



Dissertation

Analytische und Simulative Betrachtung eines Oberflächenhämmerprozesses

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher
E311
Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Christoph Habersohn 0125550

Wien, 9. Dezember 2015

Kurzfassung

Das maschinelle Oberflächenhämmern ist eine Technologie, die in den letzten Jahren vor allem im Bereich des Umformwerkzeugbaus für die Automobilindustrie weite Verbreitung findet. So werden z.B. im Mercedes Benz Werk in Sindelfingen sämtliche relevanten Serien-Ziehwerkzeuge durch maschinelles Oberflächenhämmern bearbeitet. Aufgrund dieser Entwicklung wurden an verschiedenen Universitäten weltweit die Auswirkungen und das Potential der genannten Technologie erforscht. Fokus der Forschungsarbeiten liegt dabei auf den Effekten auf das Werkstück und die behandelte Oberfläche, während die Technik zur Aufrechterhaltung des Prozesses im Hintergrund steht.

In Zeiten, in denen Schlagworte wie Energieeffizienz, Nachhaltigkeit und grüne Technologie immer mehr an Bedeutung gewinnen und bereits rechtliche Rahmenbedingungen in diesem Bereich geschaffen wurden, ist es für die Gestaltung von Produktionsmitteln immer wichtiger, eingebrachte Energie effektiv umzusetzen. Aus diesem Grund sind ein besseres Verständnis des Hämmerprozesses an sich und eine umfassende Analyse und Optimierung der Aktuatorik notwendig, um den Anforderungen an ein modernes Produktionssystem gerecht zu werden.

In dieser Arbeit wurde das Verfahren des maschinellen Oberflächenhämmerns mit Rückschlag analytisch betrachtet und für diesen Prozess ein Formelwerk auf Basis der Energieerhaltung, der Gleichung für den teilelastischen Stoß und der Arbeit aufgestellt. Dadurch ist ein Abschätzen der erreichbaren Hämmerfrequenz, des Schlagabstandes, der notwendigen Antriebsleistung und der resultierenden Schlagenergie möglich. Weiters wurde ein Symmetriefaktor κ eingeführt, der die Aufprallgeschwindigkeit am Werkstück und der internen Bewegungsumkehr ins Verhältnis setzt. Dieser Faktor erlaubt eine Bewertung der Energieverteilung im System und der Effektivität des Prozesses.

Anschließend erfolgte die Aufstellung eines Mehrkörper-Modells zur Simulation des Prozesses und der Implementierung in das Programm Matlab©Simulink. Mit dessen Hilfe ist es möglich, einen Hämmerprozess mit allen seinen Einflussfaktoren zu simulieren. Für die Parametrierung und Validierung erfolgten zudem umfangreiche messtechnische Untersuchungen an einem Hämmeraktuator der Firma AccuraPuls. Es hat sich gezeigt, dass das Modell eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Daten aufweist und sich somit für Tests von virtuellen Systemmodifikationen eignet. Als Beispiel wurde hierfür das Ansteuersignal des Aktuators optimiert, wodurch sich eine Erhöhung der Schlagfrequenz bei gleicher Schlagenergie und eingebrachter Leistung ergibt. Darüber hinaus wurde eine Untersuchung des Einflusses der Eigenfrequenz des Werkstückes unternommen.

Zusammenfassend hat die gegenständliche Arbeit zu einem beseren Verständniss des dynamischen Ablaufs und des Einflusses der einzelnen Baugruppen geführt. Dadurch wird es den Systemherstellern erleichtert, Optimierungen an einem Aktuatorsystem vorzunehmen, zu testen und die Entwicklungszeit einer nachfolgenden Systemgeneration zu minimieren.

Christoph Habersohn Abstract

Abstract

In the recent years the technology of machine hammer peening has been widely spread, especially in the automobile industry. As an example, Mercedes-Benz, at its factory in Sindelfingen, finishes all its relevant deep-drawing tools, through machine hammer peening. Due to this development various universities worldwide, have researched the potential of this technology. Thereby the strategic focus of the majority of research studies is on the effect machine hammer peening has on the material and the surface treatment potential. The performing machine tool and its dynamic behavior was second-ranked in this papers.

In times when energy efficiency, sustainability and green technology are of increasing interest, and first regulatory framework had already been set, the development of energy efficient machine tools is of utmost importance. Therefore it is necessary to gain a better understanding of the dynamic process and a detailed analysis and optimisation of the peening actuator, to meet the needs of a modern production environment.

Within this research paper an analytic solution of the process of machine hammer peeing, based on conservation of energy and inelastic collision, was developed. Thereby it is possible to estimate the reachable hammering frequency, the stroke, the necessary driving power and the resulting stroke energy. Furthermore a symmetry factor κ had been introduced, that correlates impact velocity and rebound velocity. Therewith the possibility to benchmark the energy distribution of peening operations is given.

A multi-body system has been developed and implemented in the program Matlab©Simulink. Herewith it is possible to simulate a peeing process including all influencing factors. Moreover extensive metrological investigations on an electromagnetic hammering device for parameterization and validation of the model have been carried out. The simulation and the measurements are showing a good correlation and are therefore well suited for virtual system modification tests. As an example the optimization of the driving signal has been chosen. This results in an increase of the hammering frequency at constant stroke energy and driving energy. A second example shows the influence of the resonance frequency of the work piece.

In summary the research paper has lead to a better understanding of the dynamic behaviour of an peening process and the influence of system parameters. Its findings will assist system developers to reduce the effort and time to market of system enhancements.

Inhaltsverzeichnis

Kι	urzfassu	ng	I
ΑŁ	ostract		II
ln	haltsver	zeichnis	111
ΑŁ	okürzung	gsverzeichnis	V
Fo	ormelzei	chen	.VI
V	orwort		X
1	Einleit	ung	1
2	Stand	der Technik	2
		aschinelles Oberflächenhämmern	
	2.1.1	Prozessparameter	
	2.1.2	Bearbeitungsziele	
	2.2 H	ämmersysteme	.21
	2.2.1	Elektromagnetisches System	. 21
	2.2.2	Pneumatisches System mit Kolben und Vorspannung	. 23
	2.2.3	Piezoelektrische Systeme	. 24
	2.2.4	Pneumatische Systeme für die Schweißnahtnachbearbeitung	. 25
		Einteilung der Hämmersysteme	
3	Ziel de	er Arbeit und methodische Vorgehensweise	. 29
4	Analy	tische Beschreibung eines Hämmerprozesses	.30
	4.1 S	chlagablauf	.31
	4.2 A	symmetrischer Prozess	33
	4.2.1	Symmetriefaktor κ und Einfluss der Stoßzahl	. 34
		Berechnung des Schlagabstandes für gegebene Energie	
	4.2.3	Berechnung der Schlagenergie bei gegebenem Schlagabstand	. 37
	4.2.4	Berechnung der Schlagfrequenz	. 38
	4.3 E	influss von Systemkomponenten	.39
	4.3.1	Hammer	. 39
		Rückprallplatte	
	4.3.3	Antriebseinheit	
	4.3.4	Lagerung	
5		echnische Analyse eines Hämmersystems	
	5.1 S	tatische Messungen	
	5.1.1	Steifigkeit des Aktuatorsystems	. 51
	5.1.2	Auszugskraft des Hammers	
		Bestimmung der Spulenkennwerte	
		ynamische Messungen	
	5.2.1	Messung von Strom und Spannung	
	5.2.2	Messung der Hammerkopfbeschleunigung	
	5.2.3	Messung der Hammerkopfbewegung	
	5.2.4	Messung der Schlagkraft	
		EM-Simulation	
	5.3.1	Gehäuse	
	5.3.2	Spulenkörper	. 73

	5.3.3	Hammerkörper	74
	5.3.4	Gesamtsystem	76
6	Mode	Ibildung eines Hämmersystems mit Rückschlag	79
6		rthogonaler Prozess	
	6.1.1	Modell des Werkstückes	84
	6.1.2	Modell des Hammerkörpers	85
	6.1.3	Modell der Antriebsspule	86
	6.1.4	Modell des Hammerkopfes	88
	6.1.5	Modell Rückstoß	89
	6.1.6	Modell Hammerschlag	90
6	.2 N	icht orthogonaler Prozess	90
	6.2.1	Modell des Werkstückes	92
	6.2.2	Modell der oszillierenden Masse in Achsrichtung	93
	6.2.3	Modell der Rotation des Aktuatorsystems	94
	6.2.4	Modell der radialen Bewegung	95
	6.2.5	Modell Hammerschlag	96
7	Mode	lverifikation	100
7	.1 0	rthogonaler Prozess	100
7	.2 N	icht orthogonaler Prozess	102
8		ative Prozess- und Systemuntersuchung	
8		ntersuchung der Steuerspannung des Aktuatorsystems	
8		ntersuchung des Einflusses der Werkstückeigenschwingung	
9		nmenfassung und Ausblick	
		sverzeichnis	
	_	erzeichnis	
	enslau		404
	ייסומויסי	T	

Abkürzungsverzeichnis

2D Zweidimensional3D Dreidimensional

BAW Bundesanstalt für Wasserbau

CAD Computer-aided Design

CAE Computer-aided Engineering
CAM Computer-aided Manufacturing

COMET Competence Centers for Excellent Technologies

DIN Deutsches Institut für Normung

DMS Dehnungsmessstreifen FEM Finite Elemente Methode

HBM Hottinger Baldwin Messtechnik
HiFit High Frequency Impact Treatment
HSK Hohlschaftkegel (Werkzeugaufnahme)

IET Institut für Energietechnik und Thermodynamik

IFT Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik

IKZ Interne Kühlmittelzufuhr

KWL Konstruktion und Werkzeugbau Löcker

MFP Mehrfirmenprojekt

MHP Machine Hammer Peening

MKS Mehrkörper System
NC Numerical Control
NI National Instruments

ODE Ordinary Differental Equation

RWTH Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule

SK Steilkegel

SRV Schwingungs- und Reibungsverschleiß

TCP Tool Center Point

WWWT Institut für Werkstoffwissenschaften und Werkstofftechnologie

WZL Werkzeugmaschinenlabor

Formelzeichen

a	mm	Eindruckabstand
a A	m/s²	Beschleunigung Eindruckfläche
$egin{array}{c} A_i \ B \end{array}$	mm² N/A	magnetische Feldstärke
B C	N/M N/mm	Federkonstante
c_{12}	N/mm	Federkonstante zwischen Körper 1 und 2
c_{AD}^{12}	μm	Abweichungsdurchmesser
C_{Arad}	μm	Radialabweichungsfaktor
$c_{_{HK}}$	N/m	Federkonstante Hammerkörper-Hammerkopf
c_{Kx}	N/m	Federkonstante Einspannstelle-Hammerkopf in X-Richtung
c_P	N/m	Federkonstante Schlag
c_{RP}	N/m	Federkonstante Gegenschlag
$c_{\it SPH}$	N/m	Federkonstante Antriebsspule-Hammerkörper
$c_{\scriptscriptstyle U}$		Umformfaktor
c_{wsx}	N/m	Federkonstante Werkstück-Umgebung in X-Richtung
$c_{w_{S_z}}$	N/m	Federkonstante Werkstück-Umgebung in Z-Richtung
C	m	maximale Amplitude der Lösung der Schwingungsgleichung
d, D	mm	Hammerkopfdurchmesser
d	Ns/m	Dämpfungskonstante der Schwingungsgleichung
d_{12}	Ns/m	Dämpfungskonstante zwischen Körper 1 und 2
$d_{{\scriptscriptstyle HK}}$	Ns/m	Dämpfungskonstante Hammerkörper-Hammerkopf
d_{i}	mm	Eindruckdurchmesser
d_{L1}	Ns/m	Dämpfung Lager 1 (als Reibverlust)
d_{L2}	Ns/m	Dämpfung Lager 2 (als Reibverlust)
d_{P}	Ns/m	Dämpfungskonstante Schlag
d_{RP}	Ns/m	Dämpfungskonstante Gegenschlag
$d_{\it SPH}$	Ns/m	Dämpfungskonstante Antriebsspule-Hammerkörper
$d_{\scriptscriptstyle WSx}$	Ns/m	Dämpfungskonstante Werkstück-Umgebung in X-Richtung
d_{WSz}	Ns/m	Dämpfungskonstante Werkstück-Umgebung in Z-Richtung
D	Ns/m	Dämpfung der Lösung der Schwingungsgleichung
$\displaystyle rac{E}{E}$	J J	Hubenergie Energie
$E_{\scriptscriptstyle A}$	J	Antriebsenergie
$E_{APeriode}^{}$	J	Antriebsenergie bei einem vollständigen Zyklus
E_{kin}	J	Kinetische Energie
$E_{\scriptscriptstyle RPkin}$	J	Kinetische Energie beim Auftreffen auf die Rückprallplatte
$E_{RP'kin}$	J	Kinetische Energie nach dem Stoß auf der Rückprallplatte
$E_{\scriptscriptstyle RPV}$	J	eingebrachte Energie in die Rückprallplatte
$E_{\it WSkin}$	J	Kinetische Energie beim Auftreffen auf das Werkstück
$E_{WS'kin}$	J	Kinetische Energie nach dem Stoß am Werkstück
$E_{\scriptscriptstyle WSV}$	J	eingebrachte Energie in das Werkstück

$E_{\scriptscriptstyle V}$	J	Verlustenergie
f	Hz	Hämmerfrequenz
\overline{F}	N	Kraft
$F_{\scriptscriptstyle A}$	N	Antriebskraft
$F_{\it RP}$	N	Kraft an der Rückprallplatte (Gegenschlag)
F_{Kx}	N	Kraft zwischen Umgebung und Hammerkopf radial
F_{Kz}	N	Kraft zwischen Hammerkörper und Hammerkopf in Achsrichtung
F_{L1}	N	Normalkraft Lager 1
F_{L2}	N	Normalkraft Lager 2
F_{P}	N	Schlagkraft
F_{Pn}	N	Schlagkraft normal zur Oberfläche
F_{Pr}	N	Schlagkraft parallel zur Oberfläche
F_{Px}	N	Schlagkraft in X-Richtung
F_{Pz}	N	Schlagkraft in Z-Richtung
$F_{\scriptscriptstyle RL1}$	N	Reibkraft in Lager 1
$F_{\scriptscriptstyle RL2}$	N	Reibkraft in Lager 2
F_{RS}	N	Rückstellkraft
F_{SP}	N	Kraft in der Antriebsspule
$F_{\it Trans12}$	N	Reaktionskraft zwischen Körper 1 und 2
F_{WSx}	N	Kraft zwischen Werkstück und Umgebung in X-Richtung
F_{WSCx}	N	Federkraft Werkstück – Umgebung in X-Richtung
F_{WSDx}	N	Dämpfungskraft Werkstück – Umgebung in X-Richtung
$F_{\scriptscriptstyle WSz}$	N	Kraft zwischen Werkstück und Umgebung in Z-Richtung
F_{WSCz}	N	Federkraft Werkstück – Umgebung in Z-Richtung
F_{WSDz}	N	Dämpfungskraft Werkstück – Umgebung in Z-Richtung
F_{x}	N	Kräfte in X-Richtung
g	m/s²	Erdanziehung
h	mm	Hub Cable cab stand
h i	mm A	Schlagabstand Stromstärke
J	kgm²	Massenträgheitsmoment
k	_	Stoßzahl
k_g	N/A	Generatorkonstante
$k_{\scriptscriptstyle WS}$		Stoßzahl Hammer – Werkstück
k_{RP}		Stoßzahl Hammer – Rückprallplatte
l	m	Länge
l_{E1}	mm	Abstand Lager 1 – Einspannstelle
l_{E2}	mm	Abstand Lager 1 – Lager 2
l_{E3}	mm	Abstand Lager 2 – Hammerkopf (eingefahren)
l_{Akt}	mm	Aktuatorlänge
l_p	mm	Bahnabstand
L	Н	Induktivität

	l.a	Oszillierende Masse
m m	kg kg	Masse
$m_{_H}$	kg	Hammerkörpermasse
$m_K^{\prime\prime}$	kg	Hammerkopfmasse
m_{Kx}	kg	Hammerkopfmasse in X-Richtung (Ersatzmasse)
m_{SP}	kg	Masse der Antriebsspule
m_{WS}	kg	Masse Werkstück
$M_{\scriptscriptstyle E}$	Nm	Einspannmoment
n		Anzahl der Hammerköpfe
N		Anzahl Windungen einer Spule
O_i	mm	Überlappung der Eindrücke
O_s	%	Prozentuale Überlappung der Fläche
r	mm	Normalabstand zwischen Hammerkopf und Werkstück
r_{K}	mm	Hammerkopfradius
\dot{r}_n	mm	Relativgeschwindigkeit normal zur Oberfläche
\dot{r}_p	mm	Relativgeschwindigkeit parallel zur Oberfläche
$\dot{r}_{_{X}}$	mm	Relativgeschwindigkeit in X-Richtung
\dot{r}_z	mm	Relativgeschwindigkeit in Z-Richtung
R	Ω	Widerstand
R_a	μm	mittlere Rauheit
R_{th_MHP}	μm	theoretische Rautiefe der gehämmerten Fläche
R_{x}	Ω	Messwiderstand
C	m	Weg
S		S .
t	S	Zeit
t t_{IRP}	s s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte
t t_{IRP} t_{IWS}	s s s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP}	\$ \$ \$ \$	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte
$t\\t_{IRP}\\t_{IWS}\\t_{RP}\\t_{WS}$	\$ \$ \$ \$	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} t_{xmax}	\$ \$ \$ \$ \$	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung
$t\\t_{IRP}\\t_{IWS}\\t_{RP}\\t_{WS}$	\$ \$ \$ \$	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} t_{Xmax} t	s s s s s v m/s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} $t_{x\max}$ T u v	s s s s s v m/s m/s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} $t_{x \max}$ T u v v v	s s s s s v m/s m/s m/s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} $t_{x max}$ T u v v v v v v v	s s s s s v m/s m/s m/s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} $t_{x \max}$ T u v v v	s s s s s V m/s m/s m/s m/s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Werkstück
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} $t_{x \max}$ T u v	s s s s s s V m/s m/s m/s m/s m/s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Werkstück Geschwindigkeit nach dem Stoß am Werkstück
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} t_{xmax} T u v	s s s s s v m/s m/s m/s m/s m/s	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Werkstück Geschwindigkeit nach dem Stoß am Werkstück Versorgungsspannung Messbrücke
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} t_{xmax} T u v	s s s s s v m/s m/s m/s m/s y v V	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Werkstück Geschwindigkeit nach dem Stoß am Werkstück Versorgungsspannung Messbrücke Spannung der Verstimmung der Messbrücke
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} $t_{x max}$ T u v v v_{RP} v_{WS} v_{WS} v_{WS} v_{WS}	s s s s s s V m/s m/s m/s m/s v/s V V v	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Werkstück Geschwindigkeit nach dem Stoß am Werkstück Versorgungsspannung Messbrücke Spannung der Verstimmung der Messbrücke Weg
$t \\ t_{IRP} \\ t_{IWS} \\ t_{RP} \\ t_{WS} \\ t_{xmax} \\ T \\ u \\ v \\ v \\ v_{RP} \\ v_{RP} \\ v_{WS} \\ v_{W$	s s s s s s v m/s m/s m/s m/s v V m m	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Werkstück Geschwindigkeit nach dem Stoß am Werkstück Versorgungsspannung Messbrücke Spannung der Verstimmung der Messbrücke Weg implizite Lösung von x
t t_{IRP} t_{IWS} t_{RP} t_{WS} $t_{x max}$ T u v v v_{RP} v_{WS} v_{WS} v_{WS} v_{WS}	s s s s s s V m/s m/s m/s m/s v/s V V v	Zeit Kontaktzeit des Stoßes an der Rückprallplatte Kontaktzeit des Stoßes an der Werkstückoberfläche Zeit für die Hubbewegung Werkstück – Rückprallplatte Zeit für die Hubbewegung Rückprallplatte – Werkstück Zeitpunkt der maximalen Auslenkung Periodendauer Spannung Vorschubgeschwindigkeit Geschwindigkeit Geschwindigkeit beim Auftreffen auf die Rückprallplatte Geschwindigkeit nach dem Stoß auf der Rückprallplatte Geschwindigkeit beim Auftreffen auf das Werkstück Geschwindigkeit nach dem Stoß am Werkstück Versorgungsspannung Messbrücke Spannung der Verstimmung der Messbrücke Weg

X_{Kon}	mm	Theoretischer Kontaktpunkt Hammerkopf Werkstück
\mathcal{X}_{p}	m	explizite Lösung von x
x_{pc}	m	Lösung von <i>x</i> mittel Predictor – Corrector Methode
\mathcal{X}_{TCP}	mm	X-Position TCP
x_{WS}	mm	Weg Werkstück in X-Richtung
\mathcal{Z}_E	mm	Hammerkopf – Einspannstelle
Z_{EP}	mm	Abstand Werkstück – Einspannstelle
\mathcal{Z}_H	mm	Z-Weg Hammerkörper
Z_K	mm	Z-Weg Hammerkopf
Z_{Kon}	mm	Theoretischer Kontaktpunkt Hammerkopf Werkstück
Z_{SP}	mm	Z-Weg Spulenkörper
Z_{TCP}	mm	Z-Weg TCP
z_{ws}	mm	Z-Weg Werkstück
α	0	Rahnorientierungswinkel
$\alpha \\ \alpha$	0	Bahnorientierungswinkel Winkel
		_
α	0	Winkel
$lpha eta_a$	0	Winkel Anstellwinkel
$egin{array}{c} lpha \ eta_a \ eta_i \end{array}$	0	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit
$egin{array}{c} lpha \ eta_a \ eta_i \ eta_t \end{array}$	o o o	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz
$egin{array}{l} lpha \ eta_a \ eta_i \ eta_t \ \Delta t \ \Delta t \ \eta_R \end{array}$	。。。。。。。。。 。。。。	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz Wirkungsgrad
$egin{array}{l} lpha \ eta_a \ eta_i \ eta_t \ \Delta t \ \Delta t \ \eta_R \ \kappa \end{array}$	。。。。。。。。。 。。。。	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz Wirkungsgrad Symmetriefaktor
$egin{aligned} lpha \ eta_a \ eta_i \ eta_t \ \Delta t \ \Delta t \ \eta_R \ \kappa \ \mu_{Gleit} \end{aligned}$	。。。。。。。。。 。。。。	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz Wirkungsgrad Symmetriefaktor Gleitreibungsbeiwert
$egin{array}{l} lpha \ eta_a \ eta_i \ eta_t \ \Delta t \ \Delta t \ \eta_R \ eta \ \mu_{Gleit} \ \mu_{Haft} \end{array}$	。。。。。。。。 。。。 S S	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz Wirkungsgrad Symmetriefaktor Gleitreibungsbeiwert Haftreibungsbeiwert
$egin{array}{lll} lpha & & & & & & & & & & & & & & & & & & &$	° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° °	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz Wirkungsgrad Symmetriefaktor Gleitreibungsbeiwert Haftreibungsbeiwert Schlagdichte
$egin{array}{l} lpha \ eta_a \ eta_i \ eta_t \ \Delta t \ \Delta t \ \eta_R \ eta \ \mu_{Gleit} \ \mu_{Haft} \ eta_i \ eta \ \end{array}$	° ° ° s s s	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz Wirkungsgrad Symmetriefaktor Gleitreibungsbeiwert Haftreibungsbeiwert Schlagdichte Verdrehung um die Einspannstelle
$egin{array}{lll} lpha & & & & & & & & & & & & & & & & & & &$	° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° ° °	Winkel Anstellwinkel Auftreffwinkel Kippwinkel Kontaktzeit Zeitdifferenz Wirkungsgrad Symmetriefaktor Gleitreibungsbeiwert Haftreibungsbeiwert Schlagdichte

Christoph Habersohn Vorwort

Vorwort

Folgende Arbeit basiert primär auf der Forschung innerhalb des Mehrfirmenprojektes (MFP) 3.6 "Tribological effects of structured and densified surfaces". Dieses Projekt ist in fünf Arbeitspakete (siehe Abbildung 1) unterteilt, welche die Technologie des Oberflächenhämmerns umfassend und interdisziplinär untersucht.

