildung 4.3 zeigt farblich codiert den Wirkungsgrad für den Analysebaum, der in diesem Fall jeweils zu 200 % Nennstrom und Nenndrehzahl gewählt ist. Der Drehzahlbereich 1200...3500 1/min spannt von 0,5...3,5 Nm einen Bereich mit hohem Wirkungsgrad >92 % auf, welcher sich mit steigender Drehzahl vergrößert. Bei

geringen Drehzahlen und hohem Drehmoment fällt der Wirkungsgrad zunehmend ab.

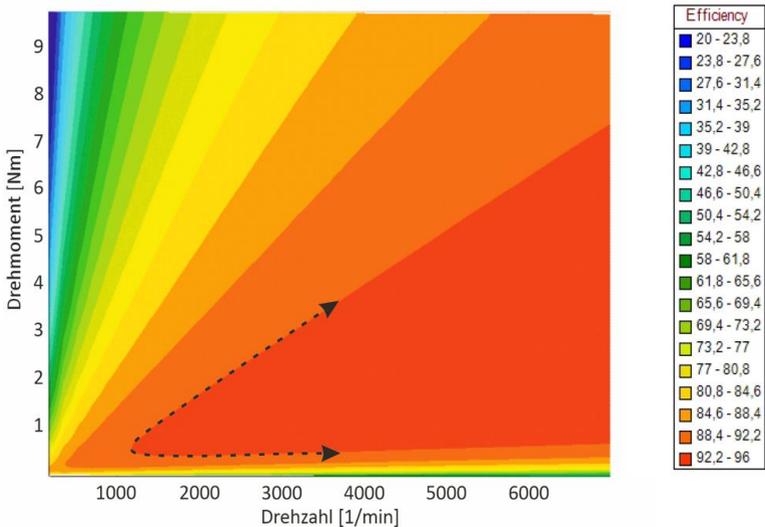


Abbildung 4.3: Efficiency Map.

Field Charts

Die Ermittlung der Flussdichte im Luftspalt, Rotor und Stator ist anhand der Field Charts (s. Abbildung 4.4) möglich. Sie beträgt für das erstellte Modell im Luftspalt max. 1,1 T, im Rotor bis zu 2 T und im Stator erreicht die Flussdichte max. 2,6 T. Je höher die Flussdichte im Stator ist, desto größer werden die Ummagnetisierungsverluste. Dies ist besonders mit steigender Drehzahl bzw. Schaltfrequenz ein zu beachtender Faktor. [4] listet die Leistungsverluste in W/kg für die Schaltfrequenzen 50 Hz bis 2500 Hz in sechs Abstufungen für das Material M270-35A des Stators.

Die Flussdichte nimmt für die dargestellte Rotorposition den Wertebereich von 0,02...2,6 T an. Demnach werden im Stator, bei Nennstrom und

Nenndrehzahl (ca. 400 Hz) Verluste von 0,2 W/kg bis 41,8 W/kg erzeugt. Die Maximalwerte werden nur in sehr kleinen Bereichen erreicht. Für den wesentlichen Anteil des Stators nimmt die Flussdichte Werte von 0,1...1,2 T an. Somit reduziert sich dieser Bereich der Verluste auf 0,2 W/kg...24,9 W/kg.

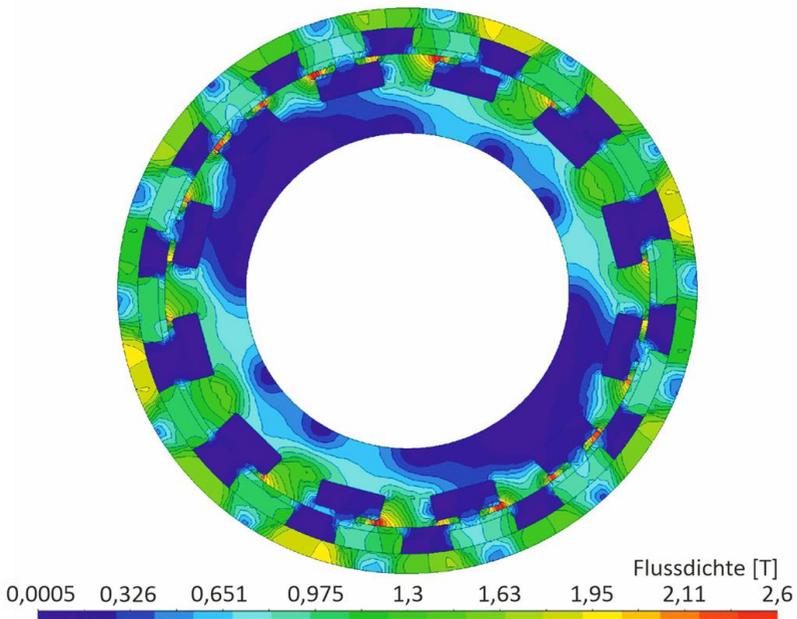


Abbildung 4.4: Darstellung der Flussdichte.

Das Modell kann in unterschiedlichen Parametersätzen (linear u. nicht linear) für den Import in die Systemsimulation exportiert werden.

Validierung der Modellergebnisse

Für die Validierung des entwickelten Modells ist es erforderlich, die berechneten Leistungsdaten mit den gemessenen zu vergleichen. Hierbei sind folgende Punkte zu beachten. Das Funktionsmuster wurde zum Zwecke der Kühlung im Tauchbad mit Öl untersucht. Die Verluste im Ölbad betragen bei einer Drehzahl von 6000 1/min 558 W. Weiter ist die elektrische Leistung vor der Leistungselektronik abgegriffen worden. Somit ist der Wirkungsgrad der Leistungselektronik ebenfalls zu berücksichtigen. In der Systemsimulation kann die Eingangsleistung dementsprechend vor der Leistungselektronik abgegriffen werden. Während der Versuchsdurchführung war es erforderlich die Leistungselektronik aktiv zu kühlen. Aus diesem Grund wird der Wirkungsgrad der Leistungselektronik zu 93 % angenommen [6].

Die Berechnung des Leistungskennfeldes für das Funktionsmuster wird in Abbildung 4.5 (unten) den experimentell ermittelten Leistungsparametern Abbildung 4.5 (oben) gegenübergestellt. Die Kennlinien des Funktionsmusters sind bis zu einem Drehmoment von 4,8 Nm aufgetragen. An diesem Punkt war das Limit der Leistungselektronik erreicht. Das Kennfeld des Motormodells lässt sich bis 8,5 Nm berechnen, bevor die Leistung des Motors einbricht. Die Kennfelder wurden am Versuchsstand und in der Systemsimulation ermittelt. Für das Kennfeld des Funktionsmusters wurde der Motor ohne Last auf die maximale Drehzahl von ca. 7000 1/min hochgefahren. Anschließend wurde mit einer Hysteresebremse kontinuierlich die Belastung erhöht. Die Ermittlung der Daten erfolgte über einen Zeitraum von 30 s. Das gewährleistet, dass die Messergebnisse nicht durch den Einfluss von Trägheitskräften, wie sie beim abrupten Abbremsen entstehen, verfälscht werden. In der Systemsimulation ist das Vorgehen analog. Die Daten wurden, nachdem das System einen stabilen Zustand bei 7000 1/min erreicht hatte, über einen Zeitraum von 50 s ermittelt. In der Software wird über eine definierte Rampe das Drehmoment über den Betrachtungszeitraum linear erhöht.

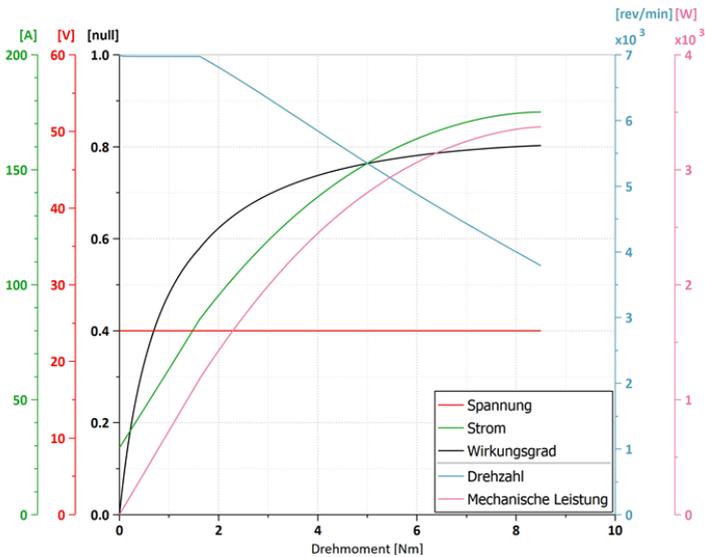
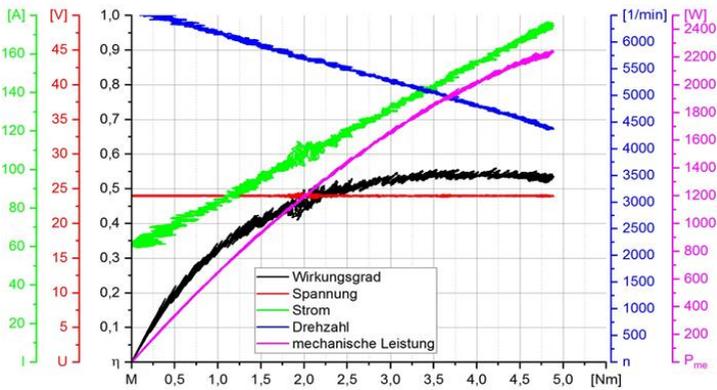


Abbildung 4.5: Ermittelte Leistungskennlinien des Funktionsmusters.

Es ist erkennbar, dass die Kennfelder nicht deckungsgleich sind. Der Hauptgrund dafür sind die Strömungsverluste aufgrund der Versuchsdurchführung unter Öl. Bedingt durch diesen Umstand wirkt ein zusätzliches Widerstandsmoment auf den Motor. Die mechanische

Abgabeleistung reduziert sich folglich und beeinflusst den Wirkungsgrad und die mechanische Abgabeleistung negativ.

Die Verlustleistung infolge des Betriebs unter Öl wurde für die Drehzahlwerte 3000 1/min, 4500 1/min und 6000 1/min ermittelt und zu 125 W, 226 W und 558 W bestimmt. Abbildung 4.6 zeigt den Verlauf umgerechnet auf das resultierende Verlustmoment über der Drehzahl. Basierend darauf kann eine überschlägige Betrachtung für den Vergleich vorgenommen werden.

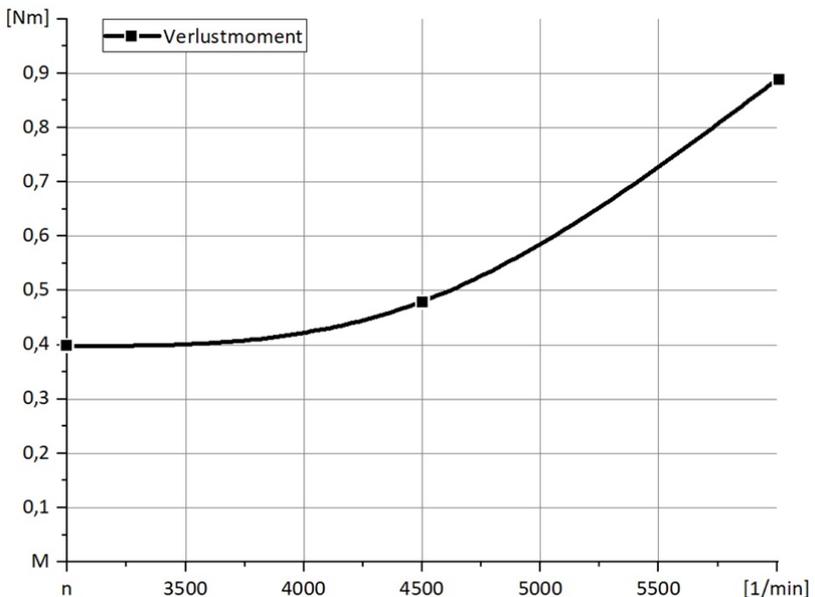


Abbildung 4.6: Verlustmoment bei Betrieb unter Öl.

Hierzu wird, unter Beachtung der Abbildung 4.6, der Betriebspunkt für die Drehzahl und Stromaufnahme aus Abbildung 4.5 (unten) von 4 Nm auf 4,73 Nm verschoben. Die Stromaufnahme in dem Punkt beträgt 150 A bei 5500 1/min. Die mechanische Abgabeleistung reduziert sich, aufgrund der

verringerten Drehzahl und dem verfügbaren Drehmoment von 4 Nm an der Motorwelle, von 2500 W auf 2300 W.

Es folgt aus dem Strom (150 A) und der Spannung (24 V) eine elektrische Versorgungsleistung von 3600 W. Mit Bezug auf die mechanische Abgabeleistung von 2300 W ergibt sich ein Wirkungsgrad von 64 % für den Vergleich mit dem Funktionsmuster.

Unter Berücksichtigung der Strömungsverluste verbleiben dennoch Differenzen. Diese sind in Tabelle 4.2 aufgelistet.

Tabelle 4.2: Gegenüberstellung Funktionsmuster mit Berechnung

	Funktions- muster	Berechnung im Vergleichspunkt	Differenz (absolut)	Differenz (relativ)
Wirkungs- grad	55 %	64 %	9 %	16,3 %
Strom	155 A	150 A	5 A	3,2 %
Drehzahl	4750 1/min	5500 1/min	750 1/min	15,8 %
Leistung	2000 W	2300 W	300 1/min	15 %

Eine Reduzierung dieser Differenzen ist durch weitere Spezifizierung der Modelle möglich. Hierzu kann u. a. der reale Wirkungsgrad der Leistungselektronik bestimmt werden, um die Genauigkeit der Simulation zu verbessern. Im Folgenden soll jedoch zunächst die Optimierung des Modells dargestellt werden.

5 Optimierungspotenzial der E-Maschine

Die Gestaltung der Basisgeometrie erfolgte anhand der Auslegungsvorschriften, wie sie in [5] beschrieben sind. Bis zu einem gewissen Maß lässt sich diese Basisgeometrie mit Erfahrung in der E-Motor-Entwicklung weiter verbessern. Die Zahl der Parameter, die die Leistung eines E-Motors bestimmen ist aber so groß, dass eine manuelle Änderung von Parametern mit dem Ziel der Leistungsverbesserung nicht praktikabel erscheint.

Die anfänglich angesetzte Bordspannung von 24 V, die i. d. R. bei Hubarbeitsbühnen zur Verfügung steht, ist zu gering. Die resultierenden Ströme wären zu groß, sodass Störungen im System entstehen können und große Kabelquerschnitte verbaut werden müssen, um die Verluste zu reduzieren. Daher wird 48 V DC als Spannungsversorgung definiert.

Automatisierte Verfahren zur Verbesserung von Parameterkombinationen im Hinblick auf das Erreichen von Zielvorgaben sind gängige Praxis. Diese sogenannten Optimierungsverfahren untergliedern sich in zwei wesentliche Klassen. Eine Klasse versucht Parameter auf Basis ihrer Sensitivitäten auf die Zielvorgaben zu identifizieren und mit diesen Parametern und virtuellen Verhaltensmodellen sogenannte Surrogate-Funktionen zu erzeugen. Der Ergebnisraum dieser Surrogate-Funktionen wird mit geeigneten Optimierungsfunktionen durchsucht, um eine optimale Parameterkombination zu finden. Ansätze der zweiten Klasse versuchen direkt zu optimieren, in dem das virtuelle Verhaltensmodell mit sinnvollen Parameterkombinationen gespeist wird. Um die Zahl der zu untersuchenden Parameterkombinationen zu minimieren, bestimmen Algorithmen den „besten“ Pfad in der Parameter-Kombinatorik. So soll mit möglichst wenig Rechenaufwand eine verbesserte Lösung zu identifiziert werden.

Ein Vertreter der zweiten Klasse steht mit Simcenter Heeds zur Verfügung, das für eine Geometrieoptimierung des Motormodells verwendet wurde. Ziel war es, das Drehmoment und den Wirkungsgrad zu maximieren. Variiert

wurde die Zahl der Pole und Wicklungen, der Abstand der Magnete sowie deren Dicke, die Tiefe und Breite der Wicklungen sowie die Öffnung der Wicklungstasche.

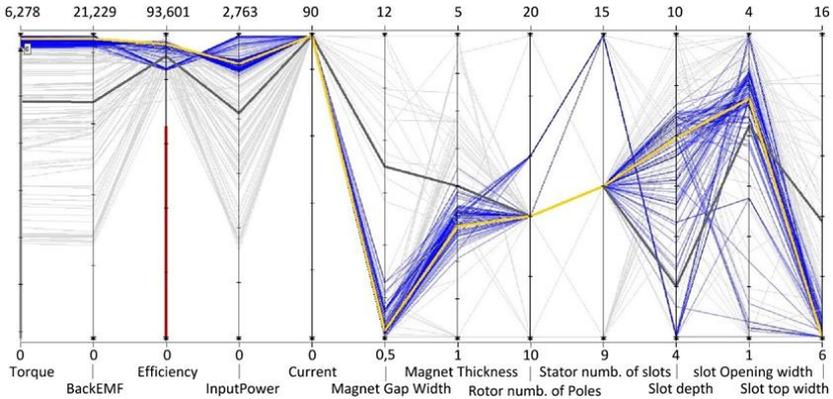


Abbildung 5.1: Zielgrößen und Parameter-Variationen. Grau: Basis-Design. Gelb: optimiertes Design. Blau: Designs mit einem Drehmoment > 6 Nm.

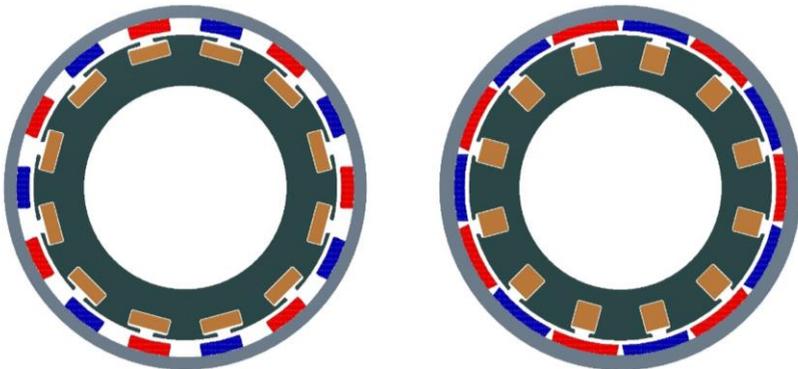


Abbildung 5.2: Links: Basis-Design. Rechts: iontunuertes Design.

Abbildung 5.1 zeigt alle Parameterkombinationen aus 300 Simulationen mit dem Ziel Wirkungsgrad und Drehmoment zu verbessern. Die gelbe Linie zeigt das optimierte Design. Die blauen Linien zeigen weitere Konfigurationsmöglichkeiten, die Drehmomente und Wirkungsgrade oberhalb der definierten Grenzen ($>6 \text{ Nm}$ und $>90 \%$) aufweisen.

