

Tobias Schäfer

**Ein gesamtsystemischer Ansatz zur  
simulationsgestützten Analyse und  
Optimierung eines Bohrhammerschlagwerkes**

An overall systemic approach for the simulation-  
supported analysis and optimization of a striking  
mechanism of a hammer drill

Band 111

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen  
(Hrsg.)

Forschungsberichte



Tobias Schäfer

**Ein gesamtsystemischer Ansatz zur  
simulationsgestützten Analyse und  
Optimierung eines Bohrhammerschlagwerkes**

An overall systemic approach for the simulation-supported analysis and optimization of a striking mechanism of a hammer drill

Band 111

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright: IPEK ■ Institut für Produktentwicklung, 2018  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen  
06224-7697915

ISSN 1615-8113

# **Ein gesamtsystemischer Ansatz zur simulationsgestützten Analyse und Optimierung eines Bohrhammerschlagwerkes**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Tobias Schäfer  
aus Dachau

Tag der mündlichen Prüfung: 27.Juni 2018  
Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen  
Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld



## Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe\* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren.

Albert Albers und Sven Matthiesen<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)



## **Vorwort zu Band 111**

Zu wissen wie ein Produkt seine Funktion erfüllt, welche Eigenschaften des Produktes die Funktion in welcher Art beeinflussen, ist für erfolgreiche Produktentwicklung entscheidend.

Bei hochdynamischen Systemen ist die Erarbeitung dieses Wissens besonders herausfordernd. Detailliertes System-Verhalten ist oft schwierig zu beobachten und zu messen. Simulationsmodelle, mit denen die Eigenschaften dynamischer Systeme variiert und die Auswirkung auf das Systemverhalten simuliert werden, werden in der Produktentwicklung hochdynamischer Systeme gezielt eingesetzt.

Ein hochdynamisches, kompliziertes System ist das elektropneumatische Schlagwerk in Bohrhämmern. Im Schlagwerk wechselwirken der elektropneumatische Antrieb und drei Körper - Flugkolben, Schlagbolzen und Bohrwerkzeug. Bis heute ist es schwierig, den Zusammenhang zwischen Bohrgeschwindigkeit und Gestaltparametern wie Flugkolbengewicht, Zylinderdurchmesser, Lauflängen des Kolbens usw. zu verstehen und zu simulieren, um Optimierungen im Schlagwerk zu ermöglichen. Zusätzliche Herausforderung ist die Abhängigkeit des dynamischen Verhaltens des Schlagwerkes von den Wechselwirkungen mit Anwender und Untergrund. So ist eine aussagekräftige Simulation des Bohrhammerschlagwerkes nur unter gesamtsystemischer Berücksichtigung der Wechselwirkungen zu seinen Nachbarsystemen wie Anwender und Untergrund möglich. Durch die sehr kompakte Bauweise eines Bohrhammerschlagwerkes ist es zusätzlich schwierig, Beanspruchungen in den verschiedenen Komponenten des Schlagwerkes oder Druck im elektropneumatischen Schlagwerk zu messen.

Bisher bekannte Simulationsmodelle für Bohrhammerschlagwerke berücksichtigen die Kinematik der einzelnen Bauteile im Schlagwerk – Zylinder, Flugkolben, Schlagbolzen – nicht ausreichend und sind auch nicht in die wechselwirkenden Umgebungssysteme - Anwender und Untergrund - eingebunden. Außerdem fehlt es an einer Methode, die beschreibt wie solche Modelle aufgebaut werden können.

Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung eines gesamtsystemischen Ansatzes zur simulationsgestützten Analyse und Optimierung von Bohrhammerschlagwerken. Dazu wird eine Methode zur Erstellung von Bohrhammerschlagwerkssimulationen entwickelt.

Exemplarisch zeigt Herr Tobias Schäfer dies am Beispielsystem des Bohrhammers von Makita DHR243RTJ.

Der vorgestellte Ansatz umfasst

- die Systemidentifikation, also die Analyse des tatsächlichen detaillierten Verhaltens des Schlagwerkes unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zu Untergrund und Anwender
- ein Simulationsmodell in Form eines Mehrkörpermodells und
- Optimierungsvorschläge für das Schlagwerk des Makita-Bohrhammers DHR243RTJ

Das vorgestellte Simulationsmodell befähigt dazu, die Einzelschlagenergien zu berechnen und bei Parameteränderungen in der Gestalt des Schlagwerkes die daraus folgenden Veränderungen zur Dynamik und Einzelschlagenergie vorherzusagen. Außerdem wird es möglich, Beanspruchungen auf die einzelnen Bauteile des Schlagwerkes zu berechnen. Dies ist in handgehaltenen Systemen besonders relevant, da hier Leichtbau ein wichtiges Optimierungskriterium ist und Bauteile möglichst an der Beanspruchungsgrenze ausgelegt werden.

Um das Simulationsmodell aufzubauen, analysiert Herr Dipl.-Ing. Tobias Schäfer detailliert die Funktionsweise des Schlagwerkes. Um Abhängigkeiten von Untergrund und Anwender bezüglich der Dynamik zu analysieren, konzipiert Herr Schäfer zwei Prüfstände, den Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) und den Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP). Er baut die Prüfstände auf, nimmt sie in Betrieb und erhebt umfangreiche Messdaten. Mit Highspeed-Technik analysiert er das Schlagwerk in seiner komplizierten Dynamik und findet Wege, Beobachtungsbarrieren zu überwinden, die am geschlossenen Schlagwerk vorliegen.

Die Erkenntnisse fließen in ein Simulationsmodell ein, das mit Messungen verifiziert wird. Mit Hilfe des entwickelten Simulationsmodells schlägt Herr Schäfer Optimierungen am Schlagwerk vor.

Mit dem Simulationsmodell ist es möglich, die alternierenden Stoßvorgänge bei Anpresskräften von 180 Nm bis 220 Nm abzubilden. Dadurch entsteht eine Vielzahl möglicher Nutzugsszenarien für die Entwicklung von elektropneumatischen Schlagwerken. So kann z.B. das Schlagwerk mit dem Ziel „Energieeffizientes Bohren“ extrem relevant für Akkubohrhämmer optimiert werden oder es können Belastungen auf die Bauteile z. B. die Belastung des Taumelfingers in Abhängigkeit zur Anpresskraft des Anwenders berechnet werden.

## Kurzfassung

Pneumatische Bohrhämmer wurden Ende des 19 Jahrhunderts für den Bergbau entwickelt. Heutzutage sind deutlich leistungsstärkere und leichtere elektropneumatische Bohrhämmer auf Baustellen anzutreffen. Die Abstimmung und Optimierung des Schlagwerks ist bis heute eine Herausforderung.

Diese Arbeit beschreibt einen gesamtsystemischen Ansatz zur simulationsgestützten Analyse und Optimierung eines Bohrhammerschlagwerkes. Über einen gesamtsystemischen Ansatz wird ein Bohrhammerschlagwerk analysiert, simuliert und anschließend Optimierungsvorschläge entwickelt. Bei diesem Vorgehen wird das Power-Tool in Wechselwirkung mit seinen umgebenden Systemen Anwender und Umwelt betrachtet. Somit entsteht ein Gesamtsystem aus Anwender, Power- Tool und Umwelt, das mit Prüfständen verifiziert wird.

Ziel der Forschungsarbeit ist die Entwicklung einer Simulationsmethode zur Optimierung von elektropneumatischen Bohrhammerschlagwerken. Dies wird am Beispielsystem Makita DHR243RTJ beschrieben. Mithilfe eines dreistufigen Ansatzes, Systemidentifikation, Simulationsmodell und Schlagwerkoptimierung, konnten folgende Erkenntnisse gewonnen werden.

Durch die genaue Analyse des Gesamtsystems Anwender, Power- Tool und Umwelt, konnten relevante Parameter, die die Schlagleistung beeinflussen, identifiziert werden. Ein deutlicher Einflussparameter ist die Andruckkraft. Die Andruckkraft ist die vom Anwender auf den elektrischen Bohrhämmer in Vorschubrichtung wirkende Kraft.

Mit dem Simulationsmodell des Schlagwerks kann die Einzelschlagenergie berechnet werden. Dieses Modell nutzt Eingangsgrößen, die an einem physischen Prüfstand gemessen wurden. Die berechneten Ausgangsgrößen der Simulation werden mit den entsprechenden Messgrößen am gleichen Prüfstand verglichen.

Es konnte nachgewiesen werden, dass die berechneten Ausgangsgrößen der Simulation von den gemessenen Daten am Prüfstand nur geringfügig abweichen. Darüber wurde das Simulationsmodell verifiziert. Die Parameterstudien, die mit dem Simulationsmodell durchgeführt werden, reduzieren den Testaufwand bei der Entwicklung von Schlagwerken.

Als Ergebnis werden geometrische Änderungen vorgeschlagen, die zu einer Optimierung des Bohrhammerschlagwerks führen.

Ein Erfolgsfaktor dafür, ist die simulationsgestützte Analyse im gesamtsystemischen Ansatz.



## **Abstract**

Pneumatic hammer drills were developed for the mining industry at the end of the 19th century. Today, much more powerful and lighter electro-pneumatic hammer drills can be found on construction sites. The tuning and optimization of the striking mechanism is still a challenge for development engineers today.

This paper describes a simulation method for optimizing a striking mechanism of a hammer drill. An overall systemic approach is used to analyse, simulate and optimize a striking mechanism of a hammer drill. This approach looks at the power tool in interaction with its surrounding subsystems, the user and the environment. This results in a complete system consisting of user, power tool and environment, which is verified with test rigs.

The aim of the research work is to develop a simulation method for the optimization of electro-pneumatic striking mechanism of a hammer drill. This is described in the example of the Makita DHR243RTJ system. The three-stage approach: system identification, simulation model and percussion optimization led to the following insights:

The precise analysis of the overall system user, power tool and environment allowed us to identify relevant parameters that influence the impact performance. A clear influence parameter is the extent to which the user presses on the electric drill hammer (pressure force).

The individual impact energy can be calculated using a simulation model of the striking mechanism. This model uses input variables that are also measured on a physical test rigs and calculates output variables that are also measured there. The deviation of the output variables from the simulation to the measurements are small and thus the model is verified. Parameter studies carried out with the help of the simulation model reduce the testing effort.

As a result, geometric changes are proposed that optimize the striking mechanism of a hammer drill using the simulation model.

A success factor for this is the simulation-supported analysis in the overall systemic approach.



## **Danksagung**

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeiten als akademischer Mitarbeiter am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen, der mich durch die übertragene Verantwortung, das mir entgegengebrachte Vertrauen und die damit einhergehenden Gestaltungsfreiräume in besonderer Weise gefördert hat. In vielen, teils sehr lebhaften Diskussionen um die Wechselwirkung von Mensch und Maschine trug er ganz erheblich zum Gelingen dieser Arbeit bei.

Für die Übernahme des Korreferats und alle damit verbundenen Mühen danke ich sehr herzlich Herrn Prof. Dr.-Ing. Gratzfeld.

In besonderer Weise möchte ich mich bei meinem Mentor Aaron Wiedner für sein Expertenwissen und wissenschaftlichen Rat bedanken. Der Austausch über die Institutsgrenzen hinaus hilft beim Überwinden von eingefahrenen Denkstrukturen.

Dem gesamten IPEK-Team möchte ich für die kollegiale und konstruktive Atmosphäre danken, die mich stets motiviert und inspiriert hat. Insbesondere möchte ich meinen Dank den aktuellen und ehemaligen Kolleg(inn)en des Maschinenbauhochhauses und am Standort Fasanengarten aussprechen für die wissenschaftlichen Gespräche am IPEK und anderswo, für die Unterstützung in allen fachlichen wie auch organisatorischen Angelegenheiten.

Mein größter Dank gilt meiner Familie. Allen voran meinen Eltern möchte ich danken für das, was sie mir mitgegeben und ermöglicht haben. Meiner Frau Martina danke ich für die immerwährende Unterstützung. Auch meiner Tochter Johanna danke ich dafür, dass sie mir immer wieder die Welt mit Kinderaugen zeigt und das Aufgeben keine Option ist.

Dafins 2018

Tobias Schäfer





# Inhalt

<b>1</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1	Ausgangssituation .....	3
1.2	Aufbau der Arbeit.....	9
<b>2</b>	<b>Grundlagen und Stand der Forschung.....</b>	<b>11</b>
2.1	Grundlagen des elektropneumatischen Bohrhammers.....	11
2.1.1	Bohrverfahren und Power-Tools der Bohr- und Meißel-Technik.....	12
2.1.2	Funktionsweise von pneumatischen Bohrhämmern.....	14
2.1.3	Stoßvorgänge, Elastizitätszahl und Schlagleistung.....	17
2.1.4	Dynamik eines elektropneumatischen Schlagwerks .....	20
2.2	Contact&Channel-Ansatz – C&C <sup>2</sup> -A.....	24
2.3	IPEK-XiL Framework – Validierung und Verifikation.....	26
2.4	Simulationsmodelle, Analyse und Optimierung.....	29
2.5	Validierung in der Gerätebranche .....	32
2.5.1	Untersuchungen mit Schwerpunkt auf dem System Anwender .....	34
2.5.2	Untersuchungen mit Schwerpunkt auf dem System Umwelt .....	38
2.5.3	Untersuchungen mit Schwerpunkt auf dem System Power-Tool.....	40
<b>3</b>	<b>Zielsetzung der Arbeit.....</b>	<b>48</b>
<b>4</b>	<b>Forschungsdesign und Forschungsmethodik.....</b>	<b>51</b>
4.1	Vorstudie – Einflussparameter auf ein Bohrhammerschlagwerk .....	51
4.2	Methodenentwicklung – Aufbau der Schlagwerksimulation .....	52
4.3	Methodenanwendung – Schlagwerkoptimierung durch Gestaltänderungsvorschläge .....	53
<b>5</b>	<b>Identifikation der Einflussparameter auf ein Bohrhammerschlagwerk.....</b>	<b>54</b>
5.1	Beschreibung des Bohr-und Meißelprüfstands (BMP).....	54
5.2	Versuchsdurchführung am Bohr-und Meißelprüfstand (BMP) .....	57
5.3	Ergebnisse der Studie am Prüfstand und Interpretation .....	57
5.4	C&C <sup>2</sup> - Sequenzmodell eines Bohrhammerschlagwerks .....	64
5.4.1	Erstellung eines C&C <sup>2</sup> -Sequenzmodells .....	65
5.5	Nutzung des C&C <sup>2</sup> -Sequenzmodell – Messung der Kinematik eines Schlagwerks .....	81
5.6	Ergebnis der Identifikation von Systemparametern .....	89
<b>6</b>	<b>Aufbau der Schlagwerksimulation und deren Verifikation.....</b>	<b>92</b>
6.1	Kinematik des Bohrhammerschlagwerks im Gesamtsystem auf dem Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) vermessen .....	93
6.1.1	Anforderungen an den Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) .....	93
6.1.2	Anwender- und Umweltmodell am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) .....	95
6.1.3	Experiment zur Bestimmung der Schlagwerkparameter .....	97
6.1.4	Zusammenfassung der Messergebnisse und deren Interpretation.....	108
6.1.5	Mehrkörpersimulation im Gesamtsystem erstellen .....	111

6.1.6	Schlagwerkparameter – Pneumatik und Stoß .....	113
6.1.7	Mechanische Parameter (Rotation und Translation) .....	119
6.1.8	Elektrische Parameter .....	121
6.2	Verifikation – Abgleich Messergebnisse mit Simulationsergebnissen .....	125
6.2.1	Verifikation der Motorkennlinie- elektrische Parameter .....	125
6.2.2	Plausibilisierung der Modellierung - Druckmodell (Pneumatik) .....	126
6.2.3	Verifikation der Simulation mit der Kraftmessung am Umweltmodell.....	136
<b>7</b>	<b>Aufzeigen von Potentiale der Schlagwerksimulation .....</b>	<b>143</b>
7.1	Vorteil Simulation: Berechnung von nicht oder schwierig messbaren Bauteilparametern..	143
7.2	Parameterstudie: Optimierung des Timings und Erhöhung der Einzelschlagenergie .....	145
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>150</b>
8.1	Zusammenfassung .....	150
8.2	Ausblick .....	152
8.2.1	Simulationsvalidierung - Komponentenausfallvorhersage .....	152
8.2.2	Simulationsvalidierung - am Beispiel der Einzelschlagenergie .....	152
8.2.3	Verknüpfung verschiedener Modellbildungsansätze .....	153
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>154</b>
<b>10</b>	<b>Betreute studentische Abschlussarbeiten .....</b>	<b>162</b>
<b>11</b>	<b>Weitere Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten .....</b>	<b>163</b>
<b>12</b>	<b>Glossar .....</b>	<b>164</b>
<b>13</b>	<b>Anhang: .....</b>	<b>168</b>
13.1	Skript um Simulationsmodell zu starten .....	168
13.2	Simulink Blöcke (Auszug).....	172
13.3	Skript des Funktionsblocks zur Berechnung des Drucks in der Arbeitskammer .....	174



## Formelzeichen

Kurzzeichen	Name	Einheit
A	Fläche	M
a	Beschleunigung	m/s <sup>2</sup>
$a(t)_{\text{Flugkolben}}$	Beschleunigung des Flugkolbens abhängig von der Zeit	m/s <sup>2</sup>
$F(t)_{\text{Flugkolben}}$	Kraftverlauf am Flugkolben	N
$P_S$	Schlagleistung	W
$E_S$	Einzelschlagenergie (Kinetische Energie)	J
$f_s$	Schlagfrequenz	1/s
$m_{\text{Flugkolben}}$	Masse des Flugkolben	g
$V_{\text{Flugkolben, vdS}}$	Fluggeschwindigkeit vor dem Stoß	m/s
$V_{\text{Flugkolben, ndS}}$	Fluggeschwindigkeit nach dem Stoß	m/s
$\varepsilon$	Elastizitätszahl	-
I	Impuls	Ns
k	Stoßzahl	-
V	Volumen	m <sup>3</sup>
$V_o$	initial Volumen	m <sup>3</sup>
r	Radius	m
h	Höhe	m
$m_L$	Masse der Luft	kg
t	Zeit	s
$T_o$	Umgebungstemperatur	K
$R_{S,L}$	spezifische Gaskonstante	J/(kg*K)
$\kappa$	Isentropenexponenten	-
p	Druck	Pa
$F_{\text{Amplitude}}$	Kraftamplitude	N
$V_{\text{Amplitude}}$	Geschwindigkeitsamplitude	m/s
Z	Mechanische Impedanz	-



# 1 Einleitung

„Produktentwicklung ist in vielen Unternehmen eine Schlüsselfunktion für die zu erbringenden Marktleistungen. [...] Produktentwicklung umfasst eine Fülle unterschiedlichster Herausforderungen von der Schaffung innovativer Lösungen bis hin zu Fragen des Änderungsmanagements, von der Erarbeitung der Entwicklungsstrategie bis hin zur Produktpflege, von der Verfolgung technologischer Entwicklungen bis hin zu Rechtsfragen, vom Personalmanagement bis zum Wissensmanagement von der Weiterentwicklung der technischen Ausstattung bis hin zur Kompetenzentwicklung.“<sup>2</sup> Um mit der Komplexität in der Produktentwicklung umgehen zu können, bietet LINDEMANN U.A. ein Handbuch mit verschiedenen Methoden zur Problemlösung. Viele dieser Methoden lassen sich auch in der Elektrowerkzeug-Branche erfolgreich anwenden. Für eine effektivere Produktentwicklung in dieser Branche, sollte folgende Besonderheit berücksichtigt werden: Nicht nur das handgehaltene Elektrowerkzeug (*Power-Tool*), sondern auch die Wechselwirkungen mit dem Benutzer (*Anwender*) und dem Untergrund (*Umwelt*)<sup>3</sup> sind bei der Entwicklung des Power-Tools zu berücksichtigen.



Abbildung 1-1: IPEK-X-in-the-Loop (XiL) Ansatz<sup>4</sup>

---

<sup>2</sup> Lindemann 2016, XXVII

<sup>3</sup> Definition Umwelt: Das System Umwelt im XiL-Framework beinhaltet alle äußeren Faktoren, die auf die Systeme Power-Tool und Anwender einwirken und damit seinen Zustand beeinflussen. Dabei findet eine beidseitige Wechselwirkung bzw. gegenseitige Beeinflussung statt

<sup>4</sup> Matthiesen 11.10.2017

Darum ist, beispielsweise bei einem elektropneumatischen Bohrhammer, der Anwendereinfluss während der Nutzung des Power-Tools zu identifizieren. Ebenso sind die Wechselwirkungen zwischen diesem Bohrhammer und seiner Umwelt, beispielsweise einer Betonwand, zu analysieren und zu beschreiben. Daraus ergibt sich ein gesamtsystemischer Ansatz, bestehend aus Anwender, Power-Tool und Umwelt. Das System Power-Tool steht in Interaktion mit dem System *Anwender* und dem System *Umwelt*. Die Wechselwirkungen zwischen Umwelt und Power-Tool sind direkt am Leistungsfluss beteiligt und können bei Weiterentwicklungen entscheidend die Leistungsfähigkeit steigern. Die Weiterentwicklung von Power-Tools macht eine gesamtsystemische Betrachtung, in der die gegenseitige Beeinflussung zwischen Anwender, Power-Tool und Umwelt eine entscheidende Rolle spielen, unumgänglich. Dabei ist nicht nur ein detailliertes Wissen bezüglich des Power-Tools notwendig, sondern auch das Wissen um die Wechselwirkungen zwischen den umgebenden Systemen Anwender und Umwelt. Da Power-Tools sowohl von Profis als auch von Heimwerkern (Amateuren) in unterschiedlichen Einsatzbereichen genutzt werden, sind die Anforderungen an die Power-Tools sehr unterschiedlich. Grundsätzlich sollen Power-Tools für beide Zielgruppen wirtschaftlich sein. Für Profis stehen Werte wie Langlebigkeit, Robustheit und guter Service im Vordergrund, während für Heimwerker ein niedriger Preis zu passender Qualität ein Kaufgrund ist. Auch die Gebrauchsdauer ist dabei ein entscheidendes Kriterium. Während der Heimwerker ein Power-Tool seltener nutzt, kann es beim Profi in der Dauernutzung sein. Für Profis steht Produktivität und ermüdungsfreies Arbeiten im Vordergrund. Je nachdem in welchem Gewerk der Profi tätig ist, können die Anwendungen unterschiedlich ausfallen. Muss viel an der Decke gebohrt werden, wie es beispielsweise beim Elektriker der Fall ist, sollte der Bohrhammer möglichst leicht sein. Bei der Installation von Rohren, Sprinkler und Klimaanlage sind teilweise Wand-, Decken- und Bodendurchbrüche notwendig. Bei dieser Nutzung stellen sich andere Herausforderungen, zum Beispiel eine hohe Einzelschlagenergie, was meist mit einem schwereren Bohrhammer erreicht werden kann. Somit benötigen Profis unterschiedliche Power-Tools für unterschiedliche Gewerke, wobei neben der geringen Vibrationsemission die Langlebigkeit bei häufiger Nutzung kaufentscheidend ist. Bei Heimwerkern ist eher ein niedriger Preis und ein flexibler Einsatz kaufentscheidend.

Anhand dieser Beispiele ist zu erkennen, wie unterschiedlich die Anforderungen in der Produktentwicklung sein können. Aus diesem Grund ist es entscheidend, die Produktentwicklung im Gesamtsystem Anwender, Power-Tool und Umwelt durchzuführen. Um dem gesamtsystemischen Ansatz gerecht zu werden, ist es notwendig die Wechselwirkungen zwischen den Systemen umfassend zu verstehen. Die Anwendungsfälle müssen daher zu Beginn der Produktentwicklung identifiziert werden. Die entsprechenden Wechselwirkungen zwischen den Systemen Power-Tool

zum Anwender und zur Umwelt sind während des Produktentwicklungsprozesses zu berücksichtigen und zu simulieren. Zudem lassen sich damit umfassendere Validierungsaktivitäten definieren, um die Produkthanforderungen belastbar nachzuweisen.

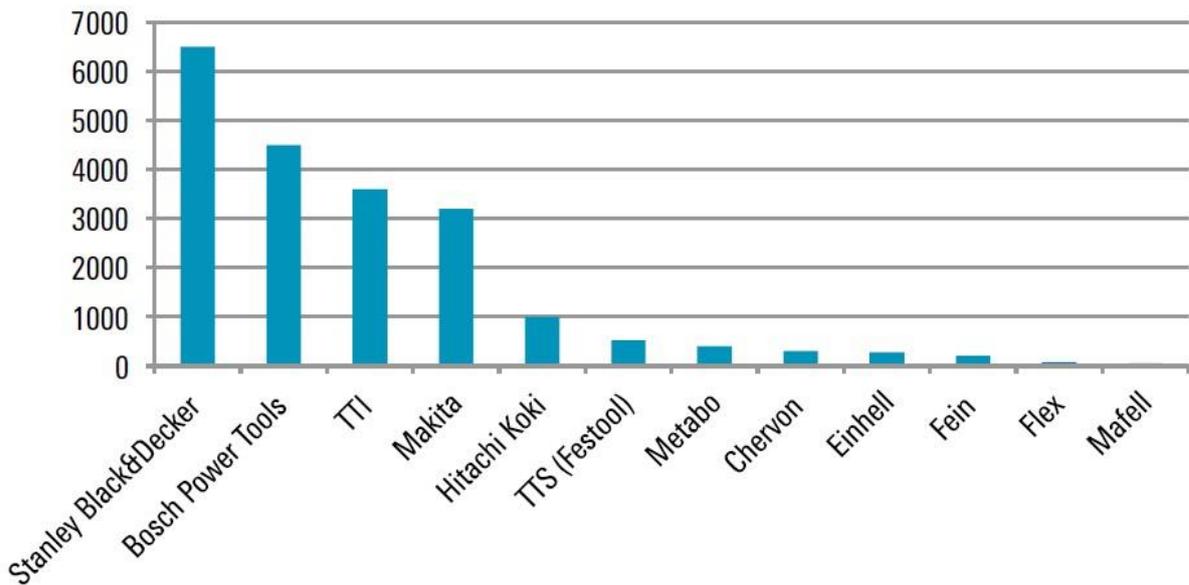
Die marktwirtschaftliche Bedeutung von Power-Tools werden im folgenden Abschnitt hergeleitet.

## **1.1 Ausgangssituation**

Für einige Hersteller in der Elektrowerkzeug-Branche ist der Innovationsdruck hoch und die Entwicklungszyklen werden immer kürzer. Um die Prozesse zu verkürzen sind Simulationen und die passende Prüftechnik notwendig. Dies belegt die folgende Marktstudie:

Die wirtschaftliche Bedeutung von handgehaltenen Elektrowerkzeugen kann anhand der Marktforschung, beispielsweise der Robert Bosch Power Tools GmbH und einer Studie nach DISPAN verdeutlicht werden. In Abbildung 1-2 ist der Umsatz für das Jahr 2015 der wichtigen Elektrowerkzeug-Hersteller weltweit dargestellt. Stanley Black&Decker hat mit über 6 Milliarden Euro etwa 2 Milliarden Euro mehr Umsatz als Bosch Power Tools gemacht. Der Gesamtumsatz im Jahr 2015 beträgt laut DISPAN etwa 22 Milliarden Euro. Einen detaillierten Einblick zum Handel von Elektrowerkzeugen zeigt die Bosch Marktforschung aus dem Jahr 2013 auf.

### Wichtige Elektrowerkzeug-Hersteller weltweit nach Umsatz in Mio. Euro im Jahr 2015



Quelle: Jahresabschlüsse, Unternehmensangaben und Schätzungen auf Basis Expertengespräche  
 Anmerkung: Hilti ist hierbei nicht berücksichtigt, weil nur der Umsatz des Gesamtkonzerns (4 Mrd. Euro im Jahr 2015) ausgewiesen wird und nicht die Umsätze einzelner Business Units wie Power Tools. Im Ranking 2015 ist die Elektrowerkzeug-Sparte von Hilti auf Platz 5 zwischen Makita und Hitachi Koki zu vermuten.

Abbildung 1-2: Umsatz wichtiger Elektrowerkzeug-Hersteller weltweit <sup>5</sup>

Laut einer Marktforschung der Robert Bosch Power Tools GmbH wurden im Jahr 2013 weltweit mehr als 220 Millionen Elektrowerkzeuge verkauft, was einem Wert von 11,6 Milliarden Euro entspricht.<sup>6</sup> Die geografische Zuordnung ist in Abbildung 1-3 dargestellt und zeigt, dass Europa mit 4,3 Milliarden Euro das größte Marktvolumen am Weltmarkt der Elektrowerkzeuge ausmacht. Danach wird Nordamerika mit 3,8 Milliarden Euro genannt. Von der Homepage *Bosch Elektrowerkzeuge* sind aktuelle Informationen zum Umsatz hier aufgeführt: „Im Jahr 2014 erwirtschafteten rund 19 000 Mitarbeiter einen Umsatz von 4,2 Milliarden Euro, rund 85 Prozent davon entfielen auf das Ausland. Mit Marken wie Bosch, Skil und Dremel steht der Industriesektor für Kundennähe und technischen Fortschritt. Die wesentlichen Erfolgsfaktoren sind Innovationskraft und Innovationstempo. Rund 35 Prozent des Umsatzes 2014 erzielte der Geschäftsbereich mit Produkten, die weniger als zwei Jahre im Markt sind.“ Durch den hohen Innovationsdruck werden Entwicklungszyklen kürzer. Ebenso werden unterschiedliche Märkte weltweit bedient, bei denen die Wechselwirkungen von Anwender, aber auch Umwelt, auf das Power-Tool variieren

<sup>5</sup> Dispan 2016, S. 39

<sup>6</sup> Robert Bosch GmbH 2015

können. Um das Entwicklungsrisiko und die Entwicklungsprozesse zu reduzieren, sind Simulationsmodelle und deren Verifikation über passende Prüftechnik notwendig.

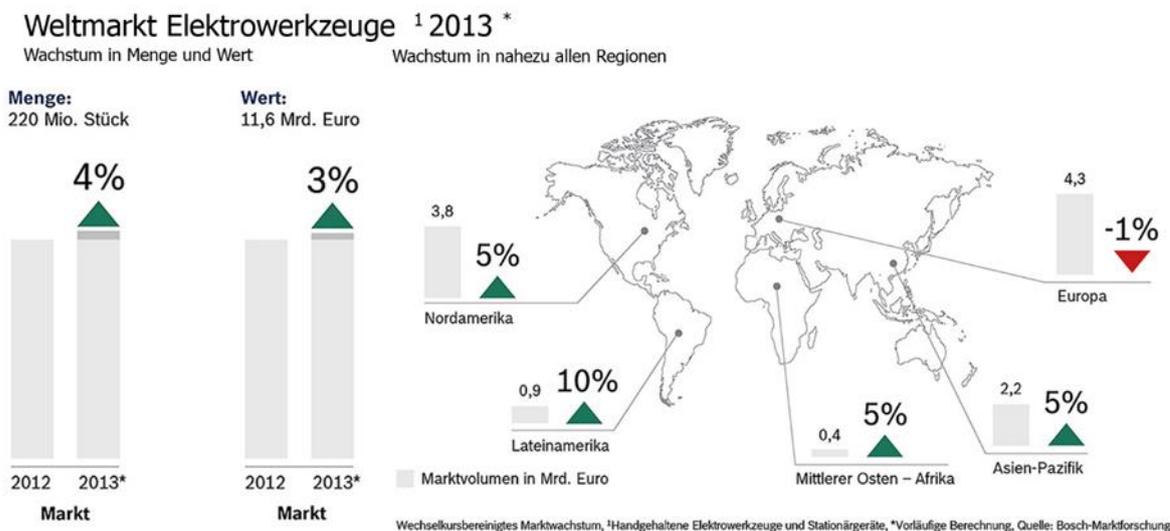


Abbildung 1-3: Weltmarkt Elektrowerkzeuge - Menge an Geräten 220 Mio. Stück, was einem Wert von 11,6 Mrd. Euro entspricht.<sup>7</sup>

Für Bosch Power Tools hat das folgende Bedeutung: Allein 1,47 Milliarden Euro werden mit Neuheiten, also Produkten, die seit 2 Jahren auf dem Markt sind, erwirtschaftet. Auch im Folgejahr bestätigt von BOXBERG diese Strategie: „Wir setzen auch künftig auf unsere Wachstumfelder – erstens: Innovation, besonders in den Feldern Akku, Sensorik und bei der Vernetzung von Elektrowerkzeugen. [...] – zweitens: Wir nutzen die Chancen des Internets, sowohl als schnell wachsender Kommunikations- und Vertriebskanal als auch für cloudbasierte Lösungen wie den Bosch Pocket Assistant oder ‚Smartes Mähen 2.0‘ mit unserem Roboter-Mäher Indego Connect. Und – drittens: Großes Potenzial sehen wir auch weiterhin in den aufstrebenden Märkten.“<sup>8</sup> Auch im Jahr 2015 werden Innovationen, also die erfolgreiche Vermarktung von Inventionen, als Erfolgsfaktor genannt. Herr von BOXBERG bestätigt mit folgenden Worten diese Strategie: „2015 haben wir rund ein Drittel unseres Umsatzes mit Produkten erzielt, die jünger als zwei Jahre sind.“<sup>9</sup>

Der Innovationsdruck ist praktisch bei allen Firmen der Gerätebranche ähnlich hoch, wie bei Bosch Power Tools. Die Gründe dafür können jedoch variieren. Neben den

<sup>7</sup> Marktforschung- Power Tools der Bosch-Gruppe 2014

<sup>8</sup> von Boxberg 3. März 2016, S. 2

<sup>9</sup> von Boxberg 3. März 2016, S. 2

Produkten entwickeln Firmen immer häufiger Leistungen im Bereich des Service. Beispielsweise bietet Hilti mit den Hilti Logistik Services<sup>10</sup> und Würth mit BAULOC® System<sup>11</sup> logistische Baustellenservices nach individuellen Wünschen des Bauleiters. Über das Hilti ON!Track<sup>12</sup> bzw. Würth ORSY®fleet online<sup>13</sup> können Betriebsmittel online verwaltet werden. Statt Power-Tools zu kaufen, können diese über das Hilti Flottenmanagement<sup>14</sup> bzw. Würth ORSY®fleet<sup>15</sup> geleast bzw. gemietet werden. Somit entsteht nach ARNDT, Mitautor des Sachbuchs „Serviceinnovationen in Industrieunternehmen erfolgreich umsetzen“, der Innovationsdruck nicht nur aus dem direkten Power-Tool Wettbewerb, sondern auch aus den Services, beispielsweise dem Flottenmanagement. Das bedeutet, dass Kunden keine Geräte kaufen, sondern diese über einen Servicevertrag mieten. Dadurch fallen für den Kunden Wartungs-, Lagerungs- und hohe Investitionskosten weg, da Geräte aus dem kompletten Hilti Sortiment genutzt werden können. Für den Hersteller entstehen nicht nur neue Herausforderungen, sondern auch Chancen sich gegenüber dem Wettbewerb zu behaupten. „Insbesondere nach dem ersten Austauschintervall der Geräte wurde klar, dass mit dem Versprechen, stets mit dem letzten Stand der Technik zu arbeiten, die Kundenerwartung verbunden ist, alle 3-5 Jahre ein neues Modell mit spürbaren Vorteilen zu erhalten.“<sup>16</sup>

Somit werden die Innovationszyklen für Großunternehmen, bei gleichbleibenden Qualitätserwartungen der Kunden, immer kürzer. Dieser Trend setzt auch kleine und mittlere Unternehmen der Power-Tool Branche, wie beispielsweise C. & E. FEIN GmbH, Festool Group GmbH, BAIER Elektrowerkzeuge, Stanley Black&Decker, Kärcher, Metabo und MAFELL AG unter Innovationsdruck. Der Entwicklungsdruck steigt und somit auch die Gefahr von Fehlern im Produkt. Um Fehler zu reduzieren, werden Methoden in der Produktentwicklung eingesetzt. Nach EHRENSPIEL u.a. sind Methoden zwingend in der Produktentwicklung integriert. Besonders Innovationen sind beim Syntheseprozess riskant. EHRENSPIEL u.a. unterstreichen es mit folgenden Worten: „Es kommt deshalb trotz Methodeneinsatzes immer wieder zu Fehlern. Und gerade beim Entwickeln und Konstruieren, d. h. beim Syntheseprozess, muss es sogar Iterationen, d.h. mangelhaft zielführende Entscheidungen, geben, die dann wieder zu

---

<sup>10</sup> Hilti AG 2017b

<sup>11</sup> Adolf Würth GmbH & Co. KG 2017a

<sup>12</sup> Hilti AG 2017c

<sup>13</sup> Adolf Würth GmbH & Co. KG 2017c

<sup>14</sup> Hilti AG 2017a

<sup>15</sup> Adolf Würth GmbH & Co. KG 2017b

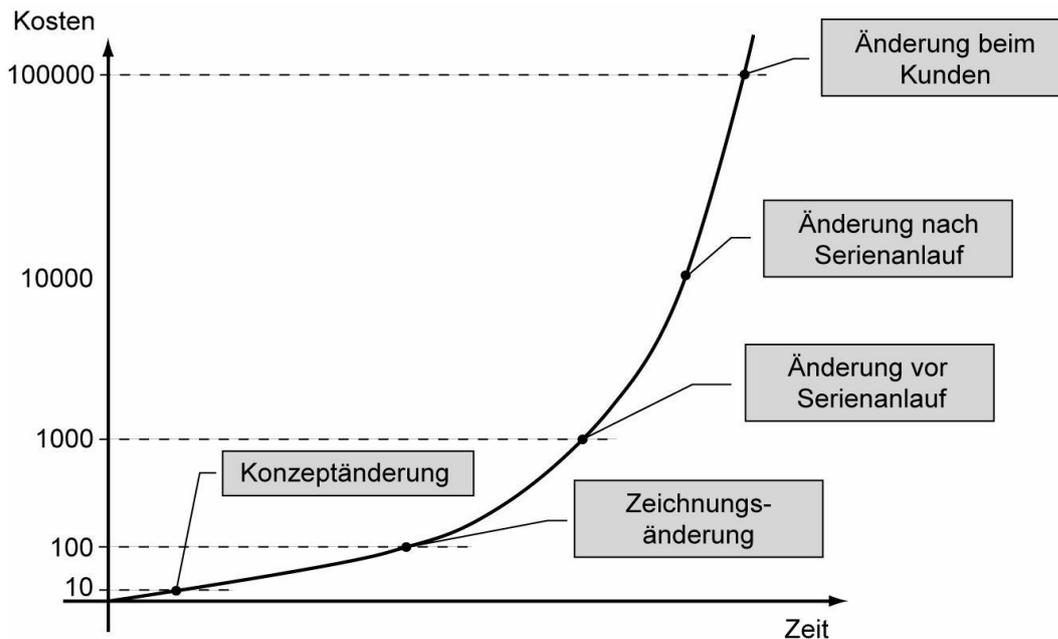
<sup>16</sup> Schweiger, Dressel, Pfeiffer 2011, S. 109

korrigieren sind. [...] Somit ist der Weg ins Neuland, in die Innovation immer mit Fehlerrisiko verbunden. Nur bei Routinehandlungen lassen sich Fehler weitgehend vermeiden. Hier sind ja dann auch automatisierte Prozesse möglich. Nur wer es riskiert, einen ersten, vielleicht nicht optimalen Vorschlag, ein Lösungsprinzip einzubringen, kann einen innovativen Prozess starten.“<sup>17</sup> Weil in der Synthese Fehler nicht vermieden werden können, sollte bei der Analyse im Testfeld das in der Entwicklung stehende Produkt regelmäßig überprüft werden. Dadurch kann das Risiko einer Fehlentwicklung reduziert werden. Das Unternehmen ist gezwungen, innovativ zu bleiben und immer wieder einen risikobehafteten Prozess zu beginnen, um neue Produkte am Markt verkaufen zu können. Insbesondere in der frühen Phase der Produktentwicklung sind Fehler durch passende Methoden zu vermeiden. Nach CLARK und FUJIMOTO gilt in der Automobilbranche die Zehnerregel („rule of ten“). Diese besagt, dass beispielsweise die Beseitigung eines Denkfehlers in der Konzeptphase 10 € kostet, in der Entwurfsänderung 100 € in der Produktionsvorbereitung 1.000 €, im Serienlauf 10.000 € und beim Kunden (Rückrufaktion) 100.000 €. <sup>18</sup> Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 1-4 dargestellt. Spät erkannte Fehler verteuern sich nach der Rule of Ten. Je früher Fehler erkannt werden, desto weniger Kosten entstehen, um diese wieder zu beseitigen. Fehler, die sehr spät im Entwicklungsprozess oder erst bei Frühausfällen entdeckt werden, können somit hohe Kosten verursachen.

---

<sup>17</sup> Ehrlenspiel, Meerkamm 2013, S. 141

<sup>18</sup> Clark, Fujimoto 1992

Abbildung 1-4: Zehnerregel- Rule of Ten <sup>19</sup>

Da Änderungen am Produkt beim Kunden um den Faktor 10 höher sind als bei Änderungen am Serienanlauf, werden Produkte durch firmeninterne Tests geprüft. Es werden verschiedene Validierungsmethoden eingesetzt. In handgeführten Tests wird überprüft, ob das richtige Produkt entwickelt wurde. An Prüfständen, beispielsweise den Motorbremsprüfständen, wird die Lebensdauer verifiziert. Durch Freigabeteams wird die Qualität der Produkte sichergestellt. Dennoch kommt es immer wieder zu Rückrufaktionen durch den Hersteller, da im Testbereich lückenbehaftete definierte Szenarien abgeprüft werden. Ein Produkt vollständig zu testen, ist sehr teuer, zeitaufwendig und ist zusätzlich mit Schwierigkeiten verbunden, da die Nutzung des Produkts vielen Einflussfaktoren unterworfen ist. Die relevanten Einflussfaktoren zu identifizieren und in den Tests zu berücksichtigen, soll in neuen Methoden untersucht werden. Beispielsweise kann die Umwelt streuen und das Produkt unterschiedlich belasten. Dies ist beim Bohrhämmern in Beton der Fall. Beton ist ein inhomogener Untergrund und belastet den Antriebstrang des Bohrhammers unterschiedlich. Ebenso gibt es Anwender, die verschiedenartig mit dem Power-Tool agieren. Durch die Berücksichtigung des Gesamtsystems und somit relevanter Einflussfaktoren, soll das Risiko von Rückrufaktionen, reduziert werden.

### Zwischenfazit:

Auch in der Elektrowerkzeug-Branche werden die Innovationszyklen und somit die Entwicklungszyklen kürzer. Dadurch steigt das Risiko für die Hersteller. Diesem Risiko

<sup>19</sup> Ehrlenspiel, Meerkamm 2013, S. 143

kann mit Simulationsmodellen begegnet werden, um in den frühen Phasen der Produktentwicklung Konzepte zu verifizieren. Auch marktspezifische Einflüsse können bei der Berücksichtigung der Systeme Anwender und Umwelt bei Bedarf berücksichtigt werden. Um solche Anwendungsfälle und auch Wechselwirkungen zwischen den Systemen Power-Tool und Anwender bzw. Umwelt zu berücksichtigen, fehlt es bisher an einem gesamtsystemischen Ansatz zur simulationsgestützten Analyse. Diese Arbeit möchte dazu einen Beitrag leisten, um mithilfe an Prüfständen verifizierten Simulationsmodellen Entwicklungsprozesse zu verkürzen und somit das Risiko zu reduzieren.

## 1.2 Aufbau der Arbeit

Diese Dissertationsschrift ist in folgende acht Kapitel untergliedert.

1. Einleitung	• beschreibt das Umfeld und den Rahmen der Arbeit
2. Grundlagen und Stand der Forschung	• zeigt den Stand der Forschung und erklärt Grundlagen
3. Zielsetzung der Arbeit	• beschreibt die Forschungsziele
4. Forschungsdesign	• zeigt die Vorgehensweise
5. Identifikation der Einflussfaktoren auf ein Bohrhammerschlagwerk	• stellt Methoden zur Erfassung der Wechselwirkungen zwischen Anwender und Power Tool unter Berücksichtigung der Umwelt vor, um relevante Einflussfaktoren zu identifizieren
6. Aufbau der Schlagwerksimulation und deren Verifikation	• beschreibt eine Methode zur Schlagwerksimulation im Gesamtsystem Power-Tool, Umwelt und Anwender und deren Verifikation durch Messung an einem Prüfstand
7. Ableitung von Gestaltänderungsvorschlägen zur Schlagwerkoptimierung	• stellt vor, wie auf Basis der Erkenntnisse Schlagwerkoptimierung funktionieren kann • schlägt Gestaltänderungsvorschläge vor
8. Zusammenfassung und Ausblick	• fasst Inhalt der Arbeit zusammen • gibt Anregungen für weitere Arbeiten

Abbildung 1-5: Inhaltlicher Aufbau der Arbeit

In der **Einleitung** wird der grobe Rahmen der Arbeit umschrieben. Im zweiten Kapitel werden **Grundlagen und der Stand der Forschung** beschrieben. Ein besonderer Schwerpunkt liegt dabei auf dem elektropneumatischen Bohrhammer, an dem die Simulationsmethode an einem Beispielsystem (Makita DHR243RTJ) durchgeführt wird. Des Weiteren werden die am IPEK entwickelten Methoden Contact&Channel-Ansatz (C&C<sup>2</sup>-Ansatz) und das IPEK-X-in-the-Loop Framework vorgestellt. Diese

Methoden werden vorgestellt, da sie für die Entwicklung der Schlagwerksimulation eine wesentliche Rolle spielen. Der Stand der Forschung zum Thema Validierung in der Gerätebranche unterteilt sich in die Systeme Anwender, Umwelt und Power-Tool mit Schwerpunkt Bohrhämmern.

Aus dem Stand der Forschung wird die Forschungslücke identifiziert. Innerhalb der Forschungslücke wird im dritten Kapitel die **Zielsetzung der Arbeit** formuliert. Die Zielsetzung untergliedert sich in drei Teilziele, die in den Kapiteln 5, 6 und 7 bearbeitet werden. Das vierte Kapitel beschreibt das **Forschungsdesign**. Es wird die Vorgehensweise erläutert, wie die Ziele erreicht werden.

Im fünften Kapitel werden die **Einflussparameter**, die **auf ein Bohrhammerschlagwerk** (an einem Beispielsystem Makita DHR243RTJ) wirken, identifiziert und empirisch ermittelt. Zum einen werden Versuche an einem Prüfstand durchgeführt, um den Einfluss der Andruckkraft auf die Bohrgeschwindigkeit zu messen, zum anderen wird mithilfe des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes ein Sequenzmodell entwickelt, mit dem das Bohrhammerschlagwerk des Beispielsystems Makita DHR243RTJ analysiert wird. Dadurch werden die Kraftflüsse des Umweltmodells und des Anwendermodells auf das Schlagwerk unter Einsatz des Contact&Channel-Ansatzes identifiziert.

Das sechste Kapitel beschreibt, wie die **Schlagwerksimulation** durchgeführt und **verifiziert** wird. Die Schlagwerksimulation ist als Mehrkörpersimulation in Matlab<sup>®</sup>/ Simulink<sup>®</sup> implementiert. Das Simulationsmodell wird über drei Phasen erarbeitet. In einer ersten Phase werden an einem Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) Versuche durchgeführt, mit denen die Wechselwirkungen zwischen Power-Tool Modell und einem Anwendermodell, als auch einem Umweltmodell gemessen werden. Dabei wird die Andruckkraft variiert. In einer zweiten Phase wird ein Simulationsmodell des Bohrhammers Makita DHR243RTJ entwickelt und Matlab<sup>®</sup>/ Simulink<sup>®</sup> implementiert, wobei ein besonderes Augenmerk bei der Modellierung des Schlagwerks liegt. Die umgebenden Systeme Umwelt und Anwender, werden als vereinfachte Modelle in ihrer Wechselwirkung zum Power-Tool Modell ebenfalls simuliert. In einer dritten Phase werden die Simulationsergebnisse (Berechnungen der Simulation) mit den Messergebnissen der ersten Phase verglichen und somit das Power-Tool Modell in der Anwendung verifiziert.

Das siebte Kapitel zeigt den Nutzen der Schlagwerksimulation in der Anwendung auf. Das **Schlagwerk** wird am Beispielsystem Makita DHR243RTJ **optimiert** und **Gestaltänderungsvorschläge** werden aufgezeigt.

Das achte Kapitel ist eine **Zusammenfassung** der Arbeit und bietet zusätzlich einen **Ausblick**.

## 2 Grundlagen und Stand der Forschung

Dieses Kapitel beschreibt in Abschnitt 2.1 die Grundlagen eines akkubetriebenen, elektropneumatischen Bohrhammers. Der Aufbau des Kapitels „Grundlagen und Stand der Forschung“ ist in Abbildung 2-1 visualisiert.

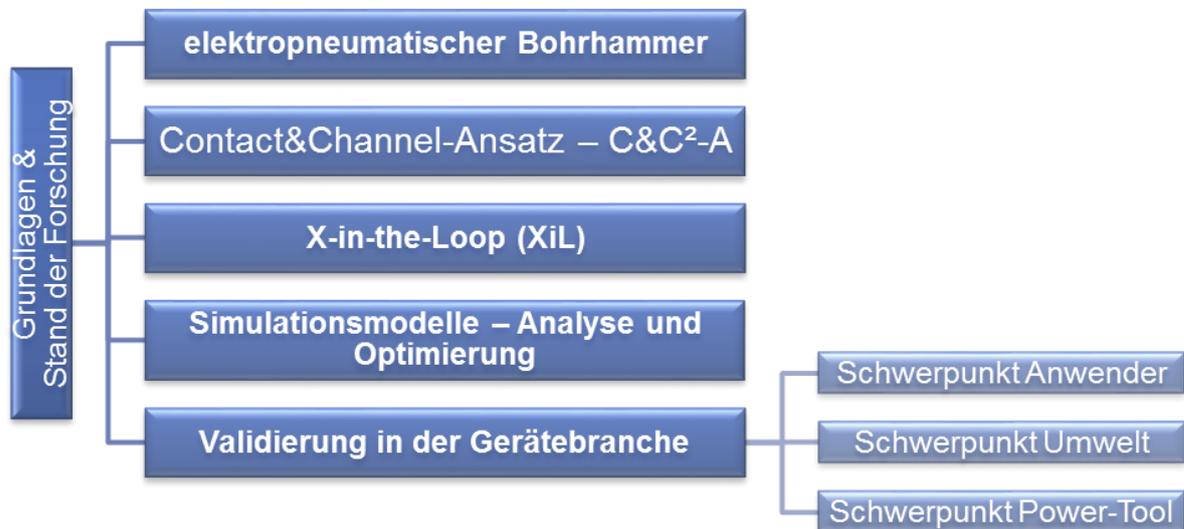


Abbildung 2-1: Übersicht Themen Grundlagen und Stand der Forschung

Zum Thema Modellbildung wird der Stand der Forschung, der am IPEK entwickelte **Contact&Channel-Ansatz – C&C<sup>2</sup>-A** (Abschnitt 2.2), vorgestellt. Weitere Themenfelder sind das **IPEK-X-in-the-Loop (XiL) Framework** (Abschnitt 2.3) und die **Validierung in der Gerätebranche** (Abschnitt 2.5). Die Forschungsarbeiten aus dem Bereich Validierung in der Gerätebranche werden dabei den unterschiedlichen Forschungsschwerpunkten **Anwender**, **Umwelt** und **Power-Tool** zugeordnet.

Die Grundlagen und der Stand der Forschung dienen zum besseren Verständnis der Kapitel 5, 6 und 7.

### 2.1 Grundlagen des elektropneumatischen Bohrhammers

In der vorliegenden Arbeit werden Methoden und Validierungsansätze an dem Beispielsystem akkubetriebener Bohrhammer (Makita DHR243RTJ) aufgezeigt. Die Themen, *Bohrverfahren und Power-Tools der Bohr- und Meißeltechnik (2.1.1)*, *Funktionsweise von pneumatischen Bohrhämmern (2.1.2)*, *Stoßvorgänge, Elastizitätszahl und Schlagleistung (2.1.3)* sowie *Dynamik eines elektropneumatischen Schlagwerks (2.1.4)* werden im Folgenden beschrieben, um ein grundlegendes Verständnis für die Funktionsweise des elektrischen Bohrhammers zu schaffen.

### 2.1.1 Bohrverfahren und Power-Tools der Bohr- und Meißel-Technik

In diesem Abschnitt werden Bohrverfahren und Power-Tools der Bohr- und Meißel-Technik vorgestellt.

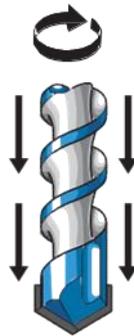
Nach SCHWEIZER werden drei grundsätzliche Bohrverfahren zur Bearbeitung von Gestein und Mineralbaustoffen eingesetzt: a) Drehbohren, b) Schlagbohren und c) Hammerbohren angewendet (Abbildung 2-2).

a) Drehbohren



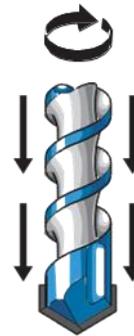
- schnelle Rotation
- wirkt durch Schaben

b) Schlagbohren



- schnelle Rotation und hohe Schlagzahl
- geringe Einzelschlag-Energie
- wirkt durch Zertrümmern

c) Hammerbohren



- langsame Rotation und geringe Schlagzahl
- hohe Einzelschlag-Energie
- wirkt durch Zertrümmern

Abbildung 2-2: Bohrverfahren für Steinwerkzeuge <sup>20</sup>

**Drehbohren** wird bei porigem Gefüge, z.B. Leichtlochziegel und Leichtbeton eingesetzt. Somit wird nur an der Bohrstelle Material abgetragen.

Bei dichtem Gefüge wie z.B. Vollziegel und Beton wird der Bohrprozess mit einer hochfrequenten, schlagenden Bewegung überlagert (**Schlagbohren**). Bei Schlagbohrmaschinen werden Rastenschlagwerke bzw. deren Weiterentwicklung Massenschlagwerke verbaut. <sup>21</sup>

Reicht die Schlagenergie nicht aus, um das Material zu zerkleinern, werden **Bohrhämmer** eingesetzt. Beim Hammerbohren wird mit einer geringeren Schlagzahl als beim Schlagbohren mineralischer Werkstoff zertrümmert. Als Schlagwerk werden sowohl mechanische Hammerschlagwerke (Federschlagwerk) als auch pneumatische Schlagwerke eingesetzt. Die Einzelschlagenergie ist bei diesem Vorgang höher als beim Schlagbohren.

<sup>20</sup> Schweizer 2004, S. 4

<sup>21</sup> Schweizer 2005, 668–672

Die Bohrtechniken finden sich in den Bezeichnungen der Geräte wieder. Bei **Kombihämmern** können über eine Kupplung folgende Betriebs-Modi eingestellt werden: Drehbohren (reine Rotation), Bohrhämmern (Überlagerung von Rotation und Translation) oder Meißeln (reine Translation).

**Meißelhämmer** haben keinen Drehantrieb. Reine Meißelhämmer oder auch Abbruchhämmer können bis zu 30 Joule Einzelschlagenergie bei einer Schlagfrequenz von 1620 Schlägen/ Minute (27 Hz) erreichen.<sup>22</sup> Werden die Power-Tools bezüglich ihrer Schlagfrequenz und ihrer Einzelschlagenergie in einer Grafik (Abbildung 2-3) visualisiert, sind Meißelhämmer oben links und Schlagbohrmaschinen unten rechts dargestellt. Hilti kennzeichnet Meißelhämmer, Bohr- und Kombihämmer mit elektropneumatischem Schlagwerk mit TE. Die darauffolgende Ziffer kennzeichnet die Klasse. Produkte mit einstelliger Ziffer sind Bohrhämmer, mit zweistelliger Ziffer werden Kombihämmer bezeichnet und die Meißelhämmer werden mit drei Ziffern gekennzeichnet. Darauffolgende Buchstaben kennzeichnen besondere Eigenschaften, wie bspw. A für Akku als Stromquelle, C wie *comfort*. UH ist eine Abkürzung für universal hammerdrill.

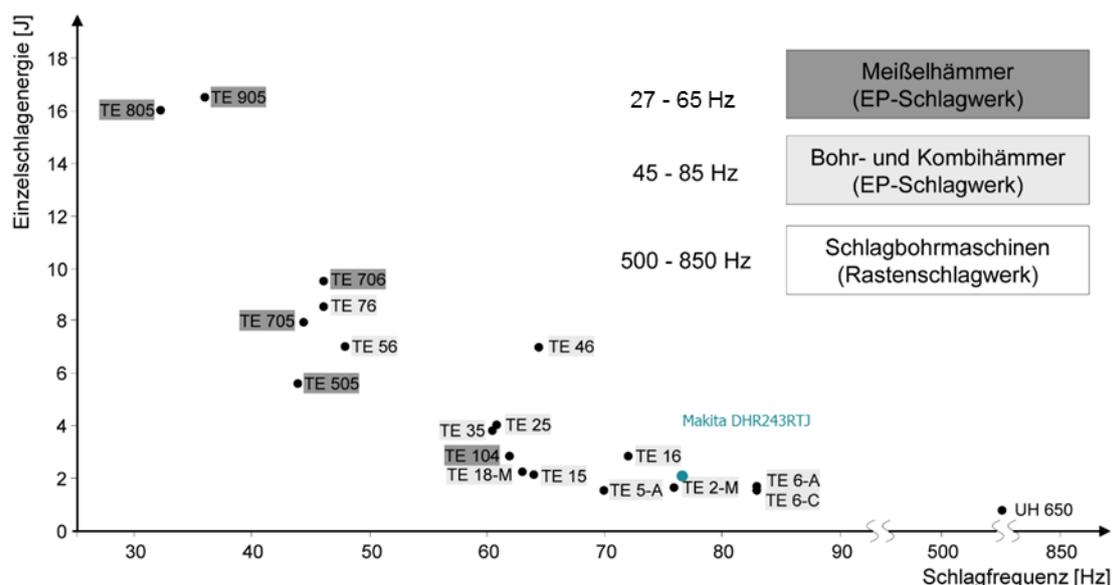


Abbildung 2-3: Übersicht an Power-Tools der Bohr und Meißel-Technik nach WIEDNER<sup>23</sup>

Reine Meißelhämmer arbeiten, wie auch Bohr- und Kombihämmer, mit einem elektropneumatischen Schlagwerk (EP-Schlagwerk). Die Schlagfrequenz der Meißelhämmer liegt zwischen 27 Hz und 65 Hz. Bei Schlagbohrmaschinen liegt die

<sup>22</sup> Hilti AG 2016

<sup>23</sup> Wiedner 2008, S. 8

Schlagfrequenz bei 500 Hz - 850 Hz. Bohr- und Kombihämmer hämmern mit einer Frequenz zwischen 45 Hz und 85 Hz. Das hier untersuchte Power-Tool ist ein Akkukombihammer der Marke Makita (DHR243RTJ). Es arbeitet im Leerlauf mit einer Schlagfrequenz von 78,3 Hz und kann im Betrieb bis zu 2 Joule starke Schläge erzeugen. Somit ist diese im unteren, mittleren Bereich des Diagramms einzuordnen (Abbildung 2-3).

Pneumatische Bohrhämmer sind heutzutage Stand der Technik und haben mechanische Schlagwerke, insbesondere im professionellen Bereich, nahezu verdrängt. Der Grund des hohen Marktanteils der pneumatischen Bohrhämmer formuliert SCHWEIZER folgendermaßen: „Pneumatische Hammerschlagwerke ermöglichen bei einem guten Kosten/ Leistungsverhältnis die Erzeugung einer Schlagbewegung, deren Einzelschlagenergie sehr hoch sein kann und deutlich über derjenigen des mechanischen Schlagwerkes liegt. Die Anwendung dieses Schlagwerktyps erfolgt dort, wo hauptsächlich Betonwerkstoffe bearbeitet werden und große Bohrdurchmesser und/ oder häufig Anwendungen im Dauereinsatz erfolgen.“<sup>24</sup>

### **2.1.2 Funktionsweise von pneumatischen Bohrhämmern**

In diesem Abschnitt wird die generalisierende Funktionsweise von pneumatischen Schlagwerken und der Aufbau der Makita DHR243RTJ vorgestellt.

Bei pneumatischen Schlagwerken wird eine Rotationsbewegung in eine Linearbewegung umgewandelt. Abbildung 2-4 zeigt ein pneumatisches Exzenter-Schlagwerk. Eine drehende Kurbelwelle ① treibt ein Pleuel ② an. Dieses bewegt einen Antriebskolben ③ in einem Zylinderrohr ④ vor und zurück. Der Antriebskolben ③ verdichtet durch die lineargeführte Vorwärtsbewegung ein Luftpolster ⑤ und treibt den Flugkolben ⑥ nach vorne. Dieser fliegt translatorisch geführt auf den Schlagbolzen ⑦ und gibt seine Schlagenergie ab. Die Energie wird über den Schlagbolzen ⑦ auf den drehenden Hammerbohrer ⑧ abgegeben. Das Luftpolster ⑤ speichert die Rückprallenergie des Flugkolbens ⑥ bei der Rückwärtsbewegung durch die Kompression. Die gespeicherte Energie wird bei der Vorwärtsbewegung wieder freigegeben und verstärkt die Beschleunigung des Flugkolbens ⑦.

---

<sup>24</sup> Schweizer 2005, S. 674

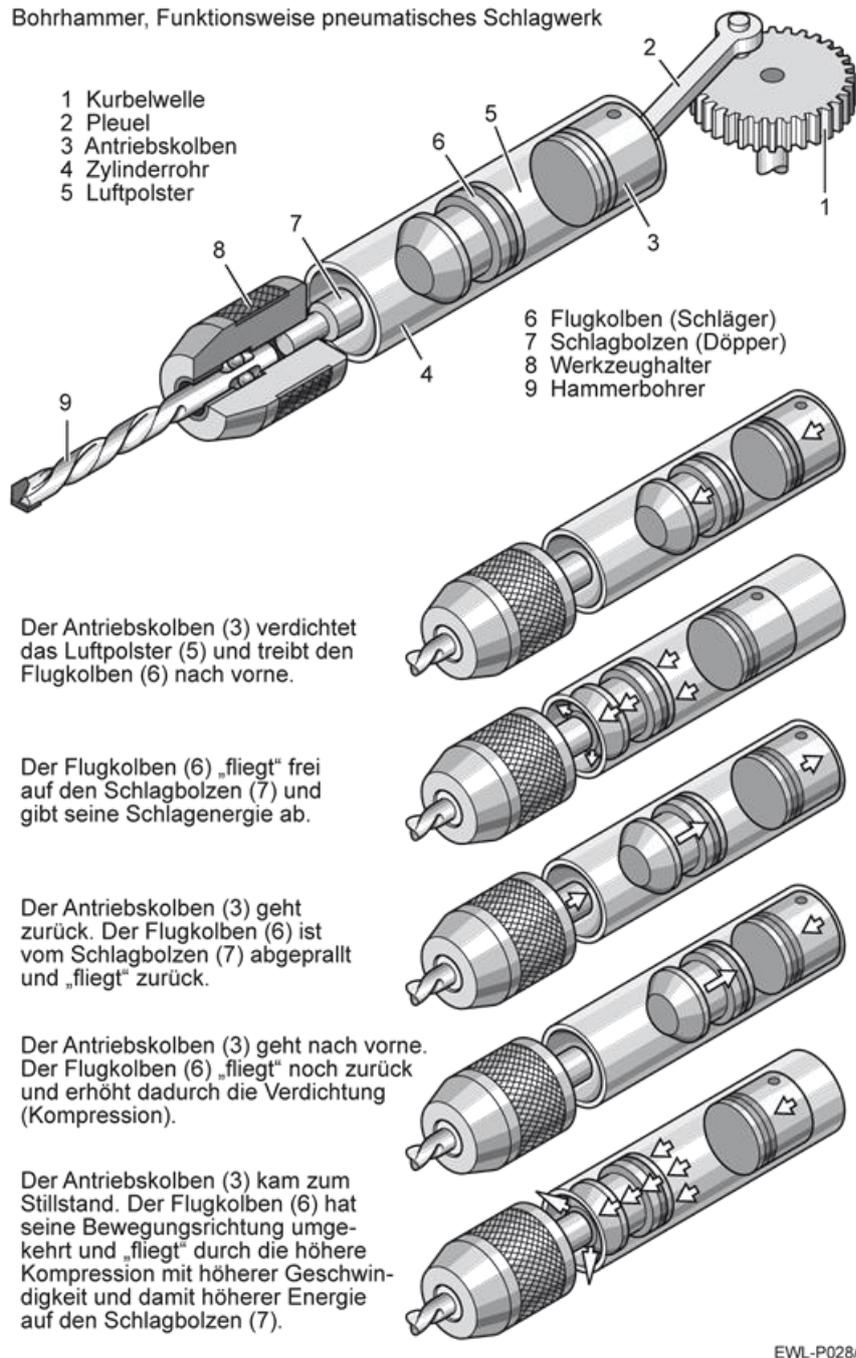


Abbildung 2-4: Funktionsweise eines pneumatischen Bohrhammers <sup>25</sup>

In der vorliegenden Arbeit werden Messergebnisse vorgestellt, bei der der Bohrhammer Makita DHR243RTJ untersucht wird. Der Aufbau der Makita DHR243RTJ ist in der Patentschrift EP2960018A1 beschrieben (Abbildung 2-5).

Der Energiespeicher (Akkumulator ①) stellt Strom (Stromspitze: bis zu 40 A) bei einer Spannung von etwa 15 V bis 20 V zur Verfügung. Eine Leistungselektronik ② steuert

<sup>25</sup> Schweizer 2004, S. 7

einen Elektromotor ③. Dieser wandelt elektrische Leistung in mechanische Leistung. Die Motorwelle ④ treibt über das Kegelradgetriebe ④ a) mit einem Untersetzungsverhältnis  $i = \frac{z_{\text{Abtrieb}}}{z_{\text{Antrieb}}} = \frac{33}{11} = 3$  die Zwischenwelle ⑤ an. An der Zwischenwelle ⑤ befindet sich eine Stirnradverzahnung ⑤ a) als auch ein Taumellager ⑧. Die Stirnradverzahnung ⑤ hat ein Untersetzungsverhältnis von  $i = \frac{z_{\text{Abtrieb}}}{z_{\text{Antrieb}}} = \frac{53}{10} = 5,3$  und treibt die Hohlwelle ⑥ an, in der sich das Schlagwerk ⑦ befindet. An der Hohlwelle ist die Werkzeugaufnahme ⑨ befestigt. Die Werkzeugaufnahme dreht sich mit der Hohlwelle und ermöglicht über die SDS-plus Aufnahme ein Überlagern der Rotation mit dem translatorischen Schlag. (vgl. Abbildung 2-6)

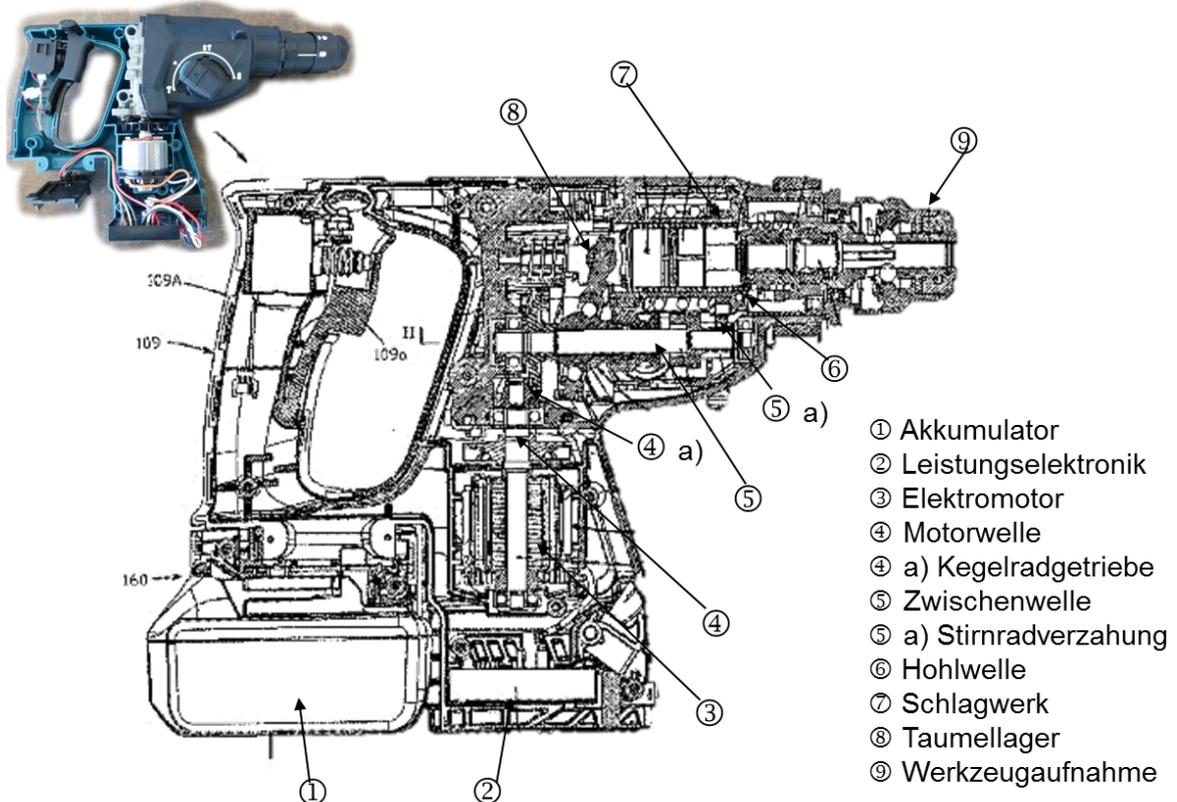


Abbildung 2-5: Aufbau und wichtige Komponenten des Bohrhammers Makita DHR243RTJ <sup>26</sup>

Das Schlagwerk ⑦, welches sich in der Hohlwelle ⑥ befindet, besteht aus den Komponenten Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen (vgl. Abbildung 2-4). Der Zylinder bewegt sich linear und wird von dem Taumellager ⑧ angetrieben. Pro Umdrehung der Zwischenwelle ⑤ wandelt das Taumellager ⑧ die Rotationsbewegung

<sup>26</sup> nach Bildquelle: Patent - Yoshitaka 19.06.2015

in eine Translationsbewegung um und bewegt einen Zylinder bei Nenndrehzahl bei einer Frequenz von 78,3 Hz vor und zurück.

In Abbildung 2-6 ist das SDS-plus Einstecksystem dargestellt. Bosch entwickelte 1975 das Einstecksystem für bohrende und schlagende Einsatzwerkzeuge mit 10-mm-Schaftdurchmesser. Das heute weltweit eingesetzte Standardsystem ermöglicht werkzeugloser Bohrer- oder Meißelwechsel mit Verriegelungsautomatik, getrennte Bohrer Verriegelung und Drehmomentübertragung bei geringem Verschleiß.<sup>27</sup>

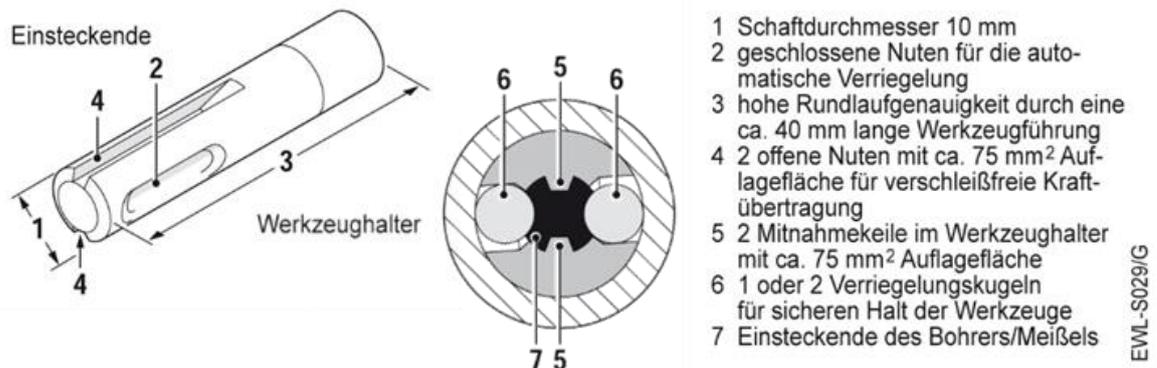


Abbildung 2-6: SDS- plus – Werkzeugaufnahme

Über den Mitnahmekeil ⑤ und der Nut ④ wird das Drehmoment vom Bohrhämmer auf das Werkzeug übertragen. Über die geschlossenen Nuten am Werkzeug ② und den zwei Verriegelungskugeln ⑥ kann sich das Werkzeug innerhalb der Nutlänge translatorisch bewegen. Der translatorische Schlag kann somit der Rotation des Bohrhammers überlagert werden.

Die **Grundlage der Stoßvorgänge** wird im Folgenden genauer betrachtet.

### 2.1.3 Stoßvorgänge, Elastizitätszahl und Schlagleistung

In diesem Abschnitt werden die physikalischen Grundlagen der Stoßvorgänge beschrieben, die Elastizitätszahl definiert und die Formel zur Schlagleistung angegeben.

Bei einem geraden, zentralen Stoßvorgang befinden sich die Geschwindigkeitsvektoren ( $V_1$ ,  $V_2$ ) parallel zur Stoßlinie. Die Verbindung der Massezentren liegt auf der Stoßlinie<sup>28</sup> (Abbildung 2-7).