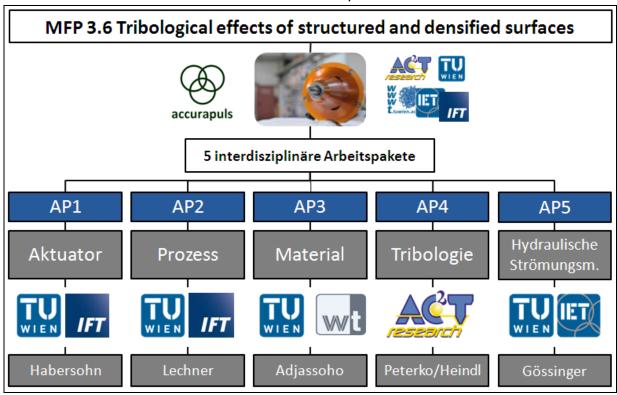


Abbildung 1: Arbeitspakete MFP 3.6 "Tribological effects of structured and densified surfaces" ([1], S. 4)

Im Arbeitspaket 1 wurden eine umfassende Untersuchung des elektrodynamischen Aktuatorsystems und die Erstellung eines Simulationsmodells durchgeführt. Die Ergebnisse dieses Arbeitspaketes und weiterführende Versuche bilden den Inhalt dieser Arbeit.

Weiters erfolgte eine eingehende Untersuchung des Prozesses und der Auswirkungen der unterschiedlichen Hämmerparameter auf die Oberfläche am Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik der TU Wien durch Christoph Lechner [1] im Arbeitspaket 2.

Die Auswirkungen des Hämmerprozesses auf die Werkstoffeigenschaften sowie die mikroskopischen Materialveränderungen (Arbeitspaket 3) wurden durch Beatrix Adjassoho am Institut für Werkstoffwissenschaft und Werkstofftechnologie der TU Wien erhoben.

Eine Betrachtung der tribologischen Effekte von gehämmerten Oberflächen erfolgte am Exzellenzzentrum für Tribologie (AC2T research GmbH) zu Beginn durch Philip Peterko und anschließend durch Franz Heindl. Diese Arbeit war Inhalt des Arbeitspaketes 4.

Im Arbeitspaket 5 wurde der praktische Einsatz der Technologie im Bereich der Hydromaschinen abgeklärt. Stefan Gössinger [2] vom Institut für Energietechnik und Thermodynamik widmet sich in seiner Arbeit diesem Thema und den Möglichkeiten der Oberflächenstrukturierung.

Die Forschungsergebnisse des dargestellten Projektes wurden aus dem österreichischen COMET-Programm im Rahmen des Förderprojektes XTribology Nr. 824187 gefördert und sind wie oben ausgeführt am Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik (IFT; TU Wien) in Zusammenarbeit mit dem Exzellenzzentrum für Tribologie (AC2T research GmbH; Wr. Neustadt), dem Institut für Energietechnik und Thermodynamik (IET; TU Wien) und dem Institut für Werkstoffwissenschaft und Werkstofftechnologie (WWWT; TU Wien) entstanden.

Christoph Habersohn Einleitung

1 Einleitung

Das maschinelle Oberflächenhämmern ist eine Technologie, die in den letzten Jahren vor allem im Bereich des Umformwerkzeugbaus für die Automobilindustrie weite Verbreitung findet. So werden z.B. im Mercedes Benz Werk in Sindelfingen sämtliche relevanten Serien-Ziehwerkzeuge durch maschinelles Oberflächenhämmern bearbeitet [3]. Aufgrund dieser Entwicklung wurden an etlichen Universitäten weltweit die Auswirkungen und das Potential der genannten Technologie erforscht. Fokus der meisten Forschungsarbeiten ist dabei primär der Effekt auf das Werkstück und die behandelte Oberfläche, während die Technik zur Aufrechterhaltung des Prozesses an sich im Hintergrund steht.

In Zeiten in denen Schlagworte wie Energieeffizienz, Nachhaltigkeit und grüne Technologie immer mehr an Bedeutung gewinnen und bereits rechtliche Rahmenbedingungen in diesem Bereich geschaffen wurden, ist es für die Gestaltung von Produktionsmitteln immer wichtiger, eingesetzte Energie effektiv umzusetzen ([4], S.3ff).

Aus diesem Grund sind ein besseres Verständnis des Hämmerprozesses an sich und eine umfassende Analyse und Optimierung der Aktuatorik notwendig, um den Anforderungen an ein modernes Produktionssystem gerecht zu werden.

Ein mittlerweile bewährtes Hilfsmittel zur Systemanalyse und Weiterentwicklung stellt die Simulation dar. Durch die immer leistungsfähigeren Arbeitsplatzrechner ist es möglich, die Aktuatorik hinreichend genau und umfassend im Modell abzubilden und Simulationen mit Parametervariation bzw. Systemänderungen zu tätigen.

Diese Herangehensweise hat den Vorteil, umfassende Tests in einem weiten Parameterfeld mit geringem Ressourceneinsatz von Zeit und Hardware durchführen zu können. So ist es z.B. möglich, die Steifigkeit einer Anbindung im System zu variieren und zu prüfen, ohne Umbauten am Realsystem, die meistens mit der zeitintensiven Fertigung von neuen Bauteilen einhergehen, zu machen. Ein weiterer Vorteil der Simulation ist das virtuelle Betreiben eines Systems an den Prozessgrenzen, die zu einer Zerstörung des realen Bauteils bzw. der Peripherie führen würden. Dadurch können Einsatzgrenzen und Sicherheitssysteme besser abgeschätzt und implementiert werden.

Nicht zuletzt bietet die Simulation auch den Vorteil, interne Mechanismen besser beobachten zu können, die aufgrund des Aufbaus im realen System experimentell nicht zu verifizieren sind. Durch diese Informationen werden auch das Prozessverständnis gefördert und Ansatzpunkte für eine Optimierung aufgezeigt.

Gegenstand dieser Dissertation ist eine analytische und simulative Betrachtung des Hämmerprozesses. Dies ermöglicht ein tiefergehendes Verständnis der aktuatorseitigen Einflussfaktoren mit dem Ziel, das Gesamtsystem in Bereichen der Energieeffizienz und Prozessstabilität und -reproduzierbarkeit optimieren zu können.

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel befasst sich mit dem aktuellen Forschungsstand in Bezug auf das Oberflächenhämmern sowie den technischen Zielen dieser Technologie. Im zweiten Teil werden die momentan am Markt erhältlichen Schlagsysteme und ihr Wirkprinzip näher betrachtet.

2.1 Maschinelles Oberflächenhämmern

Im Zuge der relativ jungen Entwicklung des Oberflächenhämmerns gibt es noch keine gültige Fassung zur Terminologie. In einer Arbeitsgruppe des Fachforums "Machine Peening" besteht derzeit das Bemühen, die unterschiedlichen Bezeichnungen für das Verfahren und seine Parameter zu vereinheitlichen und eine Zuordnung in die Hauptgruppen der Fertigungsverfahren nach DIN 8580 zu erreichen. Im deutschsprachigen Raum werden durch diese erarbeitete Richtlinie Begriffe wie Festklopfen, Schlagverdichten, hochfrequentes Kaltschmieden und andere in der Fachliteratur verwendete Bezeichnungen zu dem Verfahren des "maschinellen Oberflächenhämmerns" zusammengefasst bzw. ersetzt. Im englischsprachigen Raum ist diese Technologie unter der Bezeichnung "Machine Hammer Peening" bekannt.

Dabei wird der Prozess des "maschinellen Oberflächenhämmerns" in [5] (S.2) wie folgt definiert:

"Das maschinelle Oberflächenhämmern (machine hammer peening) ist ein Fertigungsverfahren zur mechanischen Oberflächenbehandlung eines Werkstücks mit den Zielen des Einbringens von oberflächennahen Druckeigenspannungen, der Kaltverfestigung und Härtesteigerung der Randschichtzone und/oder der Manipulation der Werkstücktopografie.

Der mit dem Werkstück in Kontakt tretende Teil des Hammerwerkzeugs wird als Hammerkopf bezeichnet. Maßgebliche Kenngröße des Fertigungsverfahrens ist der Energieeintrag in das Werkstück, bereitgestellt durch die kinetische Energie der bewegten Masse. Weggebundene Hammersysteme werden dem maschinellen Oberflächenhämmern als Sonderfall zugeordnet. Als charakteristisches Bewegungsmerkmal kann die lineare Bewegung des Hammerkopfes auf die Werkstückoberfläche festgehalten werden."

Diese Definition beschreibt das maschinelle Oberflächenhämmern als Prozess, bei dem ein Hammer auf eine Werkstückoberfläche auftrifft und dabei durch die kinetische Energie der Hammermasse gezielt die Oberfläche beeinflusst.

Dabei kann davon ausgegangen werden, dass die Hammermasse keine makroskopische Deformation des Werkstückes verursacht, sondern nur mikroskopische Veränderungen an der Oberfläche bzw. einen Energieeintrag in die Randschicht des Bauteils.

2.1.1 Prozessparameter

Die aus der Vereinheitlichung der Fachgruppe Machine Hammer Peening [5] hervorgehenden Parameter (siehe Abbildung 2) gliedern sich in:

- aktuatorsystembedingte Parameter
- Bearbeitungsparameter, Winkel
- resultierende Parameter

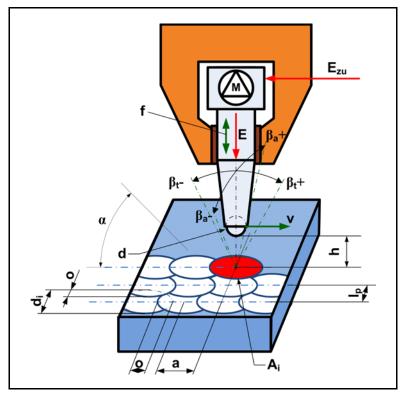


Abbildung 2: Parameter des maschinellen Oberflächenhämmerns

a) Systemseitige Parameter

Zu den systemseitigen Parametern zählen Werte, die durch das Aktuatorsystem gegeben sind. Im Allgemeinen ist es nicht möglich, diese Werte ohne Einsatz eines anderen Hämmersystems oder durch Systemumbauten zu verändern.

Über die in der Richtlinie angegebenen Werte hinaus sind hier zusätzliche wichtige Parameter definiert.

Hammerkopfdurchmesser d [mm]

Als Hammerkopf wird der Teil des Aktuators bezeichnet, der mit dem Werkstück in Kontakt tritt. Bei sphärischen Köpfen gibt d den Durchmesser der Kugel an, bei auf Kugeln basierenden Köpfen bezeichnet d den Durchmesser des Grundkörpers und alle weiteren geometrischen Merkmale müssen gesondert angegeben werden. Bei anders geformten Köpfen ist zusätzlich eine Angabe der Grundgeometrie notwendig.

Anzahl der Hammerköpfe n [-]

Gibt die Zahl der Hammerköpfe bezogen auf ein Aktuatorsystem an, die während des Fertigungsprozesses gleichzeitig im Eingriff sind.

Oszillierende Masse m [kg]

Ein in dieser Richtlinie nicht erwähnter Parameter ist die bewegte Masse, die die Hämmerbewegung ausführt. Sie bildet den Träger der kinetischen Energie für den Schlagprozess und hat damit einen wesentlichen Einfluss auf den geschwindigkeitsabhängigen Energieeintrag.

Steifigkeiten [N/µm] und Resonanzen [Hz]

Zusätzlich können die Eigensteifigkeit und Eigenmodi von Aktuatorsystem, Werkstück und Bearbeitungsmaschine als Parameter betrachtet werden. Diese können das Bearbeitungsergebnis durch Resonanzeinflüsse und Verformungen wesentlich beeinflussen. Die Auswirkungen sind allerdings noch nicht eingehend untersucht worden.

b) Verfahrensparameter und Winkel

Diese Parameter können bei den meisten Aktuatorsystemen vor oder während der Bearbeitung eingestellt werden. Zum Teil sind diese Werte durch die Maschinenbahnen und die Bahngeschwindigkeit bestimmt.

Hämmerfrequenz f [Hz]

Ist gegeben durch die Anzahl der vollständigen Hubzyklen bzw. die Anzahl der Werkstückaufschläge des Hammerkopfes pro Sekunde. Durch diesen Parameter wird die maximale Bearbeitungsgeschwindigkeit beschränkt. Wenn eine bestimmte Anzahl Flächeneinheit wird. an Schlägen pro gefordert kann durch höhere Hämmerfrequenzen die Bearbeitungszeit vermindert werden. In den meisten Systemen kann diese Frequenz definiert werden, allerdings sind auch Aktuatoren am Markt, bei denen sich die Hämmerfrequenz durch die Hubbewegung bzw. die Systemdynamik einstellt.

Hub h [mm]

Der Hub ist der Weg, den die oszillierende Masse, die Träger der kinetischen Energie ist, zwischen oberem Umkehrpunkt und Auftreffen auf das Werkstück in Richtung der Hubbewegung zurücklegt. Dabei muss das Auftreffen auf das Werkstück nicht direkt geschehen, sondern kann auch über einen dazwischen liegenden Hammerkopf erfolgen.

Der Hub stellt die freie Länge dar, in der die oszillierende Masse zusätzliche Geschwindigkeit durch das Antriebssystem aufnehmen kann. Umso höher dieser Weg ist, umso höher kann im Allgemeinen die oszillierende Masse beschleunigt werden und umso größer ist die verfügbare Energie für den Schlag. Im Gegenzug benötigt die Masse für einen gesteigerten Hubweg mehr Zeit und vermindert daher die Hämmerfrequenz.

4

Hubenergie E [J]

Die Hubenergie ist die kinetische Energie der oszillierenden Masse beim Auftreffen auf das Werkstück. Abhängig vom Systemaufbau ist diese Energie in den meisten Fällen nicht gleich der Antriebsenergie. Bei vielen Aktuatorsystemen kann durch Ausnutzen von Stoß oder Federeffekten der Energielevel hoch gehalten werden und die Antriebsenergie gleicht nur die Verluste durch den Schlagprozess und die Reibungseffekte aus.

Durch die Hubenergie wird das Umformpotential des Stoßes bestimmt. Umso höher diese Energie ist, umso mehr Umformarbeit kann an der Oberfläche geleistet werden. Durch hohe Energien ist es möglich höherfeste Stähle zu bearbeiten, größere Hammerkopfdurchmesser zu verwenden oder höhere Ausgangsrauheiten einzuglätten.

Vorschubgeschwindigkeit v [mm/min] , Bahnabstand Ip [mm]

Beim maschinellen Oberflächenhämmern wird das Aktuatorsystem zeilenweise über die zu bearbeitende Oberfläche geführt. Diese Bahnen ähneln Fräsbahnen bei der Schlichtbearbeitung durch einen Kugelfräser. Die Vorschubgeschwindigkeit v entspricht hierbei der Geschwindigkeit, mit der das Hämmersystem entlang der Bahn geführt wird. Der Bahnabstand I_p ist definiert durch den Abstand zwischen zwei benachbarten Bearbeitungsbahnen. Diese Parameter werden ausschließlich von der programmierten Bahn in der Werkzeugmaschine definiert.

Bei gleicher Hämmerfrequenz und geringerer Vorschubgeschwindigkeit oder Bahnabstand werden auf der gleichen Werkstückfläche mehr Hämmerschläge ausgeführt. Im Allgemeinen kann dadurch eine bessere Oberflächenqualität erzielt werden. Einhergehend wird für die gleiche Fläche mehr Zeit benötigt, wodurch die Produktivität sinkt.

Eindruckabstand a [mm]

Der Abstand zwischen zwei Schlägen in Vorschubrichtung wird als Eindruckabstand bezeichnet. Dieser Wert ergibt sich durch die Frequenz in Kombination mit der Vorschubgeschwindigkeit zu:

$$a = \frac{v}{60 \cdot f}$$
 Gleichung 1

Wobei in diesem Fall *v* in mm/min und *f* in Hz angegeben ist.

Schlagdichte ρ_i [1/mm²]

Angegeben wird dabei die Anzahl an Einzelschlägen pro Flächeneinheit. Dieser Parameter ist in der Richtlinie nicht definiert, stellt allerdings ein gutes Maß für die Bearbeitungsintensität dar. Umso höher der Wert ist, umso mehr Energie wird in das Werkstück eingebracht. Berechnet werden kann die Schlagdichte über den Eindruckabstand a und den Bahnabstand l_p mit der Formel:

$$\rho_i = \frac{1}{a \cdot l_n}$$
 Gleichung 2

Auftreffwinkel β_i [°]

Der Auftreffwinkel ist der Winkel zwischen der Schlagachse und einer Normalen auf die Werkstücktangentialebene im Auftreffpunkt. Durch diese Definition ist dieser Winkel immer positiv zwischen 0° und 90°, wobei 0° eine orthogonale Bearbeitung bedeutet, bei der am meisten Energie in das Werkstück eingebracht wird.

Informationen bezüglich der Schlagrichtung in Bezug auf die Vorschubrichtung bzw. normal dazu sind nicht möglich und werden über die beiden nachfolgenden Winkel angegeben.

Bei Schlägen mit hohem Auftreffwinkel vor allem über 15° kann es zu einem Gleiten des Hammers entlang der Oberfläche kommen. Dadurch kann bei ausreichender Hubenergie eine bessere Oberflächenqualität erreicht werden ([1], S.118 ff).

Kippwinkel β_t [°]

Dieser Wert ist definiert als der Winkel zwischen der Schlagachse und der Werkstücknormalen projiziert in die Ebene, die durch die Werkstücknormale und den Vorschubvektor aufgespannt wird.

Dabei werden Winkel, bei denen der Schlag in Richtung der bereits bearbeiteten Fläche geführt wird, als positiv gezählt, die in die andere Richtung als negativ. Bei positivem Winkel spricht man von einer schleppenden Bearbeitung, negative Winkel führen zu einer stechenden Bearbeitung. Bei einem Winkel β_t von 0 Grad steht die Schlagachse normal auf die Vorschubrichtung.

Anstellwinkel β_a [°]

Der Anstellwinkel ist der Winkel zwischen der Schlagachse und der Werkstücknormalen projiziert in die Ebene, die durch die Werkstücknormale und eine Normale auf den Vorschubvektor aufgespannt wird.

Auch in diesem Fall bedeutet ein positiver Winkel eine schleppende Bearbeitung in Richtung der bereits bearbeiteten Fläche und ein negativer Winkel eine stechende Bearbeitung in Richtung der noch nicht gehämmerten Oberfläche.

Bahnorientierungswinkel α [°]

Der Bahnorientierungswinkel ist der Winkel zwischen dem Vorschubvektor tangential zur Oberfläche und der primären Struktur einer vorangegangenen Bearbeitung.

Im Allgemeinen geht dem Hämmern einer Fläche eine Fräsbearbeitung voraus. Bei Freiformflächen erfolgt diese mit Kugel- oder Torusfräsern, die eine Rillenstruktur erzeugen. Wenn nun z.B. die Hämmerbearbeitung entlang des Bodens dieser Rillen erfolgt, können die Erhöhungen nicht eingeebnet werden und die erzielte Rauheit nach der Bearbeitung fällt höher aus. Wenn die Schläge hingegen genau die Erhöhungen zwischen den Rillen treffen, können sehr gute Rauheiten erreicht werden. Johannes Stock beschreibt diesen Effekt mit einem wellentheoretischen Ansatz, bei dem jede Bearbeitung als Welle interpretiert wird und sich die resultierende Fläche durch Superposition ergibt [6].

c) Resultierende Parameter

Resultierende Parameter sind Ausprägungen an der bearbeiteten Oberfläche, die durch den Prozess entstehen.

Eindruckdurchmesser d_i [mm]

Der Eindruckdurchmesser ist bei sphärischen Hammerköpfen die Breite des verbleibenden Abdruckes am Werkstück normal auf die Vorschubrichtung. Dadurch wird nur die plastische Verformung gemessen und nicht der elastische Anteil, der sich wieder zurückbildet. Zusätzlich wird dabei die elliptische Ausprägung durch den Vorschub eliminiert. Bei nicht kugelförmigen Köpfen muss die geometrische Ausprägung gesondert und vollständig angegeben werden.

Eindruckfläche A_i [mm²]

Die Eindruckfläche ist die projizierte Fläche des verbleibenden Abdruckes eines Einzeleinschlages auf die Werkstücktangentialebene im Auftreffpunkt. Es kann allerdings davon ausgegangen werden, dass der Einfluss des Schlages sich auf einen größeren Bereich als die Eindruckfläche auswirkt ([7], S.75).

Überlappung der Eindrücke o_i [mm]

Die Überlappung ist die maximale Überdeckung zwischen den resultierenden Abdrücken zweier Einschläge. Für die Überlappung einer einzelnen Bahn erfolgt die Messung in Vorschubrichtung, für die Überlappung zwischen zwei Bahnen wird orthogonal auf die Vorschubrichtung gemessen.

Prozentuale Überlappung der Fläche os [%]

Die Überdeckung gibt an, wie hoch das Verhältnis der Summe der Eindruckflächen zur bearbeiteten Fläche ist. Berechnet werden kann dieser Wert durch:

$$o_s = \rho_i \cdot A_i \cdot 100\%$$
 Gleichung 3

Dabei entspricht eine Überdeckung von 100% einer theoretisch einmaligen Bearbeitung der Oberfläche, bei der jeder Punkt der Oberfläche nur ein Mal getroffen wird. Da in den meisten Fällen die Hammerköpfe kugelförmig sind, ist eine derartig einmalige Überdeckung aus geometrischen Gründen nicht möglich.

Für glatte Oberflächen sind Werte über 1000% üblich.

Kontaktzeit Δt [s]

Die Kontaktzeit ist jene Zeit, in der der Hammerkopf mit der Oberfläche während eines Einzelschlages in Kontakt ist. Beim orthogonalen Schlag werden bei langen Kontaktphasen die Eindruckabstände durch die Vorschubbewegung zu Ellipsen verzogen und es geht ein Teil der Energie durch Reibung verloren. Weiters werden dadurch die Lager durch höhere radiale Kräfte beansprucht.

Bei Schlägen mit Auftreffwinkel über 0° kann es zum Abrutschen kommen, wodurch die Kontaktzeit stark erhöht wird. Auch in diesem Fall kommt es zu verstärkter Reibung an der Oberfläche und in den Lagern.

2.1.2 Bearbeitungsziele

Je nach gewählter Zielvorgabe kann der Prozess nach DIN 8580 sowohl zu den Verfahren der Umformung, als auch zu den Verfahren zur Änderung der Stoffeigenschaften gezählt werden.

a) Einbringung von Druckeigenspannungen

Eine der wesentlichen Auswirkungen des Hämmerprozesses ist das Einbringen von Druckeigenspannungen in die Oberfläche. Wie Versuchsreihen in Proben aus dem Material C45E des Projektes MFP3.6 Arbeitspaket 3 gezeigt haben, werden bei der Bearbeitung Zugeigenspannungen in den Randschichtenbereich von bis zu 1000 MPa erzeugt [8]. Weiterführende Untersuchungen haben ergeben, dass diese Eigenspannungen im Wesentlichen von der Vorbearbeitung unabhängig sind und verstärkt normal auf die Vorschubrichtung des Oberflächenhämmerprozesses auftreten ([1], S.124 ff).

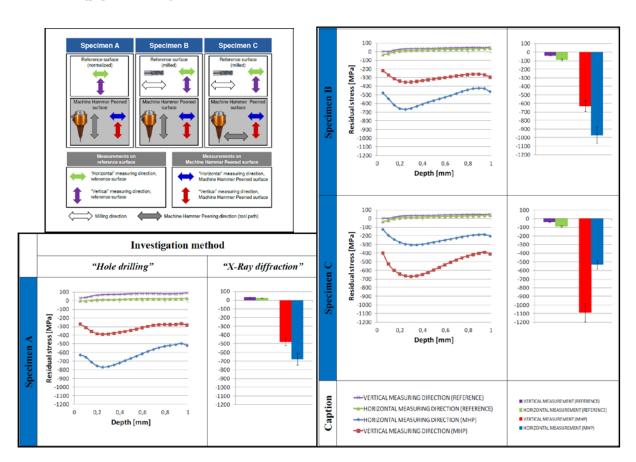


Abbildung 3: Eigenspannungen bei MHP bearbeiteten Proben [8]

Wie in Abbildung 3 zu sehen, wurden bei einer Versuchsreihe Proben aus dem Material C45E durch Normalglühen bzw. Fräsen vorbereitet. Anschließend wurde eine Hämmeroperation auf dem normalisierten Bauteil sowie auf dem gefrästen Bauteil in Fräsvorschubrichtung und normal darauf getätigt. Es ist deutlich zu sehen, dass die Eigenspannungen von spannungsfrei bzw. geringen Zugeigenspannungen auf den nicht bearbeiteten Bereichen (violette und grüne Linien) zu Druckeigenspannungen von etwa 600 MPa in den bearbeiteten Bereichen (rote und blaue Linien) angehoben

wurden. Weiters ist zu erkennen, dass die Richtung mit dem höheren Spannungsniveau normal auf die Richtung der Hämmerbearbeitung steht.