Abbildung 5.2 zeigt die 2D-Ansichten des Basis-Designs und des optimierten Designs. Es ist klar erkennbar, dass die Magneten breiter und die Nutgeometrie dünner und tiefer ausgeprägt sind. Die Anzahl der Nuten und Pole hat sich nicht geändert. Abbildung 12 zeigt, dass auch Modelle mit 15 Nuten und 16 Polen oberhalb der geforderten Grenzwerte liegen.

Tabelle 5.1: Kennwerte der Designs bei 48 V, 90 A, 3500 U/min

		Basis-Design	Optimiertes Design
Parameter	Anzahl Pole	14	14
	Dicke der Magneten	3 mm	2,47 mm
	Abstand der Magneten	7 mm	0,73 mm
	Anzahl Slots	12	12
	Tiefe der Slots	5 mm	7.96 mm
	Breite der Slots	9.84 mm	6 mm
	Breite der Öffnung der Slots	3 mm	3,37 mm
Zielgrößen	Drehmoment	4,88 Nm	6,21 Nm
	Wirkungsgrad	0,87	0,91

Tabelle 5.1 zeigt zusammengefasst die Parameter und Zielgrößen von dem Basisdesign und die berechneten Daten für das optimierte Modell der E-Maschine.

Diese Optimierung betrachtet die Leistung der E-Maschine an einem Betriebspunkt. Eine Optimierung mit dem Ziel einen Kennfeldbereich zu optimieren wurde nicht durchgeführt. In Abbildung 5.3 sind die Kennfelder des Basisdesigns und des optimierten Designs gegenübergestellt. Das optimierte Design weist für alle Drehmoment-Drehzahl-Kombinationen bessere Wirkungsgrade auf.

Abbildung 5.4 zeigt die Kennlinien für die Nenndrehzahl 3500 1/min. Auch hier wird ersichtlich, dass das optimierte Design einen höheren Wirkungsgrad aufweist. Zudem kann eine größere Maximalleistung abgerufen werden. Das schafft Leistungsreserven oder ermöglicht ein breiteres Einsatzspektrum.

Abschließend werden die Unterschiede im Zusammenhang mit dem Hydrauliksystem ermittelt.

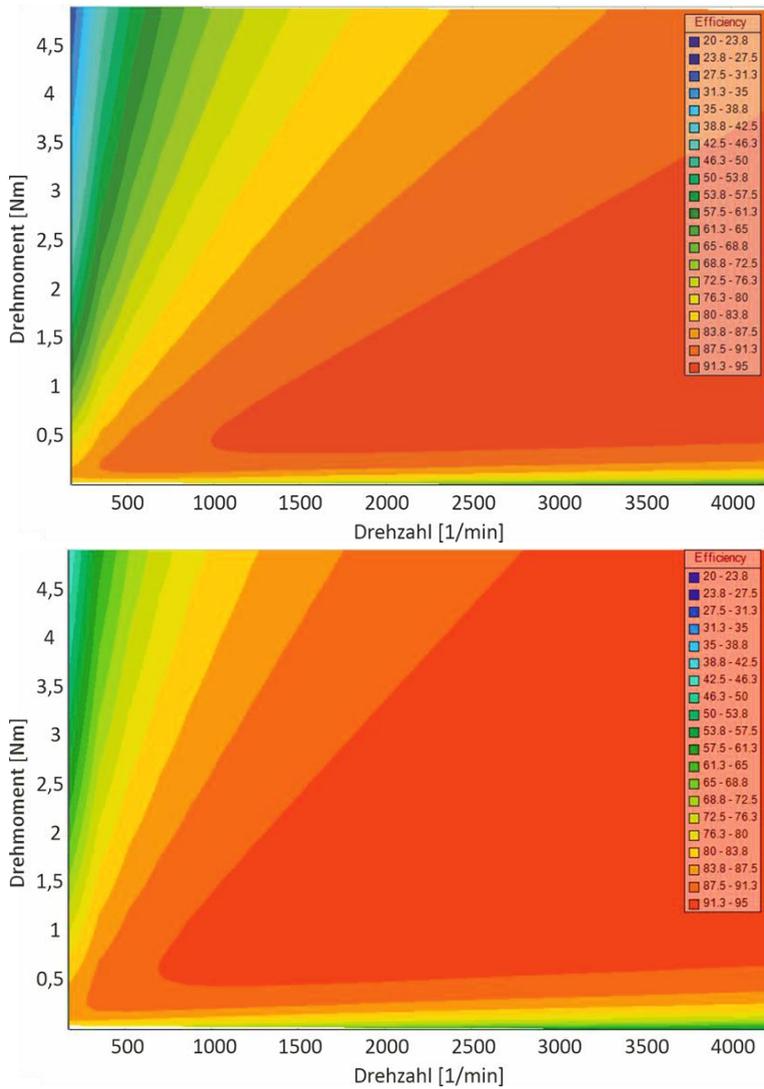


Abbildung 5.3: Vergleich der Kennfelder. Oben: Basis Design. Unten: optimiertes Design.

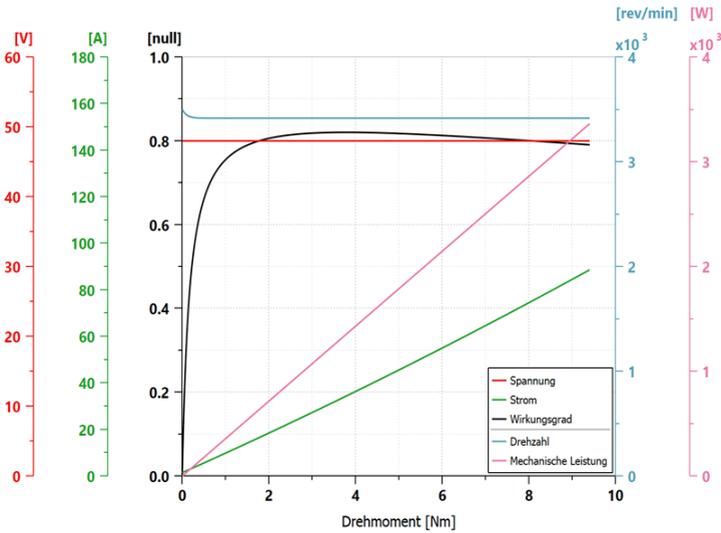
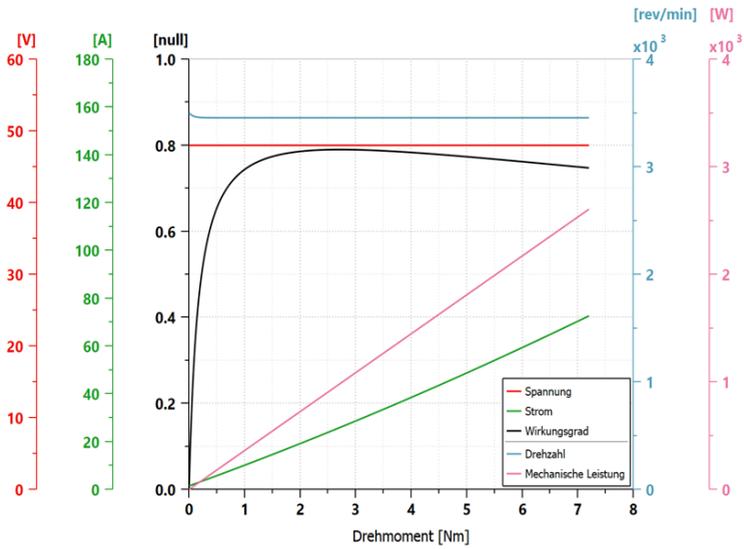


Abbildung 5.4: Vergleich der Kennlinien. Oben: Basis-Design. Unten: optimiertes Design.

6 Betrachtung des Gesamtsystems

Die entwickelten Modelle für die Elektromotoren werden in die Systemsimulation integriert, um die Unterschiede im Betriebsverhalten zu ermitteln. In Abbildung 6.1 ist das Gesamtmodell dargestellt. In der Mitte der Abbildung ist der Teil des Elektromotors (1), basierend auf einer permanent Magnet Synchronmaschine¹ sichtbar. Dieses Modell ist für jede der untersuchten Motorkonfigurationen parametrisiert worden. Die Reglerelemente links (2) sind jeweils auf den Motor abgestimmt. Über die Transformationsblöcke wird der Motorstrom für die Regelung erfasst und der Wechselrichter geschaltet. Am Motor (1) ist eine Trägheitsmasse mit Reibung angeschlossen, die die Rotorgeometrie und Lagerreibung berücksichtigt.

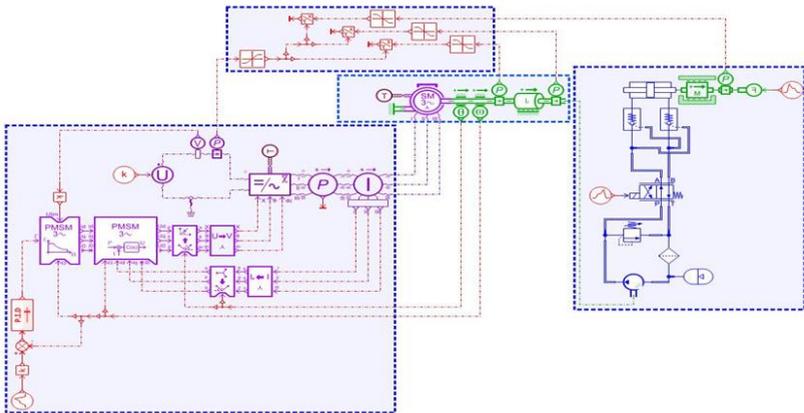


Abbildung 6.1: Simulationsmodell der EHA.

¹ Ein BLDC-Motor funktioniert wie eine Synchronmaschine. Der Unterschied liegt in der Energieversorgung, die bei BLDC-Motoren über Gleichstrom erfolgt. Die Leistungselektronik steuert die drei Phasen des Motors mit einem getakteten rechteckförmigen Strom, in Abhängigkeit der Läuferposition, an und erzeugt so das nötige Drehfeld. [6].

Oberhalb der E-Maschine sind mehrere Elemente zur Signalverarbeitung angeordnet (3). Über diese werden die Wirkungsgrade im System ermittelt. Rechts, beginnend mit der Hydraulikpumpe im unteren Teil ist das Hydrauliksystem (4), welches in Abschnitt 3 bereits vorgestellt wurde, angeschlossen.

In Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3 sind der Hub, der Druck am Hydraulikzylinder, die Drehzahl der Hydraulikpumpe und der Gesamtwirkungsgrad für das Modell der EHA dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich das Betriebsverhalten nach außen, z. B. durch den Tausch des Motors aus mechanischer Sicht nicht verändert. In den drei erstgenannten Bereichen sind nur minimale Unterschiede erkennbar.

Einzig ein geringfügig verzögertes Ansprechverhalten in der Drehzahl ist für die 48 V-Motoren sichtbar. Der Gesamtwirkungsgrad des Systems wird, durch Einsatz einer höheren Versorgungsspannung und geringer Anpassungen der Wicklung, von 45 % auf 50 % verbessert. Basierend auf dem optimierten Design kann der Wirkungsgrad weiter auf 52,5 % angehoben werden. Die Strömungsverluste beim Betrieb unter Öl sind nicht berücksichtigt. Bei Berücksichtigung der zusätzlichen Verluste ändert sich das Betriebsverhalten nicht, da genügend Leistungsreserven seitens der Motoren vorhanden sind. Der Wirkungsgrad reduziert sich jedoch entsprechend. Im Endanschlag bei 400 bar werden weniger als 3 Nm Drehmoment benötigt.

Die Funktion des Hydrauliksystems lässt sich mit allen Motorvarianten erfüllen. Wegen des höheren Wirkungsgrades des optimierten Designs sind dazu geringere Leistungen erforderlich. Ein Kühlkonzept kann schlanker ausfallen und die Energiezufuhr zum dezentral positionierten Hydraulikzylinder wäre mit weniger Aufwand verbunden.

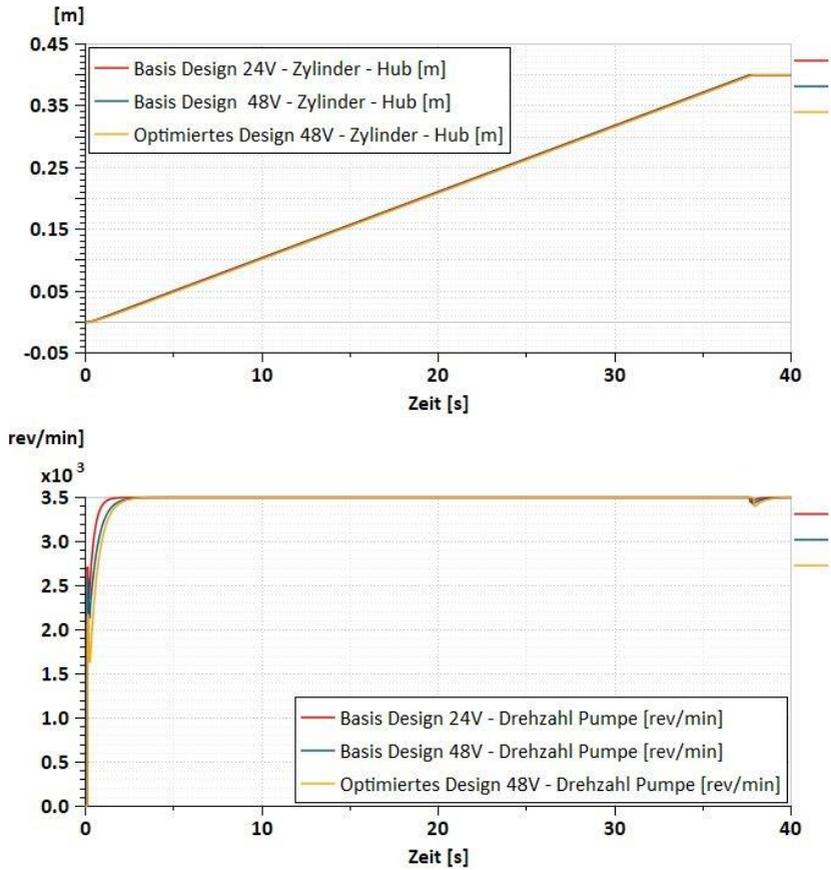


Abbildung 6.2: Darstellung des Systemverhaltens über die Zeit; Oben Zylinderhub, unten Drehzahl.

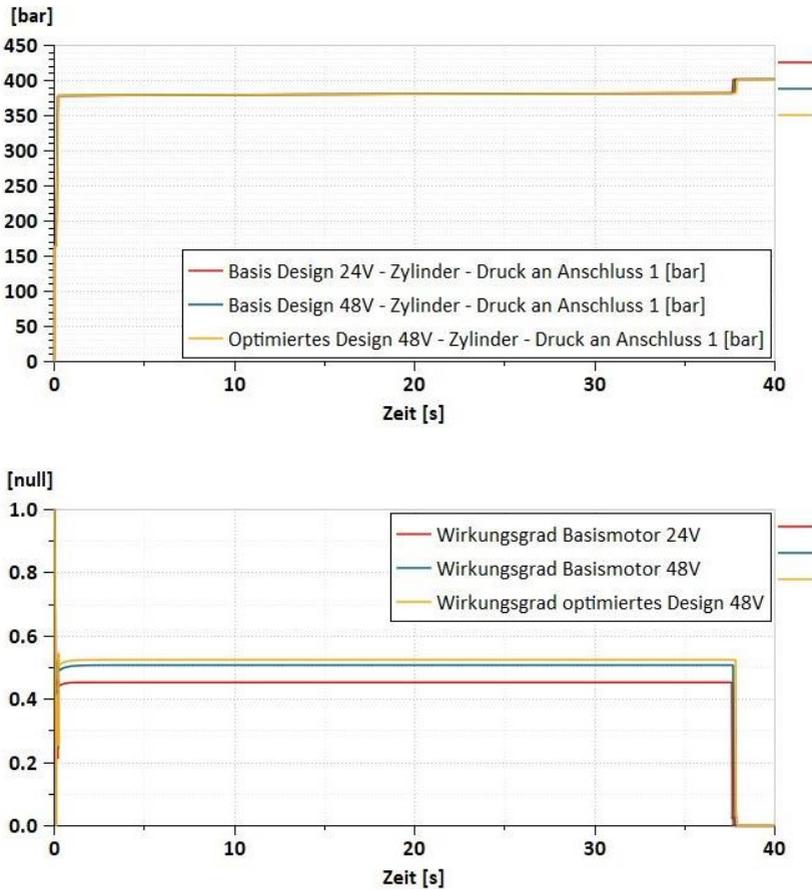


Abbildung 6.3: Darstellung des Systemverhaltens über die Zeit; Oben Druck, unten Wirkungsgrad.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag zeigt anhand eines konkreten Beispiels den Aufbau einer multiphysikalischen Simulation zur virtuellen Analyse und Weiterentwicklung einer elektrohydraulischen Linearachse. Dabei wird insbesondere die Methodik zur Systementwicklung vorgestellt und auf die Möglichkeiten, elektromotorische Modelle zu entwickeln eingegangen. Durch den Einsatz der vorgestellten Software-Tools kann eine multiphysikalische Simulation entwickelt werden, um gezielt einzelne Bereiche weiterzuentwickeln oder zu untersuchen. Geeignete Algorithmen können, wie in Abschnitt 5 und 6 gezeigt, die Optimierung von Teilsystemen mit reduziertem Aufwand voranbringen.

Bei den dargestellten Modellen handelt es sich um 2D-Modelle. Für hochgenaue Simulationen sind für die einzelnen Disziplinen geeignete 3D-Tools für z. B. CFD-Simulationen einsetzbar. Diese können jedoch i. d. R. nicht das Gesamtsystem berücksichtigen.

Die Entwicklung eines neuen hochintegrierten Linearaktors, mit hohem Wirkungsgrad, ist eine besondere Herausforderung. Das gezeigte Modell ist für eine übersichtliche Darstellung einfach gestaltet. Zur Verbesserung der Genauigkeit ist u. a. der hydraulische Teil weiter zu konkretisieren. Für Hydraulikpumpen stehen erweiterte Bibliotheken und Modelle zu Verfügung. Mit diesen werden, basierend auf Typ und Konfiguration z. B. entsprechende Volumenstrompulsationen im System berücksichtigt. Für die Betrachtung integrierter Komponenten können in der Simulation bspw. Trägheiten und Verbindungen reduziert werden. Um eine integrierte Motorpumpe, wie in [3] beschrieben, zu entwickeln, sind die mechanischen Funktionsräume der Einzelkomponenten stark voneinander abhängig und müssen für die Entwicklung eines Funktionsmusters zwingend berücksichtigt werden.