<sup>27</sup> Schweizer 2004, S. 20

<sup>28</sup> Tipler u. a. 2015, S. 218

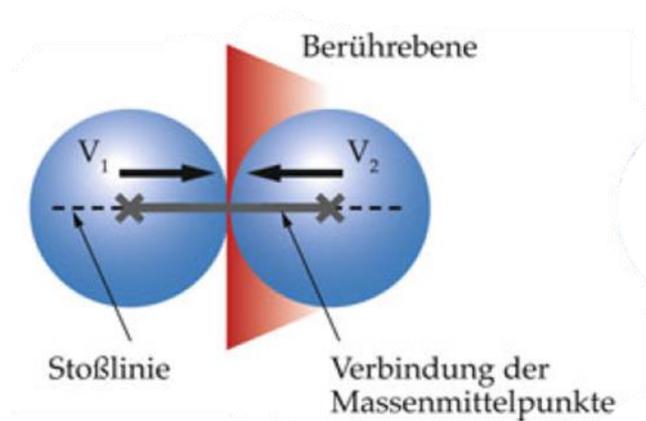


Abbildung 2-7: gerader, zentraler Stoßvorgang <sup>29</sup>

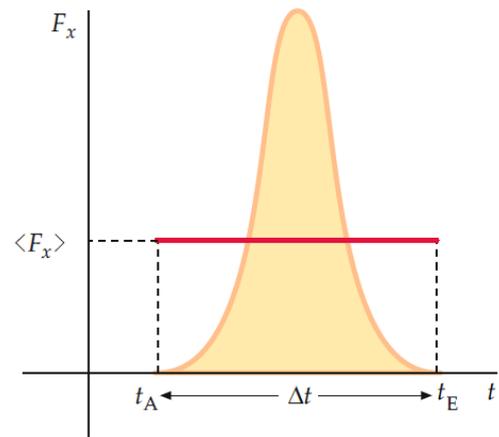


Abbildung 2-8: typischer Verlauf der Kraft während eines Stoßes <sup>30</sup>

Der Impuls der Stoßkörper wird nach dem zweiten Newton'schen Axiom berechnet (Formel 1). <sup>31</sup>

$$I = m * v$$

Formel 1

Der lineare Impuls  $p$  berechnet sich über das Produkt aus Masse ( $m$ ) und Geschwindigkeit ( $v$ ) eines Teilchens. Wenn keine äußeren Kräfte auf ein System einwirken, ist auch die zeitliche Änderung des Gesamtimpulses null und der Gesamtimpuls des Systems bleibt konstant. So formuliert TIPLER den Impulserhaltungssatz:

„Wenn die Summe aller äußeren Kräfte auf ein System null ist, dann bleibt der Gesamtimpuls des Systems konstant.“ <sup>32</sup>

Nach TIPLER können Stöße in

- **elastischen Stoß** (Elastizitätszahl <sup>33</sup>  $\varepsilon = 1$ ),
- **inelastischen Stoß** (Elastizitätszahl  $0 < \varepsilon < 1$ )
- und **vollständig inelastischen** <sup>34</sup> Stoß (Elastizitätszahl  $\varepsilon = 0$ )

<sup>29</sup> Tipler u. a. 2015, S. 218

<sup>30</sup> Tipler u. a. 2015, S. 219

<sup>31</sup> Tipler u. a. 2015, S. 212

<sup>32</sup> Tipler u. a. 2015, S. 212

<sup>33</sup> Formel 3 Seite 20

<sup>34</sup> auch vollplastischer Stoß genannt

unterteilt werden. „Wenn die kinetische Gesamtenergie des Zweikörpersystems nach dem Stoß dieselbe ist wie davor, spricht man von einem elastischen Stoß, andernfalls von einem inelastischen Stoß. Ein Extremfall ist der vollständig inelastische Stoß, in dem die gesamte kinetische Energie, der am Stoß beteiligten Körper, in thermische oder innere Energie des Systems umgewandelt wird und die beiden Körper nach dem Stoß eine gemeinsame Geschwindigkeit haben (meist, weil sie aneinanderhaften).“<sup>35</sup>

Der Kraftstoß ist nach TIPLER eine Kraft, die zwischen den Zeitpunkten  $t_{\text{Anfang}}$  und  $t_{\text{Ende}}$  von einem Körper auf einen anderen wirkt. Während der Stoßzeit  $\Delta t = t_E - t_A$  ist die Kraft groß, ansonsten vernachlässigbar klein. Der Kraftstoß ist als Integral der Kraft über die Stoßdauer definiert.

$$\Delta I = \int_{t_A}^{t_E} F dt \quad \text{Formel 2}$$

In Abbildung 2-8 ist der typische zeitliche Verlauf während eines Stoßes dargestellt. „Die Fläche unter der Kurve  $F_x(t)$  ist die x-Komponente des Kraftstoßes  $\Delta I$ .  $\langle F_x \rangle$  ist die mittlere Kraft während des Intervalls  $\Delta t$ . Die rechteckige Fläche ( $\langle F_x \rangle * \Delta t$ ) unter der roten Linie ist genauso groß wie die Fläche unter der Kurve  $F_x(t)$ .“<sup>36</sup>

Stoßvorgänge im Schlagwerk können als inelastische Stöße betrachtet werden. Das bedeutet, dass die Summe der kinetischen Energie der zwei Stoßpartner vor und nach dem Stoß ungleich ist. Die Elastizitätszahl  $\varepsilon$ <sup>37</sup> ist ein Maß für die Elastizität des Stoßes. Diese kann über das Verhältnis von relativer Rückstoßgeschwindigkeit zur relativen Annäherungsgeschwindigkeit berechnet werden.<sup>41</sup> Wird diese Formel auf das Schlagwerk übertragen, berechnet sich die Elastizitätszahl (Formel 3) aus dem Quotienten der relativen Geschwindigkeit von Flugkolben und Schlagbolzen und zwar nach dem Stoß (ndS) zu vor dem Stoß (vdS) siehe Formel 3.

$$\varepsilon = - \frac{V_{\text{Schlagbolzen, ndS}} - V_{\text{Flugkolben, ndS}}}{V_{\text{Schlagbolzen, vdS}} - V_{\text{Flugkolben, vdS}}} \quad \text{Formel 3}$$

Die Elastizitätszahl lässt sich auch über die Stoßzahl  $k$  ausdrücken. Die Stoßzahl ist definiert als der negative Quotient aus Rückfluggeschwindigkeit zur Anfluggeschwindigkeit.

$$k_{\text{Flugkolben}} = - \frac{V_{\text{Flugkolben, ndS}}}{V_{\text{Flugkolben, vdS}}} \quad \text{Formel 4}$$

<sup>35</sup> Tipler u. a. 2015, S. 219

<sup>36</sup> Tipler u. a. 2015, S. 219

<sup>37</sup> auch Stoßziffer genannt

$$k_{\text{Schlagbolzen}} = \frac{V_{\text{Schlagbolzen,ndS}}}{V_{\text{Schlagbolzen,vdS}}} \quad \text{Formel 5}$$

Somit kann Elastizitätszahl als Summe aus der Stoßzahl  $k$  von Flugkolben und Schlagbolzen ausgedrückt werden.

$$\varepsilon = k_{\text{Schlagbolzen}} + k_{\text{Flugkolben}} \quad \text{Formel 6}$$

Die Einzelschlagenergie wird über die Gleichung der kinetischen Energie (Formel 7) hergeleitet. Das Ergebnis für die kinetische Energie des Flugkolbens ist in Formel 7 und für die Einzelschlagenergie in Formel 8 angegeben.

$$E_{\text{kin,Flugkolben}} = \frac{1}{2} m_{\text{Flugkolben}} * v_{\text{Flugkolben}}^2 \quad \text{Formel 7}$$

Die Einzelschlagenergie ( $E_s$ ) wird aus der kinetischen Energie des Flugkolbens berechnet, wobei diese mit der Elastizitätszahl ( $1 - \varepsilon^2$ ) verrechnet wird.

$$E_s = \frac{1}{2} * m_{\text{Flugkolben}} * v_{\text{Flugkolben,vdS}}^2 * (1 - \varepsilon^2) \quad \text{Formel 8}$$

Wird die Einzelschlagenergie mit der Schlagfrequenz des Schlagwerks multipliziert kann die Schlagleistung ( $P_s$ ) bestimmt werden (Formel 9).

$$P_s = E_s * f_s \quad \text{Formel 9}$$

Einzelschlagenergie in Joule (J), Schlagfrequenz (bei Leerlaufdrehzahl)<sup>38</sup> in Hertz (Hz) und Schlagleistung in Watt (W) sind typische Herstellerangaben.

#### 2.1.4 Dynamik eines elektropneumatischen Schlagwerks

Im Folgenden wird die Dynamik eines elektropneumatischen Schlagwerks näher betrachtet.

Der Schlagzyklus wird nach WIEDNER in vier Phasen Stoß, Reflexion, Rückführung und Kompression unterteilt<sup>39</sup> (Abbildung 2-9).

<sup>38</sup> auch volle Schlagfrequenz genannt

<sup>39</sup> Wiedner 2008, S. 19

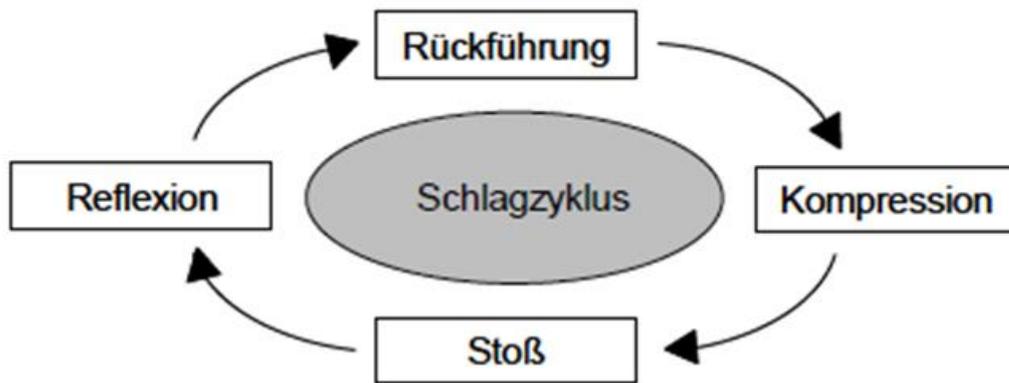


Abbildung 2-9: Schlagzyklus pneumatischer Bohrhammer (vgl. WIEDNER <sup>40</sup>)

In Abbildung 2-10 ist der sinusförmige Wegverlauf des Erregerzylinders und der sägezahnförmige Wegverlauf des Schlägers dargestellt. Die Phasen des Schlagzyklus sind grau schattiert dargestellt. Der Flugkolben wird während der Phase Reflexion und Rückführung idealerweise relativ langsam zurückgeführt. Bewegt sich der Erregerzylinder wieder nach vorne, beginnt der Druck im Arbeitsraum zu steigen und die Luftfeder wird gespannt (Kompression). Beim maximalen Druck entspannt sich die Luftfeder und der Schläger (Flugkolben) wird stark beschleunigt bis es zum Stoß zwischen Schläger (Flugkolben) und Schlagbolzen kommt.

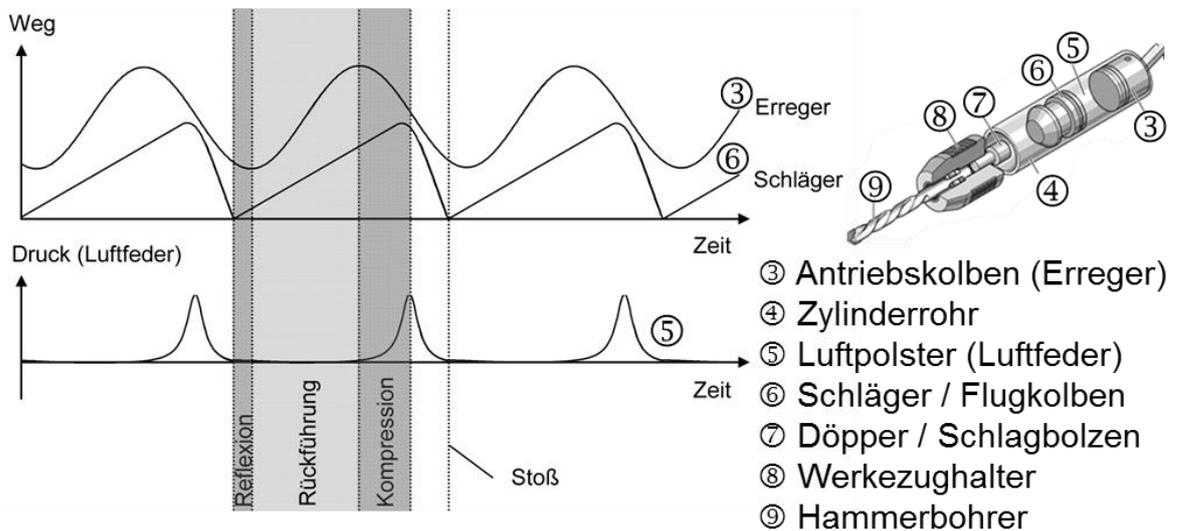


Abbildung 2-10: Zeitabhängiger Geschwindigkeits-, Weg- und Druckverlauf <sup>41 42</sup>

<sup>40</sup> Wiedner 2008, S. 19

<sup>41</sup> Wiedner 2008, S. 19

<sup>42</sup> Schweizer 2004, S. 7

Nach WIEDNER wird die Rückfluggeschwindigkeit des Schlägers ⑥ (Flugkolben) von der Masse des Schlägers ⑥ (Flugkolben) und der Masse des Döppers ⑦ (Schlagbolzen) beeinflusst. Dazu sind folgende zwei Aussagen wichtig:

Während der Reflexion bewegt sich der Antriebskolben (Erreger) entgegen des Schlägers (Flugkolbens).

Während des Stoßes bleibt ein Teil der kinetischen Energie im Schläger (Flugkolben) erhalten. Nach dem Impulserhaltungssatz ist das, unter anderem, von den Masseverhältnissen der Stoßpartner (hier Schläger (Flugkolben) und Döpper (Schlagbolzen)) abhängig.

Die Rückfluggeschwindigkeit ist bei einem *schweren* Flugkolben (Flugkolbenmasse > Schlagbolzenmassen) aufgrund der hohen kinetischen Energie höher als bei einem *leichten* Flugkolben. Der Stoß zwischen Flugkolben und Schlagbolzen beeinflusst stark die Rückfluggeschwindigkeit. Ist die Flugkolbenmasse kleiner als die Schlagbolzenmasse, ist die Dauer des Stoßkontaktes bei einem elastisch-plastischen Stoß länger als beim *schweren* Flugkolben. Reflektierte Stoßwellen in Schlagbolzen, Werkzeug und Untergrund können die Rückfluggeschwindigkeit beeinflussen. Die zum Flugkolben entgegengesetzte Bewegung des Erregers kann einen *leichten* Flugkolben aufgrund der geringen Trägheit eher beeinflussen als einen *schweren* Flugkolben.<sup>43</sup>

Der Einfluss der Schlägerstoßzahl (Flugkolbenstoßzahl) ist in Abbildung 2-11 dargestellt. Die Stoßzahl ist definiert als der negative Quotient aus Rückfluggeschwindigkeit zu Anfluggeschwindigkeit (Formel 4). Bei einer idealen Stoßzahl ( $k = k_{\text{ideal}}$ ) bewegt sich der Flugkolben mit näherungsweise gleicher Geschwindigkeit in der Phase Reflexion und Rückführung. Es entsteht weder ein Überdruck noch ein Unterdruck. Ist die Stoßzahl kleiner als die ideale Stoßzahl ( $k < k_{\text{ideal}}$ ) bewegt sich der Flugkolben langsamer zurück und die Geschwindigkeit von Erregerzylinder und Flugkolben weichen voneinander ab. Es entsteht während der Reflexions- und Rückführungsphase ein Unterdruck, wie Punkt- gestrichelt dargestellt. Im Fall einer größeren Stoßzahl als der Idealen ( $k > k_{\text{ideal}}$ ) bewegt sich der Flugkolben deutlich schneller zurück und das Luftvolumen zwischen Erregerzylinder und Flugkolben wird stark komprimiert. Ein Überdruck entsteht, wie die gestrichelte Linie zeigt.

---

<sup>43</sup> Wiedner 2008, S. 19

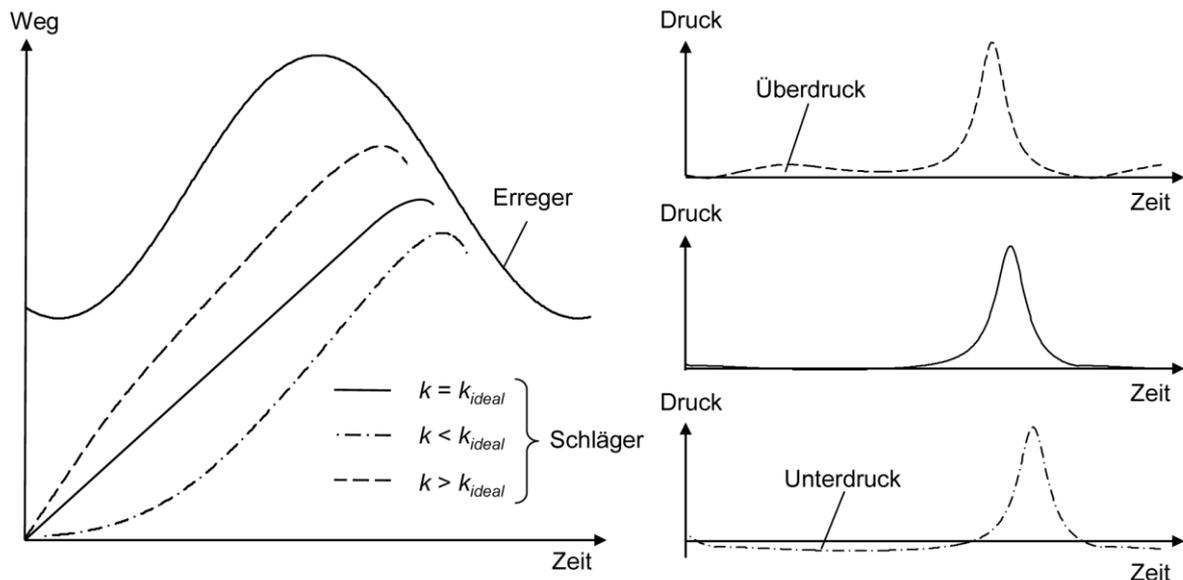


Abbildung 2-11: Einfluss der Schlägerstoßzahl- Auswirkungen von nicht idealen Stößen <sup>44</sup>

Das Timing des Schlagwerks sollte also so ausgelegt sein, dass der Schläger (Flugkolben) den Schlagbolzen bei maximaler Geschwindigkeit trifft. Dadurch ist die übertragene kinetische Energie maximal ( $k = k_{ideal}$ ). Idealerweise bewegt sich der Schläger (Flugkolben) näherungsweise mit der Geschwindigkeit des Erregers (Antriebskolbens) während der Phase Rückführung zurück. Ist dies nicht der Fall entsteht in der Luftfeder in der Phase der Rückführung ein Über- bzw. Unterdruck und der Schläger (Flugkolben) wird gebremst bzw. zu stark beschleunigt.

Bezogen auf die Stoßzahl bedeutet das folgendes:

- $k > k_{ideal}$ :  
Schläger (Flugkolben) wird zu früh vom Luftpolster zwischen Antriebskolben und Schläger (Flugkolben) getroffen  
→ Schläger (Flugkolben) wurde während Rückführung **gebremst**.  
(Erreger (Antriebskolben) hat nicht die maximale Geschwindigkeit erreicht):
- Die kinetische Energie des Schlägers (Flugkolbens) ist so hoch, dass im Arbeitsraum ein **Überdruck** entsteht.
- $k < k_{ideal}$ :  
Schläger (Flugkolben) wird zu spät vom Luftpolster zwischen Erreger (Antriebskolben) und Flugkolben getroffen  
→ Schläger (Flugkolben) wurde während Rückführung zu stark **beschleunigt**.  
(Erreger (Antriebskolben) hat den Punkt der maximale Geschwindigkeit überschritten).
- Die kinetische Energie des Schlägers (Flugkolbens) ist zu gering, sodass im

<sup>44</sup> Wiedner 2008, S. 21

*Arbeitsraum ein **Unterdruck** entsteht.*

**Zusammenfassend** ist die Dynamik eines elektropneumatischen Schlagwerks durch den Schlagzyklus – Rückführung, Kompression, Stoß und Reflexion beschreibbar. Die Schlägerzeugung wird beim elektropneumatischen Schlagwerk über den freifliegenden Schläger (Flugkolben) und den Döpper (Schlagbolzen) maßgeblich beeinflusst. Die Dynamik des Schlagwerks ist von einer guten Abstimmung der Komponenten Schläger (Flugkolben) und Döpper (Schlagbolzen) abhängig.

## **2.2 Contact&Channel-Ansatz – C&C<sup>2</sup>-A**

In diesem Abschnitt wird der am IPEK entwickelte Contact&Channel-Ansatz–C&C<sup>2</sup>-A vorgestellt, mit dem ein C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell entwickelt werden kann. Um den Begriff *Modell* besser zu verstehen, wird er im Folgenden definiert und in verschiedenen Modellkategorien beschrieben.

Nach STACHOWIAKS „Allgemeinen Modelltheorie“ charakterisieren drei Hauptmerkmale, das Abbildungsmerkmal, Verkürzungsmerkmal und das pragmatische Merkmal ein Modell. Das Abbildungsmerkmal besagt, dass etwas abgebildet, repräsentiert wird. Das Verkürzungsmerkmal besagt, dass nicht alle Attribute des Originals repräsentiert werden, und der jeweilige Modellerschaffer das Original auf die relevanten Attribute vereinfacht hat. Das pragmatische Merkmal besagt, dass die Modelle den Originalen nicht per se eindeutig zugeordnet sind, da diese in ihrer Ersatzfunktion genutzt werden.<sup>45</sup> Nach MEYERWERK stellt die Umsetzung einer Aufgabenstellung in ein mathematisch-physikalisches Modell eine anspruchsvolle Aufgabe dar. „Dazu gehört zum einen das Wissen über eine große Vielzahl physikalischer Gesetzmäßigkeiten und deren Umsetzung in numerisch einfach zu lösende Gleichungen, zum anderen muss der Ingenieur bei der Modellbildung einen großen Erfahrungsschatz besitzen, um die Modelle gerade so einfach genug gestalten zu können, dass sie die für die Aufgabenstellung wesentlichen Effekte zeigen.“<sup>46</sup> Auch für ZELLER, ENDERICH u.a. ist die Hauptaufgabe der Modellbildung die Trennung von wesentlichen und unwesentlichen Eigenschaften. Die Komplexität des Betrachtungsgegenstands soll beim Modellieren auf ein handhabbares Maß reduziert werden. „Die Kunst der Modellbildung besteht darin, die betrachtete Realität soweit aufgrund der Problemstellung zulässig zu vereinfachen, ohne die interessierenden Sachverhalte unzulässig zu verfälschen.“ Grundsätzlich, so ZELLER, werden Modelle in zwei Modellkategorien eingeteilt: zum einen empirische Modelle (Black-Box Modelle), zum anderen physikalisch begründete Modelle (White-

---

<sup>45</sup> Stachowiak 1973, S. 131–136

<sup>46</sup> Meywerk 2007, S. 17

Box Modelle). Als White-Box werden Modelle bezeichnet, bei denen der Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgang analytisch hergeleitet ist. Die inneren Zusammenhänge des Systems sind bekannt. Es sind zum Beispiel konzentrische Modelle, homologe Modelle, Analogiemodelle, Funktionsmodelle und Finite-Elemente Modelle.<sup>47</sup> ZELLER definiert Black-Box Modelle als Modelle eines Systems, bei denen der Aufbau (noch) unbekannt ist. Black-Box ist „ein schwarzer Kasten, der zwar Eingang und Ausgang besitzt, dessen Innenleben aber dunkel ist oder für uninteressant erklärt wird. Das funktionale Verhalten eines derartigen Modells kann trotzdem charakterisiert werden, indem die Reaktion des Systems am Ausgang auf bestimmte Stimuli am Eingang (Testfunktionen) beobachtet wird.“<sup>48</sup> Für die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist die Verwendung eines White-Box Modells, wie beispielsweise das konzentrische Modell sinnvoll, da quantitative Aussagen beispielsweise zum Kraftfluss getroffen werden. Nach ZELLER, ENDERICH u.a. sind konzentrische Modelle geeignet, um räumlich ausgedehnte Strukturen auf punktförmige Elemente mit einfachen physikalischen Eigenschaften zu reduzieren. Eine verteilte Masse eines räumlich ausgedehnten Körpers wird im Schwerpunkt des Körpers, beispielsweise als *Punktmasse*, zurückgeführt. Mithilfe von konzentrischen Elementen wie Feder, Masse und Dämpfer können bereits zahlreiche komplexe Schwingungssysteme zufriedenstellend modelliert werden.<sup>49</sup> Um ein konzentrisches Modell erstellen zu können, kann es hilfreich sein die möglichen Zustände eines Systems zu analysieren. Dies kann mit dem am IPEK entwickelten Sequenzmodell<sup>50</sup> auf Basis des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes durchgeführt werden. Neben Mehrkörpersimulationsmodellen werden beispielsweise zur Dimensionierung von Bauteilen Finite Elemente Modelle genutzt. Bei Fragen zur Materialeigenschaft haben multiskale Simulationen in vielen Bereichen beigetragen, wie zum Beispiel bei Perlmutter inspirierten Titandioxid (vgl. SCHMAUDER<sup>51</sup>).

Nach Pahl/Beitz ist das C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell wie folgt beschrieben: „Oft müssen in der Analyse mehrere Zustände eines technischen Systems betrachtet werden, um seine Funktionsweise zu verstehen. In Zuständen variieren die Gestaltfunktionselemente ihre Anzahl und/oder Eigenschaften. Es empfiehlt sich, Zustände einzeln und nacheinander zu analysieren und die Beobachtungen zusammenzuführen. Zustände unterscheiden sich dadurch, dass Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen hinzukommen, wegfallen oder ihre funktionsrelevanten

---

<sup>47</sup> Zeller u. a. 2013, S. 9–12

<sup>48</sup> Zeller u. a. 2013, S. 10

<sup>49</sup> Zeller u. a. 2013, S. 10

<sup>50</sup> Albers u. a. 2008

<sup>51</sup> Schmauder, Schäfer 2016

Gestaltparameter verändern. Um diese Veränderung der Gestalt-Funktion-Zusammenhänge im Modell abbilden zu können, kann das C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell genutzt werden.

Das C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell besteht aus mehreren C&C<sup>2</sup>-Modellen, die das betrachtete Produkt in verschiedenen Zuständen abbilden. Diese C&C<sup>2</sup>-Modelle werden im Sequenzmodell chronologisch geordnet, damit Veränderungen der Gestalt-Funktion-Zusammenhänge analysiert werden können.

C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodelle verknüpfen C&C<sup>2</sup>-Modelle über die in ihnen abgebildeten Zustände hinweg.“<sup>52</sup>

**Zusammenfassend** kann der Contact&Channel-Ansatz genutzt werden, um ein White-Box Modell zu erstellen. Mit mehreren C&C<sup>2</sup>-Modellen für verschiedene Zustände kann ein C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell erstellt werden, das einen dynamischen Prozess beschreibt. Veränderungen der Gestalt-Funktions-Zusammenhänge können so analysiert werden.

### 2.3 IPEK-XiL Framework – Validierung und Verifikation

In diesem Abschnitt wird der am IPEK entwickelte IPEK-X-in-the-Loop (XiL) Framework, angewendet in der Automobilbranche, vorgestellt.

Verifikation und Validierung sind zwei zentrale Begriffe der Produktentwicklung. In ALBERS u.a. und in LINDEMANN sind mehrere Definitionen von Verifikation und Validierung zitiert und vergleichend gegenübergestellt, um folgende Definitionen zu schlussfolgern:

Bei der **Verifikation** wird nachgewiesen, dass die festgelegten Anforderungen erfüllt wurden, unabhängig von der Sinnhaftigkeit dieser Anforderung. Umgangssprachlich kann dies mit der Frage „*Wird ein Produkt korrekt entwickelt?*“ beschrieben werden.<sup>53</sup>

Bei der Validierung wird die Sinnhaftigkeit der Anforderung hinterfragt. Es geht darum zu überprüfen, ob die richtigen Anforderungen beschrieben und dokumentiert wurden. Umgangssprachlich stellt sich dabei die Frage „*Wird das richtige Produkt entwickelt?*“.<sup>54</sup>

---

<sup>52</sup> Matthiesen 2018a

<sup>53</sup> Lindemann 2016, S. 542

<sup>54</sup> Lindemann 2016, S. 542

Erfolgreiche und auch effiziente Produktentwicklung kann dann erfolgen, wenn Validierung und nicht nur Verifikation von Anfang an systematisch den Produktentwicklungsprozess begleiten. Die Erkenntnisse fließen in neue Entwicklungsziele beziehungsweise in veränderte oder neue Anforderungen ein. Sie können auch die Optimierung der Validierungswerkzeuge zur Folge haben.<sup>55</sup> Der Grundgedanke der Teilvalidierung auf verschiedenen Ebenen kommt aus dem Bereich der Steuergeräteentwicklung bzw. embedded Systems.<sup>56</sup> Dazu wird das Gesamtsystem auf verschiedenen Ebenen getestet. Das Modell, die Software und die Hardware werden einzeln getestet. **Model-in-the-Loop-** (MiL), **Software-in-the-Loop-** (SiL), bzw. **Hardware-in-the-Loop-Ansätze** (HiL) sind dabei gängige Begriffe. Die Stufen spiegeln bei der Entwicklung von embedded Systems den Reifegrad der zu entwickelnden Lösung wieder. Auf der abstrakten Ebene MiL wird das Konzept abgesichert. Dabei wird möglichst das ganze System in Form einer Simulation abgebildet, um Sicherheit über die Grundidee zu erlangen. Bei SiL wird deren Umsetzung softwareseitig verifiziert und getestet. In HiL werden die Hardwarekomponenten und deren Zusammenstellung verifiziert.<sup>57</sup> Das bedeutet, dass bei SiL und HiL Schnittstellen und grundsätzliche Strukturen schon festgelegt sind und das Konzept weitgehend umgesetzt ist. Durch die frühzeitige Validierung der Software, sollen teure Hardwareschäden vermieden werden. Somit wird bei SiL bereits entwickelte Software getestet und gegebenenfalls optimiert. Bei MiL und SiL wird typischerweise Software untersucht, mit dem Unterschied, dass MiL das System abbildet und somit das Konzept modellhaft verifiziert. Schnittstellen und grundsätzliche Änderungen sind in dieser Phase typisch und erwünscht. Diese etablierten Ansätze werden im IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Ansatz nach ALBERS aufgegriffen. Die jeweiligen Vorteile werden integriert und um die Belange der Mechanik bzw. Mechatronik und anderer unterschiedlichen Fachdisziplinen erweitert.<sup>58</sup> Im Zentrum steht das System *Power-Tool*, welches mit dem System Modell *Anwender* und dem System Modell *Umwelt* interagiert.<sup>59</sup>

---

<sup>55</sup> Lindemann 2016, 559 f.

<sup>56</sup>engl.: Eingebettete Systeme – Einplatinencomputer oder Mikrokontroller, der Steuer und Regelungsaufgaben an einem Gerät übernimmt.

<sup>57</sup> vgl. Bringmann, Krämer 2008

<sup>58</sup> Albers, Düser

<sup>59</sup> Matthiesen u. a., 2013 S. 5

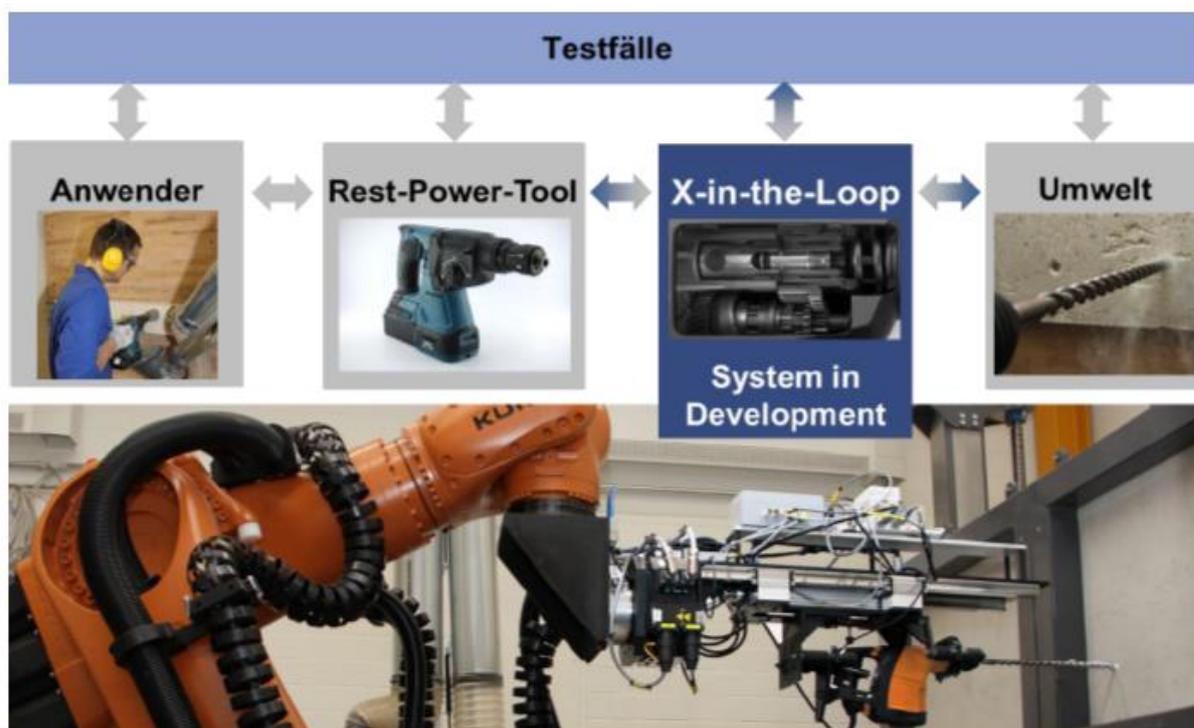


Abbildung 2-12: IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Ansatz für Power-Tools

Der IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Ansatz für Power-Tools beschreibt die Einbindung von zu entwickelnden Teilsystemen (System in Development) in das System Power-Tool. Neben dem System in Development sind wichtige Elemente der Anwender, das Rest-Power-Tool, die Umwelt sowie die Testfälle. Er lehnt sich an den IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Ansatz nach ALBERS<sup>60</sup> und<sup>61</sup> an. Das IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Framework für Power-Tools beschreibt die unterschiedlichen Systemebenen – vom Gesamt-Power-Tool über Power-Tool-Komponenten bis hin zur Wirkflächenpaarebene. Das Framework lehnt sich an das IPEK-X-in-the-Loop-Framework am Beispiel der Fahrzeugentwicklung in<sup>62</sup>,<sup>63</sup> und<sup>64</sup> an. In Abbildung 2-13 IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Framework für Power-Tools dargestellt. Das System Power-Tool steht im Zentrum der Untersuchung und steht in Wechselwirkung mit dem System-Modell Anwender und dem System-Modell Umwelt. Diese Modelle können sowohl virtuell, physisch oder in einer gemischten Form vorhanden sein. Auf der obersten Ebene (System-in-the-Loop) wird das Gesamt-Power-Tool betrachtet. Das Power-Tool ist meist vollständig, so dass das Rest-Power-Tool-Modell nicht vorhanden sein muss.

<sup>60</sup> Lindemann 2016

<sup>61</sup> Albers, Düser 2008

<sup>62</sup> Albers u. a. 2016

<sup>63</sup> Albers, Düser 2010

<sup>64</sup> Albers u. a. 2014

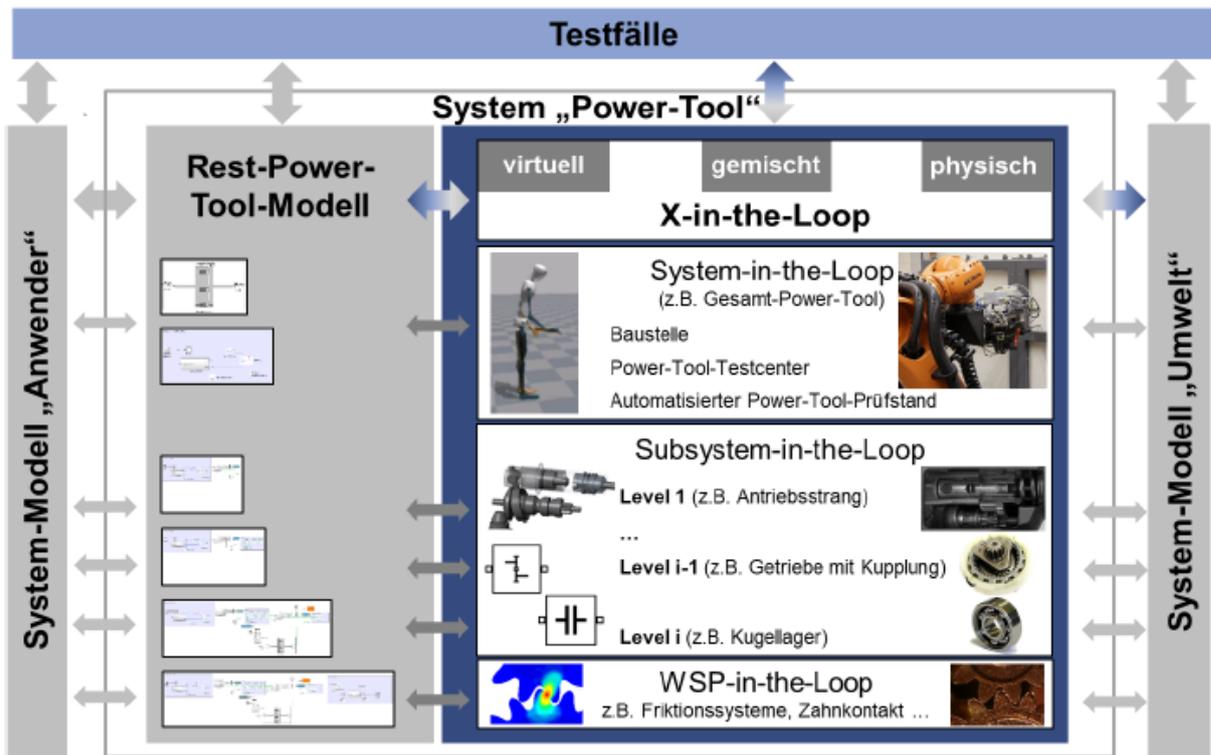


Abbildung 2-13: IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Framework für Power-Tools

Wenn beispielsweise ein Akku-Power-Tool untersucht wird, könnte die Stromversorgung, der Akku, als Rest-Power-Tool-Modell in Form eines Schaltnetzteils inkl. Akkuadapter abgebildet werden. Die nächste Ebene wird als Subsystem-in-the-Loop bezeichnet. Dabei wird beispielsweise der Antriebstrang detailliert abgebildet. Alles andere des Power-Tools wird, so gut wie nötig, in Form eines Rest-Power-Tool-Modell abgebildet. Diese Ebene kann weiter verfeinert werden, bis die Wirkflächenpaarebene erreicht wird. Diese können beispielsweise ein Friktionskontakt oder auch Softwarecode der Gerätesteuerung sein.

**Zusammenfassend** weist der durchgängige Validierungsansatz, insbesondere bei der PGE-Produktgenerationsentwicklung, Stärken auf. Die Komplexität des Gesamtsystems bestehend Anwender, Power-Tool und Umwelt kann mithilfe des IPEK-X-in-the-Loop (XiL) Frameworks im Gesamtkontext auf das zu betrachtende Problem reduziert und modelliert werden.

## 2.4 Simulationsmodelle, Analyse und Optimierung

In diesem Abschnitt werden Definitionen und Grundbegriffe der Simulation vorgestellt. Zusätzlich werden Beispiele von Analysen und Optimierungen mit Simulationsmodellen vorgestellt.

SHANNON definiert 1998 Simulation wie folgt: „We will define simulation as the process of designing a model of a real system and conducting experiments with this model for the purpose of understanding the behaviour of the system and /or evaluating various

strategies for the operation of the system.“<sup>65</sup> Für SHANNON ist Simulation ein Prozess, um ein Modell eines realen Systems zu entwerfen und damit Experimente auszuführen, mit dem Ziel, das Verhalten des Systems zu verstehen und/ oder verschiedene Strategien für den Betrieb des Systems zu evaluieren.

Eine ähnliche Definition des Begriffs Simulation ist in der VDI- Richtlinie 3633 zu finden: „Simulation ist ein Verfahren zur Nachbildung eines Systems mit seinen dynamischen Prozessen in einem experimentierbaren Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind. Im weiteren Sinne wird unter Simulation das Vorbereiten, Durchführen und Auswerten gezielter Experimente mit einem Simulationsmodell verstanden. Mit Hilfe der Simulation kann das zeitliche Ablaufverhalten komplexer Systeme untersucht werden.“<sup>66</sup> Bei dieser Definition steht der Systembegriff und die mit dem System verknüpften Prozesse mehr im Fokus.

Das Nachbilden des Systemverhaltens durch Modelle wird unter dem Begriff Simulation verstanden. In dieser, hier vorliegenden Arbeit wird unter dem Begriff Simulation das Nachbilden des Systemverhalten durch Modelle in einer digitalen Simulationsumgebung verstanden.

---

<sup>65</sup> Shannon 1998, S.1

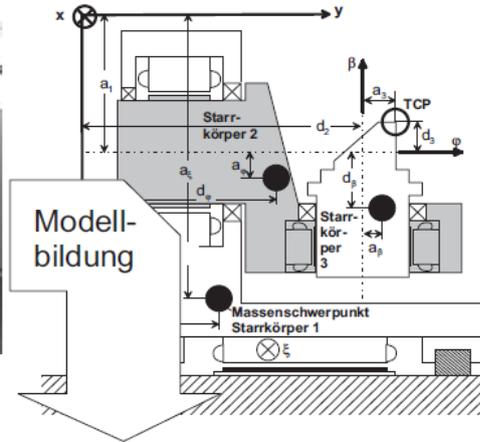
<sup>66</sup> VDI Richtlinie 3633 -2010

**Originalsystem:**  
z.B. Dreh-/Schwenkachse

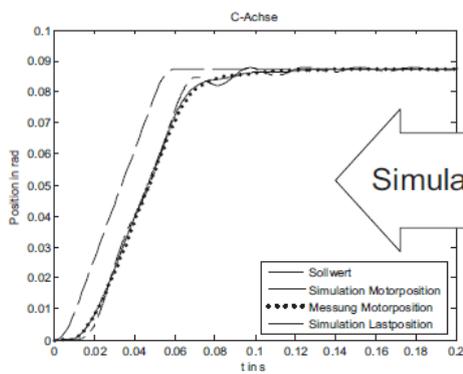


Messung

**Physikalisches Modell:**  
z.B. Starrkörpermodell



**Systemverhalten:**  
z.B. Bahngenaugigkeit



Simulation

**Mathematisches Modell:**  
z.B. Simulink-Blockschaltbild

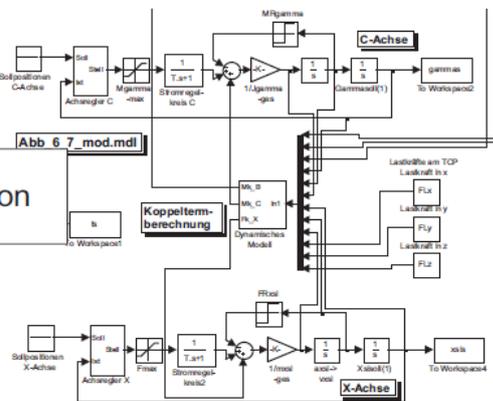


Abbildung 2-14: Modellbildung und Simulation <sup>67</sup>

Abbildung 2-14 zeigt nach ZIRN u.a. „die Modellbildungsschritte vom realen System über das physikalische Modell zu einem implementierten mathematischen Modell am Beispiel einer Werkzeugmaschine auf.“ <sup>68</sup> Von einem Originalsystem wird ein physikalisches Modell abgeleitet, welches das Systemverhalten abbildet. Über diese Modellbildung wird ein mathematisches Modell, beispielsweise ein Simulink® Blockschaltbild, erzeugt. Das Ergebnis der ist der Vergleich zwischen der berechneten (simulierten) Bahn des Werksstücks und der Sollbahn. Die Sollbahn wird durch Messungen am Originalsystem ermittelt. Dieses Vorgehen ist in verschiedenen

<sup>67</sup> Zirn, Weikert 2006, S. 3

<sup>68</sup> Zirn, Weikert 2006, S. 3

Arbeiten, wie beispielsweise in BOËS u.a.<sup>69</sup>, WITZGALL u.a.<sup>70</sup> und KNAISCH u.a.<sup>71</sup>, in ähnlicher Art und Weise zu finden. Nach BOËS u.a. wird Testen im Rahmen der Produktentwicklung so definiert, dass ein physisches System einem Zustand oder einer Situation ausgesetzt wird, um deren Reaktion im System zu beobachten. Bei dieser Definition wird das Testen als physikalischer Akt angesehen und unterscheidet sich von Simulationsmodellen (numerischer Annäherungen).<sup>72</sup> Dieses Vorgehen entspricht dem Vorgehen ZIRN u.a., bei dem am Originalsystem gemessen wird. In der Arbeit von WITZGALL wird der Ansatz zur Simulation kurzfaserverstärkter Thermoplaste in frühen Entwurfsphasen durch den Abgleich von Simulationsergebnissen mit Messergebnissen validiert. Dazu werden Proben in einem Fallturm eingespannt und der Positionsverlauf, als auch der Geschwindigkeitsverlauf des Impaktors (fallendes Objekt) gemessen. Die Messergebnisse werden mit den Simulationsergebnissen abgeglichen.<sup>73</sup> In KNAISCH u.a.<sup>74</sup> werden Spulentopologien für die induktive Leistungsübertragung unter dem Einfluss von Eisen und Aluminium verglichen. Dazu werden Kriterien für eine numerische Simulation definiert und das Simulationsmodell optimiert, bis die Kriterien ausreichend erfüllt sind. Das Ergebnis der Simulation wird mit Messergebnissen an einem aufgebauten Prototyp verglichen.

**Zusammenfassend** kann das Vorgehen Modellbildung, Simulation und Messen ZIRN u.a. als Standard angesehen werden, der in verschiedenen Bereichen der Produktentwicklung angewendet wird. Simulationsmodelle werden genutzt, um Systeme zu analysieren, aber auch um diese zu optimieren. Die Ergebnisse der Simulationsergebnisse werden meist mit Messungen an dem physischen System verglichen.

## 2.5 Validierung in der Gerätebranche

Im Folgenden wird der Stand der Forschung der einzelnen Systeme, Anwender, Power-Tool und Umwelt vorgestellt und diskutiert.

In Tabelle 1 sind die Forschungsarbeiten den Systemen und der Art der Arbeit zugeordnet.

---

<sup>69</sup> Boës u. a. 2017, S. 1

<sup>70</sup> Wartzack, Witzgall 2015, S. 69–72

<sup>71</sup> Knaisch, Springmann, Gratzfeld 2016

<sup>72</sup> Boës u. a. 2017, S. 1

<sup>73</sup> Wartzack, Witzgall 2015, S. 69–72

<sup>74</sup> Knaisch, Springmann, Gratzfeld 2016

Tabelle 1: Übersicht der Forschungsarbeiten – Validierung in der Gerätebranche

Legende: + trifft den Kern ● Beitrag zum Thema		System			Art / Ziel der Arbeit		
Autor	Jahr	Anwender	Power-Tool	Umwelt	Experiment/ Optimierung	Simulation /Modellierung	Normierung/ Vorschrift
ABRAMS	1971	+				+	
DIDIER	2013		+		●	+	
DIN EN ISO 5349 1 und 2	2001	+					+
DIN 45677	2001	+				+	+
DUPUIS	1983	+	●				+
EPTA - European Power Tool Association Procedure	2009		●	+			+
GILLMEISTER, SCHENK	2001	+				+	●
GRIFFIN	2004	+	●	●	●		+
HECKER, RIEDERER	1985	+	●	●	+	●	
KAULBARS	1996	+			●		+
KUHN	1953	+	●		+		●
MISHOE, SUGGS	1977	+				+	●
MIWA	1964	+				+	
REYNOLDS	1972	+				+	
REYNOLDS, SOEDEL	1972	+				+	
RIEDEL, GILLMEISTER, KINNE	2012	+			●		●
SCHENK, GILLMEISTER	1999	+	●			+	●
BIEBER U.A.	2016	+			●		+
CRONJÄGER, JAHN	1985	+			●	+	
DIN EN ISO 28927-8	2016	+	●				+
ETTELT, GITTEL	2004		●	+	●	●	
GILLMEISTER	1999	+			●		
GILLMEISTER, SCHENK	2001	+			●		
HECKER, RIEDERER	1985	+	+	●	●	+	
JAHN	1985	+			●	+	
KEPLER	2003	+	●	●		+	
MARCOTTE, BOUTIN, JASINSKI	2010	+		+	+		●
MELTZER, MELZIG-THIEL, SCHATTE	1980	+	●		+	●	
MUNDARY	2000		+	●	●	+	
VONNEMANN	1977		●	+	+		

### 2.5.1 Untersuchungen mit Schwerpunkt auf dem System Anwender

Der Ansatz, das Power-Tool nicht isoliert, sondern im Gesamtsystem zu betrachten, kann unter anderem beim Normenausschuss Akustik, der Lärminderung und der Schwingungstechnik (NALS) gefunden werden.<sup>75</sup> Die Normungsaktivitäten beschäftigen sich dabei stark mit der Schnittstelle zwischen Power-Tool und Anwender. Beispielsweise legt die DIN EN ISO 2897-8 mit einem Messverfahren zur Ermittlung der Schwingungsemission bei handgehaltenen Maschinen ein Vorgehen fest, mit dem die Vibrationsbelastung auf den Anwender beurteilt wird. In dieser Norm werden Maschinengruppen und deren Messstellen vorgestellt. Zudem werden das Vorgehen, die Messmittel und die Auswertungsberechnung beschrieben.<sup>76</sup> Solche Normungsaktivitäten werden, beispielsweise durch die europäische Vibrationsrichtlinie, motiviert.<sup>77</sup> Ähnliche Schutzmaßnahmen verfolgt die europäische Einzelrichtlinie 2002/44/EG über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Schwingungen).<sup>78</sup> Die Forderung aus den Arbeitskreisen, zur Verminderung der Vibrationsemission auf den Arbeitnehmer, findet in der europäischen Maschinenrichtlinie 2006/42/EG Geltung. Darin werden Hersteller verpflichtet, Vibrationen in ihren Geräten auf ein Minimum zu reduzieren.<sup>79</sup> Auch der deutsche Gesetzgeber nimmt mit der Richtlinie „Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen (LärmVibrationsArbSchV)“ Einfluss auf die Gerätebranche.<sup>80</sup>

Einer der bekanntesten Wissenschaftler im Bereich der Humanschwingung ist Michael J. GRIFFIN, der 1990 (Neuaufgabe 2004) mit „Handbook of Vibrationen“ ein Standardwerk verfasst hat. Darin werden unter anderem Hand-Arm-Vibrationen von Ganzkörpervibrationen unterschieden und deren Messung detailliert beschrieben.<sup>81</sup> Seine Forschung prägte unter anderem die Norm DIN EN ISO 5349-1 - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen.“<sup>82</sup> Ein weiteres Forschungsinteresse besteht auch in der Modellierung von Hand-Arm-Modellen. Die Motivation solcher Modelle nach JAHN liegt darin, dass der

---

<sup>75</sup> Hager 2016

<sup>76</sup> DIN EN ISO 28927-8, S. 1–34

<sup>77</sup> Das europäische Parlament und der Rat der europäischen Union 2002

<sup>78</sup> Europäische Kommission 2008

<sup>79</sup> Das europäische Parlament und der Rat 2006

<sup>80</sup> LärmVibrationsArbSchV 2010

<sup>81</sup> Griffin 2004

<sup>82</sup> DIN EN ISO 5349 1 und 2

Anwender durch die Rückwirkung des Hand-Arm-Systems auf die Dynamik des jeweiligen handgeführten vibrierenden Geräts die Gerätevibration beeinflusst. Die Ursachen dafür sind in der Armhaltung, der aufgebrachtten Andruckkraft, der Greifkraft oder durch weitere Armeigenschaften festzustellen. Als Bewertungsgröße der Schnittstelle wird die sogenannte mechanische Impedanz  $Z$  gemessen und genutzt. Sie wird über einen Beschleunigungssensor und einen Kraftsensor am Griff gemessen. Die mechanische Impedanz wird über den Betrag des Quotienten aus der eingeleiteten Kraftamplitude ( $F_{\text{Amplitude}}$ ) und durch die an der Krafteinleitungsstelle der Hand vorhandenen Geschwindigkeitsamplitude ( $v_{\text{Amplitude}}$ ) berechnet.<sup>83</sup>

$$|Z| = \left| \frac{F_{\text{Amplitude}}}{v_{\text{Amplitude}}} \right| \quad \text{Formel 10}$$

Die Ergebnisse sind auch in der DIN 45677 abgebildet und folgendermaßen definiert: „frequenzabhängiges komplexes Verhältnis der Kraft zur Schwinggeschwindigkeit an der Einleitungsstelle in ein mechanisches System. Der Betrag der mechanischen Eingangsimpedanz wird in  $N/(m/s) = N \cdot s/m$  angegeben. Der Phasenwinkel ist der Phasenunterschied zwischen Schwinggeschwindigkeit und Kraft.“<sup>84</sup>

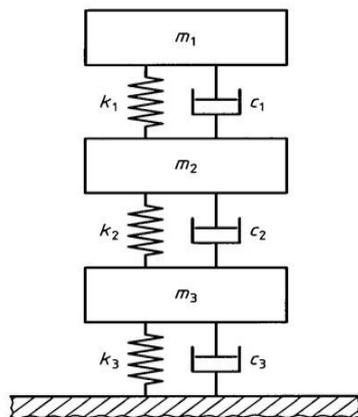


Abbildung 2-15: Drei-Massen-Schwingungsmodell des Hand-Arm-Systems nach DIN 45677<sup>85</sup>

Tabelle 2: Parameter für das Schwingungsmodell des Hand-Arm-Systems<sup>86</sup>

Parameter	Einheit	Schwingungsrichtung nach DIN V ENV 25349		
		x	y	z
m1	kg	0,03	0,01	0,03
m2	kg	0,5	0,4	0,7
m3	kg	3	3	3
k1	N/m	4.400	27.000	5.000
k2	N/m	130	300	30.000
k3	N/m	1.600	6.400	2.500
c1	Ns/m	210	70	230
c2	Ns/m	20	50	380
c3	Ns/m	10	30	30

<sup>83</sup> vgl. Jahn 1985, S. 18

<sup>84</sup> DIN 45677, S. 3

<sup>85</sup> DIN 45677, S. 10

<sup>86</sup> DIN 45677, S. 10

In der DIN 45677 ist auch ein parametrisiertes Drei-Massen Schwingungsmodell des Hand-Arm-Systems beschrieben. Der grundsätzliche Aufbau ist in Abbildung 2-15 und die Parameter <sup>87</sup> in Tabelle 2 visualisiert. Sinn und Zweck des Drei-Massen-Modell ist eine Annäherung der Impedanzkurven, die in der DIN 45677 beschrieben sind, zu realisieren. Diese dürfen nach bisherigen Erkenntnissen entkoppelt betrachtet werden. Dadurch wird das Verhalten eines Hand-Arm-Systems auf ein physisches Ersatzsystem übertragen.

Weitere Modelle sind als Übersicht in der Dissertation von Reiner JAHN beschrieben und in Abbildung 2-16 dargestellt.

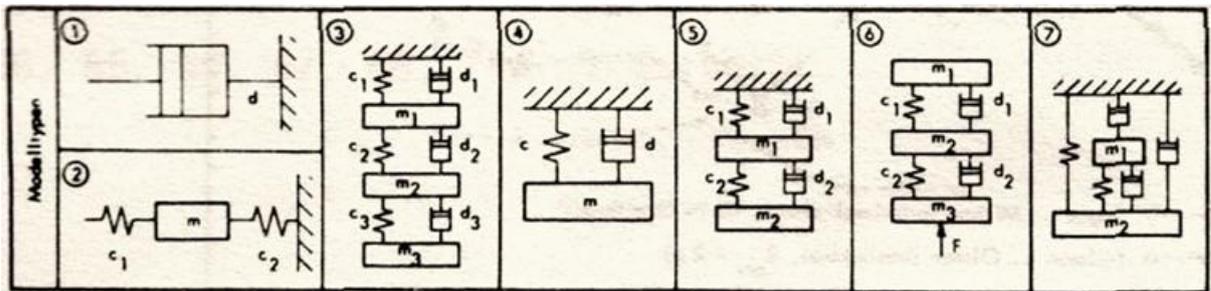


Abbildung 2-16: Übersicht der Hand-Arm-Modelle <sup>88</sup>

Die Modelle sind überwiegend als Mehrmassenschwinger aufgebaut und bestehen aus Massen, die mit Feder und/ oder Dämpfungselementen verbunden sind. Die Komplexität der Modelle aus der Übersicht in Abbildung 2-16 nimmt von ① KUHN <sup>89</sup> bis ⑦ SUGGS <sup>90</sup> zu und stammen aus den Jahren 1953 bis 1977. Die Modelle von ② DIECKMANN <sup>91</sup>, ③ MIWA <sup>92</sup>, ④ ABRAMS <sup>93</sup>, ⑤ REYNOLDS u.a. <sup>94</sup> und ⑥ REYNOLDS <sup>95</sup> bilden meist Impedanzmessungen an Schwingungserregern ab und legen die Grundlage für die bereits erwähnte DIN 45677 aus dem Jahr 2001.

Nach MARCOTTE ist die biodynamische Antwort methodisch messbar. Dazu wird das menschliche Hand-Arm-System durch ein Modell mit zwei Freiheitsgraden entwickelt. Dieses wird analytisch hergeleitet und über Shakermessungen parametrisiert.

<sup>87</sup> Unter **Parameter** versteht man dabei eine geometrische oder physikalische Größe, die mit einem Buchstaben bezeichnet wird und in dem Berechnungsmodell vorkommt. Dresig, Holzweißig 2012, S. 5

<sup>88</sup> Jahn 1985, S. 20

<sup>89</sup> Kuhn 1953

<sup>90</sup> Mishoe, Suggs 1977

<sup>91</sup> Reynolds, Soedel 1972

<sup>92</sup> Miwa 1964

<sup>93</sup> Abrams 1971

<sup>94</sup> Reynolds, Soedel 1972

<sup>95</sup> Reynolds 1972

Anschließend wird es als physikalisches Modell aufgebaut und mit der Shakermessung verglichen. Dadurch ist die biodynamische Antwort von einem Bohrhammer auf das Modell gegeben. Die Ergebnisse werden mit denen eines Menschen verglichen. Der Aufbau ist in Abbildung 2-17 dargestellt.<sup>96</sup>

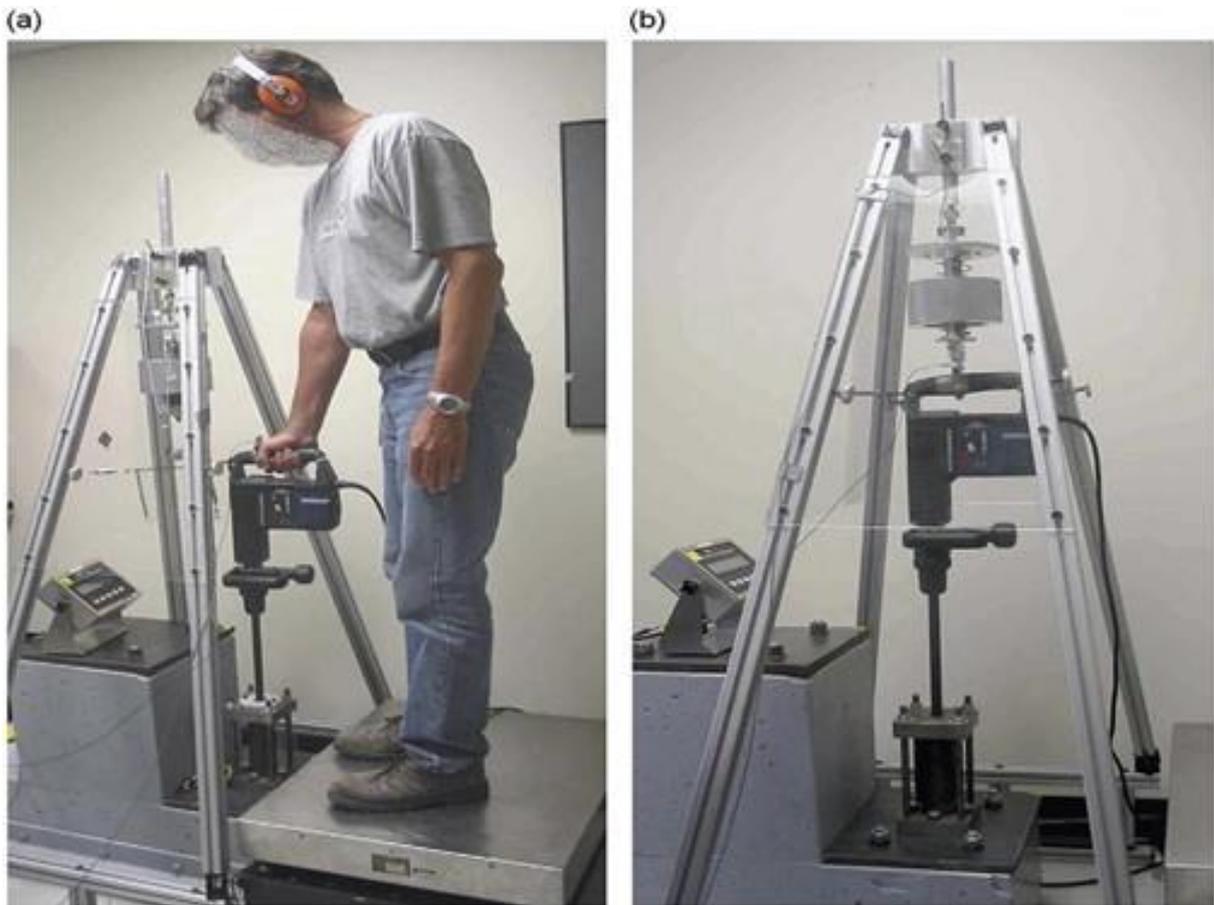


Abbildung 2-17: Anwender, der einen Bohrhammer nutzt (a) und rechts davon ein physikalisches Ersatzmodell des Hand-Arm- Modells MARCOTTE u.a.<sup>97</sup>

Andere Forschungsbereiche entwickeln Simulationsprogramme, mit denen Bewegungsabläufe oder die Interaktion mit der Umgebung betrachtet werden. Der Anwendereinfluss steht bei Forschungsarbeiten am IPEK im besonderen Fokus. So wird in einer Studie nach TRÜNKLE und MANGOLD der Einfluss des Anwenders auf die Funktion eines Bohrhammers untersucht. In dieser Studie werden verschiedene Faktoren, wie

- Greifkraft
- Armhaltung
- Andruckkraft

<sup>96</sup> Marcotte, Boutin, Jasinski 2010

<sup>97</sup> Marcotte, Boutin, Jasinski 2010, S. 1973

- und Einfluss der Statur einer Versuchsperson

gezielt variiert, um einen möglichen Effekt beobachten zu können. „Das Ergebnis der Versuche zeigt, dass die Faktoren **Greifkraft**, **Armhaltung** und **Versuchsperson** kaum Einfluss auf die Bohrgeschwindigkeit haben und der **größte Effekt von der Andruckkraft** ausgeht. Bei einer Andruckkraft im Bereich von 60 N bis 140 N steigt die Bohrgeschwindigkeit annähernd linear um ca. 25 % an.“<sup>98</sup>

#### **Zwischenfazit System Anwender:**

Die Forschungsarbeiten, bei denen Hand-Arm-Modelle als Mehrmassenschwinger reduziert und parametrisiert sind, können im Sinne des IPEK-XiL Frameworks genutzt werden. Die Grenzen, die durch die Vereinfachung des Anwenders getroffen werden, sind dabei zu berücksichtigen. Bei der hier vorliegenden Arbeit wird die Steifigkeit des Drei-Massen-Schwingungsmodells nach DIN 45677 genutzt, um ein physisches Ersatzsystem als Anwendermodell umzusetzen. Auch als virtuelles Modell werden die Parameter der DIN 45677 übernommen.

### **2.5.2 Untersuchungen mit Schwerpunkt auf dem System Umwelt**

Den Anwendungsfall Hammerbohren wird unter anderem in der Dissertation von VONNEMANN aus dem Jahr 1977 untersucht.<sup>99</sup> In dieser Arbeit wird ein numerisches Simulationsmodell eines Bohrhammers entwickelt. Die Einzelschlagenergie wird über einen Einzelschlagversuchsstand ermittelt. Dieser besteht aus einer Masse, die an einem Pendel angebracht ist. An der Spitze der Pendelmasse ist ein Kraftelement angebracht, um den Stoß zwischen Werkstück und Schneide (Meißel) zu messen. Durch die Auslenkung des Pendels und die Kinematik ist die potenzielle Energie bekannt, die in den Stoß gewandelt wird. Durch diese Untersuchungen kann der zeitliche Verlauf der Zerspankraft gegenüber dem Impuls beschrieben werden.

Die Untersuchung der Spanbildung wird nicht mit einem Elektrowerkzeug, sondern mit einem Ersatzaufbau - einem Pendelschlagwerk - durchgeführt. Somit konnte mit Auslenkung des Pendels eine definierte Energie auf den 1 Jahr alten Normbeton B 600 eingebracht werden. Obwohl bei diesen Untersuchungen möglichst konstante Bedingungen gefordert werden, stellte VONNEMANN folgendes fest: „Da Beton in seiner Materialzusammensetzung so inhomogen ist, werden allgemein gültige Aussagen über sein Verhalten außerordentlich erschwert.“ Die Untersuchungen mit dem Pendelschlagwerk münden in eine Zerspankraftfunktion.<sup>100</sup> Das Simulationsmodell von VONNEMANN legt den Schwerpunkt auf den Einzelschlag. Das Simulationsmodell

---

<sup>98</sup> Trünkle 2015, S. 62

<sup>99</sup> Vonnemann 1977

<sup>100</sup> Vonnemann 1977, S. 44–54

setzt dabei Rechteckimpulse voraus. Beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen von Impulsverläufen am Bosch Bohrhammer 11205 und der Hilti TE 60 wird folgendes festgestellt: „Es fällt schwer, den realen Impulsen, [...], vergleichbare Rechteckimpulse zuzuordnen, wie sie im Simulationsmodell vorausgesetzt werden. Doch bleibt festzustellen, dass sie wesentlich länger sind als diejenigen, die im ersten Fall simuliert wurden.“ Somit scheint mit dem bisherigen Simulationsmodell, der Impulsverlauf nicht genau berechenbar zu sein.<sup>101</sup>

In der Dissertation von JAHN werden „Einflussgrößen auf die Beschleunigungen elektropneumatischer Bohrhämmer“ untersucht. Dabei wird die Andruckkraft zwischen 60 N, 100 N, 140 N und 200 N variiert und unter konstanten Bedingungen gebohrt. Die Griffbeschleunigungen standen im Forschungsinteresse, aber nicht der Bohrfortschritt.<sup>102</sup> Um dazu eine Aussage treffen zu können, wird in Experimenten am Prüfstand der Bohrfortschritt bei variierender Andruckkraft beobachtet. (vgl. Abschnitt 5.2). Der Werkstoff Beton wird kontinuierlich erforscht und weiterentwickelt. Ergebnisse werden in Normungsschriften veröffentlicht, wie der DIN EN 206-1 bzw. DIN 1045-1. In diesen Normungsschriften wird die Betonfestigkeitsklasse beschrieben, die von C8/10 bis C80/95 reicht. Die Druckfestigkeit steigt dabei von 8 N/mm<sup>2</sup> bis 80 N/mm<sup>2</sup>. Das Elastizitätsmodul (E-Modul) variiert dabei von 25.800 N/mm<sup>2</sup> bis 42.300 N/mm<sup>2</sup>. Bei einer Druckfestigkeit von 8 N/mm<sup>2</sup> bis 50 N/mm<sup>2</sup> wird der Beton dem Normal- und Schwerbeton zugeordnet. Bei höherer Druckfestigkeit wird von hochfestem Beton gesprochen. Der Normbeton B 600, der in den Arbeiten von VONNEMANN Anwendung findet, hat ein Elastizitätsmodul (E-Modul) von 43.000 N/mm<sup>2</sup> und kann somit dem Schwerbeton zugeordnet werden. Einen Zusammenhang zum E-Modul oder der Druckfestigkeit und Rissausbreitung konnte nicht gefunden werden.

### **Zwischenfazit System Umwelt**

Insbesondere bei den Untergründen wie Beton kommt die Herausforderung hinzu, dass diese Werkstoffe inhomogen sind und bei den Versuchen Streuungen verursachen können. Durch Normierung von Beton wird versucht den Streuungseinfluss zu reduzieren. Dies ist immer wieder Thema bei Versuchsdurchführungen. Da bei der Recherche zum Stand der Forschung von Umweltmodellen keine Ersatzmodelle gefunden werden konnten, werden bei den experimentellen Untersuchungen zur Identifikation der Einflussparameter auf ein Bohrhammerschlagwerk ein normierter Beton als Untergrund genutzt. Wie in der Untersuchung von VONNEMANN beschrieben, ist mit einem streuenden Einfluss des

---

<sup>101</sup> Vonnemann 1977, S. 108

<sup>102</sup> Jahn 1985, S. 48–51

inhomogenen Betons in den Ergebnissen zu rechnen. Bei den Schlagwerkuntersuchungen in Kapitel 6 wird der Untergrund Beton durch eine Ersatzsteifigkeit ersetzt, um den inhomogenen Einfluss des Betons zu vermeiden. (vgl. Abschnitt „Ermittlung der Ersatzsteifigkeit des Anwendermodells“ im Kapitel 6.1.2).

### 2.5.3 Untersuchungen mit Schwerpunkt auf dem System Power-Tool

Bei den Untersuchungen am System Anwender sind die Power-Tools meist Quelle von Vibrationen oder Stöße. Ebenso spielt bei Untersuchungen am System Umwelt das Power-Tool eine untergeordnete Rolle. In diesem Abschnitt wird der Stand der Forschung zum Thema Power-Tool vorgestellt.

In Abbildung 2-18 ist ein Lastprüfstand zur Vermessung von Schlagwerken am Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen (IFAS) an der RWTH Aachen dargestellt.

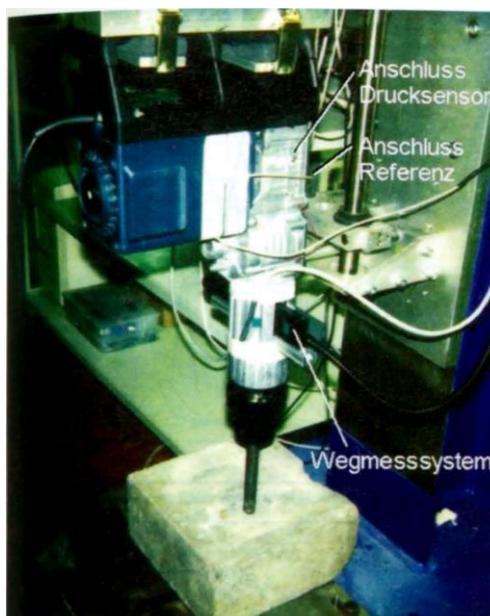


Abbildung 2-18: Lastprüfstand zur Vermessung von Schlagwerken am Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen (IFAS) an der RWTH Aachen<sup>103</sup>

MUNDARY entwickelt einen Prüfstand, an dem der Druck im Schlagwerk und Bohrfortschritt gemessen werden kann. Um Effekte zu beobachten, wird die Drehzahl variiert. Die dabei entstehenden Druckschwankungen werden prozentual angegeben. Angaben zur Andruckkraft werden keine gemacht. Die erzeugten Simulationsergebnisse werden prozentual angegeben und sind somit für Vergleiche mit eigenen Simulationen nicht nutzbar. Zur Simulationsmethodik sind keine Angaben zu finden. Das Ergebnis sind simulierte (aber nicht verifizierte) Wegverläufe vom Kolben und Schlagweg. Ebenso sind prozentuale Angaben vom Druck bzw.

---

<sup>103</sup> Munday 2000, S. 457



Beschleunigungen am Griff vermessen, während der Bohrfortschritt beobachtet wird. Als Ergebnis konnte festgestellt werden, dass der Bohrfortschritt bei den variierten Parametern<sup>107</sup> langsamer wird, während die Griffbeschleunigung abgenommen hat.

Um Maßnahmen zur Vibrationsminderung möglichst schnell beurteilen zu können, programmieren HECKER und RIEDERER ein numerisches Simulationsmodell. „Als Daten können in das Programm die für die Auslegung von Bohrhämmer wesentlichen Parameter wie Luftfederlänge [...], Schlagkolbendurchmesser [...], Kurbelradius [...], Schlagkolbenmasse [...], Antriebskolbenmasse [...], Gehäusemasse [...], Schlagzahl [...], Andruckkraft [...] und Dämpfung [...] sowie Federsteifigkeit [...] des B-Schlag-Dämpfungselementes eingesetzt bzw. variiert werden.“<sup>108</sup> Das Ergebnis der Simulation am Beispiel eines Bosch Bohrhammers ist in Abbildung 2-20 dargestellt.

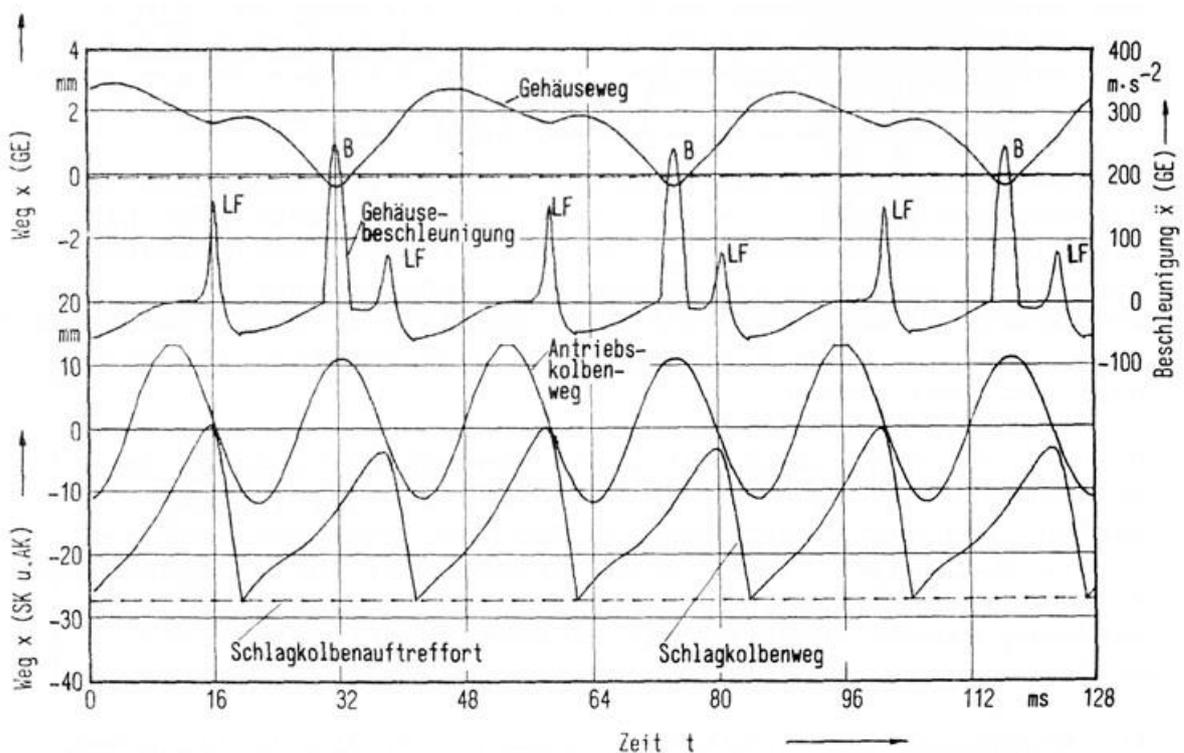


Abbildung 2-20: Berechnete Weg- und Beschleunigungsverläufe für den Bosch-Bohrhammer 11203<sup>109</sup>

Oben in der Grafik ist der Gehäuseweg mit einer maximalen Amplitude von etwa 3 mm dargestellt. Die Gehäusebeschleunigung wird darunter dargestellt und verläuft zyklisch mit drei wiederkehrenden Maximalbeschleunigungswerten. Diese werden mit maximaler Luftfederkompression (LF), B-Schlag-Dämpfungselement (B) und

<sup>107</sup> Luftfederlänge, Schlagkolbenmasse, B-Schlag-Dämpfungselement

<sup>108</sup> Hecker, Riederer 1985, S. 117

<sup>109</sup> Hecker, Riederer 1985, S. 118

nochmals LF gekennzeichnet. Die maximale Luftfederkompression ist eine Folge des variierenden Schlagwerkdruckraums. Der sogenannte B-Schlag ist deutlich höher. Das liegt daran, dass das Bohrhammergehäuse auf das B-Schlag-Dämpfungselement aufsetzt (Gehäuseweg=0). Das Dämpfungselement wird zusammengedrückt und das Gehäuse in Richtung Bohrhammergriff beschleunigt. Dabei ist es interessant zu sehen, welche Auswirkung dies auf den Schlagkolbenweg hat. Während sich der Antriebskolben durch die mechanische Kopplung an die Antriebswelle sinusförmig bewegt, prallt der Schlagkolben (Flugkolben) etwa alle 10 ms auf den Schlagbolzen (siehe gestrichelte Linie Schlagkolbenauffort). Jedes zweite Mal ist die kinetische Energie des Schlagkolbens so hoch, dass dieser auf das B-Schlag-Dämpfungselement trifft ( $t=32$  ms, 74 ms und 118 ms) und die Druckkammer ein zweites Mal komprimiert ( $t=38$  ms, 80 ms und 124 ms). Es entsteht ein sprunghaftes sinusförmiges Signal, welches am Stoßpunkt einen Sprung und je nach Schlagwerkskammerdruck einen unterschiedlichen sinusförmigen Verlauf annimmt. Durch Variation der B-Schlag-Dämpfungselemente konnte festgestellt werden, dass sich durch weichere B-Schlag-Elemente die Bohrhammervibration günstig beeinflussen lässt.<sup>110</sup> Der Bohrfortschritt und somit die Leistungsfähigkeit wird bei dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Ein schwankender Druck im Arbeitsbereich des Zylinders sind ein deutlicher Hinweis, dass die Schläge alternieren.