Weitergehende Untersuchungen haben gezeigt, dass auch eine Mehrfachbearbeitung durch maschinelles Oberflächenhämmern keine höheren Spannungen induziert und die Hauptrichtung immer von der letzten Bearbeitung abhängt ([1], S.125).

Versuche haben diesen Effekt auch bei anderen Werkstoffen gezeigt. So wurden bei [9] Versuche mit Werkzeugstählen (Impax Supreme, THG 2000 und Sverker 21) sowie Gusseisen mit Kugelgraphit (GGG70L) gefahren, die zu ähnlichen Ergebnissen führten.

Auch Untersuchungen des Projektes REFRESH ([10], S.337 ff) zeigen ein Einbringen von Druckeigenspannungen bei Schweißnähten bis zu einer Tiefe von 2,0 mm mit einer Verfestigung der Randschicht bis zu 0,3 mm tief. Einhergehend stieg die Lebensdauer der behandelten Konstruktionen erheblich und die Rissfortschrittsgeschwindigkeit wurde im Bereich der Bearbeitung verringert. Untersuchungen an Realbauteilen haben gezeigt, dass die Systeme Schweißnahtnachbearbeitung wirtschaftlich sinnvoll eingesetzt werden können.

Da bei der Schweißung von Bauteilen Zugeigenspannungen induziert werden, kann durch eine Oberflächenhämmerbearbeitung das Spannungsniveau deutlich vom Zugin den Druckbereich verlagert werden, wodurch diese beachtliche Steigerung der Ermüdungsfestigkeit zu erklären ist. Wie weit diese Ergebnisse auf Bauteile ohne entsprechend ungünstige Vorbearbeitung umlegbar sind, ist derzeit noch nicht eindeutig geklärt.

FEM-Simulationen bei [11] zeigten ebenfalls die Einbringung von Druckeigenspannungen in einer Kehlnaht, die experimentell bestätigt wurden.

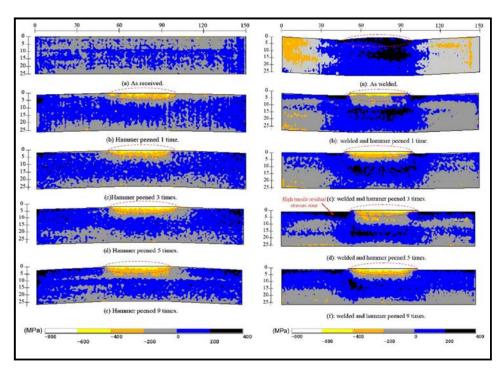


Abbildung 4: Eigenspannungen durch einfaches und mehrfaches maschinelles Oberflächenhämmern [12]

In [12] wurden nicht geschweißte und auftragsgeschweißte Platten durch maschinelles Oberflächenhämmern bearbeitet. Dabei kam ein Hammerkopf mit einem Radius von 25,4 mm zum Einsatz. Mit einem Schnitt durch das Werkstück konnten unter den bearbeiteten Bereichen Zonen mit hohen Druckeigenspannungen nachgewiesen werden. Dabei waren die Spannungen lokal Bearbeitungsbereich beschränkt und stiegen durch eine Mehrfachhämmerung (siehe Abbildung 4). Bei den nicht geschweißten Platten zeigte sich weiters eine Durchbiegung der Platte weg von der Bearbeitung: Platten, die - durch eine Schweißung induzierten Zugspannungen - gebogen waren, konnten mit Hilfe der Hämmerung eingeebnet werden. Diese Ergebnisse wurden zusätzlich durch eine Simulation untermauert.

Um eine Vergleichbarkeit mit anderen Technologien zur Einbringung von Druckeigenspannungen herstellen zu können, wurden in der Arbeit von Lechner ([1], S.133 ff) Almenstreifen gehämmert. Dieses Verfahren beruht auf der Durchbiegung eines genormten Stahlplättchens durch plastische Oberflächenstreckung und wurde 1944 von John O. Almen [13] entwickelt und patentiert. Da technologisch eine Mehrfachbearbeitung zu Verfälschungen der Messwerte führen kann, wurde die Almenintensität bei einem Bearbeitungsschritt ermittelt und diese als Referenz angegeben.

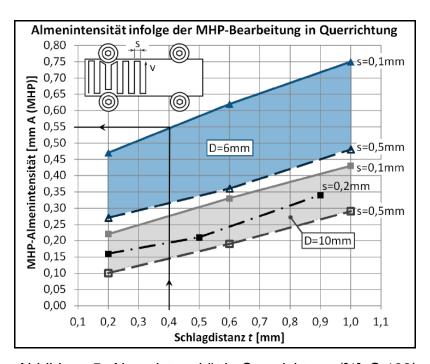


Abbildung 5: Almenintensität in Querrichtung ([1], S.139)

Abbildung 5 zeigt die Almenintensität bei einfacher Bearbeitung mit 200 Hz durch das System von Accurapuls© in Querrichtung zum Plättchen in Abhängigkeit des Hubs (hier Schlagdistanz t). Dabei gibt das graue Feld die Werte bei Verwendung eines Hammerkopfes mit dem Durchmesser 10 mm und das blaue Feld bei einem Hammerkopf mit dem Durchmesser 6 mm an. Die Felder selbst stellen unterschiedliche

Bahnparameter dar. Dabei bezeichnet s sowohl die Länge des Eindruckabstandes a als auch des Bahnabstandes I_p die bei einer Bearbeitung gleich groß gewählt wurden. Die Untersuchung zeigte weiters eine Korrelation der Almenintensitäten mit den bearbeitungsrichtungsabhängigen Druckeigenspannungen und des Hubs.

b) Steigerung der Oberflächenhärte

Die Härte eines Werkstoffes ist definiert als der Widerstand, den er einem eindringenden Körper entgegensetzt. Im Zuge des maschinellen Oberflächenhämmerns kommt es zu einer plastischen Umformung an der Werkstückoberfläche, die meistens mit einer Härtesteigerung des Werkstoffes einhergeht ([14], S.93).

Ein direkter Zusammenhang zwischen Härte und Festigkeit eines Werkstoffes ist nicht gegeben. Allerdings ist in DIN 50 150 ein Vergleich für Stähle angeführt, der eine direkt proportionale Korrelation aufzeigt [15]. Somit kann bei Stählen abgeschätzt werden, dass eine Steigerung der Härte auch mit einer Erhöhung der Festigkeit einhergeht. Ein weiterer Vorteil einer hohen Härte ist ein besserer Verschleißwiderstand bei tribologischem Kontakt ([14], S.201).

In [8] wurde an den Materialien C45E, C45E gehärtet, X155CrVMo 12 1 gehärtet, X3CrNiMo13 4, P550, P670 und CuZn39Pb2-3 nach einer Hämmerbearbeitung in allen Fällen eine Härtesteigerung nachgewiesen. Bei den Stahlwerkstoffen, sowohl unbehandelt als auch gehärtet, fand eine Steigerung von rund 15% statt. Die Kupferlegierung erfuhr eine Härtesteigerung von rund 84%. Weiters zeigte der Hub und somit die Hubenergie der Hämmerbearbeitung einen direkt proportionalen Einfluss auf die Härte. Abbildung 6 zeigt diesen Zusammenhang für das Material C45E, wobei die geringere Härte bei maximalem Hub von h = 1,2 mm auf erhöhte Verluste im Aktuator zurückzuführen sind.

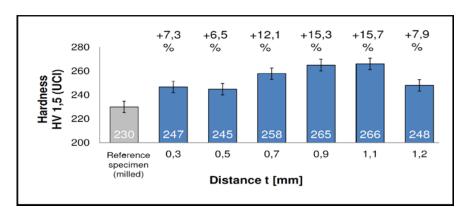


Abbildung 6: Oberflächenhärte von C45E in Abhängigkeit des Hubs [8]

Untersuchungen bezüglich der Homogenität der Härte einer gehämmerten Fläche bei [16] haben ergeben, dass trotz der deterministischen Bearbeitung über die gesamte Oberfläche eine gleichmäßige Härtesteigerung stattfindet. Diese Versuche wurden getätigt, um den Einfluss der lokalen Spannungsspitzen an der Kugelspitze und somit lokale Gefügeänderungen auszuschließen. Sowohl die Gefügeschnitte als auch die zeilenweise Untersuchung mit Nanoindenter-Härtemessung zeigten homogene

Oberflächeneigenschaften über die gesamte Fläche. Diese Versuche zeigten weiters, dass der Hämmerprozess keine Gefügeänderung des Materials bewirkt und keine Risse in der Oberfläche induziert.

Untersuchungen an der Universität Darmstadt ([17], [18]) haben gezeigt, dass durch maschinelles Oberflächenhämmern der Verschleißwiderstand von Tiefziehwerkzeugen aus globularem Grauguss erhöht werden kann. Diese Steigerung wurde auf die randzonennahe Härte zurückgeführt. Allerdings zeigte sich in einem Streifenziehversuch, dass nach 1000 m Reibweg die aufgehärtete Schicht abgetragen war und ähnliche Eigenschaften wie bei der unbehandelten Matrize vorherrschten.

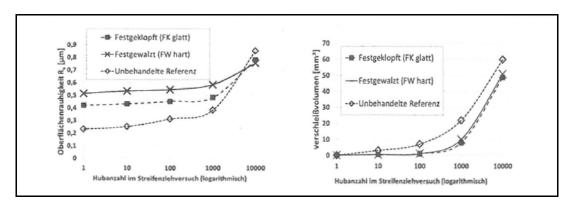


Abbildung 7: Oberflächenrauheit und Verschleißvolumen beim Streifenziehversuch [18]

Weitergehende Untersuchungen an der Universität Darmstadt und Braunschweig [19] zeigten auch für die Werkstoffe X155CrVMo 12 1, EN-GJL-250, GP4M und EN-GJS-HB265 eine Steigerung der Härte von bis zu 20%. Dabei wurde augenscheinlich, dass geringe Durchmesser des Hammerkopfs eine höhere Härtewirkung hervorrufen als Hammerköpfe mit großem Durchmesser, zurückzuführen auf die höheren Kontaktspannungen beim Hämmerprozess. In gleicher Weise führen ein orthogonaler Schlag (Auftreffwinkel 0°), hohe Hubenergien, geringer Eindruckabstand sowie Bahnabstand zu einer erhöhten Aufhärtung. In allen diesen Fällen wird bei der Bearbeitung mehr Energie pro Fläche eingebracht.

c) Einglätten der Oberfläche

Eine der derzeitigen Hauptanwendungsbereiche der Technologie ist das Einglätten der Oberfläche. So werden im Werk von Mercedes Benz in Sindelfingen bereits sämtliche relevanten Serien-Ziehwerkzeuge durch maschinelles Oberflächenhämmern bearbeitet [3].

Durch maschinelles Oberflächenhämmern kann die derzeit aufwendige manuelle Polierbearbeitung z.B. im Werkzeugbau von Ziehwerkzeugen durch eine günstigere maschinelle Bearbeitung teilweise bzw. vollständig ersetzt werden. Einhergehend wird dadurch die Durchlaufzeit des Fertigteils reduziert und die Prozesskette verkürzt [20]. Diese Betrachtungsweise der Prozesskette wurde durch [21] in Richtung der Funktionalisierung von Oberflächen restrukturiert und in [22] um die Lebensdauer des Werkzeuges erweitert. Dadurch wurde zusätzlich zum Potential der Einglättung auch

die Aufhärtung der Randschicht und Einbringung von Druckeigenspannungen miteinbezogen (siehe Abbildung 8).

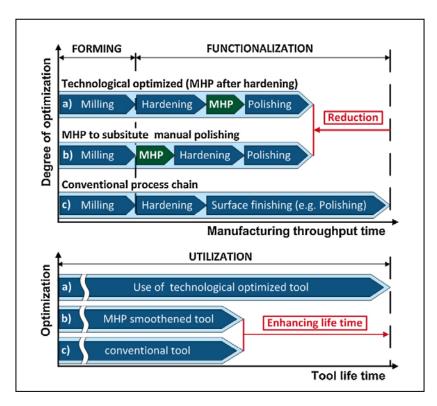


Abbildung 8: Prozesskette in der Werkzeugfertigung unter Einbeziehung des maschinellen Oberflächenhämmerns [22]

Ein praktisches Beispiel wird in [7] (S.111 f) angeführt, wobei die Bearbeitungszeit des Finishbearbeitungsschrittes eines Ziehstempels für einen Karosserieteil um mehr als die Hälfte reduziert werden konnte. Bei Verwendung eines Industrieroboters als Bearbeitungsmaschine waren zusätzlich die Fertigungskosten um ein Drittel geringer. Weitreichende Versuchsreihen mit verschiedenen Werkstoffen und Parametersetups unterschiedlichen Forschungseinrichtungen belegen das Technologie für die Erzeugung von Oberflächen mit einem R_a -Wert kleiner als 0,3 µm. Beim maschinellen Oberflächenhämmern findet eine Umformung des Materials an der Oberfläche statt. Dabei werden die Rauheitsspitzen der Vorbearbeitung in die Täler eingepresst. Wenn die Umformenergie größer ist als für diese Operation notwendig, wird zusätzlich ein Abdruck im Grundwerkstoff hinterlassen. Durch das deterministische Verfahren entsteht bei diesem Prozess ein regelmäßiges Muster an der Oberfläche, welches durch Kugelflächen formell beschrieben werden kann. Bei Lechner ([1], S.60) wird die theoretische Rautiefe dieser Fläche mit der Formel

$$R_{th_MHP} = \left[\frac{D}{2} - \left(c_{Arad} \frac{f}{c_{AD}}\right) - \sqrt{\frac{D^2 - f^2}{4}}\right] c_U$$
 Gleichung 4

angegeben, die zusätzlich zu der rein geometrischen Betrachtung Faktoren für Fehler in der Hammerkopfgeometrie und Werkstoffparameter beinhaltet.

Bei [23] wird zusätzlich zur Einglättung der Effekt angeführt, dass scharfkantige Strukturen an der Oberfläche reduziert und oberflächennahe Graphiteinschlüsse verkleinert werden.

Versuchsergebnisse des Projektes MFP 3.6 ([1], S.93 ff) zeigen in Abbildung 9, dass der erreichte Mittenrauwert mit geringerem Bahn- bzw. Eindruckabstand sinkt. Zusätzlich kann durch Vergrößern des Hammerkopfdurchmessers dieser Wert weiter reduziert werden.

Untersuchungen zeigten weiterhin einen richtungsabhängigen Einfluss der Klopfbearbeitung. So stellten sich die Rauheiten in Hämmerrichtung und normal dazu als unterschiedlich heraus, auch wenn der Bahnabstand und der Eindruckabstand ident gewählt werden.

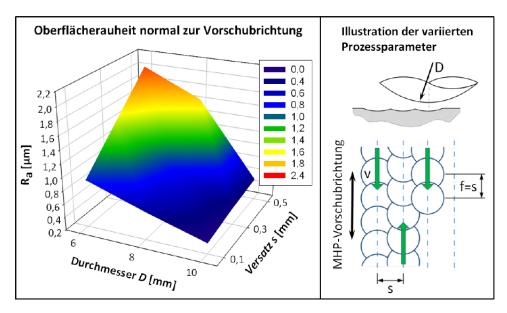


Abbildung 9: R_a Wert von C45E Proben in Abhängigkeit von Eindruck-/Bahnabstand (hier s) und Hammerkopfdurchmesser ([1], S.94)

Weiters ist zu bemerken, dass die Ausgangsrauheit nur geringen Einfluss auf die erreichbare Qualität hat. Wenn die Hubenergie ausreicht, die Rauheitsspitzen vollständig einzuglätten, ist dieser Faktor nicht ausschlaggebend. Sehr gut kann man diesen Effekt auf gehärtetem Material in Abbildung 10 sehen. Bei einem Hub von 0,3 mm reicht die Hubenergie nicht aus, um die Vorbearbeitungsstrukturen vollständig einzuglätten. Je nach Anstellwinkel tritt die optimale Einglättung erst bei Hüben von über 0,8 mm ein.

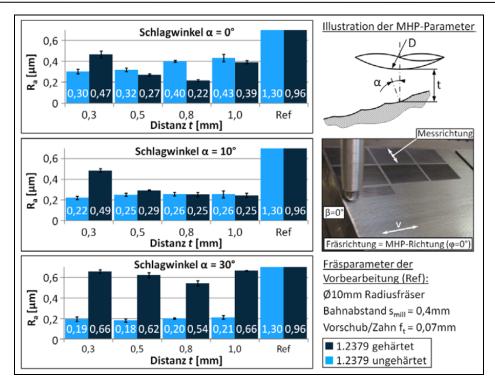


Abbildung 10: Mittenrauwert von Proben aus 1.2379 gehärtet und ungehärtet bei unterschiedlichen Anstellwinkeln ([1], S.120)

Ein weiterer wichtiger Einfluss auf den erreichbaren Rauheitswert ist der Auftreffwinkel des Hammerkopfes. Bei einem nicht orthogonalen Schlag erfolgt aufgrund der Steifigkeiten des Gesamtsystems ein Abrutschen des Hammerkopfes entlang der Oberfläche. Dieses kann zu einer zusätzlichen Glättung führen. Ergebnisse dazu sind in Abbildung 11 zu sehen. Durchgeführt wurden diese Versuche im Zuge des Projektes 357 ZN "Maschinelle Oberflächeneinglättung für den effizienten Werkzeugund Formenbau" [19].

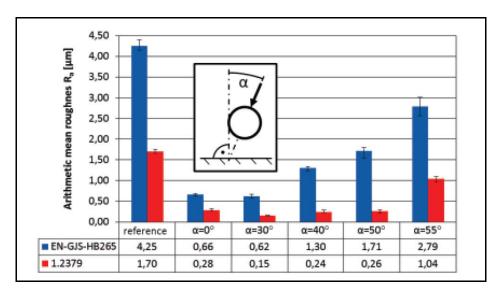


Abbildung 11: Mittenrauwert von Proben aus EN-GJS-HB265 und 1.2379 bearbeitet durch maschinelles Oberflächenhämmern bei unterschiedlichen Anstellwinkeln [24]

Im Allgemeinen zeigen alle aktuellen Studien das Potential für die Einglättung bis zur Poliergüte auf, wobei mit großem Hammerkopfdurchmesser, geringem Bahnabstand, geringem Eindruckabstand und unter Anstellung die besten Ergebnisse erzielt werden. Bei der praktischen Anwendung müssen allerdings der wirtschaftliche Aspekt und geometrische Randbedingungen im Auge behalten werden. Bei großem Hammerkopfdurchmesser können z.B. enge Radien nicht erreicht werden, bei enger und langsamer Bahnführung des Werkzeuges steigt die Bearbeitungsdauer quadratisch an.

d) Strukturieren der Oberfläche

Das Verfahren des maschinellen Oberflächenhämmerns eignet sich durch seine deterministische Ausprägung und den geometrisch eindeutig bestimmten Bearbeitungsbahnen für eine gezielte Strukturierung der Oberfläche. Diese Strukturierung ist meist bei tribologisch belasteten Flächen gewünscht, um gezielt die Reibeigenschaft zu verändern.

Eine Möglichkeit der gezielten Texturierung liegt in der Abstimmung Hämmerparameter zum Teil unter Einbeziehung des vorangegangenen Arbeitsschrittes. Bei der Hämmerbearbeitung entstehen durch das deterministische Verfahren typische Strukturen aneinandergereihter sphärischer Eindrücke (siehe Abbildung 12). Es liegt nahe, diese Struktur bei Reibflächen einzusetzen und damit das Strömungsverhalten von Schmierfilmen zu beeinflussen. So können z.B. die Einzeleindrücke des Prozesses als Schmiertaschen genutzt werden. Im Projekt MFP 3.6 wurden Versuchsreihen zu diesem Effekt gefahren.

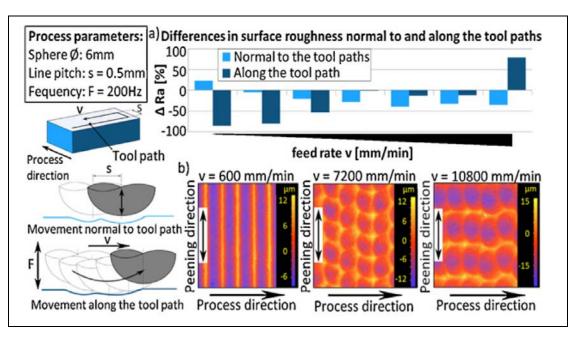


Abbildung 12: Typische Struktur des maschinellen Oberflächenhämmerns bei unterschiedlichem Eindruckabstand und Bahnabstand [25]

Johannes Stock [6] betrachtet zusätzlich zu den Strukturen durch das maschinelle Oberflächenhämmern auch die Vorbearbeitung durch einen Kugelfräser. Dabei wird die Vorbearbeitung durch den Kugelfräser als auch der Hämmerprozess durch Wellen dargestellt. Die resultierende Oberfläche nach der Bearbeitung wird durch Überlagerung der Wellen von Vorbearbeitung und Hämmerung gebildet. Versuche und FEM-Simulationen zeigten eine gute Übereinstimmung dieser Herangehensweise mit den Ergebnissen (siehe Abbildung 13).

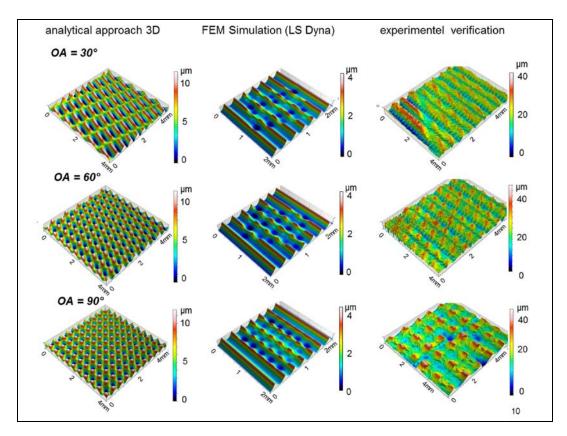


Abbildung 13: Vergleich der Ergebnisse der Wellentheorie, FEM Simulation und Realexperimente bei unterschiedlichen Bahnorientierungswinkeln [6]

Ziel dieser Untersuchungen ist es, durch abgestimmte Vorbearbeitung und anschließendem Oberflächenhämmern Bereichen von Tiefziehwerkzeugen für Karosserieteile unterschiedliche Gleiteigenschaften zu geben und damit den Materialfluss beim Umformvorgang gezielt zu beeinflussen.

Eine weitere Möglichkeit der Texturierung entsteht durch Einbringen von Texturen im Kontaktbereich des Hammerkopfs. Dadurch ist es möglich, diese durch Prägen auf das Werkstück zu übertragen. Erste Versuche im Projekt MFP 3.6 haben gezeigt, dass beim Hämmern mikroskopische Strukturen vollständig abgebildet werden. Dazu wurde auf einem Hammerkopf eine dreieckige Vertiefung mit jeweils gleicher Kantenlänge von 0,2 mm eingebracht. Ein weiterer Hammerkopf wurde mit Bohrungen von 44 µm Durchmesser und 50 µm Tiefe in einem Raster von 60 µm versehen. Nach Bearbeitung eines Versuchswerkstücks aus Aluminium (AlMgSi05) konnten Negativa dieser Strukturen mit einer Höhe von bis zu 23 µm nachgewiesen werden [26].