Literatur

- [1] Kolks, Giacomo; Weber, Jürgen: Elektrohydraulische Kompaktantriebe mit schaltbarer Übersetzung. Tagungsband, 10. Kolloquium Mobilhydraulik, Technische Universität Braunschweig, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Braunschweig, Deutschland, 2018.
- [2] Wustmann, Walther; Helduser, Siegfried; Schuffenhauser, Uwe; Kuß, Hans; Michalke Norbert: Elektro- und Fluidtechnik funktionsintegriert – Radial geteilte Reluktanzmaschine als Zahnradpumpe. in: Antriebstechnik 11/2008, S. 70-76
- [3] Meyer, Florian; Ligocki, Andreas; Frerichs, Ludger: Ein Ansatz für eine neuartige elektrohydraulische Linearachse. Tagungsband, 10. Kolloquium Mobilhydraulik, Technische Universität Braunschweig, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Braunschweig, Deutschland, 2018.
- [4] C. P. Limited, „cogent-power.com,“ [Online]. Available: https://cogent-power.com/cms-data/downloads/m270-35a_1.pdf. [Zugriff am 06.05.2020].
- [5] Büchi, Roland: Brushless-Motoren und -Regler – Grundlagen, Technik Praxis. 2. Auflage; vth-Verlag; ISBN 978-3-88180-473-8, 2017.
- [6] Trzesniowski, Michael: Antrieb. Springer-Verlag; ISBN 978-3-658-15535-3; 2017. S. 176-192 Elektromotoren Motors

Elektrohydraulische Achse mit integrierter, mechanischer Positionsrückführung

Norbert Strieker¹ und Torsten Kohmäscher²

¹ CLAAS Selbstfahrende Erntemaschinen, Service Function – System Technology Hydraulics
E-Mail: norbert.strieker@claas.com; Tel.: +49 (0)5247 12-1438

Kurzfassung

Für die Strohverteilung bei einem Mähdrescher wird ein oszillierender Antrieb für die Pendelbleche des Radialverteilers benötigt. Die Kennlinie der Pendelbewegung muss für eine optimale Verteilung bei unterschiedlichen Verteilbreiten und mit permanenten Seitenwindausgleich flexibel variierbar sein. Dies erfordert eine entsprechende Leistungsfähigkeit und Dynamik des Antriebs.

Die aktuelle Lösung mit einem zentralen Hydraulikventil und dezentralen Hydraulikzylindern konnte die inzwischen gestiegenen Anforderungen nicht mehr erfüllen. Die hier vorgestellte Lineareinheit umfasst den Hydraulikzylinder, das Proportionalventil und eine mechanische Positionsrückführung in einem Bauteil.

Der Entfall von Leitungen zwischen Ventil und Zylinder ermöglicht eine weitgehend verlustfreie Übertragung von Leistung und Information. Die Zylinderposition wird mittels Zugfeder auf den Ventilschieber übertragen und wirkt der Proportionalmagnetkraft in Echtzeit entgegen (analog einer proportionalen Schwenkwinkelverstellung von verstellbaren Axialkolbenmotoren).

Ein Zusatznutzen ist ein deutlicher Energiespareffekt, da die gestiegenen Anforderungen mit einem kleineren Hydraulikzylinder erfüllt werden. Durch den kleineren Zylinder ist bei gegebenem Hub und Frequenz weniger Volumenstrom und somit eine geringere hydraulische Leistungsaufnahme erforderlich. Der Betriebsdruck aus dem Konstantdrucksystem der Maschine bleibt unverändert.

Schlagworte: Hydraulische Achse, Konstantdrucksystem, Dynamik, Systemwirkungsgrad

1 Einleitung

Der Mähdrescher ist eine landwirtschaftliche Erntemaschine für Getreide- und Samenkörner, in der die Prozessschritte Mähen, Ausdreschen, Abscheiden, Reinigen, Kornbergung und Strohmanagement mit hoher Effizienz und Geschwindigkeit automatisiert ablaufen. Im Strohmanagement laufen die Prozessschritte Häckseln und Verteilen ab, durch die eine gleichmäßige Verteilung von Stroh und Kaff auf die gesamte Arbeitsbreite der Maschine erreicht wird. Das optimierte Zusammenspiel von Wurfrotoren und Pendelblechen ermöglicht die Kompensation von unterschiedlichen Arbeitsbreiten, Seitenwind und Hangneigung.

Die Qualität der Verteilung des Häckselguts kann kaufentscheidend für einen Mähdrescher sein, da für den Landwirt die Möglichkeit zur Einsparung eines Arbeitsschrittes besteht. CLAAS sieht sich mit diesem für die neue LEXION Baureihe entwickelten System in dieser Disziplin in einer führenden Rolle [2].

Mit immer größeren Schneidwerksbreiten steigen die Anforderungen an die Verteilsysteme, so dass eine Weiterentwicklung des Gesamtsystems Radialverteiler, einschließlich des Antriebs der Pendelbleche erforderlich wurde.

Beim LEXION, der neuen, leistungsstärksten Mähdrescherbaureihe von CLAAS, kommt zur Ansteuerung der Pendelbleche die hier beschriebene

elektrohydraulische Lineareinheit mit integrierter Positionsrückführung zum Einsatz.

Abbildung 1.1 zeigt einen LEXION mit Radialverteiler im Ernteeinsatz bei Seitenwind. Durch die geeignete Verstellung der Pendelbleche gelingt eine gleichförmige Verteilung über die gesamte Arbeitsbreite.



Abbildung 1.1: Luftaufnahme eines LEXION mit Radialverteiler bei der Ernte mit Seitenwind.

Abbildung 1.2 zeigt eine Ansicht des Radialverteilers von unten. Die gegenläufigen Wurfrotoren laufen mit konstanter Drehzahl und beschleunigen das Häckselgut (Stroh) und die Spreu, so dass eine gleichförmige Verteilung über die pendelnden Streubleche (= Pendelbleche) realisiert werden kann. Der Linearaktor ist in der Darstellung grün hervorgehoben.

Abbildung 1.3 zeigt das Detail der Kinematik für die Verstellung der Pendelbleche über den Hub des Linearaktors (gelb). Zur Erhöhung der Systemsicherheit wird die Position der Pendelbleche mittels Sensor bestätigt.

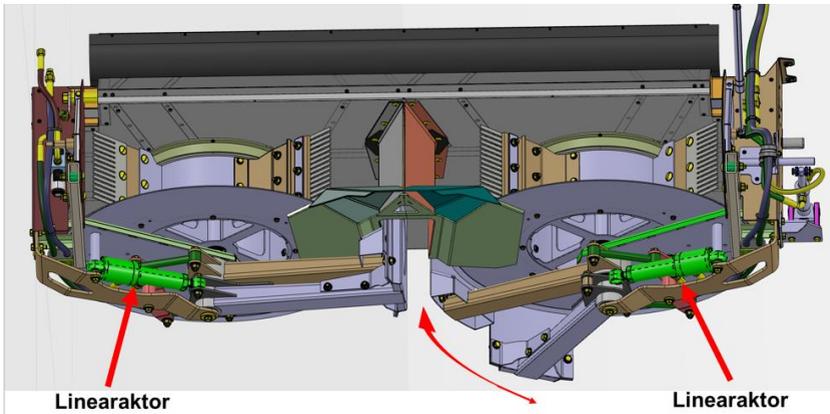


Abbildung 1.2: Ansicht des Radialverteilers von unten.

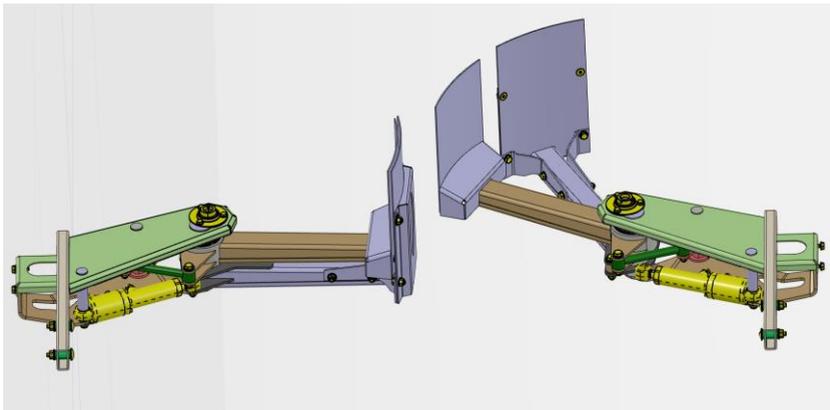


Abbildung1.3: Einzelheit Pendelblechkinematik mit Lineareinheit.

Das Diagramm in Abbildung 1.4 zeigt die im Erntebetrieb ermittelte Verteilung des Häckselguts über die Arbeitsbreite eines 12m-Schneidwerks.

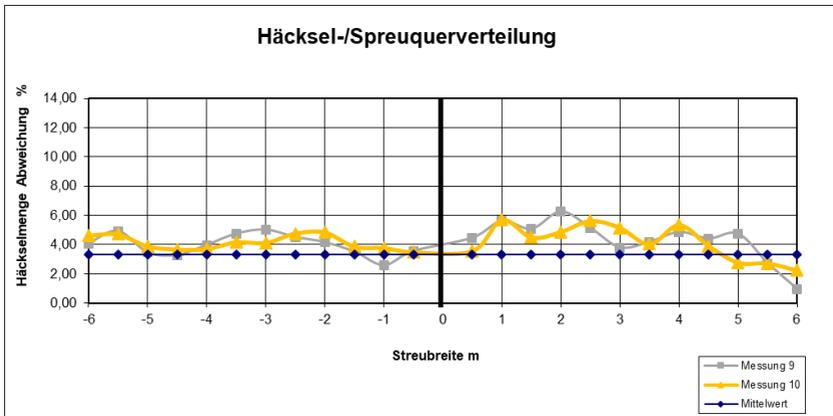


Abbildung 1.4: Verteilung über die gesamte Breite eines 12 Meter-Schneidwerks.

Zu sehen ist die prozentuale Abweichung der Häckselmenge über die Streubreite des Radialverteilers. Der Mittelwert (blau) wird mit zwei Messungen verglichen (grau, gelb).

2 Hydraulisch Systemumgebung

Die Arbeitshydraulik des LEXION Mähdeschers wird mit einem Konstantdrucksystem (CPH) mit einem Betriebsdruck von 205 bar betrieben. Die kontinuierliche Druckversorgung wird über eine druckgeregelte Axialkolbenpumpe und zusätzliche hydraulische Speicher sichergestellt. Die hydraulischen Speicher kompensieren zusätzlichen Volumenstrombedarf, der vor allem am Vorgebende durch das gleichzeitige Verstellen von mehreren Verbrauchern verursacht wird. Ein LEXION Mähdescher kann mit bis zu 30 Hydraulikfunktionen im CPH-System ausgestattet sein.

Nach dem hydraulischen Lüfterantrieb für den Kühler und der Vorsatzregelung „Autocontur“ zum Längs- und Querausgleich der Schneidwerksposition

stellt der Antrieb der Pendelbleche des Radialverteilers die Funktion mit dem drittgrößten Leistungsbedarf dar. Daher ist bei diesem Antrieb neben der Funktionalität und der Systemkosten auch die Effizienz von großer Bedeutung.

Aufgrund der Risikoanalyse des Radialverteilers muss sichergestellt werden, dass keine unkontrollierten Bewegungen bei Maschinenstart auftreten. Daher wird die Druckversorgung der beiden Linearaktoren durch ein vorge-schaltetes 2/2-Wegeventil gesperrt. Erst wenn der Radialverteiler bei bereits laufender Maschine eingeschaltet wird, gibt dieses Sperrventil die Druckversorgung frei.

3 Anforderungen an den Aktor

Für die Strohverteilung mit einem Radialverteiler wird ein oszillierender Antrieb für die Pendelbleche benötigt. Die Kennlinie der Pendelbewegung muss für eine optimale Verteilung bei unterschiedlichen Verteilbreiten und mit permanenten Seitenwindausgleich flexibel variierbar sein. Dies erfordert eine entsprechende Leistungsfähigkeit und Dynamik des Antriebs.

Um bei immer breiter werdenden Vorsätzen eine entsprechend große Wurfweite zu erzielen, müssen die Pendelbleche sich relativ langsam in der äußeren Position bewegen, um die Ausbildung eines Gutstrahls zu ermöglichen. Entsprechend schnell müssen sie bei einer vorgegebenen Pendelfrequenz von 1,0 Hz in die Ausgangslage zurückschwenken, um diese dann nach einer sehr kurzen Verweilzeit zu verlassen. Ansonsten würde zu viel Gut in der Mitte verteilt.

Abbildung 3.1 zeigt die Position der Pendelbleche als Verlauf über die Zeit (rot). Im oberen Bereich ist das Verweilen auf der Außenposition zu erkennen. Die Rückkehr in Mittelposition wird innerhalb von 200 ms erreicht. Die End-

anschläge des Linearaktors (grün) mit 85 mm Hub werden bei der Pendelbewegung vermieden. Es wird ein Abstand von ca. 2,5 mm zum mechanischen Anschlag eingehalten und auf diese Weise Stöße im System vermieden.

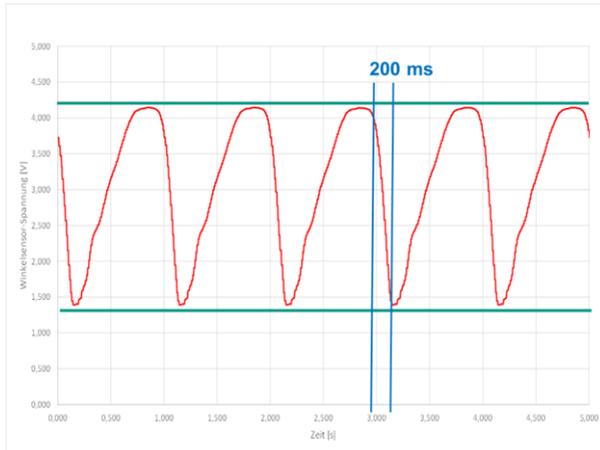


Abbildung 3.1: Kennlinie Pendelblechwinkel über Zeit.

4 Vorstellung des Aktors

Die aktuelle Lösung für die Verstellung der Pendelbleche mit einem zentralen Hydraulikventil und dezentralen Hydraulikzylindern konnte die inzwischen gestiegenen Anforderungen an die Dynamik und Kontrollierbarkeit nicht mehr erfüllen.

Die hier vorgestellte Lineareinheit umfasst den Hydraulikzylinder, das Proportionalventil und eine mechanische Positionsrückführung. Der Entfall von Leitungen zwischen Ventil und Zylinder ermöglicht eine weitgehend verlustfreie Übertragung von Leistung und Information. Die Zylinderposition wird mittels

Zugfeder auf den Ventilschieber übertragen und wirkt der Proportionalmagnetkraft in Echtzeit entgegen (analog einer proportionalen Schwenkwinkelverstellung von verstellbaren Axialkolbenmotoren).

Ein Zusatznutzen ist ein deutlicher Energiespareffekt, da die gestiegenen Anforderungen mit einem kleineren Hydraulikzylinder erfüllt werden. Durch den kleineren Zylinder ist bei gegebenem Hub und Frequenz weniger Volumenstrom und somit eine geringere hydraulische Leistungsaufnahme erforderlich. Der Betriebsdruck 205 bar aus dem Konstantdrucksystem der Maschine bleibt unverändert.

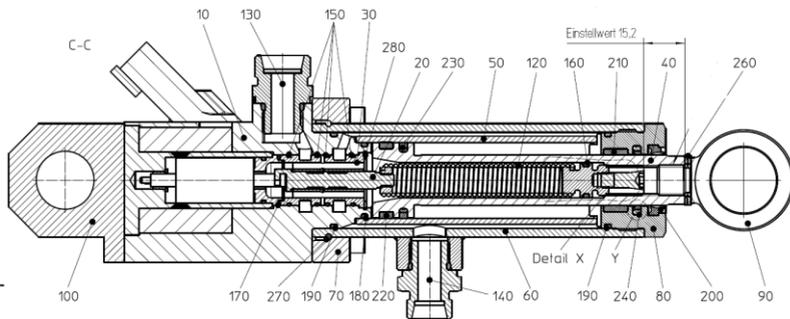


Abbildung 4.1: Schnittansicht der Lineareinheit „AlphaAktor“ von Fa. AlphaFluid [3].

Abbildung 4.1 zeigt eine Schnittansicht des Linearaktors. Die Kraft des proportionalen Magneten wirkt von links auf den Ventilschieber (20) während die Position der Kolbenstange über die Feder (120) zurückgemeldet wird. Beim Kräftegleichgewicht am Ventilschieber ist die proportionale Zielposition erreicht.

Abbildung 4.2 ein Bild sowie das Schaltsymbol des Linearaktors. Die Einbindung in die Arbeitshydraulik des Mähreschers erfolgt über den Anschluss an Hochdruck – in diesem Fall aus dem 205 bar Konstantdrucksystem – und Tank. Die Kolbenseite ist mit dem Hochdruck verbunden, während das Volumen auf der Kolbenseite durch das Regelventil moduliert wird.



Abbildung 4.2: Bild und Schaltsymbol [3] der Lineareinheit „AlphaAktor“ von Fa. AlphaFluid.

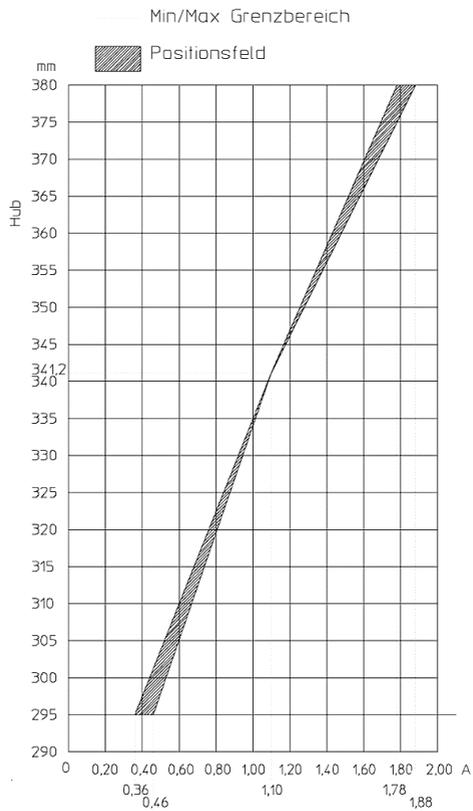


Abbildung 4.3: Kennlinie der Lineareinheit Hub über Ansteuerstrom [3].

Abbildung 4.3 zeigt die Positionstoleranz des Linearaktors ausgehend vom Einstellpunkt bei 341,2 mm und einem Strom von 1100 mA. In einem Strombereich von 360 bis 1880 mA verstellt der Aktor die Position um 85 mm. Die Endanschläge erreicht der Linearaktor mit einer Toleranz von 6,2 mm (7,3 %) Bei der Entwicklung der Steuerung muss zusätzlich die Hysterese betrachtet werden.

5 Elektrische Ansteuerung

5.1 Stromsteuerung mit Widerstandsschätzung

Bei der Vorgabe des Ansteuerstroms über eine PWM-Ansteuerung mit Stromregelung kommt es in den Umkehrpunkten zu einer Unstetigkeit in der Bewegung des Aktors. Um dies zu vermeiden wird anstelle der Stromregelung eine Stromsteuerung mit Widerstandsschätzung verwendet. Der Duty-Cycle für die PWM-Ansteuerung wird aus dem Sollstrom und dem geschätzten Widerstand der Ventilschule bestimmt. Der temperaturabhängige Widerstand der Spule kann aus dem eingestellten PWM Duty-Cycle und dem gemessenen Strom ausreichen genau geschätzt werden.