In Abschnitt 2.5.1 wird die Vibrationsrichtlinie 2002 erwähnt. Durch die Forschung und dieser Richtlinie haben sich die Produkte führender Hersteller geändert. Bei vielen Geräten werden Griffe und Dämpfungssysteme entwickelt und patentiert, um die Vibrationsbelastung auf den Anwender zu reduzieren. Seitdem wurden allein von Bosch, Hilti, AEG und Makita über 30 Patente auf vibrationsdämpfende Handgriffe erteilt.<sup>111</sup>

Hersteller bewerben typischerweise mit Kennzahlen wie Abmessungen, Gewicht, Drehzahl, Schlagfrequenz und Einzelschlagenergie ihre Bohrhämmer. Damit die Angaben herstellerübergreifend vergleichbar sind, entwickelte die European Power Tool Association (EPTA) Verfahren zur Ermittlung der Kennzahlen. Die Einzelschlagenergie wird mit dem Messaufbau in Abbildung 2-21 ermittelt. Dazu drückt ein Anwender rechtwinklig das Gerät mit maximal 30% der von den Herstellern genannten Andruckkraft nach unten. Während der Messung sollte die Andruckkraft nicht mehr als 10% schwanken. Die Andruckkraft wird mithilfe einer Messplatte, auf

---

<sup>110</sup> Hecker, Riederer 1985

<sup>111</sup> Durow 2013

der der Anwender steht, gemessen. Statt einem Bohrer oder Meißel wird ein Messstab verwendet, der auf normierten Beton aufliegt.<sup>112</sup> Bei diesem Verfahren wird kein Beton zertrümmert und somit die Anwendung vereinfacht, aber vergleichbar gemacht. Die Dehnung im Messstab wird gemessen und daraus die Einzelschlagenergie berechnet. Durch dieses Verfahren wird die Vergleichbarkeit zwischen den Bohrhämmern ermöglicht. Der deutlich längere Messstab, im Vergleich zu den Standardmeißeln, verändert die Wechselwirkungen zwischen den Systemen.

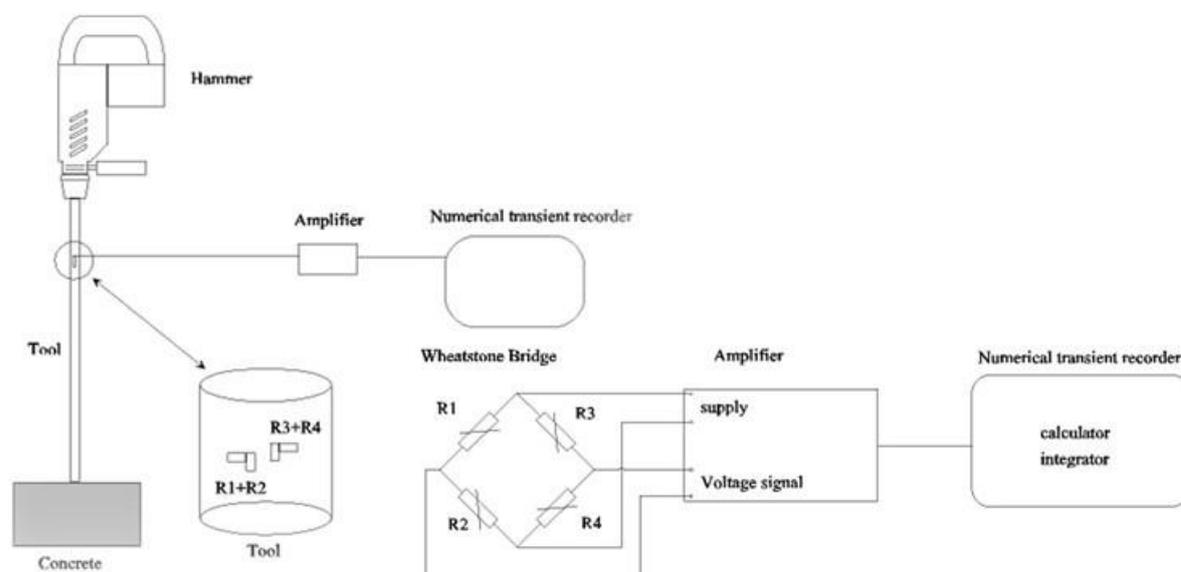


Abbildung 2-21: Messaufbau und Messkette der Dehnmessstreifen nach der EPTA Richtlinie von 2009<sup>113</sup>

Diese Richtlinie eignet sich, mithilfe der Beurteilungsgröße - Einzelschlagenergie -, verschiedene Bohrhämmer zu vergleichen.

In der Masterarbeit von DIDIER wird ein mathematisches Modell zur Vorhersage der Leistungsfähigkeit von Bohrhämmern beschrieben. DIDIER entwickelt eine mathematische Modellausgabe für Milwaukee Bohrhämmer, wie den 5262-20. Als Ausgabe der Berechnung werden folgenden Größen während der Dauerleistung angegeben: Einzelschlagenergie, Strombedarf, Anzahl der Schläge pro Minute, Motordrehgeschwindigkeit, maximaler Druck, maximaler Druck und Geschwindigkeit des Flugkolbens beim Stoß. Die Schlagwerkskinematik wird über eine mathematische Beschreibung ausführlich hergeleitet. Wie diese in ein Simulationsmodell umgesetzt wird, ist jedoch nicht beschrieben. Die Validierung erfolgt über den Abgleich der Einzelschlagenergie von Berechnung mit der Messung, die nach der eben

<sup>112</sup> Procedure 05/2009 S. 18–21

<sup>113</sup> Procedure 05/2009 "Measurement of the single impact energy of rotary hammers breakers"

beschriebenen EPTA Richtlinie erfolgt ist. Die genaue Umsetzung des Modells wird nicht beschrieben. Auch eine Teilvalidierung, beispielsweise über die Kinematik des Schlagwerks, findet nicht statt. Die Druckkammer wird mit idealem Gasgesetz berechnet. Im Abschnitt „potenzielle Fehlerquellen“ werden Abweichungen im Ergebnis aufgrund ungenauer Modellierungen des Stoßkontaktes und der Gleitreibung gefunden.<sup>114</sup>

Die Performance eines Bohrhammers wird, insbesondere durch zwei Größen die Einzelschlagenergie und die Schlagfrequenz bestimmt. Die Schlagfrequenz ist abhängig von der Drehzahl des Antriebmotors. Erst die Kombination aus diesen beiden Größen führt zum Bohrfortschritt und wird neben den Wechselwirkungen zwischen den Systemen Umwelt und Power-Tool durch die Andruckkraft beeinflusst. CRONJÄGER u.a. untersuchten diesen Zusammenhang bei der Entwicklung eines technischen Prüfverfahrens, um die Schwingungsbelastung bei handgeführten Bohrwerkzeugen zu beurteilen. „Nach einem Messvorschriftentwurf [DIN 45671 Teil 1] für Schlagbohrmaschinen ist, unabhängig vom Typ der Maschine, eine Andruckkraft von  $150 \pm 15$  N vorgeschrieben. Um den Einfluss verschiedener Andruckkräfte auf die Beschleunigungsergebnisse bei Schlagbohrmaschinen zu ermitteln, sind diese Kräfte von Bohrloch zu Bohrloch folgendermaßen zyklisch zu variieren: 100N, 135 N, 150 N, 165 N und 200 N. Es wurde nur an der Griffmulde der Geräterückseite angedrückt.“<sup>115</sup> Bei den Untersuchungen werden elektropneumatische Bohrhämmer (230 V~) der 6 kg-Klasse genutzt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2-21 dargestellt.

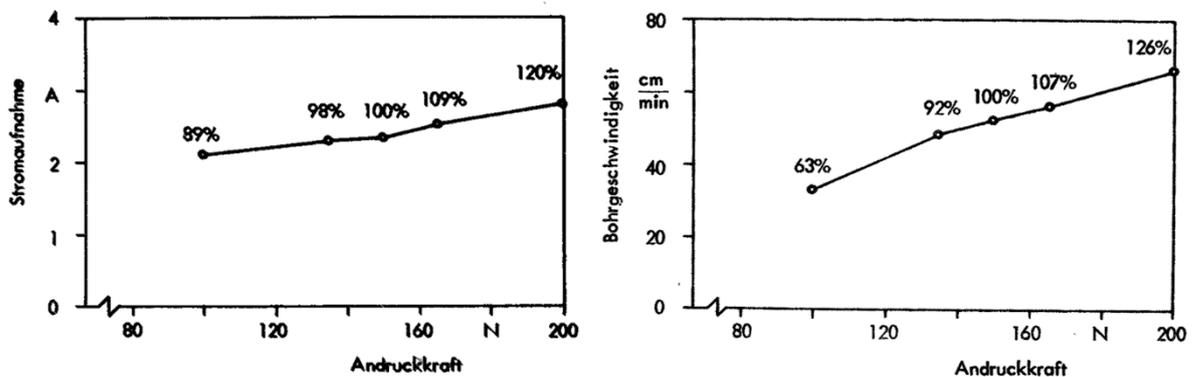


Abbildung 2-22: Stromaufnahme und Bohrgeschwindigkeit bei verschiedenen Andruckkräften nach CRONJÄGER u.a.<sup>116</sup>

Links in Abbildung 2-22 wird in einem Diagramm die Stromaufnahme in Ampere (A) mit der Andruckkraft in Newton (N) verglichen. Bei erhöhter Andruckkraft wird auch

<sup>114</sup> Didier 2013, S. 43

<sup>115</sup> Cronjäger, Jahn 1985, S. 106

<sup>116</sup> Cronjäger, Jahn 1985, 108,109

mehr Strom für den Bohrprozess benötigt. Rechts in Abbildung 2-22 wird in dem Diagramm die Bohrgeschwindigkeit bei steigender Andruckkraft beobachtet. Nach CRONJÄGER u.a. steigt die Bohrgeschwindigkeit bei steigender Andruckkraft. Bei 200 N sind es etwa 75 cm/pro min.

In der hier vorliegenden Forschungsarbeit ist in einer Vorstudie der Zusammenhang zwischen Andruckkraft und Stromaufnahme als auch Andruckkraft und Bohrgeschwindigkeit untersucht worden (vgl. 5.3 Seite 57). Ein erhöhter Strombedarf bei steigender Andruckkraft konnte ebenfalls festgestellt werden (Abbildung 5-5). Eine Erhöhung der Bohrgeschwindigkeit bei steigender Andruckkraft konnte an der Makita DHR243RTJ während der Nutzung im Prüfstand nicht festgestellt werden (Abbildung 5-6).

### **Zwischenfazit System Power-Tool**

Die vom Arbeitsschutz motivierten Arbeiten haben beispielsweise das Ziel Geräteparameter zu optimieren. Die Reduktion der Vibrationsbelastung durch Bohrhämmer auf den Anwender steht im Vordergrund. Die EPTA Richtlinie setzt Standards bei der Messung der Einzelschlagenergie, so dass die Schlagleistung mit dem vorgeschlagenen Verfahren über alle Gerätehersteller vergleichbar ermittelt wird. Um dies zu gewährleisten, wird eine Messmethode beschrieben, bei der der Anwender eine Messanweisung befolgt. Anstatt eines Werkzeugs, wird eine Messstange an den Bohrhämmer eingesteckt, die die Einzelschlagenergie misst.

Andere Forschungsarbeiten, wie von DIDIER <sup>117</sup>, MUNDARY <sup>118</sup> oder HECKER <sup>119</sup> entwickeln Simulationsmodelle. Die Ergebnisse sind nur teilweise nutzbar: die Mathematik dazu wird beschrieben, aber nicht die Umsetzung in eine Simulationsumgebung. In den Arbeiten werden andere Bohrhämmer als die Makita DHR243RTJ verwendet, was einen direkten Vergleich erschwert. Zusätzlich werden die Ergebnisse relativ und nicht absolut angegeben. Ebenso stehen die Simulationsergebnisse, aber nicht die Simulationsmethode im Focus der Publikationen.

### **Zwischenfazit - Stand der Forschung**

Im Stand der Forschung zum Thema Validierung in der Gerätebranche sind Modellierungsansätze und Simulationsarbeiten mit den Schwerpunkten Anwender, Umwelt und Power-Tool zu finden.

---

<sup>117</sup> Didier 2013

<sup>118</sup> Munday 2000

<sup>119</sup> Hecker 1983

Beim Schwerpunkt Anwender sind einige Hand-Arm-Modelle als Mehrmassenschwinger reduziert und parametrisiert. Bei der hier vorliegenden Arbeit wird die Steifigkeit des Drei-Massen-Schwingungsmodells nach DIN 45677 genutzt, um ein physisches Ersatzsystem als Anwendermodell umzusetzen. Auch in der Simulation werden die Parameter der DIN 45677 übernommen.

Beim Schwerpunkt Umwelt, insbesondere Untergründe wie Beton sind keine Simulationsmodelle gefunden worden. Durch Normierung von Beton wird versucht den Streuungseinfluss zu reduzieren. Dies ist immer wieder Thema bei Versuchsdurchführungen. Wie in der Untersuchung von VONNEMANN beschrieben, ist mit einem streuenden Einfluss des inhomogenen Betons in den Ergebnissen zu rechnen<sup>120</sup>. Bei den Schlagwerkuntersuchungen (Kapitel 6, Seite 92) wird der Untergrund Beton durch eine Ersatzsteifigkeit ersetzt, um den inhomogenen Einfluss des Betons zu vermeiden

Beim Schwerpunkt Power-Tool sind Simulationsmodelle von Bohrhämmern zu finden. (DIDIER<sup>121</sup>, MUNDARY<sup>122</sup> oder HECKER<sup>123</sup>) Die Ergebnisse sind nur teilweise nutzbar, da die Mathematik dazu beschrieben wird, aber nicht die Umsetzung in eine Simulationsumgebung. In den Arbeiten werden andere Bohrhämmer als die Makita DHR243RTJ verwendet, was einen direkten Vergleich erschwert. Zusätzlich werden die Ergebnisse relativ und nicht absolut angegeben. Ebenso stehen die Simulationsergebnisse, aber **nicht die Simulationsmethode** im Focus der Publikationen. Auch ist bei den **Simulationsmodellen unklar**, ob die **Kinematik der einzelnen Bauteile im Schlagwerk (Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen)** berücksichtigt wurden. Inwiefern die **Wechselwirkungen vom Power-Tool zum Anwender** bzw. zum **Untergrund** in der Simulation berücksichtigt wurde, ist ebenfalls nicht ersichtlich.

---

<sup>120</sup> Vonnemann 1977

<sup>121</sup> Didier 2013

<sup>122</sup> Munday 2000

<sup>123</sup> Hecker 1983

### 3 Zielsetzung der Arbeit

In diesem Abschnitt wird die Zielsetzung der Forschungsarbeit beschrieben, die sich anhand folgender **Forschungslücke** ableitet.

Das System **Anwender** wird besonders intensiv durch den Arbeitsschutz erforscht und virtuelle, als auch physische Ersatzmodelle stehen dadurch zur Verfügung. Bei der hier vorliegenden Arbeit wird die Steifigkeit des Drei-Massen- Schwingungsmodells nach DIN 45677 genutzt, um ein physisches Ersatzsystem als Anwendermodell umzusetzen.

Beim System **Umwelt** werden Prozessparameter genannt und *Angaben zum Beton* gemacht. Ein Ersatzmodell oder die Nutzung von Betonparameter in der Simulation beim Bohrhämmern konnte *nicht* gefunden werden. Auch wird der Umgang mit dem inhomogenen Werkstoff Beton *nicht* näher erörtert.

Beim System **Power-Tool** können die Arbeiten in die Kategorien *Vermessung der Schlagwerk-Bohrperformance*<sup>124,125, 126, 127</sup> *Optimierung der Vibrationsbelastung auf den Anwender*<sup>128</sup> und *Mathematisches Modell zur Berechnung der Bohrhammerperformance*<sup>129</sup> gruppiert werden. Bei diesen Arbeiten sind sowohl Messungen am Bohrhämmer als auch Simulationsmodelle beschrieben. Die Ergebnisse sind nur teilweise nutzbar, da die Mathematik dazu beschrieben wird, aber nicht die Umsetzung in eine Simulationsumgebung. In den Arbeiten werden andere Bohrhämmer als die Makita DHR243RTJ verwendet, was einen direkten Vergleich erschwert. Zusätzlich werden die Ergebnisse relativ und nicht absolut angegeben. Ebenso ist unklar, inwiefern die Kinematik der Schlagwerkkomponenten (Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen) berücksichtigt werden. Die Simulationsmodelle sind teilweise *nicht* im Gesamtsystem Anwender, Power- Tool und Umwelt eingebunden. Auch kann *kein* methodisches Vorgehen zur Optimierung eines Bohrhammerschlagwerks unter Berücksichtigung der umgebenden Systeme Anwender und Umwelt gefunden werden.

Mit dieser Forschungslücke, ergibt sich folgende Zielsetzung der vorliegenden Arbeit.

**Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung eines gesamtsystemischen Ansatzes zur simulationsgestützten Analyse. Dabei wird eine Methode zur Erstellung von**

---

<sup>124</sup> Munday 2000

<sup>125</sup> Cronjäger, Jahn 1985

<sup>126</sup> Cronjäger, Jahn, Riederer 1984

<sup>127</sup> Riederer 1985

<sup>128</sup> Hecker, Riederer 1985

<sup>129</sup> Didier 2013

**Bohrhammerschlagwerksimulationen entwickelt. Diese wird an einem Beispielsystem, dem Bohrhämmer *Makita DHR243RTJ*, angewendet. Dieses Modell wird genutzt, um Vorschläge für eine mögliche Bohrhammerschlagwerkoptimierung zu formulieren.**

Die Methode erweitert den Stand der Forschung durch die konsequente Berücksichtigung von Anwender, Power-Tool und Umwelt. Das IPEK-XiL Framework bildet die Grundlage bei diesen Untersuchungen. Die Arbeit teilt sich wie folgt in drei Forschungsziele:

#### **Erstes Teilziel:**

**Identifikation des Einflusses der Andruckkraft auf ein Bohrhammerschlagwerk. Der Einfluss der Umwelt wird bei den Untersuchungen abgebildet. Vorwiegend werden die Wechselwirkungen zwischen Power-Tool und Anwender, die die Schlagbohrleistung vom Bohrhämmer beeinflussen, analysiert und identifiziert.**

Daraus lässt sich folgende Forschungsfrage ableiten:

**Wie können relevante Wechselwirkungen zwischen Power-Tool und Anwender, die die Schlagbohrleistung des Bohrhammers beeinflussen, identifiziert und beschrieben werden?**

Bei dieser Fragestellung stehen die Wechselwirkungen zwischen den Systemen im Fokus der Untersuchung. Es geht darum herauszufinden, welche Wechselwirkungen vom System Anwender auf die Schlagbohrleistung vom Bohrhämmer relevant sind. Werden in den Wechselwirkungen relevante Wechselwirkungen identifiziert, sind diese zu beschreiben und in den weiteren Untersuchungen zu berücksichtigen. Dabei wird eine höhere Schlagleistung des Power-Tools, der Bohrhämmer am Beispielsystem Makita DHR243RTJ, als Entwicklungsziel verfolgt.

#### **Zweites Teilziel:**

Aufbau der Schlagwerksimulation und deren Verifikation.

- Entwicklung eines Prüfstands zur Messung der Schlagwerkkinematik unter Berücksichtigung des Gesamtsystems Anwender, Power-Tool und Umwelt.
- Entwicklung einer Schlagwerksimulation unter Berücksichtigung des Gesamtsystems Anwender, Power-Tool und Umwelt in Matlab® / Simulink®
- Verifikation der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen am Prüfstand

Daraus lässt sich folgende Forschungsfrage ableiten:

**Wie kann ein Simulationsmodell eines Schlagwerks unter Berücksichtigung von Anwender- und Umwelteinflüssen erstellt werden?**

Hier wird ein funktionsfähiges Simulationsmodell zur Auslegung von Schlagwerken unter Berücksichtigung von Anwender- und Umwelteinflüssen gefordert. Um die Gültigkeit der Simulationsergebnisse zu gewährleisten, werden diese mit Messergebnissen an einem Prüfstand verifiziert. Die Methodik zur Simulationserstellung steht, wie das Simulationsmodell an sich, im Fokus.

**Drittes Teilziel:**

**Ableitung von Gestaltänderungsvorschlägen zur Schlagwerkoptimierung.**

Daraus lassen sich folgende Forschungsfragen ableiten:

**Kann mithilfe des Simulationsmodells das Schlagwerk mit Vorschlägen zur Gestaltänderung optimiert werden? Wie können in hochdynamischen Systemen Belastungen auf Bauteile mithilfe eines Simulationsmodells vorhergesagt werden, die nicht oder schwierig zu messen sind?**

Das Erreichen der ersten beiden Forschungsziele ermöglicht eine Optimierung des Schlagwerks. Die Optimierung auf Basis eines Gesamtmodells ermöglicht Schlagwerkparameter vorzuschlagen, die das Gesamtsystem Anwender, Power- Tool und Umwelt geeignet berücksichtigen. Außerdem soll geprüft werden, inwiefern Simulationsmodelle genutzt werden können, Belastungen in Bauteile vorherzusagen. Die Verifikation der neuen Schlagwerkparameter im physischen Bohrhammer ist nicht Inhalt der hier vorgelegten Arbeit.

Über die drei Teilziele, wird das übergeordnete Ziel, simulationsgestützte Analyse und Optimierung eines Bohrhammerschlagwerkes erfüllt. Dabei wird das Gesamtsystem Anwender, Power- Tool und Umwelt berücksichtigt.

## 4 Forschungsdesign und Forschungsmethodik

Das Forschungsdesign zeigt die Forschungsschritte in der Vorgehensweise, um die Zielsetzung zu erfüllen. Die Forschungsfragen sind aus den Forschungszielen abgeleitet. Die Verfahrensweise zur Beantwortung der Fragen zeigt die Forschungsmethodik, in dem die Forschungsschritte aufeinander abgestimmt werden.

Um die Forschungsfragen beantworten zu können wird folgendes Forschungsdesign angewendet (Abbildung 4-1).

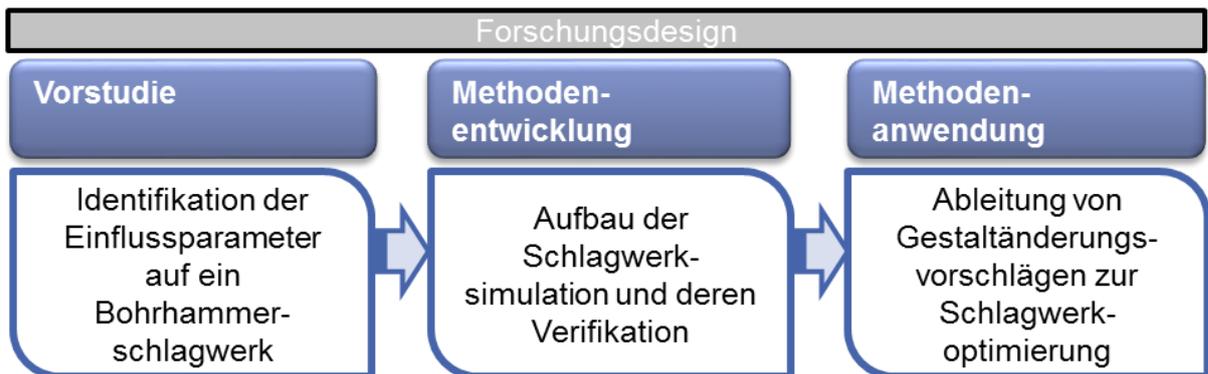


Abbildung 4-1: Forschungsdesign

Der erste Schritt ist die Identifikation der Einflussparameter auf ein Bohrhammerschlagwerk. Der zweite Schritt ist der Aufbau einer Schlagwerksimulation und deren Verifikation. Der dritte Schritt ist die Ableitung von Gestaltänderungsvorschläge zur Schlagwerkoptimierung. Der Vorgang ist sequenziell gestaltet, da die Ergebnisse aufeinander aufbauen. Alle Untersuchungen werden an einem pneumatischen Bohrhammer Makita DHR243RTJ, dem Beispielsystem, durchgeführt.

### 4.1 Vorstudie – Einflussparameter auf ein Bohrhammerschlagwerk

Im ersten Forschungsschritt der Vorstudie – das Finden von Einflussparametern auf die Funktionserfüllung eines Bohrhammerschlagwerks - werden die Folgen der Wechselwirkungen zwischen Anwender und Umwelt auf die Schlagwerkskinematik untersucht. Aus dem Stand der Forschung (siehe Kapitel 2.5, Seite 32) ergeben sich potenzielle Einflussfaktoren auf ein Bohrhammerschlagwerk. Diese werden den, an den Bohrhammer, angrenzenden Systemen, Anwender und Umwelt, zugeordnet. Um den Einfluss genau genug beschreiben zu können, werden **Experimente zur Beobachtung und Quantifizierung der Parameter** durchgeführt. Dazu wird ein Untersuchungsprüfstand entwickelt und genutzt. Dabei eignet sich die Methode des **C&C<sup>2</sup>-Ansatzes zur Identifikation funktionsrelevanter Bauteile im Schlagwerk** von pneumatischen Bohrhämmern, hier am Beispielsystem Makita DHR243RTJ

gezeigt. Wird bei diesen Analyseaktivitäten festgestellt, dass die Performance des Bohrhammers von den Nachbarsystemen Umwelt und Anwender abhängig ist, sind diese im Simulationsmodell abzubilden.

## 4.2 Methodenentwicklung – Aufbau der Schlagwerksimulation

Im zweiten Forschungsschritt wird die Schlagwerksimulation aufgebaut und verifiziert.

- Kinematik im Gesamtsystem auf dem Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) vermessen

An einem zu entwickelnden Prüfstand wird die **Kinematik des Schlagwerks** gemessen. Zudem wird der Kraftverlauf am Griff des Bohrhammers und die Kraft am Werkzeug gemessen. Die Experimente bei variierenden Randbedingungen aus der Vorstudie werden am Prüfstand durchgeführt. Die Ergebnisse der Messungen werden in einer **Datenbank** gespeichert.

- Mehrkörpersimulation im Gesamtsystem erstellen

Das Schlagwerk wird in einer **Mehrkörpersimulation im Gesamtsystem** erstellt. Als Simulationsumgebung wird Matlab®/ Simulink® gewählt. Das Schlagwerk wird detailliert modelliert und simuliert. Ansonsten wird der Rest vom Power-Tool vereinfacht, um die Komplexität der Simulation zu reduzieren. Die umgebenden Systeme Umwelt- bzw. Anwendermodell sind auf die wesentlichen Einflussfunktionen zu reduzieren. Eine Herausforderung bei multidisziplinären Simulationen ist die Validierung von Systemen, die entsprechend über Experimente abzusichern sind.

- Verifikation - Abgleich Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen
- Ergebnisse der Simulation werden mit den Messungen am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) verglichen. Dadurch werden Simulationsergebnisse verifiziert.

Mit diesen Methodenschritten findet der Aufbau der Schlagwerksimulation und Verifikation im Gesamtsystem Anwender, Power-Tool und Umwelt statt. Dieser Ansatz orientiert sich am IPEK-XiL Framework, bei der das System ins Zentrum der Untersuchungen gerückt wird (vgl. Kapitel 2.3, Seite 26). Durch den Methodenansatz, das Gesamtsystem zu modellieren, erhöht sich die Anzahl der Komponenten und Systeme. Durch die Zunahme der Komponenten und Systemen, kann die Komplexität stark zunehmen und die Nutzbarkeit der Methode gefährden. Aus diesem Grund wird bei der Nutzung des IPEK-XiL Frameworks zunächst die Untersuchungsebene definiert. Relevante Kernsysteme werden detailliert modelliert und Randsysteme möglichst vereinfacht. Die Wechselwirkungen innerhalb des Gesamtsystem Anwender, Power- Tool und Umwelt bleiben dabei erhalten.

### 4.3 Methodenanwendung – Schlagwerkoptimierung durch Gestaltänderungsvorschläge

Im dritten Forschungsschritt wird das **verifizierte Simulationsmodell** genutzt, um das Schlagwerk zu optimieren.

Zum einen wird das Simulationsmodell genutzt, um **schwierige oder nicht messbare Schlagwerkparameter berechnen** zu können. Zum anderen kann in einer Parameterstudie das **Schlagwerk optimiert** werden. Diese Ergebnisse werden mit dem bisherigen Schlagwerk verglichen, um die Optimierung zu charakterisieren.

## 5 Identifikation der Einflussparameter auf ein Bohrhammerschlagwerk

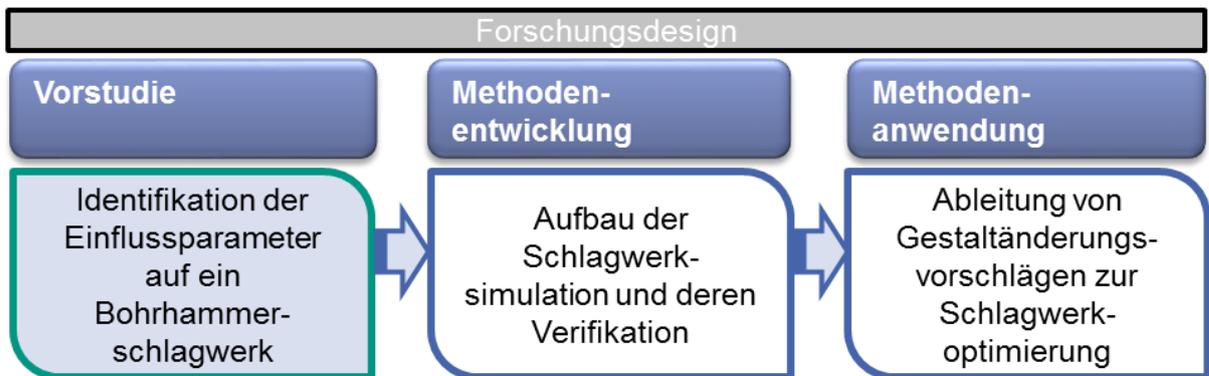


Abbildung 5-1: Forschungsdesign

In diesem Kapitel geht es um die Identifikation von Einflussparameter auf den Bohrhammer. Aus dem Stand der Forschung - Abschnitt Validierung in der Gerätebranche“ (vgl. Kapitel 2.5.1, Seite 34) - konnte als Haupteinflussfaktor die Andruckkraft identifiziert werden. Aus diesem Grund wird ein Entwicklungsprüfstand, der Bohr-und Meißelprüfstand (BMP), konstruiert, mit dem die Andruckkraft variiert werden kann und der Bohrfortschritt im Beton gemessen wird. Am Prüfstand wird der Bohrhammer Makita DHR243RTJ verwendet. Die Funktionsweise eines pneumatischen Bohrhammers und sein Aufbau wird in Kapitel 2.1.2, Seite 14 beschrieben und erörtert.

Das Ziel der experimentellen Untersuchungen ist, die potenziellen Einflussfaktoren zu identifizieren. Dabei sind folgende Fragestellungen besonders relevant:

- Wie wirkt sich die **steigende Andruckkraft** auf die **Drehzahl** des Akkubohrhammers (Makita DHR243RTJ) aus? (vgl.2.5.3 Seite 45)
- Wie hängt **die Variation der Andruckkraft** und dem **Bedarf an elektrischer Leistung** bei dem Akkubohrhammer Makita DHR243RTJ zusammen? (vgl. 2.5.3 Seite 45)
- Bei **welcher Andruckkraft** ist die **mittlere Bohrgeschwindigkeit** in Normbeton am Beispielsystem Makita DHR243RTJ am höchsten? (vgl. 2.5.1 Seite 38)

Aus der Beantwortung dieser Fragestellungen wird ein Zusammenhang zwischen Power-Tool, Anwender und Umwelt in einem Modell aufgebaut.

### 5.1 Beschreibung des Bohr-und Meißelprüfstands (BMP)

Auf dem Bohr-und Meißelprüfstand (BMP) (Abbildung 5-2) wird der Bohrfortschritt bei vorgegebener Andruckkraft gemessen. Es können gezielt Andruckkräfte eingestellt und deren Einfluss unabhängig eines Anwenders untersucht werden. Daraus ergibt

sich der Vorteil, dass der zu untersuchende Anwendereinfluss reproduzierbar eingestellt werden kann. Die Wiederholbarkeit ist unabhängig vom Anwender, da das Power-Tool über einen Linearaktor angedrückt wird. Und damit unterstützt der Prüfstand die isolierte Betrachtung des Parameters Andruckkraft während des Bohrens.

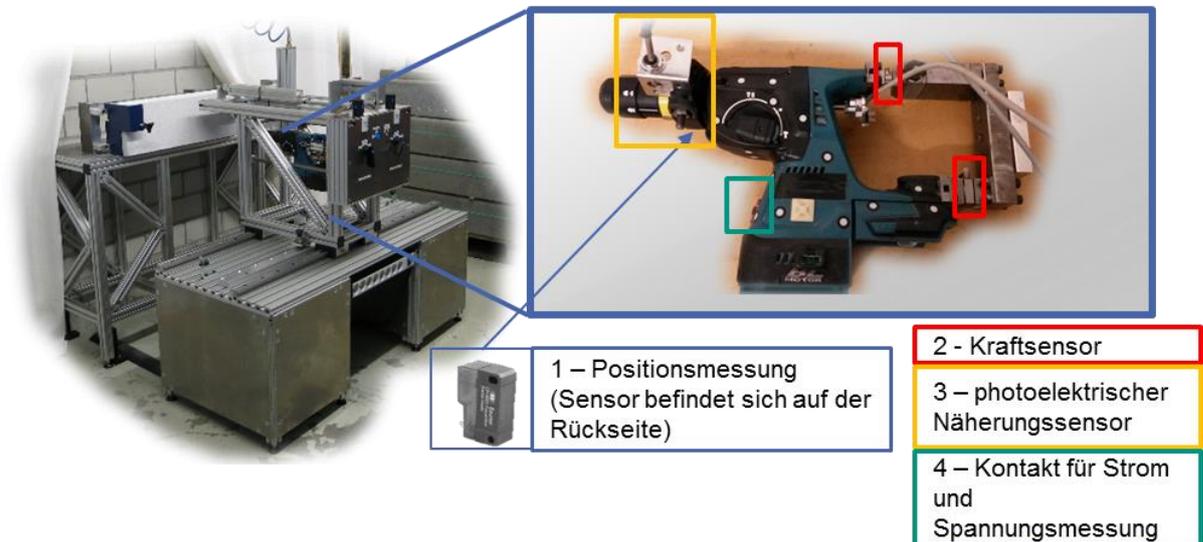


Abbildung 5-2: Makita DHR243RTJ mit Schraubverbindung für Bohr- und Meißelprüfstand

Der Anwendereinfluss wird bei gleicher Dämpfung und Elastizität auf den Parameter Andruckkraft reduziert und über den Kraftsensor an der Schnittstelle zum Griff aufgezeichnet. Die Bohrgeschwindigkeit wird über die Positionsmessung berechnet. Ein photoelektrischer Näherungsschalter erfasst die Drehzahl des Bohrhammers. Am Akku wird die elektrische Leistungsaufnahme des Bohrhammers gemessen. Die Messstellen sind in Abbildung 5-2 gekennzeichnet. Die genaue Sensorbezeichnung und Herstellerangabe ist tabellarisch aufgelistet (Tabelle 3).

Tabelle 3: Übersicht der Messgröße, Beobachtungsgröße, Sensorbezeichnung und Hersteller.

#	Messgröße	Beobachtungsgröße	Sensorbezeichnung	Hersteller
1	Positionsmessung	Bohrgeschwindigkeit	FADK14 <sup>130</sup>	Baumer
2	Kraftmessung	Kraft	Kistler 9011A. und Kistler 9251A <sup>131</sup>	Kistler
3	photoelektrischer Näherungsschalter	Drehzahl	LRK-1120-302 <sup>132</sup>	Contrinex
4	Strom und Spannung	Elektrische Leistung	LV 25-P und CAS 25- NP <sup>133</sup>	LEM

In studentischen Arbeiten <sup>134, 135</sup> (vom Ersteller der vorliegenden Arbeit co-betreut) ist der Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) konzeptioniert und umgesetzt worden. In diesem Entwicklungsprüfstand werden Bohrhämmer eingespannt, um mit definierter Andruckkraft zu bohren bzw. zu meißeln. Der Anwender wird durch einen pneumatischen Linearaktor ersetzt (siehe Abbildung 5-3).

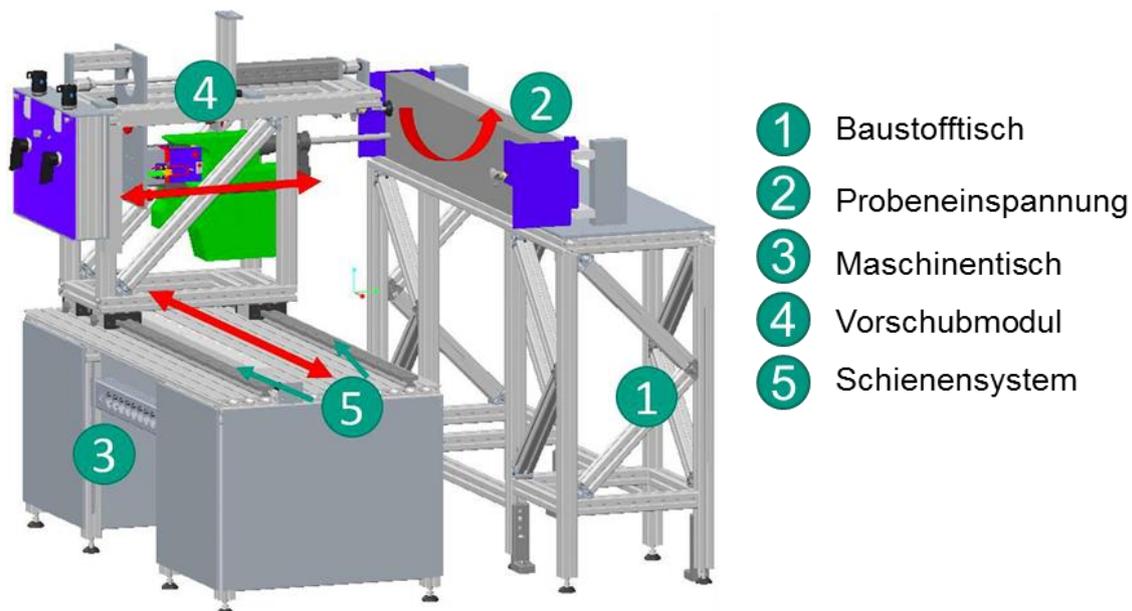


Abbildung 5-3: Konstruktion des Bohr- und Meißelprüfstands (BMP)<sup>136</sup>

Auf dem Baustofftisch ❶ können über die Probeneinspannung ❷ verschiedene Baustoffe geklemmt werden. Zum einen wird Porenbeton mit den Abmaßen 600x200x100 mm für die Anwendung Meißeln und zum anderen Betonbordstein

<sup>130</sup> Trünkle 2015, 22,23

<sup>131</sup> Trünkle 2015, S. 34–35

<sup>132</sup> Spiecker 2013, S. 29–30

<sup>133</sup> Bold 2014, S. 23–34

<sup>134</sup> David 2015

<sup>135</sup> Schultz 2014

<sup>136</sup> David 2015, S. 66

(1000x200x80 mm) zum Bohren genutzt. Durch Drehung der Probe um 180° (roter Pfeil) kann die Probe zweizeilig durchbohrt werden. Der Maschinentisch ③ wird möglichst steif ausgeführt und ist direkt am Boden verschraubt. In der Mitte können 19“ Messracks befestigt werden. Das Vorschubmodul ④ führt über Gleitlager und einem Pneumatikzylinder das Power-Tool gegen die Probeneinspannung. Das Schienensystem ⑤ hilft beim Verschieben und Positionieren des Vorschubmoduls.

Dadurch bietet der Bohr-und Meißelprüfstands (BMP) folgende Vorteile:

- Durch die steife Führung des Bohrhammers im Vorschubmodul werden Winkelfehler des Wegsensors reduziert.
- Mögliche streuende Andruckschwankungen durch den Anwender werden durch den Linearaktor am Prüfstand vermieden. Eine hohe Reproduzierbarkeit der Messwerte wird durch gleichbleibende Randbedingungen (Steifigkeit und Dämpfung der Antriebskonstruktion) und einstellbarer, konstant gehaltener Andruckkraft ermöglicht.

## 5.2 Versuchsdurchführung am Bohr-und Meißelprüfstand (BMP)

Bei den Versuchen wird die Andruckkraft von 40 N bis 370 N variiert und die Bohrgeschwindigkeit gemessen. Zusätzlich wird die Andruckkraft, Drehzahl und die elektrische Leistung messtechnisch erfasst. Das Versuchsschema ist Folgendes:

Zunächst wird der Bohrhammer mit spezieller Messtechnik ausgestattet (siehe Tabelle 3). Nach Überprüfung der Messketten und der Datenerfassung wird die Andruckkraft eingestellt. Dazu wird der Versuchskörper in die Probenaufnahme gelegt und die Ventile der Druckregelung so eingestellt, dass die Kraftsensoren die gewünschte Andruckkraft anzeigen. Mithilfe eines Anschlags am Vorschubmodul wird der Bohrhammer mit einem Abstand von 10 mm vor der Probe positioniert. Zum Bohren werden 12 mm SDS plus Bohrer verwendet. Diese werden nach 35 Bohrungen ausgetauscht und weisen bis dahin keine offensichtlichen Verschleißerscheinungen auf. Die Akkuspannung wird überwacht und bei Unterschreiten der Spannung von 18 V aufgeladen. Durch diese Maßnahmen werden potenzielle Störgrößen möglichst geringgehalten. Da der Griff durch eine Stahlkonstruktion ersetzt wird, wird der Trigger mit einer kabelgebundenen Fernsteuerung betätigt. Zunächst wird der Bohrhammer mit dem Trigger auf maximale Drehzahl gebracht. Mithilfe der Ventilsteuerung wird das Vorschubmodul auf den Untergrund (Versuchskörper) verfahren und mit der eingestellten Andruckkraft findet die Bohrung statt. Da es beim Durchbohren der Probe zu Abplatzungen kommen kann, werden die ersten 60 mm Weg ausgewertet und nicht die volle Bohrlänge.

## 5.3 Ergebnisse der Studie am Prüfstand und Interpretation

Um die Fragestellungen (Kapitel 5, Seite 54) beantworten zu können, sind 56 Versuche durchgeführt worden. Dabei wurde bei variierender Andruckkraft die

mittlere Drehzahl, die mittlere elektrische Leistungsaufnahme und die mittlere Bohrgeschwindigkeit an dem Bohrhämmer gemessen. Die erste Fragestellung, wie sich die steigende Andruckkraft auf die Drehzahl des Akkubohrhammers (Makita DHR243RTJ) auswirkt, wird im folgenden Absatz beantwortet. (vgl. Abbildung 5-4)

Die Abszissenachse zeigt die mittlere Andruckkraft im Bereich von 0 bis 400 N, die Ordinatenachse die mittlere Drehzahl des Bohrfutters (Bohrers) im Bereich von 0 bis 950 Umdrehungen pro Minute. Die Messwerte sind als blaue Punkte dargestellt. Um einen Trend in den Messwerten zu erkennen, werden diese als Annäherung durch Polynome als rote Linie dargestellt. Die grüne, vertikale Linie trennt die Abszissenachse bei 270 N. Bei größeren Messwerten als 270 N Andruckkraft, sind die Messwerte verfälscht.

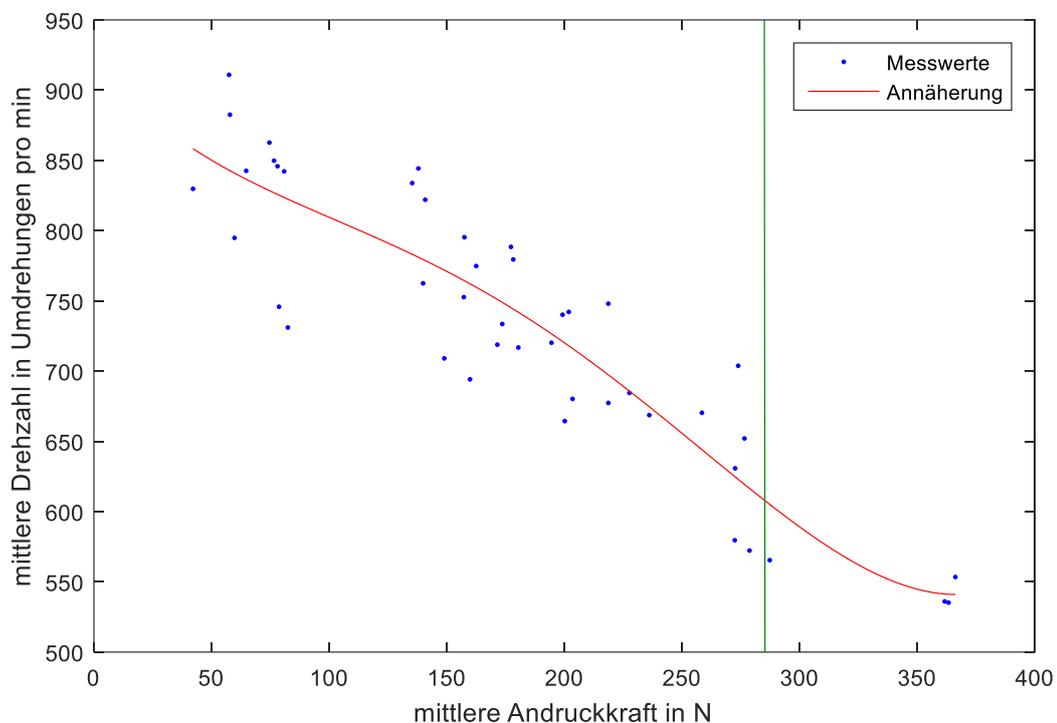


Abbildung 5-4: mittlere Drehzahl des Bohrers bei steigender Andruckkraft – 56 Versuche gemessen am Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) bei Verwendung der Makita DHR243RTJ

Die Drehzahl des Bohrhammers am Bohrfutter ist bei einer geringen Andruckkraft (40 N bis 60 N) hoch ( $\sim 900 \pm 50$  Umdrehungen pro Minute) und nimmt bei steigender Andruckkraft (bis  $\sim 270$  N) stark ab ( $\sim 600 \pm 50$  Umdrehungen pro Minute). Ab 270 N Andruckkraft können die Messwerte nicht ausgewertet werden, da der Bohrhämmer (Makita DHR243RTJ) zeitweise wegen Überlastung abstellt und die Messung verfälscht (grüne, vertikale Linie). Dadurch wird die mittlere Drehzahl deutlich reduziert.

Die Annäherung an die einzelnen Messpunkte (rote Linie) verdeutlicht, dass bei steigender Andruckkraft die Drehzahl des Bohrhammers von etwa 900 Umdrehungen pro Minute auf bis zu 540 Umdrehungen sinkt. Da das Getriebe die Drehzahl mit dem Einzelschlag koppelt, nimmt auch die Schlagfrequenz ab. Zusammenfassend kann folgenden Aussage getroffen werden:

**Die Schlagfrequenz als auch die Drehzahl des Bohrers nimmt mit steigender Andruckkraft ab. Die Drehzahl sinkt von 900 bis 520 Umdrehungen pro Minute bei einer Steigerung der Andruckkraft von 50 bis 270 N.**

Die zweite Fragestellung, wie die Variation der Andruckkraft und dem Bedarf an elektrischer Leistung beim Bohrhammer Makita DHR243RTJ zusammenhängt, wird im folgenden Absatz beantwortet. (vgl. Abbildung 5-5).

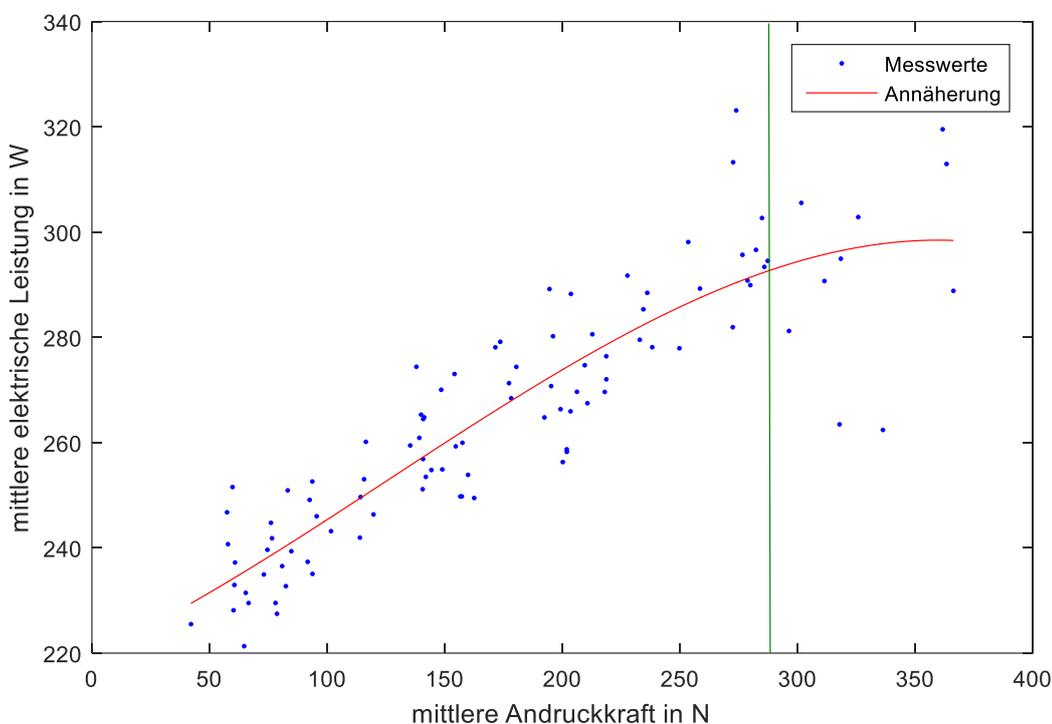


Abbildung 5-5: mittlere elektrische Leistung bei steigender Andruckkraft – 100 Versuche gemessen am Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) bei Verwendung der Makita DHR243RTJ

Die benötigte elektrische Leistung wird zwischen dem Akkumulator und der Leistungselektronik gemessen. Dabei konnte beobachtet werden, dass die Spannung bei Belastung unabhängig von der Andruckkraft auf ca. 18 V sinkt. Der Stromfluss hingegen steigt mit erhöhter Andruckkraft und ebenfalls die elektrische Leistung. Auf der X- bzw. Y-Achse ist die mittlere Andruckkraft zwischen 0 N bis 400 N bzw. die mittlere elektrische Leistung zwischen 220 W und 340 W dargestellt. Die Messwerte (blaue Messpunkte) variieren bei einer niedrigen Andruckkraft von 220 W bis hin zu 330 W bei hohen Andruckkräften.

Die Annäherung (rote Linie) an die einzelnen Messpunkte verdeutlicht, dass bei steigender Andruckkraft die mittlere elektrische Leistung des Bohrhammers deutlich ansteigt. Die Regelung der Leistungselektronik versucht den Motor auf Drehzahl zu halten und die elektrische Leistung wird deutlich erhöht. Da ab 270 N die Andruckkraft so hoch ist, dass das Gerät teilweise abstellt, können die Werte im Bereich 270 N steigend nicht berücksichtigt werden.

Zusammenfassend kann folgende Aussage getroffen werden:

**Die elektrische Leistung steigt aufgrund erhöhtem Strombedarf mit steigender Andruckkraft. Die elektrische Leistung steigt von 230 Watt bis 290 Watt bei einer Steigerung der Andruckkraft von 50 N bis 270 N.**

Die dritte Fragestellung, bei welcher Andruckkraft die mittlere Bohrgeschwindigkeit beim Bohrhammer Makita DHR243RTJ am höchsten ist, wird im folgenden Absatz beantwortet.(vgl. Abbildung 5-6)

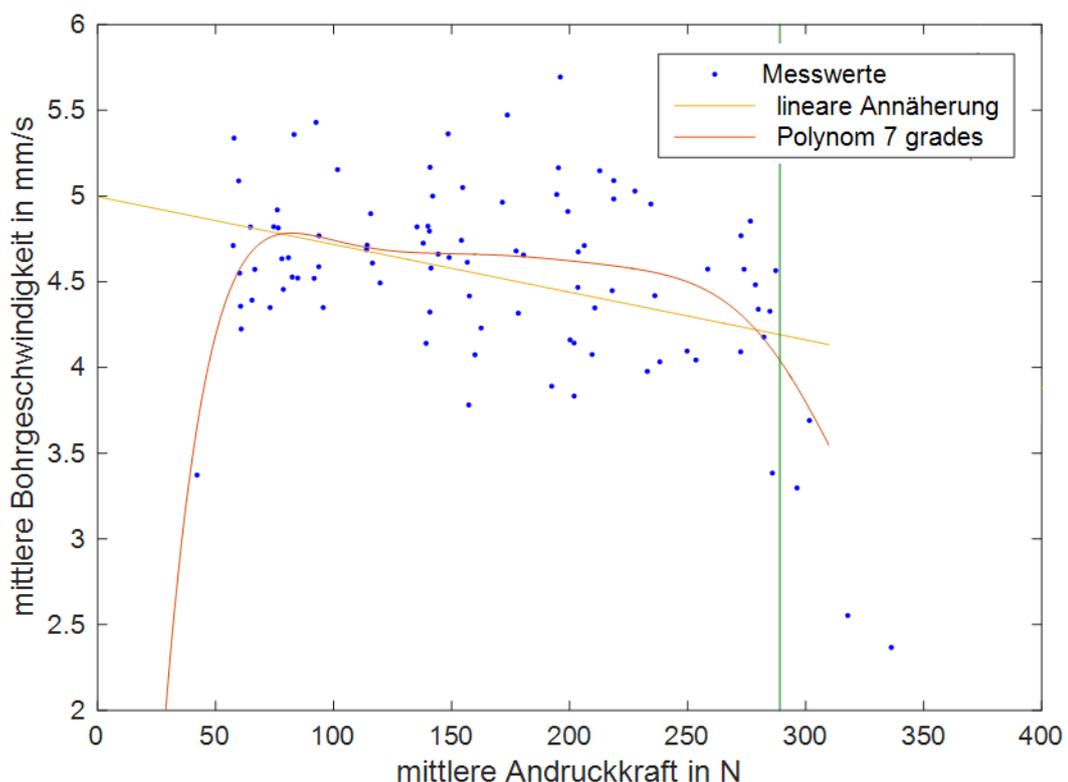


Abbildung 5-6: mittlere Bohrgeschwindigkeit bei steigender Andruckkraft – 100 Versuche gemessen am Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) bei Verwendung der Makita DHR243RTJ

Auf der X- bzw. Y-Achse ist die mittlere Andruckkraft zwischen 0 N bis 400 N bzw. die mittlere Bohrgeschwindigkeit zwischen 2 mm/s und 6 mm/s dargestellt. Die Messwerte (blaue Messpunkte) variieren hauptsächlich zwischen 4 mm/s und 5,5 mm/s. Im Bereich zwischen 40 N und 220 N sammeln sich die Messergebnisse der mittleren

Bohrgeschwindigkeit bei etwa 4,8 mm/s. Ab 220 N sinkt die Bohrgeschwindigkeit bei steigender Andruckkraft deutlich bis die Regelung bei etwa 270 N teilweise abstellt (Vertikale grüne Linie). Eine mathematisch sinnvolle Annäherung konnte bei den stochastisch streuenden Messdaten nicht gefunden werden. In Abbildung 5-6 ist eine lineare als auch polynomische Annäherung dargestellt. Beide Annäherungen zeigen eine fallende Tendenz, sind aber aufgrund der stark streuenden Messwerte kritisch zu beurteilen.

Die Frage, bei welcher Andruckkraft die mittlere Bohrgeschwindigkeit beim Bohrhammer Makita DHR243RTJ am höchsten ist, kann mit diesen Daten nicht beantwortet werden. Aber tendenziell reduziert sich die Bohrgeschwindigkeit bei 240 N.

Eigentlich wurde erwartet, dass bei einer bestimmten Andruckkraft die Bohrgeschwindigkeit maximal wird. Dies scheint nicht der Fall zu sein. Im Folgenden werden einzelne Drehzahlverläufe am Motor (und nicht, wie in Abbildung 5-4 die Drehzahl am Bohrfutter) dargestellt. In Abbildung 5-7 sind die Drehzahlverläufe bei 40 N (blau), 180 N (rot) und 220 N (grün) Andruckkraft dargestellt. Da die Drehzahl mit einem Inkrementaldrehgeber aufgezeichnet wurde und die Messdaten ungefiltert dargestellt sind, ist der Verlauf wertediskret und zeitkontinuierlich dargestellt.

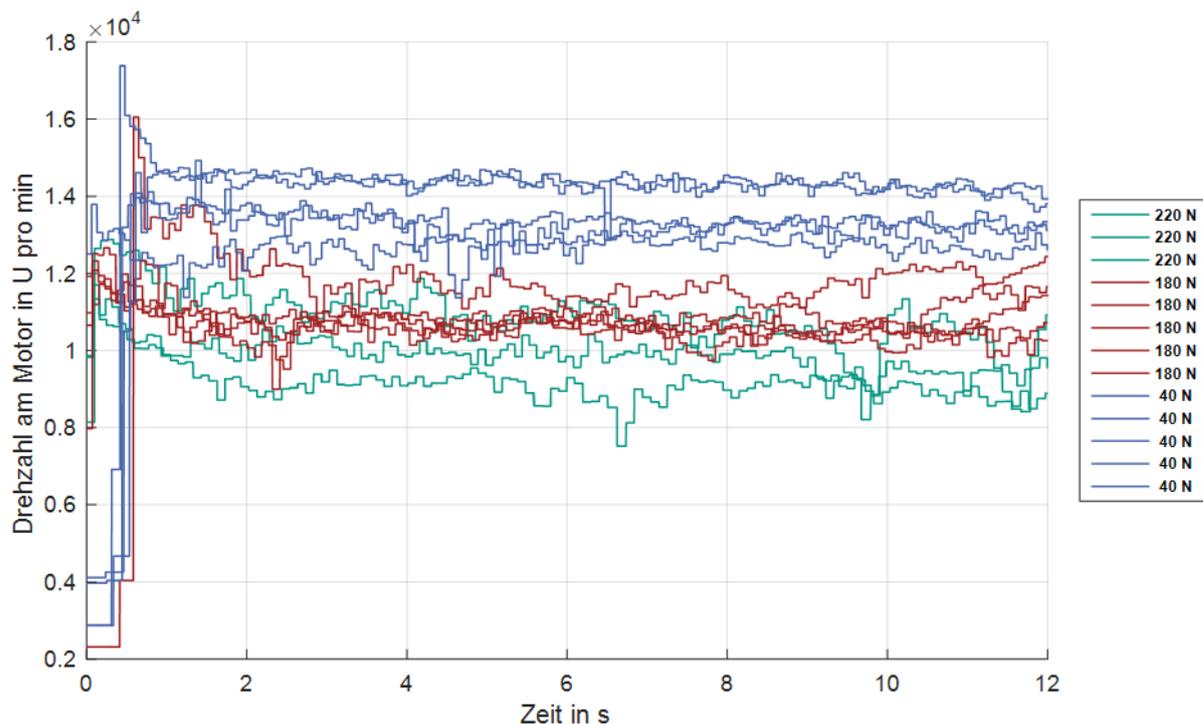


Abbildung 5-7: Vergleich der Drehzahlverläufe bei 40 N (blau), 180 N (rot) und 220 N (grün) Andruckkraft.

Bei geringer Andruckkraft von 40 N (blau) schwankt der Drehzahlbereich zwischen etwa 14.500 Umdrehungen pro Minute (UPM) und 12.000 UPM, bei einer mittleren Andruckkraft (180 N - rot) von 12.000 UPM und 10.000 UPM. Bei noch höheren Andruckkräften (220 N – grün) kann der Trend weiter beobachtet werden und die Drehzahl schwankt zwischen 11.500 UPM und 9.000 UPM. Im Mittel dreht der Motor somit bei einer Andruckkraft von 40 N bei etwa 13.250 UPM und reduziert sich um ca. 23% bei einer Andruckkraft von 220 N auf 10.200 UPM. Der Motor ist über das zweistufige Getriebe (vgl. Abbildung 2-5, Seite 16) direkt an das Bohrfutter gekoppelt. Ebenso wird die Schlagfrequenz über die Schlagwerkkinematik (Getriebestufe, Taumellager, Schlagwerk) von der Motordrehzahl vorgegeben. Sowohl die lineare als auch die rotierende Bewegung ist somit direkt an die Motordrehzahl gekoppelt. Die Bohrgeschwindigkeit sinkt tendenziell bei einer Steigerung der Andruckkraft von 40 N auf 220 N. Dies scheint an der Reduktion der Motordrehzahl um ca. 23% zu liegen. Das kann nicht alleine dadurch beeinflusst werden, da sonst die Bohrgeschwindigkeitsreduktion ähnlich hoch wie die Reduktion der Motordrehzahl wäre.

**Bei diesen Untersuchungen konnte bei einer schrittweisen Erhöhung der Andruckkraft von 40 N auf 220 N eine Reduzierung der Bohrgeschwindigkeit festgestellt werden. Da die Messwerte stark um 4,8 mm/s ( $\pm 1$ ) streuen, ist eine**

**mathematische Interpolation der Bohrgeschwindigkeit nicht sinnvoll. Eine sinkende Tendenz der Bohrgeschwindigkeit ab 220 N kann den Messdaten dennoch entnommen werden. Bei steigender Andruckkraft (40 N auf 220 N) sinkt die Motordrehzahl um ca. 23% und somit die Anzahl der Schläge. Die Bohrgeschwindigkeit wird verlangsamer beeinflusst.**

### **Zusammenfassung der experimentellen Untersuchung:**

Die aus dem Stand der Forschung gestellten Fragen können teilweise beantwortet werden:

- Wie wirkt sich die steigende Andruckkraft auf die Drehzahl des Bohrfutters am Bohrhammer aus?

In Abbildung 5-4 ist die sinkende Drehzahl am Bohrfutter (Bohrer) bei steigender Andruckkraft deutlich zu sehen. Bei 80 N sind es etwa 820 UPM, bei 180 N 750 UPM, bei 220 N 680 UPM. Da das Getriebe Drehzahl und Schlagfrequenz koppelt, sinkt diese ebenfalls.

- Wie hängt die Variation der Andruckkraft mit dem Bedarf an elektrischer Leistung bei dem Akkubohrhammer Makita DHR243RTJ zusammen?

In Abbildung 5-5 ist deutlich der steigende elektrische Leistungsbedarf bei steigender Andruckkraft zu erkennen. Bei 80 N wird etwa 240 W, bei 180 N etwa 260 W und bei 220 N etwa 280 W elektrische Leistung benötigt.

- Bei welcher Andruckkraft ist die mittlere Bohrgeschwindigkeit am höchsten?

Diese Frage lässt sich mit diesen Untersuchungen nicht beantworten. In Abbildung 5-6 ist die mittlere Bohrgeschwindigkeit bei steigender Andruckkraft dargestellt. Die Bohrgeschwindigkeit streut um etwa 4,8 mm/s ( $\pm 1$ ). Eine sinkende Tendenz der Bohrgeschwindigkeit ab 220 N kann den Messdaten dennoch entnommen werden. Vermutlich wird die reduzierte Bohrgeschwindigkeit durch die um ca. 23 % sinkende Motordrehzahl bei steigender Andruckkraft (40 N auf 220 N) beeinflusst. (vgl. Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7).

Über diese Experimente sind folgende Erkenntnisse gewonnen worden:

### **Zwischenfazit:**

Der Akkubohrhammer Makita DHR243RTJ wird vom Anwender stark beeinflusst. Ein deutlicher Anwendereinfluss ist die Andruckkraft.

Diesen Zusammenhang hat CRONJÄGER u.a. <sup>137</sup> publiziert, bei dem ein kabelgebundener Bohrhammer (230 V~) der 6 kg Klasse verwendet wurde (vgl. Abbildung 2-22, Seite 45). Bei steigender Andruckkraft konnte eine Erhöhung der Bohrgeschwindigkeit festgestellt werden. Der Bohrhammer konnte bei einer Andruckkraft von 200 N mit einer Bohrgeschwindigkeit von über 60 cm/min arbeiten. Somit hat die höhere Andruckkraft zu einer erhöhten Bohrperformance ohne merkliche Reduktion der Drehzahl geführt.

Ein genereller Vergleich der Bohrhämmer ist somit nicht möglich. Die Bohrperformance ist unterschiedlich und ist Geräte bzw. Geräteklassen spezifisch. Der Umstieg von kabelgebundenen Power-Tools auf Akku betriebene Power-Tools führt dazu, dass andere Motoren und somit andere Regelungen verbaut werden. Anwendereinflüsse, wie beispielsweise eine Erhöhung der Andruckkraft, kann bei dem einem Gerät zu einer Steigerung der Bohrgeschwindigkeit führen, bei einem anderen zu einem Abschalten des Motors. Bei den in dieser Vorliegenden Untersuchungen **sinkt** die **Drehzahl**, als auch die **Schlagfrequenz**, bei **Erhöhung** der Andruckkraft während die benötigte **elektrische Leistung stark ansteigt**. Die Bohrgeschwindigkeit streut um etwa 4,8 mm/s ( $\pm 1$ ). Eine sinkende Tendenz der Bohrgeschwindigkeit ab 220 N kann den Messdaten dennoch entnommen werden. Vermutlich wird die reduzierte Bohrgeschwindigkeit durch die um ca. 23 % sinkende Motordrehzahl bei steigender Andruckkraft (40 N auf 220 N) beeinflusst. (vgl. Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7).

Um ein tieferes Verständnis für das Schlagwerk zu bekommen, wird das C&C<sup>2</sup> Sequenzmodell eines Schlagwerks hergeleitet.

#### **5.4 C&C<sup>2</sup>- Sequenzmodell eines Bohrhammerschlagwerks**

Das Ziel der gründlichen C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell Analyse ist, ein grundlegendes Verständnis über das Bohrhammerschlagwerk der Makita DHR243RTJ zu erlangen. Dies ist notwendig, um ein Simulationsmodell entwickeln zu können. Dazu gehören der Aufbau des Bohrhammerschlagwerks und dessen mögliche Einflussfaktoren.

Im Stand der Forschung werden die Grundlagen des Contact and Channel Ansatzes (C&C<sup>2</sup>-A) beschrieben (Kapitel 2.2). Um den Aufbau des Bohrhammers zu verstehen, wird die aus der Literatur bekannte Patentschrift (Patent 2960018A1) analysiert. (Kapitel 2.1.2, Abbildung 2-5, Seite 16). Die **rotierenden Bewegungen** im Bohrhammer sind relativ leicht zu analysieren. Der Motor treibt über ein zweistufiges Getriebe die Werkzeugaufnahme an. Durch die Werkzeugaufnahme (SDS-Plus–

---

<sup>137</sup> Cronjäger, Jahn 1985, 108,109

System) wird ein Bohrer angetrieben. Dagegen kann aufgrund der schlechten Sichtbarkeit der Bauteile der **Translationsanteil des Bohrhammers** schwieriger analysiert werden.

Um ein Dynamikmodell des Antriebstrangs erstellen zu können, ist ebenso ein genaues Verständnis notwendig. Die Dynamik lässt sich in Zustände überführen, die über das C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell beschrieben werden. Jede Sequenz lässt sich durch eindeutige Zustände definieren und beschreiben. Die Kerneigenschaft ist der Schlagzyklus und wird als C&C<sup>2</sup>-Modell aufgrund den Heuristiken zur Modellbildung von THAU nachgebildet. Dabei werden die fünf Schritte, ① Orientierung bei der Modellbildung, ② Identifizierung bzw. Bestimmung von Wirkflächenpaaren (WFP), ③ Identifizierung bzw. Bestimmung von Leitstützstrukturen (LSS), ④ Identifizierung bzw. Bestimmung von Funktionen und ⑤ Verknüpfung von Funktions- und Gestalteigenschaften angewendet.<sup>138</sup> Das Ergebnis ist in folgenden Abschnitten beschrieben.

#### 5.4.1 Erstellung eines C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodells

Das Ziel der Analyse des Schlagwerks ist die Identifikation des Wirkflusses. Nach VDI 2222<sup>139</sup> besteht der Wirkfluss aus Stoff, Energie und Signal (Information und Träger). Der Schwerpunkt dieser Analyse wird auf den Energiefluss, im Speziellen auf die mechanische Leistung, gelegt. Grundsätzlich wandelt das Schlagwerk die Eingangsgröße mechanische Leistung in Form von Rotationsenergie in Schlagleistung (translatorische Energie) um. Mit dem C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell wird diese Soll-Funktion beschrieben. Damit können die Gestaltfunktionselemente (Wirkfläche (WF), Wirkflächenpaar (WFP) und Leitstützstruktur (LSS) – siehe 12 Kapitel „Glossar“, Seite 164), welche einen Bezug zur Erfüllung dieser Funktion haben, identifiziert und in ihrem Verhalten (der Ist-Funktion) qualitativ beschrieben werden. Zum besseren Verständnis der C&C<sup>2</sup>-Modellbildung werden die Definitionen der Begriffe *Zustand* und *Sequenz* nach ALBERS u.a. im Folgenden wiedergegeben:

##### „Zustand:

Ein Zustand ist eine beliebig lange Zeitspanne, in der eine unveränderte Anzahl an Funktionen wirkt, mindestens jedoch eine. Die Anzahl der WFP, Connectoren und LSS in einem Zustand ist konstant, da auch die Anzahl der Funktionen konstant ist. Ein neuer Zustand beginnt immer dann, wenn ein WFP oder eine LSS hinzukommt oder

<sup>138</sup> Thau 2013, S. 103–144

<sup>139</sup> Richtlinie VDI 2222

wegfällt, entsprechend auch eine Funktion hinzukommt oder wegfällt. Ein neuer Zustand beginnt ebenfalls, wenn sich die Eigenschaften der Gestaltfunktionselemente in einem funktionsrelevanten Umfang ändern. Jeder Zustand hat mindestens zwei Connectoren. <sup>140</sup>

„**Sequenz:** Eine Sequenz ist eine determinierte Abfolge von mindestens zwei Zuständen. Eine neue Sequenz muss definiert werden, wenn sich die Abfolge der Zustände ändert, sich Zustände in einem funktionsrelevanten Umfang ändern oder neue Zustände hinzukommen bzw. wegfallen. <sup>141</sup>“

Nach WIEDNER kann der Schlagzyklus in die vier Phasen Stoß, Reflexion, Rückführung und Kompression unterteilt werden. <sup>142</sup> Um im Weiteren konsistent die Begriffe der C&C<sup>2</sup>- Modellbildung zu verwenden, wird nicht mehr der Begriff Phase, sondern der Begriff Sequenz verwendet. Die Grundlagen zum Contact und Channel Ansatz (C&C<sup>2</sup>-A) können in Kapitel 2.2, Seite 24, die Definitionen wichtiger Begriffe im Kapitel 12 „Glossar“, Seite 164 nachgelesen werden. Die Grundlagen zur Funktion des Bohrhammers wird in Kapitel 2.1.4 „Dynamik eines elektropneumatischen Schlagwerks“, Seite 20 vorgestellt. In diesem Kapitel werden der Schlagzyklus und das Timing des Schlagwerks erörtert. In den dazu einleitenden Grundlagenkapiteln werden die Stoßvorgänge, Elastizitätszahl, Schlagleistung und der Aufbau des elektropneumatischen Bohrhammers beschrieben. Um den Schlagzyklus vollständig mit dem C&C<sup>2</sup>-A abzubilden, wird der Schlagzyklus nach WIEDNER mit der Sequenz *Expansion* ergänzt (vgl. Abbildung 5-8). Dadurch kann der Schlagzyklus mit den vier Sequenzen *Reflexion*, *Rückführung*, *Kompression* und *Expansion* inklusive dem *Zustand Stoß* beschrieben werden.

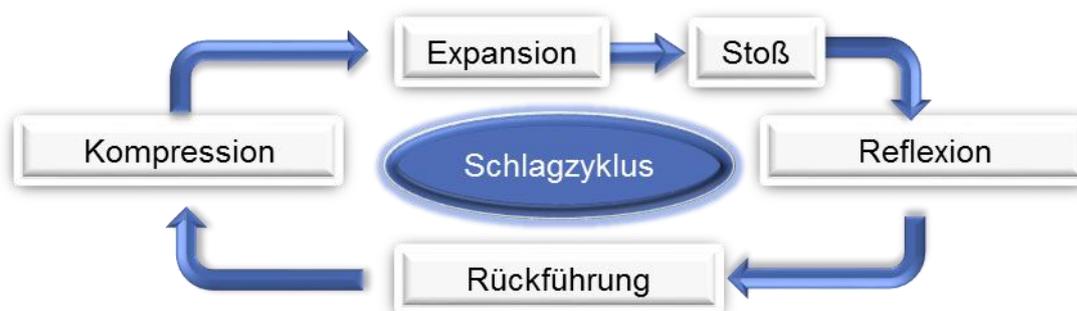


Abbildung 5-8: Der Schlagzyklus nach WIEDNER als C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell

<sup>140</sup> Albers A., Alink T., Matthiesen S., Thau S. 2008

<sup>141</sup> Albers u. a. 2008

<sup>142</sup> Wiedner 2008, S. 19

## Analyse der Freiheitsgrade

Dazu werden zunächst die Freiheitsgrade der beteiligten Bauteile analysiert, um den Schlagzyklus auf der Gestaltfunktionselement-Ebene nachvollziehen zu können.