Christoph Habersohn Stand der Technik

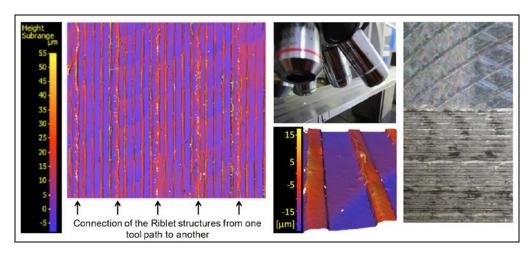


Abbildung 14: Strukturierte Oberfläche mit Riblets durch Oberflächenhämmern, links: Falschfarbenbild, rechts: Aufnahme einer bearbeiteten und unbearbeiteten Fläche [27]

In einem weiteren Schritt erfolgt die Strukturierung einer Oberfläche mit Ribletmuster, besser bekannt als Haifischhaut. Diese Texturierung bewirkt eine stark reduzierte Reibung von strömenden Medien an der Oberfläche. Durch einen entsprechend geometrisch definierten Hammerkopf konnten Stege mit 45 µm Breite, 15-20 µm Höhe und im Abstand von 150 µm sowohl auf ebenen Flächen (siehe Abbildung 14) als auch auf Freiformflächen ausgeformt werden. Durch entsprechende Bahnführung ist es zusätzlich möglich, diese Stege über das gesamte Werkstück ohne Unterbrechung zu führen [27].

e) Aufbringen und Einbetten von Zusatzstoffen

Ein weiteres Potential der Technologie des maschinellen Oberflächenhämmerns liegt im Bereich Aufbringen von Zusatzstoffen auf Oberflächen von Werkstücken. Zum einen kann durch eine Vorbearbeitung die Haftung einer Beschichtung verbessert werden, zum anderen können Zusatzstoffe direkt in die Oberfläche eingehämmert werden.

Bei [19] (S.75 ff) wurden gehämmerte Oberflächen mit drei unterschiedlichen Beschichtungen (a-C:H, TiC/TiN, TiBN) versehen und auf Haftung getestet. Die Versuche zeigten eine gleich gute bis bessere Schichthaftung gegenüber manuell polierten Oberflächen. Dadurch ist eine maschinelle Vorbearbeitung von beschichteten Bauteilen im industriellen Einsatz gegeben.

In einem weiteren Arbeitspaket ([19], S.102 ff) wurden SiO₂-Nanopartikel auf die Oberfläche durch maschinelles Oberflächenhämmern eingebracht. Ein Dotieren der Randschicht fand auch bei mehrmaliger Überarbeitung nicht statt. Die anschließenden Streifenziehversuche zeigten eine verringerte Zugkraft und somit liegt der Schluss einer geringeren Reibung nahe. Eine Verifikation dieser These ist allerdings noch nicht erfolgt.

Am Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik der TU Wien wurden Proben aus Aluminium DIN AlMgSi 0,5 (3.3206), Kupfer DIN CuZn39Pb3 (2.0401) und

rostbeständigem Stahl DIN X5 CrNi 18-10 (1.4301) durch maschinelles Oberflächenhämmern mit Wolfram-Carbid-Pulver unterschiedlicher Korngröße (WC 0,8 μm, WC 2-4 μm und WC-W₂C 45-90 μm) beschichtet. Als günstigste Variante stellte sich dabei ein Aufbringen der Partikel mit Hilfe einer Emulsion heraus ([1], S.171 ff). Mit dieser Technik wurde auf alle Proben eine homogene Hartschicht aufgetragen. In Abhängigkeit von Korngröße und Härte des Probenmaterials betrugen diese Schichten bis zu 0,04 g/cm², was einer Schichtstärke von wenigen Mikrometern entspricht.

Versuche mit Trägern aus Kaltarbeitsstahl X155CrVMo12 (1.2379)martensitischem Stahl DIN X3CrNiMo13-4 (1.4313) zeigten, dass bei der Aufbringung der Hartschicht die WC-Körner gebrochen werden und nach dem Bearbeitungsprozess eine wesentlich geringere Korngröße aufweisen [28]. In Schnittbildern ist gut zu erkennen wie über dem Grundmaterial eine dünne Schicht aus WC liegt, allerdings erfolgt keine Durchmischung oder Auflegierung des Grundwerkstoffes (siehe Abbildung 15).

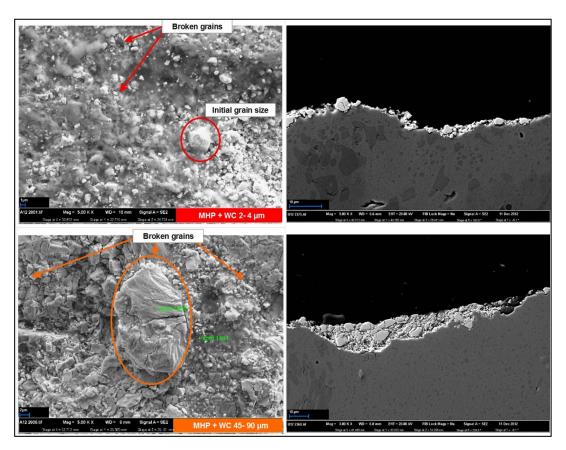


Abbildung 15: Oberfläche (links) und Schnitt (rechts) durch Proben aus 1.2379, beschichtet durch maschinelles Oberflächenhämmern mit WC-Pulver Korngröße 2-4 µm (oben) und 45-90 µm (unten) [28]

Durch tribologische Versuche mit einem Schwing-Reib-Verschleiß-Tribometer (SRV) konnte nachgewiesen werden, dass die beschichteten Proben einen höheren Verschleißwiderstand aufweisen als die nicht beschichteten Proben. Bei diesem Versuch wird ein definierter Gegenkörper (10 mm 100Cr6 Kugel) mit einer definierten

Anpresskraft (hier 10 N) oszillierend über die zu messende Oberfläche bewegt. Dadurch entsteht eine Verschleißspur, die anschließend messtechnisch ausgewertet werden kann. Zusätzlich wird der Verschleiß am Gegenkörper bewertet.

Bei den Versuchsträgern mit Hartschicht wurde dabei ein stark erhöhter Abtrag des Gegenkörpers im Tribometerversuch festgestellt.

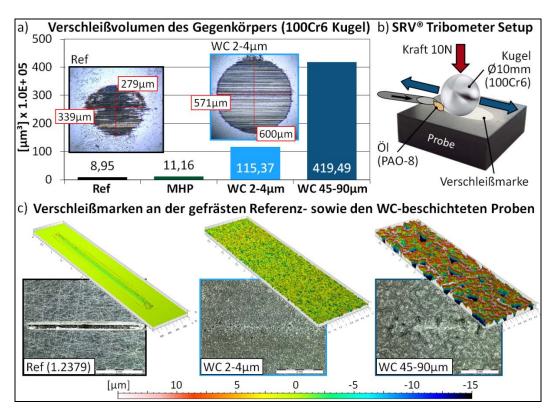


Abbildung 16: Verschleißuntersuchung an beschichteten Versuchsproben durch maschinelles Oberflächenhämmern ([1], S.183)

In Abbildung 16 sind der Tribometerversuch skizziert (b) und die Ergebnisse dargestellt. An den Real- und Falschfarbenbildern (c) ist deutlich zu erkennen, dass die beschichteten Proben keine ausgeprägte Verschleißspur durch den Versuch aufweisen.

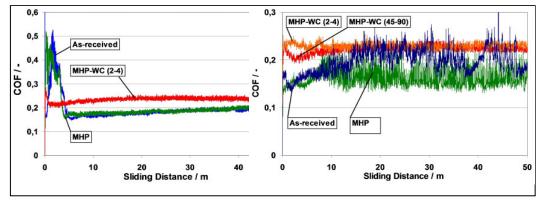


Abbildung 17: Reibbeiwert von beschichteten Probenträgern aus 1.4313 (links) und 1.2379 (rechts) über die Reiblänge [28]

Reibungsuntersuchungen zeigten weiterhin, dass bei den beschichteten Proben ein erhöhter Reibbeiwert auftritt, allerdings kein ausgeprägtes Einlaufverhalten (siehe Abbildung 17).

2.2 Hämmersysteme

Da für das Verfahren des Oberflächenhämmerns erst eine Zuordnung in die Hauptgruppen der Fertigungsverfahren nach DIN 8580 angestrebt wird [5], gibt es auch noch keine Einteilung der Aktuatorsysteme und deren zugrundeliegenden Technologie. Derzeit existiert nur eine geringe Zahl von Systemen am Markt. Deswegen erfolgt nachstehend ein kurzer Abriss über die erhältlichen Systeme und anschließend eine Einteilung anhand der primären Merkmale.

Das erste maschinelle System für das Oberflächenhämmern wurde durch die Firma KWL (Konstruktion und Werkzeugbau Löcker) im Jahre 1996 entwickelt. Dieses System gilt auch als Ursprung der Technologie für die automatisierte Anwendung. Es basiert auf einem elektromagnetischen Prinzip mit Tauchspule und ist durch ein nationales [29] und ein internationales Patent [30] geschützt.

Aufgrund experimenteller Erforschung durch Johannes Wied bei der Firma Daimler mit dem elektrodynamischen System ist in weiterer Folge ein pneumatisches System entwickelt und zum Patent [31] angemeldet worden, ebenso wie ein Entwurf für ein piezoelektrisches System [32].

Neben diesen, für den maschinengeführten Einsatz gedachten Systemen existieren handgeführte Aktuatoren für die Schweißnahtnachbearbeitung. Diese Systeme dienen primär zur Reduzierung von Zugspannungen in Schweißnähten und einer damit einhergehenden Dauerfestigkeitssteigerung. Das Forschungsprojekt REFRESH [10] und eine Untersuchung im Auftrag der Bundesanstalt für Wasserbau (BAW) haben diesen Effekt nachgewiesen. Aus dem erstgenannten Forschungsprojekt geht das derzeit erhältliche pneumatische System HiFit [10] hervor. Neben diesem befindet sich ein weiteres System der Firma PITEC GmbH auf dem Markt [33].

2.2.1 Elektromagnetisches System

Das System der Firma AccuraPuls, ehemals KWL, arbeitet nach dem Prinzip des Rückschlages (siehe Kapitel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) mit einer Tauchspule als Antriebskomponente. Die Aufbringung der Kraft erfolgt im offenen Regelkreis, das heißt es gibt keine integrierten Messsysteme, die Lage oder Geschwindigkeit des Hammers bestimmen. Aus diesem Grund wird die treibende Kraft unabhängig vom Schlag durch eine Sinusschwingung der Spannung in der Tauchspule generiert. Vorteil ist eine klar definierte Schlagfrequenz, die auf Kosten der optimalen Energieausnutzung geht.

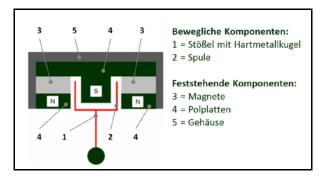


Abbildung 18: Prinzipskizze elektromagnetisches Hämmersystem [34]

In Abbildung 18 ist der prinzipielle Aufbau des Hämmersystems zu sehen. Zusätzlich zu dem Aktuator vertreibt die Firma das System mit einer eigenen CAM-Software, die die Erstellung von NC-Programmen für die Hämmerbearbeitung mit eigens entworfenen Bahnstrategien und Algorithmen für den Kantenbereich ermöglicht.

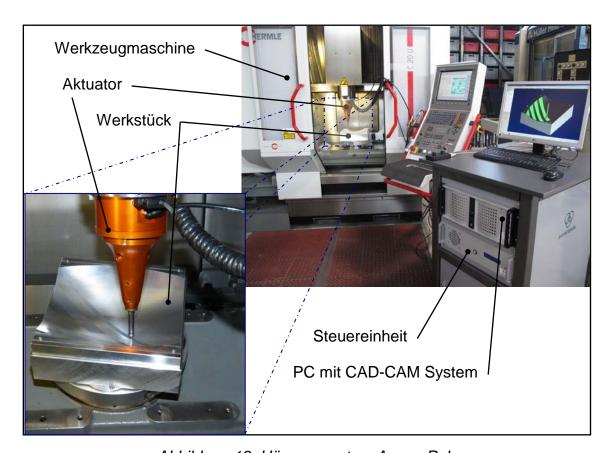


Abbildung 19: Hämmersystem AccuraPuls

Mit diesem System sind Frequenzen von 20-500 Hz möglich und maximale Hübe von etwa 2 mm. Diese sind allerdings nur bei geringen Frequenzen prozesssicher erreichbar. Der Hammerkopf ist leicht austauschbar und im Allgemeinen kugelförmig mit einem Durchmesser von 3-20 mm.

Christoph Habersohn Stand der Technik

2.2.2 Pneumatisches System mit Kolben und Vorspannung

Dieses System wurde im Zug der Dissertation von Johannes Wied ([7], S.99 ff) aus einer Graviereinheit der Firma Atlas Copco entwickelt und durch eine Patentschrift [31] geschützt.



Abbildung 20: System FORGEfix [35]

Berechnungen und Untersuchungen zeigten, dass bei diesem System die maximale Schlagkraft mit zunehmendem Klopfspalt abnimmt. Aus diesem Grund wurde ein pneumatisches Vorspannsystem eingebaut, welches die Schlageinheit mit konstanter Kraft gegen das Werkstück presst.

Die Schlageinheit selber ist als pneumatischer Oszillator aufgebaut. Abbildung 21 zeigt die Funktionsweise. Es ist zu erkennen, dass die bewegte Masse nicht direkt auf das Werkstück trifft, sondern über ein Zwischenstück (dunkelblau) seinen Impuls überträgt. Dieses Zwischenstück wird durch eine Feder in Schlagrichtung und durch einen mechanischen Anschlag in Rückzugsrichtung in Position gehalten.

Die Bewegung des Hammers kann in mehrere Phasen aufgeteilt werden. In Phase 1 liegt in der oberen Kolbenkammer durch einen Kanal im Kolben Umgebungsdruck an, wohingegen die untere Kolbenseite am Systemdruck liegt. Dadurch wird der Kolben als bewegte Masse nach oben gedrückt. Diese Bewegung verschließt nach kurzer Zeit den Kolbenkanal und erzeugt eine pneumatische Feder im oberen Bereich, die die Aufwärtsbewegung abbremst. In Phase 3 verbindet der Kolbenkanal die untere mit der oberen Kammer und legt an beide Kolbenflächen Systemdruck an. Da die obere Kolbenfläche größer als die untere ist, wird die oszillierende Masse nach unten beschleunigt. Die kinetische Energie, die in dieser Phase vom Kolben aufgenommen wird, reicht aus um die Masse bis zum Auftreffen auf den Zwischenkörper zu verfahren, obwohl in Phase 4 keine treibende Kraft nach unten wirkt.

Beim Auftreffen auf das Zwischenstück (Phase 5) wird dieses nach unten gegen das Werkstück gedrückt und gibt seinen Impuls weiter.

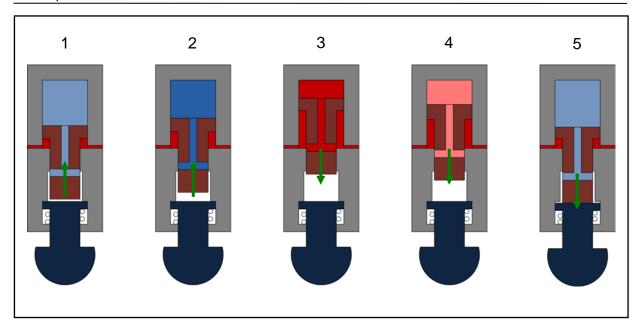


Abbildung 21: Schlageinheit des Systems FORGEfix

Wenn das Zwischenstück nicht direkt am Werkstück anliegt, muss zusätzlich der Weg bis zum Werkstück gegen eine Federkraft zurückgelegt werden. In dieser Zeit drückt zusätzlich zur Federkraft auch die pneumatische Kraft die oszillierende Masse vom Werkstück weg. Dadurch ist auch eine geringere Kraft bei abgesetztem System erklärbar.

Die Schlagenergie und die Frequenz (durchschnittlich über 200 Hz) sind bei diesem System ausschließlich vom Systemdruck und den Umgebungsparametern abhängig, der Schlagaktuator selber kann keinen Einfluss darauf nehmen. So ist z.B. der Hub der oszillierenden Masse durch die Geometrie vorgegeben.

Vorteil dieses Aktuators ist seine kompakte Bauform von 209 mm Länge und 40 mm Durchmesser [35], sowie die leichte Integration in eine Werkzeugmaschine über einen Spannzapfen mit z.B. Spannzange und HSK-Spannsystem. Außerdem ist die Versorgung mit Druckluft über das IKZ-System einer Werkzeugspindel gegeben. Ein weiterer Vorteil liegt in der geringen Wärmeentwicklung.

2.2.3 Piezoelektrische Systeme

Diese Art von Systemen ist ebenfalls durch ein Patent der Firma Daimler geschützt [31]. Dabei wird ein Hammerkopf durch einen Piezoaktuator oszillierend bewegt. Da Piezostacks eine sehr geringe Auslenkung besitzen, wird das System zusätzlich auf die Oberfläche vorgespannt.

Ein erstes System wurde in [7] entwickelt. Dabei kam ein Piezostapel mit 180 mm Länge zum Einsatz, an dessen Ende der Hammerkopf befestigt war. Die Schlageinheit wird zusätzlich durch eine Schraubenfeder auf das Werkstück gedrückt (siehe Abbildung 22).

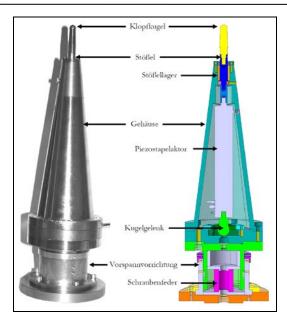


Abbildung 22: Piezoelektrisches Festklopfsystem ([7], S.98)

Bei genauer Betrachtung ist dieses Verfahren, im Gegensatz zu den beiden erst genannten, kein Hämmersystem bei dem kinetische Energie ausgenutzt wird. Da ein Piezoelement seine Länge direkt proportional mit der angelegten Spannung ändert ([36], S.215), findet keine freie Bewegung der Schlagmasse statt. Bei der Bearbeitung wird der Hammerkopf periodisch in die Oberfläche gedrückt. Je nach Ausführung der Vorspanneinrichtung können dynamische Effekte durch Federn, Dämpfer und andere Maschinenelemente hinzukommen. Ein Abheben der schwingenden Masse und somit ein Aufnehmen von kinetischer Energie findet trotz alledem nicht statt.

Derzeit ist ein weiteres System am Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Angewandte Materialien in Entwicklung. Bei diesem System wird ein Piezostack mit 60 µm Hub verwendet. Für die Feinpositionierung des Hammeraktuators über der Werkstückoberfläche wird in diesem Fall eine zusätzliche Regelung eingesetzt. Diese regelt über eine zusätzliche z-Achse im Werkzeug den Abstand anhand der Kontaktkräfte oder der Kontaktzeit. Eine Publikation zu diesem Aktuator war zum aktuellen Zeitpunkt noch nicht vorhanden. Derzeit einzige Erwähnung ist bei [37] zu finden.

2.2.4 Pneumatische Systeme für die Schweißnahtnachbearbeitung

Das System HiFit wurde im Zuge des Forschungsprojektes REFRESH entwickelt ([10], S.51 ff). Ausgangspunkt der Konstruktion waren handelsübliche Meißel- und Schlackehämmer. Bedingt durch die ungenügende Reproduzierbarkeit und zum Teil aufgrund des zu hohen Energieeintrags wurde ein pneumatisches System mit einem oszillierenden Kolben, der über einen Pin (Hammerkopf) die Oberfläche bearbeitet, entworfen.

Christoph Habersohn Stand der Technik



Abbildung 23: HiFit Hammer [38]

Das System wurde zur Serienreife weiterentwickelt und wird durch die Firma Dynatec Gesellschaft für CAE und Dynamik mbH vertrieben.

Das entwickelte System arbeitet mit einem Hammerkopfdurchmesser von 3 mm bis 4 mm und Frequenzen von 180 Hz bis 250 Hz. Für die Versorgung ist eine Druckluft von 8 bar und ein Luftbedarf von etwa 400 l/min erforderlich. Bei Zugfestigkeiten des zu bearbeitenden Werkstoffs unter 600 N/mm² reichen auch 5 – 6 bar Versorgungsluft aus. Zusätzlich wurde ein Elektronikmodul mit serieller Schnittstelle für die Kalibrierung und Qualitätsüberwachung integriert.

Dieses System ist für die manuelle Schweißnahtnachbearbeitung gedacht und somit nicht ohne entsprechende Umbauten in einer Werkzeugmaschine oder einem ähnlichen Produktionssystem montierbar. Dadurch fällt es nur bedingt unter die Verfahren des maschinellen Oberflächenhämmerns, da eine genaue Bahnführung des Werkzeuges nicht gegeben ist. Daher ist dieser Aktuator auch nur zum Einbringen von Druckeigenspannungen in die Schweißnahtzone gedacht und nicht für eine definierte Einglättung der Oberfläche.

Das System PITEC ist ebenfalls ein für die Schweißnahtnachbearbeitung konstruiertes Handgerät. Für den Antrieb des Stößels wird ein Druckluftmuskel der Firma Festo eingesetzt. Bei diesem Gerät ist die Steuereinheit getrennt mit einem Siemens Touchpanel ausgeführt. Über dieses ist es möglich, die Schlagkraft und Frequenz dem Material anzupassen sowie Testfunktionen für die Schlagintensität auszuführen. Zusätzlich gibt es eine Protokollfunktion für die Qualitätssicherung.



Abbildung 24: PITEC Handgerät mit Steuereinheit, Druckluftmuskel im Vordergrund [39]

Genauso wie das System von HiFit ist dieses Gerät nicht für die maschinelle Bahnführung gedacht und nur bedingt für die Einglättung oder Strukturierung der Oberfläche geeignet.

2.2.5 Einteilung der Hämmersysteme

In Anlehnung an die Verfahren des Umformens besteht die Möglichkeit eine Einteilung nach dem Wirkprinzip zu definieren. Dabei sind Systeme nach arbeits-, bzw. energiegebundene, kraftgebundene und weggebundene Umformmaschinen unterschieden ([51], S.713 ff).

Energiegebundenen Aktuatoren sind Systeme, bei denen die Prozessenergie im System meist einer beweglichen Masse, dem Hammer, gespeichert ist, die durch einen Antrieb unterstützt werden kann. Dadurch werden die gespeicherte Energie und die durch den Antrieb bereitgestellte Energie bei einem Hub auf das Werkstück aufgebracht. Kraft und Weg dieser Systeme sind somit ausschließlich vom Hammer (Material, Form) und dem Werkstückmaterial abhängig.

Kraftgebundene Systeme definieren die Kontaktsituation durch eine Anpresskraft bzw. einen Anpresskraftverlauf. Der Antrieb muss daher ausreichend Energie zur Verfügung stellen und eine entsprechende Dynamik besitzen um die vorgegebene Kraft am Hammer ausregeln zu können. Der Hub ist ähnlich wie bei den energiegebundenen Systemen von der Hammer – Werkstückpaarung abhängig.

Bei weggebundenen Einheiten erfolgt die Bewegung mit einem definierten Geschwindigkeitsprofil entlang einer Hubbahn. Die dafür notwendige Kraft wird in entsprechender Höhe von einem Antriebssystem aufgebracht.

Eine weitere Möglichkeit der Einteilung liegt in der Art wie die Antriebskraft auf den Hammer übertragen wird. Derzeitige Systeme benutzen hierbei den elektromagnetischen Effekt, piezoelektrische Effekte oder die Pneumatik. Allerdings ist auch eine mechanische Übertragung wie ein Nockentrieb oder hydraulische Systeme denkbar. Zusätzlich zählt hierzu auch die Form der Bewegungsumkehr der Hammermasse am oberen Totpunkt. Zum einen kann dafür die Antriebskraft ausreichend groß sein um eine Umkehr zu erzwingen wie es z.B. bei piezoelektrischen Systemen der Fall ist, zum anderen kann diese Richtungsänderung durch mechanische Effekte wie einen Stoß an einer Rückprallplatte oder ein Federelement unterstützt werden.