5.2 Adaption der Stromvorgabe

Wegen des dynamischen Verhaltens des Aktors eilt der Ist-Hub des Aktors dem aus der Stromvorgabe resultierenden Soll-Hub nach. Bei der dynamischen Bewegung führt dies dazu, dass sich die aus der Stromvorgabe theoretisch resultierenden maximalen und minimalen Hübe real nicht einstellen. Um dies auszugleichen wird der maximal und minimal vorgegebene Strom so angepasst, dass sich die gewünschten maximalen und minimalen Hübe einstellen. Dafür müssen die externen Positionssensoren der Vorgängerlösung beibehalten werden.

5.3 Eliminierung von Beschleunigungsspitzen

Zur Optimierung der Verteilqualität wurde der gewünschte Hub über der Zeit vorgegeben. Diese Hubkennlinie wurde in Rahmen von Ernteversuchen ermitteln. Aus der Hubkennlinie ergibt sich über die Kennlinie des Aktors der Ansteuerstrom. Aus der Vorgabe der Hubkennlinie können Unstetigkeiten mit hohen Beschleunigungsspitzen resultieren. Diese können zu unzulässigen mechanischen Belastungen des Aktors führen. Um diese zu eliminieren wurde die Hubkennlinie zweimal abgeleitet. Die daraus resultierende Beschleunigungskennlinie wurde geglättet und anschließend wieder in die Hubkennlinie umgewandelt. So konnte eine harmonische und ruckfreie Pendelbewegung sichergestellt und gleichzeitig die gewünschte Verteilqualität erreicht werden.

5.4 Ausnutzung des maximalen Pendelhubs

Beim Start des Verteilsystems werden zunächst die mechanischen Endanschläge der Aktoren angefahren und die zu den mechanischen Anschlägen gehörenden Spannungen der Positionssensoren abgespeichert. Zu Beginn der Pendelbewegung wird der zulässige Bereich für den Hub so eingeschränkt, dass sichergestellt ist, dass die mechanischen Endanschläge nicht erreicht werden. Erst wenn über die Adaption der Stromvorgabe sichergestellt ist, dass sich der gewünschte Hub einstellt, wird der zulässige Bereich mit jedem Hub aufgeweitet, bis der maximal möglich Hubbereich erreicht ist.

6 Zusammenfassung

Durch die Verwendung der vorgestellten elektrohydraulischen Achse im Radialverteiler des CLAAS LEXION konnten die Anforderungen an eine gute Verteilqualität des Häckselguts bei steigenden Schneidwerksbreiten, Seitenwind und Hangneigung erfüllt werden.

Zusätzlich konnten Vorteile bei Kosten und Effizienz erzielt werden. Im Rahmen der Entwicklung des neuen LEXION wurde das System auf Serienreife gebracht und wird in der Zukunft für weitere Anwendung in den CLAAS Erntemaschinen Berücksichtigung finden.

7 Ausblick

Folgende Anwendungen und Funktionen der Mobilhydraulik eignen sich besonders für den Antriebsdruck den beschriebenen Linearaktor:

- Alternative zu Zylindern mit integrierten Wegmesssystemen
- Minimale Verkabelung – nur ein statt drei Stecker erforderlich
- Einfahren, Ausfahren und Positionierung über nur einem Magneten
- Großer Leerhub (schnelles Überfahren) & genaue Endpositionierung.
- Robustheit für Verwendung unter erschwerten Einsatzbedingungen (z.B. Straßenbaumaschine, über Teerdeckenfräse -Abbildung 7.1)

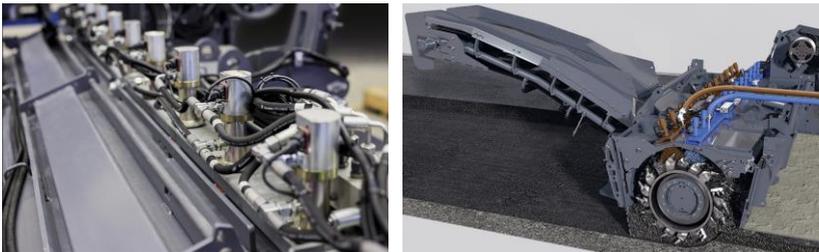


Abbildung 7.1: Stufenlose Verstellung von Einspritzmengen mit schnellem, kräftigem Stanzhub zur Reinigung der Düsen (Bilder zur Verfügung gestellt von Fa. AlphaFluid).

Literatur

- [1] <https://alphafluid.de/produkte/lineareinheit-alphaktor/> 11.05.2020
- [2] N. N. – CLAAS – Mährescher – Lexion 8900, 8800, 8700, 7700, 7600, 7500, 7400
- [3] Komponentenzeichnung von Fa- AlphaFluid

Reduzierung des Energieverbrauchs bei Ladevorgängen von Forstmaschinen durch hydraulische Transformatoren

Chris Geiger¹, Sebastian Beiser¹, Jonas Kaupp¹ und Marcus Geimer¹

¹ *Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Deutschland
E-Mail: chris.geiger@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48642*

Kurzfassung

Forstmaschinen sind ein essentieller Bestandteil im vollmechanisierten Holz-ernteprozess. Eine besondere Bedeutung fällt hierbei den Ladeprozessen von Rückezügen zu, welche 54 % der Arbeitszeit dieser einnehmen [1]. Im Vergleich zu einer Serienmaschine kann durch die Verwendung eines neuartigen Hydraulikkonzepts mit hydraulischem Transformator (HT-System) eine Reduktion der bei Ladeprozessen eingebrachten Energie um 15,8 % erreicht werden. Der vorliegende Beitrag beschreibt den simulationsgestützten Entwicklungsprozess des HT-Systems für Forstkräne, dessen Inbetriebnahme auf einer realen Forstmaschine und eine messtechnische Erfassung der Energie-reduktion. Ergänzt wird dies durch die Entwicklung einer Kranspitzensteuerung, welche spezifisch auf das neue Hydrauliksystem angepasst ist.

Schlagerworte: Forwarder, Hydraulischer Transformator, Energiereduktion, Ladezyklus, Simulationsmodell, Kranspitzensteuerung

1 Motivation

Deutschland ist etwa zu einem Drittel mit Wald bedeckt [2]. Dieser wird unter dem Aspekt der Nachhaltigkeit ökonomisch bewirtschaftet, um den Rohstoff Holz zu gewinnen. Dieses rückt immer mehr als klimafreundliches Baumaterial in den Fokus, gleichzeitig wird es schon lange als klimaneutrale Energiequelle genutzt. Jährlich findet dabei eine Ernte von 76 Mio. m³ statt [3]. Bei einem vollmechanisierten Ernteverfahren wie dem Cut-To-Length-System (CTL) werden die Bäume von einem Harvester gefällt und in bestimmte Längen geschnitten. Im nächsten Prozessschritt laden Forwarder die Stämme auf und rücken sie von den Einschlagsflächen zu den Forststraßen. Dort poltert der Fahrer die Stämme sortimentspezifisch, wodurch ein Weitertransport per LKW problemlos möglich ist [4][5].

Das Be- und Entladen von Stämmen macht mit etwa 80 bis 85 % der Gesamtarbeitszeit die Haupttätigkeit der Fahrer aus [1]. In diesem Zusammenhang sind Ladevorgänge ein wichtiger Ansatzpunkt für eine energieeffiziente Optimierung. Während dieser Ladezyklen gibt es häufig Situationen einer nahezu horizontalen Bewegung des Greifers, bei denen die potenzielle Energie einzelner Systemkomponenten aufgrund aktiver Lasten regeneriert werden kann. Im vorliegenden Beitrag wird der Entwicklungsprozess einschließlich der prototypischen Umsetzung und Validierung des innovativen Hydrauliksystems beschrieben, mit welchem ebendieses Energieregenerationspotential genutzt werden kann. Zusätzlich wird die Lösungsmöglichkeit einer Kranspitzensteuerung für das HT-System präsentiert, mit welcher eine weitere Effizienzoptimierung erfolgen kann.

2 Hydrauliksystem mit hydraulischen Transformatoren

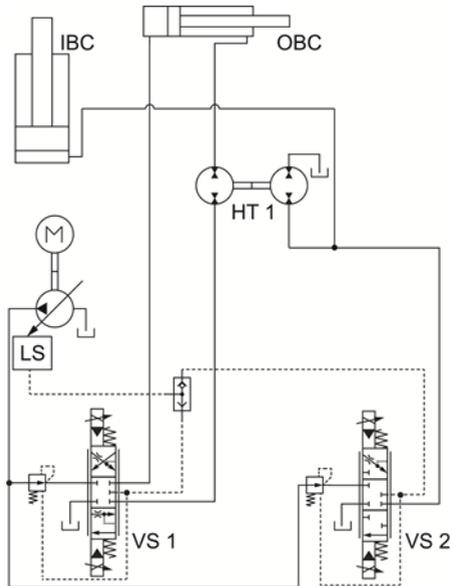


Abbildung 2.1: Load-Sensing (LS) System mit hydraulischem Transformator (HT 1). Die Steuerung der Zylinder IBC und OBC erfolgen über die Ventilsektionen VS 1 und VS 2.

Abbildung 2.1 zeigt den hydraulischen Schaltplan des HT-Systems, welches basierend auf [6] entwickelt wurde. Das Funktionsprinzip der Energiereduktion durch Energieregeneration wird beispielhaft an der zyklisch wiederkehrenden Ausfahrbewegung des Greifers zum Stamm hin erläutert: In dieser zweiten Phase des Ladeprozesses [7] wird der Greifer linear zum Stamm hinab bewegt. Dies resultiert in einem Absenken des Hubarms, einhergehend mit einem Einfahren des Hubarmzylinders (IBC). Um die Streckbewegung des Kranes zu erreichen, wird simultan der Wipparm angehoben, welches in einem Einfahren des Wipparmzylinders (OBC) resultiert. Dabei kann die durch

das Absenken des Hubarms nutzbare Energie verwendet werden, um den Wipparm anzuheben. Hierdurch findet eine Energieregeneration zwischen den beiden Zylindern statt. Da sowohl unterschiedliche Kräfte auf die Zylinder wirken, als auch divergierende Zylinderbaumaße verwendet werden, muss zur Leistungsübertragung eine Volumenstrom- und Druckanpassung zwischen IBC und OBC stattfinden. Hierfür wird durch einen hydraulischen Transformator (HT 1) die hydraulische Leistung als Produkt aus Volumenstrom und Druckdifferenz vom einfahrenden IBC hin zum OBC transferiert. Neben den energetischen Vorteilen dieses Konzepts wird der Bediener bei der Ausführung der Arbeitsaufgabe unterstützt, da dieser nun mit einem Steuerbefehl mehrere Aktoren ansteuert.

3 Simulationsmodell einer Serienmaschine

Für den simulationsgestützten Entwicklungsprozess wird in Kapitel 3 ein holistisches Simulationsmodell des konventionellen Arbeitsantriebes einer Serienmaschine aufgebaut, bestehend aus dem Mehrkörpermodell der Arbeitskinematik und dem Modell der Arbeitshydraulik. Nach der Parametrierung und Validierung des Simulationsmodells anhand von Messdaten einer Referenzmaschine im Serienstand erfolgt in Kapitel 4 die Erweiterung des Modells um das HT-System sowie die Auslegung der benötigten Komponenten, im Speziellen des hydraulischen Transformators.

3.1 Aufbau des Simulationsmodells

Ausgangspunkt des Entwicklungsprozesses ist eine Serienmaschine des Typs HSM 208f. Das verbaute konventionelle Hydrauliksystem unterscheidet sich zum in Abbildung 2.1 dargestellten HT-System dahingehend, dass keine Koppelung zwischen Hub- und Wippzylinder vorliegt. Für eine Bewegung der Kran Spitze müssen daher der Hubzylinder durch die Ventilsektion 2 und der Wippzylinder durch die Ventilsektion 1 separat angesteuert werden.

Das Simulationsmodell besteht aus dem Mehrkörpermodell der Arbeitskinematik des Forstkranes und dem Modell des hydraulischen Antriebssystems. Das Mehrkörpersystem (MKS) enthält die geometrischen Daten und Massen der einzelnen Volumenkörper, ebenso sind die Trägheitsmatrizen dieser hinterlegt. Die Reibung aller Drehgelenke wird im MKS als drehgeschwindigkeitsabhängige Dämpfung modelliert, da diese auch die Verbindung der einzelnen Objekte darstellen. Schnittstelle der beiden Modelle innerhalb der Simulation bilden die hydraulischen Aktuatoren, welche die Kraft an das Mehrkörpersystem übergeben und eine Geschwindigkeit aus der errechneten Bewegung der Körper erhalten (vgl. Abbildung 3.1, rechts). Die translatorische Reibung der Zylinder wird direkt im Hydraulikmodell mit Hilfe einer Stribeck-Kurve modelliert.

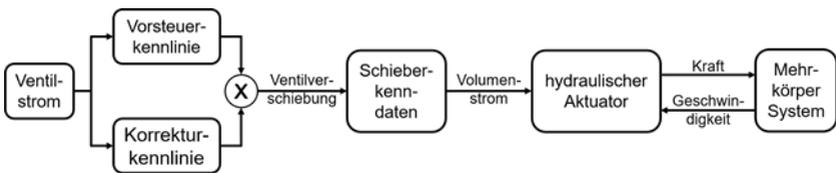


Abbildung 3.1: Ablaufplan des Simulationsmodells.

Der Ablaufplan der Simulation ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Als Eingangssignal für die Simulation dienen die auf einer Maschine gemessenen Ventilbestromungen der einzelnen Funktionen. Diese Ströme werden über eine ideale Kennlinie des Vorsteuerventils und eine aus Messdaten berechnete Kennlinie für einen Korrekturfaktor in eine Ventilverschiebung umgerechnet. Die einzelnen Ventilsektionen sind über variable Blenden für die einzelnen Ablaufkanten des Ventilschiebers im Simulationsmodell integriert. Die Ventilverschiebung korreliert über die spezifischen Kenn-daten mit dem Öffnungsquerschnitt der Ventilsektion, welcher durch die vorgeschalteten Druckwaagen einen direkten Zusammenhang mit dem Volumenstrom aufweist.

In der Simulation erfolgt die Bereitstellung des benötigten Volumenstroms, analog zur Serienmaschine, über eine Verstellpumpe, welche über ein Load Sensing System angesteuert wird. Bei dieser Pumpe sind die Kennfelder für den mechanischen und volumetrischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl, Druckdifferenz und dem Schluckvolumen hinterlegt, um eine möglichst hohe Abbildungstiefe zu gewährleisten.

3.2 Parametrierung und Validierung des Simulationsmodells

Zur Parametrierung des Simulationsmodells, insbesondere der nicht vernachlässigbaren Leitungsverluste, dienen Messreihen der Einzelfunktionen des Kranes. Hierbei wird jeweils nur eine Ventilsektion bei konstantem Ventilstrom, resultierend in einer konstanten Geschwindigkeitsanforderung, bei gleichbleibender Position der verbleibenden Verbraucher ohne Last im Greifer angesteuert. Derart können die Faktoren der Korrekturkennlinie (vgl. Abbildung 3.1) iterativ bestimmt werden, die Werte für die Reibung in den Gelenken werden ebenfalls auf diese Weise ermittelt. Das Ergebnis einer solchen Simulation einer Einzelfunktionsmessung ist in Abbildung 3.2 beispielhaft für das Ausfahren des Hubzylinders dargestellt. Es zeigt sich, dass eine sehr gute Übereinstimmung der Aktorgeschwindigkeit einhergehend mit dem anliegenden Druckniveau für Kolben- und Stangenseite vorliegt. Die Verzögerung beim Bewegungsbeginn und –ende (vgl. Abbildung 3.2, $t = 5$ s und $t = 10$ s) weisen auf unzureichend parametrierte Werte für die Haft- und Grenzreibung hin. Während im realen System zuerst ein deutlicher Druckaufbau nötig ist, bevor die Haftreibung überwunden wird und ein Bewegungsbeginn erfolgt ($t = 5$ s), startet die Bewegung im Simulationsmodell bei einer geringeren Drucküberhöhung. Die Verbraucher Wippzylinder, Teleskopzylinder und Schwenkwerk weisen ebenfalls sehr gute Übereinstimmungen auf.

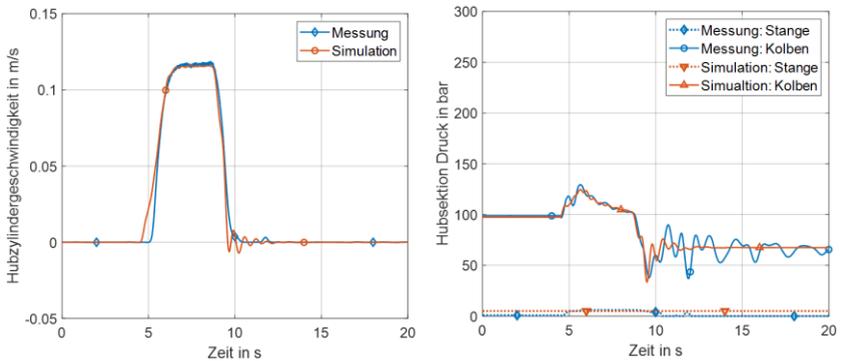


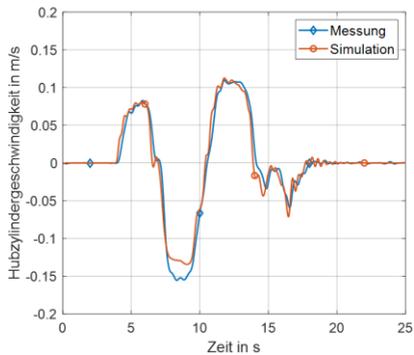
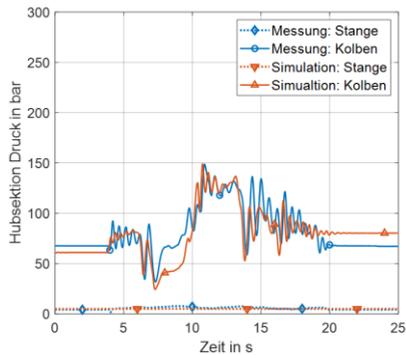
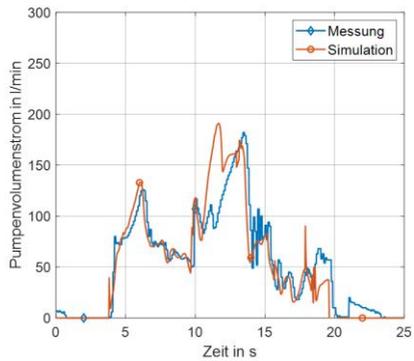
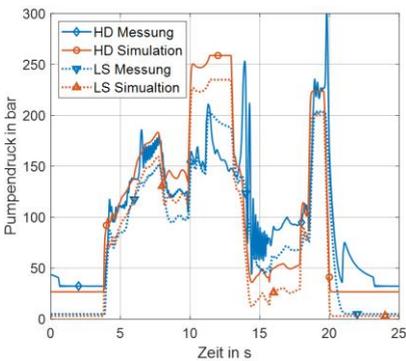
Abbildung 3.2: Ergebnisse der Parametrierung am Beispiel des Hubarms.