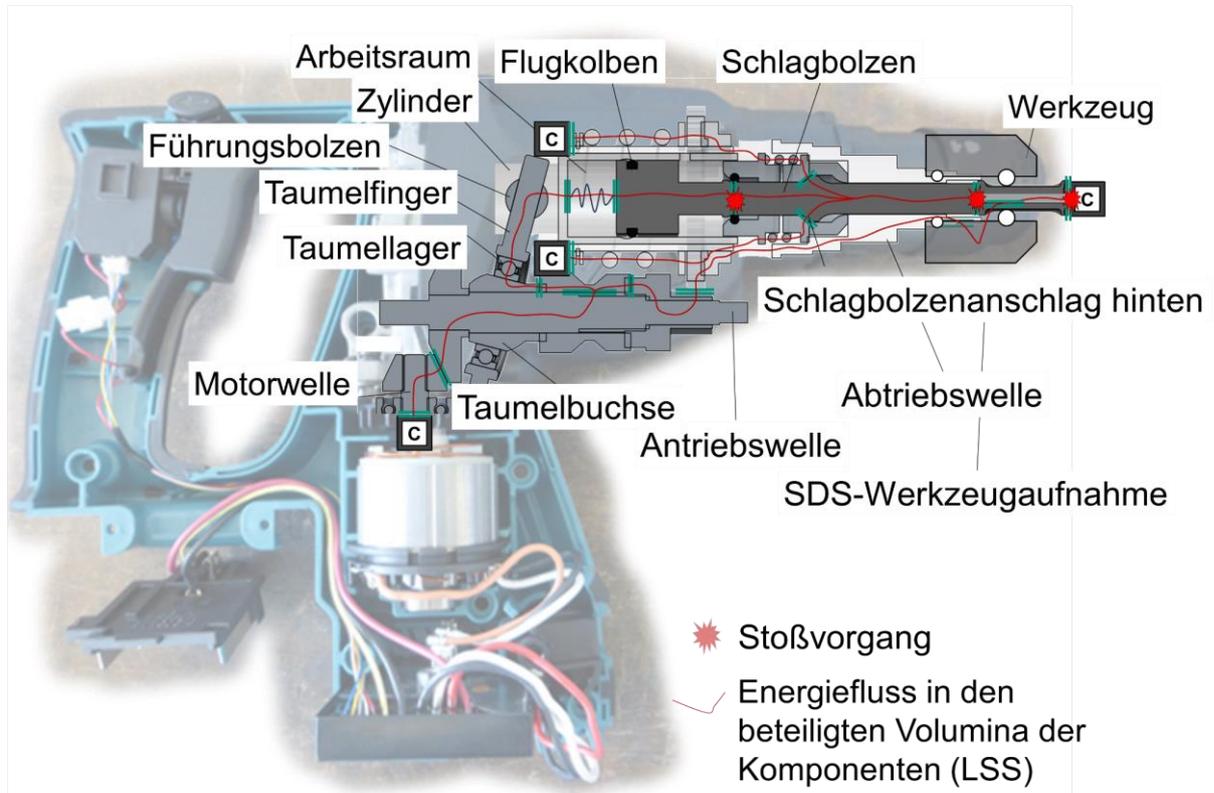


Abbildung 5-9: Übersicht Zustand Stoß – symbolische Darstellung des Schlagwerks überlagert mit einem Foto einer Makita DHR243RTJ ohne oberer Gehäusehälfte und Akku

Während des Schlagzyklus findet am Werkzeug eine Überlagerung einer rotierenden und linearen Bewegung statt. Der dazu notwendige Kraftfluss (rote Linie) ist in Abbildung 5-9 bzw. Abbildung 5-10 dargestellt. Stoßvorgänge zwischen Flugkolben und Schlagbolzen (Wirkflächenpaar (WFP) 4.1), Schlagbolzen und Werkzeug (WFP 4.2) und dem Werkzeug und dem Connector 2 (WFP 4.3) sind mit einem roten Stern gekennzeichnet.

**Die Rotation des Werkzeugs wird über die WFP 1.1, 1.2, 2.1, 2.3, 2.4, 5.1 und 5.2 realisiert.** Das bedeutet, dass der Motor über eine Kegelradstufe die eingekuppelte Antriebswelle antreibt. Über eine weitere Verzahnung dieser Antriebswelle mit der hohlen Abtriebswelle wird die gekoppelte SDS-plus Werkzeugaufnahme angetrieben. Das Drehmoment wird über eine Keil-/ Nut-Verbindung (WFP 5.2) von der SDS-plus Werkzeugaufnahme auf das Werkzeug übertragen (vgl. Abbildung 2-6, Seite 17 ).

Die translatorische Bewegung wird über den Taumelfinger, dem Führungsbolzen und dem Zylinder initialisiert. Die Drehbewegung wird über die WFP 1.1, 1.2, 2.1 und 2.2 auf den Taumelfinger übertragen. Das winklig positionierte Taumellager wandelt die

Drehbewegung in eine gerade Bewegung um. Der Führungsbolzen am Taumelfinger bewegt den Hohlzylinder innerhalb der Abtriebswelle 17 mm vor und zurück. Diese Bewegung entspricht einer Umdrehung der Antriebswelle. **Die translatorische Bewegung wird über die WFP 3.1, 3.2, 4.1, 4.2 und 4.3 realisiert.**

Je nachdem, wie sich im Zylinder am Flugkolben ein Kräftegleichgewicht einstellt, bewegt sich der Flugkolben linear und verändert das Volumen im Arbeitsraum. Beim Zustand Stoß befindet sich der Flugkolben an der vordersten Position und bildet mit dem Schlagbolzen das WFP 4.1 aus. Zwischen dem Flugkolben und Schlagbolzen kommt es zu einem Stoß. Der Schlagbolzen kann dadurch die kinetische Energie des Flugkolbens aufnehmen und auf das Werkzeug übertragen (WFP 4.2). Der lineare Bewegungsbereich des Schlagbolzens wird über Anschläge (Schlagbolzenanschlag vorne und hinten) begrenzt. Bei fehlendem Kontakt zwischen Schlagbolzen und Werkzeug (kein WFP 4.2) nimmt der hintere Anschlag der Werkzeugaufnahme den Stoß vom Werkzeug auf.

Der Zweck dieses C&C<sup>2</sup>-Modells ist den Schlagzyklus in seinen Sequenzen darzustellen, dabei funktionserfüllende Wirkflächenpaare zu identifizieren und in der Funktionserfüllung zu beschreiben. Der Schwerpunkt der Beschreibungen liegt beim Energiefluss, der die Eingangsgröße mechanische Leistung in Form von Rotationsenergie in Schlagleistung (translatorische Energie) wandelt. Um die Übersicht zu erhalten, werden die Leitstützstrukturen nicht explizit benannt und über den Kraftfluss abgebildet. Beispielsweise sind die Komponenten Motorwelle und Kegelradstufe am Kraftfluss beteiligt. Bei genauerer Betrachtung ist nicht das ganze Bauteil, sondern Teile der Volumina am Kraftfluss beteiligt und werden zu Leitstützstrukturen (vgl. Definition der Leitstützstruktur MATTHIESEN<sup>143</sup> und im Glossar, Seite 163).

### **Quasistationärer Zustand Stoß – C&C<sup>2</sup>-Modell**

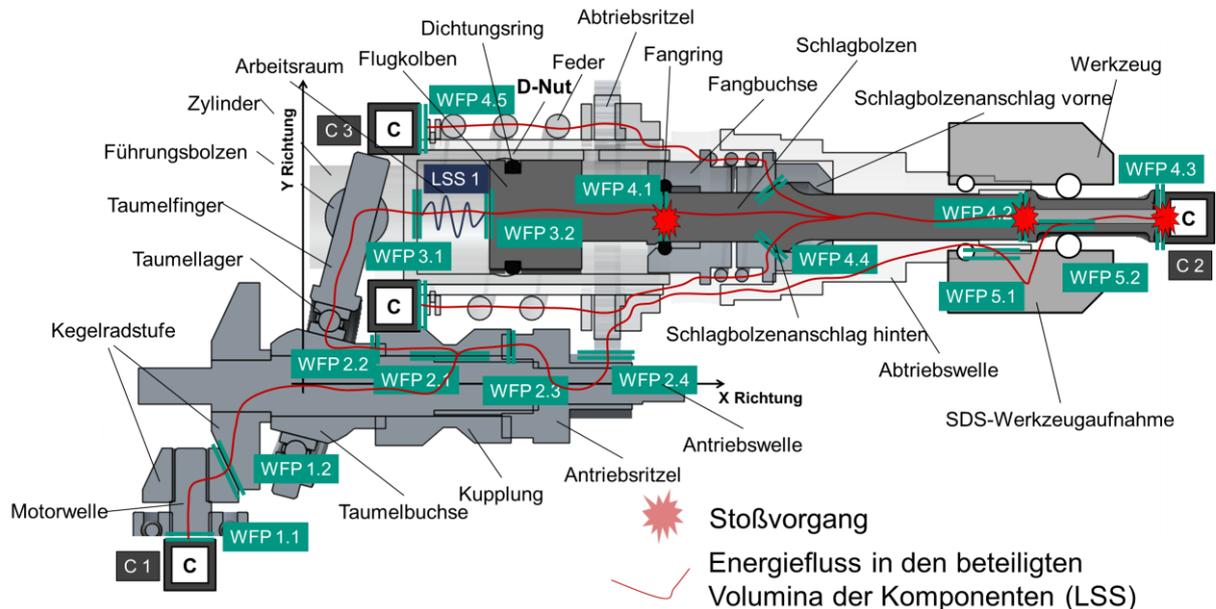
Der Zustand Stoß ist zentral für die Funktion Bohrhämmern bzw. Meißeln. Die funktionsrelevanten Wirkflächenpaare sind in der folgenden Tabelle für die Funktion, *kinetische Energie des Flugkolbens über den Schlagbolzen auf das Werkzeug und somit auf den Connector (C2) übertragen – Stoßvorgang*, aufgelistet.

---

<sup>143</sup> Matthiesen 2002, S. 83

Tabelle 4 funktionsrelevante Wirkflächenpaare für den Zustand Stoß

Zustand	Funktion	funktionsrelevante Wirkflächenpaare	nicht mehr vorhandene Wirkflächenpaare
Stoß	kinetische Energie des Flugkolbens über den Schlagbolzen auf das Werkzeug und somit auf den Connector (C2) übertragen - Stoßvorgang	WFP4.1, WFP4.2 und WFP4.3 WFP4.4, WFP 4.5	-


 Abbildung 5-10: Zustand „Stoß“: Energiefluss und Stoßvorgänge im Schlagwerk (vgl. Melsa <sup>144</sup>)

Der Connector C 1 beinhaltet die Eingangsgrößen Drehzahl und Drehmoment (mechanische Leistung), die durch das Schlagwerk in die Ausgangsgröße C 2 Schlagleistung umgewandelt werden. Die Kraft wird als Rotationsenergie über die Kegelradstufe und das Wirkflächenpaar WFP 1.1 auf die Antriebswelle übertragen. Das WFP 2.1 überträgt die Rotationsenergie von der Antriebswelle auf die Kupplung, die wiederum mit dem WFP 2.2 mit der Taumelbuchse verbunden ist. Über ein Taumellager, dem Taumelfinger und dem Führungsbolzen wird die Drehbewegung in eine geradlinige Bewegung des Zylinders überführt. Dieser gleitet in der hohlen Abtriebswelle vor und zurück. Zwischen dem Flugkolben und der Zylinderinnenfläche befindet sich der Arbeitsraum. Zwischen den WFP 3.1 und WFP 3.2 bildet sich eine

Luftfeder aus. Die sich darin befindliche Luft bildet eine Leitstützstruktur (LSS 1) und überträgt Kraft über den sich darin einstellenden Druck.

Drückt der Anwender den Bohrhammer an, wird der Bohrhammer vorgespannt. Dadurch drückt das Werkzeug den Schlagbolzen in seinen hinteren Anschlag und eine Feder wird komprimiert – der Bohrhammer ist vorgespannt. Bei einem vorgespannten Bohrhammer bilden sich die folgenden WFP's aus: WFP 4.1, 4.2 und 4.3. Das bedeutet, dass der Flugkolben einen Stoß auf den Schlagbolzen überträgt und dieser auf das Werkzeug. Die Vorspannung des Schlagwerks wird über die WFP 4.4 und 4.5 realisiert, die über Gehäusekomponenten und Federelemente übertragen werden. Die Andruckkraft wird über die Connectoren C 1 und C 3 eingeleitet und über C 2 abgestützt.

**Wichtig beim Zustand Stoß** ist somit, dass dieser bei einem **vorgespannten Schlagwerk** stattfindet. Dadurch drückt das Werkzeug (WFP 4.3 und WFP 4.2) auf den Schlagbolzen. Dieser stützt sich über den hinteren Schlagbolzenanschlag (WFP 4.4) an der Fangbuchse ab. Der Schlagbolzen befindet sich in der optimalen Stoßposition und kann vom Flugkolben getroffen werden.

### Sequenz Expansion

Bevor es zum Zustand Stoß kommen kann, muss die Sequenz Expansion stattgefunden haben. In der Sequenz Expansion vergrößert sich das Luftvolumen in der Arbeitskammer und beschleunigt den Flugkolben, während der Zylinder sich in positiver X-Richtung bewegt (vgl. Abbildung 5-11).

Tabelle 5 funktionsrelevante WFP für den Zustand Expansion Start/ Ende

Zustand	Funktion	funktionsrelevante Wirkflächenpaare und Eigenschaften	nicht mehr vorhandenes Wirkflächenpaar
Expansion-Start	potentielle Energie (Druckluftspeicher - Überdruck) im Arbeitsraum auf stehenden Flugkolben übertragen	WFP3.3 LSS1 – Luft <u>druck</u> feder = +↑ $\dot{x}_{\text{Flugkolben}} = 0$	WFP4.1
Expansion-Ende	potentielle Energie auf Flugkolben übertragen – Flugkolbengeschwindigkeit hoch – Druckluftspeicher - Unterdruck	WFP3.3 LSS1- Luft <u>zug</u> feder $\dot{x}_{\text{Flugkolben}} = +\uparrow$	WFP4.1

Die Sequenz Expansion startet in einem Zustand, bei dem im Arbeitsraum der maximale Druck vorhanden ist. Der Flugkolben befindet sich in der hinteren Position ( $x_{\text{Flugkolben}}$  ist minimal) und bewegt sich nicht ( $\dot{x}_{\text{Flugkolben}} = 0$ ). Der Druck in der Arbeitskammer ist deutlich größer als der Umgebungsdruck ( $p_{\text{Arbeitsraum}} \gg p_{\text{Umgebung}}$ ). Dies ist in Abbildung 5-11 auf der linken Seite (Start) durch die rot eingefärbte Arbeitskammer dargestellt.

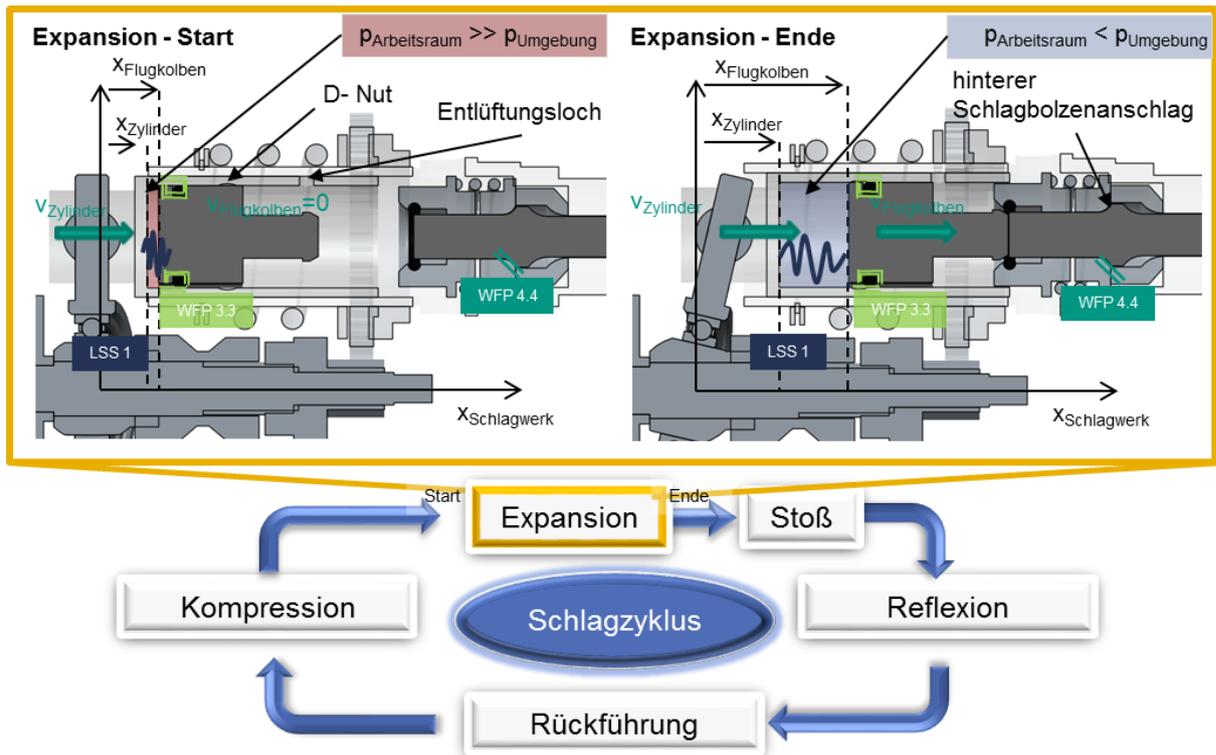


Abbildung 5-11: Sequenz Expansion mit den Zuständen Expansion<sub>Start</sub> und Expansion<sub>Ende</sub> kurz vor dem Zustand Stoß (vgl. MELSA<sup>145</sup>)

Der Zylinder bewegt sich in positiver X- Richtung (in Abbildung 5-11 von links nach rechts) und hat somit eine positive Geschwindigkeit. Die Dichtfunktion wird über das WFP 3.3 realisiert. Die Oberfläche des O-Rings bildet in der D-Nut des Flugkolbens eine Dichtfläche. Ebenso bildet der O-Ring mit der Zylinderinnenfläche eine Dichtfläche aus (WFP 3.3). Durch den abgedichteten Arbeitsraum und dem sich darin befindlichen Überdruck entsteht eine Luftfeder, die im Zustand Expansion-Start seine maximale Kraft auf den Flugkolben ausübt (blaue LSS 1 - Luftdruckfeder). Auf der rechten Seite in Abbildung 5-11 ist das Ende der Sequenz Expansion abgebildet. Der Flugkolben und der Schlagbolzen berühren sich noch nicht, so dass das WFP 4.1 noch nicht vorhanden ist - kein Stoßkontakt. Während der Sequenz Expansion ändert sich kontinuierlich der Druck und damit die Elastizität der Luftfeder. Die Luftfeder verändert sich während der Sequenz Expansion von einer Luftdruckfeder zu einer Luftzugfeder.

Im Folgenden wird der letzte Zustand der Sequenz Expansion genauer beschrieben, bei dem sich der Flugkolben kurz vor dem Zustand *Stoß* (noch kein WFP 4.1) befindet. Der Schlagbolzen ist aufgrund der Andruckkraft des Anwenders und der abstützenden Reaktionskraft des Umweltmodells am hinteren Schlagbolzenanschlag positioniert und

bildet das WFP 4.4 mit der Fangbuchse. Dadurch befindet sich das Schlagwerk im vorgespannten Zustand (vgl. Energiefluss WFP 4.5, 4.4, 4.2, 4.3 in Abbildung 5-10). Im Vergleich zu Beginn der Sequenz Expansion haben sich sowohl der Flugkolben als auch der Zylinder nach vorne bewegt (positive X-Richtung). Somit sind  $x_{\text{Zylinder}}$  als auch  $x_{\text{Flugkolben}}$  im Vergleich zu Beginn der Sequenz größer. Der Flugkolben steht kurz vor dem Berührungspunkt mit dem Schlagbolzen, wo er seine maximale Geschwindigkeit erreicht. In der Arbeitskammer befindet sich ein Unterdruck (blaue Einfärbung in Abbildung 5-11 rechts). Das bedeutet, dass der Umgebungsdruck größer ist als der Druck im Arbeitsraum ( $p_{\text{Arbeitsraum}} < p_{\text{Umgebung}}$ ). Ein O-Ring am Flugkolben bildet mit der Innenzylinderfläche des Flugkolbens einen dichtenden Kontakt aus (WFP 3.3). Sowohl der Zylinder, als auch der Flugkolben bewegen sich nach vorne. Der Flugkolben hat eine hohe Geschwindigkeit und hat somit eine hohe kinetische Energie.

Beim Übergang der Zustände *Expansion-Start* als auch *Expansion-Ende* kommt den Geometriebesonderheiten D-Nut (D-förmige Nut in der Innenfläche des Zylinders) und dem Entlüftungsloch (Bohrung durch den vorderen Bereich im Zylinder) eine besondere Bedeutung zu.

Um den Wechsel der Luftfeder von einer Druck- zu einer Zugfeder verstehen zu können, ist der Zustand des Flugkolbens zu betrachten, in dem sich der O-Ring am Flugkolben in der D-Nut befindet. Dazu wird im Folgenden die Untersequenz Druckausgleich genauer beschrieben.

### **Untersequenz Druckausgleich**

Um den Druckverlauf im Arbeitsraum zu verdeutlichen, wird in Abbildung 5-16 der Zustand beschrieben, bei dem sich der Umgebungsdruck im Arbeitsraum einstellt. Das Ziel dieser Darstellung ist, Druckzustände oberhalb ca. 1 bar (Umgebungsdruck) und unterhalb ca. 1 bar zu visualisieren. (Abbildung 5-12 und Abbildung 5-13). Zwischen dem WFP 3.1 und dem WFP 3.2 befindet sich Luft (LSS 1), die als Luftfeder agiert (vgl. Abbildung 5-10 und Abbildung 5-11). Die Wirkung aus translatorischer kinetischer Energie, die über den Taumelfinger auf den Zylinder übertragen wird, wird im Modell über die Eigenschaften des Connectors 4 integriert. Die Masse des Flugkolbens, die bei den Beschleunigungsvorgängen träge wirkt, ist mit ihrer Wirkung im Connector 5 berücksichtigt.

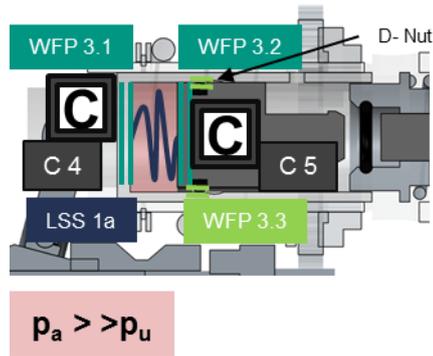


Abbildung 5-12 Dichtring befindet sich links von der D-Nut (Überdruck in der Arbeitskammer)

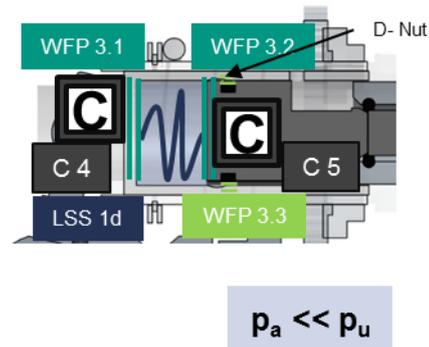


Abbildung 5-13 Dichtring befindet sich rechts von der D-Nut (Unterdruck in der Arbeitskammer)

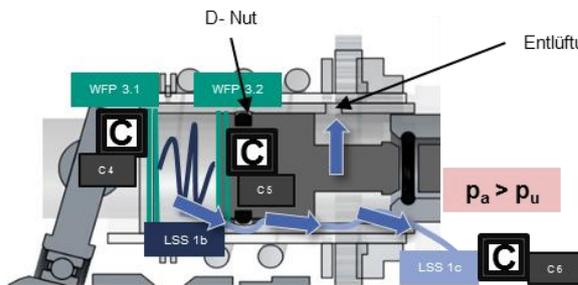


Abbildung 5-14 Druckausgleich – Kolben befindet sich in der D-Nut und Druckkammer leert sich

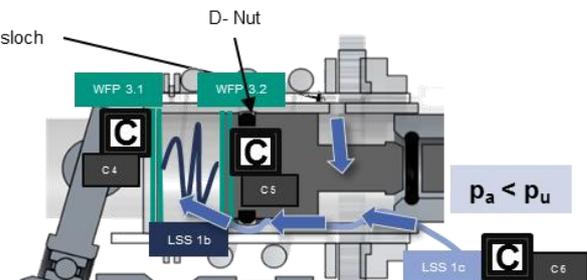


Abbildung 5-15 Druckausgleich – Kolben befindet sich in der D-Nut und Druckkammer füllt sich

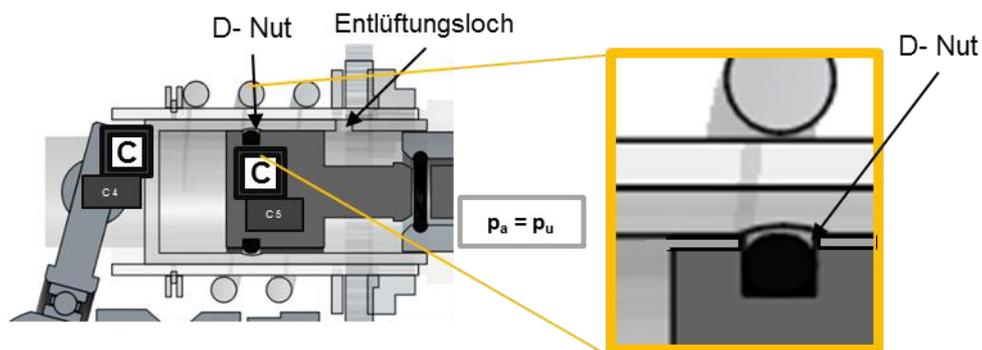


Abbildung 5-16 Zustand O-Ring am Flugkolben befindet sich in der D-Nut und im Arbeitsraum herrscht Umgebungsdruck

Mithilfe des C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodells wird im Folgenden erörtert, wie innerhalb der Sequenz Expansion der Zustand Druckausgleich erreicht und wieder aufgelöst wird.

In Abbildung 5-12 befindet sich der Flugkolben links von der D-Nut und dichtet über das WFP 3.3 den Arbeitsraum gegenüber der Umgebung ab. Dabei bildet die Zylinderinnenfläche und die Flugkolbenfläche mit der Oberfläche der O-Ringe die Begrenzung für die Arbeitskammer (hellgrüne Linie (LLS)). Der Druck in der

Arbeitskammer ( $p_a$ ) ist dabei höher als der Umgebungsdruck ( $p_u$ ), da das Luftvolumen über die WFP 3.3 in der Arbeitskammer komprimiert wird ( $p_a > p_u$ ). Die LSS 1a bildet dabei eine Luftdruckfeder aus und speichert Energie als potentielle Energie im Luftdruck. Wenn sich der Flugkolben in Richtung des Schlagbolzens bewegt, kann der O-Ring sich in der D- Nut befinden (Abbildung 5-14). Das Wirkflächenpaar WFP 3.3 löst sich auf und die Dichtfunktion ist nicht mehr gegeben, so dass die Luft im Arbeitsraum in die Umgebung (Connector 6) strömen kann. Aus der LSS 1a wird LSS 1b und LSS 1c, die immer mehr an Spannkraft verliert und sich schließlich auflöst - Abbildung 5-16. Im Arbeitsraum stellt sich der gleiche Druck wie in der Umgebung ein. Die Luftfeder (LSS 1) wirkt nicht mehr und überträgt keine Kräfte. Aufgrund der Massenträgheit bewegt sich der Flugkolben und somit der O-Ring über die D-Nut hinweg und das WFP 3.3 bildet sich erneut aus (Abbildung 5-13). Die Leitstützstruktur LLS 1d bildet sich wieder zwischen der Zylinderinnenfläche (WFP 3.1) und der Kolbenfläche (WFP 3.2) aus und agiert als Luftzugfeder, da der Druck im Arbeitsraum geringer ist, als in der Umgebung ( $p_a < p_u$ ).

Somit hat die Untersequenz Druckausgleich zwei Funktionen:

- Der Arbeitsraum wird bei jedem Zyklus belüftet. Wäre das nicht der Fall, dann würde die Luftfeder aufgrund von Leckage weicher werden. So wird sichergestellt, dass sich pro Zyklus die gleiche Menge an Luft im Arbeitsraum befindet und das Timing des Schlagwerks stabil bleibt (sich nicht verstellt).<sup>146</sup>
- Die D-Nut kann genutzt werden, um eine optimale Belüftung des Arbeitsraums zu gewährleisten. Die Luftfeder kann so eingestellt werden, dass eine mögliche Stoßzahlabweichung korrigiert werden kann. Die größte Schlagleistung wird erreicht, wenn der Flugkolben bei maximaler Geschwindigkeit des Erregerzylinders getroffen wird.<sup>147</sup>

Somit sind die **Form der D-Nut**, die **Geometrie des Erregerzylinders (Länge)** und die **Masse des Flugkolbens** Parameter, die die Schlagleistung stark beeinflussen.

### Sequenz Reflexion

In der Sequenz Reflexion nutzt der Flugkolben die reflektierende Stoßenergie, um sich in negativer X-Richtung zu bewegen. Die Sequenz Reflexion endet mit dem Stillstand des Zylinders.

---

<sup>146</sup> vgl. Wiedner 2008, S. 18

<sup>147</sup> vgl. Wiedner 2008, 23,24

Tabelle 6 funktionsrelevante WFP für den Zustand Reflexion Start/ Ende

Zustand	Funktion	funktionsrelevante Wirkflächenpaare und Eigenschaften	nicht mehr vorhandene Wirkflächenpaare und LSS
Reflexion-Start	Reflektierende Stoßenergie und potentielle Energie des Druckspeichers in kinetische Energie des Flugkolben wandeln	WFP3.3 LSS1- Luftzugfeder $\dot{x}_{\text{Flugkolben}} < 0$ $\dot{x}_{\text{Zylinder}} > 0$	WFP4.1
Reflexion-Ende	Reflektierende Stoßenergie und potentielle Energie des Drucks haben dem Flugkolben kinetische Energie übertragen – Flugkolben befindet sich mit Dichtungsring in der D-Nut vom Zylinder	$\dot{x}_{\text{Zylinder}} = 0$	WFP4.1 WFP3.3 LSS1

Der erste Zustand der Sequenz Reflexion beginnt kurz nach dem Stoß, wobei sich der Flugkolben aufgrund des Rückstoßes vom Schlagbolzen wegbewegt (negative X-Richtung, nach links, in Abbildung 5-17). Der erste Zustand der Reflexion wird dadurch charakterisiert, dass die LSS im Flugkolben ein Teil der Stoßenergie aufnimmt. (vgl. Impulserhaltungsgesetz für inelastische Stöße Kapitel 2.1.3, Seite 17). Der Zustand knüpft unmittelbar an den Stoßvorgang an, da ein Teil der Schlagenergie vom Schlagbolzen reflektiert und den Flugkolben abprallen lässt. Der Zustand, bei dem der Zylinder seine Maximalposition erreicht hat, beschreibt das Ende der Sequenz. Der Zylinder steht zu diesem Zeitpunkt. ( $\dot{x}_{\text{Zylinder}} = 0$ ). Die Leitstützstruktur des Zylinders nimmt dadurch einen charakterisierenden Zustand ein und definiert eindeutig den Zustand Reflexion <sub>Ende</sub>. Der Dichtungsring des Flugkolbens befindet sich über der D-Nut und im Arbeitsraum herrscht Umgebungsdruck. (vgl. Abbildung 5-12 , Seite 73) Dieser Ablauf ist in Abbildung 5-17 dargestellt.

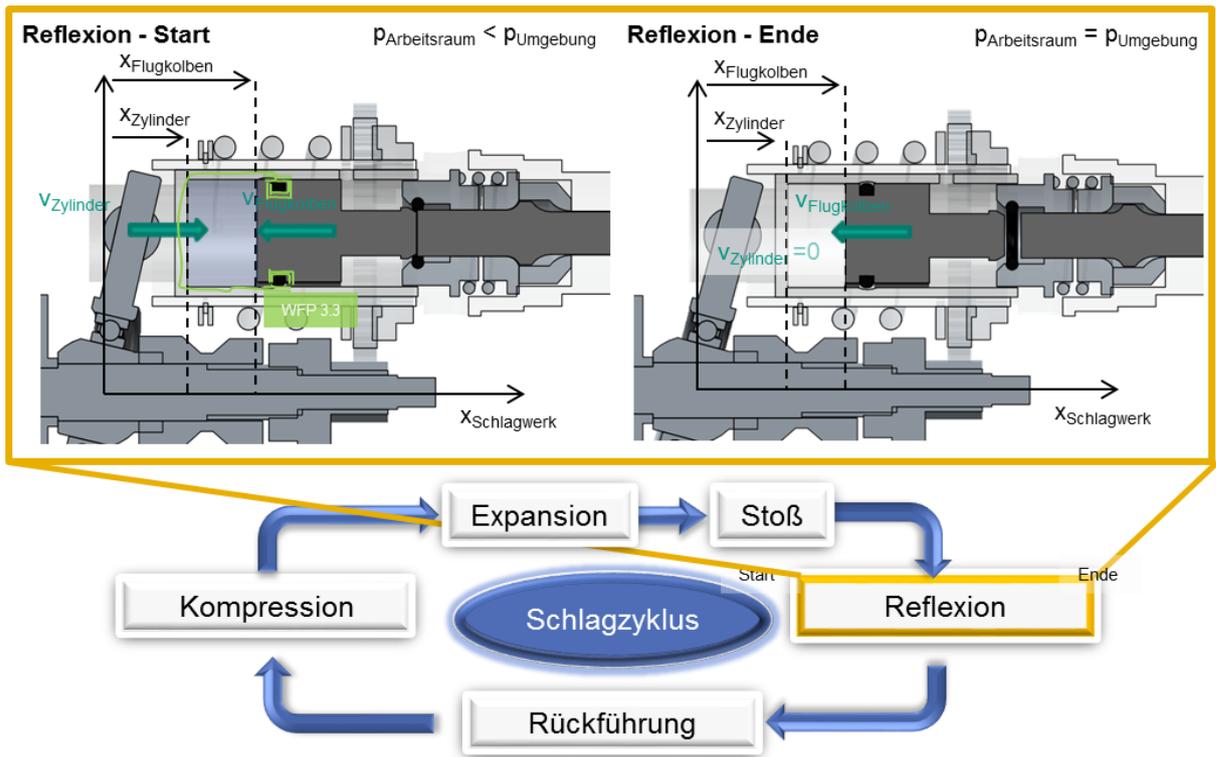


Abbildung 5-17: Sequenz Expansion mit den Zuständen Reflexion<sub>Start</sub> kurz nach dem Zustand Stoß und Reflexion<sub>Ende</sub> (vgl. MELSA<sup>148</sup>)

<sup>148</sup> Melsa 2016, S. 17

## Sequenz Rückführung

In Sequenz Rückführung wird der Zylinder in negativer X-Richtung bewegt und führt den Flugkolben bei annähernder gleicher Geschwindigkeit mit, bis der Zylinder seine Minimalposition erreicht.

Tabelle 7 funktionsrelevante WFP für den Zustand Rückführung Start/ Ende

Zustand	Funktion	funktionsrelevante Wirkflächenpaare und Eigenschaften	nicht vorhandene Wirkflächenpaare oder LSS
Rückführung-Start	Rotationsenergie des Antriebs wird als lineare kinetische Energie auf den Zylinder übertragen	$\dot{x}_{\text{Flugkolben}} < 0$ $\dot{x}_{\text{Zylinder}} < 0$	WFP3.3 LSS1- Luft <u>zug</u> feder
Rückführung-Ende	Kinetische Energie des Zylinders wird über LLS1 auf Flugkolben übertragen- Zylinder ist zurückgeführt	WFP3.3 LSS1- Luft <u>zug</u> feder $\dot{x}_{\text{Zylinder}} > \dot{x}_{\text{Flugkolben}}$	

Die Sequenz Rückführung beginnt mit dem Zustand, kurz nachdem der Zylinder seine Maximalposition erreicht hat und wieder in negative X-Richtung beschleunigt (Abbildung 5-18 links). Diese Zwangsbewegung wird über das Taumellager vorgegeben. Da der Dichtungsring des Flugkolbens sich noch in der D-Nut befindet, herrscht im Arbeitsraum Umgebungsdruck (in Abbildung 5-18 weiß eingefärbt). Das WFP 3.3 kann sich nicht ausprägen, da im Zylinder eine D-Nut gefräst wurde (vgl. Abbildung 5-16, Seite 73). Der entspannte Zustand Luftfeder (LSS1 nicht vorhanden) charakterisiert den Zustand Rückführung<sub>Start</sub>. Der Flugkolben wird aufgrund der Massenträgheit zunächst an der Position bleiben. Da die Geschwindigkeit des Zylinders zunimmt, wird der Dichtungsring eine Position rechts von der D-Nut einnehmen, so dass der Druck sich senken wird. Aufgrund der Reibung des Dichtungsringes und durch den niederen Druck ( $\rightarrow$  Luftzugfeder) wird der Flugkolben beschleunigt. Diese Bewegung kann durch die, nach dem Stoß im Flugkolben, verbliebene kinetische Energie unterstützt werden. Idealerweise nähern sich die Geschwindigkeiten des Flugkolbens und des Zylinders so stark an, dass diese in etwa die gleiche Geschwindigkeit haben. Kurz bevor der Zylinder seine Minimalposition erreicht, ist der letzte Zustand der Sequenz Rückführung erreicht (Rückführung<sub>Ende</sub> - Abbildung 5-18 rechts).

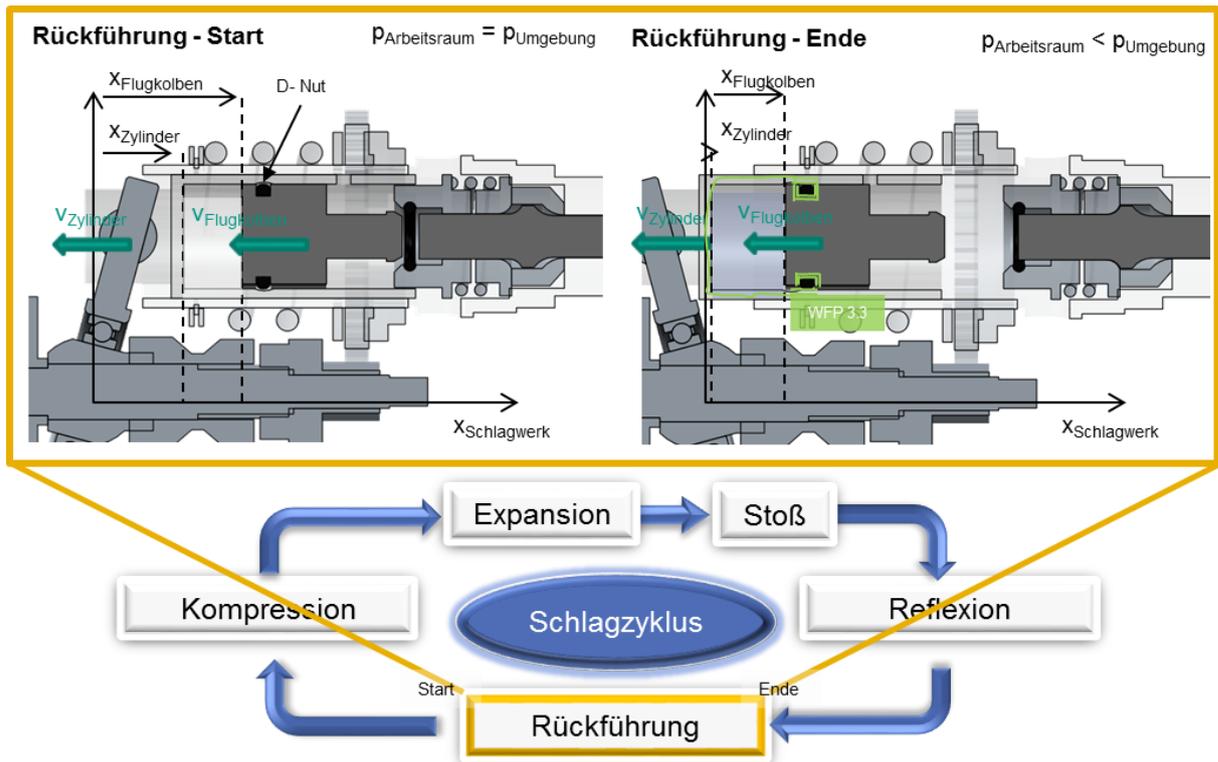


Abbildung 5-18: Sequenz Rückführung mit den Zuständen Rückführung<sub>start</sub> und Rückführung<sub>Ende</sub> (vgl. MELSA<sup>149</sup>)

<sup>149</sup> Melsa 2016, S. 14

## Sequenz Kompression

In der Sequenz Kompression wird das Luftvolumen in der Arbeitskammer verdichtet. Dabei steigt der Geschwindigkeitsvektor des Zylinders in positiver X-Richtung, während der Geschwindigkeitsvektor des Flugkolbens in negativer X-Richtung stark abnimmt.

Tabelle 8 funktionsrelevante WFP für den Zustand Kompression Start/ Ende

Zustand	Funktion	funktionsrelevante Wirkflächenpaare und Eigenschaften	nicht mehr vorhandene Wirkflächenpaare
Kompression – Start	Potentielle Energie (Druckluftspeicher - Unterdruck) im Arbeitsraum auf Flugkolben übertragen	WFP3.3 LSS1 – Luft <u>druck</u> feder $\dot{x}_{\text{Flugkolben}} < 0$ $\dot{x}_{\text{Zylinder}} = 0$	
Kompression – Ende	Kinetische Energie von Zylinder und Flugkolben in Druckluftspeicher (Überdruck) gespeichert –Luft im Arbeitsraum ist komprimiert	WFP3.3 LSS1 – Luft <u>zug</u> feder $\dot{x}_{\text{Flugkolben}} < 0$ $\dot{x}_{\text{Zylinder}} > 0$	

Die Sequenz Kompression beginnt mit dem Zustand, bei dem die Geschwindigkeit des Zylinders null ist und sich von seiner Minimalposition wieder in Richtung des Schlagbolzens bewegt (Zustand Kompression<sub>Start</sub> - Abbildung 5-19 links). Der Zustand Kompression<sub>Start</sub> wird über den Ruhezustand des Zylinders (LSS vom Zylinder hat keine kinetische Energie) charakterisiert. Da der Dichtungsring des Flugkolbens sich rechts von der D-Nut befindet, bleibt der Druck im Arbeitsraum zunächst geringer als in der Umgebung. Flugkolben und Zylinder bewegen sich aufeinander zu, so dass sich zunächst Umgebungsdruck in der Arbeitskammer einstellt und dann die frisch eingelassene Luft komprimiert wird. (vgl. Untersequenz Druckausgleich, Seite 72). Der Druck steigt, bis kurz bevor der Flugkolben zum Stillstand kommt, an. Diese Sequenz Kompression mit den Zuständen Kompression<sub>Start</sub> bzw. Ende ist in Abbildung 5-19 zu sehen.

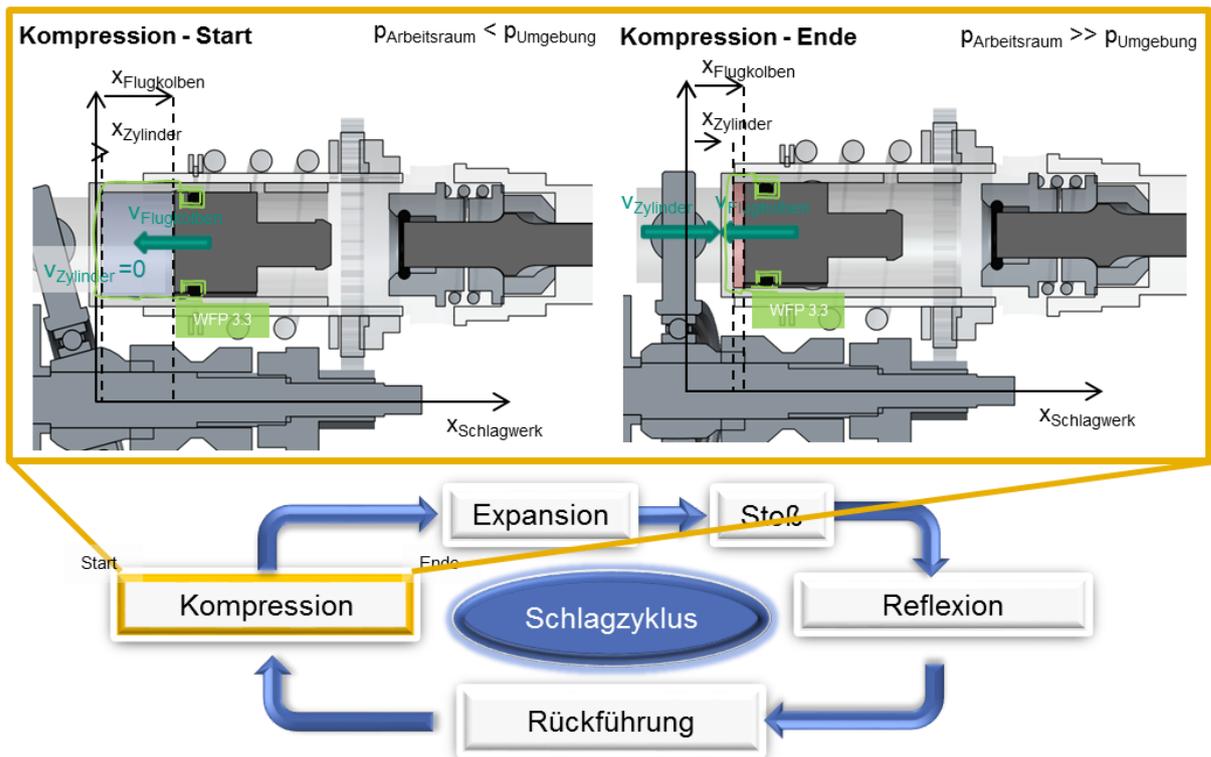


Abbildung 5-19: Sequenz Kompression mit den Zuständen Kompression<sub>Start</sub> und Kompression<sub>Ende</sub> (vgl. MELSA<sup>150</sup>)

An dieser Stelle schließt sich der Zyklus und die Sequenz der Expansion kann beginnen (vgl. Sequenz Expansion – Seite 70).

### Zusammenfassung:

Mit der genauen Analyse, die mit Hilfe des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes und des Sequenzmodells erfolgt ist, ist es gelungen, ein Verständnis der Zusammenhänge des komplizierten und dynamischen Schlagwerksystems aufzubauen. Das ist essentiell, um mit dem Wissen Simulationsmodelle entwickeln zu können.

Bei der Erstellung des Sequenzmodells wurden die Heuristiken nach THAU verwendet. Insbesondere wurde die Heuristik der Systemgrenze der Zeit als Hilfestellung genutzt, um den Modellaufbau zeitlich zu definieren bzw. zu begrenzen. Zudem wurde die Heuristik der Gestalt angewendet, um den Modellaufbau geometrisch zu definieren bzw. zu begrenzen.<sup>151</sup>

Als Beispiele für die Systemgrenze der Zeit sind die Sequenzen des Schlagzyklus zu nennen:

- Expansion des Volumen im Arbeitsraum, Seite 70

<sup>150</sup> Melsa 2016, S. 15

<sup>151</sup> Thau 2013, S. 102

- Reflexion der Stoßenergie im Flugkolben, Seite 74
- Rückführung des Flugkolbens über den Zylinder, Seite 77
- Kompression des Volumen im Arbeitsraum, Seite 79

Als Beispiele für die Systemgrenze der Gestalt sind besonders die Zustände *Stoß* und *Druckausgleich* zu nennen:

- Zustand Stoß, Abbildung 5-10, Seite 69
- Zustand Druckausgleich, Abbildung 5-14, Abbildung 5-15, Seite 73

Mithilfe des C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodells des Bohrhammerschlagwerks konnten die relevanten Sequenzen des Schlagzyklus beschrieben werden. Durch eine genaue Definition und Beschreibung der Zustände zu Beginn und zum Ende jeder Untersequenz des Schlagzyklus ist die Dynamik als Aneinanderreihung quasistatischer Zustände bekannt.

Es ist ein Modellverständnis über die einzelnen Funktionen und Zusammenhänge in dem komplizierten Schlagwerk entstanden. Messtechnische Untersuchungen können helfen diese Vorstellungen zu überprüfen und zu stützen. Mit dem C&C<sup>2</sup>-Ansatz wurde es möglich, passende Messgrößen zu identifizieren, um die messtechnische Untersuchungen durchzuführen. Ein wichtiges Ergebnis ist, dass der Druckverlauf in der Arbeitskammer die Bohrfunktion stark beeinflusst.

## 5.5 Nutzung des C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell – Messung der Kinematik eines Schlagwerks

In diesem Abschnitt wird gezeigt, wie das gerade beschriebene C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell als White-Box-Model (vgl. Kapitel 2.2, Seite 24) genutzt werden kann, um das Schlagwerksimulationsmodell aufbauen zu können. Das Modell beschreibt den Funktions-Zusammenhang der Schlagwerkbauteile während des Schlagzyklus. Die Bauteile und ihre funktionsrelevanten Gestaltausprägungen sind somit bekannt. Der Leistungsfluss ist durch das C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell qualitativ beschrieben, quantitativ jedoch nicht. Bevor ein konzentrisches Modell aufgestellt wird, wird an dem zu modellierende Objekt gemessen. Beim konzentrischen Modell soll die Einzelschlagenergie berechnet werden (Output). Um das Modell später verifizieren zu können, wird auch die Einzelschlagenergie gemessen. Im Folgenden werden Möglichkeiten vorgestellt, um Verifikationsgrößen (bspw. Einzelschlagenergie) durch Versuche zu messen.

Um die **Einzelschlagenergie des Bohrhammers** bestimmen zu können, wird eine Messmethode zur **Geschwindigkeitsbestimmung des Flugkolbens** gesucht. Diese könnte aus Wegverläufen (Differentiation von Wegverläufen über die Zeit) oder aus Beschleunigungsverläufen (Integration von Beschleunigungsverläufen über die Zeit) hergeleitet werden. Beide Messmethoden haben ihre Vorteile. Der Vorteil bei Messung

der Beschleunigung ist eine hohe Auflösung bei impulsartiger Anregung, wenn die Beschleunigungswerte sich markant ändern. Die Wegmessung könnte beispielsweise über ein Tracking von Wegpunkten eines Videos erfolgen, wenn die Position der Wegpunkte sich signifikant ändern. Nach MATTHIESEN u.a. könnte mit einer Filtermethode real gemessene Beschleunigungs- und Wegmessdaten genutzt werden, um die Geschwindigkeit von einem Power-Tool zu berechnen: „Die nicht direkt messbare Geschwindigkeit ist sowohl durch Integration der Beschleunigungsdaten als auch durch Differentiation der Wegmessungsdaten errechenbar.“<sup>152</sup> Die Beschleunigung kann am Flugkolben nur schwierig gemessen werden, da der Sensor direkt auf dem Flugkolben befestigt sein sollte und möglichst berührungslos die Signale aus dem Power-Tool senden müsste. Andere, beispielsweise induktive, Messprinzipien sind eher ungeeignet für diese Messaufgabe. Eine **Druckmessung** ist möglich, mit der dann die **Beschleunigung des Flugkolbens** bestimmt werden kann. Dazu ist die Herleitung für die Berechnung der Beschleunigung und Einzelschlagenergie wie folgt.

Der Druck ( $p(t)$ ) im Zylinder wird über die Kraft ( $F(t)$ ), die auf die Fläche des Flugkolbens ( $A_{\text{Flugkolben}}$ ) wirkt, berechnet. (vgl. Abbildung 5-20)

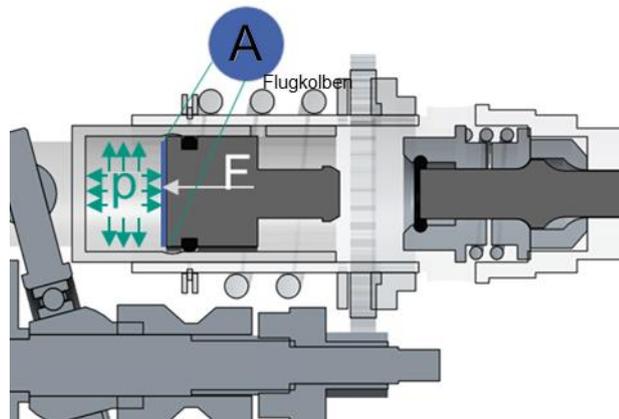


Abbildung 5-20: Druck ( $p(t)$ ) in der Arbeitskammer –  $F(t)$  die auf die Fläche des Flugkolbens ( $A_{\text{Flugkolben}}$ ) wirkt

Nach dem zweiten Newton'schen Axiom für reibungsfreie Systeme gilt:

$$p(t)_{\text{Arbeitsraum}} = \frac{F(t)_{\text{Flugkolben}}}{A_{\text{Flugkolben}}} \quad \text{Formel 11}$$

$$F(t)_{\text{Flugkolben}} = m_{\text{Flugkolben}} * a(t)_{\text{Flugkolben}} \quad \text{Formel 12}$$

<sup>152</sup> Matthiesen, Mangold, Schaefer 2012, S. 8

Mithilfe der Druckmessung und den gerade erwähnten Formeln kann die Beschleunigung des Flugkolbens berechnet werden. Wird diese über Zeit integriert ist die Geschwindigkeit des Flugkolbens bekannt. Mit Formel 8, Seite 20 kann somit die Einzelschlagenergie bestimmt werden.

$$E_s = \frac{1}{2} * m_{\text{Flugkolben}} * v_{\text{Flugkolben,vdS}}^2 * (1 - \epsilon^2) \quad \text{Formel 8}$$

MUNDARY nutzt bei Messungen des Druckverlaufs in der Druckkammer in Schlagwerken der 10 kg Bohrhammerklasse Drucksensoren.<sup>153</sup> Mit diesen Messungen und den eben erwähnten Formeln wird die Einzelschlagenergie berechnet.

### Versuch einer Druckmessung

Dieser Ansatz wird auf das Beispielsystem, den Makita DHR243RTJ Bohrhammer, zu übertragen. Der Bohrhammer wiegt mit Akku 3,4 kg deutlich weniger und hat insgesamt eine deutlich kompaktere Bauweise. Die Grundherausforderungen sind der sehr beschränkte Bauraum und die hohe Schlagfrequenz, bei der Kabel und Lötstelle am Sensor mitbewegt werden.

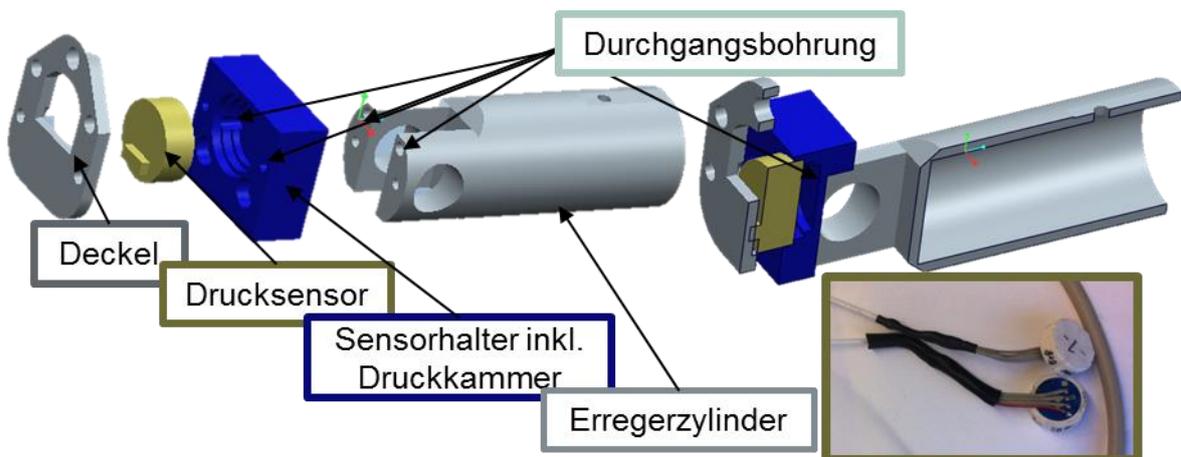


Abbildung 5-21: Konzept zur Druckmessung im Arbeitsraum des Schlagwerks

Das Konzept zur Druckmessung mit keramische Absolutdrucksensoren von B+B (DS-KE-D-A20B) ist in Abbildung 5-21 dargestellt. Rechts unten in Abbildung 5-21 sind die relativ kleinen Drucksensoren mit einem Durchmesser von 18 mm und einer Bauhöhe von ca. 7 mm dargestellt. Rechts oben in Abbildung 5-21 ist der Zusammenbau in der Schnittdarstellung zu sehen, links davon die Explosionsdarstellung. Um den Druck im Arbeitsbereich in den Sensorhalter zu leiten, wird ein Loch in den geschlossenen Bereich des Erregerzylinders gebohrt. An den Erregerzylinder wird ein Sensorhalter

<sup>153</sup> Mundry 2000, S. 457

geschraubt, in dem sich der Drucksensor positioniert. Ein Deckel drückt den Sensor an und entlastet die Messkabel. Konstruktionsbedingt wird das Arbeitsvolumen vergrößert. Beim Komprimieren ändert sich das Strömungsverhalten in der Arbeitskammer und der Bohrhammer arbeitet nicht mehr optimal. Nachdem die Messtechnik in Betrieb genommen wurde, hat sich herausgestellt, dass die Messergebnisse unbrauchbar und fehlerbehaftet sind. Durch das vergrößerte Arbeitsvolumen schlägt das Schlagwerk in einer anderen Frequenz. Versuche, das Arbeitsvolumen durch eingeklebte Zusatzvolumina zu reduzieren, bringen nicht den gewünschten Erfolg. Eine direkte Montage der Drucksensoren in den Zylinder ist nicht möglich, da der Flugkolben die Sensoroberfläche während des Bohrens zerstört.

Somit kann der Druck im Gerät nicht direkt gemessen werden.

### **Ansatz Kinematik des Schlagwerks über optisches Verfahren messen**

Es wird mithilfe des C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodells nach einer Möglichkeit gesucht, um **direkt die Kinematik des Schlagwerks zu messen**. Ziel ist es durch **optische** (oder auch anderen) **Messverfahren die Kinematik des Schlagwerks zu erfassen**, um somit die Geschwindigkeit des Flugkolbens und die Einzelschlagenergie zu berechnen.

Beispielsweise kann mithilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera markante Punkte auf den Schlagwerkkomponenten aufgenommen werden. Diese Punkte im Video können mit einer Trackingsoftware ausgewertet werden. Dadurch kann die Geschwindigkeit der Schlagwerkkomponenten Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen berechnet werden. Um dies realisieren zu können, müssen die Schlagwerkkomponenten während des Betriebs beobachtbar sein. Nun stellt sich die Frage, wie und ob der Bohrhammer Makita DHR243RTJ so manipuliert werden kann, dass die Schlagwerkkomponenten sichtbar sind, ohne die Funktion des Schlagwerks zu beeinträchtigen.

- Gibt es eine Möglichkeit ein *Sichtfenster* in das Außengehäuse und in das Schlagwerkgehäuse *einzubringen*, ohne die grundsätzliche Funktion Bohren zu beeinflussen?
- Welche Funktionen könnten durch diesen Eingriff während des gesamten Schlagzyklus gestört werden?

Um diese Fragen beantworten zu können, wird das Wirkflächenpaar zwischen Flugkolben und Zylinder näher betrachtet. Die Ist-Funktion dieses **Wirkflächenpaares** (WFP) wird während des Schlagzyklus im Sequenzmodell analysiert (vgl. Abschnitt 5.4.1, Seite 65).

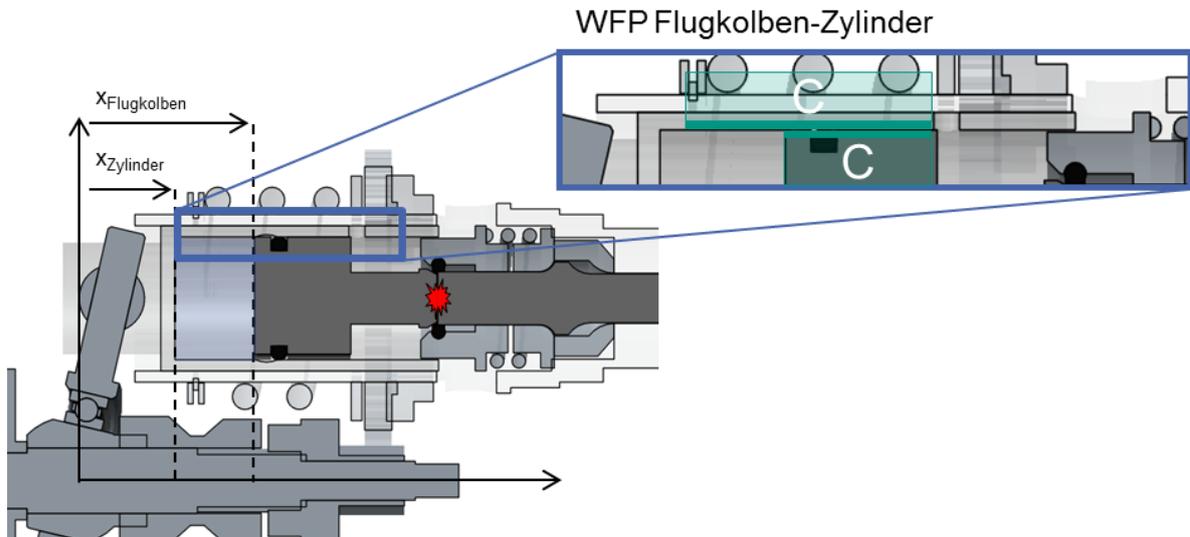


Abbildung 5-22: Zustand aus Sequenzmodell Stoßzyklus: Fokus WFP Flugkolben und Zylinder

Bei der Analyse sind die Funktionen *Führe den Kolben im Zylinder* und *Dichte den Arbeitsraum gegen die Umgebung ab* zu erfüllen. Für die erste Funktion ist unbekannt, welche Wirkkontakte über die gesamte Länge des Wirkflächenpaares an der Funktionserfüllung beteiligt sind. Bei der zweiten Funktion befindet sich der Wirkkontakt an der Kontaktfläche O-Ring-Zylinder und O-Ring-Kolben.

Die möglichen Beeinträchtigungen der Funktionen durch den Einbau eines Sichtfensters wird wie folgt beurteilt:

Legende der Beurteilung:

unkritisch (●); wenig kritisch (●); kritisch (●)

Funktion 1: Führe den Kolben im Zylinder

- Ein geschnittenes Rohr hat eine geringere Steifigkeit
- Ein Sichtfenster beeinträchtigt die Funktion abhängig von seiner Größe

Funktion 2: Dichte den Arbeitsraum gegen die Umgebung ab.

- Ein Schnitt über den Wirkkontakt O-Ring-Zylinder verhindert die Funktionserfüllung.
- Ein Schnitt im Zylinder, die zu keinem Zeitpunkt im Meißelprozess eine Dichtfläche wird, beeinträchtigt die Funktion nicht.

Die Funktionsbeeinträchtigungen erscheinen bei Funktion 1 wenig kritisch (●) zu sein, während bei Funktion 2 der erste Punkt als kritisch (●), der zweite als unkritisch (●) betrachtet werden kann. Um dies zu untersuchen wird in Abbildung 5-23 die

Stoßsequenz erneut untersucht, wobei dabei darauf geachtet wird, wo die Dichtfunktion während der Sequenz einen möglichen Wirkkontakt hat.

Zunächst wird beobachtet wo und bei welcher Sequenz (S1 Beschleunigung, S2 Stoß und S3 Rückholung) sich der Wirkkontakt an der Kontaktfläche O-Ring-Zylinder und O-Ring-Kolben ausprägt. Das Ergebnis ist in Form eines grünen Doppelpfeils dargestellt und in Abbildung 5-23 als möglicher Wirkkontakt identifiziert. Die Dichtfunktion wird dabei über die Leitstützstruktur (Teile des Zylinders, O-Ring und Teile des Flugkolbens) über die Wirkflächenpaare O-Ring-Zylinder und O-Ring-Kolben erfüllt. Rechts davon ist die Reststruktur des Zylinders, die entfernt werden könnte, mit einer blauen Linie markiert.

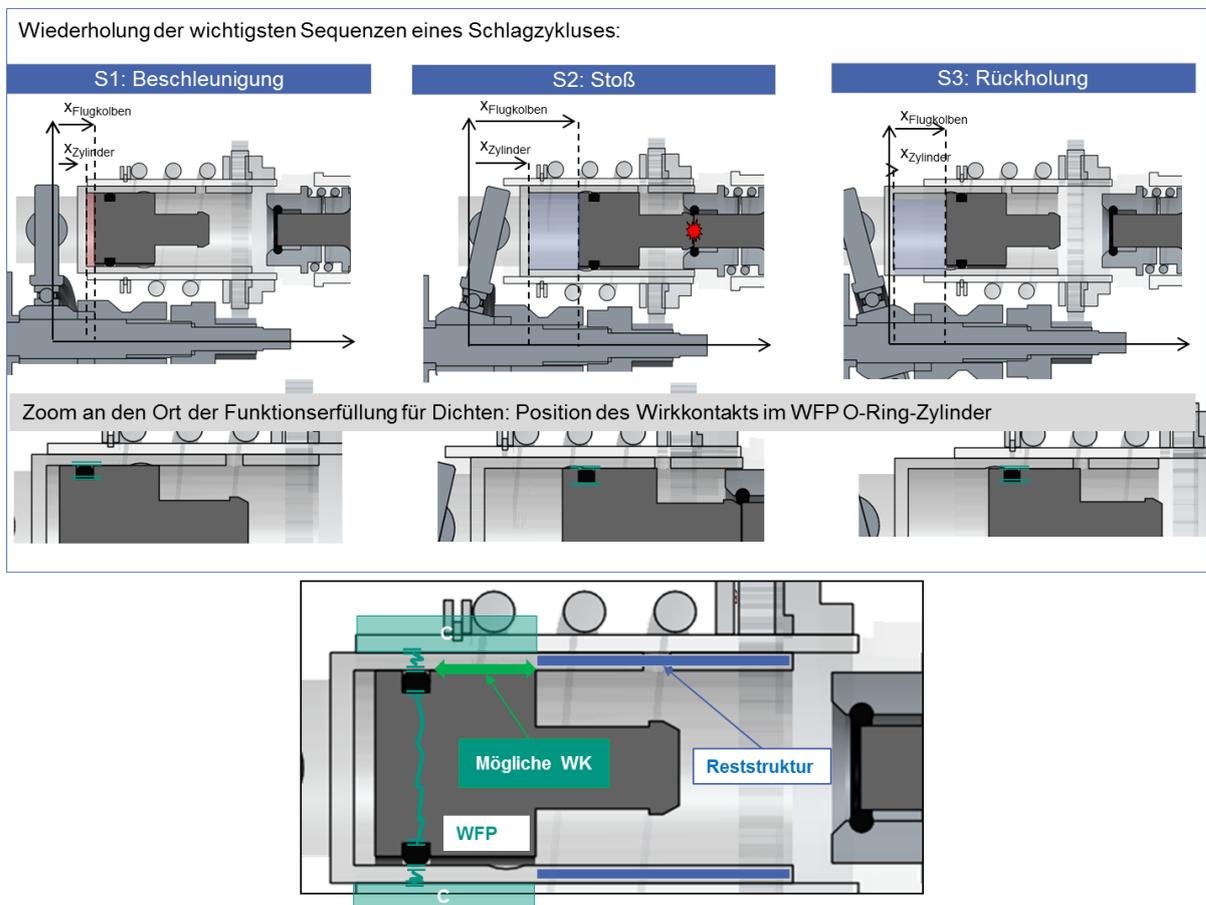


Abbildung 5-23: Betrachtung des kritischen WFP O-Ring-Zylinder

Mit dieser Analyse konnte der mögliche Wirkkontakt an der Kontaktfläche O-Ring-Zylinder und O-Ring-Kolben während der Sequenzen S1 bis S3 eindeutig identifiziert werden. Teile der Reststruktur (blaue Linie) am Zylinder können somit entfernt werden, ohne die Dichtfunktion zu beeinträchtigen. So ist das Einbringen eines Sichtfensters ohne Einschränkung der Dichtfunktion möglich. Im Folgenden wird überprüft, ob die Funktion 1: *Führe den Kolben im Zylinder* durch diesen Eingriff noch gewährleistet ist.

Zur Überprüfung wird erneut das Sequenzmodell hinzugezogen, wobei diesmal ein anderes Wirkflächenpaar, das WFP Zylinderinnenfläche und Kolbenaußenfläche betrachtet wird. Dies ist in Abbildung 5-24 dargestellt. Die Funktion *Führe den Kolben im Zylinder* findet dabei in allen Phasen des Stoßzyklus am gleichen Wirkflächenpaar statt. Dabei stützt sich der Zylinder über die Kolbenaußenfläche an der Zylinderinnenfläche ab, das WFP Zylinderinnenfläche und Kolbenaußenfläche bildet sich aus. Der Connector befindet sich an der Außenwand des Zylinders. Der Leistungsfluss führt vom Connector über das WFP Zylinderinnenfläche/ Connector über die LSS Zylinder und wird über das zweite WFP Zylinderinnenfläche/ Connector zum Connector hin geschlossen. Während des Schlagzyklus bewegt sich das WFP Zylinderinnenfläche/ Kolbenaußenfläche innerhalb der Innenfläche des Zylinders an unterschiedliche Positionen. Der mögliche Wirkkontakt ist mit einem grünen Doppelpfeil dargestellt. Das Ergebnis ist, dass sich eine Reststruktur (blauer Strich) ergibt, die mit einem Sichtfenster versehen werden kann.

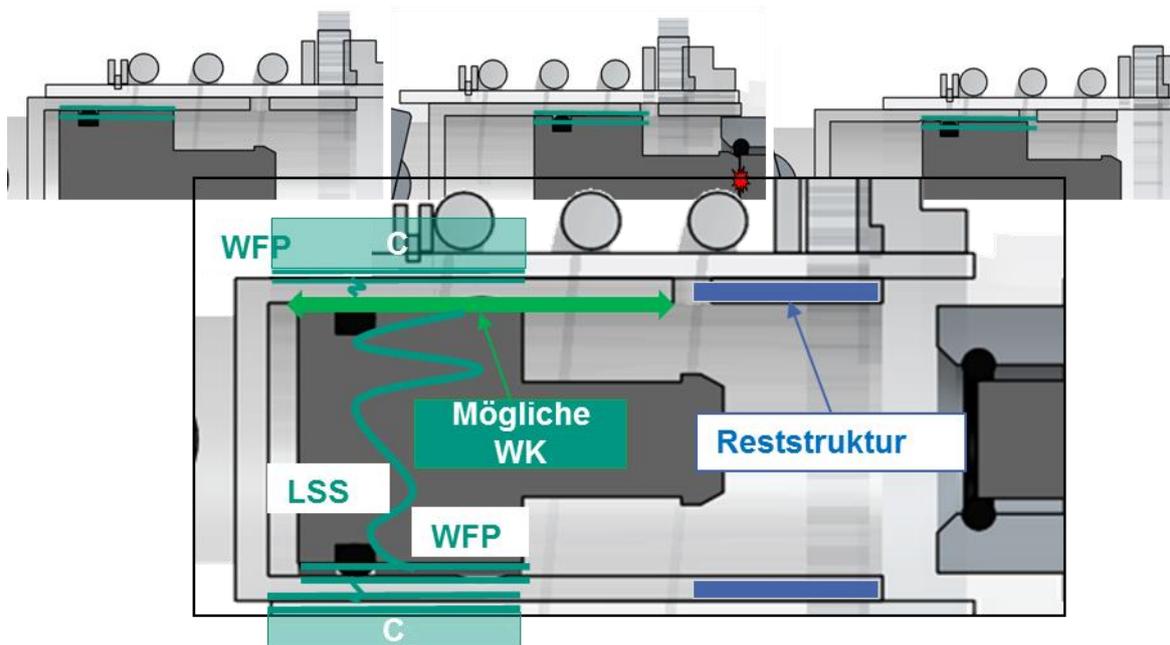


Abbildung 5-24: Betrachtung des kritischen WFP Zylinderinnenfläche und Kolbenaußenfläche

Aus dieser Analyse kann abgeschätzt werden, ob die Funktionsweise beeinträchtigt wird oder nicht. Da die beiden Reststrukturen eine Schnittmenge bilden, kann davon ausgegangen werden, dass die Funktionen in diesem Bereich immer erfüllt sind. Weder das WFP Kontaktfläche O-Ring-Zylinder/ O-Ring-Kolben noch das WFP Zylinderinnenfläche/ Kolbenaußenfläche sind davon betroffen. Somit kann die Kinematik mit einem Sichtfenster ins Schlagwerk, wie in Abbildung 5-25 dargestellt, beobachtet und gemessen werden.

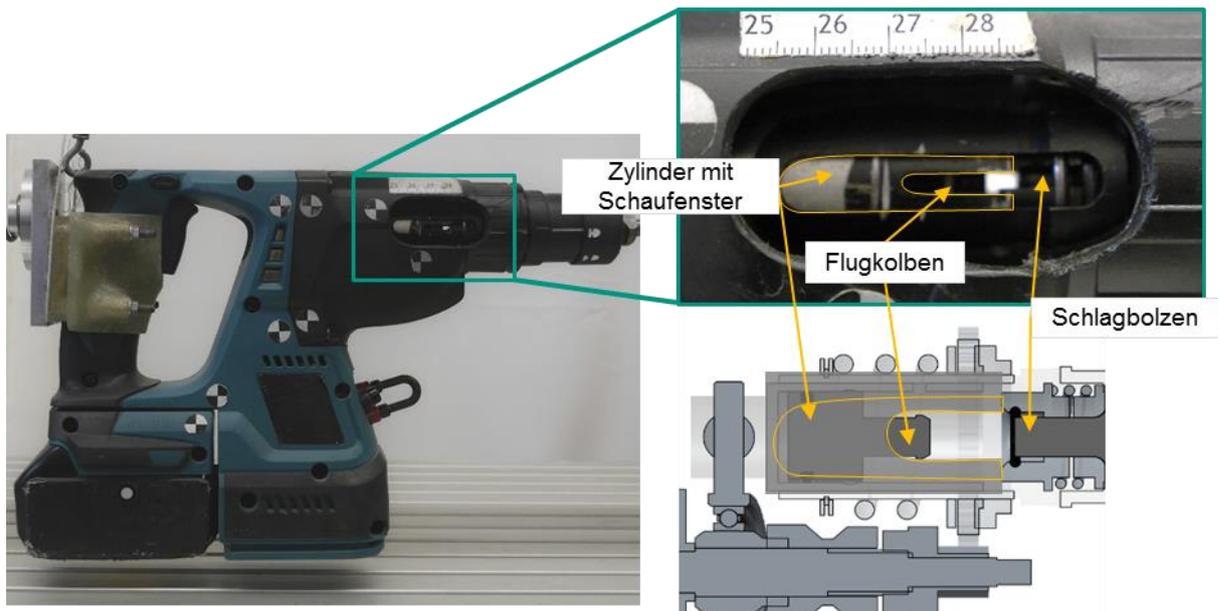


Abbildung 5-25: Umsetzung der Analyseergebnisse: Sichtfenster ins Schlagwerk möglich, ohne die Dichtfunktion des Flugkolbens im Erregerzylinder zu verändern.