Tabelle 1: Hämmersysteme nach Wirkprinzip und Übertragungsart

	Wirkprinzip		
Übertragung	energiegebunden	kraftgebunden	weggebunden
mechanisch	-	-	+
pneumatisch	FORGEfix HiFit PITEC	+	-
hydraulisch	-	+	+
elektromagnetisch	AccuraPuls	+	+
piezoelektrisch	-	-	Prototyp KIT

- + Ausführung denkbar
- System nicht möglich oder sehr aufwendig

Ein zusätzliches Unterscheidungsmerkmal liegt in einem direkten oder indirekten Hammerschlag. Dabei wird unterschieden, ob die oszillierende Masse direkt auf die Werkstückoberfläche auftrifft oder die Energie über ein Zwischenelement übertragen wird. Bei einem Zwischenelement wird dieses zusätzlich mit einer Vorspannkraft auf das Werkstück gedrückt. Je nach Größe kann hier zusätzlich Energie in das Werkstück eingebracht werden.

3 Ziel der Arbeit und methodische Vorgehensweise

Durch Forschungen auf dem Gebiet des Oberflächenhämmerns ist das Potential dieser Technologie für die Produktionstechnik aufgezeigt worden. Ein wesentlicher Faktor für die Oberfläche ist dabei neben der Dichte der Einzeleinschläge die eingebrachte Energie pro Schlag. Diese wird im Wesentlichen durch die kinetische Energie des Hammers bestimmt und ist somit von der Hammermasse und seiner Geschwindigkeit abhängig ([7], S.87).

Ziel der Arbeit ist es, ein funktionelles Modell eines elektrodynamischen Aktuators nach dem Rückschlagprinzip für das Oberflächenhämmern zu entwickeln, welches es ermöglicht, den Prozess zu simulieren. Dabei liegt der Schwerpunkt auf dem dynamischen Verhalten des Aktuators während des Prozesses bei gegebenen Bearbeitungsparametern und definierter Systemumgebung. Resultat der Simulation soll vorrangig die erreichte kinetische Energie des Hammers beim Auftreffen auf das Werkstück sein, somit die maßgebliche Größe für die Bearbeitungswirkung.

Vorteil eines derartigen Modells ist ein virtuelles Testen von veränderten Systemparametern, unterschiedlichen Systemumgebungen bzw. Modifizierungen am Aktuator. Diese Versuchsläufe ohne materiellen Einsatz ermöglichen es, kosteneffizient neue Einsatzfälle bzw. Modifizierungen zu erproben und bei Erfolg in die Anwendung zu überführen. Außerdem ermöglicht ein derartiges Modell ein besseres Verständnis des Hämmerprozesses und des Einflusses einzelner Baugruppen und Systemparameter.

In einem ersten Schritt in Kapitel 4 werden der Schlagprozess eines Aktuatorsystems mit Rückschlag analysiert und allgemein gültige Regeln für den Prozess aufgestellt. Dadurch ist ein tieferes Prozessverständnis gegeben und es können die wesentlichen Einflussfaktoren der einzelnen Prozesskomponenten aufgezeigt werden.

Im nachfolgenden Kapitel 5 werden messtechnische Untersuchungen eines elektrodynamischen Hämmersystems zusammengefasst, die durch FEM-Simulationsergebnisse unterstützt sind. Mit diesen Daten ist es möglich, Parameter für ein Mehrkörpermodell zu identifizieren und daraus resultierende Simulationsergebnisse zu verifizieren.

Es folgt die Beschreibung des elektrodynamischen Modells in Kapitel 6 und ein Vergleich der messtechnisch erfassten Daten und Simulationsergebnisse in Kapitel 7.

Kapitel 8 zeigt beispielhaft die Möglichkeiten der Systemanalyse mit dem Simulationsmodell durch zwei unterschiedliche Parametervariationen, die daraus gewonnenen Daten sowie deren Interpretation.

Zum Abschluss werden in Kapitel 9 die Möglichkeiten für ein derartiges Modell aufgezeigt und Ansätze für eine Nutzung und Weiterentwicklung gegeben.

4 Analytische Beschreibung eines Hämmerprozesses

In diesem Kapitel wird speziell der Hämmerprozess mit Rückschlag betrachtet. Besonderheit dieser Bauform ist, dass die kinetische Energie des Hammers durch Rückpralleffekte innerhalb des Systems auf einem höheren Level gehalten wird, als dies mit der reinen Antriebskraft möglich wäre. Zusätzlich wird durch die Ausnutzung eines teilelastischen Stoßes eine Umkehr der Bewegungsrichtung in kürzester Zeit erreicht.

Der Vorteil davon liegt im geringen Energieeinsatz für eine hohe Schlagenergie bei hohen Hämmerfrequenzen.

Allerdings muss der Rückschlag des Hammers innerhalb des Systems aufgenommen werden. In den meisten Fällen ist die Systemdämpfung des Aktuators nicht ausreichend, um diesen Stoß vollständig abzubauen und er wird an die Umgebung weitergegeben. Dies kann zum einen zu einer Anregung der Maschinenstruktur führen und dadurch zu Fertigungsungenauigkeiten oder störenden Körperschallschwingungen. Zum anderen ist diese Art der Belastung für einige Maschinenelemente (z.B. stehende Wälzlager bei einer Einspannung in der Maschinenspindel ([40], S.309)) ungünstig und führt zu einem erhöhten Verschleiß dieser Teile.

Abbildung 25 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Systems mit Rückschlag. Ein Hammer wird durch eine Lagerung zwischen einer Rückprallplatte und einem Werkstück auf einer Zwangsbahn geführt. Eine Antriebseinheit führt dem Hammer Energie für die Aufrechterhaltung der Bewegung zu.

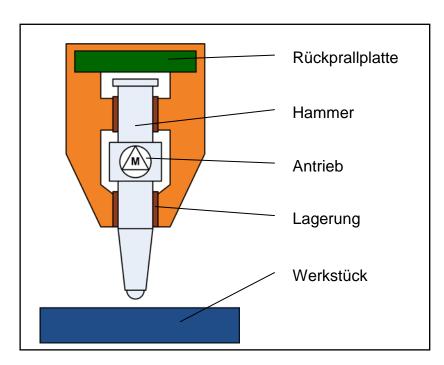


Abbildung 25: Prinzipbild System mit Rückschlag

4.1 Schlagablauf

Während der Bearbeitung vollführt der Hammer eine oszillierende Bewegung zwischen dem Werkstück und der Rückprallplatte.

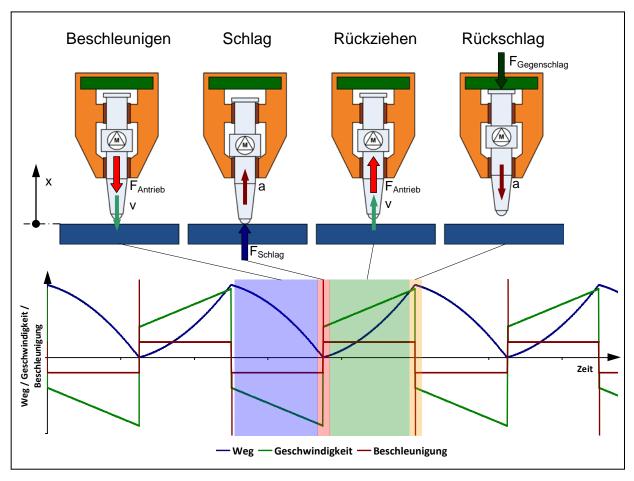


Abbildung 26: Schlagphasen des symmetrischen Hämmerprozesses mit Rückschlag

In Abbildung 26 sind für die idealen Schlagphasen Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung über der Zeit aufgezeichnet. Der in dieser Grafik dargestellte Fall geht von einem symmetrischen Schlag mit gleichen Stoßzahlen am Werkstück und an der Rückprallplatte aus. Zusätzlich wird von einer konstanten Beschleunigung in die jeweilige Bewegungsrichtung ausgegangen. Diese tritt ein, wenn der Antrieb mit einer konstanten Kraft in Beschleunigungsrichtung wirkt und sich an den Stoßstellen schlagartig ändert. Weiters wird die Reibung in den Lagern vernachlässigt.

Die Bewegung des Hammers kann in vier Teilabschnitte zerlegt werden, wie in Abbildung 26 farbig markiert.

Beschleunigen

In dieser Phase (Abbildung 26, blau hinterlegt) wird der Hammer von der Rückprallplatte in Richtung Werkstück beschleunigt. Durch den Rückschlag hat der Hammer eine Ausgangsgeschwindigkeit, die durch eine konstante Antriebskraft beschleunigt wird. Die Geschwindigkeit nimmt dabei linear zu, bis die Bewegung durch das Auftreffen auf das Werkstück gestoppt wird.

Schlag

Der Schlag auf das Werkstück (Abbildung 26, rot hinterlegt) ist ein teilelastischer Stoßprozess. Dabei wird die Bewegungsrichtung axial zur Schlagrichtung umgekehrt. Ein Teil der kinetischen Energie des Hammers geht dabei in die plastische Umformung des Werkstückes und als Reibungs- bzw. Wärmeenergie verloren. Der elastische Anteil dient zur Beschleunigung in die Gegenrichtung. In Abbildung 26 wird von einem idealen Stoßprozess in Nullzeit ausgegangen mit einer unendlichen Beschleunigungsspitze. In der Realität passiert dieser Prozess mit endlicher Beschleunigung in einer messbaren Zeit.

Im vereinfachten Fall kann der nicht orthogonale Schlag ebenfalls mit einem Stoßmodell erklärt werden. Die Stoßzahl ist in diesem Fall wesentlich geringer, da ein Teil der Energie durch radiale Kräfte in die Lagerung abgegeben wird.

Rückziehen

Der Rückzugsprozess (Abbildung 26, grün hinterlegt) findet auf die gleiche Weise wie die Beschleunigung statt, allerdings mit umgekehrter Bewegungsrichtung. Wieder wird der Hammer von der Rückprallgeschwindigkeit des Schlages mit konstanter Antriebskraft Richtung Rückprallplatte beschleunigt. Auch bei dieser Bewegung steigt die Geschwindigkeit linear und der Weg quadratisch an.

Rückschlag

In dieser Phase (Abbildung 26, gelb hinterlegt) wird die Bewegungsrichtung des Hammers an der Rückprallplatte durch einen Stoßprozess umgekehrt. Wie beim Schlag auf das Werkstück geht ein Teil der Energie durch Reibungs- und Wärmearbeit verloren. Bei geeigneter Konstruktion entfällt durch eine geringere Flächenbelastung der Anteil der Umformarbeit. Durch die Systemparameter der Hämmereinrichtung erfolgt dieser Schlag immer mit der gleichen Richtung und den gleichen Stoßparametern. Diese sind durch die Gestaltung des Systems vorgegeben.

Bei diesem Prozess wird die Energie nach dem Stoßprozess genutzt, um eine erhöhte Ausgangsgeschwindigkeit für den folgenden Hubzyklus zu erhalten. Beim Starten aus der Ruhelage steht diese Energie noch nicht zur Verfügung sondern baut sich erst mit jedem Hubzyklus weiter auf. Das heißt, mit jedem Hub erhöht sich die Ausgangsgeschwindigkeit für den folgenden und somit auch die Aufprallgeschwindigkeit dieses Hubes, womit sich die Ausgangsgeschwindigkeit des nächsten Hubes weiter erhöht. Dieser Vorgang setzt sich fort und konvergiert gegen den optimalen Prozess, bei dem der Energieverlust der Stoßvorgänge der zugeführten Energie durch den Antrieb entspricht.

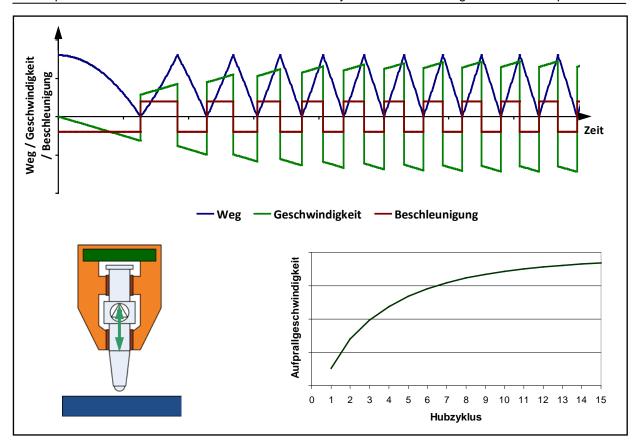


Abbildung 27: Prozessaufbau des Hämmerprozesses bei konstantem Hub

In Abbildung 27 ist dieser Prozessaufbau für ein System mit konstantem Hub aufgezeigt. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Antriebskraft immer in Richtung der Bewegung wirkt. Eine weitere Möglichkeit den Prozess aufzubauen ist, den Hub laufend zu erhöhen. Vor allem bei Systemen bei denen nicht sichergestellt ist, dass die Richtung der Antriebskraft mit der Bewegung übereinstimmt, stellt dieses Verfahren die einfachste Möglichkeit dar. Dabei wird der Anfangshub so gering gewählt, dass die Antriebsenergie ausreicht, die volle Hubbewegung, auch ohne zusätzliche Energie durch den Stoß, zu gewährleisten. Sobald der erste Stoßprozess stattgefunden hat, kann der Hub laufend auf den gewünschten Wert erhöht werden.

4.2 Asymmetrischer Prozess

Der in Kapitel 4.1 dargestellte Prozess geht von einer symmetrischen, idealen Schlagfolge aus. Diese erfolgt, wenn der Stoß am Werkstück und an Rückprallplatte die gleiche Stoßzahl aufweist. ln diesem Fall die sind Auftreffgeschwindigkeiten vor den Stößen gleich groß und damit auch die Rückprallgeschwindigkeiten nach dem Stoß. Da die Rückprallgeschwindigkeit die Ausgangsgeschwindigkeit für die Beschleunigungs- bzw. Rückzugsphase ist und in beiden Richtungen die gleiche Beschleunigung wirkt, sind die Zeiten, um den Hub zurückzulegen, gleich.

Im Allgemeinen kann man davon ausgehen, dass die Stoßzahlen am Werkstück und an der Rückprallplatte nicht gleich groß sind. An der Rückprallplatte wird versucht, eine möglichst hohe Stoßzahl zu erreichen, damit ein Großteil der kinetischen Energie für den Prozess erhalten bleibt. In diesem Bereich kann man durch geeignete Materialpaarungen und entsprechende geometrische Gestaltung Einfluss bei der Konstruktion des Hammeraktuators nehmen. Die Stoßzahl werkstückseitig ist durch das Werkstückmaterial, den Auftreffwinkel und die Hammerform bestimmt und kann nur im geringen Maße verändert werden.

Durch diesen Umstand entsteht ein asymmetrischer Prozess, das heißt, die Zeit, die der Hammer benötigt, um den Hub von der Rückprallplatte zum Werkstück zurückzulegen, unterscheidet sich von der in die andere Bewegungsrichtung (siehe Abbildung 28: t_{WS} und t_{RP}).

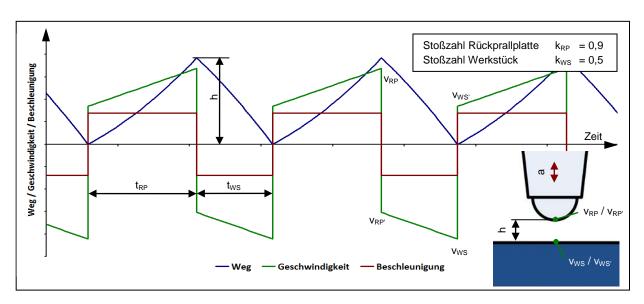


Abbildung 28: Kinematik des optimalen asymmetrischen Hämmerprozesses mit Rückschlag bei unterschiedlichen Stoßzahlen

Ein optimaler Prozess findet dann statt, wenn die Antriebskraft immer in die Richtung der Hammerbewegung weist. Dies ist zum einen durch geeignete Sensorik (Detektion der Geschwindigkeit im Prozess) und in-prozess-Regelung oder durch entsprechenden Systemaufbau (z.B. Ventilumschaltung bei pneumatischen Systemen in den Endlagen) erreichbar. Bei diesen geregelten Systemen stellt sich die Schlagfrequenz aufgrund der mechanischen und antriebstechnischen Gegebenheiten ein. Sollte ein Antriebssystem mit einstellbarer Frequenz verwendet werden, muss durch geeignete Vorgabe der Antriebskraft ein möglichst hoher Energieumsatz angestrebt werden.

4.2.1 Symmetriefaktor k und Einfluss der Stoßzahl

In Gleichung 5 und Gleichung 6 ist die Energiebilanz für die Schlag- und die Rückzugsbewegung dargestellt. Dabei wurde die potentielle Energie aufgrund des geringen Stößelhubs und der unbekannten Schlagrichtung vernachlässigt.

Somit ergibt sich die kinetische Energie des Hammers beim Auftreffen auf das Werkstück E_{WSkin} bzw. die Rückprallplatte E_{RPkin} (vor dem Stoß) aus der Summe der kinetischen Energie am Anfang der Bewegung $E_{XX'kin}$ (nach dem vorangegangenen

Stoß) und der Antriebsenergie E_A abzüglich der Verluste durch Reibung und Wärme E_V .

$$E_{WSkin} = E_{RP'kin} + E_A - E_V$$
 Gleichung 5
$$E_{RPkin} = E_{WS'kin} + E_A - E_V$$
 Gleichung 6

Die kinetische Energie E_{kin} einer bewegten Masse m ist gegeben durch

$$E_{kin} = \frac{m \cdot v^2}{2}$$
 Gleichung 7

Die bewegte Masse ist im Fall des Oberflächenhämmerprozesses der Hammer. Zusätzlich können bei einem Stoßprozess die Geschwindigkeiten v vor und nach einer Bewegungsumkehr mit Hilfe der Stoßzahl k ([41], S.22) in Verhältnis gesetzt werden.

$$v_{WS'} = v_{WS} k_{WS}$$
 Gleichung 8 $v_{RP'} = v_{RP} k_{RP}$ Gleichung 9

Daraus ergeben sich die kinetischen Energien für Gleichung 5 und Gleichung 6. Dabei wird die Geschwindigkeit nach einem Schlag als Ausgangsgeschwindigkeit für den darauffolgenden gesetzt.

darauffolgenden gesetzt.
$$E_{WSkin} = \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} \qquad \qquad \text{Gleichung 10}$$

$$E_{WS'kin} = \frac{m \cdot v_{WS'}^2}{2} = \frac{m \cdot v_{WS}^2 k_{WS}^2}{2} \qquad \qquad \text{Gleichung 11}$$

$$E_{RPkin} = \frac{m \cdot v_{RP}^2}{2} \qquad \qquad \text{Gleichung 12}$$

$$E_{RP'kin} = \frac{m \cdot v_{RP}^2}{2} = \frac{m \cdot v_{RP}^2 k_{RP}^2}{2} \qquad \qquad \text{Gleichung 13}$$

Für die Antriebsenergie wird eine konstante Antriebskraft F_A über den gesamten Hubbereich angenommen. Dadurch ergibt sich eine konstante Beschleunigung über den Hubbereich (siehe Gleichung 14). Nach Lösen des Integrals des Weges s (siehe Gleichung 15) über den Hub kann man erkennen, dass in diesem Fall die Hubhöhe, die Beschleunigung und die Hammermasse die eingebrachte Energie bestimmen (siehe Gleichung 16). Somit wird sowohl in Schlagrichtung als auch in Rückzugsrichtung unabhängig von der dafür benötigten Zeit die gleiche Energie eingebracht.

$$a = \frac{F_A}{m}$$
 Gleichung 14
$$E_A = \int_0^h F_A \cdot ds$$
 Gleichung 15
$$E_A = m \cdot a \cdot h$$
 Gleichung 16

Wie in Gleichung 16 ausgeführt, ist die Antriebsenergie für beide Bewegungen ident, da sich der Hubweg und die Hammermasse nicht ändern. Unter Annahme, dass auch die Verlustenergien gleich sind, ist es möglich, Gleichung 5 und Gleichung 6 gleichzusetzen. Zusätzlich werden die Geschwindigkeiten nach dem Schlag mithilfe der Stoßgleichung durch die vor dem Schlag ersetzt.

Aus diesem Energieansatz kann das Verhältnis der Aufprallgeschwindigkeiten auf Werkstück und Rückprallplatte über die Stoßzahlen definiert werden. Dieser Wert wird im Weiteren als der Symmetriefaktor κ bezeichnet.

$$v_{WS}^{2} + v_{WS}^{2} \cdot k_{WS}^{2} = v_{RP}^{2} + v_{RP}^{2} \cdot k_{RP}^{2}$$

$$v_{WS}^{2} \left(1 + k_{WS}^{2} \right) = v_{RP}^{2} \left(1 + k_{RP}^{2} \right)$$

$$\frac{v_{RP}^{2}}{v_{WS}^{2}} = \frac{\left(1 + k_{WS}^{2} \right)}{\left(1 + k_{RP}^{2} \right)}$$

$$\kappa = \frac{v_{RP}}{v_{WS}} = \sqrt{\frac{1 + k_{WS}^{2}}{1 + k_{RP}^{2}}}$$
Gleichung 18

Aus Gleichung 18 ist deutlich zu sehen, dass mit steigender Stoßzahl an der Rückprallplatte die Auftreffgeschwindigkeit v_{WS} am Werkstück erhöht wird.

Unter Annahme einer konstant beschleunigten Bewegung ist es über die Geschwindigkeitsgleichung ([15], S.2-8) möglich, das Verhältnis der Hubzeiten t_{xx} für die Beschleunigungs- und Rückzugsphase auszudrücken.

$$\begin{split} v_{WS} &= a \cdot t_{WS} + v_{RP}' \\ v_{RP} &= a \cdot t_{RP} + v_{WS}' \\ v_{WS} &= a \cdot t_{WS} + v_{RP} \cdot k_{RP} \\ v_{RP} &= a \cdot t_{RP} + v_{WS} \cdot k_{WS} \\ v_{WS} &- v_{RP} \cdot k_{RP} = a \cdot t_{WS} \\ v_{RP} &- v_{WS} \cdot k_{WS} = a \cdot t_{RP} \\ \frac{a \cdot t_{RP}}{a \cdot t_{WS}} &= \frac{v_{RP} - v_{WS} \cdot k_{WS}}{v_{WS} - v_{RP} \cdot k_{RP}} \\ \frac{t_{RP}}{t_{WS}} &= \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}} \end{split}$$

Gleichung 19

4.2.2 Berechnung des Schlagabstandes für gegebene Energie

Der Schlagabstand *h* ist durch den Abstand des Klopfsystems und damit der Rückprallplatte vom Werkstück gegeben. Dieser Abstand wird durch die Werkzeugbahn des Klopfers relativ zum Werkstück programmiert und ermöglicht einen einfachen Eingriff in den Hämmerprozess.

Wenn die kinetische Schlagenergie und damit die Aufprallgeschwindigkeit auf das Werkstück als Vorgabekriterium gegeben ist, lässt sich mit Hilfe der Energiebilanz (Gleichung 10), der Stoßgleichung (Gleichung 8) und dem Symmetriefaktor (Gleichung 18) die notwendige Schlagdistanz berechnen (Gleichung 20).

Da die Verlustenergie nicht bekannt ist, wird die zugeführte Energie (hier durch die konstante Antriebskraft ausgedrückt) mit einem Wirkungsgrad η_R reduziert.

$$\begin{split} E_{WSkin} &= E_{RP'kin} + E_A - E_V \\ \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} &= \frac{m \cdot v_{RP'}^2}{2} + E_{Antrieb} - E_{Verlust} \\ \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} &= \frac{m \cdot v_{RP}^2 \cdot k_{RP}^2}{2} + F_a h - E_{Verlust} \\ \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} &= \frac{m \cdot v_{RP}^2 \cdot k_{RP}^2}{2} + F_a h \eta_R \\ \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} - \frac{m \cdot v_{WS}^2 \cdot \kappa \cdot k_{RP}^2}{2} &= F_a h \eta_R \\ \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} \left(1 - \kappa^2 \cdot k_{RP}^2\right) &= F_a h \eta_R \\ h &= \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2F \cdot n_P} \left(1 - \kappa^2 \cdot k_{RP}^2\right) \end{split}$$

Gleichung 20

4.2.3 Berechnung der Schlagenergie bei gegebenem Schlagabstand

In vielen Fällen ist der Hubweg bzw. der Schlagabstand eines Systems vorgegeben oder wird aufgrund der geforderten Eigenschaften der bearbeiteten Fläche (z.B. Rauheit) eingestellt.