Zur Validierung der Simulation werden die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen einer Serienmaschine bei der Durchführung von Referenzzyklen [7] abgeglichen. Die Referenzzyklen stellen den typischen Bewegungsablauf der Arbeitskinematik dar. Hierbei wird der Greifer aus dem Rungenkorb heraus zu einem Stamm bewegt, der über die Rungen in den Korb gehoben wird. Die Ergebnisse einer solchen Simulation zur Validierung sind in Abbildung 4 dargestellt, wobei die roten Graphen der Simulation entsprechen und die blauen Graphen die Messdaten wiedergeben. Hierbei werden die Hauptfunktionen des Hubzylinders, Wippzylinders und Schwenkwerks sowie der Arbeitspumpe fokussiert. Die linke Spalte stellt dabei die Druckverläufe der jeweiligen Komponente dar, die rechte Spalte ihre dazugehörige Geschwindigkeit bzw. Volumenstrom.

Es ist eine sehr gute Übereinstimmung der Zylindergerwindigkeiten und des Druckniveaus bei den jeweiligen Verbrauchern zu erkennen. Die Geschwindigkeitsverläufe weisen ein sehr ähnliches Schwingungsverhalten wie das reale System auf, woraus auf eine korrekte Modellierung der Reibungen und Trägheiten geschlossen wird. Die Druckschwingungen im Simulationsmodell, vergleiche hierzu beispielsweise das Hubventil in Abbildung 3.3, weisen teilweise eine geringere Schwingungsamplitude auf als die in der

Messung, was auf die Vernachlässigung der Dämpfung durch die Reifen im Simulationsmodell zurückgeführt wird.

Die deckungsnahen Verläufe des Druckniveaus spiegeln die hinreichend genau parametrisierten Leitungsverluste und Zylinderreibungen wieder. Dabei kommt es auch zu einer hohen Übereinstimmung des Pumpendruckes und des von der Pumpe geförderten Volumenstroms, was eine korrekte Modellierung des Load-Sensing - Systems bedeutet.



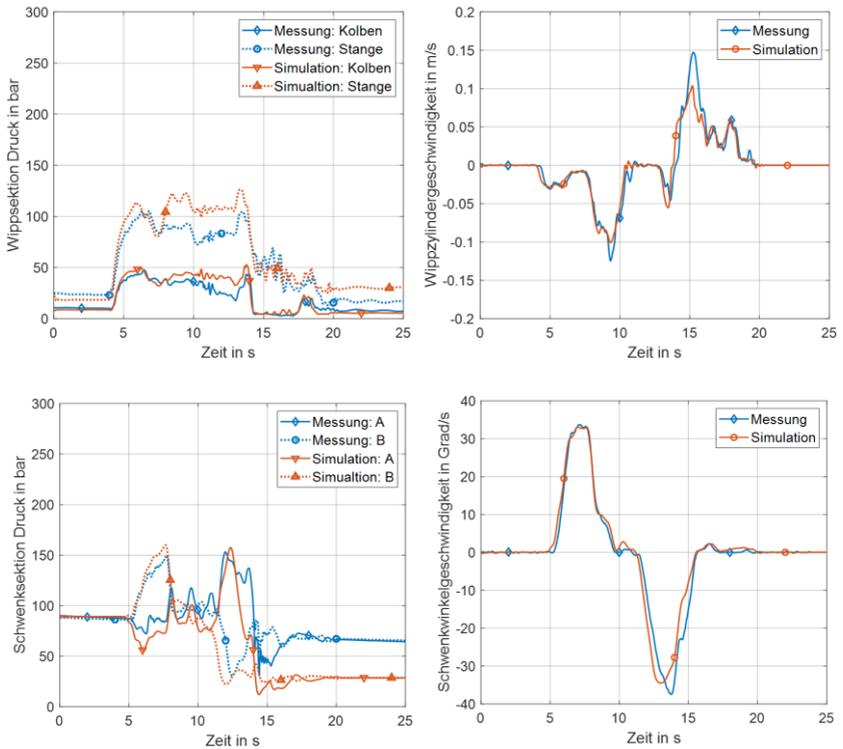


Abbildung 3.3: Ergebnisse der Validierung anhand eines Referenzzyklus.

In der Validierungsmessung sind fünf Abweichungen zur Simulation auffällig, die vorab bei der Parametrierung der Einzelfunktionen nicht auftraten. Im Zeitbereich von 10 bis 13 s weichen sowohl der Pumpendruck als auch der Volumenstrom signifikant von der Messung ab, vgl. Abbildung 3.3. Dies ist auf die Betätigung des Greifers zurückzuführen, im Speziellen dessen Schließens. Die hohe Leistungsanforderung hierfür resultiert bei der realen Maschine, aufgrund des verbauten Pumpenreglers, in einem Zurückschwenken der Pumpe. Dadurch wird weniger Volumenstrom gefördert und der lasthöchste Verbraucher (Greifersektion) gerät aufgrund der vorgeschalteten Druckwaagen in Unterversorgung. Durch die geringere Zylindergergeschwindigkeit wird

auch ein niedrigeres Druckniveau benötigt. Im Simulationsmodell ist der Leistungsregler vernachlässigt. Die reale Fahrervorgabe führt daher in der Simulation zu einem schnellen Schließen des Greifers, wobei dieser sich ab 11,5 s im Anschlag befindet, erkennbar in einem rapiden Abfall des Volumenstroms und einem konstanten Druckniveau.

Die Geschwindigkeiten des Hubzylinders im Zeitbereich von 8 s bis 9,5 s und des Wippzylinders im Zeitbereich von 14,5 s bis 16 s sind zu gering. Die Einfahrgeschwindigkeit des Hubzylinders (negativer Geschwindigkeitsbereich) ist aufgrund der aktiven Last abhängig von dem aktuellen Zylinderdruck und dem Ventilöffnungsquerschnitt im Rücklauf. Dadurch ist keine Volumenstromsteuerung, wie sie durch den Einsatz von Druckwaagen realisiert wird, möglich. Daher führt der höhere Zylinderdruck im Vergleich zur Parametrierung aufgrund einer veränderten Kranposition in der Messung zu einer absolut betrachteten höheren Geschwindigkeit. Bei dem Wippzylinder tritt ein ähnlicher Effekt auf, auch hier führt die aktive Last dazu, dass die Geschwindigkeit nicht durch den Zulauf, sondern durch die Drosselung im Rücklauf zum Tank eingestellt wird. Die Zylindergeschwindigkeit ist daher schneller als vom Fahrer gefordert, eine Kavitation auf der Bodenseite wird nur dadurch vermieden, dass über ein Drosselrückschlagventil Volumenstrom von der vorgepressten Tankleitung in den Zylinder gefördert wird. Ein Beleg hierfür ist der Vergleich des theoretischen Volumenstroms, welcher sich aus den Zylindergeschwindigkeiten der zu diesem Zeitpunkt betätigten Verbraucher berechnet, mit dem gemessenen Pumpenvolumenstrom. Dieser ist im besagten Zeitbereich um 25 % bis 34 % geringer. Die fünfte Abweichung ist die Druckdifferenz bei dem Wippzylinder zwischen 7 s bis 14 s. Zurückzuführen ist diese auf eine geringfügig unterschiedliche Position des Kranes resultieren aus der geringeren Geschwindigkeit des Hubzylinders zwischen von 8 s bis 9,5 s.

4 Simulationsgestützte Entwicklung des HT-Systems und Evaluierung dessen Potentials zur Energiereduktion

Auf Basis des validierten Simulationsmodells des Seriensystems werden zur Modellierung des HT-Systems zwei direkt miteinander verbundene Konstantmotoren integriert, welche wie zuvor beschrieben als Hydrotransformator dienen, vgl. Abbildung 2.1. Durch den Einsatz des Hydrotransformators wird das benötigte Pumpendruckniveau für den Hub- und Wippzylinder reduziert. Parametriert werden die Konstanteinheiten mit den Werten zu Trägheit und Schluckvolumen aus dem Datenblatt des Herstellers. Zusätzlich sind bei den Konstanteinheiten, wie auch schon bei der Pumpe, die Kennfelder für den mechanischen und volumetrischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Druckdifferenz und Drehzahl hinterlegt. Um das Potential der Energieeinsparung zu steigern, muss das Druckniveau des Schwenkwerks reduziert werden, mit dem Ziel einer Annäherung des Druckniveaus aller Verbraucher. Hierzu wird im Schwenkwerk ein Ventilschieber verbaut, welcher einen geringeren Ablaufdruck bewirkt, wodurch das Druckniveau beim Schwenken des Kranes abgesenkt wird.

Um einen Vergleich des Energiebedarfs zwischen dem Seriensystem und dem HT-System auf demselben Referenzzyklus zu ermöglichen, werden Positionsregler in das Simulationsmodell integriert. Hierdurch wird sichergestellt, dass die Geschwindigkeitsverläufe und somit die Druck- und Volumenstromanforderungen an den Verbrauchern übereinstimmen. Für eine optimierte Steuerbarkeit der Kranspitze wird das HT-System nur außerhalb des Rungenkorbs verwendet. Die Ergebnisse beider Simulationen für einen beispielhaften Referenzzyklus sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Hier ist gut zu erkennen, dass das HT-System zu einem Absenken des Druckniveaus führt und den benötigten Volumenstrom beim Anheben des Stammes deutlich verringert. Der Zyklus wird bei einer sehr guten Übereinstimmung der Bewegungen zwischen den

einzelnen Systemen ausgeführt. Durch die Simulation von vorab messtechnisch erfassten Referenzzyklen zeigt sich ein Energieeinsparungspotenzial zwischen 15 % und 20 %, evaluiert anhand der von der Pumpe bereitgestellten hydraulischen Leistung.

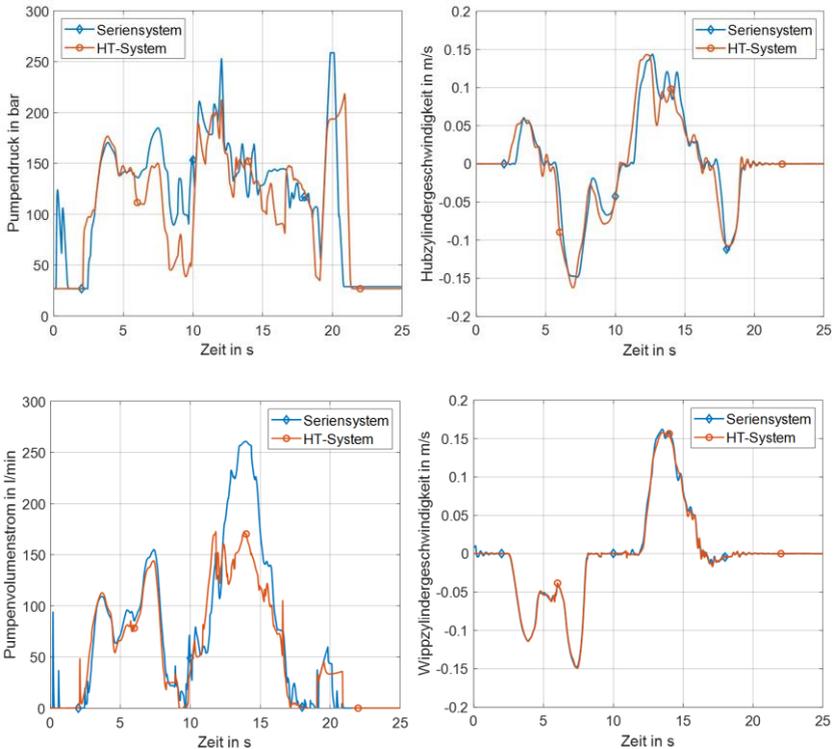


Abbildung 4.1: Simulativer Vergleich zwischen Seriensystem und HT-System.

5 Validierung der Effizienzsteigerung im HT-System

Es wird ein Forwarder prototypisch aufgebaut, wobei die Arbeitshydraulik wie in Abbildung 2.1 gezeigt ausgeführt wird. Am Beispiel des Referenzladezyklus wird das HT-System mit einem konventionellen Hydrauliksystem verglichen. Dafür werden mit jedem Hydrauliksystem 31 Referenzzyklen messtechnisch aufgenommen. Um das serienmäßige Hydrauliksystem zu testen, wird der Prototyp für die Messung auf dieses umgebaut, um gleichbleibende Versuchsbedingungen durch die gleiche Grundmaschine einschließlich der Arbeitskinematik und des Verbrennungsmotors zu gewährleisten. Dadurch ist eine Untersuchung des Effizienzvorteils, welcher ausschließlich durch die unterschiedlichen Hydrauliksysteme hervorgerufen wird, möglich. Abbildung 5.1 stellt die Ergebnisse dieser Versuche dar. Hierbei zeigt sich eine Reduktion der benötigten hydraulischen Energie je Zyklus von 90,3 Wh für das konventionelle Hydrauliksystem auf 76,0 Wh bei dem HT-System. Ebenfalls ist eine tendenzielle Verringerung der Zykluszeit erkennbar, worin sich das Potential des HT-Systems zu einer leichteren Bedienung der Arbeitskinematik aufgrund einer Komplexitätsreduktion der Arbeitsaufgabe widerspiegelt.

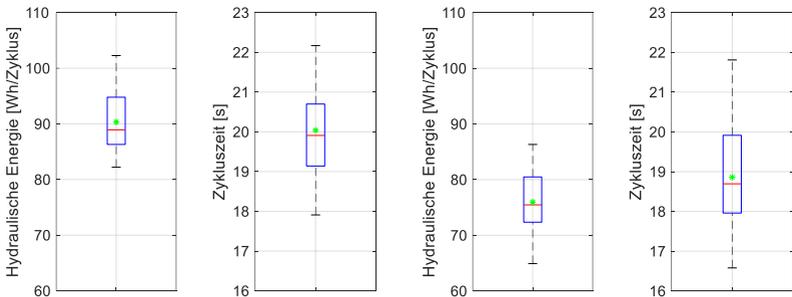


Abbildung 5.1: Energieverbrauch und Zykluszeit im Referenzzyklus, links: Konventionell, rechts: HT-System.

6 Regelstrategien zur Effizienzoptimierung

Für den Prototypen des Forwarders wird eine Kranspitzensteuerung entwickelt. Diese ist im ersten Schritt anhand des holistischen Simulationsmodells ausgelegt, das um die Bestandteile einer inversen Kinematik und Regelung erweitert ist. Für die inverse Kinematik, die eine lokale, schrittweise Pfadplanung zulässt, wird das Konzept der gewichteten Pseudoinversen nach [8] genutzt, um die Redundanz aufzulösen. Dadurch werden die Geschwindigkeitsanteile der Gelenke am räumlichen Pfad beeinflusst. Außerdem ist die Nullraumgeschwindigkeit implementiert, die eine Eigenbewegung des Krans ohne räumliche Bewegung des Greifers zulässt. Hierbei können bspw. die Gelenkgrenzen durch eine Kostenfunktion vermieden werden, die von [9] vorgeschlagen und auf den vorliegenden Forstkran angepasst sind.

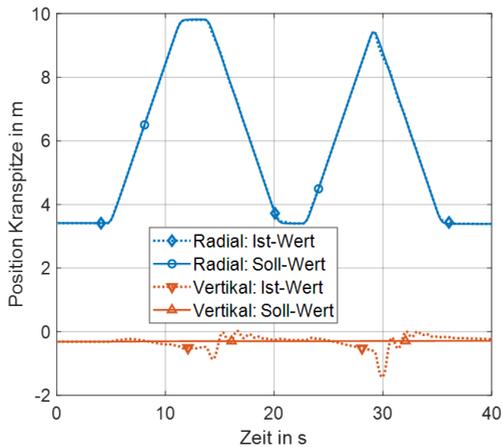


Abbildung 6.1: Kagefehler der Kranspitze bei 1 m/s.

Die Regelung basiert auf einer Einzelgelenkregelung in Kaskadenstruktur mit Vorsteuerung, die anhand [10] dimensioniert wird. Als Hilfsregelgröße wird die Gelenkgeschwindigkeit herangezogen, für die ein PI-Regler ausgelegt

wurde. Für die Gelenkposition als Hauptregelgröße wird ein P-Regler verwendet. Die Vorsteuerung wird mit dem bekannten Zusammenhang Volumenstrom zu Ventilstrom über eine Look-Up-Tabelle umgesetzt sowie der Addition der Sollgeschwindigkeit auf den Ausgang des Lagereglers. Es kann gezeigt werden, dass die Kopplung des Hub- und Wipparms durch das HT-System sowohl in der inversen Kinematik, als auch in der Vorsteuerung möglich ist.

Anschließend sind verschiedene Gewichtungsmatrizen für einen horizontalen, einen vertikalen und einen schrägen Pfad des Greifers auf den entstandenen Lagefehler sowie die benötigte Energie untersucht worden. Dabei weist das HT-System für den horizontalen und schrägen Pfad eine Einsparung gegenüber dem konventionellen System von bis zu 20% je nach gewählter Gewichtung und Kopplung auf. Die mittleren Lagefehler belaufen sich dabei auf maximal 67,1 mm für eine Kranspitzen geschwindigkeit von 1 m/s sowie maximal 15,1 mm für 0,5 m/s.

7 Fazit

Der Beitrag zeigt, dass eine simulationsgestützte Entwicklung eine schnelle und zielgerichtete Ausführung und Prüfung neuartiger Konzepte ermöglicht. Durch das HT-System werden eine Energieeinsparung im Ladeprozess von 16 % im Vergleich zu einem konventionellen System nachgewiesen. Zudem sind messtechnisch erfasste, positive Tendenzen hinsichtlich einer gesteigerten Produktivität erkennbar, welche auf eine für den Bediener erleichterte Ausführung der Arbeitsaufgabe zurückgeführt wird.

Für eine optimale Ausnutzung des Energieeinsparpotentials wurde spezifisch für das HT-System eine Kranspitzensteuerung simulationsbasiert entwickelt. Diese führt zu einem zu einer Effizienzsteigerung, zum anderen werden Produktivitätsvorteile aufgrund einer geringeren mentalen Belastung des Fahrers erwartet. Im nächsten Schritt wird dieses in der Maschinensteuerung imple-

mentiert und unter Laborbedingungen untersucht. Anschließend wird der minimierte Dieselverbrauch und die damit einhergehende Reduktion von Kohlenstoffdioxid untersucht, wobei das Verbrauchskennfeld der Verbrennungskraftmaschine bei der Optimierung mitberücksichtigt wird.

Danksagungen

This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under grant agreement No 727883.