Links ist der Bohrhammer dargestellt. Rechts oben ein Ausschnitt, bei dem das Bohrhammerkunststoffgehäuse, das Schlagwerkgehäuse und der Zylinder geschnitten sind. Unten rechts ist eine CAD-Grafik dargestellt, mit der die C&C<sup>2</sup>-Analyse planmäßig umgesetzt wird. Der Sichtspalt im Zylindergehäuse kann so erst virtuell und dann physisch umgesetzt werden. Auf dem Gerät und am Sichtfenster sowie an den Komponenten Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen werden kontrastreiche Trackingpunkte angebracht. Mit einer Hochgeschwindigkeitskamera wurde die Position des Schlagwerks während des Meißelbetriebs erfasst.

### Zwischenfazit

In Kapitel 5.4, Seite 64 ist die Erstellung eines C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell von einem Schlagwerk beschrieben. Darin werden die dynamischen Abläufe eines Schlagzyklus mithilfe von Sequenzen und quasistatischen Zuständen beschrieben. Mithilfe des C&C<sup>2</sup>-Ansatzes entsteht ein qualitatives White-Box Modell. Sehr hilfreich hat sich dabei die Analyse des Leistungsflusses während definierter Zustände – die als Gesamtmodell eine Sequenz bilden – erwiesen. Konkrete Gestalt-Funktions-Zusammenhänge können damit identifiziert werden, die in einem konzentrischen Modell als Parameter in einer Studie genutzt werden können. Beispielsweise konnte dadurch neben der **Kinematik des Schlagwerks** auch der **Druckverlauf** als **relevante Messgröße** identifiziert werden.

Mit einem C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell ist keine Schlagwerksimulation möglich. Dafür fehlt noch die physikalische Beschreibung über mathematische Zusammenhänge zum quantitativen Gestalt-Funktions-Zusammenhang.

Bei diesem Beispielsystem, dem Bohrhammer, ergaben Messungen, dass der Druck im Schlagwerk nicht ohne Beeinflussung direkt gemessen werden kann. Um die Kinematik des Schlagwerks messen zu können, ohne deren Funktion zu beeinträchtigen, ist ein Schaufenster im Getriebegehäuse notwendig. Durch die gezielte Funktionsanalyse jedes Bauteils im Schlagwerk, konnte eine Reststruktur identifiziert werden, die entfernt werden konnte. Die Funktion des Bohrhammers zeigte sich mit dem Sichtfenster unverändert und motivierte den nächsten Schritt, die Messung der Kinematik des Schlagwerks zu planen. Mit einer Hochgeschwindigkeitskamera ist es nun möglich die Positionen der Schlagwerkkomponenten Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen aufzuzeichnen. Dadurch könnte die Geschwindigkeit der Schlagwerkkomponenten berechnet werden. **Die Nutzung der C&C<sup>2</sup>-Sequenz hilft Reststrukturen zu identifizieren und den Wirkfluss in den Bauteilen auch zeitkontinuierlich zu visualisieren und zu beschreiben.**

## 5.6 Ergebnis der Identifikation von Systemparametern

Das erste Teilziel, **Identifikation des Einflusses der Andruckkraft auf ein Bohrhammerschlagwerk**, wurde mit den vorgestellten Methoden erreicht.

Folgende Erkenntnisse wurden erlangt (siehe Kapitel 5.3, Seite 63):

Der Akkubohrhammer Makita DHR243RTJ wird vom Anwender stark beeinflusst. Ein deutlicher Anwendereinfluss ist die **Andruckkraft**. Bei einer variierenden Andruckkraft von niedrig (40 N) über mittel (180 N) bis hoch (220 N), wird der Bohrhammer in seiner Dynamik beeinflusst.

Steigt die Andruckkraft **sinkt** die **Drehzahl**, als auch die **Schlagfrequenz**, während die benötigte **elektrische Leistung stark ansteigt**. Die Bohrgeschwindigkeit streut um etwa 4,8 mm/s ( $\pm 1$ ). Eine sinkende Tendenz der Bohrgeschwindigkeit kann den Messdaten (ab 220 N) dennoch entnommen werden. Vermutlich wird die reduzierte Bohrgeschwindigkeit durch die um ca. 23 % sinkende Motordrehzahl bei steigender Andruckkraft (40 N auf 220 N) beeinflusst. (vgl. Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7).

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass Hammerbohren ein komplizierter Vorgang ist. Um dem hier in der Arbeit im Fokus stehenden Schlagwerk näher zu kommen und die Kompliziertheit des Systems zu reduzieren, konzentriert sich der weitere Verlauf der Arbeit auf alleiniges Meißeln (ohne Drehbewegung). Außerdem sollen **streuende Einflüsse**, wie der **Beton vermieden** werden. Die Varianz, die im Einzelschlag vermutet wird, soll durch Messung des WFPs 4.4 (Schlagbolzenanschlag hinten und Fangbuchse) realisiert werden. Dazu wird ein Simulationsmodell aufgebaut und über Messungen verifiziert.

Aus diesen Anforderungen lässt sich folgender Aufbau ableiten:

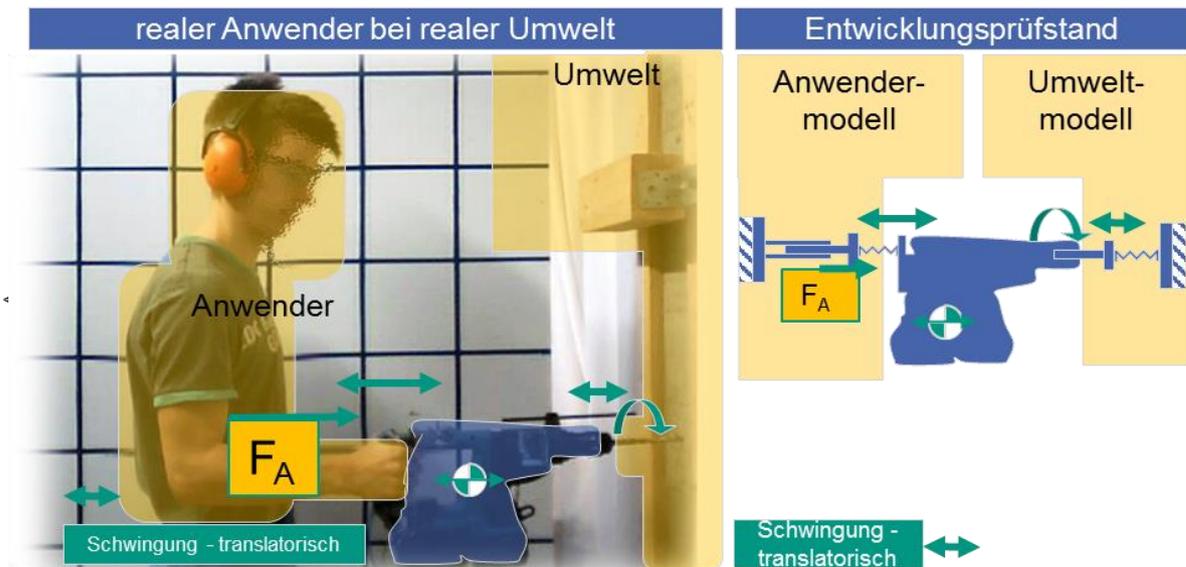


Abbildung 5-26: Links realer Anwender in realer Anwendung Abbildung nach TRÜNKLE<sup>154</sup> – rechts schematischer Aufbau eines Entwicklungsprüfstands

In Abbildung 5-26 ist auf der linken Seite ein realer Anwender dargestellt, der mit einer variablen Andruckkraft ( $F_A$ ) das Power-Tool an die Betonwand andrückt. Auf der rechten Seite von Abbildung 5-26 ist das Konzept eines Entwicklungsprüfstandes dargestellt. Der Bohrhammer kann dabei als ein Einmassenschwinger betrachtet werden, da dieser in erster Näherung zwischen Anwendermodell und Umweltmodell schwingt. Der Bohrer überträgt die Einzelschlagenergie stoßweise an die Umwelt und fördert über die Rotationsbewegung Betonmehl aus dem Bohrloch. Diese Anwendung wird auf den *Meißelbetrieb* reduziert. Dadurch werden streuende Störgrößen, wie inhomogener Beton, und unterschiedliche Herausforderungen, wie messen an rotierenden Teilen vermieden. Für die Verifikation des Simulationsmodells, ist dieser Aufbau ausreichend.

- Der Anwender soll mit seinem Haupteinfluss, der variierenden Andruckkraft (40 N bis 220 N), in einem Anwendermodell abgebildet werden. Die Steifigkeit seines Hand-Arm-Systems soll dabei erhalten bleiben, um die Messergebnisse nicht zu verfälschen.
- Um die Komplexität der Simulation zu reduzieren werden streuende Einflüsse nicht abgebildet. Nach VONNEMANN ist Beton von seiner Materialzusammensetzung so inhomogen, dass allgemein gültige Aussage über sein Verhalten erschwert werden. (<sup>155</sup> Vgl. 2.5.2 Seite 38). Deshalb

<sup>154</sup> Trünkle 2015

<sup>155</sup> Vonnemann 1977

wird statt streuungsbehaftetem Beton ein Untergrundmodell verwendet.  
Die Steifigkeit des Untergrunds soll dem Beton ähneln.

Das Umweltmodell wird deutlich steifer als das Anwendermodell auszuführen sein.

**Zwischenfazit zum ersten Forschungsschritte *Vorstudie*:**

Die Vorstudie erreicht das erste Teilziel: **Identifikation des Einflusses der Andruckkraft auf ein Bohrhammerschlagwerk**, indem Analysen am Prüfstand durchgeführt wurden. Zum anderen wird das dynamische Systemverständnis durch ein C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell aufgebaut.

Als variierende Parameter aus dem **Anwendermodell** ist die **Andruckkraft** notwendig. Um die **dynamischen Kräfte, die vom Anwender** auf den Bohrer wirken, zu kennen, müssen diese an der Schnittstelle gemessen werden. Für die Reaktionskräfte zwischen der Umwelt und dem Bohrer ist eine ähnliche Messvorrichtung notwendig. Diese sind zwingend notwendig, um eine Datenbasis zu generieren, mit der die Simulation verifiziert werden kann. Die Umsetzung dieser Erkenntnisse in ein Simulationsmodell, wird im folgenden Kapitel betrachtet.

## 6 Aufbau der Schlagwerksimulation und deren Verifikation



Abbildung 6-1: Forschungsdesign

In diesem Kapitel wird eine Simulationmethode entwickelt, bei der die Testergebnisse an einem Prüfstand mit Simulationsergebnissen verifiziert werden. Das Schlagwerk wird möglichst detailliert simuliert, wobei die Wechselwirkungen von Anwender und Umwelt auf das Schlagwerk berücksichtigt sind.

Die Identifikation der Wechselwirkungen auf den Bohrhammer sind das Ergebnis der Vorstudie (Kapitel 5). Die theoretischen und experimentellen Untersuchungen in Kapitel 5 zeigen, dass der Anwender- und Umwelteinfluss die Bohrleistung der Makita DHR243RTJ beeinflussen. Die identifizierten Wechselwirkungen von Anwender und Umwelt auf den Bohrhammer sind somit in der Simulation zu berücksichtigen. Das methodische Vorgehen zur Schlagwerkoptimierung ist in Abbildung 6-2 dargestellt.

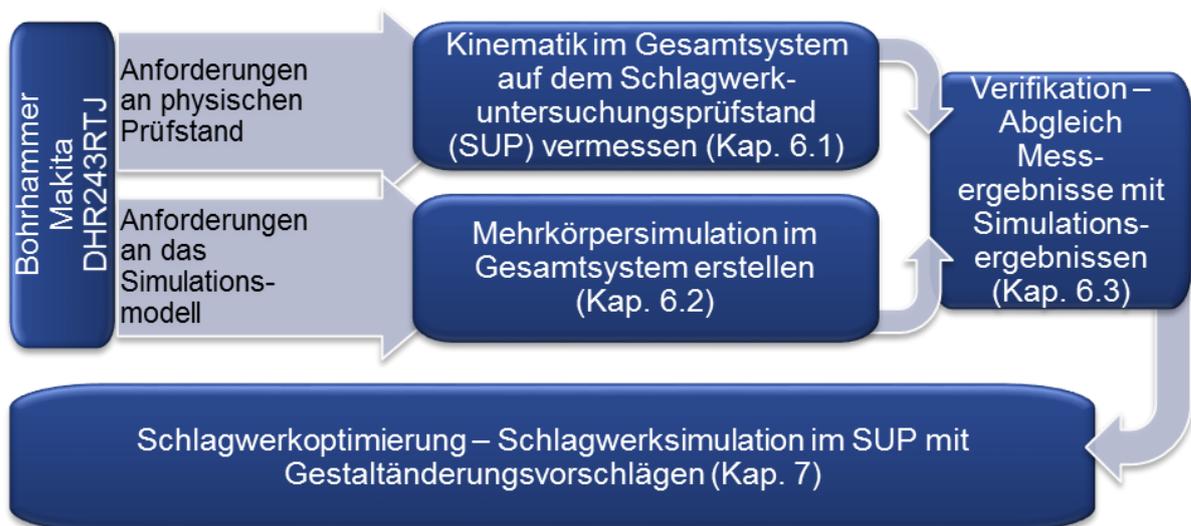


Abbildung 6-2: methodisches Vorgehen zur Schlagwerkoptimierung

Somit sind zunächst Anforderungen an den physischen Prüfstand zu definieren, die am **Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)** erfüllt werden. Umwelt und Anwendereinflüsse sind dabei modellhaft abzubilden. Dadurch wird die Kinematik im

Gesamtsystem vermessen. Parallel dazu wird ein Mehrkörpersimulationsmodell der Makita DHR243RTJ erstellt. An dieses Modell werden die gleichen Anforderungen wie an den Prüfstand gestellt. Durch Abbildung der gleichen Anforderungen, wird die Vergleichbarkeit der Ergebnisse gewährleistet. Die Messergebnisse vom SUP dienen der Verifikation der Rechenergebnisse des Simulationsmodells. Das verifizierte Simulationsmodell wird zur Schlagwerkoptimierung genutzt. Das bedeutet, dass Gestaltänderungsvorschläge in der Simulation umgesetzt werden und die Einzelschlagenergie mit dem bisherigen Schlagwerk verglichen wird.

## **6.1 Kinematik des Bohrhammerschlagwerks im Gesamtsystem auf dem Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) vermessen**

Im Folgenden werden die Anforderungen an den Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) beschrieben.

### **6.1.1 Anforderungen an den Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)**

Die Anforderungen an den **Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)** ergeben sich aus der Vorstudie - Kapitel 5, Seite 54. Die Zusammenfassung der Anforderungen konkretisiert Abbildung 5-26, Seite 90 und der schematische Teil wird in Abbildung 6-3 wiederholt dargestellt.

Der Bohrer Makita DHR243RTJ bewegt sich während der Nutzung translatorisch als ein Einmassenschwinger zwischen Anwender und der Umwelt (bzw. einer Betonwand). Beim Bohrhämmern ist Nachgiebigkeit beim Anwender und an der Betonwand zu beobachten. Die Nachgiebigkeit von Anwender und Umwelt ist als Schraubenfeder umgesetzt (Abbildung 6-3). Somit wird der Bohrer zwischen den Federn eingespannt. Die Federn, die die Elastizitäten von Anwender und Umwelt abbilden, sind über ihre Federsteifigkeit festgelegt. Die Andruckkraft wird über eine Schraube an der Griffseite des Bohrhammers eingestellt. Dazu spannt die Schraube die Feder vor und die Andruckkraft erhöht sich und ist somit einstellbar. An der Einspannung der Feder sind Kraftsensoren angebracht, die den Kraftverlauf während des Meißelns aufzeichnen. Der aus dem Schlag resultierende Kraftverlauf misst der Sensor (rechts in Abbildung 6-3 dargestellt). Die Reaktionskräfte werden über einen zweiten Kraftsensor, links in Abbildung 6-3, gemessen.

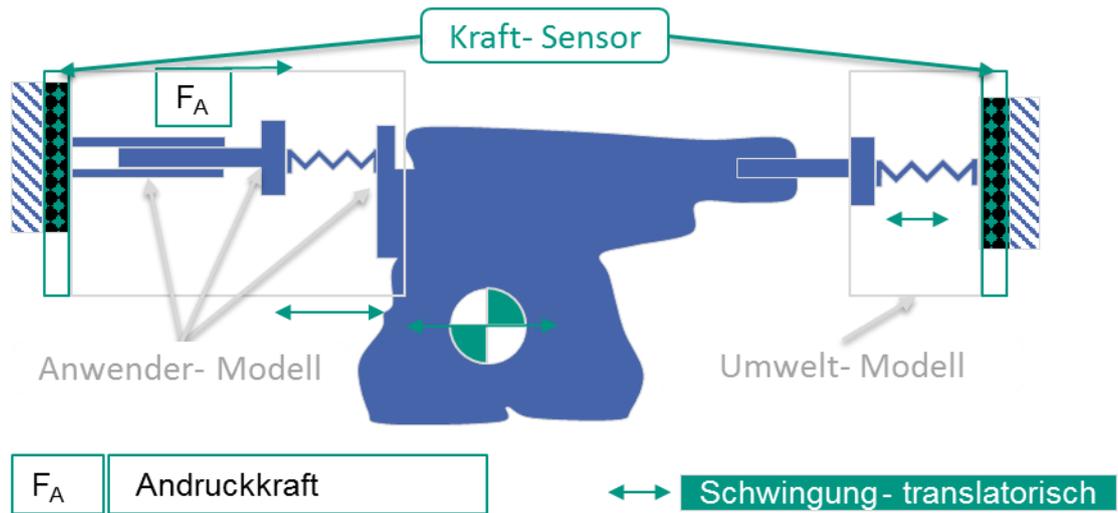


Abbildung 6-3: schematischer Aufbau eines Schlagwerkuntersuchungsprüfstands (SUP)

Dieser Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) ist als Foto in Abbildung 6-4 abgebildet. Der Bohrhammer (Makita DHR243RTJ) ist zwischen den Schraubenfedern (Anwender- bzw. Umweltmodell) eingespannt. Das Sichtfenster, für die Beobachtbarkeit der Schlagwerkkomponenten, ist im vorderen Bereich des Bohrhammers zu sehen. So kann die Kinematik der Schlagwerkkomponenten, ohne Einschränkung der Schlagfunktion, mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnet werden. Das Sichtfenster beeinflusst nicht die Funktions- und Leistungsfähigkeit der Makita DHR243RTJ, wie in Abschnitt 5.5, Seite 88 beschrieben.

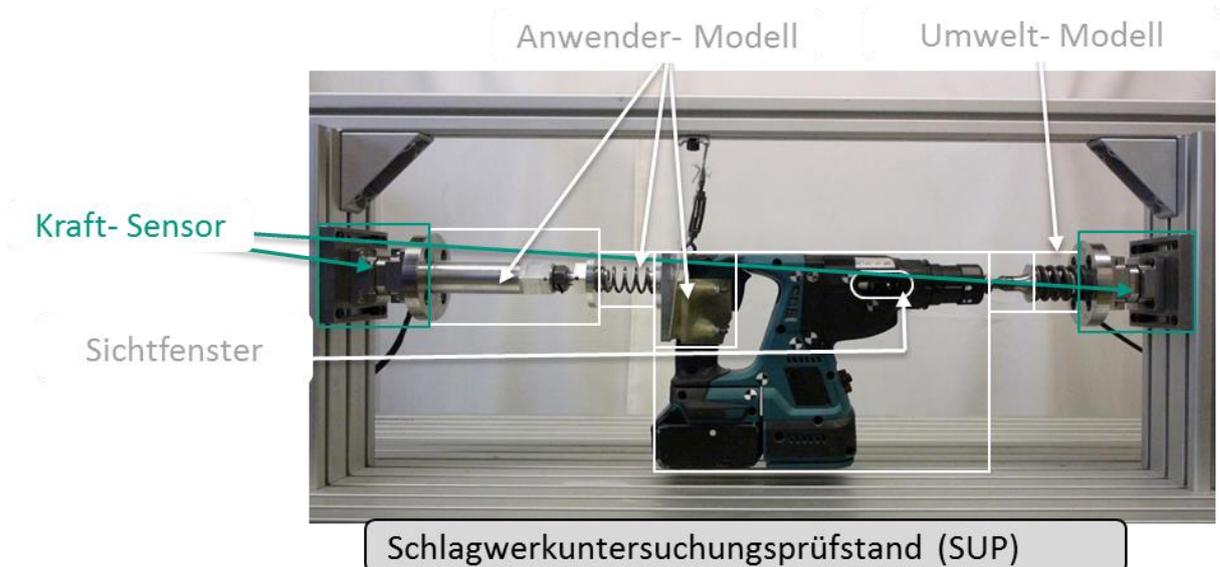


Abbildung 6-4: Aufbau am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)

Das folgende Kapitel zeigt, wie die Ersatzsteifigkeit des Anwender- bzw. Umweltmodells ermittelt wird.

### **6.1.2 Anwender- und Umweltmodell am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)**

Im Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) werden Schraubenfedern eingesetzt, um die Steifigkeit von Anwender und die Steifigkeit der Umwelt modelhaft abzubilden. In diesem Abschnitt werden die notwendigen Kennlinien der Schraubenfedern hergeleitet.

Im Kapitel 2 Grundlagen und Stand der Forschung, Seite 11 sind unter anderem Untersuchungen mit Schwerpunkt auf den Systemen Anwender und Umwelt beschrieben. Forschungsarbeiten im Themengebiet von Hand-Arm Systemen entwickeln parametrisierte Mehr-Massen-Schwingungsmodelle, wie beispielsweise in DIN 45677 beschrieben (Seite 35), weiter. Die Ersatzsteifigkeit des Anwendermodells soll charakteristisch der Steifigkeit des DIN 45677 Hand-Arm-Modells entsprechen. Da dieses aus drei Federn, Dämpfern und Massen besteht, soll die Komplexität reduziert werden, indem die Steifigkeit der drei Federn in eine Ersatzsteifigkeit reduziert wird. Dämpfungseigenschaften und Masseparameter werden in dieser Untersuchung vernachlässigt. Die Ersatzsteifigkeit, die aus dem DIN 45677 Hand-Armmodell berechnet wird, wird als Schraubenfeder im Anwendermodell genutzt.

Solche Ersatzmodelle konnten für die Umwelt nicht gefunden werden. Es ist bekannt, dass, insbesondere Holz und Beton inhomogene Werkstoffe sind und deshalb durch stark streuende Messergebnisse eine aussagekräftige Versuchsauswertung erschweren. Aus diesem Grund nutzt beispielsweise die EPTA Richtlinie<sup>156</sup> einen mit Messtechnik ausgestatteten Metallstab, der auf Beton schlägt (vgl. Abbildung 2-21 Seite 44). In dieser hier vorliegenden Arbeit wird die Steifigkeit des Betons abgebildet.

Das Vorgehen zur Bestimmung der Ersatzsteifigkeit vom Anwender bzw. Umweltmodell wird im Folgenden beschrieben.

#### **Ermittlung der Ersatzsteifigkeit des Anwendermodells**

Mehrmassenschwinger lassen sich in ihrer Eigenschwingform auf einen Einmassenschwinger reduzieren. Der Dreimassenschwinger des DIN 45677 Hand-Armmodells wird zunächst in Simulink<sup>®</sup> implementiert. Anschließend wird ein Einmassenersatzmodell erstellt, welches so parametrisiert wird, dass die Schwingung der Ersatzmasse der Schwingung der Masse  $m_1$  vom DIN 45677 Hand-Armmodell entspricht. Das Vorgehen der Reduktion des DIN 45677 Hand-Armmodells ist in Abbildung 6-5 dargestellt.

---

<sup>156</sup> Procedure 05/2009 "Measurement of the single impact energy of rotary hammers breakers"

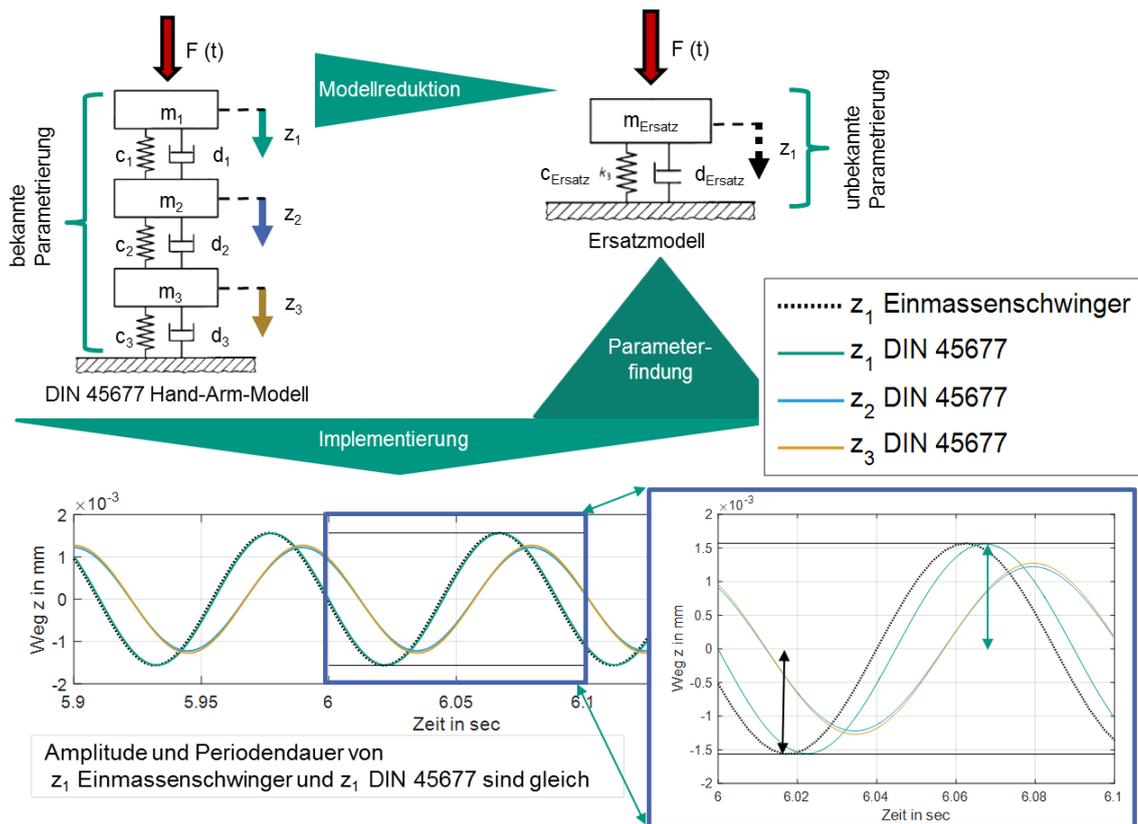


Abbildung 6-5: Reduktion des DIN 45677 Hand-Arm-Modell auf ein Ersatzmodell (vgl. Melsa<sup>157</sup> )

Oben links in Abbildung 6-5 ist das DIN 45677 Hand-Arm-Modell dargestellt. In Simulink® wird der Mehrmassenschwinger modelliert und mit den Angaben der DIN 475677 parametrisiert. (vgl. Tabelle 2, Seite 35). Eine sinusförmigen Kraft  $F(t) = 20 \text{ N} * \sin(70\text{Hz} * t)$  regt das Simulationmodell an. Diese sind in Abbildung 6-5 als Sinusschwingungen dargestellt. Die Schwingung der ersten Masse ( $z_1$ ) ist in grün, der zweiten Masse ( $z_2$ ) in blau und der dritten Masse ( $z_3$ ) in orange dargestellt. Die Schwingung der zweiten Masse ( $z_2$ ) überlagert die Schwingung der dritten Masse ( $z_3$ ).

Oben rechts in Abbildung 6-5 ist ein Einmassenschwinger dargestellt, der als Vereinfachung das DIN 45677 Hand-Arm-Modell ersetzt. Dieses Modell wird mit der gleichen sinusförmigen Kraft wie das DIN 45677 Hand-Arm-Simulationsmodell angeregt. Die Parameter ( $m_{\text{Ersatz}}$ ,  $c_{\text{Ersatz}}$  und  $d_{\text{Ersatz}}$ ) des Ersatzmodells sind zunächst beliebig gewählt, um eine Wegänderung der Masse beobachten zu können ( $z_1$ ). Nach der Implementierung können die Weg-Zeit Verläufe der Massen des DIN 45677 Hand-Arm-Simulationsmodell ( $z_1$ ,  $z_2$ ,  $z_3$ ) mit dem Weg-Zeit Verlauf der Ersatzmasse ( $z_1$ ) verglichen werden. Die Parameter ( $m_{\text{Ersatz}}$ ,  $c_{\text{Ersatz}}$  und  $d_{\text{Ersatz}}$ ) des Ersatzmodells werden solange optimiert bis die Amplitude und die Frequenz von der Wegänderung ( $z_1$ - grün)

<sup>157</sup> Melsa 2016, S. 27

der Masse ( $m_1$ ) der Wegänderung ( $z_1$ - schwarz) der Ersatzmasse ( $m_{\text{Ersatz}}$ ) entspricht. Als Ergebnis des Einmassenschwingers wird die Ersatzmasse ( $m_{\text{Ersatz}}$ ) mit 50 g, die Ersatzdämpfung ( $d_{\text{Ersatz}}$ ) mit 5 Ns/m und die **Ersatzsteifigkeit** ( $C_{\text{Ersatz}}$ ) mit **13 kN/m** bestimmt. Der Vergleich der Weg-Zeit Verläufe mit dem beschriebenen Parametersatz ist in Abbildung 6-5 dargestellt. Der schwarze Weg-Zeit-Verlauf der ersten Masse des Ersatzmodells hat die gleiche Auslenkung (Amplitude) wie die erste Masse des DIN 45677 Hand-Arm-Simulationsmodells (grüne Linie). Somit bildet das Ersatzmodell das charakteristische Schwingungsverhalten des DIN 45677 Hand-Arm-Simulationsmodells ab.

### **Ermittlung der Ersatzsteifigkeit des Umweltmodells**

Das Umweltmodell sollte deutlich steifer sein. Im Stand der Forschung zum Thema Umwelt (Kapitel 2.5.2, Seite 38) sind keine Umweltmodelle oder Ersatzsteifigkeiten beschrieben. Aus den Untersuchungen nach VONNEMANN<sup>158</sup> ist bekannt, dass Beton ein inhomogener Werkstoff ist, d.h. dass das E-Modul lokal variieren kann. Um dennoch eine einfache Ersatzsteifigkeit ermitteln zu können, wird die Nachgiebigkeit von Meißel und Beton im Gesamtsystem Anwender, Power-Tool und Umwelt gemessen.

Bei diesen Untersuchungen wird armerter Beton in Form von Randsteinen verwendet. Nach DIN EN 206-1 bzw. DIN 1045-1 hat der verwendete Beton eine charakteristische Druckfestigkeit von 8,1 N/mm<sup>2</sup> ( $D_{\text{Randsteinbeton}}$ ) (vgl. 2.5.2, Seite 38). Ein Makita Meißel, 400 x 24 mm (Länge x Breite), mit einer SDS-Plus Aufnahme, schlägt im Durchschnitt 3 mm tiefe Löcher pro Schlag in den Beton. Dieser Vorgang wird mit der Hochgeschwindigkeitskamera gemessen. Um dieses Verhalten annähernd abbilden zu können, werden Schraubenfedern mit unterschiedlichen Ersatzsteifigkeiten im Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) eingebaut und variiert. Bei einer Ersatzsteifigkeit von  $130 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$  bewegt sich der Ersatzmeißel 3 mm und ist mit der Bohrleistung am Beispiel der Makita Anwendung vergleichbar. Diese Ersatzsteifigkeit von  $130 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$  des Umweltmodells ist somit 10 fach steifer als das Anwendermodell.

#### **6.1.3 Experiment zur Bestimmung der Schlagwerkparameter**

In diesem Abschnitt wird die experimentelle Versuchsdurchführung beschrieben. Am **Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)** (Abbildung 6-4) werden bei unterschiedlichen Andruckkräften, zusätzlich zur Kinematik am Schlagwerk, die Reaktionskräfte am Anwender- und Umweltmodell gemessen. Im Kapitel *Vermessung*

---

<sup>158</sup> Vonnemann 1977, S. 44–54

der *Schlagwerkkinematik bei variablen Andruckkräften am SUP Seite 100* werden die Ergebnisse vergleichend gegenübergestellt und interpretiert.

Zunächst wird der **Referenzfall** untersucht, bei dem ein **Anwender mit 40 N meißelt**. Bei diesem Versuch wird die Kinematik des Schlagwerks mit einer Hochgeschwindigkeitskamera gemessen. Die Kräfte von Anwender bzw. Untergrund können bei diesem Versuch nicht erfasst werden.

#### **Referenzfall: Anwender meißelt mit 40 N auf Beton**

Die Ergebnisse, die in den folgenden Kapiteln vorgestellt werden, sind mit einer Hochgeschwindigkeitskamera und einer Bilddatenanalysesoftware erarbeitet. Die Kamera ist mit den folgenden Einstellungsgrößen genutzt worden:

- Bildauflösung: 1024 auf 320 Pixel
- Abtastrate: 40.000 frames per seconds (fps)<sup>159</sup>

Diese Einstellung ist geeignet, da der Schlagvorgang mit 508 Bildern aufgezeichnet wird, wie folgende Abschätzung zeigt:

Die Makita DHR243RTJ schlägt nach Herstellerangaben bei Leerlaufdrehzahl mit 78,3 Hz. Das bedeutet, dass alle 12,7 ms ein Schlag zwischen Werkzeug und Untergrund stattfindet. Diese Angabe soll nicht mit der typischen Laufzeit eines Stoßes, beispielsweise in einem Werkzeug, verwechselt werden. Nach Messungen der EPTA Richtlinie dauert ein Stoß innerhalb eines Metallstabs (Werkzeug) 0,23 ms.<sup>160</sup>

Mit der Abtastrate der Hochgeschwindigkeitskamera wird ein

- Schlagvorgang mit 508 Bilder
- und ein Stoß mit 9,2 Bilder

aufgelöst. Somit ist die Auflösung geeignet, um den Schlagvorgang im Bohrhammerschlagwerk zu messen.

Soll das Schlagwerk, als auch der Meißel, gleichzeitig gefilmt werden, wird die Auflösung genutzt, um den ganzen Aufbau zu filmen (siehe Abbildung 6-6). Wird der Bereich um das Schlagwerk vergrößert, verpixelt das Bild so stark, dass ein Verfolgen der Punkte mit einer Software nicht fehlerfrei möglich ist (Vergrößerter Bildbereich in Abbildung 6-6). Daher wird zusätzlich nur der Bereich des Sichtfensters für die

---

<sup>159</sup> Bilder pro Sekunde

<sup>160</sup> Procedure 05/2009 "Measurement of the single impact energy of rotary hammers breakers", S. 20–25

Software-Auswertung gefilmt. Aus den Videos, der Highspeed-Aufnahme, können folgende Erkenntnisse erlangt werden:

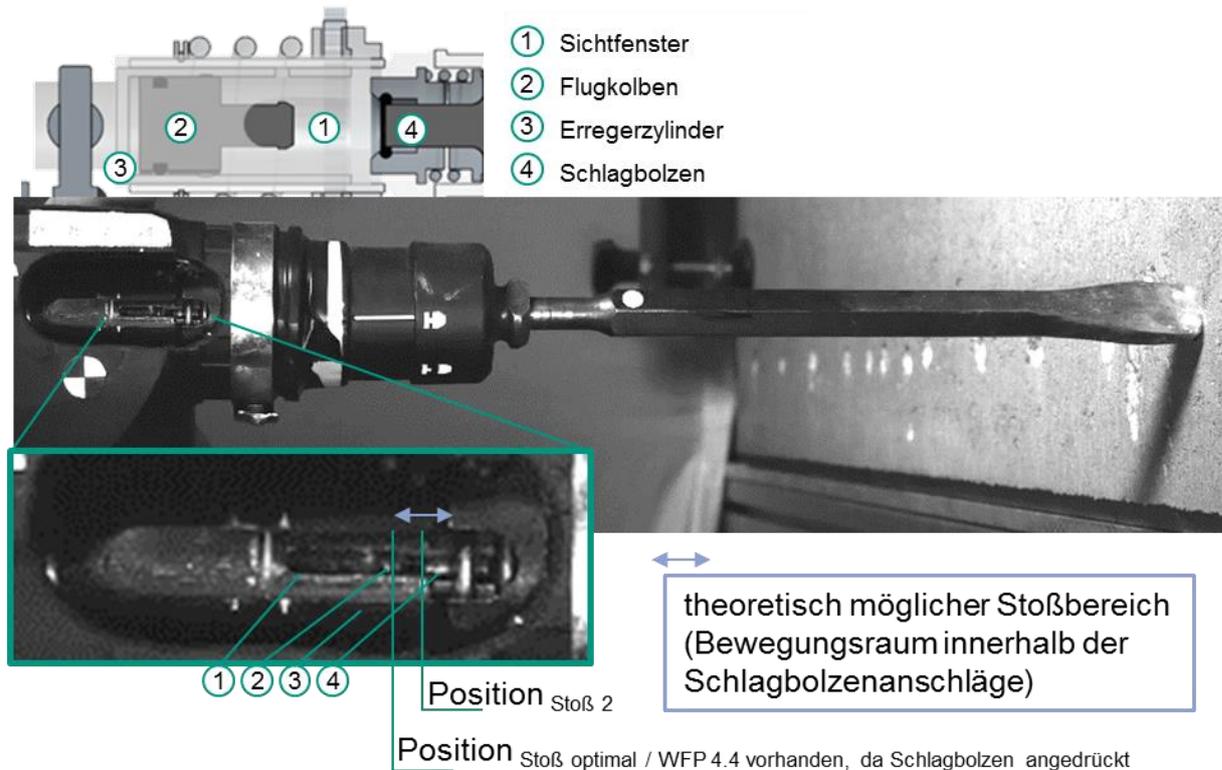


Abbildung 6-6: Position des Schlagbolzen während des Stoßvorgangs durch den Anwender geführt – Einzelbild aus einer Highspeedaufnahme bei einer Auflösung von 1024x384 Pixel bei 40.000 fps

Beim Meißeln mit niedriger Andruckkraft (ca. 40 N) ist zu erkennen, dass das Werkzeug nicht dauerhaft den Beton berührt. Das SDS-Plus Wechselfutter hat aufgrund der Toleranzen Spiel in der Führung. In den Highspeed-Aufnahmen ist zu sehen, dass der Meißel zum Schwingen angeregt wird und somit nicht immer die optimale Stoßposition erreicht. Im vergrößerten Bildbereich von Abbildung 6-6 ist die optimale Stoßposition eingezeichnet, die nach der Analyse des Stoßvorgangs auf Seite 70 bei geschlossenem Kraftfluss, also im angespressten Zustand, erreicht ist. In Abbildung 6-6 ist mit einem blauen Doppelpfeil der Bewegungsraum innerhalb der Schlagbolzenanschläge dargestellt. Dies ist der theoretisch mögliche Stoßbereich, in dem ein Schlag zwischen Flugkolben und Schlagbolzen stattfinden kann. In diesem Bildausschnitt ist die Stoßposition 2 eingezeichnet, die von der optimalen Stoßposition abweicht. Das führt dazu, dass es bei bestimmten Umständen zu Doppelpreller kommt, wie in der Highspeedaufnahme zu sehen ist. Bei einem Doppelpreller berühren sich die Stoßpartner (hier Flugkolben ③ und Schlagbolzen ④) nicht nur einmal, sondern zweimal direkt hintereinander. Der Schlagbolzen ④ prellt zwischen dem Flugkolben ③ und dem Einsteckende des Werkzeugs hin und her (vgl. Abbildung 6-17).

Bei den Versuchen **Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)** werden die gleichen Einstellungen der Hochgeschwindigkeitskamera verwendet. Es wird nicht mehr der vordere Bereich des Schlagwerks und das Werkzeug gefilmt, sondern das Fenster im Schlagwerk. Dadurch steht die volle Auflösung der Kamera zur Verfügung, um die Verfolgungspunkte auf Erregerzylinder, Flugkolben und Schlagbolzen zu tracken.

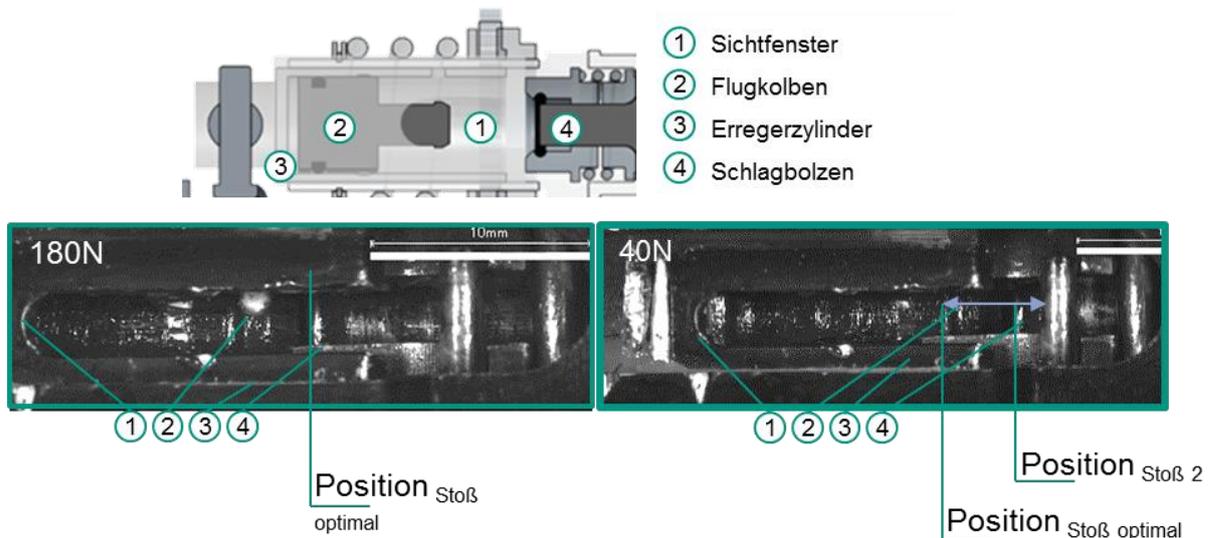


Abbildung 6-7: Position des Schlagbolzen während des Stoßvorgangs am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand, links bei einer Andruckkraft von 180 N, rechts bei einer Andruckkraft von 40 N  
– Einzelbild aus Highspeed-Aufnahmen, bei einer Auflösung von 1024x384 Pixel, bei 40.000 fps

Bei den Versuchen am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) mit mittlerer und hoher Andruckkraft (180 N und 220 N) befindet sich der Schlagbolzen immer in der optimalen Position d.h. am Anschlag. (Siehe exemplarisch Abbildung 6-7, links).

Bei den Versuchen mit niedriger Andruckkraft (40 N) ist das nicht der Fall, wie in Abbildung 6-7, rechts dargestellt ist. Dies führt zu dem Phänomen der Doppelpreller. Dadurch, dass die Stoßposition variiert, trifft der Flugkolben den Schlagbolzen an unterschiedlichen Positionen und mit variierender Geschwindigkeit. Da nicht sichergestellt wird, dass das Werkzeug und der Schlagbolzen sich immer an der gleichen Stelle berühren, ist auch kein gleichbleibender Stoßvorgang zu erwarten.

### Vermessung der Schlagwerkkinematik bei variablen Andruckkräften am SUP

Am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) (vgl. Abbildung 6-4, Seite 94) werden Versuchsreihen

- bei einer Andruckkraft von 40 N
- bei einer Andruckkraft von 180 N
- bei einer Andruckkraft von 220 N

durchgeführt. Damit wird neben der Schlagwerkkinematik bei konstanter Andruckkraft die Reaktionskräfte vom Anwender- und Umweltmodell gemessen.

Mit der Analysesoftware <sup>161</sup> Photron FASTCAM Analysis (PFA) wird die Schlagwerkkinematik vermessen. Dazu werden Punkte auf dem Gehäuse des Schlagwerks (dunkelgrün), des Zylinders (rot), des Flugkolbens (blau) und des Schlagbolzens (mintgrün) verfolgt. Ein Bildschirmfoto<sup>162</sup> der Software ist in Abbildung 6-8 dargestellt. Auf der linken Seite werden die Trackingpunkte in jedem Frame in der jeweiligen Farbe eingezeichnet; somit wird die lineare Bewegung über die Zeit erfasst. Im rechten Teil von Abbildung 6-8 sind die Positions- und Zeitverläufe von Schlagbolzen (mintgrün), Zylinder (rot) und Flugkolben (blau) geplottet.

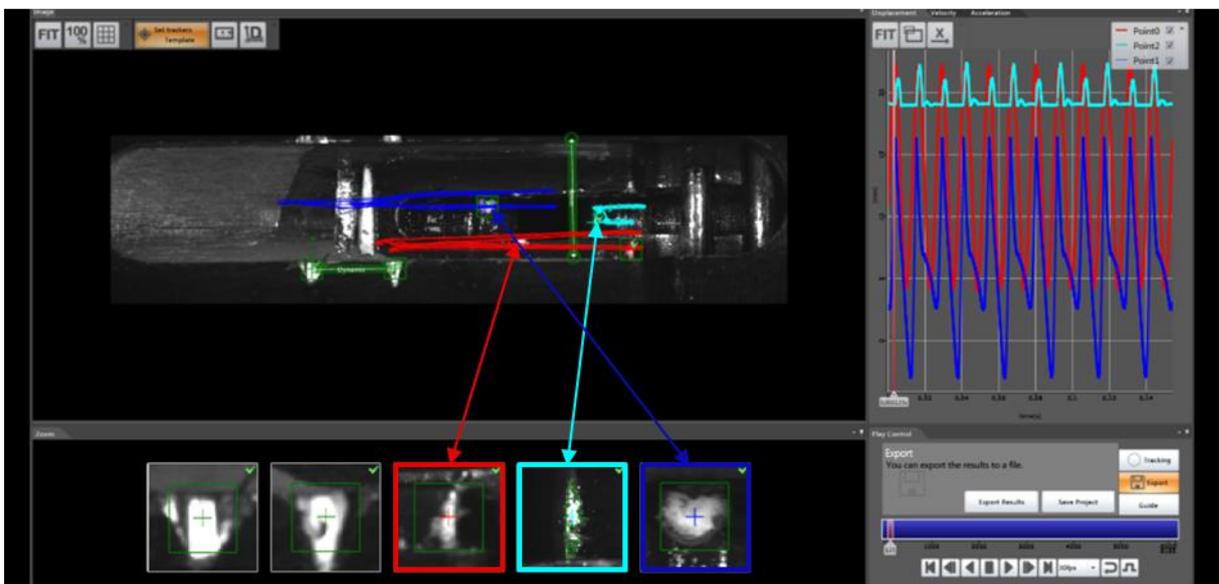


Abbildung 6-8: Screenshot Trackingsoftware Photron FASTCAM Analysis (PFA), links Videosequenz, rechts Trackingpunkte Schlagbolzen (mintgrün), Zylinder (rot) und Flugkolben (blau)

Diese Positionsdaten werden exportiert und auf ein lokales Koordinatensystem (Drehpunkt des Taumellagers vgl. Abschnitt 5.4.1, Seite 65 und Abbildung 6-9) umgerechnet. Bezogen auf dieses Koordinatensystem sind somit die Wege der Schlagwerkkomponenten ohne die überlagerte Schwingung des Gesamt-Power-Tools bekannt. Die Versuche mit der Hochgeschwindigkeitskamera werden je dreimal wiederholt, so dass im Folgenden jeweils **drei Wiederholungen eines Versuchs (bei 40 N, 180 N und 220 N Andruckkraft)** dargestellt sind.

<sup>161</sup> Engl.: Trackingsoftware

<sup>162</sup> Engl. Screenshot

In Abbildung 6-9 wird zum besseren Verständnis der Aufbau der Makita DHR243RTJ wiederholt aus Abbildung 5-9 dargestellt und eingefärbt. Der vollständige Schlagzyklus ist als C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell in Kapitel 5.4.1., Seite 65 beschrieben. In den einzelnen Sequenzen sind in den jeweiligen Anfangs -und Endzuständen das Koordinatensystem und die Längsbewegung der Schlagwerkkomponenten dargestellt. In Abbildung 6-9 ist das lokale Koordinatensystem (Drehpunkt des Taumellagers) orangefarben gekennzeichnet. Von dort aus wird die Längsbewegung der Schlagwerkkomponenten ( $x_{\text{Schlagwerk}}$ ) gemessen. Entsprechend ergeben sich für Schlagbolzen (grün), Flugkolben (orange/ braun) und Zylinder (blau) zeitabhängige Positionen, die von dem Koordinatensystem aus gemessen werden (Tackingsoftware Photron FASTCAM Analysis (PFA)).

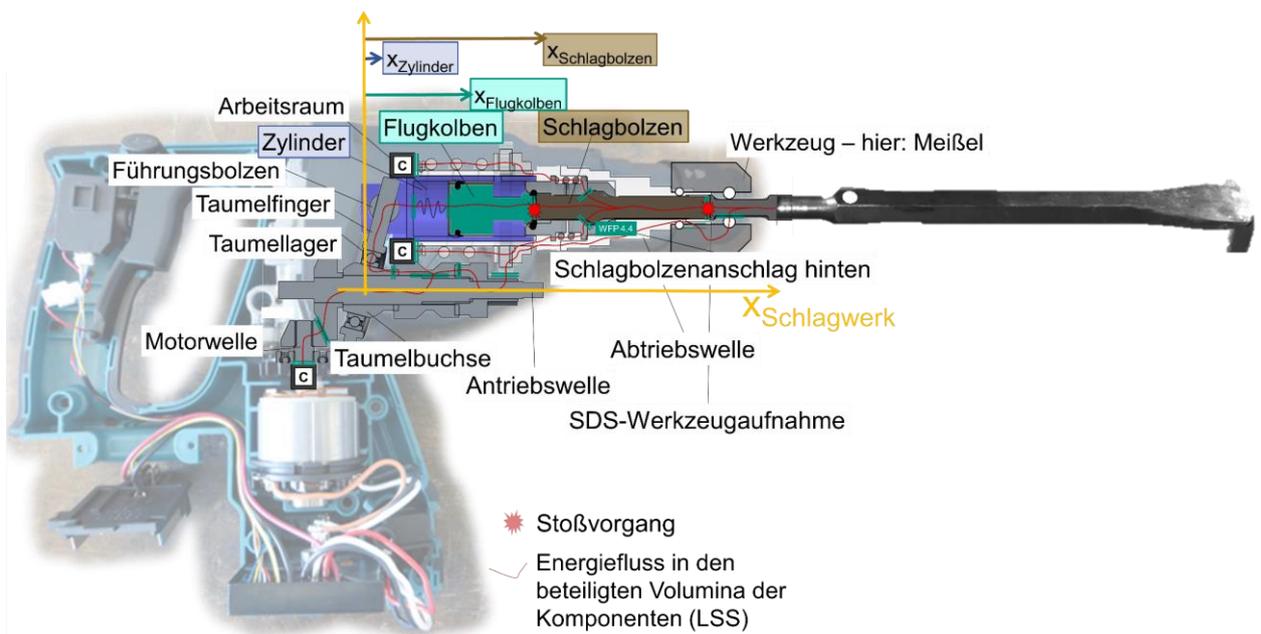


Abbildung 6-9 aus Abbildung 5-9: Einfärbung der Schlagwerkkomponenten wie bei Aufzeichnung der Position von Schlagbolzen (grün), Flugkolben (orange/ braun) und Zylinder (blau) mit der Tackingsoftware Photron FASTCAM Analysis (PFA)

In Abbildung 6-10 ist die Kinematik des Schlagwerks bei einer Andruckkraft von 40 N abgebildet. Es wurden Messungen wiederholt durchgeführt, die mit eins bis drei nummeriert sind. In Blautönen ist die sinusförmige Bewegung des Erregerzylinders dargestellt. Diese ist bei allen drei Messungen nahezu identisch. Bei 19 mm befindet sich der Zylinder in der Minimalposition. Der Taumelfinger neigt sich um 15° in negative X- Richtung. Der Abstand 19 mm ist somit der Offset des Zylinderkoordinatensystems zum Gerätekoordinatensystem. Der errechnete Hub beträgt aufgrund der Zwangsbewegung des Taumellagers 17,5 mm (vgl. 6.1.6, Seite 113). In Grüntönen ist die Bewegung des Flugkolbens eingezeichnet. Die Koordinatenverschiebung beträgt beim Flugkolben 35 mm. Der Schlagbolzen bewegt sich von der Minimalposition (35 mm) bis zur Maximalposition (61 mm) 26 mm. Der Stoßkontakt zwischen

Flugkolben und Schlagbolzen findet an der Maximalposition des Flugkolbens statt. Dieser befindet sich nicht in der Initialposition (bei 65 mm). Diese Beobachtung ist in Abbildung 6-6 auf Seite 100 dargestellt und ist auch in den Messdaten sichtbar. Die Position des Schlagbolzens stellt sich aufgrund der auf ihn wirkenden Kräfte ein. Diese Position ist bei den Messungen relativ stabil, sodass eine hohe Reproduzierbarkeit des Stoßes beobachtet werden konnte. Die Schlagfrequenz liegt zwischen 96,2 Hz und 99 Hz. Die vollständige Bewegung des Schlagbolzens konnte nicht *getrackt* werden, da ab 70 mm ein Teil einer Schraubenfeder den Schlagbolzen verdeckt. Somit sind in dem ersten Diagramm von Abbildung 6-10 die Wegverläufe vom Schlagbolzen nicht vollständig dargestellt. Dennoch kann ein Phänomen beobachtet werden: Es kommt bei einer Andruckkraft von 40 N zu stochastisch verteilten Doppelprellern. Diese sind besonders gut in den gelb eingerahmten Bildausschnitten oberhalb des Weg-Zeitdiagramms in Abbildung 6-10 und in den Detailansichten Abbildung 6-11 und Abbildung 6-12 dargestellt.

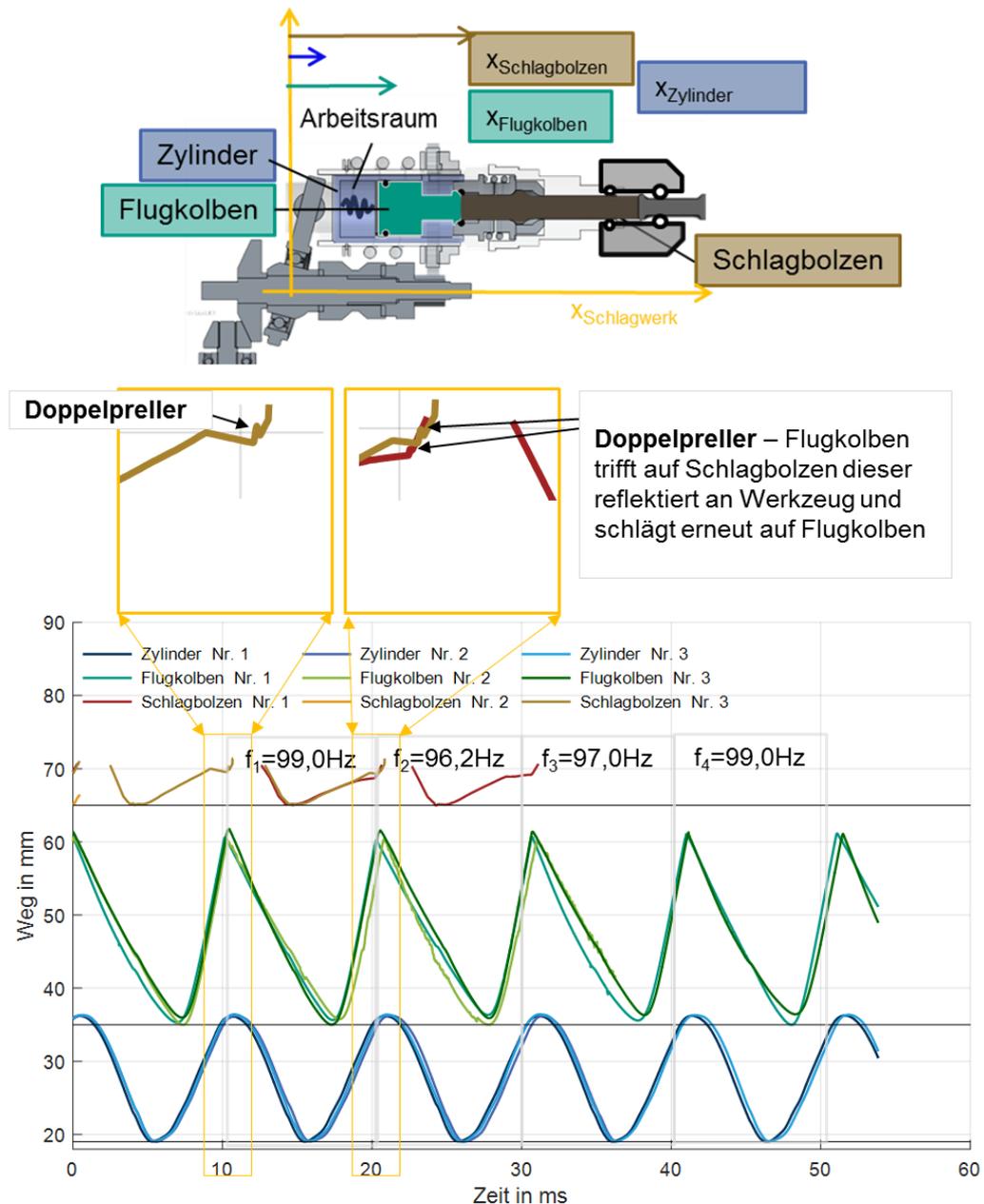


Abbildung 6-10: Wege der Schlagwerkkomponenten bei einer Druckkraft von 40 N, 3 Wiederholungen

Bei einem Doppelpreller trifft der Flugkolben auf den Schlagbolzen ①, dieser reflektiert am Werkzeug ② und schlägt erneut auf Flugkolben ③, um dabei wieder die Flugrichtung zu ändern. Dieser Vorgang findet innerhalb weniger als 0,2 ms statt. Der sequenzielle Stoßvorgang der Doppelpreller ist in Abbildung 6-17, Seite 109 in Abschnitt *Phänomen 1: Doppelpreller* detailliert visualisiert.

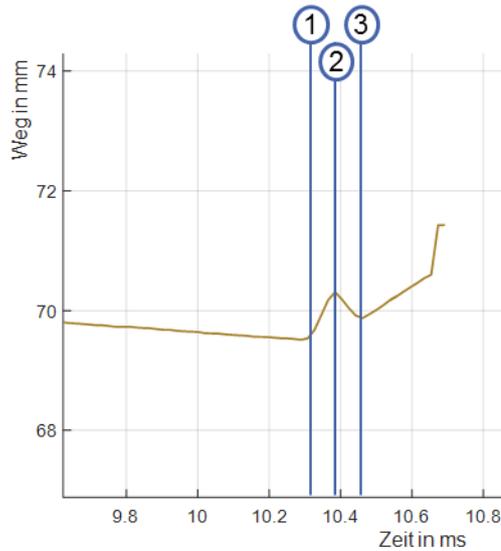


Abbildung 6-11: 1. Detail Doppelpreller bei 1 Stoß bei etwa 10,3 ms

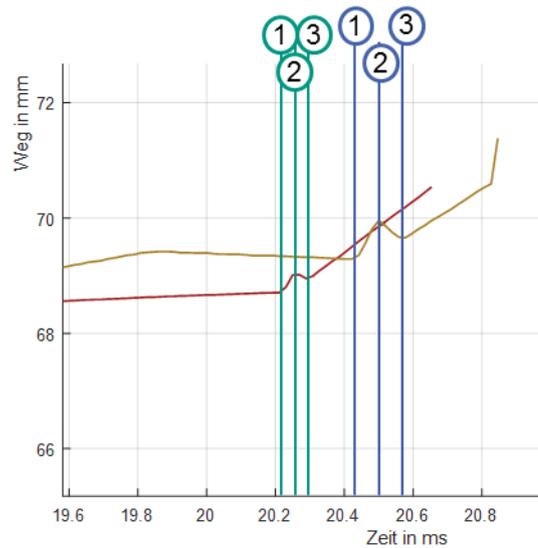


Abbildung 6-12: 2. Detail Doppelpreller bei etwa 20,2 ms bzw. 20,4 ms

In Abbildung 6-13 ist der Wegverlauf der Schlagwerkkomponenten bei einer Andruckkraft von 180 N dargestellt. Das Schlagwerk verhält sich bei einer Andruckkraft von 180 N anders als bei 40 N, da andere Wegverläufe von Flugkolben und Schlagbolzen beobachtet werden (vgl. Abbildung 6-13 (Andruckkraft 180 N) mit Abbildung 6-10 (Andruckkraft 40 N) ). In Abbildung 6-13 zeigen die schwarzen, horizontalen Linien die Initialpositionen der einzelnen Schlagwerkkomponenten und repräsentieren die relative Koordinatenverschiebung zum Gerätekoordinatensystem (19 mm, 35 mm bzw. 65 mm). Besonders auffallend ist die alternierende Flugkolbenbewegung, bei der der Flugkolben jedes zweite Mal die Initialposition bei 35 mm erreicht. Bei langsamen Phasen ( $f_2$  und  $f_4$ ) bewegt sich der Flugkolben von Position 55 mm auf Position 35 mm, bei schnellen Phasen ( $f_1$  und  $f_3$ ) von Position 55 mm auf ~40 mm. Die Stoßfrequenz alterniert zwischen schnellen 117 Hz bis 118 Hz (grau) und langsamen 89 Hz (gelb). Nach den schnellen Phasen ist die kinetische Energie des Flugkolbens höher, da nach dem Stoß der Schlagbolzen eine größere Auslenkung von 8 mm ausführt. Nach den langsamen Phasen ist die Auslenkung nur bei 7 mm. Der Schlagbolzen schwingt sich spätestens nach 7 Millisekunden ein und wird aufgrund der Andruckkraft am vorderen Schlagbolzenanschlag gehalten (Das WFP 4.4 ist vorhanden, vgl. Abbildung 5-10, Seite 69). Der Stoß findet somit immer an der gleichen Stelle statt, was dazu führt, dass der Auslenkungsbereich des Flugkolbens auf etwa 19,5 mm, zwischen 35 mm und 54,5 mm, beschränkt ist. Der Zylinder bewegt sich weiterhin in sinusförmig mit gleicher Amplitude und Frequenz. In den langsamen Phasen (gelb) sind zwei Auslenkungsvorgänge des Schlagbolzens zu beobachten: Die erste Auslenkung wird durch den Stoßvorgang initiiert. Die zweite Auslenkung entsteht aufgrund der hohen Reflexionsenergie des Schlagbolzens. Diese

zweite Auslenkung ist bei einer Erhöhung der Andruckkraft auf 220 N weniger stark ausgeprägt.

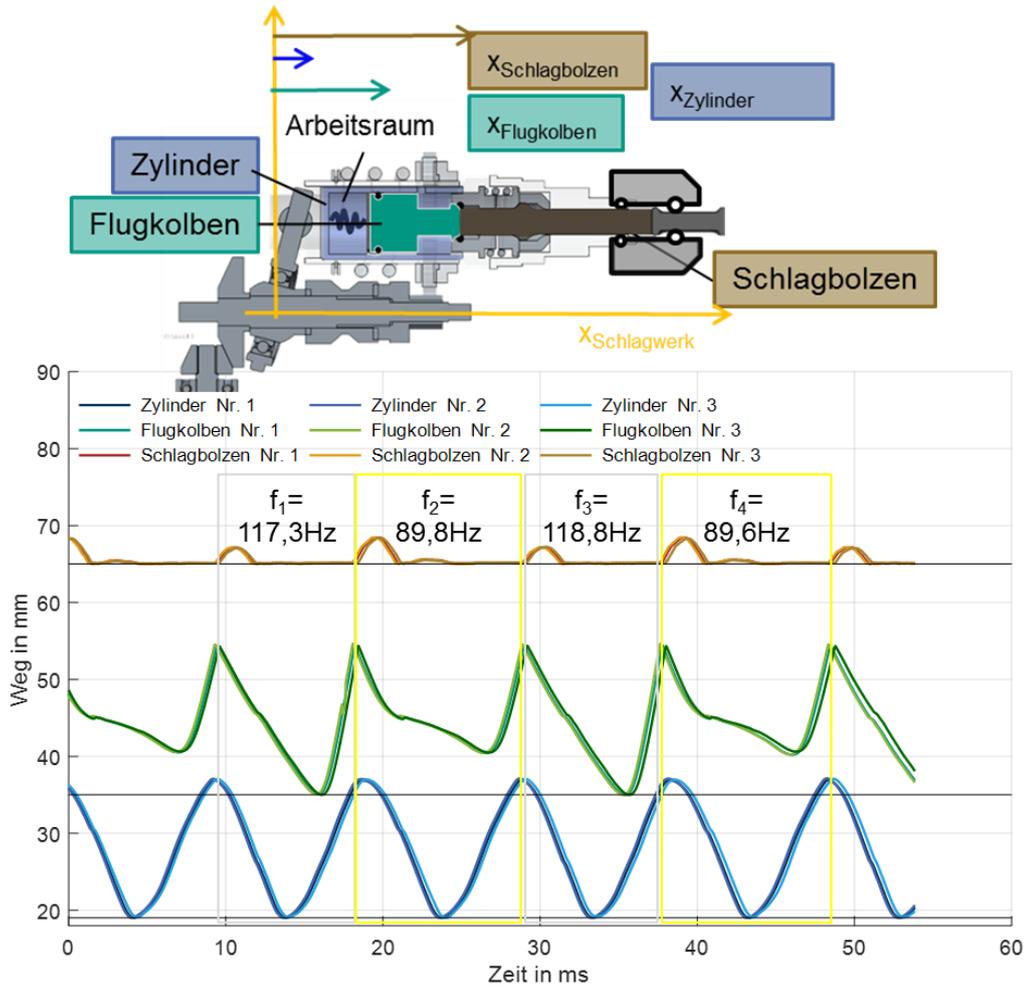


Abbildung 6-13: Wege der Schlagwerkkomponenten bei einer Andruckkraft von 180 N, 3 Wiederholungen

Die Kinematik des Schlagwerks bei einer Andruckkraft von 220 N ist in Abbildung 6-14 dargestellt. Auffällig ist die alternierende Schlagfrequenz zwischen schnell ( $f_1$  und  $f_3$ )  $\sim 113$  Hz und langsam ( $f_2$  und  $f_3$ )  $\sim 93$  Hz. Ähnlich wie bei den Versuchen mit einer Andruckkraft von 180 N, bewegt sich der Flugkolben in schnellen Phasen näher zum Zylinder ( $\sim 35$  mm) hin und in langsamen Phasen weniger nah ( $\sim 40$  mm). In den langsamen Phasen bewegt sich der Schlagbolzen weiter nach vorne als in den schnellen Phasen.

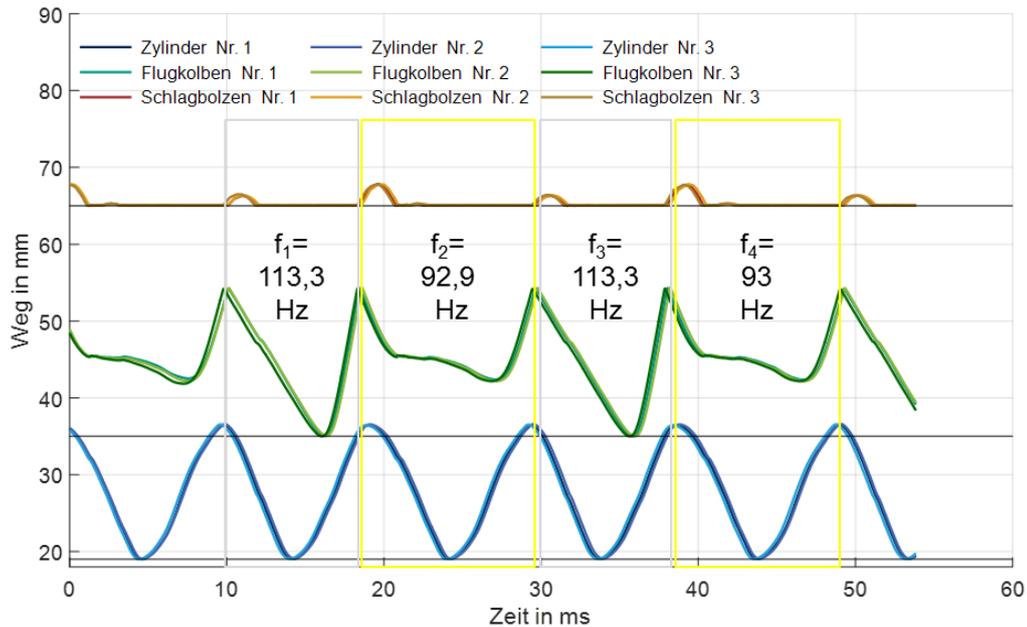


Abbildung 6-14 Wege der Schlagwerkkomponenten bei einer Andruckkraft von 220 N  
3 Wiederholungen

Zusammenfassend können folgende Aussagen getroffen werden:

- Es wurden drei Versuchsvarianten durchgeführt, bei denen die Andruckkraft (40 N, 180 N und 220 N) variiert wurde. Die Varianten wurden jeweils dreimal wiederholt. Werden die drei wiederholenden Messungen als Weg/Zeitverläufe überlagernd visualisiert, sind kaum Abweichungen in der Position der Schlagwerkkomponenten zu beobachten (Abbildung 6-10, Abbildung 6-13 und Abbildung 6-14).
- Bei 40 N Andruckkraft findet der Stoß nicht in der optimalen Position des Schlagbolzens statt. Der Stoß findet bei einer Flugkolbenposition von etwa 61 mm statt. Das ist 7 mm nach der optimalen Stoßposition von 54 mm. In den Hochgeschwindigkeitsvideos ist das Phänomen der Doppelpreller zu erkennen. In den Detailansichten des Weg-Zeitdiagramms vom Schlagbolzen in Abbildung 6-11 und Abbildung 6-12 ist der Verlauf des Doppelprellers sichtbar (Phänomen 1).
- Bei höheren Andruckkräften von 180 N und 220 N ist die Schlagabstimmung gestört. Es kommt zu stark und schwach alternierenden Stößen, bei langsamer und schneller Schlagfrequenz. (Abbildung 6-13 und Abbildung 6-14) (Phänomen 2).

Die Dynamik der Stoßvorgänge zeigt sich besonders im Wegverlauf des Flugkolbens (grün). Unter der Annahme, dass während des Stoßkontakts sich der Schlagbolzen (rot) nicht bewegt, hat die Stoßtheorie von Newton Gültigkeit. Nach DRESIG u.a. wird die Stoßzahl  $k$ , der Stoßtheorie von Newton, bei einem senkrechten Aufprall einer Masse auf eine feste Unterlage über die Formel 13 berechnet. Diese wird über den Betrag des Verhältnisses der Geschwindigkeit nach dem Stoß zu der vor dem Stoß berechnet. Alternativ kann die Wurzel aus dem Quotienten aus Höhe nach dem Stoß

zur Höhe vor dem Stoß gezogen werden. Dieses Verhältnis ist bei einem ideal plastischen Stoß  $k=0$ , bei einem ideal elastischen Stoß  $k=1$ . Nach DRESIG kann bei der Materialpaarung (Stahl/ Stahl) die Stoßzahl von  $k= 0,2$  bis  $0,8$  variieren.<sup>163</sup>

$$k = \left| \frac{v_{\text{nach dem Stoß}}}{v_{\text{vor dem Stoß}}} \right| = \sqrt{\frac{h_{\text{nach dem Stoß}}}{h_{\text{vor dem Stoß}}}} < 1 \quad \text{Formel 13}$$

In Tabelle 9 sind die Stoßzahlen für die in Abbildung 6-14 dargestellten Wege des Flugkolbens berechnet. Bei den wenig alternierenden Stößen, bei der Andruckkraft von 40 N, ergibt sich eine Stoßzahl von etwa 0,75. Bei den langsamen Stößen, bei den Andruckkräften 180 N und 220 N, ist ein  $k$  von 0,8, bei den schnellen von 0,86 bis 0,88. Diese Werte liegen etwas über den in DRESIG u.a. angegebenen Stoßzahlwerte. Nach SCHRÖDER u.a. hängt die Stoßzahl von der Materialbeschaffenheit, der Form und in gewissem Maße von der Geschwindigkeit der stoßenden Körper ab.<sup>164</sup>

Tabelle 9: Übersicht der variierenden Stoßzahlen bei verschiedenen Andruckkräften

	Andruckkraft 40 N		Andruckkraft 180 N		Andruckkraft 220 N	
Stoß- vorgang	I	II	I	II	I	II
Stoßzahl $k$	0,75	0,76	0,80	0,86	0,80	0,88

#### 6.1.4 Zusammenfassung der Messergebnisse und deren Interpretation

Im Folgenden werden die beschriebenen Messergebnisse zusammengefasst. Das Phänomen 1, Doppelpreller, ist bei niederen Andruckkräften (40 N) vorzufinden. Das Phänomen 2, stark und schwach alternierende Stöße, ist bei höheren Andruckkräften 180 N bzw. 220 N zu beobachten.

##### Phänomen 1: Doppelpreller

Eine wichtige Erkenntnis stammt aus den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen in Abschnitt 6.1.3., Seite 97. Bei dieser Messung, wurde der Makita DHR243RTJ mit der Hand geführt und mit ~40 N angedrückt. Dabei befindet sich der Schlagbolzen kurz vor dem Stoß nicht in der optimalen Position. Die gleiche Beobachtung konnte am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) bei Messungen mit einer niedrigen Andruckkraft von 40 N festgestellt werden. Dies führt zu dem Phänomen der Doppelpreller. Der Ablauf eines Doppelprellers ist in Abbildung 6-17 dargestellt.