Über Gleichung 20 ist nach Umformung die Auftreffenergie auf das Werkstück E_{WSkin} bei gegebenem Schlagabstand errechenbar. Voraussetzung ist wiederum eine konstante Antriebskraft die über den gesamten Hubbereich wirkt.

$$\begin{split} h &= \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2F_A \eta_R} \Big(1 - \kappa^2 \cdot k_{RP}^2 \Big) \\ &\frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} = \frac{h \cdot F_A \eta_R}{\Big(1 - \kappa^2 \cdot k_{RP}^2 \Big)} \\ E_{WSkin} &= \frac{h \cdot F_A \eta_R}{\Big(1 - \kappa^2 \cdot k_{RP}^2 \Big)} \end{split}$$
 Gleichung 21

4.2.4 Berechnung der Schlagfrequenz

Unter Voraussetzung der konstant beschleunigten Bewegung sind die Zeiten für die Hubbewegungen (t_{WS} , t_{RP}) berechenbar. Aufgrund der unbekannten Beschleunigung durch Anwendung des Wirkungsgrades wird die Zeit über die Geschwindigkeit und den Hub angegeben.

$$\begin{split} v_{WS} &= a \cdot t_{WS} + v_{RP} \cdot k_{RP} \\ a &= \frac{v_{WS} - v_{RP} \cdot k_{RP}}{t_{WS}} \\ h &= a \cdot \frac{t_{WS}^2}{2} + v_{RP} \cdot k_{RP} \cdot t_{WS} \\ h &= \frac{v_{WS} - v_{RP} \cdot k_{RP}}{2} \cdot \frac{t_{WS}^2}{2} + v_{RP} \cdot k_{RP} \cdot t_{WS} \\ h &= \frac{v_{WS} - v_{RP} \cdot k_{RP}}{t_{WS}} \cdot \frac{t_{WS}^2}{2} + v_{RP} \cdot k_{RP} \cdot t_{WS} \\ h &= t_{WS} \left(\frac{v_{WS} - v_{RP} \cdot k_{RP}}{2} + v_{RP} \cdot k_{RP} \right) \\ t_{WS} &= \frac{2h}{v_{wx}} \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}} \\ t_{RP} &= t_{WS} \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}} \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}} \\ t_{RP} &= \frac{2h}{v_{wx}} \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}} \\ t_{RP} &= \frac{2h}{v_{wx}} \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}} \\ \end{split}$$
 Gleichung 23

Bei bekannten Hubzeiten (Gleichung 22, Gleichung 23) ist es möglich, die Schlagperiode des optimalen Schlages zu berechnen (Gleichung 24). Zusätzlich zu den Hubzeiten muss die Impaktdauer der Stöße t_{IWS} und t_{IRP} berücksichtigt werden. Je nach Werkstückhärte und Auftreffwinkel können diese Werte von mehreren Millisekunden annehmen.

Der Kehrwert der Periode ist die optimale Schlagfrequenz (Gleichung 25).

$$T = t_{WS} + t_{RP} + t_{IWS} + t_{IRP}$$

$$T = \frac{2h}{v_{ws}(1 + \kappa \cdot k_{RP})} + \frac{2h}{v_{ws}(1 + \kappa \cdot k_{RP})} \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}} + t_{IWS} + t_{IRP}$$

$$T = \frac{2h}{v_{ws}(1 + \kappa \cdot k_{RP})} \left(1 + \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}}\right) + t_{IWS} + t_{IRP}$$

$$f = \frac{1}{T}$$

$$f = \frac{2h}{v_{ws}(1 + \kappa \cdot k_{RP})} \left(1 + \frac{\kappa - k_{WS}}{1 - \kappa \cdot k_{RP}}\right) + t_{IWS} + t_{IRP}$$
Gleichung 25

4.3 Einfluss von Systemkomponenten

Wenn man einem Klopfsystem den asymmetrischen Prozess mit konstanter Beschleunigung zugrunde legt, kann der Einfluss von einzelnen Systemkomponenten beschrieben werden. Diese Komponenten haben Systemeigenschaften, die konstruktionsbedingt gegeben sind und im laufenden Prozess nicht bzw. nur mit sehr großem Aufwand geändert werden können.

Bei der Konstruktion wird eine möglichst hohe Bearbeitungsfrequenz bei geforderter Schlagenergie angestrebt. Durch eine hohe Frequenz kann in der gleichen Zeit eine höhere Anzahl an Schlägen ausgeführt werden. Dadurch ist es möglich, in kürzerer Zeit eine größere Fläche mit den gleichen Schlagparametern zu bearbeiten, wodurch die Bearbeitungszeit drastisch gesenkt und somit die Produktivität gesteigert werden kann.

Das System mit Rückprall lässt sich in vier Hauptbaugruppen zerlegen, die von zusätzlichen Hilfsbaugruppen unterstützt werden können. Zu den Hauptbaugruppen zählen der Hammer, die Rückprallplatte, die Antriebseinheit und die Lagerung (siehe Abbildung 25). Als Hilfsbaugruppen können zusätzliche Messsysteme zur Schlagerfassung, Anschläge zur Hubbegrenzung und Rückstellmechanismen für eine definierte Ruhelage verbaut sein. Diese Zubauten haben keinen bzw. nur geringen Einfluss auf den Schlagprozess, erleichtern allerdings die Handhabung des Klopfsystems.

4.3.1 Hammer

Die Hammermasse ist die bewegte Masse des Systems und Träger der kinetischen Energie für den Stoßprozess. Wie in Gleichung 21 zu sehen, hat die Hammermasse im idealen Prozess auf die Schlagenergie keinen Einfluss. Das liegt daran, dass bei einem idealen Prozess die Aufprallgeschwindigkeit quadratisch mit abnehmender Masse steigt. In einem konstant beschleunigten System herrscht an und für sich ein linearer Zusammenhang zwischen Beschleunigung und Geschwindigkeit, allerdings wird im Fall des Stoßprozesses zusätzlich die Ausgangsgeschwindigkeit und damit auch die Aufprallgeschwindigkeit erhöht.

Deutlich wird dieser Zusammenhang bei Betrachtung der Energieerhaltung des Systems. Die eingebrachte Antriebsenergie muss im Zuge des Prozesses an die Umgebung abgegeben werden. Da dies primär während der Stoßvorgänge stattfindet, wird bei gleicher eingebrachter Energie auch die gleiche Arbeit an das Werkstück abgegeben.

Allerdings kann aufgrund der zunehmenden Reibungsverluste bei steigender Geschwindigkeit sehr wohl von einem indirekten Einfluss der Masse auf die Energie ausgegangen werden. Bei einer geringen Masse erhöht sich die Geschwindigkeit und damit die Verlustenergie durch Reibung. Dieser Umstand kann durch den Faktor η_r berücksichtigt werden.

In Abbildung 29 ist die Abhängigkeit der Schlagfrequenz beim optimalen Prozess von der Hammermasse aufgezeichnet. Es ist zu erkennen, dass bei geringeren Massen bei gleichem Hubabstand die Frequenz exponentiell ansteigt. Zu beachten ist, dass bei jedem Hub die gleiche Antriebsenergie eingebracht und daher mit steigender Frequenz diese Energie öfter aufgebracht werden muss, daher der Leistungsbedarf des Aktuatorsystems steigt.

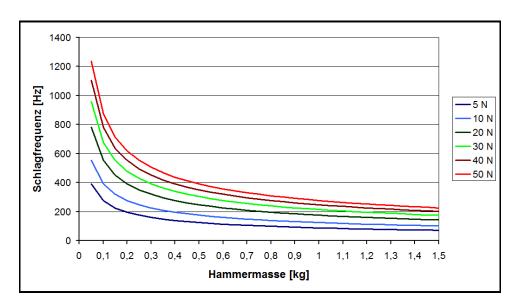


Abbildung 29: Schlagfrequenz in Abhängigkeit von der Hammermasse bei unterschiedlicher Antriebskraft und konstantem Schlagabstand

Da eine höhere Schlagfrequenz mehr Hammerschläge pro Zeiteinheit und somit auch einen erhöhten Energieeintrag in das Werkstück bedeutet, steigt die Produktivität. So Erreichen des aleichen Prozessergebnisses mit erhöhter kann zum Vorschubgeschwindigkeit gefahren werden. Daher ist für das reale System die Hammermasse möglichst gering zu halten. Einschränkungen für eine Massereduktion sind durch Prozessstabilität, Standzeit des Aktuators und verbaute Antriebseinheit sowie Lager gegeben. Weiters kann es bei zu hohen Geschwindigkeiten zu erhöhten Reibungsverlusten kommen, die in Form von Wärme abgeführt werden müssen und den Wirkungsgrad senken.

Prozessstabilität

Eine größere Hammermasse hat den Vorteil, dass das System weniger empfindlich auf seitliche Kräfte beim Aufprall reagiert. Durch die höhere Masse hat das System eine höhere Trägheit normal auf die Richtung der Schlagachse. Dadurch werden vor allem die radialen Kräfte durch eine nicht ebene Oberfläche reduziert. Eine nicht ebene Ausgangsoberfläche ist zum einen durch die Vorbearbeitung gegeben, zum anderen führt bereits der vorangegangene Schlag zu einer unebenen Ausgangssituation für den nächsten.

Standzeit

Die mechanische Beanspruchung des Systems darf zu keiner Deformation der Bauteile führen und auf keinen Fall eine materielle Schädigung der Komponenten nach sich ziehen.

Werkstückseitig und bei der Kontaktfläche zur Rückprallplatte kommt es zu stoßartigen Beanspruchungen. Daher sind diese Stellen besonders hohen Belastungen ausgesetzt. Diese Flächen sind entweder durch eine große Kontaktfläche oder eine hohe Härte zusätzlich zu verstärken.

Für den Hämmerprozess wird werkstückseitig häufig eine Hartmetallkugel eingesetzt. Durch die höhere Härte der Hammerspitze gegenüber dem Werkstück geht ein Großteil der Energie in die plastische Verformung des Werkstückes über und die Kugel wird nur im elastischen Bereich beansprucht.

Anbauteile und Lagerung

Diese Einheiten führen je nach Ausprägung zu zusätzlicher bewegter Masse am Hammer und erhöhen durch geforderte Trag- und Führungslängen die räumliche Ausdehnung.

Weiters haben handelsübliche Systeme eine Schnittstelle mit einem Schnellwechselsystem im Bereich der Hammerspitze, damit diese getauscht werden kann. Dies kann einerseits wegen des Verschleißes während der Bearbeitung notwendig sein, andererseits können damit Kugeln unterschiedlichen Durchmessers bzw. anders geformte Hammerspitzen eingesetzt werden, die das Einsatzfeld des Oberflächenhämmersystems erweitern.

4.3.2 Rückprallplatte

Die Rückprallplatte begrenzt die Hammerbewegung zur Maschinenseite hin und ändert bei einem Stoßprozess die Bewegungsrichtung des Hammers. Durch die hohe mechanische Belastung bei diesen Stößen muss sie entsprechend robust dimensioniert werden.

Dieser Bauteil bestimmt durch seine dynamischen Eigenschaften zu einem großen Teil die Verteilung des Energieeintrags in das Werkstück und den Aktuator, die Belastung der Maschinenschnittstelle und die Limitierung der Frequenz.

Weiters wird über den Abstand der Rückprallplatte zum Werkstück der Schlagabstand definiert. Dieser ist neben der Antriebskraft der Haupteinflussfaktor auf die eingebrachte Energie in das Bauteil.

Eingebrachte Energie in das Bauteil

Während einer Schlagperiode wird die Hubstrecke zweimal zurückgelegt. Dabei wirkt ständig die Antriebskraft in Bewegungsrichtung. Somit ist unabhängig von der Zeit die eingebrachte Energie in das System definiert nach Gleichung 26.

$$E_{APeriode} = \int\limits_0^h F_A \cdot ds + \int\limits_h^0 - F_A \cdot ds \qquad \text{mit } F_A = const$$

$$E_{APeriode} = 2F_A h \qquad \qquad \text{Gleichung 26}$$

Die kinetische Energie des Hammers vor dem Stoß E_{WSkin} ist aufgrund der höheren Geschwindigkeit der Masse größer als die kinetische Energie nach dem Stoß $E_{WS'kin}$. Das heißt, dass während des Stoßes ein Teil der kinetischen Energie E_{WSV} des Hammers in Form von Verformungs- und Reibungsenergie abgebaut wird. Dieser Anteil wird durch die Stoßzahl definiert (siehe Gleichung 27 und Gleichung 28).

$$\begin{split} E_{WSV} &= E_{WSkin} - E_{WS'kin} \\ E_{WSV} &= \frac{m \cdot v_{WS}^2}{2} \Big(1 - k_{WS}^2 \Big) \\ E_{RPV} &= \frac{m \cdot v_{RP}^2}{2} \Big(1 - k_{RP}^2 \Big) \end{split}$$
 Gleichung 28

Im Prozess gleicht in einem vollständigen Zyklus die Antriebsenergie $E_{APeriode}$ alle Verluste aus. Dazu zählt neben den Reibungsverlusten in den Lagern und innerhalb des Hammers durch die Materialdämpfung (E_V) vor allem die abgegebene Energie in den Stoßprozessen (E_{WSV} , E_{RPV}).

$$\begin{split} E_{WSkin} &= E_{RP'kin} + E_A - E_V \\ E_{RPkin} &= E_{WS'kin} + E_A - E_V \\ E_{WSkin} &= E_{WS'kin} + E_{WSV} \\ E_{RPkin} &= E_{RP'kin} + E_{RPV} \\ E_{WS'kin} &+ E_{WSV} = E_{RP'kin} + E_A - E_V \\ E_{WS'kin} &+ E_{WSV} = E_{WSV} + E_A - E_V \\ E_{RPV} &- E_A + E_V = E_{WS'kin} - E_{RP'kin} \\ E_{RPV} &- E_A + E_V = E_{WSV} + E_A - E_V \\ 2E_A &= E_{WSV} + E_{RPV} + 2E_V \\ E_{APeriode} &= E_{WSV} + E_{RPV} + 2E_V \end{split}$$

Gleichung 29

Die Energiebilanz in Gleichung 29 zeigt, dass – wenn die Antriebsenergie und die Verluste als konstant angenommen werden – die Summe der eingebrachten Energie in Werkstück und Rückprallplatte unabhängig von allen Systemparametern konstant ist.

Aus Gleichung 27 und Gleichung 28 kann der Anteil der Antriebsenergie, der an das Werkstück abgegeben wird, berechnet werden. Wie in Abbildung 30 und Abbildung 31 zu sehen, ist bei einem Symmetriefaktor von 1 und somit einem symmetrischen Schlag der Anteil der Energie, die in das Werkstück eingebracht wird, 50%. Bei Symmetriewerten unter 1 wird mehr Energie in das Werkstück als in den Aktuator eingebracht, bei Werten über 1 ist es umgekehrt. Weiters ist in der Grafik zu erkennen, dass eine höhere Stoßzahl an der Rückprallplatte eine stärkere Verschiebung der eingebrachten Energie in Richtung des Werkstückes hervorruft.

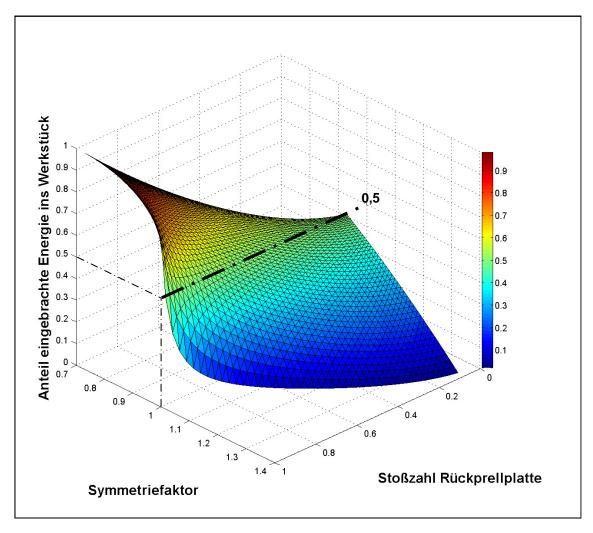


Abbildung 30: Eingebrachte Energie in das Werkstück in Abhängigkeit von der Stoßzahl der Rückprallplatte und dem Symmetriefaktor

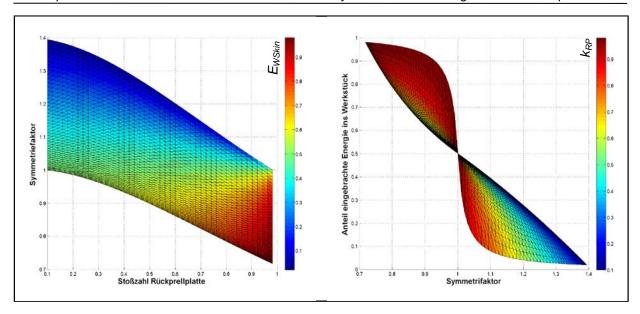


Abbildung 31: Eingebrachte Energie in das Werkstück in Abhängigkeit von der Stoßzahl der Rückprallplatte und dem Symmetriefaktor als Projektionen

Schlagenergie

Auch wenn die eingebrachte Energie in das System immer dieselbe ist, kann die Schlagenergie in Abhängigkeit von den Stoßzahlen differieren. Die Schlagenergie ist als die kinetische Energie des Hammers beim Aufprall nach Gleichung 21 definiert. In Abbildung 32 ist zu erkennen, dass bei steigender Stoßzahl diese Energie steigt und somit auch die Schlagfrequenz und die Geschwindigkeit.

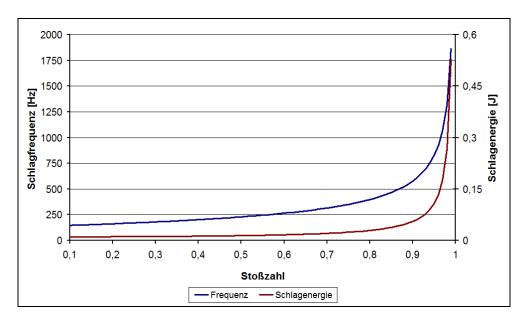


Abbildung 32: Schlagfrequenz und Schlagenergie in Abhängigkeit von der Stoßzahl bei κ=1

Rückpralldauer und Rückprallkraft

Ein realer Stoß findet im Gegensatz zu einem idealen Stoß nicht in der Zeit $\Delta t=0$ statt. Eine Möglichkeit, diesen Prozess abzubilden, ist ein Feder-Dämpfer-Modell. Die

Federkonstante und die Dämpfungskonstante werden in Abhängigkeit zu Materialund Stoßparametern gewählt.

Die Differenzialgleichung ([42], S.225 f) eines nicht erregten Feder-Dämpfer-Masse-Systems ist definiert durch

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = 0$$
 Gleichung 30

Aufgrund der Stoßdynamik handelt es sich in weiterer Folge um ein schwach gedämpftes System mit der zugehörigen Lösung

$$x = Ce^{-D\varpi_0 t} \cos(\varpi t - \varphi)$$

$$\dot{x} = -D\varpi_0 Ce^{-D\varpi_0 t} \cos(\varpi t - \varphi) - C\varpi e^{-D\varpi_0 t} \sin(\varpi t - \varphi)$$

$$\text{Gleichung 32}$$

$$\text{mit}$$

$$\varpi_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

$$\varpi_0 = \sqrt{\frac{m}{m}}$$

$$D = \frac{d}{2\sqrt{cm}}$$

$$\varpi = \varpi_0 \sqrt{|1 - D^2|}$$

Dabei steht x für die momentane Eindringtiefe in das Werkstück, D für die Dämpfung, ω für die Eigenfrequenz, ω_0 für Eigenfrequenz der ungedämpften Schwingung. Der Wert der maximalen Amplitude C und die Phasenverschiebung φ können durch die Randbedingungen des Stoßes bestimmt werden.

Da bei einem Kontakt nur positive Kräfte übertragen werden können, wird für einen Stoß nur die erste Kontraktion betrachtet. Als Randbedingung kann für den Zeitpunkt t = 0 ein Weg von x = 0 (Erstkontakt mit dem Werkstück) und als die Geschwindigkeit die Aufprallgeschwindigkeit angenommen werden.

$$x(0) = Ce^{-D\varpi_0 0} \cos(\varpi 0 - \varphi) = 0$$

$$\dot{x}(0) = -D\varpi_0 Ce^{-D\varpi_0 0} \cos(\varpi 0 - \varphi) - C\varpi e^{-D\varpi_0 0} \sin(\varpi 0 - \varphi) = v_{RP}$$

Daraus folgen die Unbekannten

$$\varphi = \frac{\pi}{2}$$

$$C = \frac{v_{WS}}{\pi}$$

Somit ergibt sich die Lösung des Stoßproblems zu

$$x = \frac{v_{RP}}{\varpi} e^{-D\varpi_0 t} \cos(\varpi t - \frac{\pi}{2})$$

$$\dot{x} = -D\varpi_0 \frac{v_{RP}}{\varpi} e^{-D\varpi_0 t} \cos(\varpi t - \frac{\pi}{2}) - v_{RP} e^{-D\varpi_0 t} \sin(\varpi t - \frac{\pi}{2})$$
Gleichung 34

Für den Stoß ist diese Gleichung nur im Bereich der ersten Kontraktion gültig. Somit definieren sich die zeitlichen Grenzwerte durch den Erstkontakt bei t=0 und dem folgenden Nulldurchgang des Weges bei $t=\frac{\pi}{2}$.

In dieser Phase ist die maximale Auslenkung beim Nulldurchgang der Geschwindigkeit bei

$$\dot{x} = -D\varpi_0 \frac{v_{RP}}{\varpi} e^{-D\varpi_0 t} \cos(\varpi t - \frac{\pi}{2}) - v_{RP} e^{-D\varpi_0 t} \sin(\varpi t - \frac{\pi}{2}) = 0$$

$$D\varpi_0 \frac{v_{RP}}{\varpi} e^{-D\varpi_0 t} \cos(\varpi t - \frac{\pi}{2}) = v_{RP} e^{-D\varpi_0 t} \sin(\varpi t - \frac{\pi}{2})$$

$$\frac{\sin(\varpi t - \frac{\pi}{2})}{\cos(\varpi t - \frac{\pi}{2})} = \frac{D\varpi_0 \frac{v_{RP}}{\varpi} e^{-D\varpi_0 t}}{v_{RP} e^{-D\varpi_0 t}}$$

$$\tan(\varpi t - \frac{\pi}{2}) = \frac{D\varpi_0}{\varpi_0 \sqrt{|1 - D^2|}}$$

$$t_{x_{\text{max}}} = \frac{\frac{\pi}{2} - \arctan\left(\frac{D}{\sqrt{1 - D^2}}\right)}{\varpi}$$
Gleichung 35

durch

$$x = \frac{v_{RP}}{\varpi} e^{-D \frac{\frac{\pi}{2} - \arctan\left(\frac{D}{\sqrt{1 - D^2}}\right)}{\sqrt{1 - D^2}}} \cos\left(-\arctan\frac{D}{\sqrt{1 - D^2}}\right)$$
 Gleichung 36

gegeben.

Es ist möglich, die Dämpfungskonstante d über die Stoßzahl zu errechnen, wenn die Geschwindigkeit beim ersten Nulldurchgang der Rückprallgeschwindigkeit v_{RP} , gleich gesetzt wird.

$$\begin{split} \dot{x}(0) &= v_{RP} \\ \dot{x}\left(\frac{\pi}{\varpi}\right) = -D\varpi_0 \frac{v_{RP}}{\varpi} e^{-D\varpi_0 \frac{\pi}{\varpi}} \cos\left(\frac{\pi}{2}\right) - v_{RP} e^{-D\varpi_0 \frac{\pi}{\varpi}} \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) = v_{RP} \cdot = -v_{RP} k_{RP} \\ &- v_{RP} e^{-D\varpi_0 \frac{\pi}{\varpi}} = v_{RP} \cdot = -v_{RP} k_{RP} \\ &- D\varpi_0 \frac{\pi}{\sigma_0 \sqrt{|1 - D^2|}} = \ln(k_{RP}) \\ D^2 \frac{\pi^2}{(1 - D^2)} = \ln^2(k_{RP}) \\ D^2 \frac{\pi^2}{\ln^2(k_{RP})} = (1 - D^2) \\ D^2 \left(\frac{\pi^2}{\ln^2(k_{RP})} + 1\right) = 1 \\ \frac{d}{2\sqrt{cm}} = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\pi}{\ln(k_{RP})}\right)^2 + 1}} \\ d = \sqrt{\frac{4cm}{\ln(k_{RP})}} \end{split}$$
 Gleichung 37

Durch diese Abschätzung folgt, dass bei hoher Federsteifigkeit des Stoßsystems an der Rückprallplatte eine geringere Stoßdauer und eine höhere Kraft resultieren (siehe Abbildung 33). Der Vorteil einer geringen Stoßdauer ist eine höhere Frequenz, wie aus Gleichung 24 durch den Faktor t_{IRP} hervorgeht. Allerdings entstehen dabei sehr hohe Kräfte, die durch die Systemdämpfung des Aktuatorsystems abgebaut werden müssen oder an die Maschine weitergegeben werden.