Gefördert durch: Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Literatur

- [1] Manner, J.; Palmroth, L.; Nordfjell, T. und Lindroos, O.: Load level forwarding work element analysis based on automatic follow-up data, *Silva Fennica* 50 (2016) H. 3.
- [2] Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft: Der Wald in Deutschland: Ausgewählte Ergebnisse der dritten Bundeswaldinventur. 3. Auflage. Berlin 2018.
- [3] Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft: Holzmarktbericht 2018: Abschlussergebnisse für die Forst- und Holzwirtschaft des Wirtschaftsjahres 2018. Bonn 2018.
- [4] Manner, J.: Automatic and Experimental Methods to Studying Forwarding Work: Dissertation. Umeå 2015.
- [5] Morales, D. O.; Westerberg, S.; La Hera, P. X.; Mettin, U.; Freidovich, L. und Shiriaev, A. S.: Increasing the Level of Automation in the Forestry Logging Process with Crane Trajectory Planning and Control, *Journal of Field Robotics* 31 (2014) H. 3. S. 343–363.

- [6] Hohenlohe, F.: Gebrauchsmusterschrift (22.08.2014) DE 20 2014 006 861 U1.
- [7] Geiger, C. und Geimer, M.: Efficiency Optimisation of a Forestry Crane by Implement Hydraulics with Energy Recovery. In: VDI-MEG - 75th International Conference on Agricultural Engineering - LAND. TECHNIK AgEng 2017 - The Forum for Agricultural Engineering Innovations, Hannover, 10.-11. November 2017 (2017). S. 117–125.
- [8] Beiner, L. und Mattila, J.: An improved pseudoinverse solution for redundant hydraulic manipulators, *Robotica* 17 (1999) H. 2. S. 173–179.
- [9] Liégeois, A.: Automatic Supervisory Control of the Configuration and Behavior of Multibody Mechanisms, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* 7 (1977) H. 12. S. 868–871.
- [10] Weber, W.: *Industrieroboter: Methoden der Steuerung und Regelung*. 4. Auflage. München: Hanser Verlag 2019.

VEL - eine modulare virtuelle Inbetriebnahmeumgebung für mobile Arbeitsmaschinen

Heiko Baum¹, Benedikt Müller¹ und Oliver Breuer¹

¹ FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH, Jülicher Straße 338a, 52070 Aachen
E-Mail: heiko.baum@fluidon.com; Tel.: (+49)241 9609260

Kurzfassung

Die virtuelle Inbetriebnahme repräsentiert einen Teil eines zukünftigen Produktlebenszyklusmanagements, das vollständig durch die Digital-Twin-Methodik unterstützt wird. Einer der wichtigsten und offensichtlichsten Vorteile der virtuellen Inbetriebnahme ist der Zeitgewinn im Vergleich zum klassischen Prozess der sequenziellen Produktentwicklung, da Steuerungsentwicklung und -test bereits zu einem sehr frühen Projektstadium erfolgen.

Mit dem Ziel, die virtuelle Inbetriebnahme auch für Firmen mit begrenzten Entwicklungskapazitäten und -budget zugänglich zu machen, hat FLUIDON das Virtual Engineering Lab (VEL) konzipiert. Das VEL ist eine modulare, auf Open-Source-Toolkits und standardisierten Schnittstellendefinitionen basierende Entwicklungsumgebung zur felddbusbasierten Verknüpfung von Simulationsmodellen und dem realen Controller einer mobilen Arbeitsmaschine.

Schlagnworte: Virtuelle Inbetriebnahme, SiL- und HiL-Simulation, Steuerungsentwicklung, EtherCat, FMI

1 Einleitung

Bei der klassischen Produktentwicklung (Abbildung 1.1, oberer Bildteil) ist die Inbetriebnahme des Controllers an die Verfügbarkeit der realen Maschine gekoppelt und erfolgt erst relativ spät im Entwicklungsprozess. Kommt es jetzt während der Inbetriebnahme zu Problemen, dann hat dies zwangsläufig Verzögerungen und Kostensteigerungen zur Folge.

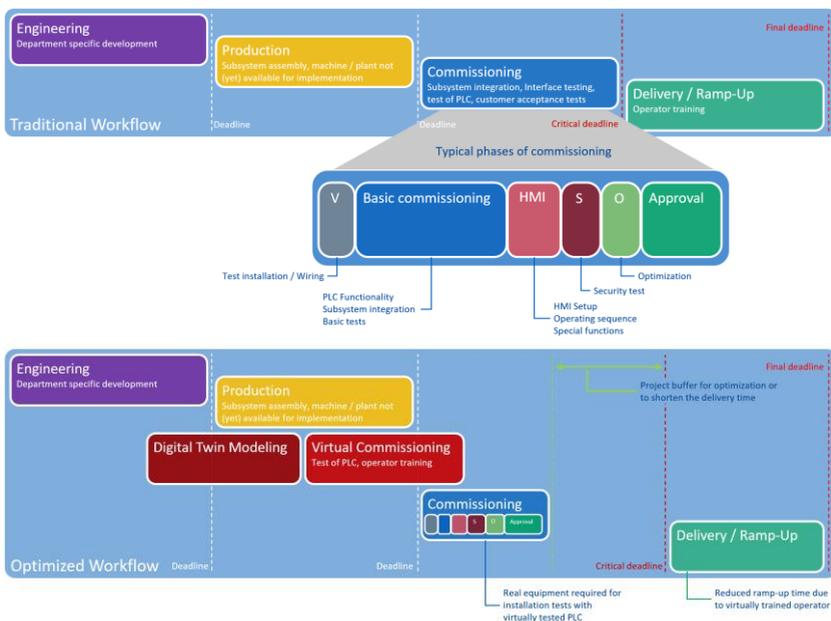


Abbildung 1.1: Klassische sequenzielle Produktentwicklung (oben) und Produktentwicklung mit digitalem Zwilling und virtueller Inbetriebnahme (unten).

Abhilfe bietet die auf dem digitalen Zwilling (DZ) eines technischen Systems oder Subsystems aufbauende Produktentwicklung mit virtueller Inbetriebnahme (Abbildung 1.1, unterer Bildteil). Bei der Digital-Twin-Methodik [1]

trägt jede Ingenieursdisziplin – Mechanik, Hydraulik, Elektrotechnik und Softwaretechnik – zum DZ bei, sodass interdisziplinäres Arbeiten und Kommunikation in einem frühen Stadium der Produktentwicklung gefördert werden. Hierdurch wird ein paralleles Engineering möglich, das nicht nur ein sehr hohes Maß an Effizienz und Durchgängigkeit erreicht, sondern gleichzeitig auch die Flexibilität der Produktentwicklung steigert. Die kurzfristige Umsetzung von Änderungswünschen oder die Bewertung von Varianten kann während des Entwicklungsprozesses auf einer fundierten Grundlage erfolgen.

Zurzeit wird virtuelle Inbetriebnahme allerdings meistens nur von größeren Firmen durchgeführt, deren Entwicklungsabteilungen über ausreichend Ressourcen und eine breite Ingenieurbasis für die mechatronische Systementwicklung verfügen, um die interdisziplinären Simulationsmodelle des DZs zu erstellen. In Zeiten der Globalisierung, Digitalisierung und Industrie 4.0, in denen Unternehmen mehr Wettbewerb und höherem Innovationsdruck ausgesetzt sind, ist das Virtual Engineering Lab von FLUIDON ein Ansatz, wie die virtuelle Inbetriebnahmetechniken auch von kleineren Firmen eingesetzt werden kann.

2 Virtual Engineering Lab (VEL)

Das Virtual Engineering Lab (VEL) ist eine modulare, erweiterbare Entwicklungsumgebung für die Ankopplung von DZs an Feldbusnetzwerke, um den Entwicklern mobiler Arbeitsmaschinen virtuelle Inbetriebnahmetechniken für SiL- und HiL-Anwendungen zur Verfügung zu stellen.

Das VEL basiert auf Open-Source-Toolkits und standardisierten Schnittstellendefinitionen. Auf der Simulationsseite ist das VEL eine Echtzeitlösung, die Linux-FMU-Modelle (**f**unctional **m**ock-up **u**nit) [2] aus allen FMI-konformen Entwicklungstools importieren kann, um den DZ zu bilden. Hierbei können mehrere FMUs auch parallel angebunden werden, sodass z. B. Tool A die Hydraulik und Tool B die Mechanik liefert.

Auf der Feldbusseite stellt das VEL eine EtherCAT-Feldbusschnittstelle [3] zur Verfügung, die als HiL-Anwendung einen Datenaustausch mit der realen Steuerung über verschiedene Feldbusse deterministisch und mit einer Zykluszeit von Millisekunden gewährleistet. Alternativ kann das VEL auch als SiL-Anwendung über eine OPC UA Schnittstelle mit der Entwicklungsumgebung der Steuerung verbunden werden. In allen Fällen liefert das VEL dem Steuerungsentwickler ein inverses Abbild der I/O-Signale der realen Steuerung.

Aufgrund seiner modularen Struktur und der universellen Schnittstellen kann der VEL-Aufbau leicht an eine spezifische Anwendung angepasst werden. Abbildung 2.1 präsentiert eine Konfiguration des VELs mit einem EtherCAT /CANopen-Gateway zur Anbindung der realen Maschinensteuerung.

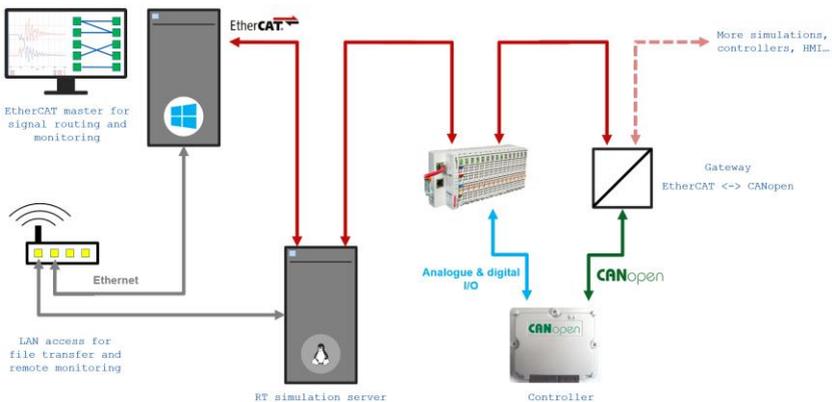


Abbildung 2.1: Struktur des VELs mit angebundenem CANopen-Controller

Das VEL ist bzgl. Simulationszeitschritt und Modelldetaillierung speziell auf die hohen Anforderungen der Hydrauliksimulation ausgelegt, um z. B. die Dynamik von Hydraulikleitungen in einer mobilen Arbeitsmaschine abzubilden, und unterscheidet sich hierdurch von verfügbaren Lösungen zur virtuellen Inbetriebnahme, die eher auf die Automatisierung von Fertigungs- und

Montageprozessen, mit vordefinierten Bewegungsdynamiken, ausgerichtet sind.

3 Simulationsmodelle für das VEL

Simulationsmodelle in Echtzeitumgebungen müssen bestimmte Anforderungen erfüllen. Sie müssen z. B. schnell genug berechnet werden können, um Ergebnisse zwischen vorgegebenen Zeitschritten zu liefern. Außerdem müssen sie zu garantierten Zeiten für den Datenaustausch bereit sein. Diese Anforderungen bedürfen einer intelligenten Modellstruktur, die auf den erforderlichen Detaillierungsgrad und den Einsatz von Solvern mit fester Schrittweite beschränkt ist.

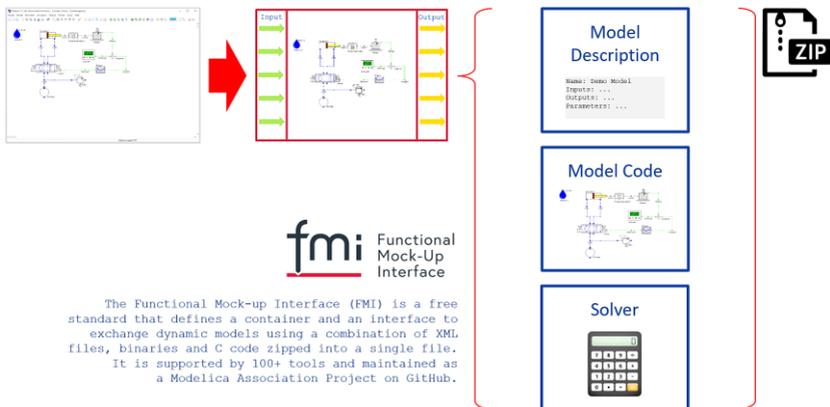


Abbildung 3.1: Vorbereitung einer FMU für den VEL-Echtzeitsimulator.

Um das Systemmodell anschließend auf dem VEL zu berechnen, muss es aus der erstellenden Simulationssoftware exportiert werden. In DSHplus [4] erfolgt die Erstellung von FMUs mit wenigen Mausklicks, indem einfach die Zielplattform ausgewählt und das Modell exportiert wird (Abbildung 3.1).

Das VEL erwartet FMUs zur Co-Simulation, da diese ihren eigenen Solver mitbringen, der an die numerischen Bedürfnisse jedes Modells angepasst ist. Beim Export wird eine Beschreibungsdatei nach FMI 2.0 erstellt und zusammen mit dem Modell und dem Solver in ein Archiv gepackt.

Die Simulationsmodelle, die auf dem Echtzeit-Server berechnet werden sollen, müssen nach ihrer Erstellung dorthin übertragen werden. Dies erledigt der VEL Orchestrator über eine Web-Schnittstelle (Abbildung 3.2).

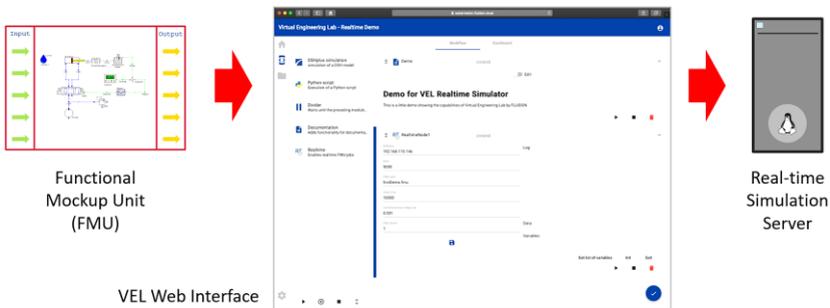


Abbildung 3.2: FMU Transfer zum Echtzeitsimulator.

Der VEL Orchestrator bietet einen einfachen Zugang zu Simulationsabläufen, die Modelle, Datenanalyse, Dokumentation und Integration von VEL-Echtzeitsimulatoren enthalten. Zur nahezu beliebigen Skalierung von Simulationssystemen kann der VEL Orchestrator mehrere Echtzeitsimulationen gleichzeitig verbinden und steuern. Die Verteilung der Modelle auf die Simulationsserver besteht hauptsächlich aus der Auswahl des richtigen Servers nach IP-Adresse, dem Hochladen der FMUs und dem Starten der Echtzeitsimulatoren.

4 Der VEL-Echtzeitsimulator

Der Aufbau von Simulationssystemen mit angebundener Controller-Hardware erfordert ein deterministisches Verhalten der Systemmodelle. Andernfalls würden sich die Antwortzeiten stark unterscheiden und der Controller würde ein abweichendes Systemverhalten annehmen. Um dies zu erreichen, läuft der VEL-Echtzeitsimulator unter einem Linux mit Echtzeit-Kernel, der ein sehr genaues Timing der Rechenaufrufe der FMUs erreicht.

Der VEL-Echtzeitsimulator (Abbildung 4.1) ruft die Rechenfunktionen aller FMUs zyklisch auf, synchronisiert die Berechnung der FMUs und tauscht zwischen ihnen E/A-Signale gemäß der benutzerdefinierten Struktur aus.

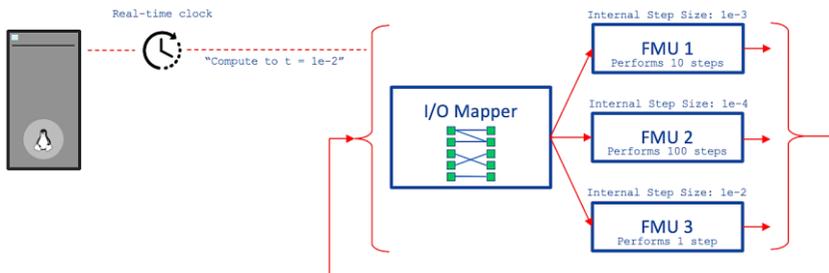


Abbildung 4.1: Zyklische FMU-Berechnung durch den VEL-Echtzeitsimulator.

Die Schrittweite des Echtzeitsimulator (Makroschrittweite) hängt von der Systemdynamik der beteiligten Modelle ab. Bei jedem Makroschritt gibt der Simulator die abgebildeten Eingangswerte an die entsprechenden Eingänge der FMUs weiter. Alle FMUs werden parallel berechnet und die FMU-Ausgänge werden an den EtherCAT-Backbone weitergeleitet (Abbildung 4.2). Ein Mapping-Modul puffert die FMU-Ausgänge, damit sie im nächsten Zeitschritt als Eingänge für andere FMUs verwendet werden können. Zur Anbindung an

den EtherCAT-Backbone ist der Echtzeitsimulator als EtherCAT-Slave konfiguriert.

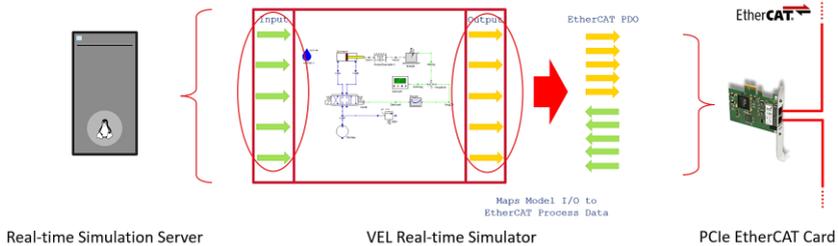


Abbildung 4.2: Signalweiterleitung zu und vom EtherCAT-Backbone.

5 Verbinden von VEL-Komponenten

Sobald alle VEL-Echtzeitsimulatoren und Controller eingerichtet und mit dem EtherCAT-Backbone verbunden sind, muss ein Master-Rechner konfiguriert werden. Der Master-Computer verbindet alle Komponenten des HiL-Setups miteinander und dient als Ether-CAT-Master und Signalrouter für alle Daten, die zwischen den Komponenten ausgetauscht werden müssen. Die eigentliche Aufgabe des Signalaroutings (Abbildung 5.1) wird hierbei von Beckhoff TwinCAT [5] übernommen.

Beckhoff TwinCAT ist eine Automatisierungssoftware, die Entwicklungsumgebung, Echtzeit-Laufzeitsystem für SPS-Anwendungen und Feldbusmaster integriert. Aufgrund der starken Ausrichtung auf EtherCAT ist die Softwareunterstützung für EtherCAT-Geräte hervorragend. Beckhoff selbst vertreibt eine große Anzahl von kompatiblen I/O-Geräten und Gateways zu anderen Feldbussen, wodurch die Integration in die HiL-Toolkette vereinfacht wird. Große und komplexe Systeme können auf mehrere Rechenknoten aufgeteilt werden, um die Rechenlast zu verteilen (Abbildung 5.2).