<sup>163</sup> Dresig, Holzweißig 2012, 62,63

<sup>164</sup> Gross u. a. 2015, S. 101

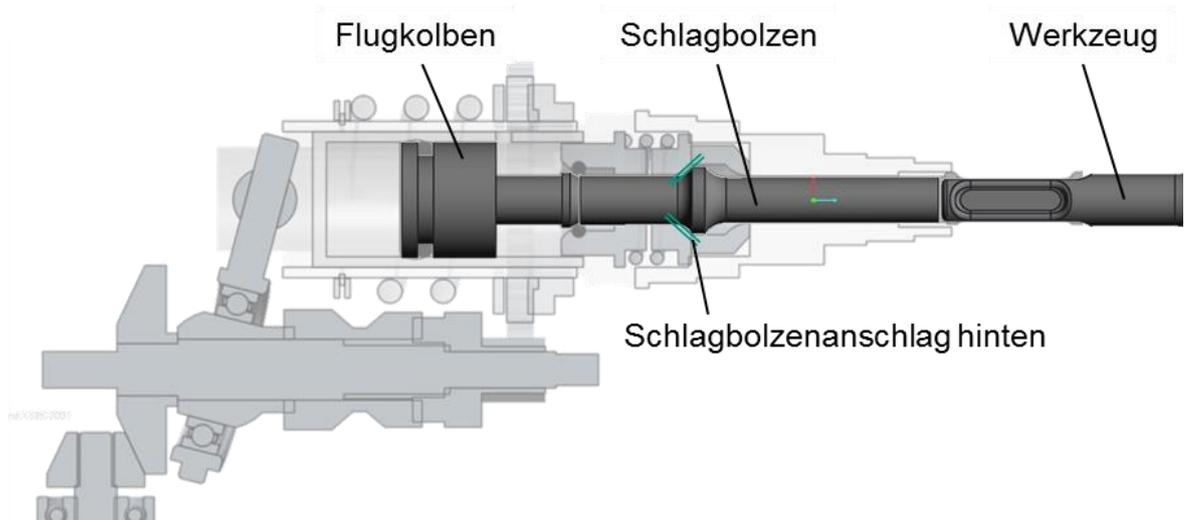


Abbildung 6-15: Schlagwerk: Hauptkomponenten Flugkolben, Schlagbolzen und Werkzeug (Wiederholung von Abbildung 5-10, Seite 69)

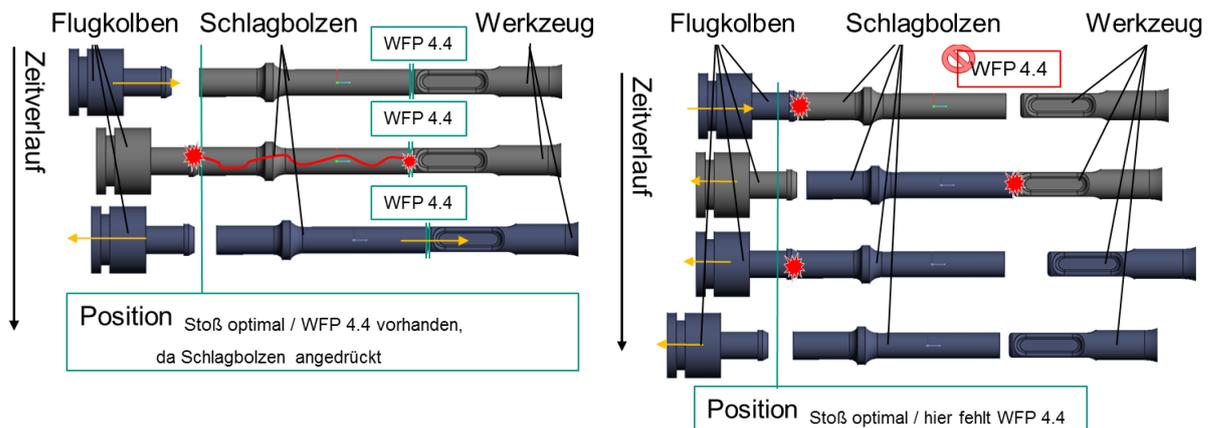


Abbildung 6-16: Optimaler Stoßvorgang    Abbildung 6-17: Doppelpreller

In Abbildung 6-16 ist der optimale Stoßvorgang dargestellt. Das Werkzeug berührt den Schlagbolzen, da die Andruckkraft ausreicht das System zu verspannen – das WFP 4.4 ist vorhanden. Der Flugkolben kann nach der Sequenz *Expansion* den Stoß ausführen, bei der der Schlagbolzen in der optimalen Position anliegt. Der Stoß wird durch den Schlagbolzen auf das Werkzeug übertragen, der dann direkt auf den Untergrund weitergeleitet wird. Es kommt idealerweise zum Abbruch von Beton.

Beim Doppelpreller (Abbildung 6-17) ist das WFP 4.4 nicht vorhanden und Werkzeug sowie Schlagbolzen berühren sich nicht. Während der Sequenz *Expansion/ Stoß* trifft der Flugkolben auf den Schlagbolzen, der nach Messung in Abbildung 6-10 etwa 5 mm vor der optimalen Stoßposition liegt. Der Stoßvorgang findet statt. Der Flugkolben ändert aufgrund der Reflexion die Richtung und der Schlagbolzen wird auf das Werkzeug hin beschleunigt, welches axial frei beweglich ist. Es kommt zum Stoßvorgang, bei dem der Schlagbolzen seine Richtung ändert und erneut den

Flugkolben trifft. Der Doppelpreller erfolgt. Dadurch beschleunigt der Flugkolben und der Schlagbolzen ändert erneut seine Richtung und nähert sich wieder dem Werkzeug.

### Phänomen 2: stark und schwach alternierende Stöße

In Abbildung 6-18 sind die Weg- /Zeitverläufe der Schlagwerkkomponenten (Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen) bei unterschiedlichen Andruckkräften (40 N, 180 N und 220 N) dargestellt. Die Stoßfrequenz ist bei unterschiedlichen Andruckkräften verschieden. Bei 40 N Andruckkraft liegt die Schlagfrequenz von Flugkolben und Schlagbolzen bei  $\sim 99$  Hz (①  $f_{40\text{N}}$ ), bei 180 N alternierend zwischen schnell  $\sim 118$  Hz ② und langsam  $\sim 90$  Hz ③ und bei 220 N alternierend zwischen schnell  $\sim 113$  Hz ② und langsam  $\sim 93$  Hz ③.

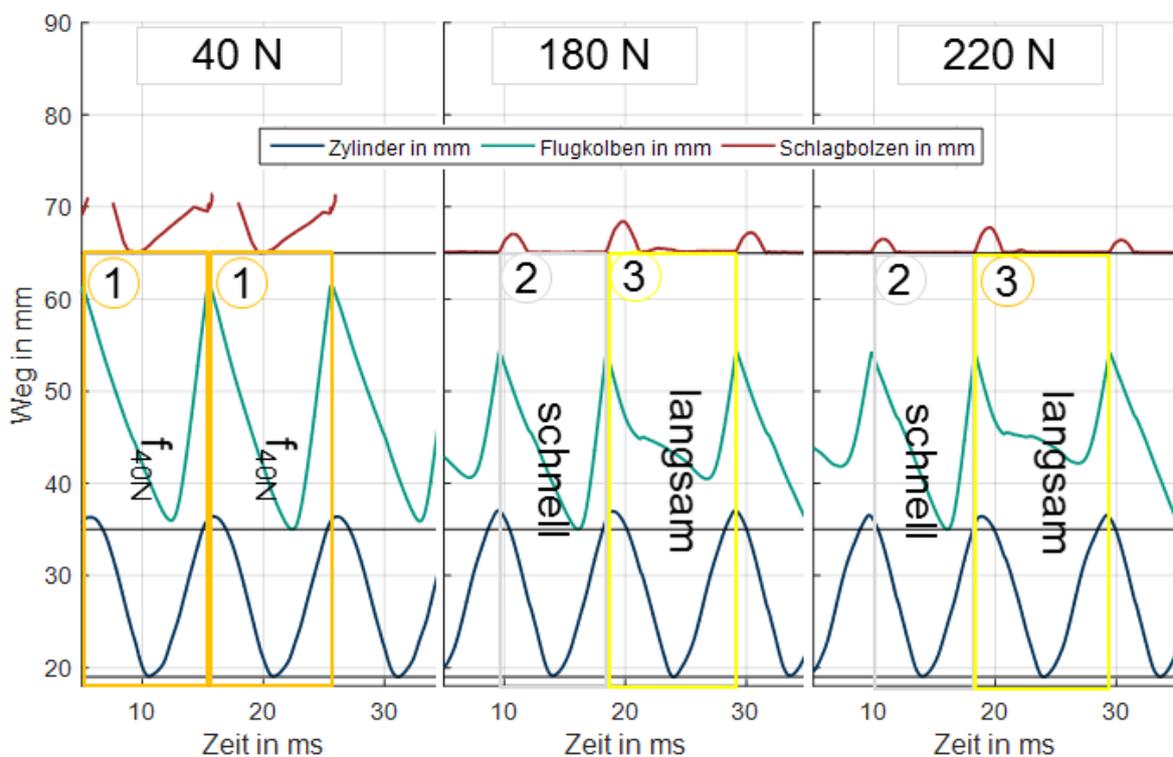


Abbildung 6-18: Vergleich der Wege der Schlagwerkkomponenten im Schlagwerk bei unterschiedlichen Andruckkräften

Bei höheren Andruckkräften von 180 N und 220 N ist die Schlagabstimmung gestört. Es kommt zu stark und schwach alternierenden Stößen, bei langsamer und schneller Schlagfrequenz.

**Zusammenfassend** wird in diesem Kapitel gezeigt, wie die Kinematik eines Bohrhammerschlagwerks im Gesamtsystem bei unterschiedlichen Andruckkräften gemessen werden kann.

- Bei 40 N Andruckkraft tritt das Phänomen 1 *Doppelpreller* auf. Sowohl beim Meißeln (Referenzfall) als auch am Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) berühren sich die Stoßpartner (hier Flugkolben und

Schlagbolzen) nicht einmal, sondern zweimal direkt hintereinander. Der Schlagbolzen prellt zwischen dem Flugkolben und dem Einsteck-Ende des Werkzeugs hin und her.

- Bei 180 N und 220 N tritt das Phänomen *2 stark und schwach alternierende Stöße* auf. Es kommt zu stark und schwach alternierenden Stößen, bei langsamer und schneller Schlagfrequenz.

Diese Messungen sind notwendig, um eine Verifikation der Simulationsdaten durchführen zu können.

### 6.1.5 Mehrkörpersimulation im Gesamtsystem erstellen

Das Simulationsmodell bildet den Makita Bohrhammer DHR243RTJ im Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) ab.

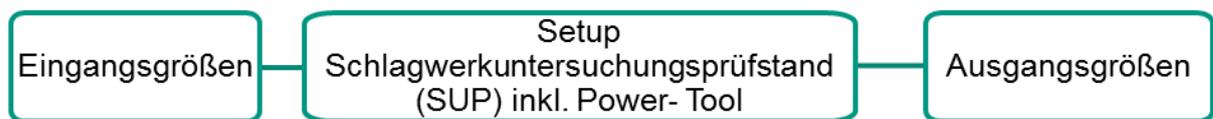


Abbildung 6-19: Hauptgruppen des Simulationsmodells

Wie in Abbildung 6-19 ersichtlich, besteht das Modell aus drei Hauptgruppen, die wie folgt beschrieben werden.

Die ermittelten Eingangsgrößen bestimmen die Schnittstellen zum Simulationsmodell. Das hergeleitete schematische SUP (vgl. Abbildung 6-3) mit den mathematischen Modellen dient der Entwicklung der Simulationskomponenten und wird in der Hauptgruppe *Setup des Schlagwerkuntersuchungsprüfstands (SUP)* zusammengefasst. Die Ergebnisse in Form von bildlichen Schemas, berechneten Größen oder Diagrammen (Beobachtungsgrößen) zur Darstellung von dynamischen Verläufen sind in der Hauptgruppe *Ausgangsgrößen* vereint. Als Eingangsgrößen wird der Drehzahlverlauf (Messdaten) und die Andruckkraft (Initialzustand) in das Modell eingegeben. Die Ausgangsgröße ist die Geschwindigkeit des Flugkolbens, mit der die Schlagleistung (Formel 9) berechnet wird. Als Beobachtungsgrößen werden die Kinematik des Schlagwerks (Wegverläufe des Erregerzylinders, Flugkolbens und des Schlagbolzens) und die Kraftverläufe nach dem Anwender- bzw. Umweltmodell berechnet. Das Simulationsmodell wird mithilfe von Matlab<sup>®</sup>/ Simulink<sup>®</sup> implementiert.

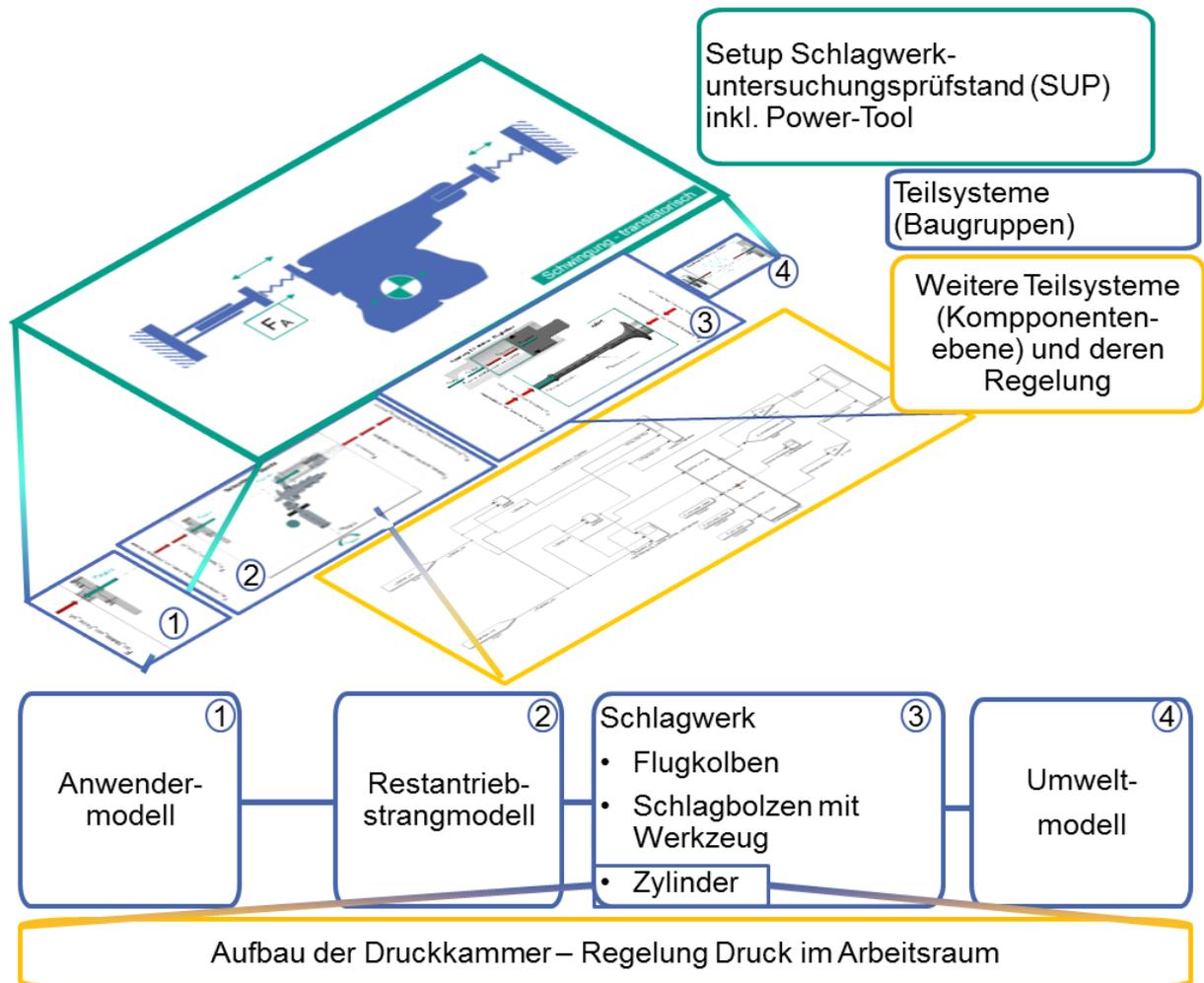


Abbildung 6-20: Ebenen des Simulationsmodells Makita Bohrhammer DHR243RTJ während der Nutzung am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) in der Matlab<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup>

Die Hauptgruppe *Setup des Schlagwerkuntersuchungsprüfstands (SUP)* wird in Abbildung 6-20 in drei Ebenen detaillierter dargestellt, wobei die oberste Ebene dem nachgebildeten SUP (grün) entspricht. Auf der zweiten Ebene (blau) befinden sich das System Anwendermodell ① (Einmassenschwinger), das System Power-Tool, unterteilt in Restantriebsstrangmodell ② der Makita DHR243RTJ und dessen Schlagwerk ③ (betrachtet als System-in-Development), und das System Umweltmodell ④, die in der Simulation in der sogenannten Baugruppenebene konfiguriert werden. Zwischen all diesen Systemen befinden sich Kopplungsbedingungen, die als extra Teilsysteme implementiert werden.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden weitere Teilsysteme unter diese Ebene gesetzt und können teilweise als autarke Teilsysteme mit definierten Eingangs- und Ausgangsgrößen betrachtet werden. Beispielsweise ist der Zylinder ein Bauteil im Teilsystem Schlagwerk ③. Der Aufbau der Druckkammer ist ein Teil des Zylinders und diesem zugeordnet. Die Druckkammer benötigt als Eingangsgrößen neben einigen Konstanten (bspw. Umgebungsdruck, Umgebungstemperatur, ...) die aktuelle Position

des Zylinders und des Flugkolbens, um daraus den Druck (Ausgangsgröße) nach den thermodynamischen Gesetzen zu berechnen. Bei diesem Modell wird der Druck nach der Van-der-Waals-Gleichung für reale Gase berechnet, siehe Kapitel 6.1.6, Seite 113. Das Ergebnis wird an den mechanischen Teil der Simulation übergeben, dass die Kraft im Arbeitsraum berechnet. Reibungseffekte werden dabei hydrodynamisch als auch aus Randbedingungen des Systems, beispielsweise Reibung am O-Ring durch Systemdruck und Reibung durch Anpressen, berücksichtigt. Die Druckkammer wird als *User-defined Functions* (Benutzer definierte Funktionen) programmiert, da in der Simulink® – Simscape® (Foundation Library → Pneumatic) Bibliothek keine passende Lösung für diesen Druckzylinder gefunden werden konnte. Nach dieser Vorstellung des Simulationsaufbaus wird im nächsten Abschnitt 6.1.6 die Details der Simulation beschrieben.

**Zusammenfassend** zeigt die Blockgrafik die Umsetzung des Schlagwerkuntersuchungsprüfstands (SUP) in die Simulationskomponenten, die in Matlab®/ Simulink® implementiert wurden. Aus Gründen der Übersicht findet der Nutzer auf der obersten Ebene die Eingangsgrößen, den Aufbau des Prüfstands und die Berechnungsergebnisse. Die einzelnen Systeme sind unterschiedlich detailliert auf der Baugruppenebene dargestellt und sind über Kopplungsbedingungen miteinander verknüpft. Die Komponenten und deren gegenseitigen Wechselwirkungen sind in einer tieferen Ebene platziert. Somit kann mithilfe von Regelungen und mathematischen Methoden die Funktion des Schlagwerks unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen im System berechnet werden. Die Berechnung der Stöße erfolgt durch die Auswertung quasistatischer Zustände.

Im Folgenden wird die Ermittlung und Umsetzung der Schlagwerkparameter, der mechanischen Parameter und der elektrischen Parameter beschrieben.

### 6.1.6 Schlagwerkparameter – Pneumatik und Stoß

Systemtechnisch gesehen, treibt der Taumelfinger am Taumellager den Zylinder innerhalb des Schlagwerks an. Es ist somit die Schnittstelle zum rotierenden Antriebstrang (vgl. Funktionsweise Taumellager in Abschnitt 2.1.2, Seite 14). Durch die starre Kopplung des Zylinders am Taumelfinger bzw. Taumellagers, wird dieser pro Hub 17,5 mm vor (Maximum der grünen Kurve  $x_{\text{Zylinder}}$  in Abbildung 6-21) und zurückbewegt (zweites Minimum der grünen Kurve nach etwa 0,013 Sekunden). Aufgrund der Kinematik des Taumellagers entspricht das genau einer Umdrehung der Antriebswelle. Über die Kinematik des Taumellagers kann die Zylinderbewegung berechnet werden. Der Zylinder folgt der Kreisbahn des Taumellagers und beschreibt somit eine sinusförmige Bewegungsbahn (grüne Kurve in Abbildung 6-21, oben). Für eine bessere Übersicht werden ortsfeste Koordinatensysteme geplottet (d.h. die Wege beginnen bei 0 mm und der Ursprung des Koordinatensystems befindet sich im

Drehpunkt des Taumellagers). Der Flugkolben kann sich theoretisch maximal etwa 13 mm innerhalb des Kolben nach vorne bewegen (lila Kurve  $x_{\text{Flugkolben}}$  in Abbildung 6-21). Je nach Zustand führt dies zu einem höheren oder niedrigeren Druck (vgl. C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell, Kap. 5.4, Seite 70 ). Um einen größtmöglichen Druckbereich abzudecken, wird in dem folgenden Rechenbeispiel ein linearer Flugkolbenwegverlauf während einer sinusförmigen Vor- und Zurückbewegung des Zylinders angenommen. In Abbildung 6-21 sind in dem oberen Diagramm die Wegverläufe von Flugkolben (lila Kurve  $x_{\text{Flugkolben}}$ ) und vom Zylinder (grüne Kurve  $x_{\text{Zylinder}}$ ) dargestellt. Die Höhe ( $h(t)$ ) wird über den Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden mit Formel 15 berechnet und ist als schwarze Kurve in Abbildung 6-21 dargestellt. In Formel 15 wird die Konstante  $h_0$  als Initialabstand eingeführt. Der kinematische Zusammenhang ist in Abbildung 6-21, rechts in der Grafik visualisiert. Die Ergebnisse der Druckberechnung unterschiedlicher Druckberechnungsmodelle ist in Abbildung 6-21, drittes Diagramm dargestellt.

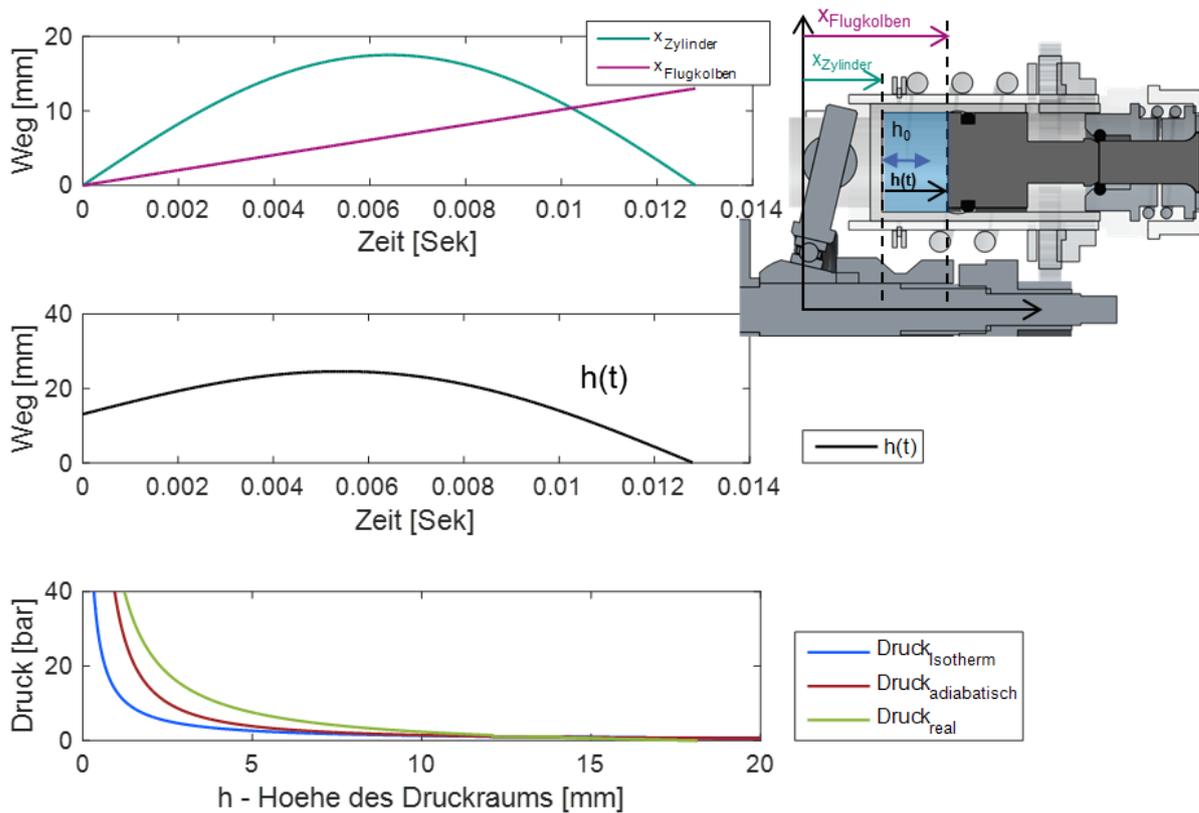


Abbildung 6-21: Rechenbeispiel Druckverhältnisse im Zylinder bei drei unterschiedlichen thermodynamischen Druckmodellen

Das Arbeitsvolumen im Zylinder (Druckraum) wird mit der Formel 14 berechnet. Das Arbeitsvolumen wird über die Zylinderkreisfläche ( $\pi * r_{\text{Zylinder}}^2$ ) und dem Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden ( $h(t)$ ) berechnet.

$$V(t)_{\text{Zylinder}} = \pi * r_{\text{Zylinder}}^2 * h(t) \tag{Formel 14}$$

Im Anfangszustand ist der Kolben so positioniert, dass der Dichtring sich in der D-Nut befindet,  $h_0=13,1$  mm. Dadurch stellt sich Umgebungsdruck in der Arbeitskammer ein (vgl. Abbildung 5-16, Seite 73 und in Sequenz Expansion Seite 70 ). Das Arbeitsvolumen ( $V(t)_{\text{Zylinder}}$ ) ist abhängig von der Höhe des Arbeitsvolumens und entspricht Formel 14. Diese Höhe definiert sich über den Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden ( $h(t)$ ), vgl. Abbildung 6-21 rechts. Im Initialzustand befinden sich Flugkolben und Zylinder am Ursprung so, dass diese keinen Weg zurückgelegt haben  $\rightarrow x(t=0)_{\text{Zylinder}}=0$  und  $x(t=0)_{\text{Flugkolben}}=0$ . Der Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden beträgt 13,1 mm und wird als Konstante ( $h_0$ ) in Formel 15 berücksichtigt.

$$h(t) = (x(t)_{\text{Zylinder}} - x(t)_{\text{Flugkolben}} + h_0) \quad \text{Formel 15}$$

Um die Bedeutung des thermodynamischen Modells zu verdeutlichen, wird der Druck **isotherm (blaue Linie)**, **adiabatisch (rote Linie)** und **real (Van-der-Waals-Gleichung, grüne Linie)** berechnet (Abbildung 6-21, drittes Diagramm). Die Formeln sind im Folgenden angegeben.

$$p_{\text{isotherm}}(t) = \frac{m_1 R_{S,L} T_0}{V(t)} = \frac{p_0 V_0}{V(t)} \quad \text{Formel 16}^{165} \text{ isotherm GELLER }^{166}$$

$$p_{\text{adiabatisch}}(t) = \frac{m_1 R_{S,L} T_0}{V^\kappa(t)} = \frac{p_0 V_0^\kappa}{V^\kappa(t)} \quad \text{Formel 17}^{167} \text{ adiabatisch GELLER }^{168}$$

$$p_{\text{real}}(t) = \frac{R * T(h)}{V_m - b} - \frac{a}{V_m^2} \quad \text{Formel 18}^{169} \text{ real Van der Waals HERING u.a.}^{170}$$

In Abbildung 6-22 ist das untere Diagramm von Abbildung 6-21 neu skaliert dargestellt. Es ist der Druck in bar über den Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden  $h(t)$  aufgetragen. Der Einfluss der einzelnen Parameter in Formel 16, Formel 17 und Formel 18 macht sich, insbesondere bei kleinen Arbeitsvolumina im Zylinder bemerkbar ( $\rightarrow$  bei niedrigem Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden). Im Bereich Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden  $h=12$  mm bis 14 mm befindet sich der Flugkolben innerhalb der D-Nut und in der Arbeitskammer befindet sich aufgrund des Spalts in der D- Nut Umgebungsdruck (ca.1 bar). (vgl. Abbildung 5-17 Seite 76 in Abschnitt 5.4 C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell - Sequenz Expansion). Im Folgenden werden die Druckverläufe detailliert erörtert.

<sup>165</sup> Boyle-Mariottesche Gesetz  $p \cdot V = \text{konst.}$  und ideales Gasgesetz isotherm, konstante Temperatur

<sup>166</sup> Geller 2006, S.41-57, bes. S.43

<sup>167</sup> Adiabatisch: Wärme wird nicht ausgetauscht, sondern bleibt im System,  $\kappa = 1,4$  für Luft

<sup>168</sup> Geller 2006, S. 384 S.41-57 bes.S.368

<sup>169</sup> Van-der-Waals-Gleichung inkl. Temperaturabhängigkeit in der Arbeitskammer

<sup>170</sup> Hering, Martin, Stohrer 2007, S. 233

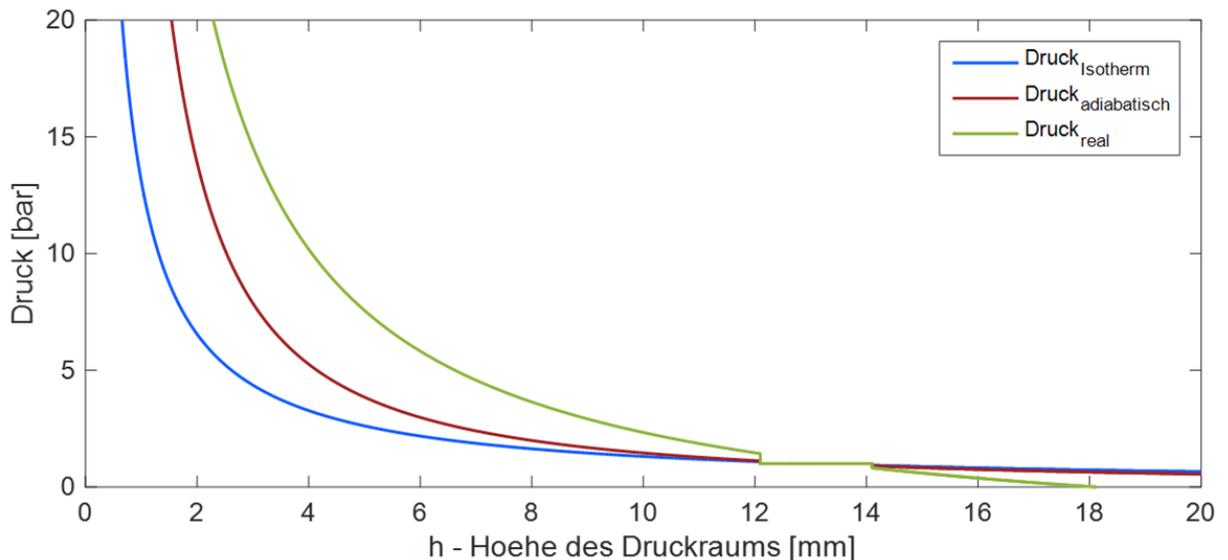


Abbildung 6-22: errechneter Druckverlauf mit drei verschiedenen thermodynamischen Modellen

- isothermer Druckverlauf (blaue Kurve)

Nach dem Boyle-Mariottesche Gesetz (ideales Gasgesetz) wird der Zylinder als isothermes System angenommen. Das bedeutet, dass die Temperatur des Systems bei isothermer Zustandsänderung konstant bleibt. Wenn der Druck im Zylinder ansteigt, die Temperatur jedoch konstant bleibt, bedeutet dies, dass die Wärme über den Zylinder abgeführt wird. Bei einem Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden von  $h = 4$  mm berechnet die Formel 16 ein Druck von 3,2 bar im Arbeitsraum.

- adiabatischer Druckverlauf (rote Linie)

Unter der Annahme, dass die Wärme innerhalb des System bleibt, würde sich der adiabatische Druckverlauf (rote Linie) über die Volumenänderung einstellen. Der Temperaturanstieg, der in der Phase Kompression entsteht, bleibt im System und wird nicht abgeleitet. Der Druck wird nach Formel 17 berechnet und steigt deutlich höher an als beim isothermen Modell. Die spezifische Wärmekapazität für Luft beträgt 1,4. Bei einem Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden von  $h = 4$  mm berechnet die Formel 17 ein Druck von 5,2 bar im Arbeitsraum.

- realer Druckverlauf (Modellvorstellung)

Nach HENRING u.a. <sup>171</sup> kann für realitätsnähere Ergebnisse neben dem isothermen und adiabatischen Gasmodell das sogenannte reale Gasmodell genutzt werden. Nach der Van-der-Waals-Gleichung (Formel 18) werden empirisch ermittelte Gasparameter zur Berechnung genutzt.

Tabelle 10: Van-der-Waals-Konstanten in der Gasphase (Luft)<sup>172</sup>

Größen	Formelzeichen	Einheit	Wert
allgemeine Gaskonstante	R	J/[mol*K]	8.314472
Kovolumen (Luft)	b	m <sup>3</sup> /kmol	3,657*10 <sup>-2</sup>
Kohäsionsdruck (Luft)	a	(N*m <sup>4</sup> )/kmol <sup>2</sup>	1,360*10 <sup>5</sup>

Bei dieser Modellvorstellung wird bei einem Abstand vom Flugkolben zum Zylinderboden h=4 mm ein Druck von 10,1 bar berechnet.

Diese drei verschiedenen thermodynamischen Modelle lassen sich wie folgt bewerten. Die Annahme, dass die Wärme vollständig vom Zylinder aufgenommen wird, würde zu niedrigen Drücken in der Phase Kompression führen. Die Annahme, dass die Temperatur im Druckbehälter bleibt (adiabatisch), würde zu höheren Drücken führen. Bei Berechnung des realen Drucks, bei der die Temperatur der Luft in der Arbeitskammer von der Höhe des Druckraums (h) abhängig ist, würde die Druckkurve deutlich erhöht werden. Bei dem Berechnungsbeispiel in Abbildung 6-22 wird von 25°C bei h=13 mm ausgegangen. Bei h=5 mm erwärmt sich die Luft in der Arbeitskammer linear auf 130°C. Dies führt zu deutlich höheren Drücken als bei einer Berechnung nach dem isothermen bzw. adiabatischen Druckmodell.

Im Bereich der D-Nut (12,1 mm < h < 14,1 mm) verliert der O-Ring seine Dichtfunktion. Es entsteht ein Spalt und die Luft in der Arbeitskammer tauscht sich mit der Umgebungsluft aus (vgl. 5.4.1 *Erstellung eines C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodells*, Seite 70, Sequenz Expansion) .

Anschließend sinkt der Druck unterhalb von 1 bar für den isothermen und adiabatischen Fall. Bei der Berechnung mit Realem Gas hat der Unterdruck (<~1 bar) einen stärkeren Einfluss.

Da sowohl das isotherme als auch das adiabatische Druckmodell, bei einer kleinen Arbeitskammer, einen zu geringen Druck berechnet, wird das Druckmodell für reale Gase genutzt. Die Simulation nutzt mit Formel 18 die Van-der-Waals-Gleichung inkl.

<sup>171</sup> Geller 2006, S. 57–59

<sup>172</sup> Hering, Martin, Stohrer 2007, 235; 12

Temperaturabhängigkeit in der Arbeitskammer. Damit wird die Pneumatik im Zylinder unter Berücksichtigung thermodynamischer Effekte abgebildet.

In Simulink® sind in der Bibliothek (→ physikalische Modellierung → mechanische Modelle)<sup>173</sup> Modellblöcke vordefiniert, die impulsartige Wechselwirkungen zwischen Flugkörper und Stoppelement beschreiben. Solch ein Block ist der *Translation Hard Stop*, der in Abbildung 6-23, unten rechts dargestellt ist.<sup>174</sup>

Abbildung 6-23 zeigt die Schlagwerkkomponenten Zylinder, Flugkolben und Schlagbolzen. Der blaue Kasten verweist auf die Detailansicht im geschnittenen Zylinder. In der Detailansicht sind die Kopplungsbedingungen zwischen Flugkolben und Schlagbolzen visualisiert. Als Ein- bzw. Ausgangsgröße wird die Kraft am Flugkolben bzw. Schlagbolzen benötigt. Über Feder- ( $c_{3,4}$ ) bzw. Dämpfungskonstanten ( $d_{3,4}$ ) werden die Stoßbedingungen realisiert. In Simulink® wird der Stoßkontakt als *Hard Stop* Element realisiert.

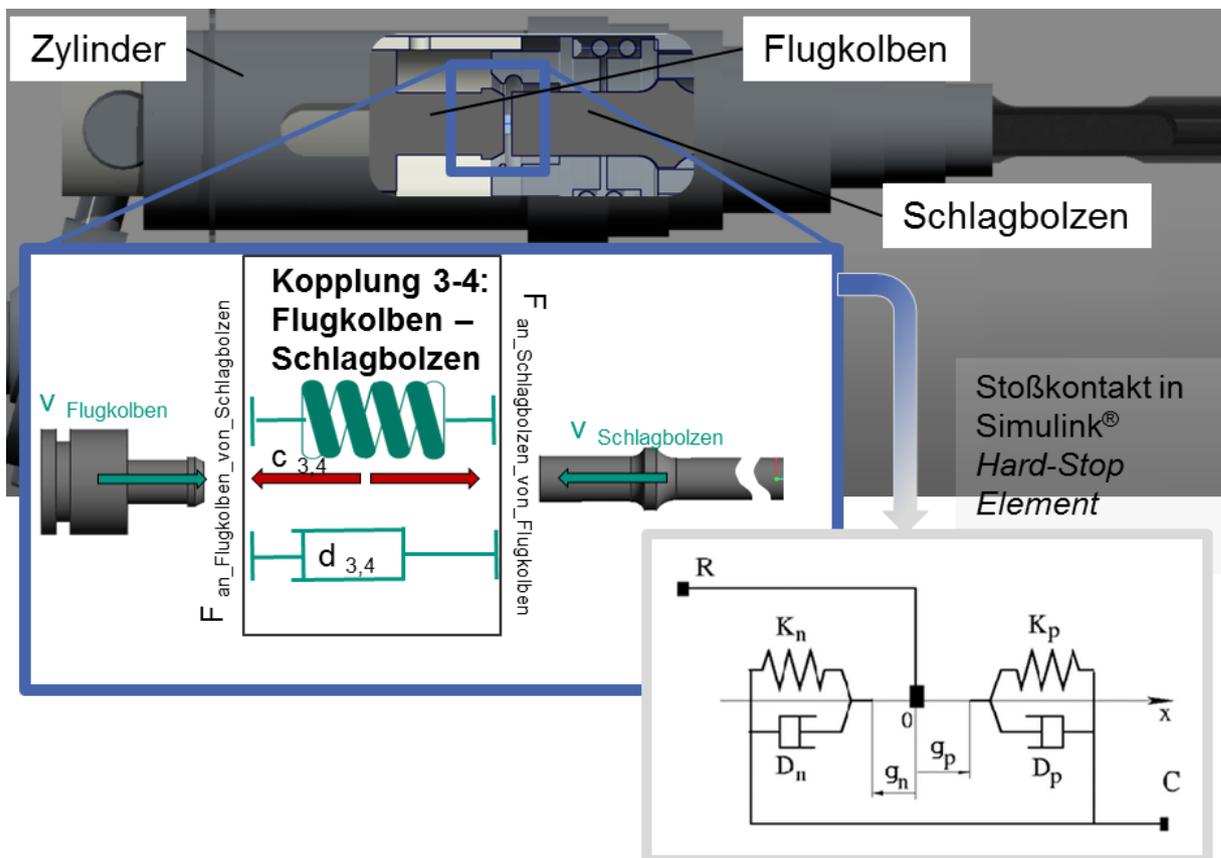


Abbildung 6-23: Simulation von Stoßvorgängen in Matlab®/ Simulink®

<sup>173</sup> Im Original (en): physical modelling, mechanical models, translational elements

<sup>174</sup> The MathWorks 2015

Damit kann der Stoßkontakt über Parameter beschrieben werden. Konstruktiv gegebene Geometriegrößen, wie beispielsweise der Abstand zwischen Flugkolben  $R$  und Schlagbolzen  $C$  sowie weitere Parameter, wie Kontaktsteifigkeit in positiver bzw. negativer Richtung ( $K_p$  bzw.  $K_n$ ) und Dämpfungskonstanten ( $D_p$  bzw.  $D_n$ ), werden über eine Eingabemaske implementiert. Nach DRESIG u.a. kann auf die Dämpfung verzichtet werden, wenn Spitzenwerte nach Stoßvorgängen relevant sind.<sup>175</sup>

Beim Schlagwerk kann diese Regel nicht angewandt werden, da der Flugkolben über den Schlagbolzen den Stoß auf das Werkzeug überträgt. Die Dämpfungskonstante wird empirisch ermittelt (Abschnitt 6.1.3).

### **Zusammenfassung:**

Die Umsetzung des Schlagwerks in eine Simulation konnte mithilfe des C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodells (Abschnitt 5.5) und der Van-der-Waal-Gleichung (Formel 18, Seite 115) durchgeführt werden. In einem Matlab<sup>®</sup>-Funktionsblock wird der Druck im Zylinder berechnet. Der Druck ist abhängig von Konstanten (im Programmcode hinterlegt) und zwei Eingangsgrößen, Wegverlauf des Zylinders und des Flugkolbens. Die daraus resultierende Kraft und die Geschwindigkeit des Flugkolbens werden bei der Berechnung der Kräfte im Stoßkontakt (in Simulink<sup>®</sup> als *Hard Stop* Modul implementiert) zwischen Flugkolben und Schlagbolzen als Eingangsgröße benötigt. Der Stoßkontakt zwischen Schlagbolzen und Werkzeug sowie zwischen Werkzeug und Umweltmodell werden in gleicher Weise implementiert.

### **6.1.7 Mechanische Parameter (Rotation und Translation)**

Die Modellierung der Mechanik in Matlab<sup>®</sup> / Simulink<sup>®</sup> ist mithilfe der Simscape/ SimMechanics Bibliothek realisiert.

Dazu wird gemäß DRESIG u.a. zunächst eine Struktur definiert. Damit ist die gegenseitige Kopplung der Elemente (Topologie) und der Aufbau des Berechnungsmodells aus den Elementen Masse, Feder, Dämpfer und Erreger gemeint. Die Masse speichert die kinetische Energie, die Feder die potentielle Energie und das Dämpferelemente wandeln mechanische Energie in Wärmeenergie um. Erreger werden als Energiezufuhr aus einer Energiequelle genutzt.<sup>176</sup> Die Beschreibung des Leistungsflusses über das C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell in Abschnitt 5.4, Seite 64 sequenziell hergeleitet. Die für den Schlagvorgang relevanten Komponenten werden über dieses Vorgehen analysiert. Um die relevante Information aus den

<sup>175</sup> Dresig, Holzweißig 2012, S. 42–43

<sup>176</sup> Dresig, Holzweißig 2012, S. 4–6

Komponenten in mechanischen Parameter zu überführen, wird folgendes Vorgehen empfohlen:

Die geometrischen Größen (Maße, Form...) werden in einem CAD Programm modelliert. Werden zwei Bauteile oder Baugruppen in Relation zueinander gesetzt, werden die Freiheitsgrade festgelegt. Beispielsweise dürfen die Wellen sich relativ zueinander drehen, aber nicht translatorisch bewegen. Über die Werkstoffeigenschaften werden in Creo Parametric von PTC® die Trägheit der Bauteile berechnet. Eine ausführliche Beschreibung zur Nutzung der Schnittstelle zwischen dem CAD Programm und Matlab® ist in der vom Verfasser der vorliegenden Arbeit co-betreuten Masterarbeit ERBSLAND zu finden.<sup>177</sup> Die CAD-Modellierung ist in den ebenfalls vom Verfasser der vorliegenden Arbeit co-betreuten Abschlussarbeiten BOLD<sup>178</sup> und MELSA<sup>179</sup> beschrieben. Durch diese Arbeitsweise ist die Trägheit der Komponenten, die Masse und die Kinematik in Simulink berücksichtigt. Der Vorteil dieser Arbeitsweise besteht darin, dass CAD Modelle, die in der Produktentwicklung von Power-Tools vorhanden sind, direkt bei der Simulation genutzt werden können. Umgekehrt können Simulationsergebnisse, wie beispielsweise eine Erhöhung der Flugkolbenmasse, direkt in konstruktive Maßnahmen überführt werden.

Kopplungselemente werden entweder mit speziellen Blöcken, wie beispielsweise Getriebeblöcke oder Hydrodynamische Reibungsblöcke<sup>180</sup> oder durch Nutzung von physikalischen Funktionsblöcken umgesetzt.

Das Ergebnis ist ein mechanisch parametrisiertes Modell, welches nicht nur die physikalischen Eigenschaften abbildet, sondern auch bei Nutzung der CAD Exportdateien die Kinematik visualisiert. In Abbildung 6-24 ist das Ergebnis illustriert.

---

<sup>177</sup> Erbsland 2014, 119 ,120

<sup>178</sup> Bold 2014

<sup>179</sup> Melsa 2016

<sup>180</sup> Translations Frictions

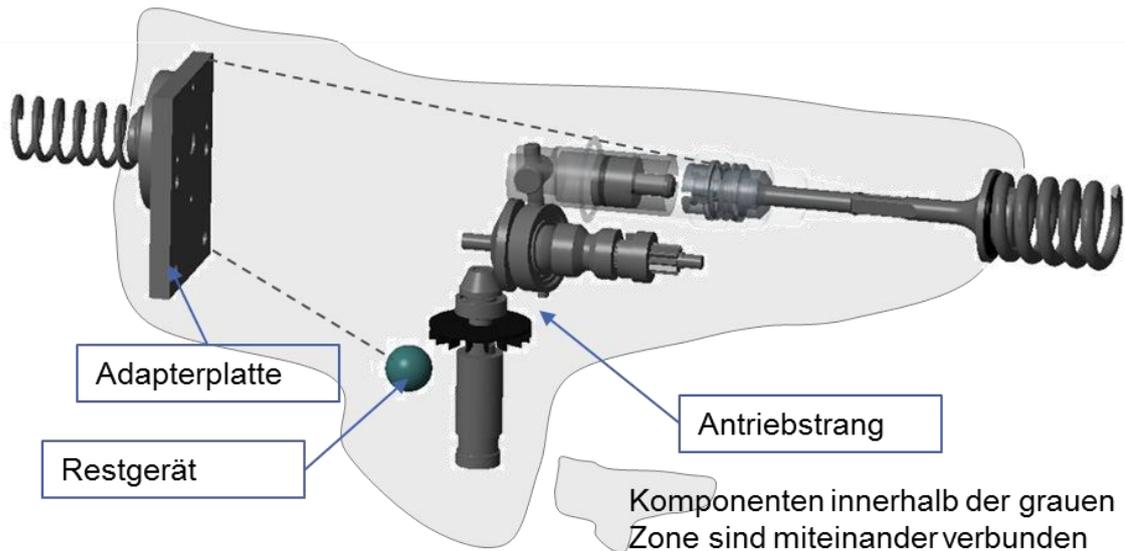


Abbildung 6-24: mechanisch parametrisiertes Modell in Matlab®/ Simulink®

### Zusammenfassung:

Es wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell vorgestellt und beschrieben. Im Zentrum der Untersuchung steht das Schlagwerk. Es ist somit detailreich abgebildet. Dazu werden die Geometrie und Werkstoffeigenschaften vom Schlagwerk in einem CAD modelliert und über Standardschnittstelle zur Simulation exportiert. Das Teilsystem Restantriebstrang beeinflusst stark die Dynamik des Schlagwerks und wird ebenfalls detailreich modelliert und simuliert. Statische, aber geometrisch aufwändige Teilsysteme, wie das metallische Schlagwerkgehäuse, werden als Massepunkt (grün) vereinfacht dargestellt und sind in dem Rest-Power-Tool-Modell repräsentiert. Dieser beinhaltet unter anderem die Kugellager, den Stator und das Kunststoffgehäuse. Die Adapterplatte, das Restgerät und der Antriebstrang bildet dabei, unter Berücksichtigung ihrer Freiheitsgrade, eine steife Einheit (als grau schattierte Wolke symbolisiert) und kann sich translatorisch zwischen den Federn schwingend bewegen. Der Leistungsfluss kann vom Elektromotor bis zum Werkzeug abgebildet werden. Simulink® Sensoren können an beliebigen Stellen angebracht werden, um den Leistungsfluss zu messen. Das bedeutet, dass beliebige Parameter im System berechnet und über die Simulation ausgegeben werden können.

#### 6.1.8 Elektrische Parameter

Analog zur SimMechanics Bibliothek gibt es die SimElectronics und SimPowerSystems. In der Simulink® Dokumentation wird die spezialisierte Technologie-Bibliothek als Entwicklungsumgebung für elektrische Energiesysteme beworben. Diese wird seit

mehr als einem Jahrzehnt weiterentwickelt und abgestimmt.<sup>181</sup> Diese Bibliothek passt zum Setup des Power-Tools und findet mit folgenden Simulationsblöcken ihre Anwendung:

- bürstenloser Permanentmagnetmotor<sup>182</sup>
- Regelungskomponenten
- Batteriemodell

Da die Bibliothek nur ein Modell eines allgemeingültigen, bürstenlosen Permanentmagnetmotor enthält, müssen die Werte des Makita Motors bestimmt werden. Im Folgenden wird gezeigt, wie die benötigten Parameter bestimmt werden:

- Phasenanzahl
- Pol-Paare
- Innenwiderstand der Stator-Phasen
- Ankerinduktion
- Art der elektromotorischen Kraft (sinus- oder trapezförmig)
- Spannungskonstante bei 1000 Umdrehungen pro Minute

Einige Parameter lassen sich durch einfache Beobachtungen feststellen. Die Anzahl der Phasen ist über die Anzahl der Ansteuerungskabel zu erkennen. Die Anzahl der Pol-Paare kann über einen magnetisierbaren Stab (Stahlstab) ermittelt werden, indem die Wechsel von Plus- zu Minuspole gezählt werden. Der Innenwiderstand der Stator-Phasen sowie Ankerinduktion können mit einem sogenannten LCR Meter gemessen werden. Dieses wird an den Stator angeschlossen und durch verschiedene Messfrequenzen (100 Hz bis 25 kHz) angeregt. Dadurch stellt sich ein Spulenfeld (Induktivität  $L$ ) ein, welches vermessen werden kann. Der sich dabei verändernde Innenwiderstand der Spulenleitung (Widerstand  $R$ ) wird ebenfalls gemessen. Kapazitäten, falls vorhanden, können auch messtechnisch erfasst werden. Hier wurde das Meßgerät HAMEG der Firma Rhode und Schwarz HM8018 verwendet.<sup>183</sup> Die Spannungskonstante bei 1000 Umdrehungen pro Minute werden im Versuch ermittelt:

In Abbildung 6-25 ist der Versuchsaufbau am Gerätekomponentenprüfstand (GKP) dargestellt. Die Vermessung der Motorkonstanten bzw. der Motorkennlinie wird im Generatorbetrieb des Makita Motors durchgeführt. Das bedeutet, dass ein Antriebsmotor drehzahl geregelt den Motor antreibt und durch das Magnetfeld des Rotors sich ein elektrisches Feld in den Spulen aufbaut, welches an einem Oszilloskop gemessen wird. Ein Antriebsmotor (blau) ist an einen Drehmomentensensor

---

<sup>181</sup> The MathWorks 2016

<sup>182</sup> Englischer Titel in der Bibliothek: permanent magnet synchronous machine

<sup>183</sup> Rohde & Schwarz GmbH & Co KG 2006

angeschraubt. Über eine Balgkupplung (grüner Bereich) ist die Antriebswelle des Makita Motors (grau) verbunden. Rechts in Abbildung 6-25 ist die Konstruktion der Halterung dargestellt.

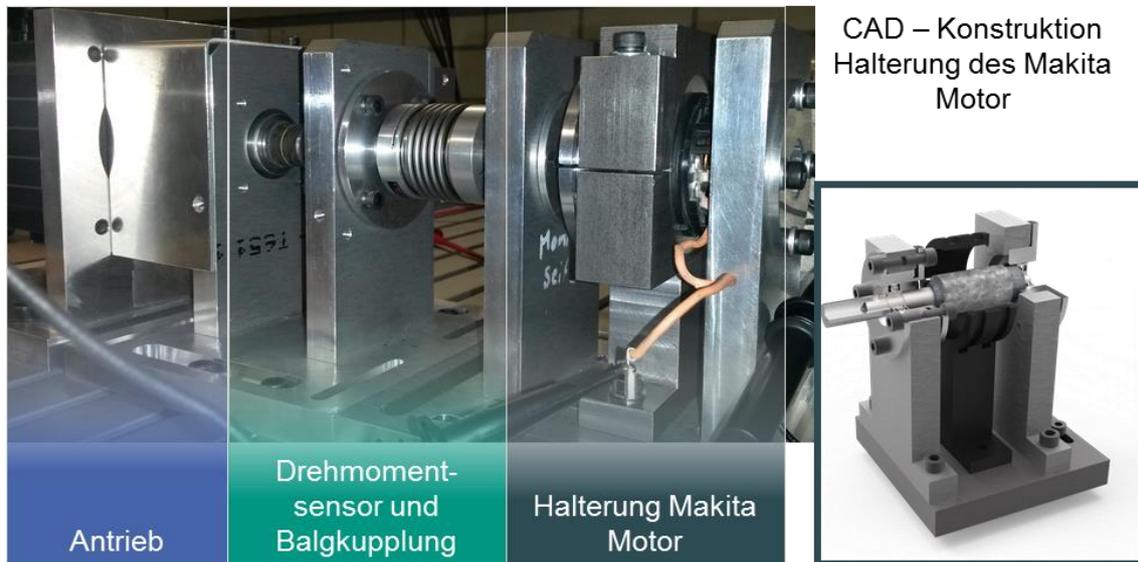


Abbildung 6-25: Aufbau am Gerätekomponentenprüfstand (GKP) zur Messung der Motorkennlinie und der Spannungskonstante, rechts CAD Grafik aus MA Bold<sup>184</sup>

Das Ergebnis dieser Messung ist in Abbildung 6-26 dargestellt. Die Messung dauert 30 Sekunden und bildet die Abszisse. Auf der linken Ordinate ist die Spannung einer Spule am Motor abgebildet. Auf der rechten Seite ist die Ist-Drehzahl in Umdrehungen pro Minute<sup>185</sup> in braun dargestellt. Die Drehzahl wird alle 5 Sekunden schrittweise um 500 Umdrehungen pro Minute erhöht. Die Amplitude der Spulenspannung als auch deren Frequenz hat sich dabei erhöht.

<sup>184</sup> Bold 2014, S. 47

<sup>185</sup> Engl. rotations per minutes (rpm)

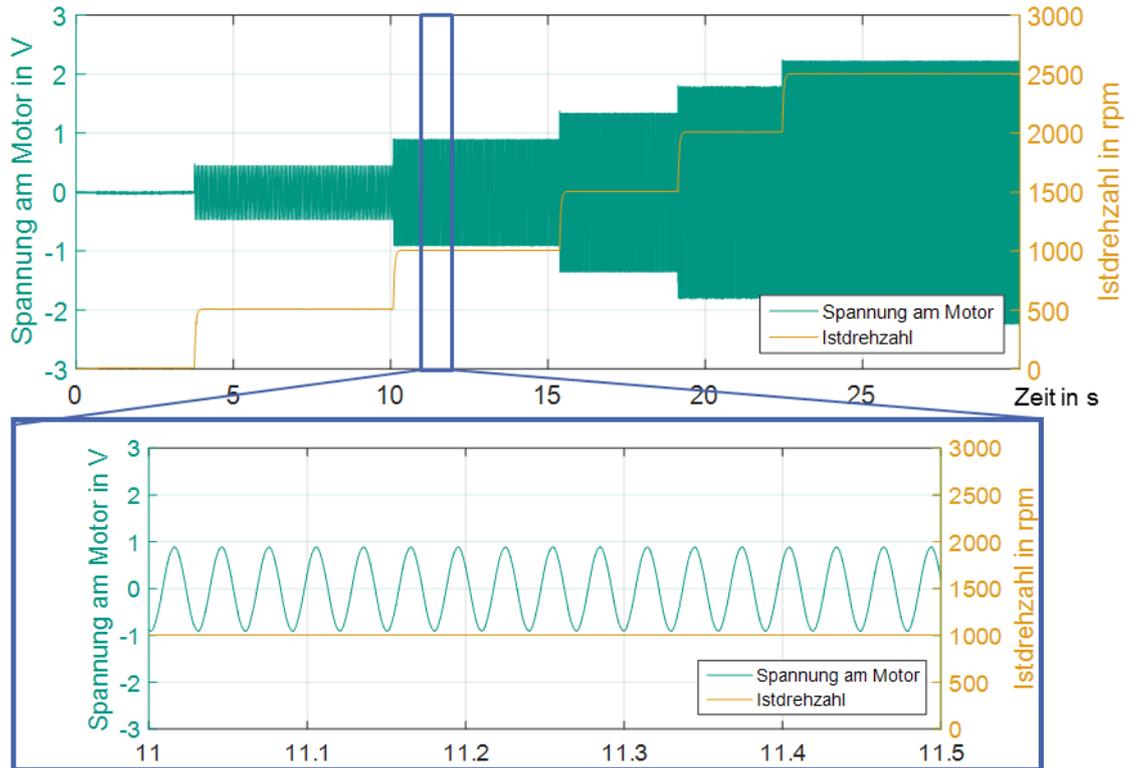


Abbildung 6-26: Messung der Motorkonstanten bei 1000 rpm Spulenspannung (Spitze-Spitze) 1,79 V (Makita DHR243RTJ Motor im Generatorbetrieb)

Bei 1000 Umdrehungen pro Minute stellt sich an der Spule eine Spannungsamplitude (Spitze - Spitze) von 1,79 V ein. Der Verlauf ist sinusförmig. In Tabelle 11 sind die ermittelten Parameter übersichtlich dargestellt und in den *Permanent Magnet Synchronous Machine* → *DC Brushless Simulink*<sup>®</sup> Block eingetragen.

Tabelle 11: ermittelte Motorparameter der Simulation

Phasenanzahl	Polpaare	Innenwiderstand der Stator-Phasen	Ankerinduktion	Art der elektromotorischen Kraft (sinus oder trapezförmig)	Spannungskonstante bei 1000 Umdrehungen pro Minute
3	2	16,2 Ohm	0,0023 Henry	sinusförmig	1,79 Volt @1000rpm

### Zusammenfassung:

Die Nutzung von Matlab<sup>®</sup>/ Simulink<sup>®</sup> bedarf einer genauen Vorstellung der zu simulierenden Komponenten, den Eingangsgrößen, den beeinflussenden Prozessgrößen und den erwarteten Ausgangsgrößen. Komponenten können vereinfacht oder detailliert modelliert werden. Methodisch wird dieses Vorgehen vom C&C<sup>2</sup>-Ansatz mit dem C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell (Abschnitt 5.4.) unterstützt. Der Zweck der Modellierung und dessen Ziel wird dabei als erstes festgelegt. Vorgefertigte Schnittstellen, wie in Abschnitt 6.1.7 erleichtern die Arbeit dabei stark. Sind Blöcke in der Bibliothek nicht passend, wie beispielsweise im Falle des pneumatischen Zylinders, kann dies durch Implementierung eigener, thermodynamischer Modelle kompensiert werden. Bei vorgegebenen Blöcken, wie beispielsweise dem Antrieb

(Elektromotor), müssen die Parameter erst ermittelt werden. Dieses Vorgehen ist im Kapitel „Mechanische Parameter (Rotation und Translation)“ 6.1.7, Seite 119 und für die elektrischen Parameter in Abschnitt 6.1.8, Seite 121 beschrieben.

Die Gesamtmodellgüte ist abhängig von der Gültigkeit jedes einzelnen Parameters. Darum ist die Verifizierung der Parameter sinnvoll und notwendig. Dieses Vorgehen wird in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

## 6.2 Verifikation – Abgleich Messergebnisse mit Simulationsergebnissen

In diesem Kapitel wird das Simulationsmodell verifiziert. Die Simulationsergebnisse werden mit den Messergebnissen aus den physikalischen Versuchen abgeglichen. Dazu werden die einzelnen Teile des Simulationsmodells auf unterschiedliche Weise verifiziert:

- Verifikation der Motorkennlinie- elektrische Parameter
- Plausibilisierung der Modellierung - Druckmodell (Pneumatik)
- Verifikation der Simulation mit der Kraftmessung am Umweltmodell

### 6.2.1 Verifikation der Motorkennlinie- elektrische Parameter



Abbildung 6-27: Vorgehen zur Verifikation der Motorkennlinie

Um die Motorkennlinie zu verifizieren, wird in einem physikalischen Modell die Motorkennlinie gemessen. In der Simulation wird die Motorkennlinie mit den Motorparametern (aus Kapitel 6.1.8) berechnet. Die Simulationsergebnisse werden mit den Messergebnissen verifiziert. Die am Prüfstand gemessenen Motorkennwerte sind in Abbildung 6-28 als durchgezogene Linie visualisiert. Diesen Messdaten sind den berechneten Motorkennwerten gegenübergestellt (gestrichelte Linie).

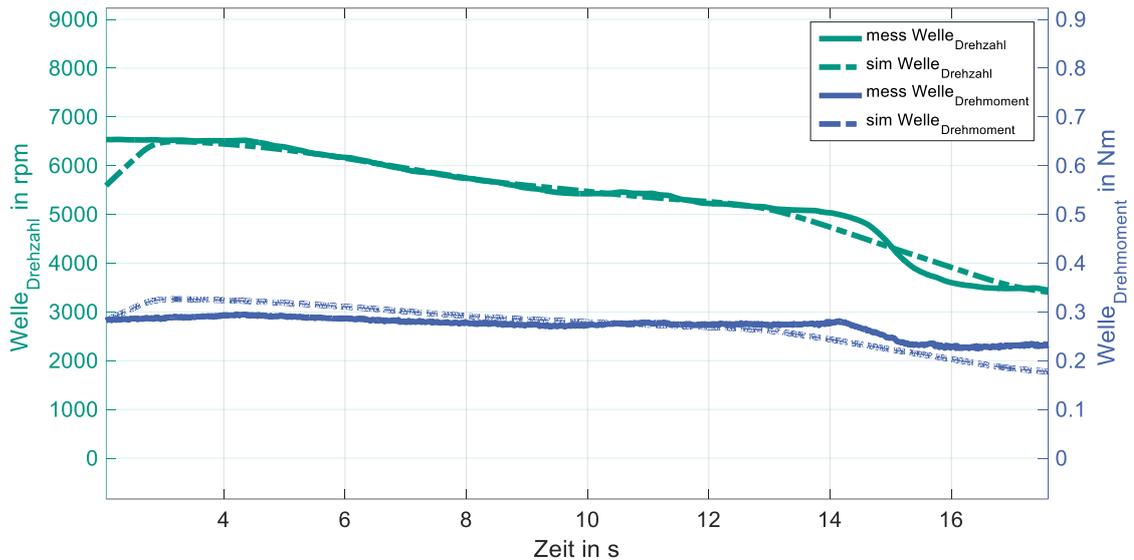


Abbildung 6-28: gemessenen und berechnete Motorkennlinie der Makita DHR243RTJ

Es ist zu erkennen, dass der charakteristische Verlauf von Drehzahl und Drehmoment abgebildet werden kann. In der Anfangsphase (0 bis 2 Sekunden) weicht die Simulation (gestrichelte Linie) sowohl von der Drehzahl (grün, linke Y-Achse) als auch vom Drehmoment (blau, rechte Y-Achse) ab. Befindet sich der Motor in einem relativ stabilen Betriebsbereich (2 bis 13 Sekunden), berechnet die Simulation den gemessenen Drehzahl- und Drehmomentenverlauf in einer ausreichenden Genauigkeit. Ab Sekunde 13 wirkt auf die Motorwelle sowohl in der Messung als auch in der Simulation ein Gegenmoment. Bei der Messung (durchgezogene Linie), sind Schwankungen im Messsignal zu erkennen. In der Simulation (gestrichelte Linie) soll das dynamische Verhalten überprüft werden. Es ist zu erkennen, dass die Simulation einen linearisierenden Regler verwendet, wodurch es zu einer Abweichung kommt. Das bedeutet, dass das Simulationsmodell in stabilen Bereichen seine Gültigkeit hat. Beispielsweise kann ein Verkanten des Bohrers im Untergrund, was zu einer rapiden Drosselung der Motordrehzahl führen würde, mit diesem Modell nicht abgebildet werden.

### Zusammenfassung:

Für die **sequenziell wiederholende Anwendung Meißeln**, bei variierender Andruckkraft am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP), ist die **Modellgüte ausreichend**.

### 6.2.2 Plausibilisierung der Modellierung - Druckmodell (Pneumatik)

In diesem Abschnitt wird die Modellierung plausibilisiert. Dazu wird der berechnete Kraftverlauf am Flugkolben mit dem gemessenen Kraftverlauf am Umweltmodell verglichen. Beim Vergleich der Kraftverläufe können quantitative und nicht qualitative

Aussagen getroffen werden. Der Grund dafür ist im Messaufbau zu finden. Am Kraftsensor wird die resultierende Kraft der Schraubenfeder gemessen. Der Kraftverlauf am Flugkolben wechselwirkt mit dem Stoßkontakt zwischen Flugkolben und Schlagbolzen. Der Schlagbolzen trifft auf das Werkzeug, welches den Stoß auf die Schraubenfeder überträgt. Der Kraftsensor erfasst die resultierende Kraft der Schraubenfeder. Zur besseren Verständlichkeit der Messung, wird wiederholend der Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) in Abbildung 6-29 gezeigt, an dem die Messdaten erfasst wurden. Mehr Details sind in Abschnitt 6.1.1 *Anforderungen an den Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP)*, Seite 93 beschrieben.

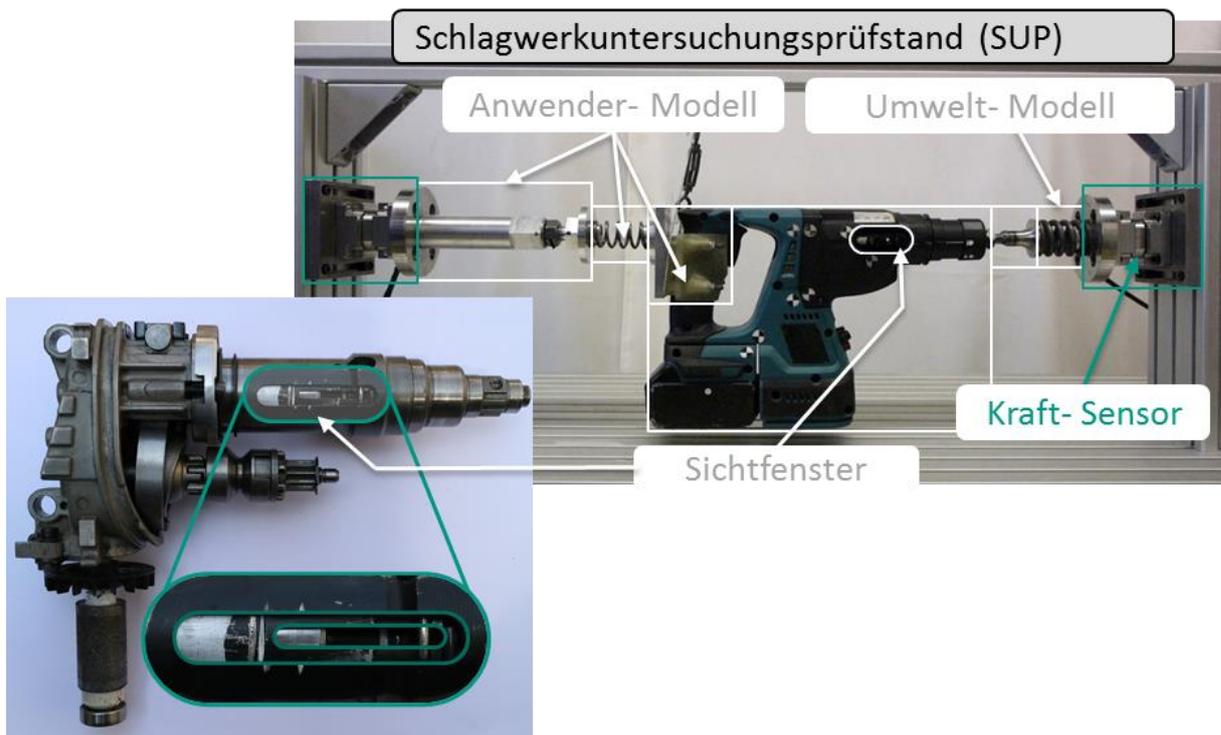


Abbildung 6-29: Wiederholende Darstellung des Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) : Messung der Kraft am Umweltmodell und Sichtfenster an der Makita DHR243RTJ

Auf der rechten Seite (grüner Rahmen in Abbildung 6-29) ist der Kraftsensor vom Umweltmodell dargestellt. Das Messergebnis von diesem Sensor ist in Abbildung 6-30 im Diagramm ❶ bzw. ❷ als grüner Kraftverlauf dargestellt. Die Kraftmessung am Umweltmodell dient zur Plausibilisierung der Kraftberechnung aus der **Beschleunigung** und des **Drucks**.

Weder der **Druck im Zylinder** noch die **Kraft am Flugkolben** kann direkt gemessen werden (vgl. Abschnitt 5.5, Seite 81). Aus diesem Grund werden zwei unterschiedliche Modellvorstellungen (Formel 19; Formel 20) genutzt, um die Kraft am Flugkolben zu bestimmen. Beide Modellvorstellungen benötigen die Größen, die bei der Vermessung der Kinematik des Schlagwerks bestimmt wurden. (vgl. Abschnitt *Vermessung der Schlagwerkkinematik bei variablen Andruckkräften am SUP*, Seite 101).

Zum einen kann die Kraft am Flugkolben mithilfe des **Drucks** im Arbeitsraum des Zylinders mit Formel 11, Seite 82 berechnet werden. Der Druck ist abhängig von der Luft, die sich in der Arbeitskammer des Schlagwerks befindet. (vgl. Formel 14) Somit ist der Druck der Arbeitskammer von der Position des Flugkolbens abhängig.

$$F(t)_{\text{Flugkolben}} = p(t)_{\text{Arbeitsraum}} * A_{\text{Flugkolben}} \quad \text{Formel 19}$$

Zum anderen kann mit Formel 12, Seite 82 die Kraft am Flugkolben mithilfe der **Beschleunigung** des Flugkolbens berechnet werden. Zusätzlich wird die Gleitreibung des Dichtrings (O-Ring am Flugkolben) im schwimmenden Einbau berücksichtigt. Nach PARKER wird ein O-Ring bei Pneumatik-Kolben meist schwimmend eingebaut. „Der Pneumatik-Kolben wird, um die Reibung so gering wie möglich zu halten, meist mit einem schwimmend eingebauten O-Ring, dessen Querschnitt nicht verpresst wird, ausgelegt. Dadurch ist der Kolben leichtgängig abgedichtet und der O-Ring wird verschleißarm beansprucht.“<sup>186</sup>

$$F(t)_{\text{Flugkolben}} = m_{\text{Flugkolben}} * a(t)_{\text{Flugkolben}} + F_{\text{O-Ring}} \quad \text{Formel 20}$$

Um mit Formel 20 die Kraft berechnen zu können, wird zum einen die Masse des Flugkolbens, zum anderen die Beschleunigung des Flugkolbens benötigt. Aus der Kinematik des Schlagwerks wird durch zweifache Differentiation über die Zeit die Beschleunigung des Flugkolbens berechnet (vgl. Abschnitt 5.5, Seite 81). Die Reibkraft, die der O-Ring als tribologisches Element in Formel 20 einbringt, wird vereinfacht als Gleitreibung berücksichtigt. Dazu wurde die Haftreibung empirisch ermittelt und die Gleitreibung ausgehend von der Haftreibung abgeschätzt.<sup>187</sup>

Das Ergebnis dieser Berechnung ist in Abbildung 6-30 bzw. Abbildung 6-32 im Diagramm ② bzw. ⑤ als schwarzer Kraftverlauf am Kolben ( $F_{\text{Kolben aus } a}$ ) dargestellt.

Im Folgenden werden die Ergebnisse aus den Versuchsreihen am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) bei einer Andruckkraft von 40 N und 220 N miteinander verglichen.

In Abbildung 6-30 sind in den ersten beiden Diagrammen ① und ② die Kraftverläufe aus der Versuchsreihe am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) bei einer Andruckkraft von 40 N dargestellt. Im unteren Bereich von Abbildung 6-30 sind in zwei weiteren Diagrammen ④ und ⑤ die Kraftverläufe aus der Versuchsreihe am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) bei einer Andruckkraft von 220 N dargestellt.