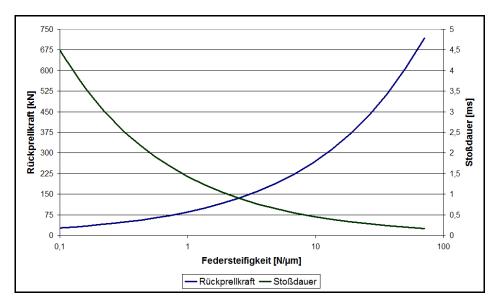


Abbildung 33: Impaktdauer und maximale Impaktkraft bei konstanter Stoßzahl und variabler Federsteifigkeit

Wenn von den Werten in Abbildung 33 ausgegangen und eine Schwingung ohne Stoßzeit von 200 Hz zugrunde gelegt wird, reduziert eine Federsteifigkeit der Rückprallplatte von 0,1 N/µm die Schlagfrequenz um etwa die Hälfte auf 105 Hz.

Im Gegensatz dazu beeinflusst eine Federsteifigkeit von 100 N/µm die optimale Frequenz nur geringfügig auf 194 Hz.

Im optimalen Fall möchte man eine möglichst kurze Stoßzeit, um die erreichbare Hämmerfrequenz zu erhöhen und gleichzeitig eine geringe Rückprallkraft realisieren, um die Maschinenstruktur zu entlasten. Man sieht, dass ein Erfüllen des einen Kriteriums eine Verschlechterung des anderen bedeutet. Somit muss bei einer Systemlösung ein Kompromiss gefunden werden, der einer spezifischen Zielfunktion folgt.

Anforderungen an die Rückprallplatte

Im Wesentlichen sind die Anforderungen an eine Rückprallplatte eine hohe Stoßzahl und eine kurze Impaktdauer.

Um eine hohe Stoßzahl zu erreichen, sind im Allgemeinen Stoßpartner mit einer hohen Härte notwendig ([41], S.32). Die Untersuchungen von Breckel haben ergeben, dass einhergehend mit der hohen Härte auch die Stoßzeit abnimmt und somit die zweite Forderung an die Rückprallplatte erfüllt wird. Weiters zeigten die Versuche,

dass eine geringere Stoßmasse, im Fall des Aktuatorsystems die Hammermasse, eine höhere Stoßzahl hervorruft.

Weitere Einflussfaktoren auf die Stoßzahl sind die Stoßgeometrie und die Schmierverhältnisse im Stoßpunkt. Dabei zeigen Versuche, dass große Stoßflächen ([41], S.80) geringere Stoßzahlen bedingen.

Diese Ergebnisse legen nahe, die Rückprallplatte und die Stoßstelle am Hammer aus möglichst harten Werkstoffen mit geringer Kontaktfläche zu konstruieren. Gleichzeitig muss darauf geachtet werden, den Verschleiß dieser Paarung möglichst gering zu halten, um eine ausreichende Lebensdauer des Aktuatorsystems zu gewährleisten.

Zusätzlich müssen die hohen Stoßkräfte durch geeignete Dämpfungen hinter der Stoßplatte abgefangen werden, um die Einspannung und die Maschinenstruktur zu entlasten. Limitierender Faktor ist hierbei die mechanische Ausprägung der Aktuatoraufnahme und der nachfolgenden Maschinenstruktur wie z.B. Keramikkugellager in einer Hauptspindel oder Kugelumlaufführungen eines Maschinenschlittens.

4.3.3 Antriebseinheit

Der Antrieb bringt die Energie zur Aufrechterhaltung der Hämmerbewegung ein. Anforderung ist eine oszillierende oder wechselnde Kraft an den Hammer zu übertragen, im Idealfall immer in Richtung der momentanen Bewegung. Kritisch sind dabei die Umkehrpunkte der Bewegung an der Rückprallplatte und dem Werkstück.

Zum einen muss hier die Kraftrichtung ad hoc geändert werden, zum anderen ist der Zeitpunkt des Wechsels ohne entsprechende Zusatzeinrichtungen nicht exakt bekannt. Aus diesem Grund stellen Übertragungssysteme ohne mechanischen Kontakt wie z.B. elektrodynamische Systeme eine sinnvolle Lösung dar.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Kraftkoppelung mit dem Hammer möglichst weich auszuführen und dadurch hohe Kräfte im Antriebsstrang abzufangen.

In Kapitel 2.2 sind derzeit erhältliche und zum Großteil geschützte Systeme und deren Antriebsprinzip dargestellt. Im Weiteren werden daher nur die speziellen Eigenschaften der einzelnen Systeme bzw. Wirkprinzipien ausgeführt.

Betrachtet werden elektromagnetische, pneumatische und piezoelektrische Systeme. Im Prinzip sind auch hydraulische Antriebseinheiten denkbar, die aufgrund der Strömungswiderstände und des aufwendigeren Aufbaus den pneumatischen Systemen unterlegen sind.

Elektromagnetische Antriebseinheit

Als elektromagnetische Antriebseinheit kommt jede Form von Linearmotor in Frage. Allerdings stellt aufgrund der geforderten Systemeigenschaften eine Tauchspule die sinnvollste Lösung dar.

Bei einer Tauchspule ([43], S.96) bewegt sich eine elektrisch leitende Spule in einem ringförmigen Magnetfeld. Durch diese rotationssymmetrische Anordnung heben sich alle Kräfte, die nicht in axialer Richtung wirken auf und müssen daher nicht durch eine reibungsbehaftete Lagerung abgestützt werden.

Vorteil eines Tauchspulensystems ist seine Kraftkoppelung über ein magnetisches Feld. Das heißt, dass plötzlich auftretende hohe axiale Kräfte, wie z.B. durch den Schlag auf das Werkstück oder den Gegenschlag, im Gehäuse nicht direkt durch mechanische Bauteile auf die Motorhalterung übertragen sondern im magnetischen Feld abgedämpft werden.

Bei dem derzeit gängigen System mit elektrodynamischem Antrieb ist der Nachteil, dass kein aktives Messsystem verbaut ist. Daher wird der Antrieb mit einer konstanten Sinusschwingung und nicht positionsabhängig betrieben. Wie bei den Ausführungen in Kapitel 4.2 stimmen somit die Kraftvektoren im Antriebssystem in der Nähe der Umkehrpunkte nicht vollständig mit der Bewegungsrichtung überein, wodurch ein Teil der eingesetzten Energie verloren geht. Durch die Sinusschwingung ist allerdings in diesem Bereich die Antriebskraft am geringsten und hat daher keine gravierende Auswirkung.

Ein weiterer Nachteil ist der Aufbau des Schlagprozesses. Da die Antriebsenergie nur für die Aufrechterhaltung der Bewegung ausgelegt ist, reicht sie nicht aus um den Prozess aufzubauen. Aus diesem Grund muss das System den Prozess durch einen Einschwingvorgang aufbauen (siehe Kapitel 4.1). Dies kann zum einen durch ein Heranfahren an das Werkstück geschehen oder durch Reduzierung der Schlagfrequenz. In beiden Fällen wird ein Parameter derart reduziert, dass die zur Verfügung gestellte Antriebsenergie für das Zurücklegen des Hubs ausreicht. Normalerweise wird die Variante des Anfahrens an das Werkstück gewählt, da dabei auch gleichzeitig die Hubenergie reduziert wird und somit ein besserer Übergang zu den nicht gehämmerten Bereichen entsteht. Weiters kann dieser Vorgang über die Bahnsteuerung der Werkzeugmaschine realisiert werden und ist somit besser mit der folgenden Bahnführung synchronisierbar.

Pneumatische Antriebseinheiten

Pneumatische Systeme haben den Vorteil, dass diese Form der Energie eine höhere Energiedichte als ein elektrischer Antrieb aufweist. Dadurch ist es möglich, Aktuatoren mit geringerer Größe zu bauen. Weiters ist Druckluft in nahezu allen Fertigungseinrichtungen vorhanden und in vielen Fällen auch über die Hauptspindel zuführbar.

Das System 3S-Engineering verwendet für die von Bewegung ein positionsabhängiges Ventilsystem. Dadurch ist die Frequenz nur indirekt über den Systemdruck steuerbar und stellt sich aufgrund der Dynamik ein. Vorteil ist ein sehr einfacher autarker Systemaufbau, der in einem Werkzeugwechsler Platz findet. Allerdings ist die verwendete Form des Oszillators in Bezug auf die Energieeffizienz ungünstig, da in der letzten Phase vor dem Schlag eine Kraft gegen die Bewegungsrichtung wirkt (vgl. Kapitel 2.2.2). Eine Verbesserung durch eine andere Ventilsteuerung könnte die Effizienz erheblich steigern.

Eine weitere Möglichkeit von pneumatischen Systemen besteht in dem Einsatz von elektrisch angesteuerten Ventilen, die einen doppeltwirkenden Kolben betreiben.

Dadurch ist es möglich, die Hämmerfrequenz gezielt einzustellen. Die Systeme HiFit und PITEC basieren auf dieser Technik.

Piezoelektrische Systeme

Piezoaktuatoren haben bezogen auf ihre Länge einen sehr geringen Stellweg. Im Allgemeinen kann 1 m Piezo einen Hub von 1 mm bewerkstelligen ([36], S.215). Somit haben derzeit verwendete Systeme aufgrund einer handhabbaren Systemgröße Hübe von wenigen hundertstel Millimetern. Dabei ändern diese Aktuatoren ihre Länge in Abhängigkeit der angelegten Spannung. Dadurch führt diese Art von Antrieb keinen tatsächlichen Hammerschlag mit einer schwingenden Masse aus, sondern drückt den Hammerkopf unabhängig von der benötigten Kraft mit einem definierten Weg in das Werkstück.

4.3.4 Lagerung

Die Lagerung führt den Hammer zwischen Werkstück und Rückprallplatte und nimmt dabei alle nicht axialen Kräfte im Hammer auf. Diese Kräfte entstehen einerseits durch die Vorschubbewegung und die geometrischen Ungenauigkeiten des Gesamtsystems, andererseits werden durch die Oberflächenwelligkeit oder eine nicht orthogonale Hämmerrichtung radiale Kräfte eingebracht. Im Resonanzfall kann es zu Biegeschwingungen des Hammers und dementsprechender Belastung der Lagerung kommen.

Anspruch an die Lagerung ist eine möglichst geringe Reibung und trotzdem ausreichende Stabilität, um die stoßartige Belastung beim nicht orthogonalen Prozess aufzunehmen.

Durch die oszillierende Bewegung des Stößels und die stoßartige Belastung bei minimaler Geschwindigkeit (Umkehrpunkt des Hammers beim Schlag) ist ein Einsatz von Wälz- und hydrodynamischen Lagern nicht zielführend ([40],S.217). Die Verwendung von hydrostatischen Lagern ist durch die aufwendige Konstruktion für die Zu- und Abfuhr des Fluids meistens platzbedingt oder wirtschaftlich nicht möglich.

Vorteil einer aerostatischen Lagerung sind die geringen Reibkräfte, eine einfache Konstruktion, da das Fluid nicht rückgeführt werden muss, und gleichzeitig eine Kühlung des Gesamtsystems. Die stoßartige Belastung und eine Verbiegung des Hammers während des Prozesses können allerdings diese Lagerart an ihre Einsatzgrenzen führen.

Eine weitere einfache Möglichkeit der Lagerung sind konventionelle Gleitlagerbuchsen. Dieser Typ hat den Nachteil größerer Reibbeiwerte und damit einhergehend einen erhöhten Energieverlust des Hammers während der Bewegung. Vorteilhaft sind die sehr hohe Traglast und die Unempfindlichkeit auf mechanische Stöße.

5 Messtechnische Analyse eines Hämmersystems

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse von messtechnischen und simulativen Untersuchungen an einem elektrodynamischen Aktuatorsystem der Firma AccuraPuls ausgeführt.

Diese Untersuchungen dienen der Parameteridentifikation für die im folgenden Kapitel erstellten Modelle und werden nachfolgend zur Verifikation herangezogen.

Zum Einsatz kommen in der Werkzeugmaschinentechnik übliche Untersuchungen der Steifigkeiten und Kennwerte einzelner Maschinenkomponenten sowie des Gesamtsystems. Unterstützt werden diese messtechnisch erfassten Größen durch FEM-Simulationen in der Software SolidWorks©Simulation.

5.1 Statische Messungen

Die statischen bzw. quasistatischen messtechnischen Untersuchungen umfassen die Bestimmung von mechanischen Steifigkeiten des Aktuatorsystems und seiner Maschinenumgebung sowie die Bestimmung von Parametern des Antriebsstranges und der mechanischen Teilsysteme.

5.1.1 Steifigkeit des Aktuatorsystems

Neben der FEM-Berechnung in Kapitel 5.3.4 wurde an zwei Bearbeitungszentren mit unterschiedlicher Spannsituation die radiale Steifigkeit vermessen. Die Messung erfolgte in Referenz zur Hauptspindel, um ausschließlich die Hämmersystem-Eigensteifigkeit sowie die Steifigkeit der Einspannung zu bestimmen.

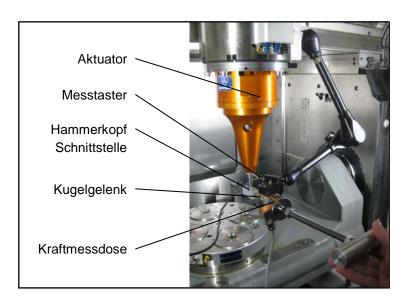


Abbildung 34: Steifigkeitsmessung in der Maschine Hermle C20U

Abbildung 34 zeigt den Messaufbau am Bearbeitungszentrum Hermle C20U. In der zweiten vermessenen Maschine Haas VF3 erfolgt die Spannung des Hämmersystems direkt in der Hauptspindel. Dazu ist am Hämmersystem ein Zapfen mit Durchmesser 16 mm montiert. Dieser wird in einem Weldonspannfutter mit Steilkegel SK40

aufgenommen. Die Montage in der Hermle C20U erfolgt hingegen mit einem Adapter direkt am Spindelstock. Die Messung erfolgte unter manueller Aufbringung der radialen Kraft und an mehreren Positionen des Aktuatorgehäuses und des Hammerkopfs.

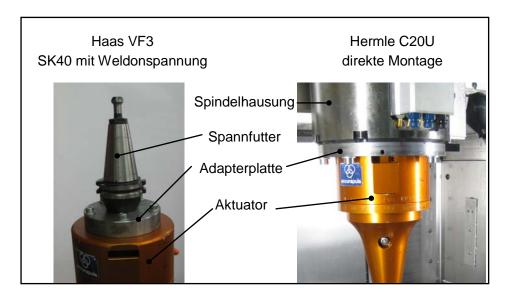


Abbildung 35: Einspannung Steifigkeitsmessung

Tabelle 2: Messkette zur Steifigkeitsmessung

Komponente	Hersteller	Тур
Kraftmessdose – einachsig	НВМ	U2B 1kN
Messtaster – induktiv	НВМ	WI/5mm-T
Brückenverstärker	НВМ	Spider 8
Messwertaufzeichnung	National Instruments	Labview 2010

Abbildung 36 zeigt die Nachgiebigkeit der Einspannung und des Hämmersystems an den Bearbeitungszentren Hermle C20U und Haas VF3. Zusätzlich sind die Ergebnisse aus der FEM-Simulation aus Kapitel 5.3.4 eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass die Steifigkeit (Kehrwert der Nachgiebigkeit) stark von den Einspannverhältnissen abhängt. In der Werkzeugmaschine Hermle, in der eine stabile Spannung erfolgte, stimmen die Ergebnisse mit der Simulation weitgehend überein. Allerdings ist an den Realmessungen ein Versatz im Kopflager zu beobachten, der in der Simulation aufgrund des nicht vorhandenen Spiels nicht stattfindet.

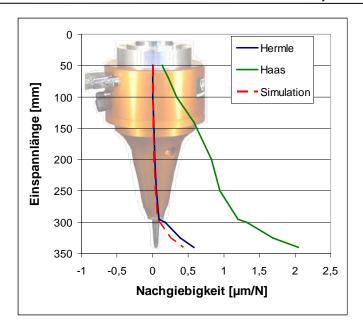


Abbildung 36: Diagramm – Nachgiebigkeit der Einspannung und des Hämmersystems

Durch die Einspannung mittels Weldonspannfutter in der Maschine Haas VF3 findet bei Belastung ein Kippen des Aktuators statt. Rechnerisch kann dabei in diesem Diagramm eine Kippung von 0,23° bestimmt werden.

Im Weiteren ist deutlich der Übergang des wesentlich weicheren Hammerkörpers gegenüber dem Gehäuse zu erkennen.

5.1.2 Auszugskraft des Hammers

Die Auszugskraft ist jene Kraft, die nötig ist um den Hammer von seiner rückwärtigen Ruhelage an der Rückprallplatte in Richtung der Schlagachse auszuziehen. Für die Kraftmessung der Auszugskraft bei statisch bestimmter Hammerposition wurde der Aktuator in einer Werkzeugmaschine gespannt und der Hammerkörper am Hammerkopf an einer Kraftmessdose montiert. Um den Einfluss der Schwerkraft auszuschließen, erfolgte die Messung horizontal. Durch die Einspannung in einer Werkzeugmaschine kann der Hub über den Z-Schlitten präzise eingestellt werden.

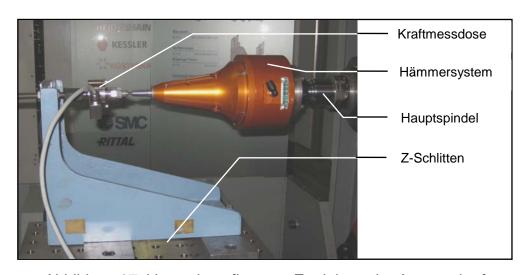


Abbildung 37: Versuchsaufbau zur Ermittlung der Auszugskraft

KomponenteHerstellerTypKraftmessdose – einachsigHBMU2B 1kNBrückenverstärkerHBMSpider 8MesswertaufzeichnungNational InstrumentsLabview 2010

Tabelle 3: Messkette zur Auszugskraftmessung

Nach der Beschreibung des Hammersystems ist die Rückstellkraft F_{RS} des Stößels von der Kraftwirkung eines ferromagnetischen Teils im Hammerkörper innerhalb des Magnetfeldes der Tauchspule abhängig [29]. Aus den physikalischen Gesetzen der magnetischen Anziehung sollte ein nicht linearer Anstieg der Rückstellkraft mit dem Hub h einhergehen. Wie in Abbildung 38 zu sehen, ist die Auszugskraft allerdings annähernd linear über den Hub. Somit ist davon auszugehen, dass nicht die Magnetkraft den Hauptanteil der Rückzugskraft bildet sondern ein Federelement. Eine nähere Untersuchung des Aktuators legt die Silikoneinbettung des mit dem Hammerkörper verbundenen Kabels der Tauchspule als federndes Element dar.

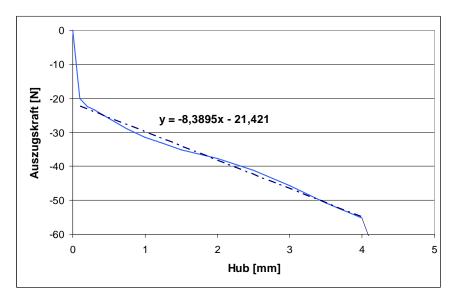


Abbildung 38: Diagramm – Auszugskraft

Angenähert kann die Kraft über die Gerade

$$F_{RS} = 8,3895h + 21,421$$

Gleichung 38

werden.

5.1.3 Bestimmung der Spulenkennwerte

Das Ersatzschaltbild einer Spule kann durch eine Serienschaltung von Widerstand und Induktivität gebildet werden (siehe Abbildung 39). Zusätzlich wird proportional zur Geschwindigkeit der Spule ein Strom induziert, bzw. kann im Rückschluss über den Spulenstrom und die Generatorkonstante auf die resultierende Lorenzkraft auf ein Magnetfeld geschlossen werden [44].

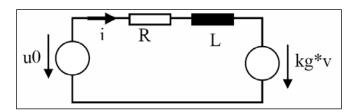


Abbildung 39: Ersatzschaltbild Tauchspule [44]

Widerstand und Induktivität

Durch das Institute of Electrodynamics, Microwave and Circuit Engineering der TU Wien wurden die Werte für Widerstand und Induktivität bei zwei unterschiedlichen Frequenzen und Hüben gemessen.

Manager was III-1 Harb forms 1 Mistage (and IO)		In about the state of the Feet II	
Messfrequenz [Hz]	Hub [mm]	Widerstand [Ω]	Induktivität [µH]
200	0	3,7	745
200	3	3,7	777
500	0	4,24	463
500	3	4 24	540

Tabelle 4: Widerstand und Induktivität der Tauchspule

Generatorkonstante statisch

Ein weiterer Kennwert einer Tauchspule ist die Generatorkonstante. Dieser Kennwert gibt den proportionalen Zusammenhang zwischen Strom und der erzeugten Lorenzkraft im Magnetfeld an. Für die Messung wurde ein ähnlicher Aufbau wie bei der Auszugskraftmessung verwendet.

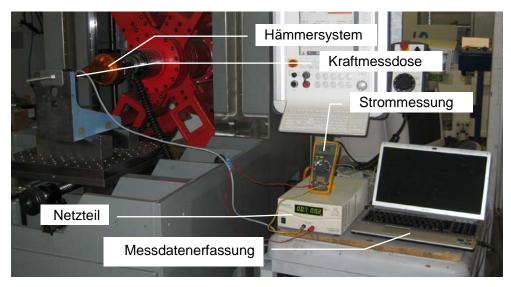


Abbildung 40: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Generatorkonstanten mit Gleichspannung

Abbildung 40 zeigt den Messaufbau mit Gleichspannungsquelle und Strommessung. Dabei wurden der Hammerkörper um 1 mm ausgelenkt, unterschiedliche

Spannungswerte eingestellt und die dabei wirkende Kraft sowie der Strom gemessen. Während der gesamten Messung wurde der Hammerkörper in Position gehalten, um eine konstante Rückzugskraft zu gewährleisten.

Komponente	Hersteller	Тур
Kraftmessdose – einachsig	НВМ	U2B 1kN
Brückenverstärker	НВМ	Spider 8
Messwertaufzeichnung	National Instruments	Labview 2010
Strommessung	FLUKE	26 III TRUE RMS

Tabelle 5: Messkette zur Auszugskraftmessung

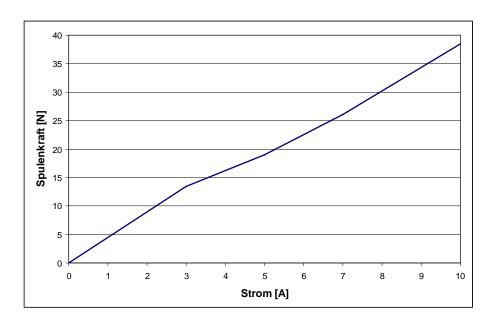


Abbildung 41: Diagramm – Spulenkraft in Abhängigkeit vom Strom

Die Messungen der Kraft im statischen Bereich zeigen, wie zu erwarten, einen linearen Verlauf und legen der Spule eine Generatorkonstante von 3,85 N/A zugrunde.