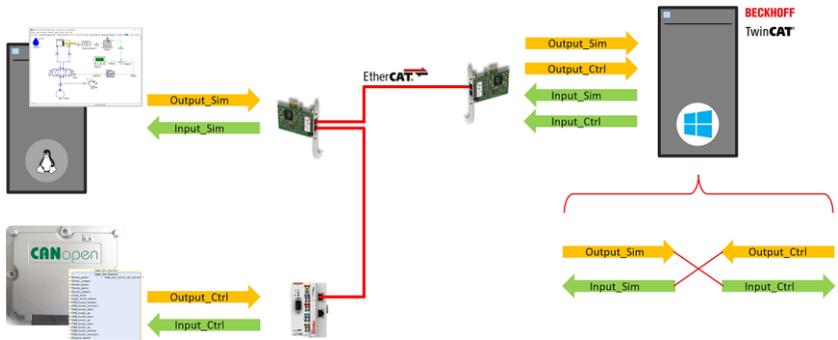


Abbildung 5.1: I/O-Datenaustausch über EtherCAT und Signalrouting mit TwinCAT.

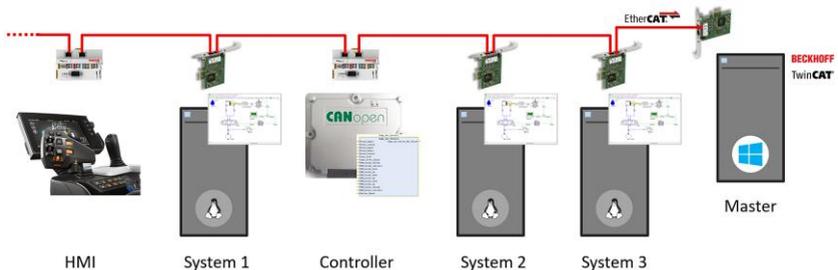


Abbildung 5.2: Erweiterte Topologie für rechenintensive Systeme

Die Integration der HiL-Setup-Komponenten erfolgt grafisch, indem entweder der EtherCAT-Bus nach neuen Slaves gescannt oder Slaves manuell zur Konfiguration hinzugefügt werden. TwinCAT erkennt automatisch alle verfügbaren Prozessdaten von EtherCAT-Slaves und stellt die Konfiguration in einem Gerätebaum dar (Abbildung 5.3).

Jeder Echtzeitsimulationsserver wird als ein EtherCAT-Slave-Gerät mit allen E/A-Signalen der aktuell geladenen Simulationsmodelle (FMU) dargestellt. Diese E/A-Signale können dann mit Variablen innerhalb eines Beckhoff-TwinCAT-Programms verknüpft werden. E/A-Signale von angeschlossenen Steuer-einheiten werden auf die gleiche Weise verknüpft.

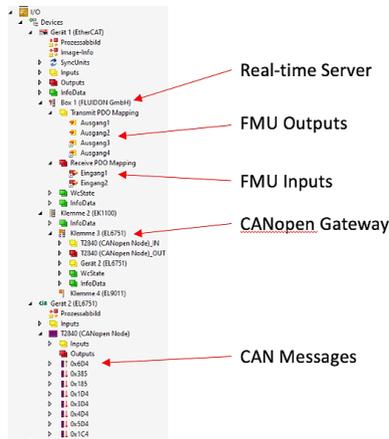


Abbildung 5.3: Beispiel für EtherCAT-Gerätekonfiguration.

Wenn alle E/A-Signale in TwinCAT mit Variablen verknüpft sind, können sie durch das Schreiben recht einfacher Mapping-Programme miteinander verbunden werden. Aufgrund des Automatisierungshintergrunds von TwinCAT können Programme in jeder der IEC-Programmiersprachen (ST, SFC, FBD, ...) oder alternativ in C++ geschrieben werden.

6 Visualisierung der VEL-Ergebnisse

Da Beckhoff TwinCAT bereits Teil der Toolkette ist, wird derzeit die integrierte Messfunktionalität zur Visualisierung genutzt. Jedes Signal, das auf dem EtherCAT-Backbone zur Verfügung steht, kann durch einfaches Ziehen auf den Scope-Eintrag am Projektbaum (Abbildung 6.1) ausgewählt werden. Jeder Scope kann so konfiguriert werden, dass mehrere Achsen mit geeigneter Skalierung angezeigt werden.

Über EtherCAT-fähige Gateways ist es zudem möglich, Visualisierungswerkzeuge oder HMI-Geräte in den Simulationsverbund einzuschleifen (Abbildung 6.2).

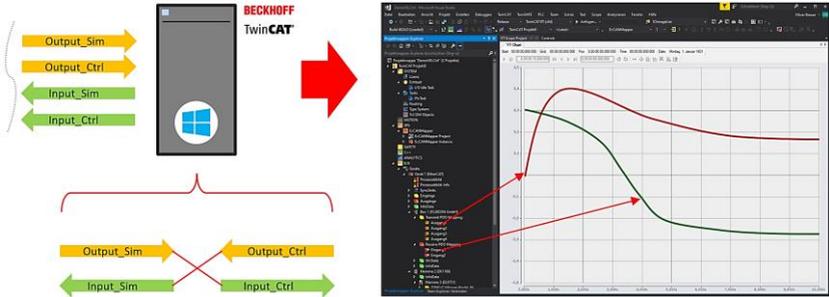


Abbildung 6.1: TwinCAT Scopes zur Visualisierung.



Abbildung 6.2: Beispiele ergänzender Visualisierung und HMI-Geräte.

7 Einsatzszenarien des VELs

Das modulare Konzept des VELs erlaubt die Anpassung/Skalierung der Entwicklungsumgebung an nahezu beliebige Anforderungen. Ein an die Anforderungen der Steuerungsentwicklung von mobilen Arbeitsmaschinen vorbereiteter VEL-Demonstrator wurde von FLUIDON in einen portablen Transportkoffer integriert (Abbildung 7.1). Indem sie den zugrundeliegenden DZ mittels Joystick bedienen, können sich Interessenten einen Eindruck von dessen Funktion und Handhabung machen. Zudem bietet sich die Gelegenheit, die Einsatzmöglichkeiten für die eigene Steuerungsentwicklung bei Fachgesprächen auszuloten.



Abbildung 7.1: Mobiles VEL.

8 Zusammenfassung

Die virtuelle Inbetriebnahme bietet insbesondere für die Elektronik- und Softwareingenieure einen großen Nutzen: Während im klassischen Prozess die Softwareentwicklung und der Test oft nur am realen Prototypen möglich sind, erfolgen Softwareentwicklung und -tests nun in der Software-in-the-Loop (SiL)-Umgebung mit dem virtuellen Prototypen. Nach Auswahl der geeigneten Hardware findet die weitere Validierung auf der realen SPS in der Hardware-in-the-Loop-Umgebung (HiL) statt. Die Mensch-Maschine-Schnittstelle (MMS, engl. Human-Machine-Interface HMI), bestehend aus Komponenten wie Joysticks, Bedienfeldern und Displays, kann bereits Teil dieses Testaufbaus sein und ermöglicht nicht nur einen Test aus Engineering-Sicht, sondern auch Anwender- oder Kundentests und Feedback auf Basis des virtuellen Prototyps. Extremsituationen der Maschine können in dieser Phase ohne Risiko getestet werden. Die frühe Steuerungsintegration deckt Designprobleme viel früher auf als der traditionelle Prozess, ermöglicht somit kostengünstigere Korrekturmaßnahmen als in einem späteren Stadium und führt zu einer besseren Qualität des Produktdesigns. Die Zeit bis zur Markteinführung eines neuen Systems wird hierdurch deutlich verkürzt.

9 Literatur

- [1] VDI/ VDE: Simulation und digitaler Zwilling im Anlagenlebenszyklus, VDI-Statusreport, 02.2020
- [2] FMI-standard - Functional Mock-up Interface for Model Exchange and Co-Simulation, <https://fmi-standard.org>, zuletzt besucht am 07.2020
- [3] EtherCAT - Der Ethernet-Feldbus, <https://www.ethercat.org>, zuletzt besucht 07.2020

- [4] DSHplus - Simulation hydraulischer und pneumatischer Systeme im mechatronischen Umfeld, <https://www.fluidon.com/>, zuletzt besucht 07.2020
- [5] TwinCAT - SPS und Motion Control auf dem PC, <https://www.beckhoff.com/twincat/>, zuletzt besucht 07.2020

Entwicklung Glycerin/Chitosan-basierter Fluide für Antriebe in der Stationär- und Mobilhydraulik

Malte Otten¹, Philipp Winkelhahn¹, Hubertus Wichmann², Marit Kolb², Deniz Bulutcu² und Ludger Frerichs¹

¹ *Technische Universität Braunschweig (Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge), Braunschweig, Deutschland*

E-Mail: m.otten@tu-braunschweig.de; Tel.: (+49)531 391 7199

² *Technische Universität Braunschweig (Institut für Ökologische und Nachhaltige Chemie), Braunschweig, Deutschland*

E-Mail: hu.wichmann@tu-braunschweig.de; Tel.: (+49)531 391 66855

Kurzfassung

Bis heute ist Mineralöl die bedeutendste Basis für technische Schmierstoffe. Zu diesen zählen u.a. Hydraulikflüssigkeiten und Kühlschmierstoffe. Jedoch kehren allein in Deutschland jährlich etwa 250.000 bis 500.000 t nicht in den Altöl-Kreislauf zurück und gelangen auf verschiedenen Wegen in die Umwelt. Während am Markt bereits umweltfreundliche Hydraulikfluide mit einem hohen Wasseranteil verfügbar sind, erfordern diese meist den Einsatz von humantoxikologisch bedenklichen Bioziden, um vor mikrobiellem Befall geschützt zu sein. Insgesamt besteht somit die Notwendigkeit ein biozidfreies Hydraulikfluid auf der Basis von nachwachsenden Rohstoffen zu entwickeln. Dazu wurde bereits ein entsprechendes Fluid an der TU Braunschweig entwickelt, welches im Hinblick auf die Fluideigenschaften mit denen von herkömmlichen Fluiden vergleichbar ist. Dieses Fluid wurde aus den Hauptkomponenten Wasser und Glycerin sowie dem Verdicker Chitosan hergestellt.

Aufgrund der vielversprechenden Eigenschaften des Fluids arbeiten das Institut für Ökologische und Nachhaltige Chemie (IÖNC) sowie das Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN) an einer Weiterentwicklung des Fluids u.a. für den Einsatz in mobilen Maschinen.

Im Vordergrund steht dabei die Weiterentwicklung für den Praxiseinsatz in mobilen Hydraulikanlagen von z.B. Land- und Forstmaschinen. Hierbei gilt es, verschiedene Fluidvarianten für unterschiedliche Einsätze zu optimieren und die möglichen Einsatzspektren im Allgemeinen zu definieren.

Schlagworte: Neuartige Hydraulikfluide, Fluide, Wirkungsgraduntersuchungen, HFC, Glycerin, Chitosan, Nachwachsende Rohstoffe

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 konnte ein biozidfreies Hydraulikfluid auf Basis der nachwachsenden Rohstoffe Wasser, 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 Außenzahradpumpe, welche über ein Druckbegrenzungsventil konstant belastet wurden, einem Wegeventil und einem Filter. Im Betrieb konnten Drücke von 130 bis 140 bar und Fluidtemperaturen bis $40 \text{ }^\circ\text{C}$, vereinzelt bis maximal $60 \text{ }^\circ\text{C}$ 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 Verträglichkeiten 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 wird jetzt an der Weiterentwicklung des bisher entwickelten Fluides gearbeitet. Im Vordergrund steht dabei die Weiterentwicklung des neuartigen Hydraulikfluides durch Forschungs- und Entwicklungsarbeiten für den Praxiseinsatz in mobilen und stationären Hydraulikanlagen, z.B. von Land- und Forstmaschinen oder

auch Windturbinen. Hierbei gilt es, verschiedene Fluidvarianten für unterschiedliche Einsätze zu optimieren und die möglichen Einsatzspektren im Allgemeinen zu definieren. Darüber hinaus soll auch untersucht werden, wie entsprechende Hydraulikanlagen auf das Fluid technologisch abgestimmt werden können.

Im ersten Schritt des Projektes gilt es, die Anforderungen an bzw. die technischen Herausforderungen für Druckflüssigkeiten in Hydraulikanlagen zu recherchieren und anwendungsspezifisch zuzuordnen. Darüber hinaus werden Systemlösungen recherchiert, die sich unter vertretbarem Aufwand in mobilhydraulischen und stationärhydraulischen Anlagen auf die Fluidkonditionierung auswirken können. Parallel ist ein anwendungsgerechtes Hydrauliksystem aufzubauen, welches eine praxisgerechte Untersuchung von Druckflüssigkeiten ermöglicht. Dieses soll aus zwei identischen Kreisläufen bestehen, die jeweils zeitgleich betrieben werden können. Auf diese Weise soll ein kommerzielles Referenzfluid zeitgleich mit einer Fluidformulierung aus dem Projekt untersucht werden. Die Untersuchungen in der Hydraulikanlage werden von der Weiterentwicklung der Fluidvarianten begleitet. Hier soll der Fokus insbesondere auf der Leistungsadditivierung des Fluids liegen. Dazu werden verschiedene analytisch-chemische, physikalische und tribologische Untersuchungsmethoden angewendet. Nach den ersten Untersuchungen der Fluidformulierung in der Versuchsanlage sollen die optimierten Fluide unter Systemveränderungen getestet werden. Während der praktischen Tests in der Versuchsanlage werden begleitende Untersuchungen der Systemarchitektur durchgeführt. Diese dienen beispielsweise zur analytischen Verfolgung der Alterung des Fluids sowie der Abreicherung von Additiven und der Identifikation von Zersetzungsprodukten. Neben diesen Untersuchungen werden zusätzlich verschiedene Tests zur Umweltverträglichkeit der Fluidvarianten getätigt.

Inhalte dieses Tagungsbeitrages sind erste Informationen zu dem Basisfluid sowie die Beschreibung des Aufbaus und des Betriebs des Versuchstands.

Darüber hinaus werden die Ziele des Simulationsmodells und der Optimierung erläutert.

2 Konzept des neuartigen Hydraulikfluids

Das zu untersuchende Basisfluid besteht aus Wasser, Glycerin und einem Chitosan. Den Hauptteil des Fluids stellt Glycerin dar. Dieses wirkt vor allem als Schmiermittel und als Schutz des Fluides vor mikrobiellem Befall. Der Wasseranteil beträgt dabei mindestens 35 %. Auf diese Weise wird die Forderung nach einem nicht-entflammaren Fluid erfüllt und das Fluid ist der Klasse HFC zuzuordnen. Das Chitosan wirkt in dem Fluid als Verdicker, Schmierverbesserer, pH-Stabilisator und Biostatikum. Anteile an der Zusammensetzung von wenigen Prozent sind bereits ausreichend, um die Viskosität der Formulierung auf die erforderlichen Viskositäten für mobilhydraulische Anlagen zu heben.

In Voruntersuchungen kam es bei einem Betrieb der beschriebenen Hydraulikanlage über mehrere Wochen zu Veränderungen der Fluideigenschaften. Dies war vor allem anhand einer Reduzierung der Viskosität des Fluids zu erkennen. Durch Scherkräfte in der Anlage kam es zu einer Verkürzung der Molekülketten des Chitosans, was die Veränderung der Viskosität hervorrief. Da das Fluid im Projekt in einer praxisnahen Anlage untersucht werden soll, in welcher deutlich höhere Drücke und deutlich höhere Scherbelastungen als in den Voruntersuchungen zu erwarten sind, ist die Veränderung Kettenlänge ein wichtiger Parameter, den es zu optimieren gilt. Dazu wurde in der ersten Phase des Projekts eine Möglichkeit zur Konditionierung des Chitosans entwickelt, um damit Einflüsse von Scherbelastungen auf die Viskosität zu reduzieren.

Da Hydraulikanlagen neben der Viskosität zusätzlich weitere vielfältige Anforderungen an die Eigenschaften des eingesetzten Fluides stellen und die bisher

formulierten Fluidvarianten noch nicht alle dieser Eigenschaften in ausreichendem Maße erfüllen, ist der Einsatz von Additiven erforderlich. Ziel ist es jedoch, den Einsatz der Additive möglichst zu beschränken oder soweit wie möglich biologisch abbaubare Additive einzusetzen. Bevor das Experimentalfluid den Untersuchungen in der praxisgerechten Hydraulikanlage am IMN unterzogen wird, führt das IÖNC im Labormaßstab verschiedene Untersuchungen sowohl am Experimentalfluid als auch an dem Referenzfluid durch, um zu gewährleisten, dass das Experimentalfluid mit dem kommerziellen Fluid konkurrieren kann. Insbesondere können somit anhand von chemisch-physikalischen Untersuchungen Aussagen über Korrosionsschutz, Luftabscheidevermögen, Schaumverhalten, Filtrierbarkeit, Scherstabilität, Alterungsverhalten/Oxidationsstabilität, Temperaturbeständigkeit, Entflammbarkeit, Pourpoint und Viskosität sowie Viskositätsindex der einzelnen Formulierungen getroffen werden. Darüber hinaus werden tribologische Untersuchungen wie der Reibverschleißtest nach Brugger durchgeführt.

Bisher ist es gelungen, Glycerin/Wasser-basierte Kühlschmierstoffe für die spanende Bearbeitung von Stählen [9, 10] sowie für die spanende und umformende Bearbeitung von Aluminiumlegierungen zu entwickeln. Das neuartige Hydraulikfluid, welches als zusätzliche Basiskomponente ein Chitosan-Derivat enthält, fügt sich in diese Produktfamilie Mineralöl-freier Kühlschmierstoffe ein, an deren Erweiterung und Optimierung gearbeitet wird.

3 Aufbau und Betrieb des Versuchsstandes

Um die Fluideigenschaften unter Bedingungen zu untersuchen, wie sie in der Mobil- sowie in der Stationärhydraulik üblich sind, wurden eigene praxisgerechte Versuchsstände entworfen. Diese orientieren sich gleichzeitig an dem Aufbau eines kommerziellen Versuchsstandes zur Fluiduntersuchung. Als Vorbild für den entworfenen Versuchsstand diente der Aufbau der Hydraulikanlage aus dem Fluidtest der Firma Bosch Rexroth, siehe [11]. Bei diesem Test

können die Wechselwirkungen zwischen einem Fluid und den Bauteilen der Versuchsanlage untersucht werden. Dabei werden u.a. die Veränderungen von Bauteilgewichten und Bauteilmaßen gemessen, die Bauteile und deren Oberflächen optisch begutachtet, sowie die Eigenschaften des Fluids über dem Untersuchungszeitraum analysiert. Anhand dieser Ergebnisse können Aussagen zum Dauerlaufverhalten des Fluids in der Anlage getroffen werden. Dabei ist der Aufbau der Anlage grundsätzlich einfach gehalten. Zum einen können die Fluiduntersuchungen im offenen Kreislauf (RFT-APU-OL-HFC – „Rexroth Fluid Test Axial Piston Unit Open Loop HFC“) und im geschlossenen Kreislauf (RFT-APU-CL – „Rexroth Fluid Test Axial Piston Unit Closed Loop“) durchgeführt werden. Teil der Belastungstests sind Schwenkzyklen der Hydrostaten, konstante Belastungen und Eckleistungstests. Um die Hydrostaten zu belasten, werden bei diesem Test drosselnde Hydraulikventile genutzt.