<sup>186</sup> Parker / Präfida 2015, S. 14

<sup>187</sup> Melsa 2016, S. 60

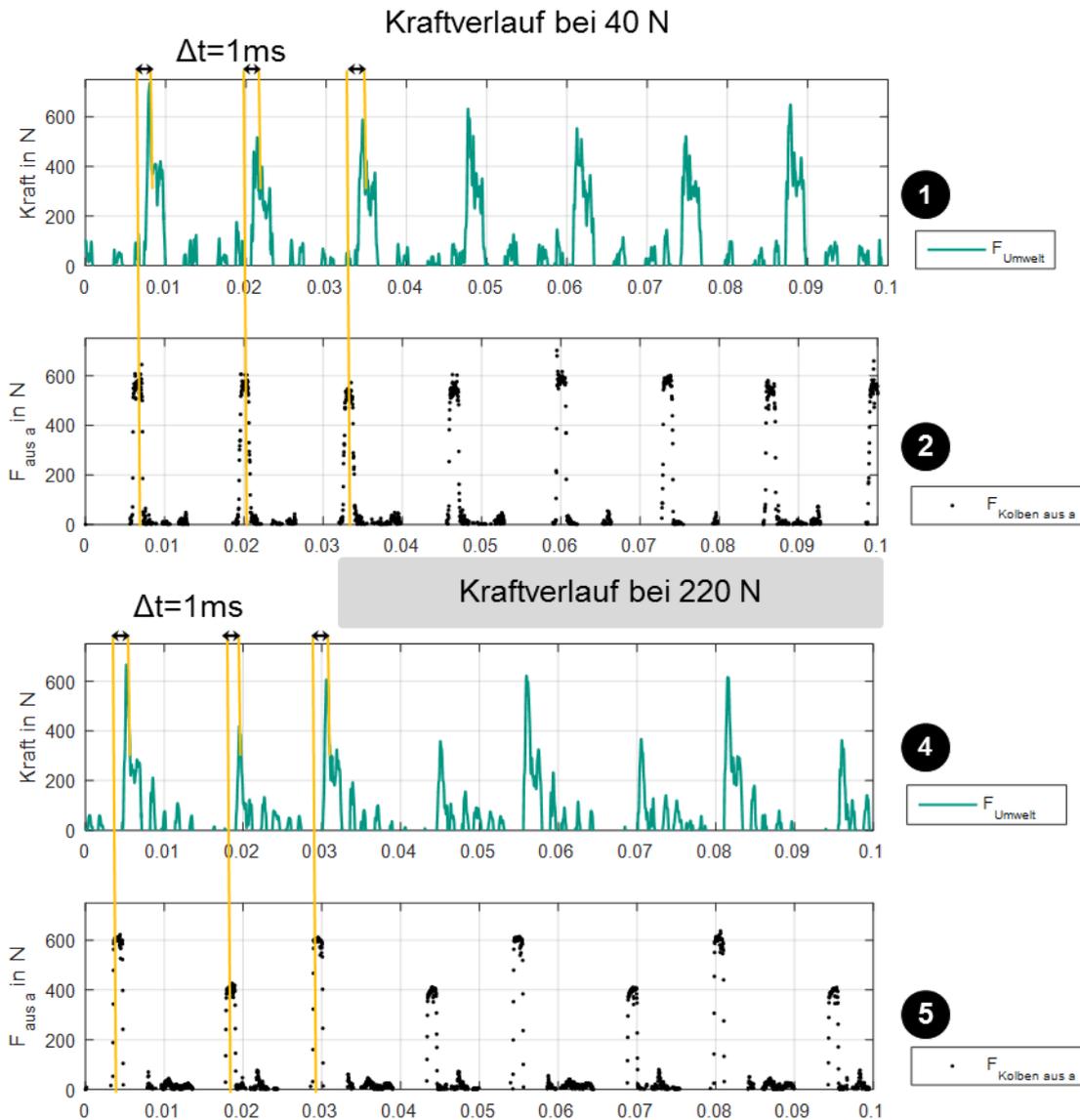


Abbildung 6-30: Plausibilisierung der Modellvorstellung – Berechnung des Kraftverlaufs

Tabelle 12: tabellarische Zusammenfassung der Diagramme in Abbildung 6-30

<p>❶ analog</p> <p>❷</p>	<p>Diagramm - grün</p>	<p>Messergebnis am Kraftsensor - Referenz</p>
<p>❸ analog</p> <p>❹</p>	<p>Diagramm – schwarz gepunktet</p>	<p>Kraftverlauf basierend auf dem Beschleunigungsverlauf des Flugkolbens (Formel 12) – Kinematik Schlagwerk</p>

Im **Diagramm ❶** von Abbildung 6-30 ist der Kraftverlauf am Umweltmodell dargestellt, die als Referenzmessung dient. Bei einer Andruckkraft von 40 N werden Kraftspitzen zwischen 700 N und 450 N gemessen. Die Schwankung der Kraftspitzen werden durch das Phänomen Doppelpreller beeinflusst. Wie in Abschnitt *Vermessung der Schlagwerkkinematik bei variablen Andruckkräften am SUP*, Abbildung 6-10, Seite 104 beobachtet, trifft der Flugkolben zum einen nicht immer an der gleichen Position auf den Schlagbolzen und zum anderen variieren die Doppelpreller des Schlagbolzens.

Der typische Stoßkontakt des Flugkolbens befindet sich bei etwa 7 mm ( $\pm 3$ mm) nach der optimalen Stoßposition. (vgl. Zusammenfassung von Abbildung 6-6, Seite 99 zusätzlich Position 2 in Abbildung 6-31 – als Wiederholung von Abbildung 6-6).

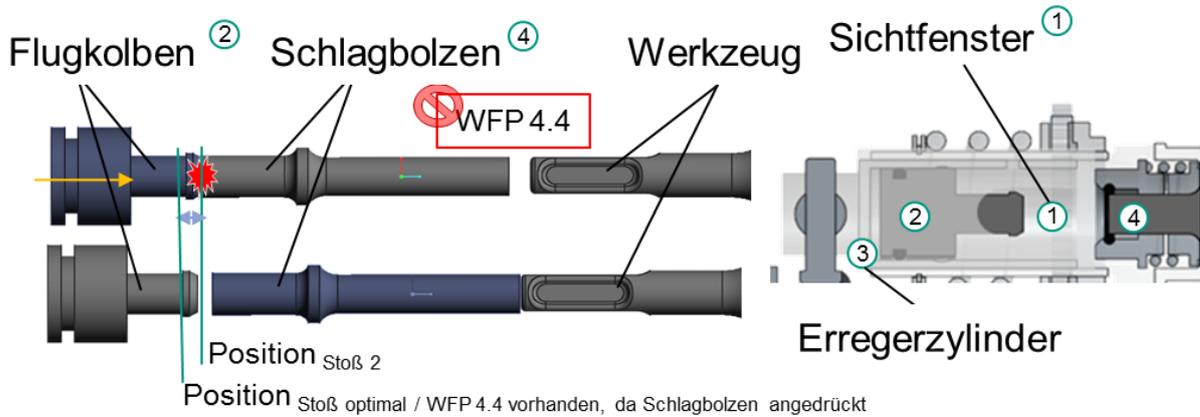


Abbildung 6-31: Visualisierung der Stoßposition Position 2 – typische Stoßposition

Der Flugkolben trifft somit später als bei der optimalen Stoßposition auf den Schlagbolzen auf. Dadurch hat der Flugkolben bei einem späteren Stoßkontakt mehr Energie als bei einer optimalen Stoßposition, da die Fluggeschwindigkeit vom Flugkolben höher ist. Der Unterdruck in der Arbeitskammer erzeugt eine bremsende Kraft auf den Flugkolben, die bei solch einem Stoß vernachlässigbar scheint. Dies führt zu Kraftspitzen größer als 600 N. Je nachdem, wie stark der Doppelpreller ausfällt, kann der Flugkolben in der Sequenz Reflexion stark negativ beschleunigt werden (vgl. Abbildung 5-17, Seite 76 in Abschnitt 5.4 *C&C<sup>2</sup>- Sequenzmodell eines Bohrhammerschlagwerk*). Der Druck in der Arbeitskammer erhöht sich und der Kolben wird stark abgebremst. Der Flugkolben befindet sich an einer anderen Position als beim vorhergegangenen Stoß. In der Sequenz Kompression und Expansion wird der Flugkolben eine geringere Geschwindigkeit erreichen als beim vorherigen Stoß und die Kraftmessung am Umweltmodell wird geringer ausfallen. Im ungünstigsten Fall beträgt die Kraft 150 N weniger – also 450 N.

In **Diagramm 2** von Abbildung 6-30 ist der Kraftverlauf basierend auf dem Beschleunigungsverlauf des Flugkolbens (Formel 12) als schwarz, gepunkteter Verlauf dargestellt. Die Beschleunigungsspitzen des Flugkolbens sind während des Zeitraums von 0,1 Sekunden vergleichbar, was zu Kraftspitzen von ca. 600 N führt. In **Diagramm 5** von Abbildung 6-30 ist ein stark alternierender Charakter zu erkennen. Dieser wird somit sowohl an der Kraftmessdose **Diagramm 4** als auch in den Beschleunigungskurven gemessen. Die Beschleunigungskurven des Flugkolbens sind alternierend. Dies führt zu einem alternierenden Stoßverlauf an der Kraftmessung.

In Abbildung 6-32 ist von der gleichen Messung der Kraftverlauf basierend auf dem Beschleunigungsverlauf des Flugkolbens (Formel 12) als schwarz, gepunkteter Verlauf dargestellt. Der gleiche Kraftverlauf kann mit Formel 11, Seite 82 berechnet

werden. Neben der Kolbenfläche ( $A_{\text{Flugkolben}}$ ) wird der Druckverlauf benötigt, der mit Formel 16 bzw. Formel 17 oder Formel 18, Seite 115 berechnet wird. In Abschnitt 6.1.6 werden die **drei Druckmodelle** (isotherme, adiabatische und das sogenannte *reale* Druckmodell) vorgestellt. Neben konstanten Koeffizienten wird das Volumen der Arbeitskammer benötigt. Dieses wird aus der Kinematik des Schlagwerks berechnet. (vgl. Abschnitt *Vermessung der Schlagwerkkinematik bei variablen Andruckkräften am SUP*, Seite 100). Mit den Wegverlaufsdaten von Flugkolben und Zylinder wird das zeitabhängige Volumen der Arbeitskammer im Zylinder berechnet. (vgl. Formel 14, Formel 15 und Abbildung 6-21, Seite 114). Mit diesen drei Modellvorstellungen werden Kraftverläufe am Flugkolben berechnet, die in Abbildung 6-32 in dem Diagramm ③ bzw. ⑥ als blaue, rote und grüne Kraftverläufe am Kolben ( $F_{\text{isotherm}}$ ,  $F_{\text{diabatisch}}$ ,  $F_{\text{real}}$ ) visualisiert sind. Somit basieren die Kraftverläufe ②③ und ⑤⑥ in Abbildung 6-32 auf Messungen der Kinematik.

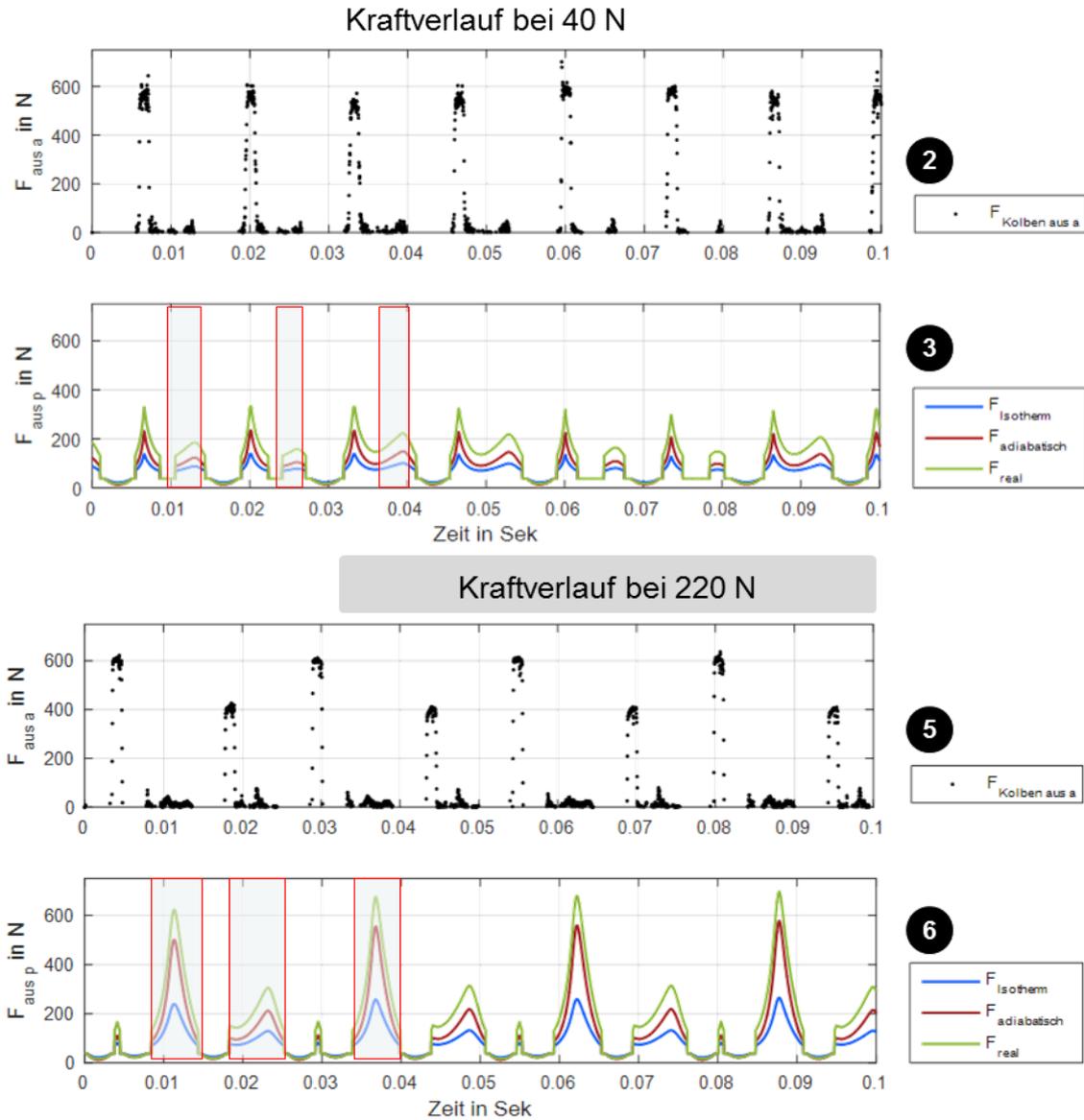


Abbildung 6-32: Plausibilisierung der Modellvorstellung- Berechnung des Kraftverlaufs mithilfe der Druckmodelle

Tabelle 13: tabellarische Zusammenfassung der Diagramme in Abbildung 6-32

<p>2 analog 5</p>	<p>Diagramm – schwarz gepunktet</p>	<p>Kraftverlauf basierend auf dem Beschleunigungsverlauf des Flugkolbens (Formel 12) – Kinematik Schlagwerk</p>
<p>3 analog 6</p>	<p>Diagramm– blau, rot und grün</p>	<p>Kraftverlauf basierend auf den Wegverläufen von Flugkolben und Zylinder (Formel 11 mit Formel 16 bzw. Formel 17 oder Formel 18) – Kinematik Schlagwerk</p>

Im **Diagramm 3** und **6** von Abbildung 6-32 werden die Kraftverläufe am Flugkolben basierend auf den Druckmodellen dargestellt. Der blaue Kraftverläufe am Kolben basiert auf dem isothermen Druckmodell ( $F_{isotherm}$ ) und führt zu den geringsten Kräften. Der rote Kraftverlauf am Kolben basiert auf dem adiabatischen Druckmodell ( $F_{adiabatisch}$ ) und es werden etwas höhere Kräften am Kolben berechnet. Mit dem realen Druckmodell ( $F_{real}$ , grüne Kurve) werden die größten Kraftspitzen von etwa 350 N bzw. 600 N erreicht.

In **Diagramm ⑥** und **⑤** sind deutlich die alternierenden Schwankungen des Kraftverlaufs zu sehen. Die roten Kästen im Diagramm **⑥** markieren die Dauer der Sequenz Rückführung und Kompression (vgl. Abschnitt 5.4.1 *Sequenz Rückführung*, Seite 77 und *Sequenz Kompression*, Seite 79). Die **Kraftmaxima** in der **Sequenz Kompression** variieren beim sogenannten *realen* Druckmodell ( $F_{\text{real}}$ ), grüne Linie im Diagramm **⑥** zwischen 600 N und 300 N. Nach einem starken Stoß (ca.  $t=0,004$  s, 0,0290 s, 0,55 s oder 0,092 s ...) wird der Flugkolben in der Sequenz Reflexion besonders stark zurückgestoßen. Der O-Ring am Flugkolben befindet sich in der D-Nut und der Druck fällt auf den Umgebungsdruck ab. Die darauffolgende Sequenz Kompression erfährt hohe Kräfte von 600 N (nach dem realen Druckmodell). Die darauffolgende Sequenz Expansion erfolgt zu schnell und die kinetische Energie des Flugkolbens ist geringer. Der Stoß wird mit einer geringeren Kraft gemessen (400 N, grüner Kraftverlauf am Umweltmodell; ca.  $t=0,018$  s, 0,044 s, 0,069 s, 0,094 s). Der Schlagzyklus wiederholt sich, wobei diesmal der Druck im Arbeitsraum höher ist als der Umgebungsdruck. Der Kraftverlauf bleibt auf einem Kraftniveau von 150 N und steigt in der Sequenz Kompression auf bis zu 300 N an. In der darauffolgenden Sequenz Expansion erreicht der Kolben eine hohe Geschwindigkeit, was zu einem starken Stoß führt. Der alternierende Stoßvorgang wiederholt sich. Das Schlagwerk arbeitet nicht im idealen Schlagrhythmus. (vgl. Fazit in Abschnitt 6.1.4, Seite 108).

## Zusammenfassung:

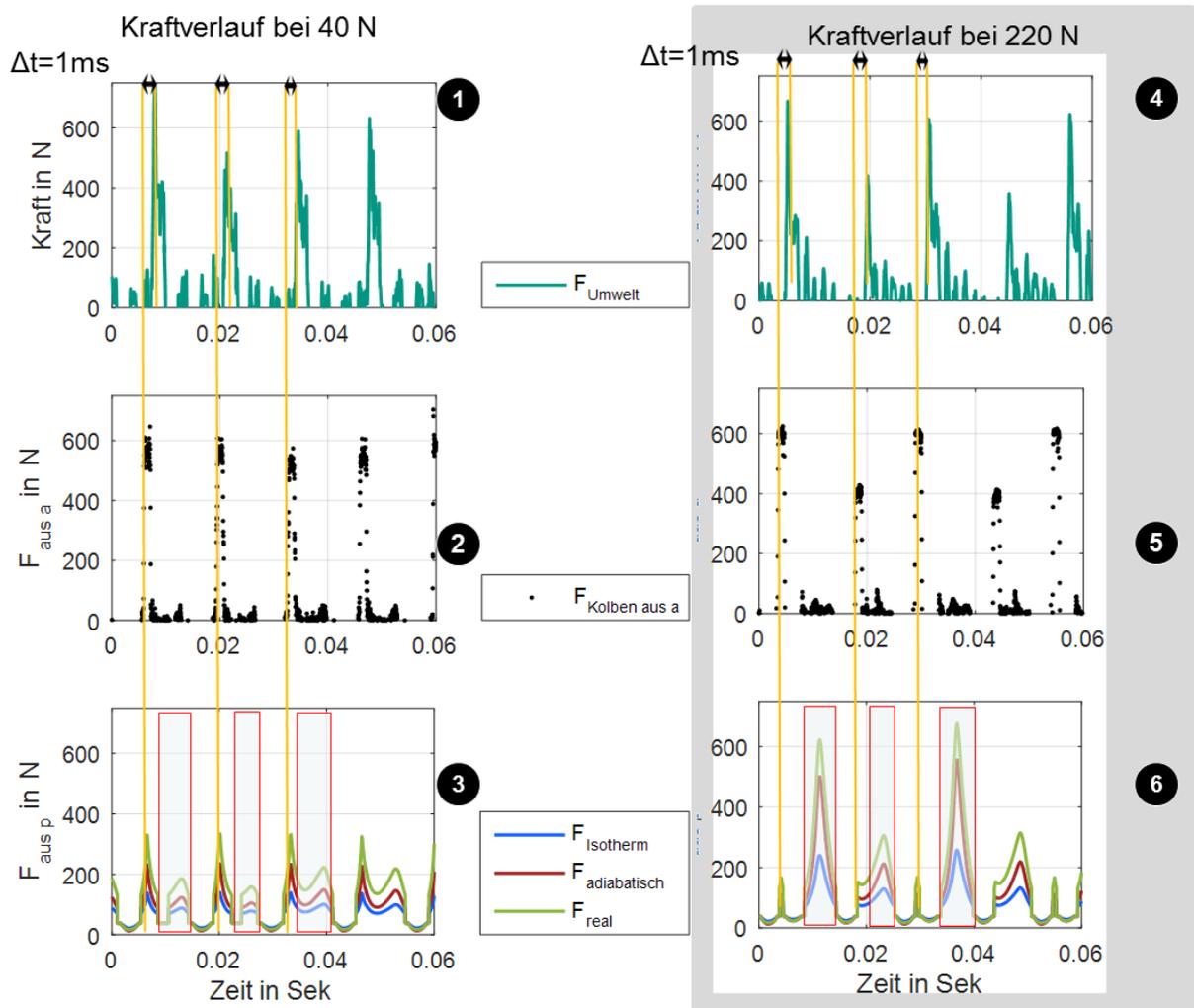


Abbildung 6-33 Zusammenstellung aus Abbildung 6-30 und Abbildung 6-32 von 0 ms bis 60 ms: links Kraftverläufe bei 40 N Andruckkraft, rechts bei 220 N

- In ❶ und ❹ sind die Kraftverläufe (grün) dargestellt, die am SUP Umweltmodell gemessen wurden  
→ Referenz
- In ❷ und ❺ sind die Kraftverläufe (schwarz gepunktet) dargestellt, die aus der Beschleunigung berechnet werden (vgl. Formel 12)  
→ im Weiteren bezeichnet als **Modell-Ansatz A** (Beschleunigung)
- In ❸ und ❻ sind die Kraftverläufe (blau, rot grün) dargestellt, die aus den Druckmodellen (isotherm, adiabatisch, real) berechnet werden (vgl. Formel 11 mit Formel 16 bzw. Formel 17 oder Formel 18)  
→ im Weiteren bezeichnet als **Modell-Ansatz B** (Druck) mit B1, B2, B3  
Somit basieren die Kurven in ❷, ❸, ❺, ❻ auf den Messungen der Kinematik vom Schlagwerk (vgl. Abschnitt *Vermessung der Schlagwerkkinematik bei variablen Andruckkräften am SUP*, Seite 100).

Aussage:

- Abtastrate der Hochgeschwindigkeitsmessung 40 kHz sind hoch genug, da in ② und ⑤ Kraftspitzen von bis zu 600 N mit vielen Messpunkten dargestellt werden.

Aussage:

- In ① und ④ sind die Kraftmaxima um 1 ms verzögert gegenüber ②, ③, ⑤, ⑥, da der Stoß auch später stattgefunden hat (Laufzeit des Stoßes durch Werkzeug und Sensor)

Aussage:

- In ① variieren die Kraftspitzen zwischen 450 und 600 N. In ② sind nahezu gleiche Kraftspitzen von  $600 \pm 50$  N aufgrund ähnlicher hoher Beschleunigungswerte des Flugkolbens dargestellt. In ③ variieren die Kraftspitzen zwischen 120 und 380 N je nach Druckmodell und Sequenz.  
→ In diesen Kurven (Andruckkraft 40 N) sind die Auswirkungen des Phänomens 1 Doppelpreller dargestellt. Findet der Stoß nicht in der optimalen Stoßposition statt, variiert der Druckverlauf von Sequenz zu Sequenz. Die Kraftspitze am Umweltmodell variiert im Bereich von  $600 \pm 50$  N.
- Bei einer Andruckkraft von 40 N befindet sich der typische Stoßkontakt des Flugkolbens bei etwa 7 mm ( $\pm 3$ mm) nach der optimalen Stoßposition. Die Stoßzeitpunkte finden in regelmäßigen Zeitabständen statt und werden durch das Phänomen Doppelpreller beeinflusst. Die Folge sind variierende Kraftspitzen in der Kraftmessung, bei einem relativ stabilen Schlagzyklus.

Aussage:

- In ④ alternieren die Kraftspitzen zwischen ~400 N und ~600 N. In ⑤ sind nahezu die gleich alternierenden Kraftspitzen aufgrund alternierender Beschleunigungswerte des Flugkolbens dargestellt. In ⑥ variieren die Kraftspitzen zwischen 160 und 600 N je nach Druckmodell und Sequenz, wobei auch hier die alternierenden Kraftspitzen dargestellt sind.  
→ In allen Kurven (Andruckkraft 220 N) sind die Auswirkungen der gestörten Schlagabstimmung als alternierende Kraftspitze dargestellt. Dies führt zu schnellen und starken, zu langsamen und schwachen, alternierenden Stößen.
- Die Stoßfolge ist zeitäquidistant und alterniert zwischen 600 N und 400 N. Daraus ist erkennbar, dass Stöße bei der optimalen Stoßposition erfolgen (vgl. 6.1.4, Seite 108). Der alternierende Kraftverlauf ist eine Folge des Flugkolbenwegverlaufs.
- Nach einem starken Stoß wird der Flugkolben in der Sequenz Reflexion besonders stark zurückgestoßen. Der Flugkolben nimmt die Position in der D-Nut ein und der Druck fällt ab. Die darauffolgende Sequenz Kompression erfährt hohe Kräfte von 600 N (nach dem realen Druckmodell). Die darauffolgende Sequenz Expansion erfolgt zu schnell und die kinetische Energie des Flugkolbens ist geringer. Das

Timing vom Schlagwerk wird, ins besonders in der Sequenz Reflexion störend beeinflusst. Nach einem starken Stoß ist die Reflexion zu stark und das Schlagwerk kommt aus dem Takt.

- Der Schlagzyklus wiederholt sich, wobei diesmal der Druck im Arbeitsraum höher ist als der Umgebungsdruck. Der Kraftverlauf bleibt auf einem Kraftniveau von 150 N und steigt in der Sequenz Kompression auf bis zu 300 N an. In der darauffolgenden Sequenz Expansion erreicht der Kolben eine hohe Geschwindigkeit, was zu einem starken Stoß führt.

## Modellbildung

Für die Modellbildung bedeutet dies, dass

- durch den Abgleich des Kraftverlaufs, basierend auf dem Beschleunigungsverlauf des Flugkolbens (Formel 12) bzw. der Kraftverläufe, basierend auf den Wegverläufen von Flugkolben und Zylinder (Formel 11 mit Formel 16 bzw. Formel 17 oder Formel 18) mit dem Messergebnis am Kraftsensor die Modellbildung plausibilisiert wurde. (vgl. Modell-Ansatz A ② bzw. ⑤, Modell-Ansatz B mit B1, B2, B3 ③ bzw. ⑥)
- der Modell-Ansatz A und B3 sich, insbesondere bei hohen Andruckkräften (d.h. bei optimaler Stoßposition) besonders gut eignen, um den Kraftverlauf abhängig vom Druck bzw. der Beschleunigung zu beschreiben.
- in der Simulation sowohl der Modell-Ansatz A (abhängig von der Beschleunigung) als auch der Modell-Ansatz B3 (*reales* Druckmodell) verwendet werden kann.

### 6.2.3 Verifikation der Simulation mit der Kraftmessung am Umweltmodell

Durch Plausibilisierung von Modellierungsansätzen mithilfe verschiedener Messtechniken bzw. Sensoren kann die Simulation abgesichert werden. Die Verifikation der Simulation erfolgt über den Abgleich der Kraftmessung am Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) mit der Berechnung der Kraft durch die Simulation des BMP's. Neben dem Kraftverlauf dient die Wegmessung als eine der Verifikationsgrößen. Zunächst wird der Kraft- und dann der Wegverlauf der Messdaten mit den Simulationsergebnissen verglichen.

#### Verifikation mit Kraftverlauf

In Abbildung 6-34 sind in der oberen Diagrammreihe die Messergebnisse am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) bei unterschiedlichen Andruckkräften abgebildet. Da überdurchschnittlich viele Kraftspitzen bei etwa 500 N am Umweltmodell (grün) beobachtbar sind, ist eine Referenzlinie zur besseren Übersicht eingezeichnet.

Im Diagramm oben links ist der Kraftverlauf bei 40 N dargestellt. Grundsätzlich sind die Kraftspitzen der unterschiedlichen Stöße recht ähnlich. Der schwankende Verlauf lässt sich über die variierende Stoßposition des Schlagbolzens erklären (vgl. Kapitel 6.1.3). Bei den hohen Andruckkräften (180 N und 220 N) in den oberen mittleren und

rechten Diagrammen alternieren die Kraftspitzen zwischen etwa 400 und 600 N. Aus der Messung der Kinematik am Schlagwerk (vgl. Abbildung 6-13 und Abbildung 6-14) sind die alternierenden Wegkurven am Flugkolben und Schlagbolzen auffallend. Die Kraftverläufe in der Messung und in der Berechnung (Simulation) bilden den alternierenden Kraftverlauf ab. Die untere Diagrammreihe stellt die Berechnung der Kraft durch die Simulation dar. Die Kraftverläufe des Umweltmodells (grüne, Strichpunkt Linien) treffen den charakteristischen Verlauf, insbesondere bei den Amplitudenwerten gut.

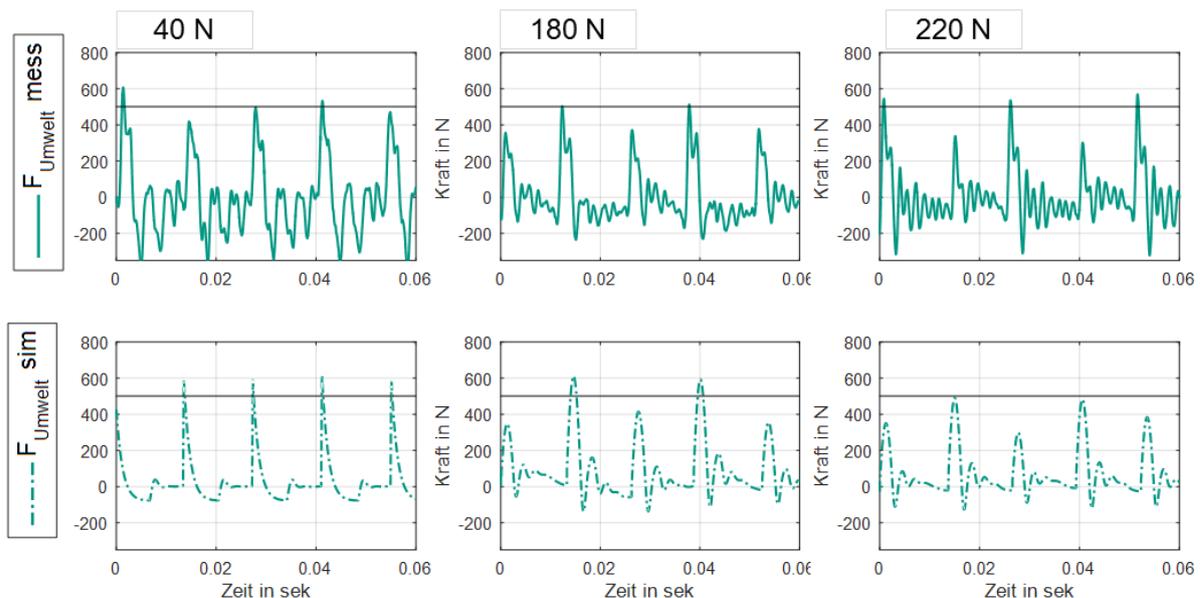


Abbildung 6-34: Kraftverläufe am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand bei unterschiedlicher Andruckkraft in den Diagrammreihen Messung (oben) und Simulation (unten)

### Zusammenfassung:

- Das Simulationsmodell bildet den Kraftverlauf am Umweltmodell in seiner alternierenden Charakteristik und den Kraftspitzen ausreichend gut ab.
- Das Phänomen des Dopplerprellers hat einen geringen Einfluss auf die Kraftspitzen am Umweltmodell und variieren um etwa 565 N. Bei niedrigen Andruckkräften (40 N) sind überdurchschnittlich viele Stöße bei etwa 500 N Kraftspitze, können aber auch deutlich stärker und schwächer sein.
- Bei hohen Andruckkräften alterniert die Kraftspitze zwischen 400 N und 600 N. Der alternierende Charakter befindet sich sowohl bei einer Andruckkraft von 180 N und 220 N und kann durch wiederkehrende Maxima und Minima beschrieben werden.

### Verifikation mit Wegverlauf

Um die Modellgüte besser beurteilen zu können, wird im Folgenden die Kinematik des Schlagwerks betrachtet. Die Wegmessung ist die zweite Verifikationsgröße.

In Abbildung 6-35 ist die Kinematik der Schlagwerkkomponenten dargestellt. Die Strichpunktlinien sind die Ergebnisse der Simulation, die mit den Ergebnissen der Messung (durchgezogene Linie) verglichen werden.

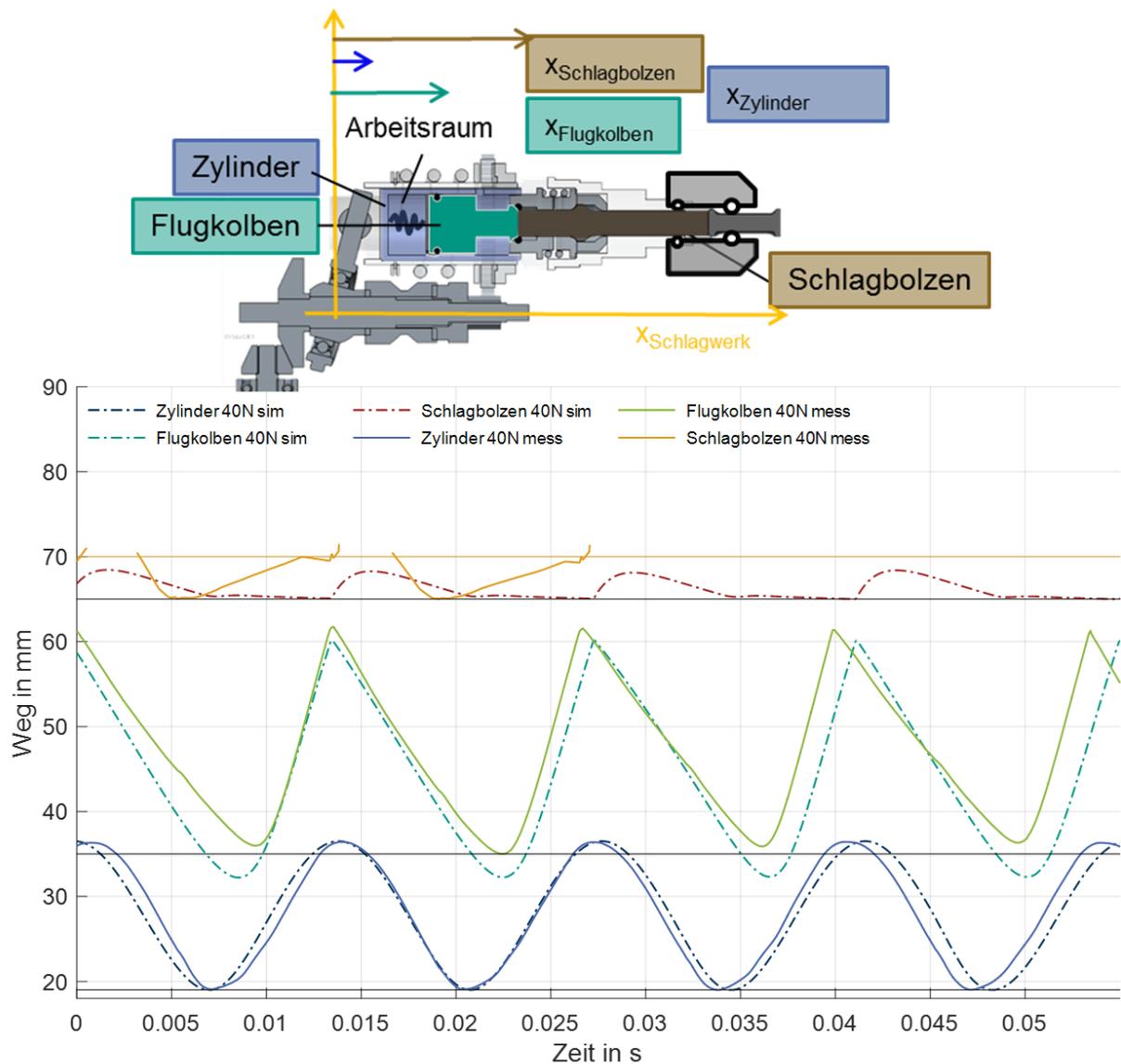


Abbildung 6-35: Kinematik des Schlagwerks – Vergleich von Messung und Simulation bei 40 N Andruckkraft

Der Schlagbolzen (orangefarben) bewegt sich nach dem Stoß auf die optimale Stoßposition bei 65 mm (horizontale schwarze Linie), prallt am Anschlag ab und bewegt sich etwa 8 mm in Richtung Werkzeug, so dass der Stoß während der Messung bei 70 mm stattfindet (orangefarbene horizontale Linie). (Phänomen Doppelpreller). In der Simulation ist Stoßbedingung idealisiert definiert, sodass der Stoß bei 65 mm an der optimalen Stoßposition (schwarze horizontale Linie) stattfindet. Der Wegverlauf des Schlagbolzens ist als rote Strichpunkt-Linie dargestellt. Nach dem Stoß bewegt sich der Schlagbolzen etwa 4 mm und schwingt dann leicht dämpfend in eine optimale Stoßposition wieder ein. Die simulierten Wegverläufe des Zylinders

darunter sind in Amplitude und Frequenz der Messung sehr ähnlich, der Doppelpreller zwischen Schlagbolzen und Flugkolben aus der Messung kann in der Simulation nicht abgebildet werden.

Bei Erhöhung der Andruckkraft (180 N) versteift sich das System und während der Sequenz Reflexion treten langsame (gelber Kasten) und schnelle Phasen (grauer Kasten) auf (vgl. Abbildung 6-36). Nach einem starken Stoß ist die Reflexion zu stark und das Schlagwerk kommt aus dem Takt. In diesen Phasen ist ein deutlicher Knick in den Kurven zu erkennen. In der Simulation ist der Druckverlauf beobachtbar. An diesen Stellen liegt ein hoher Druck an, was zum (nicht optimalen) abrupten Abbremsen des Flugkolbens führt (vgl. Abbildung 6-33 Diagramm ©, Seite 134). Der Flugkolben ist zu langsam, denn er kann vom Kräftegleichgewicht in der Druckkammer nicht mehr nach hinten gezogen werden. Er schwingt bei etwa 40 mm etwa 15 Millisekunden, während der Zylinder seinen Tiefpunkt erreicht und sich in die Sequenz Expansion begibt.

Der Flugkolben hat eine deutlich kürzere Strecke zum Beschleunigen und die Beschleunigungsphase fällt deutlich kürzer aus. Die Folge ist ein schwächerer Stoß, der den Schlagbolzen weniger weit bewegen kann. Der Effekt wird verstärkt, wenn der Flugkolben so stark verlangsamt, dass keine Gleitreibung mehr stattfindet. Es kommt zu Haftreibung, so dass der Flugkolben mehr Kraft erfahren muss, bevor er diese überwindet.

Die orangefarbene Linie (Schlagbolzen Messung) schwingt bei starken Stößen nach. In der Simulation ist die Dämpfungsrate geringer gewählt, um die Kraftspitzen am Umweltmodell besser zu treffen. In Abbildung 6-36 ist das mit einer roten, strichgepunkteten Linie dargestellt. Der Stoß schwingt abklingend aus. Die Wegverläufe des Zylinders sind in Amplitude und Frequenz gut getroffen.

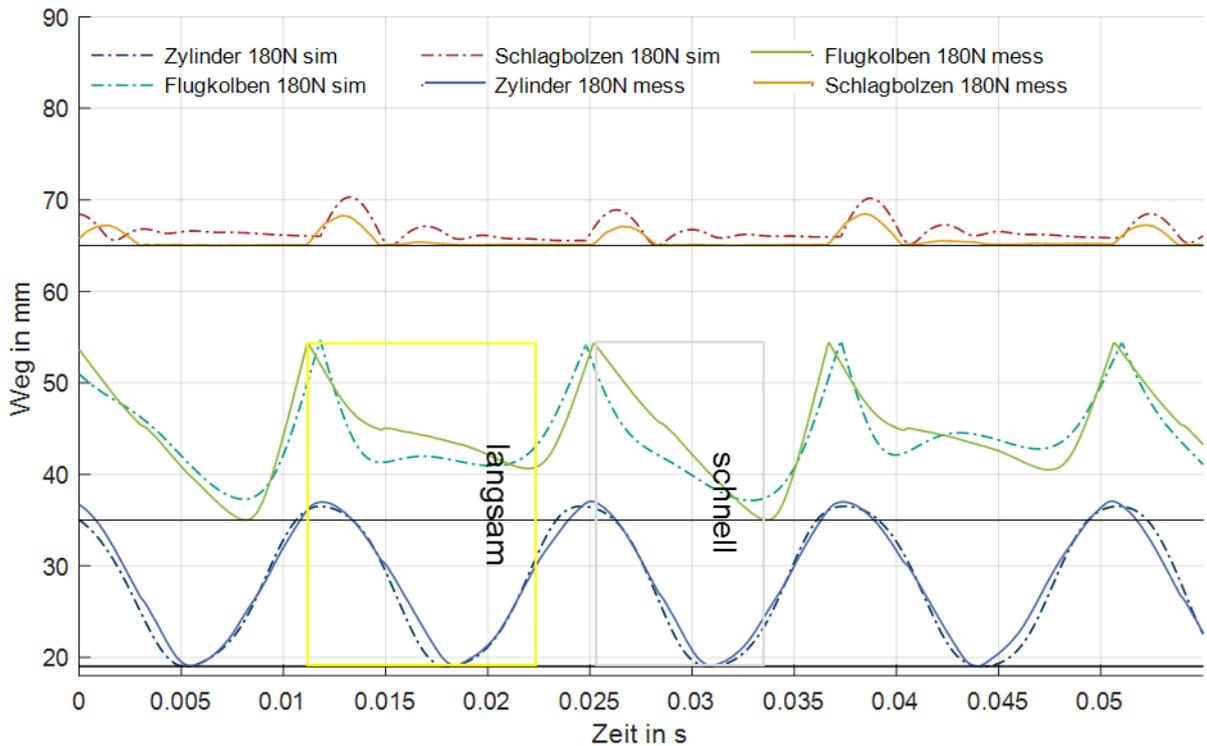


Abbildung 6-36: Kinematik des Schlagwerks – Vergleich von Messung und Simulation bei 180 N Andruckkraft

Wird die Andruckkraft auf 220 N erhöht, ergeben sich die Wegverläufe, die in Abbildung 6-37 dargestellt sind.

Die Parameter sind in der Simulation, bis auf die Eingangsgrößen Andruckkraft (220 N) und Motordrehzahl, die gleichen. Die Amplituden und die charakteristischen Verläufe von Flugkolben (grün) und Zylinder (blau) sowie von Simulation (Strichpunkt) zur Messung (durchgezogene Linie) ähneln sich sehr stark. Ansonsten sind die Aussagen, die bei 180 N getroffen werden auch hier gültig. Die Wegverläufe der Schlagwerkkomponenten, die mithilfe der Simulation berechnet wurden, werden ausreichend gut von der Messung bestätigt.

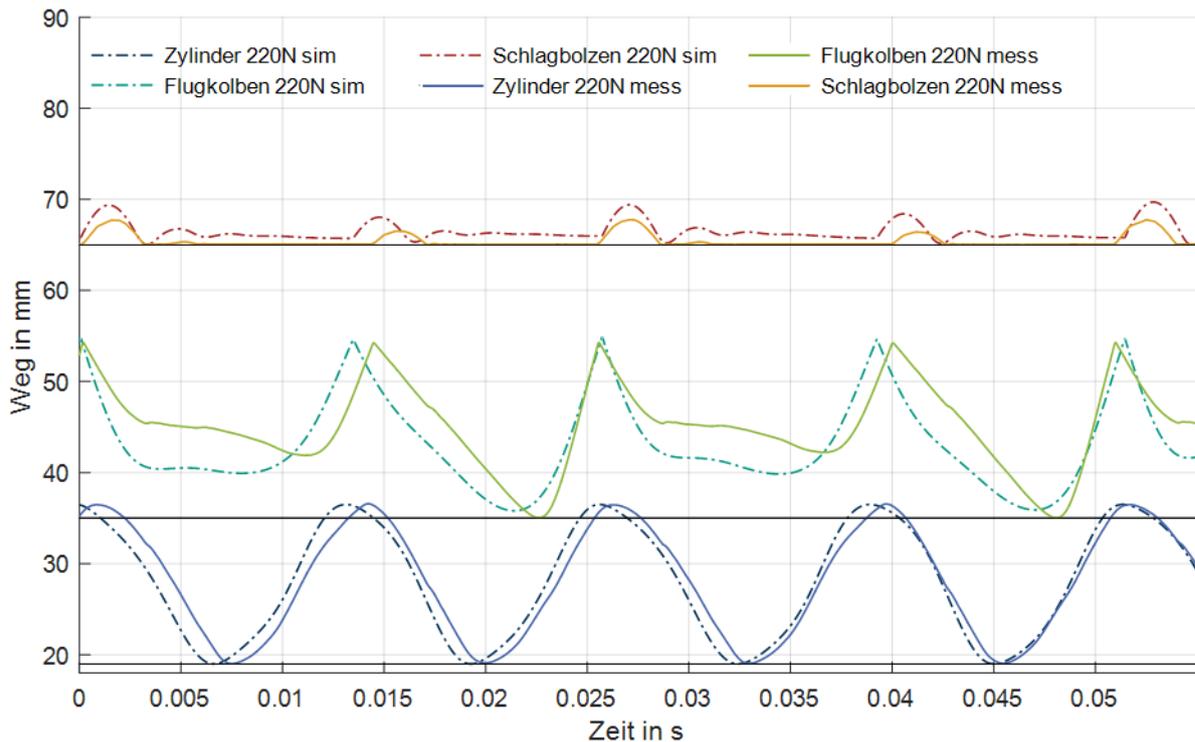


Abbildung 6-37: Kinematik des Schlagwerks – Vergleich von Messung und Simulation bei 220 N Andruckkraft

### Zusammenfassung:

- Das Schlagwerk bei 40 N bildet in der Simulation den optimalen Schlagvorgang ab. Das Phänomen Doppelpreller kann mit dem bisherigen Simulationsmodell nicht abgebildet werden.
- Das Schlagwerk bei erhöhten Andruckkräften (180 N und 220 N) zeigt sowohl in der Simulation als auch in der Messung einen alternierenden Charakter auf. Nach einem starken Stoß ist die Reflexion zu stark und das Schlagwerk kommt aus dem Takt. Diese macht sich in den langsamen und schnellen Phasen bemerkbar, die in der Sequenz der Reflexion zu einem erhöhten Druck im Schlagwerk führt. Die Amplitude des Flugkolbens reduziert sich dabei auf 35 -55 mm.
- Die verwendeten Parameter in der Simulation bilden die Kinematik des Schlagwerks gut ab.

### Zwischenfazit zum zweiten Forschungsschritt *Methodenentwicklung*:

Die Verifikation des Simulationsmodells erfolgt über zwei Maßnahmen, einerseits der Plausibilisierung der Messtechnik und der Modellierungsansätze, andererseits der Verifikation der Simulationsergebnisse mit Messergebnissen.

Die erste Maßnahme, die Plausibilisierung, nutzt unterschiedliche Modellierungsansätze und vergleicht direkte Messergebnisse mit indirekten Messgrößen. Als direkte Messgröße konnte am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) der Kraftverlauf am Umweltmodell als Referenzmessgröße genutzt werden. Aus den Wegverläufen, ermittelt über die

Hochgeschwindigkeitskameramessung und Formel 12 (zweites Newton'sche Axiom) wird der Kraftverlauf berechnet. Der errechnete Kraftverlauf wird über Messungen am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) bestätigt, wie in Abbildung 6-33 dargestellt. Ebenso wird der Kraftverlauf nach Formel 11 und Formel 16 (isotherme Annahme) bzw. Formel 17 (adiabatische Annahme) bzw. Formel 18 (reale Gase Van-der-Waals-Gleichung) berechnet. Durch den Vergleich der direkt gemessenen Kraft am Umweltmodell und der berechneten Kraft über die Wegdaten in Kombination mit unterschiedlichen thermodynamischen Ansätzen, kann die Güte des Modellierungsansatzes bestimmt werden. Bei dieser Untersuchung erzielt der Thermodynamischen Ansatz mit der Van-der-Waals-Gleichung die besten Ergebnisse und wird in der Simulation entsprechend verwendet.

**Zusammenfassend konnte mit zwei unterschiedlichen Messmethoden die Anwendbarkeit der Druckberechnung nach der Van-der-Waals-Gleichung gezeigt werden.**

Die zweite Maßnahme verifiziert über die Kinematik des Schlagwerks und des Kraftverlaufs am Umweltmodell die Gültigkeit der Simulation. Die Simulation bildet nicht das Phänomen der Doppelpreller ab, da Kräfte in der Simulation den Flugkolben in die optimale Stoßposition bringen (vgl. Abbildung 6-35, Seite 138). **Das Ergebnis ist ein optimierter Stoßvorgang, der die Kinematik bei niedriger Andruckkraft beschreibt. Bei höherer Andruckkraft (180 N und 220 N) kann der alternierende Stoßvorgang in der Kinematik abgebildet werden. Das Simulationsmodell ist somit, insbesondere für höhere Andruckkräfte verifiziert.**

Das zweite Teilziel, die **Entwicklung eines Simulationsmodells des Schlagwerks und dessen Verifikation über einen physischen Prüfstand** konnte dadurch erreicht werden.

Die dreistufige Methode (vgl. Abbildung 6-2) ist zielführend, da das Schlagwerk stets im Fokus steht. Dennoch werden die Wechselwirkungen zu den Teilsystemen Rest-Power-Tool und Umweltmodell sowie Anwendermodell ausreichend genau abgebildet.

## 7 Aufzeigen von Potentiale der Schlagwerksimulation



Abbildung 7-1: Forschungsdesign

In diesem Kapitel wird das Simulationsmodell genutzt, um das Schlagwerk zu optimieren.

Für die Schlagwerkoptimierung ist es notwendig ein tiefes Verständnis der Zusammenhänge im Schlagwerk zu haben, um abzuschätzen, wie sich Änderungsmaßnahmen zur Optimierung des Schlagwerks auswirken.

Ein tiefes, quantitatives Systemverständnis wurde über den C&C<sup>2</sup>-Ansatz in Abschnitt 5.4, Seite 64 aufgebaut. Durch Messungen im Gesamtsystem Anwender, Power-Tool und Umwelt konnten Phänomene entdeckt werden. (Abschnitt 6.1.4, Seite 108).

Mit dem jetzt verifizierten Simulationsmodell werden einzelne Schlagwerkparameter variiert und deren Auswirkung auf die Schlagleistung beurteilt. Zusätzlich dazu kann ein Simulationsmodell genutzt werden, um die Belastung von nicht oder schwierig messbaren Bauteilparametern zu berechnen. Dies wird im folgenden Abschnitt vorgestellt. Optimierungsvorschläge der Schlagwerkparameter sind in Abschnitt 7.2 beschrieben.

### 7.1 Vorteil Simulation: Berechnung von nicht oder schwierig messbaren Bauteilparametern

Eine Herausforderung ist die Dimensionierung von Taumelfinger bzw. Taumellager. Um diese passend dimensionieren zu können, müsste an der Welle oder am Taumellager gemessen werden. Messtechnisch ist dies kaum oder gar nicht realisierbar, da die Messstelle zum einen schwierig erreichbar und zum anderen hochdynamisch angeregt wird. Da das Schlagwerk im Leistungsfluss zum Anwender steht, verändert sich die Beanspruchung des Taumelfingers auch mit der Andruckkraft des Anwenders. Mit dem hier vorgestellten Simulationsmodell kann abhängig von der Andruckkraft des Anwenders die Belastung des Taumelfingers errechnet werden.

Das Drehmoment, das an der Antriebswelle bei den unterschiedlichen Andruckkräften anliegt, ist in Abbildung 7-2 dargestellt. Die Kraft, die am Taumelfingerbolzen anliegt, ist in Abbildung 7-3 visualisiert. Die Stoßbelastung kann deutlich in den Amplitudenerhöhungen der Messdaten gesehen werden. Bei 40 N (grün) ist die Belastung am geringsten. Bei den hohen Andruckkräften (180 N dunkelblau, 220 N schwarz) ist eine deutliche Steigerung des Lastkollektivs dargestellt.

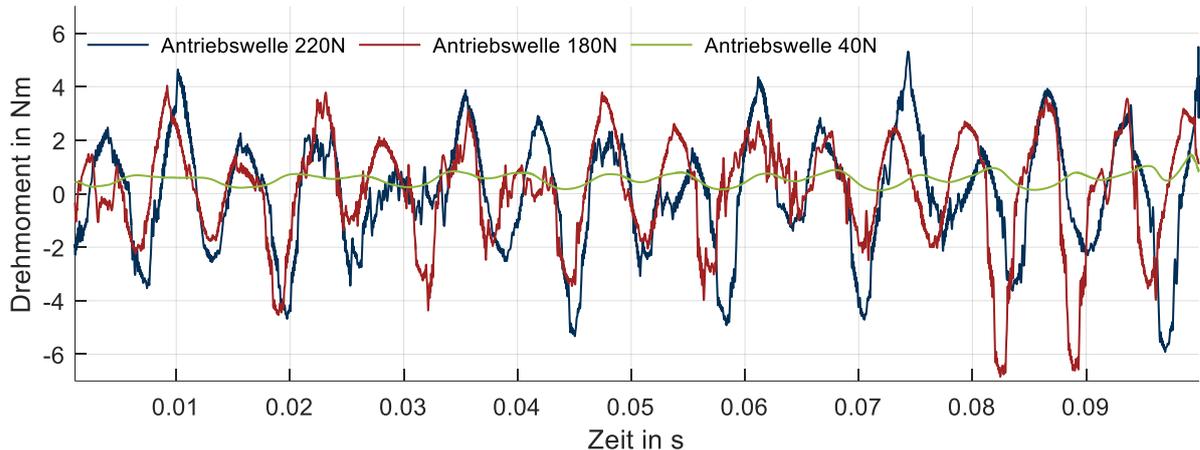


Abbildung 7-2: Verlauf des Drehmoments an der Antriebswelle bei verschiedenen Andruckkräften (simuliert)

Bei 40 N Andruckkraft sind bis zu 0,9 Nm Drehmoment an der Antriebswelle berechnet. Bei 180 N (rote Kurve) ist das System deutlich höheren Drehmomenten ausgesetzt (bis zu 4 Nm). Bei 220 N Andruckkraft (blaue) kann sich das Moment an der Welle noch etwas steigern. (bis zu 5 Nm).

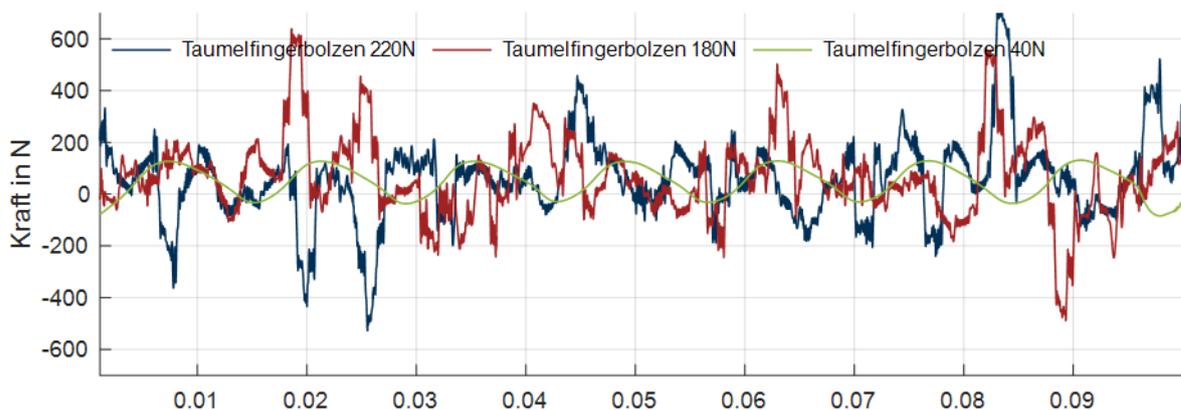


Abbildung 7-3: Verlauf der Kraft bei verschiedenen Andruckkräften (simuliert)

Der Taumelfingerbolzen befindet sich direkt am Erregerzylinder und am Taumelfinger. Über diesen wird die Führung in Schlagrichtung realisiert. Das bedeutet, dass der Bolzen die Hubbewegung mitführt, während der Taumelfinger im Bolzen gleitend die taumelnde Bewegung ausführt. Bei den höheren Andruckkräften sind deutliche Schwingungen sichtbar, die vermutlich durch den eben beschriebenen Freiheitsgrad

herbeigeführt werden. Die dynamischen Kraftspitzen liegen nahe den Kraftspitzen, die während der Sequenz Reflexion in der Druckkammer berechnet werden.

**Zusammenfassend** kann gesagt werden, dass erhöhte Andruckkräfte die Belastung im Antriebstrang deutlich erhöhen. Bezogen auf das Drehmoment an der Antriebswelle führt das zu einer Überhöhung von bis zu ca. 550 %; bei der Kraft am Taumelfinger etwa 530 %. Es ist dadurch möglich, dass bei erhöhten Andruckkräften die Belastung auf die Komponenten ansteigt und es zu Ausfällen kommen kann. Für den Nutzer bietet das Simulationsmodell die Chance, Hypothesen herzuleiten und diese zunächst in der Simulation zu berechnen; besonders an Positionen und Bauteilen, die im physischen Aufbau schwierig oder nicht erreichbar sind.

Im nächsten Abschnitt wird anhand gezielter Gestaltänderungsvorschlägen gezeigt, welches Potential mit einem verifizierten Simulationsmodell gehoben werden kann.

## **7.2 Parameterstudie: Optimierung des Timings und Erhöhung der Einzelschlagenergie**

Durch die ganzheitliche Betrachtung (Messung am Gesamtsystem Anwender, Power-Tool und Umwelt und Simulation der Messung) konnten folgende Erkenntnisse gesammelt werden:

- Um die Einzelschlagenergie zu erhöhen, kann die Geschwindigkeit des Flugkolbens vor dem Stoß erhöht werden oder auch deren Masse. Die Elastizitätszahl sollte dabei möglichst gering bleiben. (Siehe Formel 8, Seite 20)
- Aus den Messungen in Kapitel 6.1.3 wird deutlich, dass das Schlagwerk, insbesondere bei hohen Andruckkräften nicht gut synchronisiert ist. Durch das Simulationsmodell in Kapitel 6.2.2 konnte gezeigt werden, dass der Stoß zu spät erfolgt und der Druck in der Kammer zu schnell ansteigt.

Aus diesen Erkenntnissen lassen sich zwei Maßnahmen ableiten.

- Wird die Masse des Flugkolbens und des Schlagbolzens erhöht, nimmt die Dynamik im Schlagwerk aufgrund der Massenträgheit ab.
- Durch einen früheren Stoß könnte die Synchronisierung des aktuellen Schlagwerks verbessert werden.

Um zu zeigen wie sich die Simulation verhält und welchen Nutzen das Simulationsmodell hat, werden folgende Parameter verändert:

- Position des Schlagbolzenanschlags um 3 mm in Richtung Werkzeug verlagern (späterer Schlagzeitpunkt als beim bisherigen).
- Durchmesser des Flugkolbens um 20 % vergrößern
- Die Masse des Flugkolbens und des Schlagbolzens um 50 % erhöhen.

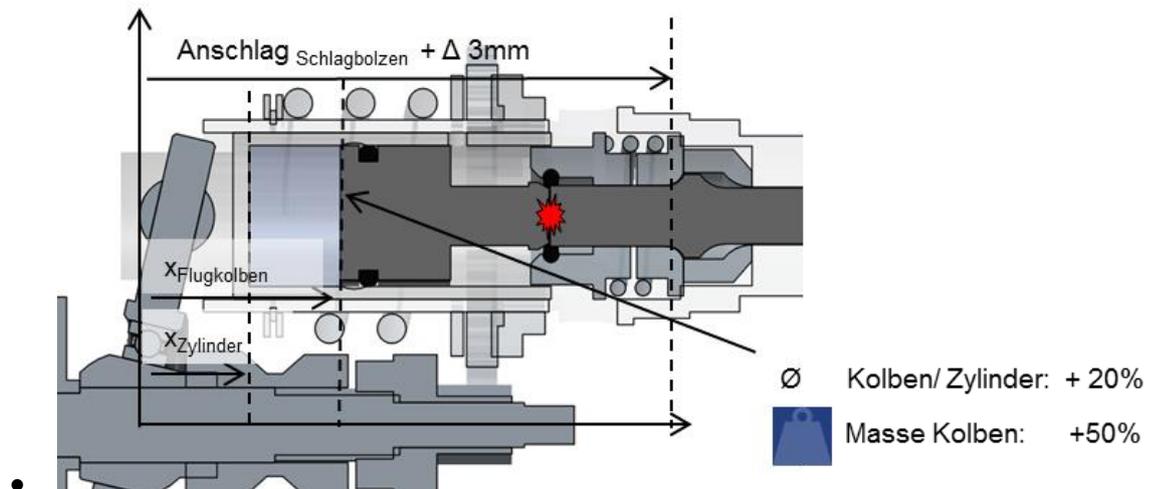


Abbildung 7-4: Visualisierung der Parameteränderungen

Die Effekte durch die Parametervariation sind in den Ergebnissen der Simulation in den Grafiken Abbildung 7-5, Abbildung 7-6 und Abbildung 7-7 dargestellt.

In Abbildung 7-5 wird die simulierte Kinematik des Schlagwerks mit den Messergebnissen verglichen. In der Simulation wird der Stoßkontakt an die Stoßposition 68 mm definiert. Das weicht 2 mm von der tatsächlichen Stoßposition der Messung ab. Die Einhaltung dieser Stoßposition muss im Versuch verifiziert werden, ansonsten kann es ebenso zu dem Phänomen der Doppelpreller kommen. Der Flugkolbenweg (grün, strichpunktierte Linie – Simulation, Volllinie- Messung (Referenz)) reduziert sich von 31 mm auf 21 mm, was zu einer geringeren maximalen Geschwindigkeit des Flugkolbens führt. Die Einzelschlagenergie wird deshalb geringer ausfallen als bisher. Der Schlagbolzen befindet sich beim Stoßkontakt am Anschlag auf den neu definierten 68 mm.

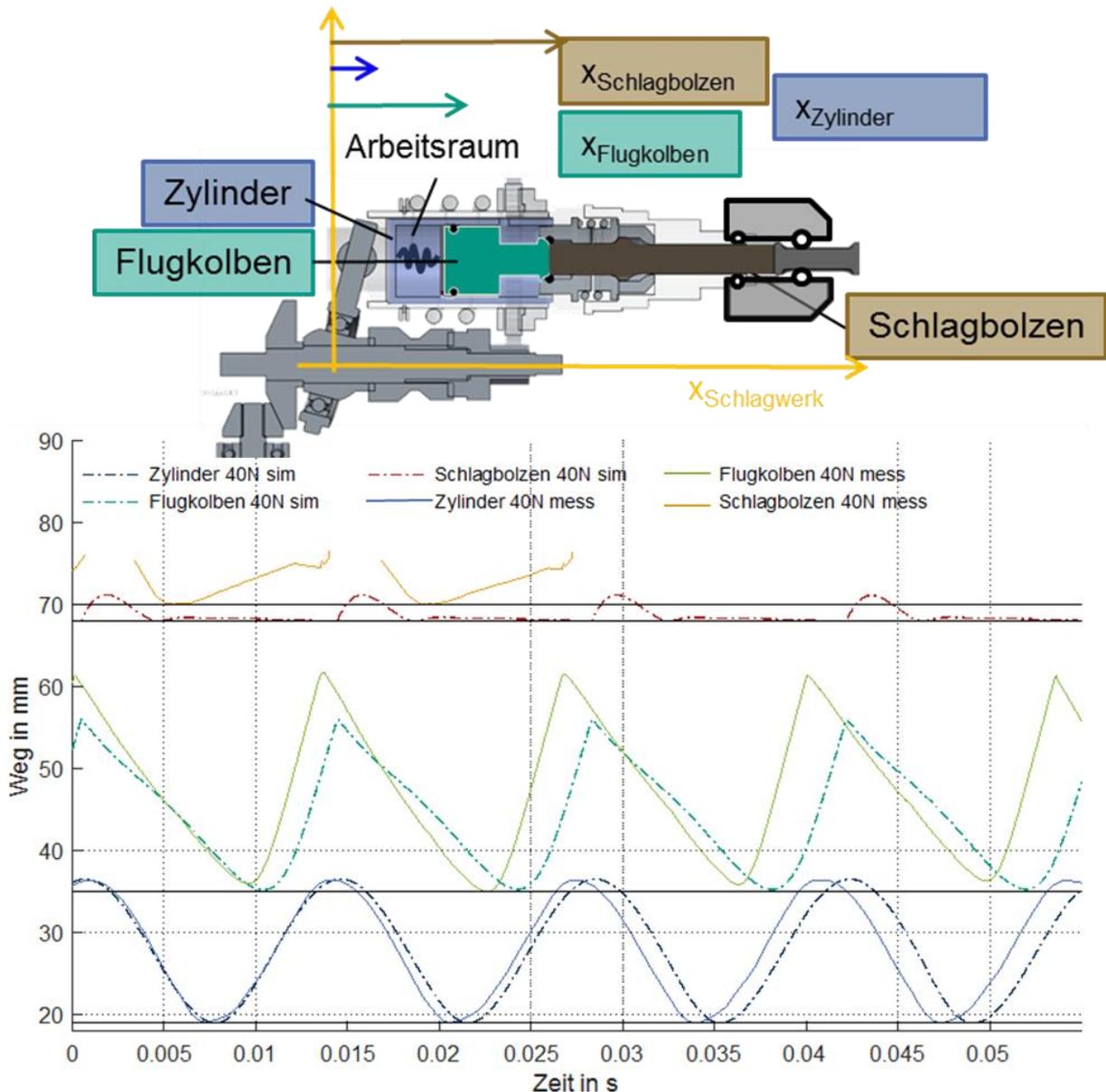


Abbildung 7-5: Kinematik des Schlagwerks – Vergleich von Messung und Simulation (Parameter der Machbarkeitsstudie) bei 40 N Andruckkraft

Von den drei untersuchten Andruckkräften (40 N, 180 N und 220 N) ist das Schlagwerk bei 180 N Andruckkraft am besten abgestimmt. Der Zylinder (blau, strichpunktierte Linie aus Simulation, Volllinie gemessen) bewegt sich in der Simulation und in der Messung vergleichbar. Dabei ist zu beachten, dass der Zylinderdurchmesser in der Simulation um 20 % vergrößert ist. Der simulierte Flugkolben hat eine hohe Amplitude von 25 mm, die etwa der Amplitude der Messung bei 40 N Andruckkraft entspricht. Die starke Steigung in der Sequenz Expansion deutet auf eine hohe maximale Geschwindigkeit des Flugkolbens hin. Der Verlauf kommt dem optimalen Schlagzyklus nahe (vgl. Abbildung 6-16, Seite 109).

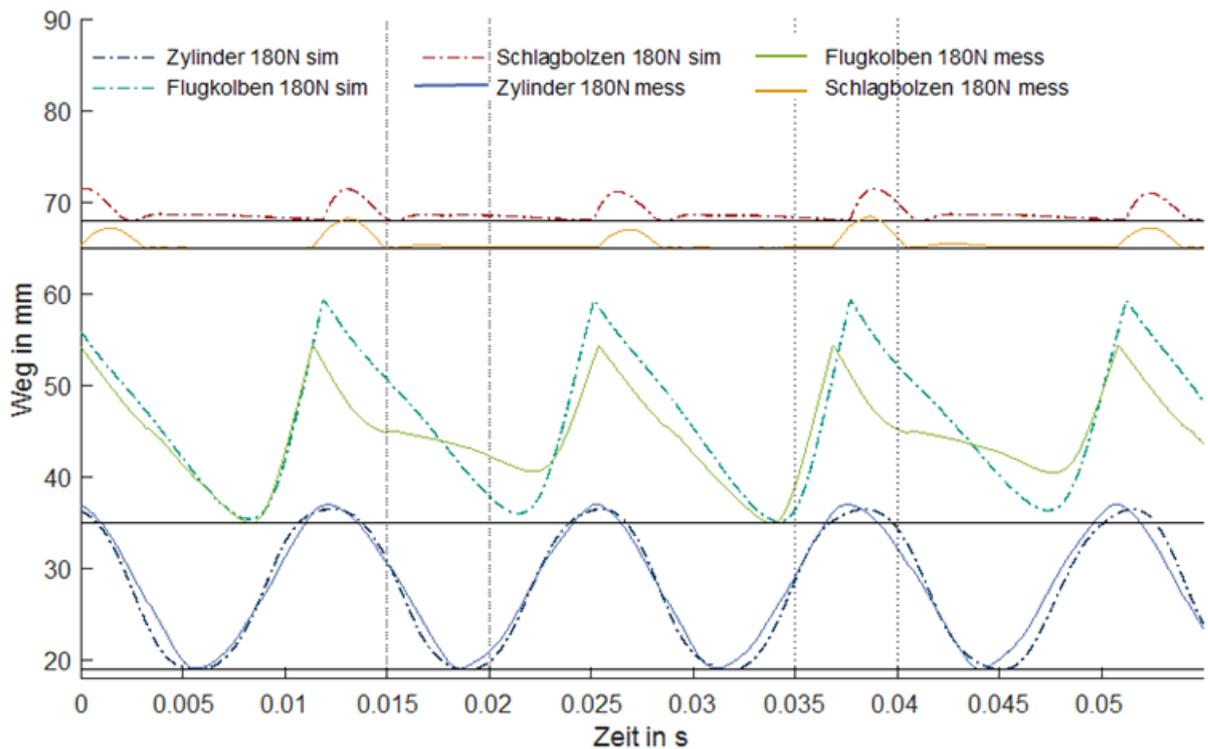


Abbildung 7-6: Kinematik des Schlagwerks – Vergleich von Messung und Simulation (Parameter der Machbarkeitsstudie) bei 180 N Andruckkraft

Um den Effekt der Parameteränderung auch in der Leistungsfähigkeit des Geräts zu zeigen, wird in Abbildung 7-7 der Kraftverlauf, am Umweltmodell in grün dargestellt.

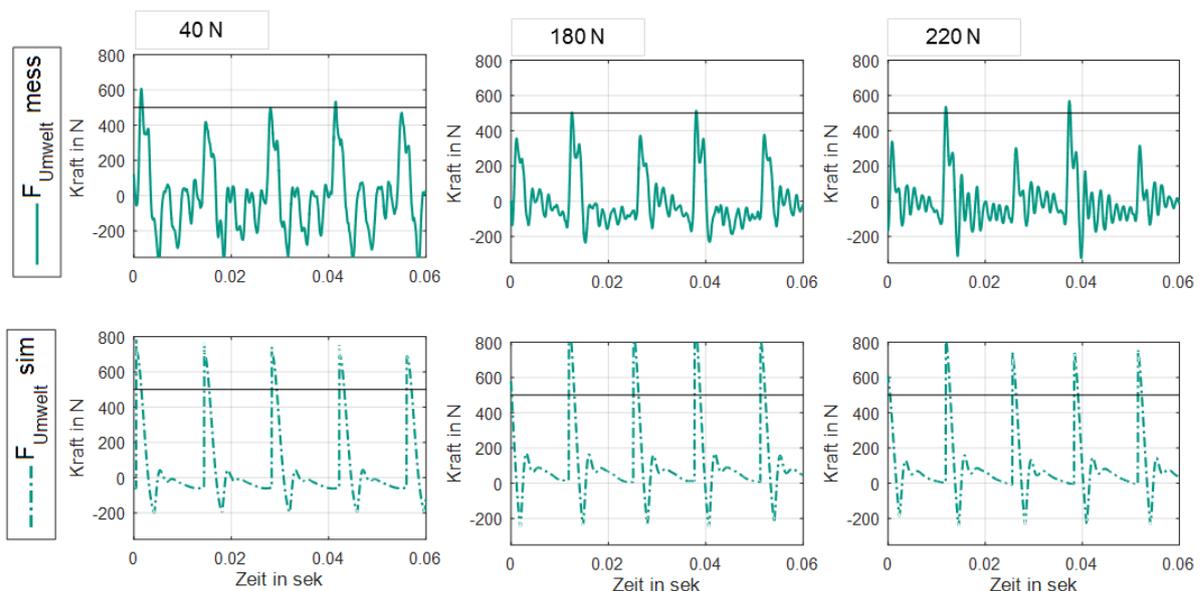


Abbildung 7-7: Kraftverläufe am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand bei unterschiedlicher Andruckkraft in den Diagrammreihen Messung (oben) und Simulation mit neuen Parametern (unten)

Es ist deutlich erkennbar, dass simulativ bei allen Andruckkräften die maximalen Kraftspitzen am Umweltmodell deutlich über 500 N vorausgesagt wird. Bei den hohen Andruckkräften sind Kraftspitzen bis 800 N dargestellt.

Als Effekt der Parameteränderung zeigt die Simulation, dass das System bei unterschiedlichen Andruckkräften ähnlich reagiert. Die Einzelschlagenergie ist bei einer Andruckkraft von 180 N am höchsten und kommt auf 2,57 Joule. Um dies zu verifizieren, sollte das Schlagwerk mit den neuen Parametern aufgebaut werden. Dabei könnte die gleiche Messmethode, wie in Abschnitt *Vermessung der Schlagwerkkinematik bei variablen Andruckkräften am SUP*, Seite 100 vorgestellt, angewendet werden. Mit dieser Methode und dem Simulationsmodell können Parametereinflüsse rechnerisch untersucht werden.

### **Zusammenfassung:**

Das dritte Teilziel **Ableitung von Gestaltänderungsvorschlägen zur Schlagwerkoptimierung** konnte mit den Ergebnissen in Abbildung 7-7 erreicht werden. Es ist deutlich erkennbar, dass über die Simulation bei allen Andruckkräften die maximalen Kraftspitzen am Umweltmodell deutlich über 500 N vorausgesagt wird. Bei den hohen Andruckkräften sind Kraftspitzen bis 800 N dargestellt.

Mit einem verifizierten Simulationsmodell können nicht nur schwierig oder nicht messbare Komponenten des Bohrhammers berechnet werden, es können auch Parameter variiert werden. Die Wechselwirkungen im Gesamtsystem Anwender, Power-Tool und Umwelt werden dabei berücksichtigt und führen zu Ergebnissen, die gesamtsystemische Gültigkeit haben sollen.

Mit dem Ergebnis der Forschungsarbeit wird es möglich Schlagwerksimulationen im Gesamtsystem aufzubauen und das Schlagwerk zu optimieren. Dies gilt für das gesamte Schlagwerk, aber auch für die Einzelkomponenten im Schlagwerk, weil die Belastung der Einzelkomponenten durch die Simulation bekannt ist.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst und offene Fragestellungen im Ausblick verdeutlicht.

### 8.1 Zusammenfassung

Mit der vorgelegten Forschungsarbeit konnte das Ziel **die Entwicklung eines gesamtsystemischen Ansatzes zur simulationsgestützten Analyse** erreicht werden. Dabei wurde eine Methode zur Erstellung von Bohrhammerschlagwerkssimulationen entwickelt. Mit einer Bohrhammerschlagwerksimulation am Beispielsystem des Bohrhammers Makita DHR243RTJ konnten Gestaltänderungsvorschlägen zur Schlagwerkoptimierung abgeleitet werden.

Mit einer Positionsänderung des Schlagbolzenanschlags um 3 mm in Richtung Werkzeug und einer Vergrößerung des Flugkolbendurchmessers um 20 % berechnet die Bohrhammerschlagwerksimulation eine Erhöhung der Einzelschlagenergie von 2 J auf 2,57 Joule bei einer Andruckkraft von 180 N. Auch der Einfluss der Andruckkraft soll sich laut Simulationsberechnung weniger stark in der Einzelschlagenergie widerspiegeln.

Das Teilziel, **Ableitung von Gestaltänderungsvorschlägen zur Schlagwerkoptimierung**, konnte mit den Ergebnissen in Abbildung 7-7 erreicht werden. Es ist erkennbar, dass simulativ bei allen Andruckkräften die maximalen Kraftspitzen am Umweltmodell deutlich über 500 N vorausgesagt werden. Bei hohen Andruckkräften sind Kraftspitzen bis 800 N dargestellt.