In Anlehnung an den Aufbau der genannten kommerziellen Fluidprüfstände wurden eigene Prüfstände entwickelt, welche neben einer Charakterisierung der Fluideigenschaften auch die Möglichkeit zur Charakterisierung des Anlagenverhaltens bei Einsatz verschiedener Fluide ermöglichen. Um den Aufbau des Versuchsstandes praxisnäher zu gestalten, werden für die Belastung des Fluides Hydromotoren genutzt, welche über Generatoren mit Lasten in Form von Drehmomenten beaufschlagt werden können. Insgesamt soll eine Vermessung von Hydrostatkennfeldern und die Beschreibung des Anlagenverhaltens bei Einsatz des Experimentalfluids aus technischer Sicht ermöglicht werden. Im ersten Schritt wird ein offener Hydraulikkreislauf mit Hydrostaten in Innenzahnradbauweise aufgebaut. Sowohl die Hydropumpen als auch die Hydromotoren weisen ein Schluckvolumen von 16 cm^3 auf. Durch die maximale Drehzahl von 3800 min^{-1} kann ein Volumenstrom von knapp 61 l/min realisiert werden. Während der maximale kontinuierliche Druck der Hydrostaten bei der Verwendung von HLP-Fluiden bei 250 bar (intermittierend 280 bar) liegt, ist dieser Wert bei der Verwendung von HFC-Fluiden auf 220 bar (intermittierend 240 bar) zu reduzieren. Die maximale konstante Leistung einer Pumpe liegt somit bei etwa 22 kW .

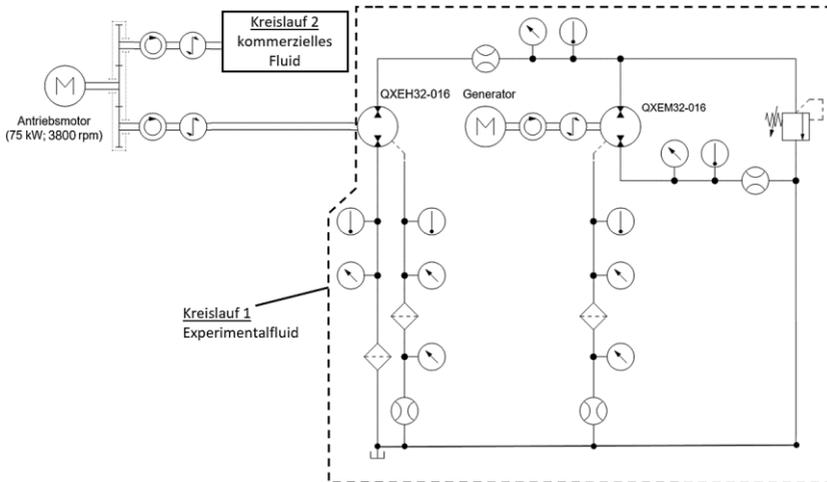


Abbildung 3.1: Offener Hydraulikkreis mit Innenzahnradeinheiten für erste Untersuchungen.

Der Schaltplan des offenen Kreises ist in Abbildung 3.1 gezeigt. Es wurden zwei identische Kreisläufe aufgebaut. Jedoch wird in der Abbildung nur einer der beiden Kreisläufe detailliert dargestellt. Durch den Aufbau von zwei identischen Kreisen können jeweils ein kommerzielles Fluid und ein Experimentalfluid gleichzeitig untersucht werden. Es wird eine Vielzahl von Sensoren eingesetzt, um Drücke, Volumenströme und Temperaturen in der Anlage im Betrieb bestimmen zu können. Anhand dieser Messdaten sollen u.a. Wirkungsgradkennfelder der Hydrostaten bei Einsatz verschiedener Fluide bestimmt werden können. Darüber hinaus sollen die Daten im späteren Verlauf zur Ableitung von Optimierungspotentialen herangezogen werden.

Nachdem die Untersuchungen im offenen Kreislauf abgeschlossen sind, wird das Fluid in einem geschlossenen Hydraulikkreislauf untersucht. Dabei ist zu erwarten, dass die Belastungen des Fluids durch die Anlage deutlich stärker sind, als es im offenen Kreis der Fall ist.

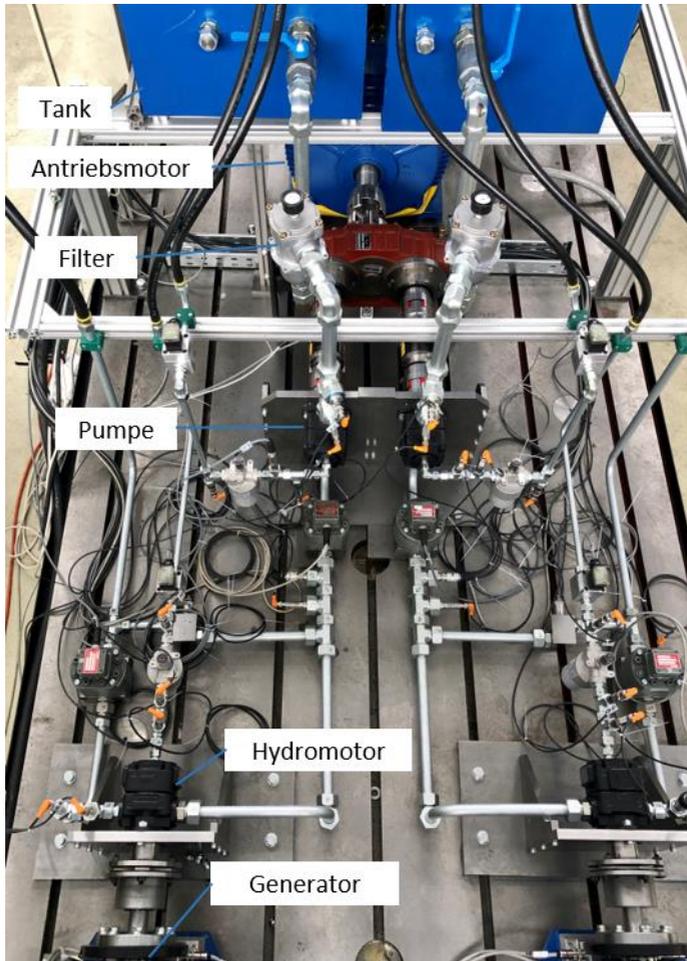


Abbildung 3.2: Hydraulikanlage für Untersuchungen im offenen Kreis.

Während es sich bei den Pumpen um verstellbare Axialkolbeneinheiten mit einem Schluckvolumen von 40 cm^3 handelt, werden verstellbare Axialkolbeneinheiten mit einem Schluckvolumen von 55 cm^3 als Motoren eingesetzt. Der hydraulische Schaltkreis ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Auch für den

geschlossenen Kreis sollen zwei identische Kreisläufe aufgebaut werden. Jedoch wird in der Abbildung nur einer der beiden Kreisläufe detailliert abgebildet. Auch dieser Aufbau wurde in Anlehnung an den Aufbau kommerzieller Fluidprüfstände entwickelt. Jedoch weist er große Ähnlichkeit zu dem Aufbau hydrostatischer Fahrtriebe auf. Mit Hilfe dieses Aufbaus können auch Fahrzyklen aus realen Maschinen am Versuchsstand abgespielt werden. Auf diese Weise kann das Systemverhalten eines realitätsnahen Aufbaus für verschiedene Druckflüssigkeiten untersucht werden.

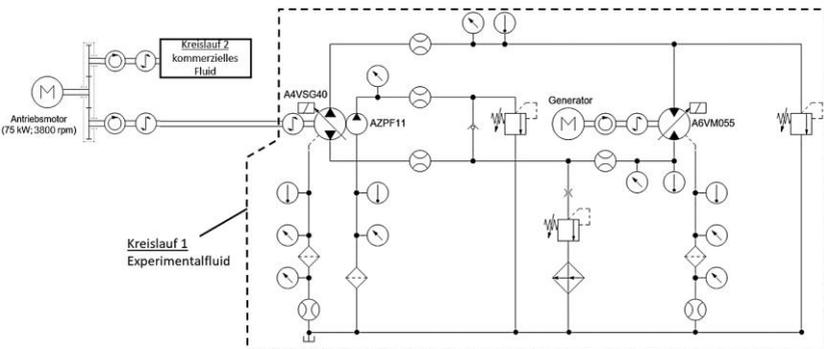


Abbildung 3.3: Geschlossener Hydraulikkreis zur Abbildung praxisnaher Lastzyklen.

Mit Ausnahme von Druckbegrenzungsventilen wird im ersten Schritt sowohl im offenen Kreis, als auch im geschlossenen Kreis auf den Einsatz von Ventiltechnik verzichtet. Auf diese Weise wird die Untersuchung der Fluideigenschaften und des Anlagenverhaltens vereinfacht.

Bei der Inbetriebnahme des Versuchsstandes werden im ersten Schritt funktionale Prüfungen der Anlage durchgeführt. Im zweiten Schritt werden die Wirkungsgrade der Hydrostaten initial vermessen. Da es sich bei den verwendeten Hydrostaten um nicht-spaltkompensierte Einheiten handelt, ist zu erwarten, dass keine besonderen Einlaufvorgänge innerhalb der Hydrostaten stattfinden werden. Somit sind keine einlaufbedingten Änderungen der Wirkungsgrade zu erwarten. Demgegenüber besteht jedoch die Möglichkeit

einer Veränderung der Fluideigenschaften, welche ebenfalls zu einer Veränderung der Hydrostatwirkungsgrade führen können. Neben einigen weiteren Größen stellen die Wirkungsgradkennfelder der Hydrostaten ein geeignetes Mittel zur Erkennung von Eigenschaftsveränderungen des Fluids dar. Nach der Inbetriebnahme folgt der Dauerbetrieb der Anlage. Dabei werden einfache Lastzyklen auf die Hydromotoren in Form von Drehmomentänderungen aufgegeben, was eine zyklische Änderung des Systemdrucks bedeutet. Auf diese Weise ist die Belastung des Fluids über der Zeit einfach quantifizierbar. Durch eine alternierende Aufzeichnung der Wirkungsgradkennfelder der Hydrostaten verbunden mit optischer Begutachtung des Verschleißverhaltens der Hydrostatbauteile kann ein Zusammenhang zwischen eventuellen Veränderungen der Hydrostatbauteile und des Fluids hergestellt werden.

4 Simulation und Optimierung

Die aus den Messungen am Versuchsstand gewonnenen Messdaten sollen genutzt werden, um das Gesamtsystemverhalten der Hydraulikanlage aus technischer Sicht abzubilden. Dazu zählen zum einen die statischen Fluss- und Potentialgrößen der Anlage und zum anderen das dynamische Verhalten der Anlage. Es sollen Modelle entwickelt werden, welche die Darstellung der Entwicklung der beschriebenen Größen über der Zeit ermöglichen. Um das Anlagenverhalten möglichst korrekt in der Simulation abbilden zu können, werden neben den Messwerten vom Versuchsstand zusätzlich die Ergebnisse aus den Fluiduntersuchungen im Labormaßstab einfließen. Diese Ergebnisse gilt es in Verbindung mit den aufgegebenen Lasten zu modellieren. Auf diese Weise soll eine last- und zeitabhängige Abbildung des Anlagenverhaltens ermöglicht und somit die Qualität der Simulationsergebnisse gesteigert werden.

Mit der Abbildung des Anlagenverhaltens in der Simulation sollen die Aufdeckung und Untersuchungen von Optimierungspotentialen der Anlage bei Verwendung des Experimentalfluides ermöglicht werden. Gleichzeitig gilt es,

Möglichkeiten zu finden, die zu einer Verbesserung des Anlagenverhaltens führen oder den Einsatz des Glycerin/Chitosan-basierten Fluides in praxisgerechten Anlagen ermöglichen. In diesem Schritt können vielfältige Möglichkeiten beleuchtet werden. So sollen beispielsweise Änderungen der Systemarchitektur, Betriebsstrategie und Serviceintervalle sowie konstruktive Aspekte betrachtet werden. Darüber hinaus sollen bei der Untersuchung der vielfältigen Optimierungspotentiale auch stets die Betriebskosten der Anlage im Fokus der Optimierung stehen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag werden Inhalte und Teilergebnisse des Verbundprojekts zur Entwicklung eines Glycerin/Chitosan-basierten Hydraulikfluids für Antriebe in der Mobil- und Stationärhydraulik vorgestellt. Das neuartige Fluid wird vorgestellt und die Ziele zur Weiterentwicklung werden beleuchtet. Außerdem werden das Konzept, der Aufbau und der Betrieb der entwickelten Versuchstände erläutert. Im ersten Schritt werden das neuartige und ein kommerzielles Fluid in zwei identischen offenen Kreisläufen eingesetzt. Dabei wird das Systemverhalten der Schaltungen beobachtet und messtechnisch erfasst. Während der praktischen Versuche erfolgt die Weiterentwicklung des neuartigen Fluids. Nach den Untersuchungen im offenen Kreislauf werden die Fluide im geschlossenen Kreislauf eingesetzt. Dabei werden wiederum entsprechende Messdaten aufgezeichnet und Weiterentwicklungen des Fluides stattfinden. Mit den Messdaten aus dem Versuchsstandsbetrieb gilt es, das Systemverhalten der Versuchstände bei Verwendung verschiedener Druckflüssigkeiten in einer geeigneten Simulationsumgebung abzubilden. Anschließend wird das Simulationsmodell eingesetzt um Optimierungspotentiale der Anlagen in verschiedenen Hinsichten aufzudecken. Dazu zählen beispielsweise Änderungen der Systemarchitektur, Empfehlungen zur Dimensionierung von Komponenten oder Empfehlungen zur Betriebsstrategie.

6 Danksagung

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



Literatur

- [1] W. Bock, Hydraulik-Fluide als Konstruktionselement; 2007, Vereinigte Fachverlage, ISBN 978-3-7830-0362-8.
- [2] N. Otto, Experimentelle Untersuchung nachhaltiger Hydraulikfluide auf Ester- und Wasserbasis; 2019, Shaker Verlag, ISBN 978-3-8440-6427-8.
- [3] C. Kempermann, Ausgewählte Maßnahmen zur Verbesserung der Einsatzbedingungen umweltschonender Druckübertragungsmedien, 1999, Shaker Verlag, ISBN 3-89653-268-5.
- [4] A. Römer, 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/Tribologie-und-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/Tribologie-und-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/recycling-umwelt/biobasierte-additive/pflanzliches-korrosionsschutzadditiv.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] M. Winter, R. Bock, C. Herrmann, H. Stache, H. Wichmann, M. Bahadir, Technological evaluation of a novel glycerol based biocide-free metalworking fluid; 2012, Journal of Cleaner Production 35, 176-182.
- [10] H. Wichmann, H. Stache, C. Schmidt, M. Winter, R. Bock, C. Herrmann, M. Bahadir, Ecological and economic evaluation of a novel glycerol based biocide-free metalworking fluid; 2013 Journal of Cleaner Production 43, 12-19.
- [11] K.-H. Blum, K. Ellenrider, Bosch Rexroth Fluid Rating - Neues auf realen Lastanforderungen basiertes Bewertungsverfahren für Hydraulikflüssigkeiten; 2016, 9. Kolloquium Mobilhydraulik, 39-44.

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslast erfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik. 27./28. September 2012 in Karlsruhe.** 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen 20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1
- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1

- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. Noch nicht erschienen
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9
- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6

- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom. 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung. 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3

- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärregeltem Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen. 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern. 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren. 2015
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. 2015
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen. 2016
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb. 2015
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0422-1

- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. 2016
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. 2016
ISBN 978-3-7315-0452-8
- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen. 2016
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung. 2016
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik. 2016
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik 22./23. September 2016 in Karlsruhe.** 2016
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 15. Februar 2017, Karlsruhe. 2017
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege. 2017
ISBN 978-3-7315-0620-1
- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen. 2017
ISBN 978-3-7315-0621-8

- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr. 2017
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik. 2017
ISBN 978-3-7315-0630-0
- Band 55** Frank Christof Stalter
Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment. 2017
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen. Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger. 2017
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrich Peckelsen
Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts. 2017
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten Validierung hybrider Antriebssysteme mit gekoppelten Antriebseinheiten. 2018
ISBN 978-3-7315-0752-9
- Band 59** Dirk Hülsebusch
Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung - Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit. 2018
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement für elektrische Antriebssysteme. 2018
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder. 2018
ISBN 978-3-7315-0778-9

- Band 62** Stephan Rhode
Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive Force Prediction and Mass Estimation. 2018
 ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten. 2018
 ISBN 978-3-7315-0808-3
- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen. 2018
 ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normalkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozessstemperaturen. 2018
 ISBN 978-3-7315-0838-0
- Band 66** Christoph Kühn
Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen in Nahverkehrssystemen. 2018
 ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 20. Februar 2019, Karlsruhe. 2019
 ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen. 2019
 ISBN 978-3-7315-0867-0
- Band 69** Tristan Reich
Beurteilung der Prüfprozesseignung bei Fahrzeugversuchen mit mobilen Arbeitsmaschinen. 2019
 ISBN 978-3-7315-0848-9
- Band 70** Matthias Bürckert
Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn. 2019
 ISBN 978-3-7315-0891-5

- Band 71** Matthias Greiner
Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen. 2019
ISBN 978-3-7315-0898-4
- Band 72** David Hummelberger
Hybride Werkstoffsysteme: Systematische Betrachtung und Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen. 2019
ISBN 978-3-7315-0901-1
- Band 73** Michael Kerber
Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren Auswirkung auf den Schwingungskomfort. 2019
ISBN 978-3-7315-0944-8
- Band 74** Kilian Berthold
Techno-ökonomische Auslegungsmethodik für die Elektrifizierung urbaner Busnetze. 2019
ISBN 978-3-7315-0953-0
- Band 75** Bernd Wassertheurer
Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn. 2019
ISBN 978-3-7315-0957-8
- Band 76** Kai-Lukas Bauer
Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren. 2020
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität. 2020
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates. 2020
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling. 2020
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. 2020
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. 2020
ISBN 978-3-7315-1006-2
- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors. 2020
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe. 2020
ISBN 978-3-7315-1036-9

Eine Gemeinschaftsveranstaltung von



INSTITUT FÜR
mobile Maschinen
und Nutzfahrzeuge



Der Tagungsband „11. Kolloquium Mobilhydraulik“ enthält die gesammelten Beiträge zu den geplanten Vorträgen der aufgrund von Covid-19 abgesagten gleichnamigen Veranstaltung im September 2020 in Karlsruhe. In neun Artikeln wird über den Stand der Forschung und neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Mobilhydraulik berichtet. Die Themenfelder lauten:

- Daten, eine Bereicherung für die Hydraulik?
- Antriebe mit Potential
- Elektrik trifft Hydraulik
- Auslegung hydraulischer Systeme

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) den vorliegenden Tagungsband heraus.

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1036-9

ISBN 978-3-7315-1036-9



9 783731 1510369 >