Mit einem verifizierten Simulationsmodell können schwierige und nicht messbare Komponenten des Bohrhammers berechnet werden. Beispielsweise berechnet die Simulation bei unterschiedlichen Andruckkräften eine erhöhte Belastung des Taumelfingerbolzens. Bei 40 N Andruckkraft simuliert das Schlagwerkmodell Kraftspitzen am Taumelfingerbolzen von ca. 130 N, bei 180 N Andruckkraft ca. 500 N und bei 220 N Andruckkraft sogar bis zu 680 N. Diese Simulationsergebnisse zeigen, dass die Andruckkraft einen entscheidenden Einfluss auf die Belastung des Schlagwerks hat.

Das Teilziel, **Aufbau der Schlagwerksimulation und deren Verifikation**, ist mit folgenden Ergebnissen ebenfalls erreicht.

Das Schlagwerksimulationsmodell ist als Mehrkörpersimulationsmodell in Matlab®/ Simulink® implementiert und über experimentelle Versuche verifiziert. Im Zentrum der Untersuchung steht das Schlagwerk. Um es möglichst detailliert abbilden zu können, werden seine Geometrie und seine Werkstoffeigenschaften in einem CAD System

modelliert und über die Standardschnittstelle zur Simulation exportiert. Statische, aber geometrisch aufwändige Teilsysteme, wie das metallische Schlagwerkgehäuse, werden als Massepunkt vereinfacht dargestellt und sind in dem Rest-Power-Tool-Modell repräsentiert. Mit Standard Simulink® Blöcken wird die Kinematik des Schlagwerks ausreichend beschrieben. Dazu werden beispielsweise Hard-Stop Elemente und Reibkontakte über empirische Untersuchungen parametrisiert. Um den Elektromotor in der Simulation abbilden zu können, ist dieser über den Gerätekomponentenprüfstand vermessen worden. Die Ergebnisse dieser Messung sind in das Elektromotorsimulationsmodell implementiert. Die Arbeitskammer enthält thermodynamische Effekte. Diese können mit Standardsimulationselementen nicht modelliert werden, so dass für die Arbeitskammer ein Matlab® Funktionsblock programmiert ist. Der Matlab® Funktionsblock berechnet die Druckänderung während des Schlagzyklus unter Berücksichtigung der Volumen- und der Temperaturänderung. Die Ergebnisse der Berechnung aus diesem Schlagwerksimulationsmodell wurden mit Messungen am Schlagwerkuntersuchungsprüfstand (SUP) plausibilisiert. **Das Simulationsmodell bildet den Kraftverlauf am Umweltmodell in seiner alternierenden Charakteristik und den Kraftspitzen ausreichend gut ab.** Zusätzlich berücksichtigt es, dass bei hohen Andruckkräften (180 N und 220 N), das Schlagwerk einen alternierenden Schlagrhythmus aufweist. **Als Folge wurden am Untergrundmodell des Schlagwerkuntersuchungsprüfstandes (SUP) alternierende Kraftspitzen zwischen 400 N und 600 N gemessen, die auch das Simulationsmodell berechnet.**

Der Aufbau des Simulationsmodells und deren Verifikation über experimentelle Untersuchungen wurde durch eine intensive Analyse ermöglicht. Dazu wurden Einflussfaktoren auf ein Bohrhammerschlagwerk identifiziert. **Der Einfluss der Umwelt wird bei den Untersuchungen abgebildet. Vorwiegend werden die Wechselwirkungen zwischen Power-Tool und Anwender, die die Schlagbohrleistung vom Bohrhammer beeinflussen, analysiert und identifiziert.**

Der Akkubohrhammer Makita DHR243RTJ wird vom Anwender stark beeinflusst. Ein deutlicher Einfluss ist die Andruckkraft.

Steigt die Andruckkraft, **sinkt** sowohl die **Drehzahl** als auch die **Schlagfrequenz**, während die benötigte **elektrische Leistung stark ansteigt**.

Um ein Bohrhammerschlagwerk modellieren und simulieren zu können, hat der Contact&Channel-Ansatz, insbesondere das C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell zu einem tiefgreifenden Verständnis beigetragen. Der Aufbau und die Funktionserfüllung der Schlagwerkkomponenten konnte dadurch für jede Sequenz im C&C<sup>2</sup>-Sequenzmodell analysiert werden.

## **8.2 Ausblick**

Im Ausblick wird beschrieben, mit welchen Themen weitere Forschungsarbeiten an der hier vorliegenden Arbeit anknüpfen können.

### **8.2.1 Simulationsvalidierung - Komponentenausfallvorhersage**

Mit dem bisherigen Simulation Modell eines Bohrhammers wird die Dynamik der Makita DHR243RTJ abgebildet. Nicht alle beobachteten Effekte sind bisher simulierbar. Beispielsweise konnte bei niedrigen Andruckkräften Doppelpreller im Schlagwerk beobachtet werden. Doppelpreller sind in der Simulation bisher nicht implementiert. Das liegt beispielsweise daran, dass Schlagbolzen und Werkzeug als ein Bauteil simuliert werden. Diese Vereinfachung kann getroffen werden, wenn der Bohrhammer stark angedrückt ist. Der Schlagbolzen befindet sich am Anschlag und somit in optimaler Stoßposition. Auch das Werkzeugende liegt direkt am Schlagbolzen an. Um Doppelpreller abbilden zu können, müsste die Position von Schlagbolzen und Werkzeug über weitere Zwangskräfte beschrieben werden. Da Leichtbau, insbesondere bei tragbaren Geräten eine wichtige Rolle spielt, müssen Bauteile bis an ihre maximale Beanspruchbarkeit ausgelegt werden. Ein Simulationsmodell, welches beobachtete Effekte, wie beispielsweise Doppelpreller, berücksichtigen kann, soll bei der Dimensionierung extremer Randbedingungen helfen.

Das Ziel eines weiteren Forschungsprojektes im Kontext dieser Arbeit, könnte wie folgt definiert werden:

Mit einem Simulationsmodell, welches auch Doppelpreller abbilden kann, soll die Beanspruchung von kritischen Bauteilen berechenbar gemacht werden.

### **8.2.2 Simulationsvalidierung - am Beispiel der Einzelschlagenergie**

Mit dem bisherigen Simulationsmodell eines Bohrhammers wird die Dynamik der Makita DHR243RTJ abgebildet. Nun können einzelne Komponenten variiert werden, um eine Beobachtungsgröße, beispielsweise die Einzelschlagenergie, zu erhöhen. Die Variation könnte simulativ in einer Parameterstudie umgesetzt werden. Das Ergebnis der Parameterstudie sind Gestaltänderungsvorschläge für das Schlagwerk, die empirisch zu verifizieren sind. Dazu ist ein Schlagwerk mit den Gestaltänderungsvorschlägen aufzubauen und an einem Prüfstand zu testen.

Das Ziel eines weiteren Forschungsprojektes im Kontext dieser Arbeit, könnte wie folgt definiert werden:

Mit einer Parameterstudie sollen Gestaltänderungsvorschläge für das Schlagwerk zur Erhöhung der Einzelschlagenergie erarbeitet werden. Diese sind durch prototypische

Aufbauten eines Bohrhammerschlagwerks aufzubauen und mit einem Prüfstand zu verifizieren.

### **8.2.3 Verknüpfung verschiedener Modellbildungsansätze**

Mit dem bisherigen Modell kann die Dynamik des Antriebstrangs abgebildet werden. Die Reibmodelle als auch thermodynamische Effekte sind im Schlagwerk bisher mit einfachen Modellen und Annahmen umgesetzt. Im IPEK-XiL sollen Domäne übergreifende Simulationsansätze vereint werden, um die Modellgüte des bisherigen Modells zu erhöhen. So könnten beispielsweise thermodynamische Simulationsmodelle in den bisherigen Modellen integriert werden. So wird ein explizites Modell mit höherer Modellgüte generiert. Dies könnte mit einem Black-Box Modell, bei dem beispielsweise nur die Wirkung von thermodynamischen Effekten abgebildet wird, verglichen werden. Auch hier sollte der experimentelle Nachweis geliefert werden, zum Beispiel durch Messung des Temperaturverlaufs im Gehäuse.

Das Ziel eines weiteren Forschungsprojektes im Kontext dieser Arbeit, könnte wie folgt definiert werden:

Die tribologischen Ansätze sollen im Simulationsmodell überarbeitet werden. Ebenso sollen die thermodynamischen Effekte im Schlagwerk genauer beschrieben werden. Durch einen experimentellen Nachweis soll das überarbeitete Simulationsmodell verifiziert werden.

## 9 Literaturverzeichnis

### Abrams 1971

ABRAMS, C. F.: *Modeling the vibrational characteristics of the human hand by the driving point mechanical impedance method*. North Carolina State University, Raleigh, NC, Agricultural. Dissertation, 1971

### Adolf Würth GmbH & Co. KG 2017a

ADOLF WÜRTH GMBH & CO. KG *Baustellenlogistik* | Würth. Künzelsau: URL [https://www.wuerth.de/web/de/bpm/bpm\\_leistungen/wir\\_machen/baustellenlogistik\\_bpm\\_baustellenlogistik.php](https://www.wuerth.de/web/de/bpm/bpm_leistungen/wir_machen/baustellenlogistik_bpm_baustellenlogistik.php) – Überprüfungsdatum 2017-04-02

### Adolf Würth GmbH & Co. KG 2017b

ADOLF WÜRTH GMBH & CO. KG: *ORSY@fleet* | Würth. Künzelsau: URL [https://www.wuerth.de/web/de/orsyfleet/orsyfleet\\_1/orsyfleet.php](https://www.wuerth.de/web/de/orsyfleet/orsyfleet_1/orsyfleet.php) – Überprüfungsdatum 2017-04-02

### Adolf Würth GmbH & Co. KG 2017c

ADOLF WÜRTH GMBH & CO. KG *Verwaltung* | Würth. Künzelsau: URL [https://www.wuerth.de/web/de/orsyfleet/verwaltung/orsyfleet\\_online.php](https://www.wuerth.de/web/de/orsyfleet/verwaltung/orsyfleet_online.php) – Überprüfungsdatum 2017-04-02

### Albers u.a. 2008a

ALBERS A., ALINK T., MATTHIESEN S., THAU S.: *Support of system analyses and improvement in industrial design through the contact & channel model*. In: Design Society Marjanovic, D.; Storga, M.; Pavkovic, N.; Bojetic, N. (Hrsg.) *DS 48: Proceedings DESIGN 2008, the 10th International Design Conference, Dubrovnik, Croatia, 2008b*, S. 245–252 ISBN 978-953-6313-89-1

### Albers u. a. 2008b

ALBERS, A.; ALINK, T.; THAU, S.; MATTHIESEN, S.: *Support of design engineering activity through C&CM - temporal decomposition of design problems*. In: Horváth I. und Rusák Z. (Hrsg.): *Proceedings of the Tools and Methods for Competitive Engineering (TMCE) – Conference Izmir - Turkey, 2008* S. 97-102.

### Albers, Düser 2008c

ALBERS, A.; DÜSER, T.: *Integrierte Validierungsumgebung für energieeffiziente Fahrerassistenzsysteme am Rollenprüfstand*. In: IPG automotive (Hrsg.) *IPG Technology Conference 2008, September 23-24, 2008c, Ettlingen, Germany* (2008)

### Albers u.a. 2008d

ALBERS, A.; BEHRENDT, M.; KLINGLER, S., MATROS, K.: *Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess*. In: Lindemann, U. (Hrsg.): *Handbuch Produktentwicklung*. München : Hanser, Carl, 2016, S. 543–571 DOI: 10.3139/9783446445819

### Albers, Düser 2010

ALBERS, A.; DÜSER, T.: *Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform*. In: FISITA- The International Federation of Automotive Engineering Societies (Hrsg.): *FISITA World Automotive Congress: 30 May-4 June 2010*. Budapest, Hungary : Gepipari Tudományos Egyesület, 2010 ISBN: 1617825077

### Albers u.a. 2014

ALBERS, A.; FISCHER, J.; BEHRENDT, M.; LIESKE, D.: *Measurement and Interpretation of the Transfer Path of an Acoustic Phenomenon in the Drivetrain of an Electric Vehicle*. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift Liebl J.; Siebenpfeifer W. (Hrsg.) *ATZ worldwide* 116 Springer Vieweg, Wiesbaden, (2014), Nr. 3, S. 48–55 DOI: 10.1007/s38311-014-0154-7

**Boës u.a. 2017**

BOËS, S.; BATLINER, M.; STÜCHELI, M.; MEBOLDT, M.: *A Taxonomy of Testing Activities in Product Development: A Taxonomy of Testing Activities in Product Development*. In: Eidgenössische Technische Hochschule Zürich Research Collection (ETH) Zurich, 2017 DOI: 10.3929/ethz-b-000214845

**Boxberg, von - 2016**

VON BOXBERG, H.: *Konsequente Ausrichtung auf den Verwender: Bosch Power Tools wächst auch 2015 kräftig*: Referat von Henning von Boxberg, Vorsitzender des Bereichsvorstands im Geschäftsbereich Power Tools. URL <https://tinyurl.com/yd6rou5m>. – Aktualisierungsdatum: 2017-05-08 – Überprüfungsdatum 2017-05-13

**Bringmann, Krämer 2008**

BRINGMANN, E.; KRÄMER, A.: *Model-Based Testing of Automotive Systems*, Bd. 1. In: International Conference on Software Testing ICTS (Hrsg.): *International Conference on Software Testing, Verification, and Validation*, 2008, S. 485–493 DOI: 10.1109/ICST.2008.45

**Clark, Fujimoto 1992**

CLARK, K.; FUJIMOTO, T.: *Automobilenentwicklung mit System: Strategie, Organisation und Management in Europa, Japan und USA*. Frankfurt Main : Campus-Verl., 1992 ISBN: 3-593-34691-5

**Cronjäger, Jahn 1985**

CRONJÄGER, L.; JAHN, R.: *Erarbeitung von technischen Prüfverfahren zur Bestimmung der Schwingungsbelastung beim Arbeiten mit handgeführten Bohrhämmern und Schlagbohrmaschinen*. Bremerhaven: Wirtschaftsverl. NW, Verl. für Neue Wiss, 1985 (Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz Forschung 418) ISBN: 9783883144221

**Cronjäger u.a. 1984**

CRONJÄGER, L.; JAHN, R.; RIEDERER, H.: *Entwicklung eines Versuchsstandes zur reproduzierbaren Messung der Vibration schlagender handgeführter Maschinen*. Opladen : Westdeutscher Verlag, 1984 (Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen Nr. 3185 : Fachgruppe Maschinenbau, Verfahrenstechnik) ISBN: 3531031856

**Didier 2013**

DIDIER, W.: *Development and Validation of a Mathematical Model for Predicting the Performance of Rotary Hammer Drills*: Master- Thesis. Paper Nr. 88. Milwaukee, University of Wisconsin-Milwaukee, UWM Digital Commons. Bachelorthesis. 2013. URL <http://dc.uwm.edu/etd> Überprüfungsdatum 2016-05-02

**Dispan 2016**

DISPAN, J.: *Elektrowerkzeug-Branche in Deutschland: Entwicklungstrends und Herausforderungen*. Study der Hans-Böckler-Stiftung, Nr. 343. (Hrsg.) Stuttgart: DOPPELPUNKT, 2016 ISBN: 978-3-86593-251-8

**Dresig 2012**

DRESIG, H.; HOLZWEIßIG, F.: *Maschinendynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012 DOI: 10.1007/978-3-642-29571-3

**Ebel 2015**

EBEL, BJÖRN: *Modellierung von Zielsystemen in der interdisziplinären Produktentstehung*. 2015. URL <http://digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/volltexte/1000048334>

**Ehrlenspiel, Meerkamm 2013**

EHRENSPIEL, K.; MEERKAMM, H.: *Integrierte Produktentwicklung*. München : Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2013 DOI: 10.3139/9783446436275

**EPTA 2016**

EPTA - EUROPEAN POWER TOOL ASSOCIATION: *About EPTA*. URL <http://www.epta.eu/about-epta> – Überprüfungsdatum 2016-06-09

**Europäische Kommission 2008**

EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Rechtlich nicht bindendes Handbuch im Hinblick auf die Umsetzung der Richtlinie 2002/44/EG über Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Schwingungen)*. Luxemburg: Amt für Amtliche Veröff. der Europäischen Gemeinschaften, 2008

**Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung 2013**

DEUTSCHE GESETZLICHE UNFALLVERSICHERUNG - DGUV-INFORMATION: *Hand-Arm-Vibrationen Checkliste zur Gefährdungsbeurteilung*. Sankt Augustin, 2013 URL [http://www.dguv.de/medien/fb-holzundmetall/publikationen/infoblaetter/infobl\\_deutsch/052\\_hand-arm-vibrationen.pdf](http://www.dguv.de/medien/fb-holzundmetall/publikationen/infoblaetter/infobl_deutsch/052_hand-arm-vibrationen.pdf) Überprüfungsdatum 2016-07-08

**Geller 2006**

GELLER, W.: *Thermodynamik für Maschinenbauer: Grundlagen für die Praxis; mit 31 Tabellen*. 4., erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006 (Springer-Lehrbuch) DOI: 10.1007/3-540-32320-1

**Griffin 2004**

GRIFFIN, M.: *Handbook of human vibration*. Reprinted. London : Elsevier, 2004 ISBN-10: 0123030412

**Gross u.a. 2015**

GROSS, D.; HAUGER, W.; SCHRÖDER, J.; WALL, W.: *Technische Mechanik 3: Kinetik*. 13., überarb. Aufl. Berlin : Springer Vieweg, 2015 (Springer-Lehrbuch) DOI: 10.1007/978-3-642-53954-1

**Hager 2016**

HAGER, R.: *Normenausschuss Akustik, Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS) im DIN und VDI*. URL <http://www.din.de/de/mitwirken/normenausschuesse/nals> – Überprüfungsdatum 2016-06-08

**Hecker 1983**

HECKER, R.: *Stoss- und Schallprobleme beim schlagenden Bohren // Modalsynthese-Technik und ihre Anwendung bei nichtproportional gedämpften Schwingungssystemen. -- Optimierte Auslegung von Schwingungsisolierungen mit Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften der Unterkonstruktion* In: Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Band 152 Düsseldorf : VDI-Verlag, 1983 ISBN: 9783181452110

**Hecker, Riederer 1985**

HECKER, R.; RIEDERER, H.: *Reduzierung der Lärm- und Vibrationsbelastung beim Arbeiten mit elektrischen Bohr- und Schlaghämmern*. In Bundesministerium für Forschung u. Technologie (BMFT) / (Humanisierung des Arbeitslebens) (Hrgs.) Eggenstein-Leopoldshafen : Fachinformationszentrum Energie, Physik, Mathematik Karlsruhe (Verlag), 1985 Reportnummer: BMFT-FB-HA 85-009

**Henring u.a. 2015**

HERING, E.; MARTIN, R.; STOHRER, M.: *Physik für Ingenieure*. 10., vollständig neu bearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer, 2007 (Springer Lehrbuch) DOI: 10.1007/978-3-540-71856-7

**Hilti AG 2016**

HILTI AG: Bohrhammer | *Bohrmaschine* | *Kombihammer* - Hilti Deutschland. Kaufering URL  
<https://www.hilti.de/bohrhammer-bohrmaschine> – Überprüfungsdatum 2016-06-14

**Hilti AG 2017a**

HILTI AG: *Firmengeschichte*. Hilti Liechtenstein. Schaan URL  
<https://www.hilti.at/content/hilti/E3/AT/de/company/corporate-information/company-profile/history.html#nav/close>. – Aktualisierungsdatum: 2017-03-23 –  
 Überprüfungsdatum 2017-03-26

**Hilti AG 2017b**

HILTI AG: *Flottenmanagement*. Hilti Deutschland. Kaufering URL  
<https://www.hilti.de/content/hilti/E3/DE/de/services/tool-services/elektrowerkzeuge-flottenmanagement.html>. – Aktualisierungsdatum: 2017a-03-31 –  
 Überprüfungsdatum 2017-04-02

**Hilti AG 2017c**

HILTI AG: Hilti *Lieferservice* Hilti Deutschland. Kaufering. URL  
<https://www.hilti.de/content/hilti/E3/DE/de/services/logistic-services/delivery-services.html>.  
 – Aktualisierungsdatum: 2017-03-31 – Überprüfungsdatum 2017-04-02

**Hilti AG 2017d**

HILTI AG: *ON!Track Betriebsmittelverwaltung*. Hilti Deutschland. Kaufering URL  
<https://www.hilti.de/content/hilti/E3/DE/de/services/tool-services/ontrack.html>. –  
 Aktualisierungsdatum: 2017b-03-31 – Überprüfungsdatum 2017-04-02

**Jahn 1985**

JAHN, R.: *Einflussgrößen auf die Beschleunigungen elektropneumatischer Bohrhämmer*.  
 Dissertationen der Universität Dortmund Nr.394, Dissertation. 1985. URL  
<http://worldcatlibraries.org/wcpa/oclc/65403579> Überprüfungsdatum 2016-03-02  
 OCLC-Nummer: 65403579

**Knaisch u.a. 2016**

KNAISCH, K.; SPRINGMANN, M.; GRATZFELD, P.: *Comparison of coil topologies for inductive power transfer under the influence of ferrite and aluminum*. In: *2016 Eleventh International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER): 6-8 April 2016*. Piscataway, NJ : IEEE, 2016, S. 1–9 DOI: 10.1109/EVER.2016.7476339

**Kuhn 2016**

KUHN, F.: *Über die mechanische Impedanz des Menschen bei der Arbeit mit dem Preßlufthammer.*, 15 (1953). In: *Arbeitsphysiologie*, 1953, Heft:1, S. 79–84  
 DOI: 10.1007/BF00932075

**Marcotte u.a. 2010**

MARCOTTE, P.; BOUTIN, J.; JASINSKI, J.: *Development of a hand–arm mechanical analogue for evaluating chipping hammer vibration emission values*. In: *Journal of Sound and Vibration* 329 (2010), Nr. 10, Seiten: 1968–1980 Elsevier (Verlag) DOI: 10.1016/j.jsv.2009.10.042

**Matthiesen 2002**

MATTHIESEN, S.: *Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells "Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen" zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Institut für Produktentwicklung, Dissertation, 2002

**Matthiesen u.a. 2012**

MATTHIESEN, S.; MANGOLD, S.; SCHAEFER, T.: *Modellierung und Simulation des Hand-Arm-Systems bei stoßartiger Anregung*. In: Krause, D.; Paetzhold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): *Design for X: Beiträge zum 23. DfX-Symposium Oktober 2012*. Hamburg: TuTech-Verl., 2012 Seiten: 113-124 ISBN: 978-3-941492-51-6

**Matthiesen u.a., 2015**

MATTHIESEN, S.; SCHAEFER, T.; SCHMIDT, S.: *Zielgerichtete und kundenorientierte Produktentwicklung - von der Anwendungsanalyse zur Validierung*. In: Bd. 2. In: Hansgeorg Binz (Hrsg.): Fraunhofer Verlag, Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung (SSP 2015), Stuttgart, 19. Juni 2015. DOI: 10.13140/RG.2.1.2929.0087

**Matthiesen 2017**

MATTHIESEN S.: *Vortrag Wissensforum Einweihung Power-Tool Prüffeld*. Karlsruhe, 11.10.2017

**Matthiesen 2018a**

MATTHIESEN, S.: Arbeitsschritte der Gestaltung (vorl. Titel): (in prep.). In: B. Bender und K. Gericke (Hrsg.): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. 9. Aufl. Berlin : Springer-Verlag, 2018

**Matthiesen 2018b**

MATTHIESEN, SVEN ; GRAUBERGER, PATRIC ; HÖLZ, KEVIN ; NELIUS, THOMAS ; BREMER, FRANK ; WETTSTEIN, ANDREAS ; GESSINGER, ANNABELL ; PFLEGLER, BENJAMIN ; NOWOSELTSCHENKO, KONSTANTIN ; VOß, KATHARINA: Modellbildung mit dem C&C<sup>2</sup>-Ansatz in der Gestaltung - Techniken zur Analyse und Synthese KITopen 2018

**Meltzer u.a. 1980**

MELTZER, G.; MELZIG-THIEL, R.; SCHATTE, M.: Ein mathematisches Schwingungsmodell für das menschliche Hand-Arm-System Maschinenbautechnik, Bd. 29. In: *Maschinenbautechnik : wiss.-techn. Zeitschrift für Forschung, Entwicklung u. Konstruktion* : Verl. Technik, 1980, S. 54–58

**Meywerk 1980**

MEYWERK, M.: *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007 ISBN: 978-3-540-49866-7

**Mishoe, Suggs 1977**

MISHOE, J. W.; SUGGS, C. W.: *Hand-arm vibration part II: Vibrational responses of the human hand*. In: *Journal of Sound and Vibration* 53 (1977), Nr. 4, S. 545–558 DOI: 10.1016/0022-460X(77)90524-7

**Munday 2000**

MUNDARY, S.: *Betrachtungen zur Schlagerzeugung am Beispiel von Bohrhämmern*, 44 (7). In: Vereinigte Fachverlage GmbH (Hrsg.): *Ölhydraulik, Pneumatik: O + P; Zeitschrift für Fluidtechnik; Aktorik, Steuerelektronik und Sensorik; Organ des Forschungsfonds der Fachgemeinschaft Fluidtechnik im VDMA*. Mainz, Wiesbaden, Mainz : Vereinigte Fachverl.; Krausskopf, 2000, S. 454 ISSN: 0341-2660

**Norm- DIN 45677**

DIN 45677. *Mechanische Eingangsimpedanz des menschlichen Hand-Arm-Systems* Beuth Verlag Berlin, 2001

**Norm- DIN EN ISO 5349 1 und 2**

DIN EN ISO 5349 1 UND 2: *Mechanische Schwingungen - Messung und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen* Beuth Verlag Berlin, 2001

**Norm- DIN EN ISO 28927-8**

DIN EN ISO 28927-8: *Handgehaltene motorbetriebene Maschinen - Messverfahren zur Ermittlung der Schwingungsemission - Teil 8*: Beuth Verlag Berlin, 2016

**Parker 2018**

PARKER / PRÄFIDA: *O-Ring Handbuch – Katalog* Url: <https://tinyurl.com/y9rc85ce>  
Überprüfungsdatum 2018-01-13

**Patent Yoshitaka 2015**

YOSHITAKA, I.; YOSHITAKA, I.: EP 2960018A1. Makita über Patentanwälte Part GmbH. Anmeldnr. 15172825.0, Europa. 30.12.2015. Europa, Deutschland. Veröffentlichungsnr. 15172825.0

**Photron 2016**

PHOTRON USA, Inc: FASTCAM\_SA\_Z\_front\_v2monitor – Überprüfungsdatum 2016-09-09

**procedure EPTA**

EPTA PROCEDURE 05/2009: *Measurement of the single impact energy of rotary hammers breakers* Frankfurt am Main, 2009.

**Richtlinie VDI 2222 -1997**

Richtlinie VDI 2222: *Konstruktionsmethodik- Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien* Beuth Verlag Berlin, 1997

**Richtlinie VDI 3633 - 2010**

VDI Richtlinie 3633: *Richtlinie 3633: Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen - Grundlagen.* Beuth Verlag Berlin, 2010

**Richtlinie - Das europäische Parlament und der Rat - 2002**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: Richtlinie 2002/44/EG des europäischen Parlaments und des Rates (in Kraft getr. am 2002). Frankfurt am Main, 2002 URL <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1415608694217&uri=CELEX:32002L0044> – Überprüfungsdatum 2015-08-09

**Richtlinie- Das europäische Parlament und der Rat - 2006**

DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: Europäische Richtlinien und Sicherheitsnormen für Maschinen (idF v. Richtlinie 2006/44/EG) Frankfurt am Main, 2006

**Reynolds 1972**

REYNOLDS, D. D.: *Vibration-interaction of the hand-arm-system with vibrating power tools.*, Dissertation, Purdue- University. 1972

**Reynolds, Soedel 1972**

REYNOLDS, D. D.; SOEDEL, W.: *Dynamic response of the hand-arm system to a sinusoidal input.* In: *Journal of Sound and Vibration* 21 (1972), Nr. 3, S. 339–353 DOI: 10.1016/0022-460X(72)90818-8

**Riederer 1985**

RIEDERER, H.: *Untersuchungen zur Dynamik elektropneumatischer Bohrhämmer.*, Universität Dortmund, Universität Dortmund, Institut für Spanende Fertigung (IFL). Dissertation 1985

**Robert Bosch GmbH 2015**

ROBERT BOSCH GMBH: *Der Geschäftsbereich Bosch Elektrowerkzeuge - Unternehmen | Bosch Elektrowerkzeuge.* URL <http://www.bosch-pt.com/de/de/unternehmen/der-geschaeftsbereich-bosch-elektrowerkzeuge/der-geschaeftsbereich-bosch-elektrowerkzeuge.html> – Überprüfungsdatum 2016-06-15

**Rohde & Schwarz GmbH & Co KG 2006**

ROHDE & SCHWARZ GMBH & CO KG: HM8018 LCR Meter - Bedienhandbuch. URL [https://www.rohde-schwarz.com/de/handbuch/hm8018-lcr-meter-bedienhandbuch-handbuecher-gb1\\_78701-156801.html?rusprivacypolicy=0](https://www.rohde-schwarz.com/de/handbuch/hm8018-lcr-meter-bedienhandbuch-handbuecher-gb1_78701-156801.html?rusprivacypolicy=0) – Überprüfungsdatum 2016-09-05

**Schmauder, Schäfer 2016**

SCHMAUDER, S.; SCHÄFER, I.: *Multiscale Materials Modeling: Approaches to Full Multiscale Modeling*. Berlin/ Boston: De Gruyter (Verlag), 2016 ISBN: 9783110412369

**Schweiger u.a. 2011**

SCHWEIGER, S.; DRESSEL, K.; PFEIFFER, B.: *Serviceinnovationen in Industrieunternehmen erfolgreich umsetzen: Neue Geschäftspotenziale gezielt durch Dienstleistungen ausschöpfen*. Wiesbaden : Gabler Verlag, 2011 DOI: 10.1007/978-3-8349-6834-0

**Schweizer 2004**

SCHWEIZER, H.: *Schlagbohrmaschinen, Bohrhämmer und Diamantbohrmaschinen*. Robert Bosch GmbH (Hrsg.) 2004 URL <https://www.powertool-portal.com/de-DE/Knowledge/Content?ResourceID=1568>. – Aktualisierungsdatum: 2016-10-27

**Schweizer 2005**

SCHWEIZER, H.: *Taschenbuch für Handwerk und Industrie*. Christiani P. (Verlag) Ausg., 6. überarb. u. erw. Auflage Konstanz, 2005 ISBN: 978-3-87125-501-4

**Shannon 1998**

Shannon, R.: *INTRODUCTION TO THE ART AND SCIENCE OF SIMULATION*. In: Medeiros, D. J.; Watson, E. F.; Carson, J. S. (Hrsg.): *1998 Winter Simulation Conference : Proceedings : Grand Hotel, Washington, D.C., 13-16 December, 1998*. Piscataway, N.J., New York, N.Y, San Diego, Calif : IEEE, 1998 (2), S. 7–14 ISBN:0-7803-5134-7

**Stachowiak 2005**

STACHOWIAK, H.: *Allgemeine Modelltheorie* : Springer-Verlag, Wien, 1973 ISBN: 9783211811061

**Thau 2013**

THAU, S.: *Heuristiken zur Analyse und Synthese technischer Systeme mit dem C&C2-Ansatz auf Basis von Entwicklungsprojekten im industriellen Umfeld*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung. Dissertation 2013

**The MathWorks 2015**

THE MATHWORKS, Inc: *Double-sided translational hard stop - MATLAB - MathWorks Deutschland. Documnetation Simulink/ Simscape. URL <http://de.mathworks.com/help/physmod/simscape/ref/translationalhardstop.html> – Überprüfungsdatum 2016-09-04*

**The MathWorks 2016**

THE MATHWORKS, Inc.: *Comparison of Simscape Components and Specialized Technology - MATLAB & Simulink - MathWorks Deutschland. URL <http://de.mathworks.com/help/physmod/sps/ug/comparison-of-simscape-components-and-specialized-technology-1.html> – Überprüfungsdatum 2016-09-07*

**Tipler u.a. 2015**

TIPLER, P.; MOSCA, G.; PELTE, D.; BASLER, M.: *Physik für Wissenschaftler und Ingenieure*. 2., dt. Aufl., rev. Nachdr. Berlin : Spektrum Akad. Verl., 2007 DOI: 10.1007/978-3-642-54166-7

**Verordnung - LärmVibrationsArbSchV 2010**

LÄRMVIBRATIONSBESCHV: *Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen* Köln, 2010.

**Vonnemann 1977**

VONNEMANN, G.: *Energetische Betrachtungen zum schlagenden Bohren in Beton*. Dortmund, Universität, Dissertation 1977

**Witzgall, Wartzack 2015**

WITZGALL, C.; WARTZACK, S.: *Validierung eines Ansatzes zur Simulation kurzfaserverstärkter Thermoplaste in frühen Entwurfsphasen*. In: KRAUSE, Dieter (Hrsg.): *Design for X: Beiträge zum 26. DfX Symposium Oktober 2015*. Hamburg : TuTech Verlag TuTech Innovation GmbH, 2015, S. 63–74 ISBN: 978-3-941492-93-6

**Zeller u.a. 2013**

ZELLER, P. ; ENDERICH, A. ; FASTL, H. ; KERBER, S. ; HOBELSBERGER, J. ; JEBASINSKI, R. ; KLERK, D.; MOOSMAYR, T.; SAEMANN, E.: *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch* : Vieweg+Teubner Verlag, 2013 ISBN: 9783834886576

**ZINGEL 2013**

ZINGEL, JOHANNES CHRISTIAN: *Basisdefinition einer gemeinsamen Sprache der Produktentwicklung im Kontext der Modellbildung technischer Systeme und einer Modellierungstechnik für Zielsystem und Objektsystem technischer Systeme in SysML auf Grundlage des ZHO-Prinzip*: KITopen 2013. URL <http://digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/volltexte/1000037421>

**Zirn, Weikert. 2006**

ZIRN, O.; WEIKERT, S.: *Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme: Eine praxisnahe Einführung*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006 DOI: 10.1007/3-540-29279-9

## 10 Betreute studentische Abschlussarbeiten

### **Bold 2014**

BOLD, B.; Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Entwicklung eines Simulationsmodells für einen batteriebetriebenen Kombihammer*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung. Bachelorarbeit. 2014

### **David 2015**

DAVID, H.; Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Konzeption und Konstruktion des Bohr- und Meißelprüfstand (BMP) zur Untersuchung des Anwendereinflusses und des Wirkungsgrads des Elektrowerkzeugs*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung (IPEK). Studienarbeit. 2015

### **Durow 2013**

DUROW, W.; Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Recherche und Analyse von vibrationsmindernden Konstruktionsmaßnahmen an Geräten*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung IPEK. Bachelorarbeit. 2013

### **Erbsland 2014**

ERBSLAND, A.; Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Modellierung des Elektrowerkzeugs Oszillierer in Matlab Simulink und Matlab SimMechanics*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung IPEK. Masterarbeit. 2014

### **Hess 2013**

HESS, S.; Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Modellierung und Analyse eines impulsförmig angeregten menschlichen Körpers durch ein handgeführtes Arbeitsgerät*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung IPEK. Studienarbeit. 2013

### **Melsa 2016**

MELSA, P. Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Entwicklung eines Simulationsmodells für einen batteriebetriebenen Bohrhammer unter Berücksichtigung des Anwenders und des Untergrunds*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung (IPEK). Masterarbeit. 2016

### **Schultz 2014**

SCHULTZ, D.; Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Entwicklung eines Prüfstandaufbaus zur Entwicklung eines Prüfstandaufbaus zur Bestimmung der Bohr- und Meißelleistung einer Makita Schlagbohrmaschine*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung IPEK. Bachelorarbeit. 2014

### **Spiecker 2013**

SPIECKER, J.; Co-Betreuer: SCHÄFER, T.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Konzeptionierung und Aufbau einer Messvorrichtung zur Erfassung der Schnittleistung an einem Oszillierer*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung (IPEK). Bachelorarbeit. 2013

## 11 Weitere Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeiten

### **Trünkle 2015**

TRÜNKLE, B.; Co-Betreuer: MANGOLD, S.; Betreuer: MATTHIESEN, S.: *Einfluss des Anwenders auf die Funktion eines Bohrhammers*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Institut für Produktentwicklung (IPEK). Bachelorarbeit. 2015

### **Wiedner 2008**

WIEDNER, A.; Betreuer: ALBERT A.: *Kybernetische Systemanalyse und Entwicklung von Konzepten für das Abstellen von Erregerzylinderschlagwerken*. Karlsruhe. Diplomarbeit. 2008

## 12 Glossar

<p>Analyse Lohmeier 2013</p>	<p>Die Analyse beschreibt eine Handlung, die das Verstehen eines existierenden Systems bezweckt. Das Resultat einer Analyse ist Erkenntnis.</p>
<p>C&amp;C<sup>2</sup>-Ansatz Matthiesen u.a. 2018 b</p>	<p>"Der C&amp;C<sup>2</sup>-A ...ist ein Denkwerkzeug um die Beziehung zwischen Gestalt und Funktion zu erkennen, zu verstehen und dadurch synthesefähig zu werden.  ... ermöglicht eine gemeinsame Modellvorstellung – basierend darauf können Modelle technischer Systeme (C&amp;C<sup>2</sup>-M) erstellt werden  ... verbindet die abstrakte Funktion und die konkrete Gestalt durch die C&amp;C<sup>2</sup>-Elemente"</p>
<p>C&amp;C<sup>2</sup>-Modell Matthiesen u.a. 2018 b</p>	<p>Das C&amp;C<sup>2</sup>-Modell wird aus den Elementen des C&amp;C<sup>2</sup>-A (C&amp;C<sup>2</sup>-Elemente) erstellt und bildet die vom Konstrukteur als relevant betrachteten Gestalt-Funktion-Zusammenhänge in einem realen technischen System ab.</p>
<p>Connector Matthiesen u.a. 2018 a</p>	<p>Connectoren integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Gestaltungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Sie sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung. Connectoren haben eine repräsentative Wirkfläche und ein damit verknüpftes Modell der relevanten Systemumgebung und liegen damit im Betrachtungsraum aber nicht im aktuellen Gestaltungsraum.</p>
<p>Funktion Zingel 2013</p>	<p>Eine technische Funktion kann in der Produktentwicklung verschiedene Bedeutungen haben:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• sie entspricht dem beabsichtigten Zweck eines technischen Produkts im Sinne der auszuübenden Wirkungen</li> <li>• dem beabsichtigten Verhalten und beschreibt eine voraussichtliche Wirkung auf die Umwelt</li> <li>• dem tatsächlichen Verhalten und beschreibt die durch Erprobung und in der Anwendung festgestellten, erwünschten und auch unerwünschten Wirkungen</li> <li>• sie beschreibt den Zusammenhang zwischen Inputs (Stoff, Energie, Information) - den Ursachen – und Outputs – den</li> </ul>

	Wirkungen, der auch gleichzeitig bidirektional in Form von Wechselwirkungen bestehen kann.
Gestalt Zingel 2013	Für den Produktentwickler ist die Gestalt direkt beeinflussbar. Sie beinhaltet geometrische, stoffliche und informationsbezogene Ausprägungen von technischen Produkten.
Gestalteigenschaften [GE] Ehrlenspiel 2013	Gestalteigenschaften [GE] sind die Eigenschaften der Gestalt eines Gestaltfunktionselementes (WF, LSS). Die Eigenschaften quantifizieren die Gestaltfunktionselemente in geometrischer und stofflicher Hinsicht und bestimmen die Wirkungs- bzw. Funktionseigenschaften. Beispiele sind Länge, Breite, Härte, Volumen, chemische Zusammensetzung, Materialstruktur, etc.
IPEK-X-in-the-Loop-Ansatz Albers u. a. 2010	Der IPEK-X-in-the-Loop (IPEK-XiL) Ansatz nach Albers greift die etablierten Ansätze (Model-in-the-Loop, Software-in-the-Loop, Hardware-in-the-Loop) auf, integriert die jeweiligen Vorteile und erweitert diese konsequent um die Belange der Mechanik bzw. Mechatronik sowie der Entwickler aus unterschiedlichen Fachdisziplinen. Somit beschreibt der IPEK-XiL-Ansatz das grundlegende Verständnis in der Validierung eines Teilsystems, dieses in das Gesamtsystem, die Umwelt und auch evtl. weitere interagierende Systeme wie bspw. den Fahrer einzubinden.
IPEK-X-in-the-Loop Framework Albers u. a. 2016	So können rein virtuelle, rein physische oder auch gemischt physisch-virtuelle Ausprägungen entstehen. Zudem kann das zu untersuchende System auf unterschiedlichen Systemebenen vorliegen – vom Gesamtsystem über Teil-Systeme bis hin zum einzelnen Funktionskontakt auf Wirkflächenebene. Die Integration dieser Zusammenhänge ist im IPEK-X-in-the-Loop Framework am Beispiel der Fahrzeugentwicklung dargestellt.
Leitstützstrukturen (LSS) Matthiesen 2002	Leitstützstrukturen sind Volumenelemente. Sie beschreiben Volumina von festen Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei Wirkflächenpaare verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie und/oder Information zwischen ihnen ermöglichen
Reststruktur [RS] Matthiesen 2018	Reststrukturen sind Volumina von festen Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzte Räume, die nicht zur Leitstützstruktur werden.
Sequenz Thau 2013	Eine Sequenz ist eine determinierte Abfolge von mindestens zwei Zuständen. Eine neue Sequenz muss definiert werden, wenn sich

	die Abfolge der Zustände ändert, sich Zustände in einem funktionsrelevanten Umfang ändern oder neue Zustände hinzukommen bzw. wegfallen.
Sequenzmodell Matthiesen 2018	Das C&C <sup>2</sup> -Sequenzmodell besteht aus mehreren C&C <sup>2</sup> -Modellen, die das betrachtete Produkt in verschiedenen Zuständen abbilden. Diese C&C <sup>2</sup> -Modelle werden im Sequenzmodell chronologisch geordnet, damit Veränderungen der Gestalt-Funktion-Zusammenhänge analysiert werden können.
System-in-Development Albers u. a. 2010	<p>Das „X“ ist hierbei definiert als:</p> <p>...das physische und/oder virtuelle (Teil-)System, welches im Fokus einer spezifischen Validierungsaktivität ist und über welches dabei Erkenntnisse gewonnen werden sollen. Im Sinne der unterschiedlichen konkreten Validierungsaktivitäten lassen sich hierdurch zwei unterschiedliche Sichten für das „X“ ableiten.</p> <p>Zum einen und überwiegend versteht sich das „X“ als ein (Teil-)System, das sich in der Entwicklung befindet bzw. welches ein Entwickler zu verantworten hat. Dieses wird demnach aus Sicht eines Entwicklers oder eines Entwicklungsteams definiert und man spricht von dem System-in-Development (SiD). Der Fokus liegt primär auf der Eigenschafts- bzw. Funktionserfüllung.</p> <p>Eine zweite Sicht ergibt sich, wenn nicht die Entwicklung eines Teil-Systems, sondern die Gewinnung von Wissen über ein Teil-System zur weiteren Verwendung im Entwicklungsprozess im Fokus steht. Dann befasst sich der Entwickler bei einer konkreten Validierungsaktivität bspw. nur mit einer Untermenge des SiD oder mit der Analyse früherer Produktgenerationen und/ oder mit (Teil-)Systemen, die nicht in seiner Verantwortung liegen, oder gar mit Wettbewerbsprodukten. Die Validierungsaktivitäten zielen dann primär auf die Analyse zum Erkenntnisgewinn ab. In diesem Kontext ist der Begriff System-under-Investigation (Sul) zweckmäßiger.</p>
Test Ebel 2015	Ein Test ermittelt Systemeigenschaften eines [zu untersuchenden] Systems [...] und liefert Erkenntnisse über das System, insbesondere ob das System zuvor definierte Ziele, Anforderungen oder Hypothesen ganz, teilweise oder nicht erfüllt. Ein Test umfasst stets einen Testfall, eine Testumgebung und eine Testinterpretation.
Testfall Albers 2016	Ein Testfall ist ein repräsentatives Modell eines Kollektivs von Anwendungsfällen. Er definiert den Input-Verlauf eines Systems und

---

	die Start- und Randbedingungen sowie das erwartete Verhalten des Systems.
Wirfläche [W] Matthiesen 2010	Wirflächen sind Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise in Kontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen und dann ein WFP bilden.
Wirflächenpaar [WFP] Matthiesen 2010	Wirflächenpaare werden gebildet, wenn zwei beliebig geformte Oberflächen fester Körper oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, in Kontakt treten und am Energie-, Stoff- und/oder Informationsaustausch beteiligt sind.
Zustand Thau 2013	Ein Zustand ist eine beliebig lange Zeitspanne, in dem das Wirknetz in seiner Zusammensetzung aus C&C2-Elementen, deren Anordnung und in deren Eigenschaften unverändert vorliegt.

## 13 Anhang:

Das Simulationsmodell (inkl. Messdaten) kann am Institut für Produktentwicklung (IPEK) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) angefragt werden. Kontakt über Lehrstuhl für Gerätekonstruktion und Maschinenelemente - Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen.

<http://www.ipek.kit.edu/>

### 13.1 Skript um Simulationsmodell zu starten

```

clear;
clc;
close all;

% variable Parameter
t=1 %Simulationsdauer
Ts=1/40000
R=1.25 %21V/16A

% for i=1:3
for i=2

speichername={'01_sim_040N.mat';'0
2_sim_180N.mat';'03_sim_220N.mat'}

    if i==1
        FASimVorgabe = 40;

load('input\1_040N Winkelgeschwind
igkeit_Motor_radPROs.mat');
        save
        ('Winkelgeschwindigkeit_Motor_radP
ROs.mat','Winkelgeschwindigkeit_Mo
tor_radPROs')
        %Kopplung 2-3 Makita
        Flugkolben

pos_anschlag_schlagbolzen=1.16744+
6;
        Reibungreduzieren_input=0.25;
        Kontaktsteifigkeit_input=1e7;
        Daempfungsfaktor_input=1;
        %      Kopplung 4-5

Kontaktsteifigkeit_input_System4_5
=0.1;
        Daempfung_input_System4_5=1;

        end
        if i==2
            FASimVorgabe = 180;

load('input\2_180N Winkelgeschwind
igkeit_Motor_radPROs.mat');

                save
                ('Winkelgeschwindigkeit_Motor_radP
ROs.mat','Winkelgeschwindigkeit_Mo
tor_radPROs')
                %Kopplung 2-3 Makita
                Flugkolben

pos_anschlag_schlagbolzen=1.16744;
                Reibungreduzieren_input=1;
                Kontaktsteifigkeit_input=5e8;
                Daempfungsfaktor_input=0;
                %      Kopplung 4-5

Kontaktsteifigkeit_input_System4_5
=1;
                Daempfung_input_System4_5=0.1;

                end

                % Simulationsparamter bitte über
                das Modell auswählen

```

```

% Makita_Sim_160531.slx öffnen
dann File--> Model Properties --
>Model
% Properties dann Callbacks Init
Fcn
%   P_var= {0;0;0;0;0};   %bar
Achtung in Z 73 umrechnen in Pa
der Druck, der vom errechneten
Druck abgezogen wird
%
Stoss_steif={5e9;2.5e9;5e10;5e15};
%N/m
%   for j=1:4
   for j=1
       j
       D_Nut_input_Oben = 14.1/1000;
       D_Nut_input_Unten= 12.1/1000;
       P_low_input=0;
%       P_low_input=P_var{j}*1e5;
%
Stoss_steif_input=Stoss_steif{j};

%
speichername_temp=[speichername{i}
(1:end-
4),num2str(Stoss_steif{j}),'Udruck
',num2str(P_var{j}),'bar','_D_oben
',num2str(D_Nut_input_Oben),'D_Unt
en_',num2str(
D_Nut_input_Unten),'_mm_.mat'];

speichername_temp=[speichername{i}
(1:end-4)]

speichername_temp=strrep(speichern
ame_temp,',' ,'_');
sim('Makita_Sim_160912.slx');

% metadata
metadata=[];
metadata.timeStamp.data=clock;
metadata.timeStamp.name =
'Zeitstempel';
metadata.timeStamp.unit =
'Jahr Monat Tag Stunde Minute
Sekunde';

metadata.recordFrequency.name
= 'Abtastfrequenz';
metadata.recordFrequency.unit
= 'Hz';
metadata.recordFrequency.data
= 1/25000;

%time
time.data=
Kinematik_Schlagwerk.time;
time.name='Zeit';
time.unit='s';

%Schlagwerk Kinematik
signals.xZylinder.data=Kinematik_S
chlagwerk.signals(3).values;

signals.xZylinder.name='Zylinder';
signals.xZylinder.unit='mm';

signals.xFlugkolben.data=Kinematik
_Schlagwerk.signals(2).values;

signals.xFlugkolben.name='Flugkolb
en';
signals.xFlugkolben.unit='mm';

signals.xSchlagbolzen.data=Kinemat
ik_Schlagwerk.signals(1).values;

signals.xSchlagbolzen.name='Schlag
bolzen';

signals.xSchlagbolzen.unit='mm';

%Schlagwerk Kinematik xPunkt
xPunkt_Kinematik
signals.xpunktZylinder.data=xPunkt
_Kinematik.signals(3).values;

signals.xpunktZylinder.name='Zylin
der';

signals.xpunktZylinder.unit='mm/s'
;

signals.xpunktFlugkolben.data=xPun
kt_Kinematik.signals(2).values;

signals.xpunktFlugkolben.name='Flu
gkolben';

signals.xpunktFlugkolben.unit='mm/
s';

signals.xpunktSchlagbolzen.data=xP
unkt_Kinematik.signals(1).values;

signals.xpunktSchlagbolzen.name='S
chlagbolzen';

signals.xpunktSchlagbolzen.unit='m
m/s';

%Kräfte Anwedner Anwendung
signals.Nr3_F_Z.data=F_2_3_Anwende
r_Untergrund.signals(1).values ;

```

```

signals.Nr3_F_Z.name='Nr3 F_z
in N';
signals.Nr3_F_Z.unit='N';

signals.Nr2_F_Z.data=F_2_3_Anwende
r_Untergrund.signals(2).values ;
signals.Nr2_F_Z.name='Nr2 F_z
in N';
signals.Nr2_F_Z.unit='N';

%elektrische Leistung

signals.V_Akku.data=Akku_V_I.signa
ls(4).values ;

signals.V_Akku.name='Akkuspannung'
;
signals.V_Akku.unit='V';

signals.I_Akku.data=Akku_V_I.signa
ls(1).values ;

signals.I_Akku.name='Akkustrom';
signals.I_Akku.unit='A';

%FG Zylinderquerachse N

signals.FG_Fuehrungsbolzen_auf_Tau
melfinger_N.data=Kraftverlauf_Antr
iebstrang.signals(1).values(:,1);

signals.FG_Fuehrungsbolzen_auf_Tau
melfinger_N.name='Taumelfingerbolz
en';

signals.FG_Fuehrungsbolzen_auf_Tau
melfinger_N.unit='N';

%FG Zylinderquerachse N

signals.Antriebswelle.data=Kraftve
rlauf_Antriebstrang.signals(2).val
ues;

signals.Antriebswelle.name='Antrie
bswelle';

signals.Antriebswelle.unit='Nm';

%pIsentropSim Druck

signals.DruckImSchlagwerk.data=Druc
k_Schlagwerk_bar.signals(1).value
s;

signals.DruckImSchlagwerk.name='Dr
uckverlauf im Schlagwerk';

signals.DruckImSchlagwerk.unit='ba
r';

%Ventilregelung DnutSteuerung
& Andere Abtaste : (

extraDaten.DnutSteuerung.data=Druc
k_h_Arbeitsvolumen_mmhoch3.signals
(3).values ;

extraDaten.DnutSteuerung.name='D
Nnut Steuerung';

extraDaten.DnutSteuerung.unit='mm'
;

% metadata
extraDatenmetadata=[];

extraDatenmetadata.timeStamp.data=
clock;

extraDatenmetadata.timeStamp.name
= 'Zeitstempel';

extraDatenmetadata.timeStamp.unit
= 'Jahr Monat Tag Stunde Minute
Sekunde';

extraDatenmetadata.recordFrequency
.name = 'Abtastfrequenz';

extraDatenmetadata.recordFrequency
.unit = 'Hz';

extraDatenmetadata.recordFrequency
.data =
Druck_h_Arbeitsvolumen_mmhoch3.tim
e(2) -
Druck_h_Arbeitsvolumen_mmhoch3.tim
e(1);

%time
extraDatentime.data=
Druck_h_Arbeitsvolumen_mmhoch3.tim
e;
extraDatentime.name='Zeit';
extraDatentime.unit='s';

%% Grafiken erzeugen
%Grafik speichern

NameSpeicherornder=['\Figures'];

if ~exist([pwd,
NameSpeicherornder], 'dir');
```

```

        mkdir([pwd,
NameSpeicherornder]);
        end
        formatOut= 'yymmdd_HHMM';

aktuellesSpeicherdatum=datestr(now
,formatOut);

figure('Name','h_HoeheDesZylinderv
olumens','NumberTitle','on');
plot(extraDatentime.data,
extraDaten.DnutSteuerung.data);
xlim([0.9 1])
cd ('Figures');

tmp_speichername=[aktuellesSpeiche
rdatum,'Uhr_',speichername_temp(1:
end-4),'h_HoeheDesZylindervolumens','.
png'];
hgexport(gcf,
tmp_speichername,
hgexport('factorystyle'),
'Format','meta');

savefig([tmp_speichername(1:end-
4),'.fig']);
cd ./...;

figure('Name','Kraftverlauf','Numb
erTitle','on');
plot(time.data,
signals.Nr3_F_Z.data);
xlim([0.9 1])
cd ('Figures');

tmp_speichername=[aktuellesSpeiche
rdatum,'Uhr_',speichername_temp(1:
end-4),'Kraftverlauf','.png'];
hgexport(gcf,
tmp_speichername,
hgexport('factorystyle'),
'Format','meta');

savefig([tmp_speichername(1:end-
4),'.fig']);
cd ./...;

figure('Name','Kinematik','NumberT
itle','on');

plot(time.data,
[signals.xZylinder.data,signals.xF
lugkolben.data,signals.xSchlagbolz
en.data]);
xlim([0.9 1])
cd ('Figures');

tmp_speichername=[aktuellesSpeiche
rdatum,'Uhr_',speichername_temp(1:
end-4),'Kinematik','.png'];
hgexport(gcf,
tmp_speichername,
hgexport('factorystyle'),
'Format','meta');

savefig([tmp_speichername(1:end-
4),'.fig']);
cd ./...;

figure('Name','Druck','NumberTitle
','on');
plot(time.data,
signals.DruckImSchlagwerk.data);
xlim([0.9 1])
cd ('Figures');

tmp_speichername=[aktuellesSpeiche
rdatum,'Uhr_',speichername_temp(1:
end-4),'Druck','.png'];
hgexport(gcf,
tmp_speichername,
hgexport('factorystyle'),
'Format','meta');

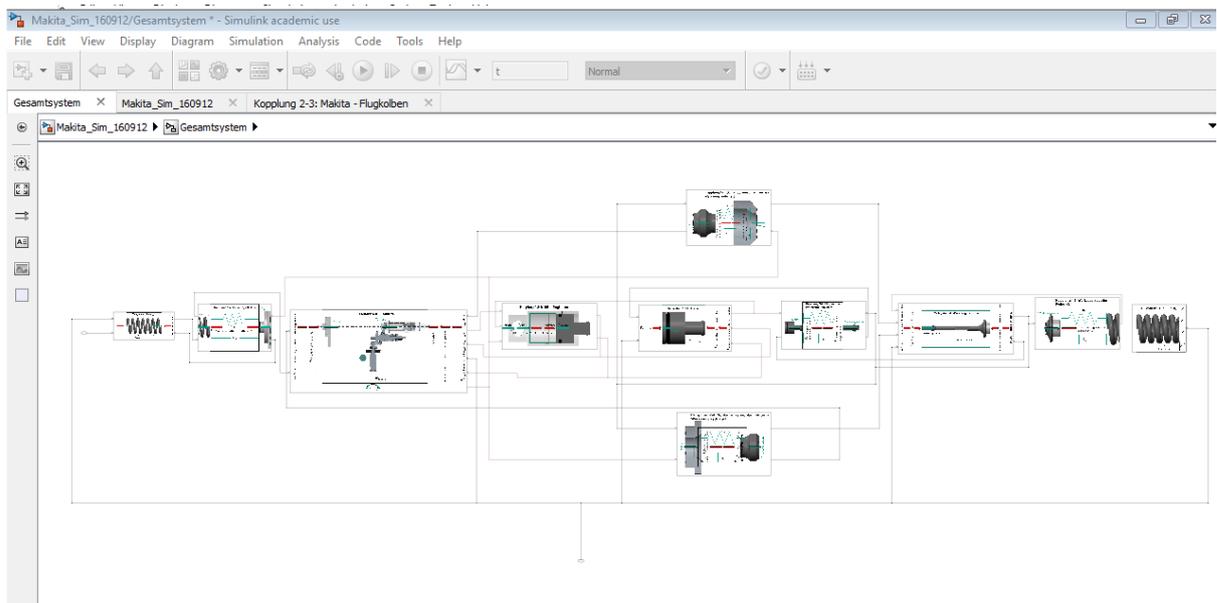
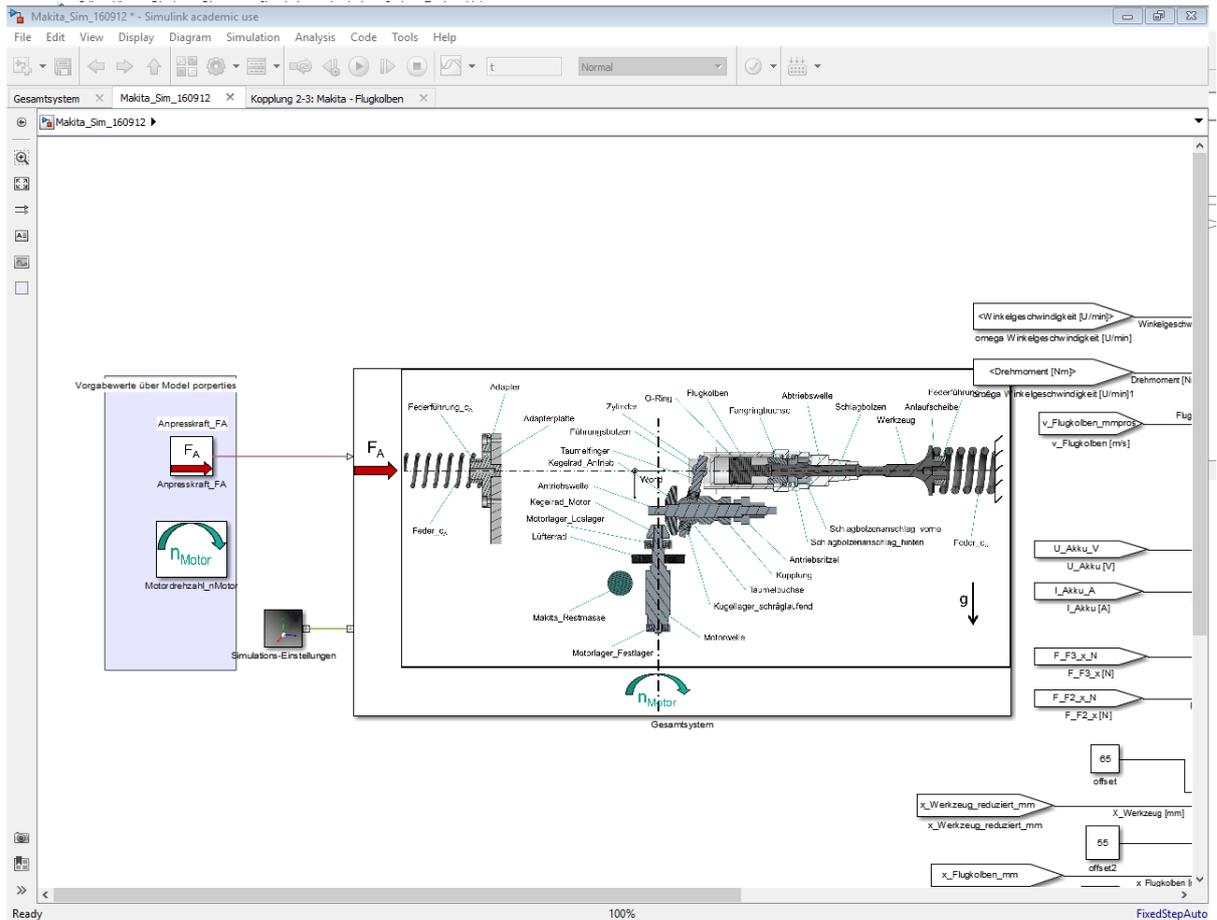
savefig([tmp_speichername(1:end-
4),'.fig']);
cd ./...;

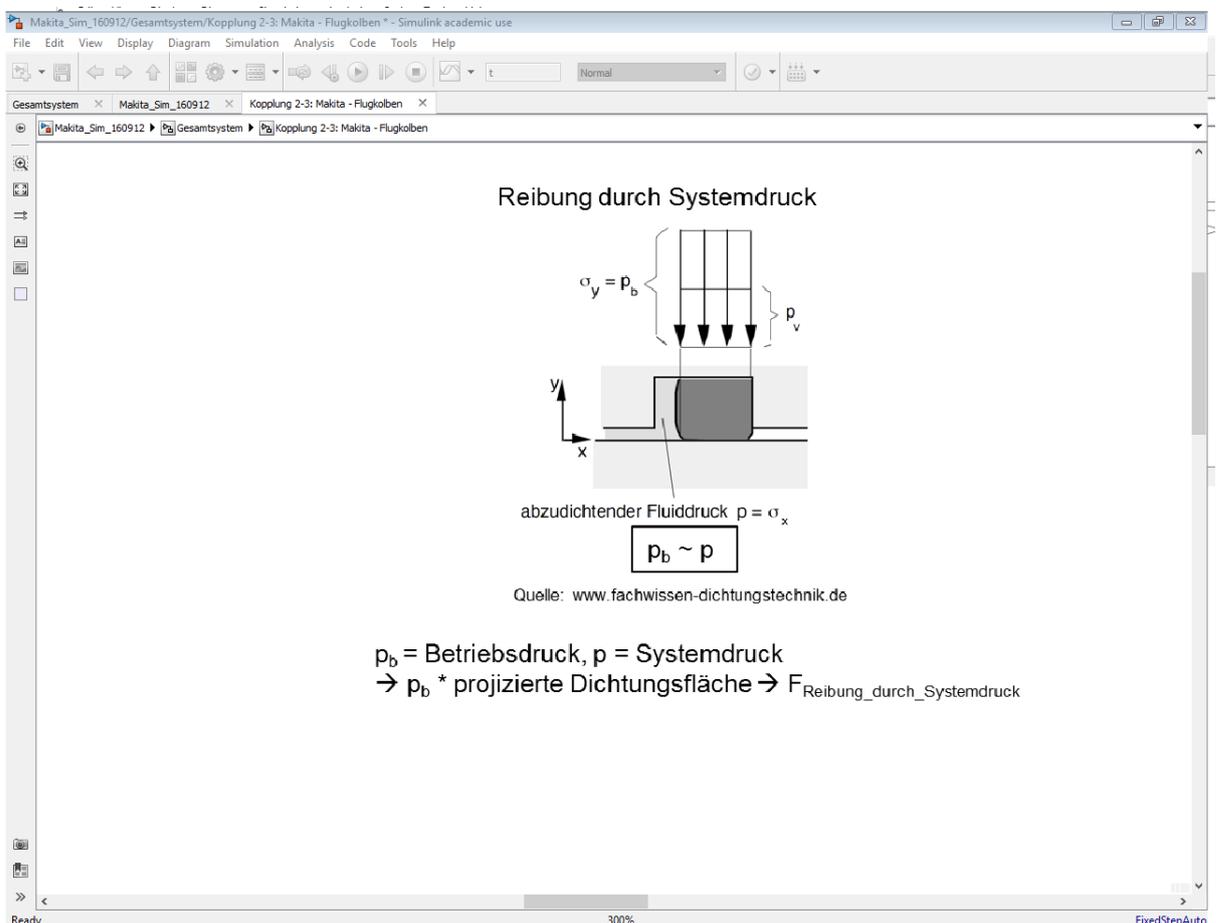
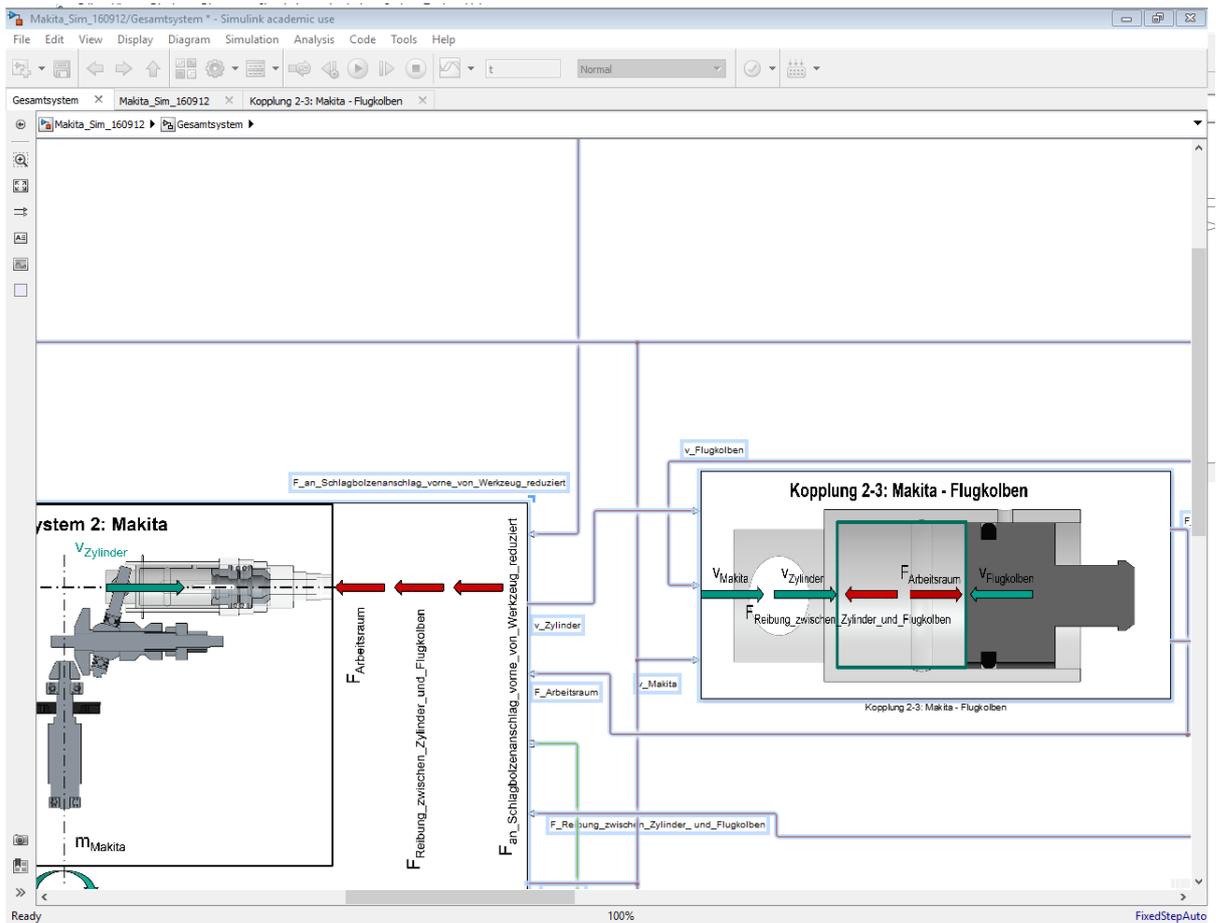
save(speichername_temp,'signals',
'metadata','time');

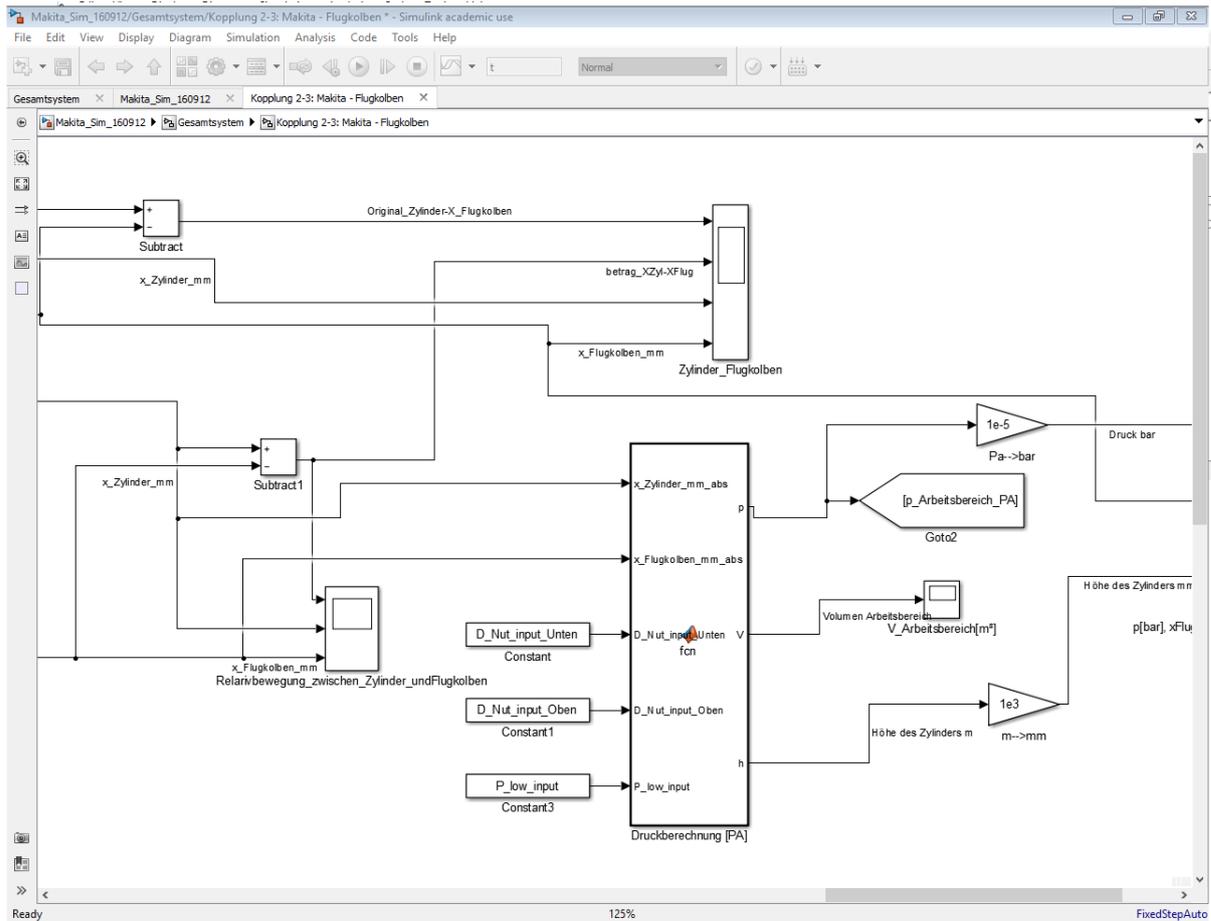
save(['ventil_',speichername_temp]
,'extraDaten',
'extraDatenmetadata',
'extraDatentime');
pause(5)
close all;
clear signals metadata time;
end
end

```

## 13.2 Simulink Blöcke (Auszug)







### 13.3 Skript des Funktionsblocks zur Berechnung des Drucks in der Arbeitskammer

```
function [p,V,h] =
fcn(x_Zylinder_mm_abs,x_Flugkolben_
_mm_abs,D_Nut_input_Unten,D_Nut_in
put_Oben,P_low_input) %h in mm
Differenz zwischen Zylinder und
Flugkolben
```

```
p_0_Umgebung= 100030; % SI
EinheitPA Quelle: Luftdruck auf
100m Höhe = 1000,3 hPa
https://de.wikipedia.org/wiki/Luft
druck
r=0.011; % Radius des
Flugkolben 11 mm hier SI Einheit m
h_0=0.0131; % D_Nut
Abstand vom Flugkolben bei
Initialzustand
V_0=pi*r^2*h_0; % SI
Einheiten m³ Volumen des Zylinders
bei Initialzustand d.h. Flugkolben
befindet sich in D Nut
R_Luft_spezifisch= 287.102; % SI
Einheit spezifische Gaskonstante
R, [J/K kg] S 384
"I:\100_eBooks\Studium\Springer
ebooks\Thermodynamik für
Maschinenbauer.pdf"
```

```
T_0_Umgebung=273.15+24; % SI
Einheit K hier 24 °C
T_max= 273.15+800; % SI
Einheit K Annahme bei h sehr
klein Annähernd Null 800°C
KAPPA=1.4; %
Isentropenexponenten
https://de.wikipedia.org/wiki/Isen
tropenexponent
Mm=0.028949; %SI Einheit
kg/mol
R_allgemein=8.3144598; % SI
J/[mol*K]
n=V_0/(22.4*1e-3); % SI
Stoffmenge n mol/m³
b=36.4*1e-6; % Kovolumen
b in m³/mol
a=135.8*1e-3; % (Pa
m^6)/mol²
```

```
m_0_Luft=(p_0_Umgebung*V_0)/(R_Luf
t_spezifisch*T_0_Umgebung); %
Ideales Gasgesetz pV=mRT, plus für
Initialzustand Umgebungsdruck in
der Kammer
```

```

h=(x_Flugkolben_mm_abs/1000)+h_0-
(x_Zylinder_mm_abs/1000);
% in Meter

```

```

V=pi*r^2*h; % Volumen, welches
gerade in der Kammer anliegt

```

```

% %adiabatische Modellierung - OK
Aber Unterdruck zu gering, darum
keine
% %Funktion
% if ((h >= D_Nut_input_Unten) &&
(h <= D_Nut_input_Oben));
%   p=p_0_Umgebung; %
Umgebungsdruck
% else
%   T_fkt_h=(T_0_Umgebung-
T_max)/h_0*h+T_max;%K
%   Vm=V/n; %molares Volumen
%   p=((R_allgemein*T_fkt_h)/(Vm-
b))-(a/Vm^2);
% end

```

```

p=p_0_Umgebung; %
Umgebungsdruck
elseif (h <= 1/1000);
%Sollte h kleiner als 1 mm soll
der Druck schlagartig hochgesetzt
%werden - dieser Fall sollte
nicht vorkommen
p=20e5; %bei h 1mm Druck bei
20Bar
elseif (h > D_Nut_input_Oben);
%hier entsteht ein Druck unter
Umgebungsdruck
T_fkt_h=(T_0_Umgebung-
T_max)/h_0*h+T_max;%K
Vm=V/n; %molares Volumen
p=((R_allgemein*T_fkt_h)/(Vm-
b))-(a/Vm^2);
p=p-P_low_input;
%Überdruck von 0 bis D Nut Unten
13.1 mm
else (h < D_Nut_input_Unten);
T_fkt_h=(T_0_Umgebung-
T_max)/h_0*h+T_max;%K
Vm=V/n; %molares Volumen
p=((R_allgemein*T_fkt_h)/(Vm-
b))-(a/Vm^2);

```