Generatorkonstante dynamisch

Bearbeitungen haben gezeigt, dass bei längerem Betrieb des Aktuators die Antriebsspule erwärmt wird und dabei ihre Spuleneigenschaft ändert. Aus diesem Grund wurden die Werte in einem Dauerversuch nach 30 Minuten neu bestimmt. Der Messaufbau erfolgte in ähnlicher Weise wie bei den statischen Messungen, allerdings erfolgte die Erregung der Spule nicht mit einer Gleichspannungsquelle sondern mit der Steuereinheit von AccuraPuls. Als Einstellung wurden eine Frequenz von 200 Hz und die maximal generierbare Leistung gewählt. Zusätzlich erfolgte eine Variation der Stößelposition, um den Einfluss des Magnetfeldes zu eruieren.

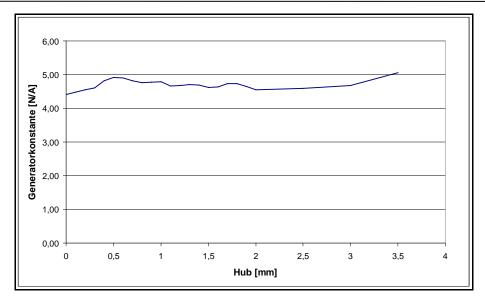


Abbildung 42: Diagramm – Generatorkonstante bei Wechselspannung in Abhängigkeit des Hubs bei warmgelaufenem Aktuator

Diese Messungen zeigen einen annähernd konstanten Wert von 4,7 N/A über den gesamten Hubbereich. Somit ändert sich das in der Spule wirkende Magnetfeld durch diese Positionsänderung nicht. Allerdings ist durch die Erwärmung der Spule und die angelegte Wechselspannung im Vergleich zur Gleichspannung ein Unterschied im absoluten Wert zur vorherigen Messung gegeben.

5.2 Dynamische Messungen

Bei den dynamischen Messungen wurden primär Prozessgrößen während der Bearbeitung gemessen, um die genaue Wirkung von Parametern auf die eingebrachte Energie zu bestimmen.

Ausgang bei diesen Messungen ist eine Standardbearbeitung mit einem Hammerkopfdurchmesser von d = 8 mm, einer Frequenz von f = 200 Hz und der maximal generierbaren Leistung.

Im Allgemeinen wurden die Messungen während des Abfahrens einer einzelnen Bahn mit einer Vorschubgeschwindigkeit von v = 2.400 mm/min getätigt. Das entspricht einem Eindruckabstand von a = 0.2 mm.

5.2.1 Messung von Strom und Spannung

Bei dieser Untersuchung wurden bei einer orthogonalen Bearbeitung einer Stahlprobe aus gehärtetem C45E Spannung und Strom aufgenommen. Für die Messung wurde ein Leistungsmessgerät LMG 500 der Firma ZES Zimmer verwendet. Während des Versuches wurden die Parameter Intensität (Leistungseinstellung der Steuereinheit) und Hub variiert.

Auswertung unter Betrachtung der Spannung

Bei dieser Auswertung wurde Augenmerk auf die effektive Spannung bei unterschiedlichen Hüben und Intensitäten gelegt. Aus Abbildung 43 geht hervor, dass

das Steuergerät von AccuraPuls die Spannung in Abhängigkeit von Einstellparameter Intensität anpasst. Zu erkennen ist dieser Effekt durch die konstante Spannung bei gleicher Intensität aber variierendem Hub. Im linken Diagramm ist dies durch die horizontalen Kennlinien für jede Intensität zu sehen und im rechten Diagramm durch die übereinanderliegenden Graphen für alle Intensitäten.

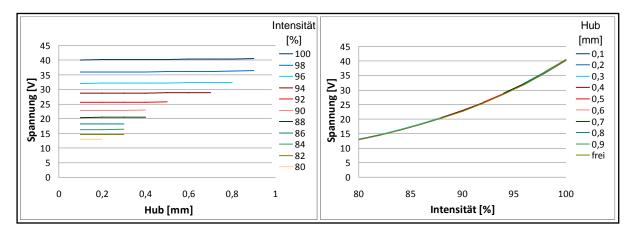


Abbildung 43: Diagramme – Spannung in Abhängigkeit von Hub und Intensität

Auswertung unter Betrachtung der Leistung

Bei der Leistungsmessung (siehe Abbildung 44) ist zu erkennen, dass bei zunehmendem Hub die in das System eingebrachte Wirkleistung sinkt. Zurückzuführen ist dies auf die bessere Nutzung der Energie in der Schlagbewegung. Da die Steuerspannung eine symmetrische Sinuswelle, die Hubbewegung allerdings durch die unterschiedlichen Stoßzahlen asymmetrisch ist und zusätzlich nicht mit der optimalen Frequenz übereinstimmt (siehe Kapitel 4.2), wirkt die Spulenkraft zeitweise entgegen der Bewegungsrichtung.

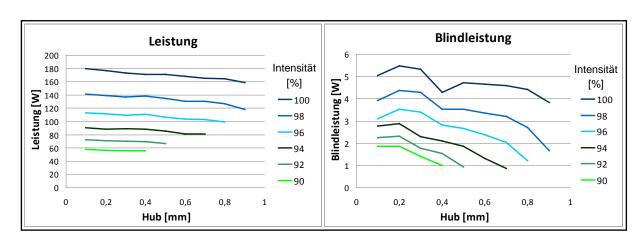


Abbildung 44: Diagramm – Leistung und Blindleistung in Abhängigkeit vom Hub

Strommessung im Zeitbereich

Neben den Auswertungen der Effektivwerte wurden zusätzlich die Messdaten im Zeitbereich analysiert. In Abbildung 45 ist die Strommessung bei einer Intensität von

100% und den Hüben von h = 0.1 mm - 0.9 mm sowie eine ohne Hubbegrenzung zu sehen. Auffällig sind hier die von der Sinuskurve abweichenden Sprünge.

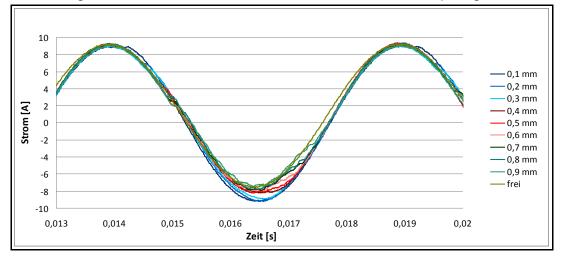


Abbildung 45: Strommessung im Zeitbereich

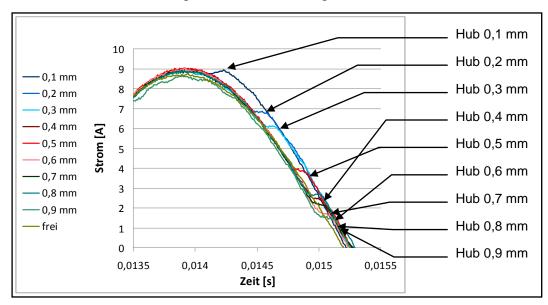


Abbildung 46: Stromsprünge in der Sinusschwingung

Diese Sprünge (siehe Abbildung 46) entstehen bei einem Stoß und somit einer Bewegungsumkehr innerhalb des Systems, wenn durch die Geschwindigkeitsänderung Strom in die Spule induziert wird. Umso näher dieser Umkehrpunkt beim Nulldurchgang des Stromsignals ist, desto synchroner wirkt die Kraft der Spule in Bewegungsrichtung. Bei geringen Hüben findet diese Umkehr bereits am Spitzenwert des Stromes statt, somit wirkt die Spulenkraft im nachfolgenden Bereich bis zum Nulldurchgang entgegen der Bewegung und bremst den Hammerkörper ab. Diese Verzögerung ist notwendig, um die Hämmerfrequenz von 200 Hz aufrecht zu erhalten, die bei einem optimalen Schlag, bei dem die Antriebskraft immer in Bewegungsrichtung wirkt (siehe Kapitel 4.2) wesentlich höher ausfallen würde, da mehr Antriebsleistung zur Verfügung steht als für das Aufrechterhalten der Bewegung notwendig ist.

5.2.2 Messung der Hammerkopfbeschleunigung

Bei dieser Versuchsreihe wurde ein Beschleunigungssensor an einem Hammerkopf montiert und eine Bearbeitung durchgeführt. Dabei wurden in mehreren Durchläufen die axiale und radiale Beschleunigung gemessen. Durch die hohen Beschleunigungen ist es notwendig, einen Sensor mit einem Messbereich von 500 g und einer Überlast von 1000 g zu verwenden. Es wurde beim Systemaufbau darauf geachtet, dass der Sensor direkt in der Achse des Hammerkopfs liegt, um den Fehler durch zusätzlich auftretende Momente zu eliminieren.

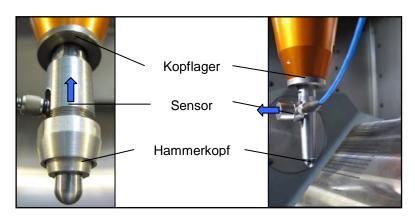


Abbildung 47: Hammerkopf mit Beschleunigungssensor

Tabelle 6: Messkette Beschleunigung bei Bearbeitung

Komponente	Hersteller	Тур
Beschleunigungssensor	PCB Piezotronics	352C03 (500 g)
Messverstärker	National Instruments	NI DAQmx SCXI 1530
Messkarte	National Instruments	NI DAQmx SCXI 1600
Aufzeichnung	National Instruments	Labview 2010

Die Messungen erfolgten mit variierendem Hub und Anstellwinkel sowohl in axialer als auch in radialer Richtung. Als Materialien kamen unlegierter Vergütungsstahl C45E (1.1191) sowie hochlegierter Kaltarbeitsstahl X155CrVMo 12-1 (1.2379) im normalisierten und gehärteten Zustand zum Einsatz.

Abbildung 48 zeigt die Beschleunigung beim orthogonalen Hämmerprozess auf dem Material C45E normalisiert. Im mittleren Bereich ist der Stoß am Werkstück zu sehen, die stark schwingenden Zustände am linken und rechten Rand sind der Rückschlag auf der Rückprallplatte. Wie zu erkennen ist, fallen diese Beschleunigungsspitzen höher aus als der tatsächliche Stoß am Werkstück. Zurückzuführen ist dieser Effekt auf die hohe Steifigkeit der Rückprallplatte und der großen Kontaktfläche zwischen Hammerkörper und Gehäuse. Diese Kontaktbedingungen rufen auch die Oszillationen im Beschleunigungssignal hervor.

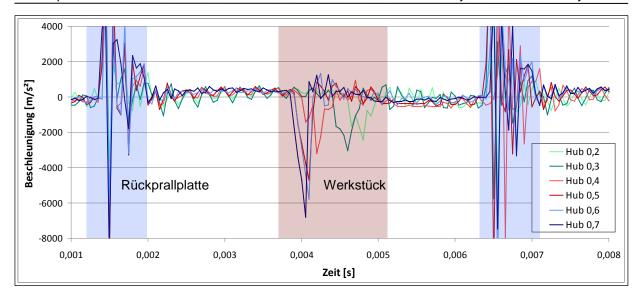


Abbildung 48: Axiale Beschleunigung beim orthogonalen Prozess bei der Bearbeitung von C45E normalisiert mit 200 Hz, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

Die Versuche wurden bei einem Hub von 0,7 mm abgebrochen, da die Beschleunigungswerte über dem maximalen Messbereich lagen und in bei weiterer Steigerung zu einer Zerstörung des Sensors geführt hätten.

In weiterer Folge wurden die Versuche auf den nicht orthogonalen Schlag mit einem Hub von 0,5 mm fokussiert.

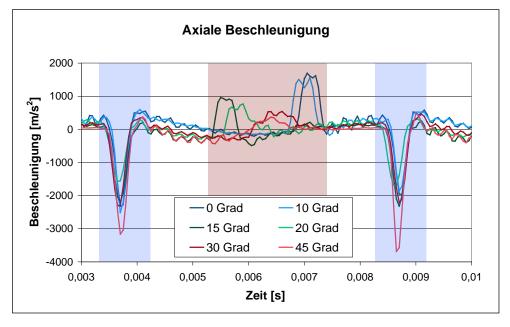


Abbildung 49: Axiale Beschleunigung beim nicht orthogonalen Schlag bei der Bearbeitung von C45E normalisiert mit 0,5 mm Hub, 200 Hz, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

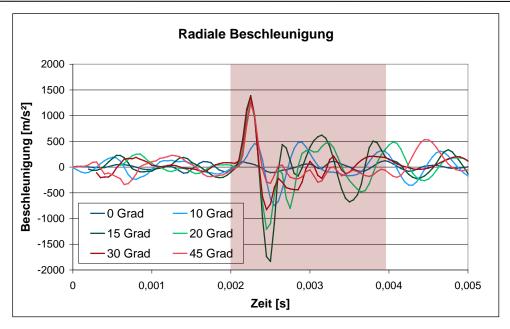


Abbildung 50: Radiale Beschleunigung beim nicht orthogonalen Schlag bei der Bearbeitung von C45E normalisiert mit 0,5 mm Hub, 200 Hz, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

In Abbildung 49 und Abbildung 50 sind der axiale und der radiale Schlag im Zeitbereich bei der Bearbeitung von C45E normalisiert dargestellt. Im Diagramm der axialen Beschleunigung ist der Stoß an der Rückprallplatte im linken und rechten Messbereich und der Schlag auf das Werkstück in der Mitte zu erkennen. Die axiale Beschleunigung nimmt mit steigendem Anstellwinkel ab. Auffällig ist allerdings die Verschiebung Schlagpunktes des abhängig vom Winkel. So Beschleunigungszeit bei einem Winkel von 0 – 10° größer als die Rückzugszeit. Über diesem Winkel springt dieses Verhältnis um und die Beschleunigungszeit wird geringer als die Rückzugszeit. Im Bereich von Anstellwinkeln über 30° ändert sich dieses Verhältnis abermals.

In einem weiteren Schritt wurde durch doppelte Integration aus den Beschleunigungssignalen der Weg ermittelt.

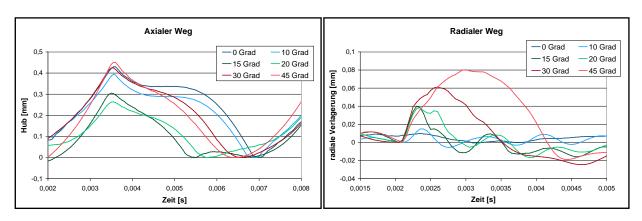


Abbildung 51: Axialer und radialer Weg beim nicht orthogonalen Schlag durch doppelte Integration

In Abbildung 51 auf der linken Seite ist der axiale Weg aufgezeichnet. Dabei entspricht der Hub von h = 0 mm dem Kontakt mit dem Werkstück und der Umkehrpunkt beim Maximum dem Stoß an der Rückprallplatte. Auf der rechten Seite ist der radiale Weg dargestellt. Hier entspricht ein positiver Wert einer Verschiebung bzw. Biegung von der schräg angestellten Oberfläche weg und ein negativer Wert in Richtung Werkstück.

Wie zu erkennen, stimmt der Hub mit dem eingestellten Wert nicht exakt überein, was auf die Messungenauigkeit des Sensors und die numerische Integration zurückzuführen ist. Allerdings ist eine qualitative Abschätzung der Bewegung möglich. So ist zu erkennen, dass bei dem Winkelbereich, bei dem die Beschleunigungszeit geringer als die Rückzugszeit ist, ein stark verkürzter Hub auftritt. Gleichzeitig ist in der radialen Verlagerung ein Knick zu bemerken, der auf einen Doppelschlag hindeutet. Es ist anzunehmen, dass bei diesen Einstellungen die radiale Schwingung genau so ausfällt, dass sie mit der Hämmerfrequenz in Resonanz ist.

5.2.3 Messung der Hammerkopfbewegung

Die Ergebnisse bei den Beschleunigungsaufnahmen und vor allem nach der doppelten Integration haben gezeigt, dass durch die stark unterschiedlichen Bewegungsphasen eine eindeutige Weginformation nur bedingt möglich ist. Während des Schlages wirken Beschleunigungen bis zu 700 g, wohingegen während der Bewegung nur bis zu 25 g wirken. Da ein Beschleunigungssensor den gesamten Messbereich abbilden muss und seine Genauigkeit auf den maximalen Wert (hier von 500 g) bezogen wird, leidet die Auflösung und die Genauigkeit gerade im Hauptbereich der Bewegung.

Aus diesem Grund wurde ein Hammerkopf konstruiert, mit dem die Hubbewegung durch einen Wirbelstromsensor aufgenommen werden kann (siehe Abbildung 52). Zusätzlich können mit diesem Aufnehmer höhere Hübe und damit auch Beschleunigungen außerhalb des Messbereichs des Sensors aufgezeichnet werden. Da eine axiale Montage aufgrund der geometrischen Bedingungen nicht möglich ist, wurde der Sensor auf eine kegelige Fläche des Hammerkopfs angestellt. Dadurch kann der Hub über die Winkelfunktion

$$dz_K = \frac{(s_2 - s_1)}{\sin(\alpha)}$$
 Gleichung 39

berechnet werden. Nachteil dieses Verfahrens ist, dass radiale Verschiebungen das Messergebnis stark beeinflussen.

$$dz_{K} = \frac{dx_{K}}{\tan(\alpha)}$$
 Gleichung 40

Diese Verschiebungen passieren primär bei einem nicht orthogonalen Schlag durch die radialen Kräfte, werden aber auch im geringen Ausmaß bei Biegeschwingungen des Hammerkörpers hervorgerufen. Um den Einfluss der Aktuatorbewegung in der Maschine auszuschließen, erfolgte die Montage des Wirbelstromsensors am Aktuatorgehäuse.

Tabelle 7: Messkette zur Ermittlung des Stößelhubs bei der Bearbeitung

Komponente	Hersteller	Тур
Wirbelstromsensor	μEpsilon	EU1
Messverstärker	μEpsilon	EddyNCDT 3300
Messkarte	National Instruments	NI USB-5133
Aufzeichnung	National Instruments	Labview 2010

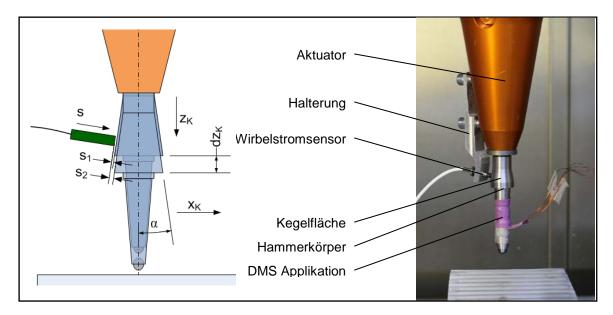


Abbildung 52: Messaufbau zur Hubmessung mit Wirbelstromsensor

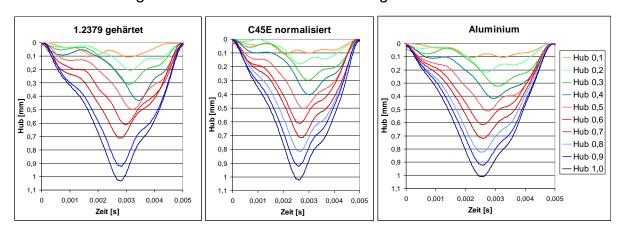


Abbildung 53: Weg bei unterschiedlichen Hüben und Materialien bei einer Bearbeitung mit 200 Hz; gefiltert mit einer Bandsperre zwischen 1200 Hz und 5000 Hz

Wie in Abbildung 53 zu sehen, unterscheidet sich das dynamische Verhalten zwischen den einzelnen Materialien. Bei hoher Oberflächenhärte ist die Schlagzeit gegenüber der Rückzugszeit deutlich erhöht. Dies ist durch eine höhere Stoßzahl am Werkstück zu erklären, die eine höhere Ausgangsgeschwindigkeit für den Rückzug bewirkt. Im Weiteren ist deutlich zu sehen, dass sich vor allem bei geringen Hüben keine optimale Bewegung ausbildet. Zu erkennen ist dies an den doppelt gekrümmten

Graphen zwischen dem Stoß an der Rückprallplatte bei Hub h = 0 mm und Stoß am Werkstück (h = maximal).

Bei steigendem Hub verschiebt sich der Stoß am Werkstück näher zu dem vorangegangenen Stoß an der Rückprallplatte und näher in den Bereich des optimalen Prozesses, bei dem die Antriebskraft immer in Richtung der Bewegung wirkt.

5.2.4 Messung der Schlagkraft

Bei diesen Messungen wurde in einer laufenden Hämmerbearbeitung die Kraft im Hammerkörper gemessen. Dazu wurden speziell konstruierte Hammerköpfe mit Dehnungsmessstreifen (DMS) in Wheatstonescher Vollbrückenschaltung ([45], S.160 ff) bestückt und während der Bearbeitung die Brückenverstimmung aufgezeichnet (siehe Abbildung 54). Die Messung mit DMS beruht auf der Widerstandsänderung von stromdurchflossenen Leitern bei Querschnittsänderung und Dehnung. Ein DMS vollführt die gleiche Längenänderung wie der Grundwerkstoff auf dem er appliziert ist. Einhergehend mit dieser Dehnung ändert sich der spezifische Widerstand sowie der Querschnitt des DMS und direkt proportional dazu der Widerstandswert ([46], S.13 f). Dadurch ist es möglich, die durch eine Kraft bedingte Dehnung des Körpers zu messen. Je nach Anordnung der Widerstände der Brücke an der Messstelle kann gezielt eine Kraftkomponente gemessen werden (siehe Abbildung 54, Brückenanordnung). Die anderen Anteile der Kraft heben sich in der Messschaltung gegenseitig auf ([47], S.105 ff).

Tabelle 8: Messkette zur Kraftmessung am Hammerkörper

Komponente	Hersteller	Тур
Dehnmessstreifen	HBM	350 Ω, 6 mm Gitter
Messverstärker	National Instruments	NI DAQmx SCXI 1520
Messkarte	National Instruments	NI DAQmx SCXI 1600
Aufzeichnung	National Instruments	Labview 2010

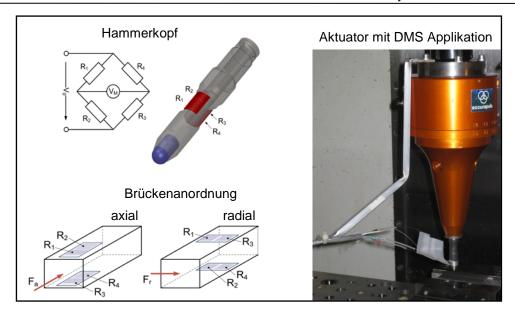


Abbildung 54: Messaufbau – DMS Kraftmessung

Die Messungen erfolgten mit variierenden Parametern sowohl in axialer als auch in radialer Richtung. Als Werkstoff kamen der unlegierte Vergütungsstahl C45E (1.1191) normalisiert, ein hochlegierter Kaltarbeitsstahl X155CrVMo 12-1 (1.2379) gehärtet und die Aluminiumlegierung AlMgSi 0,5 (3.3206) zum Einsatz.

Kräfte und Kontaktzeiten beim orthogonalen Schlag

Bei diesem Versuchslauf wurde die Schlagkraft während der Bearbeitung aufgenommen und der maximale Wert während der Schlagphase und die Kontaktzeit ermittelt. Für die Bearbeitung wurden eine Intensität von I = 100%, eine Frequenz von f = 200 Hz und ein Vorschub von v = 2.400 mm/min gewählt. Variable Größen waren der Hub h und das Material.

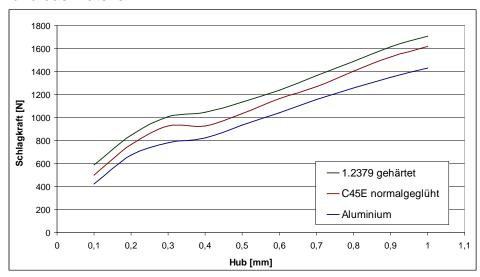


Abbildung 55: Maximale Schlagkraft und Kontaktzeit in Abhängigkeit vom Hub h bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

Die Schlagkraft nimmt in höheren Hubbereichen linear zu. Im unteren Bereich weicht der Graph von dieser Funktion ab. Zurückzuführen ist dies vermutlich auf einen noch

nicht vollständig ausgeprägten Schlag. Bei 0,1 mm Hub kommt es bei den weicheren Materialien C45E und Aluminium zu einem Doppelschlag auf das Werkstück.

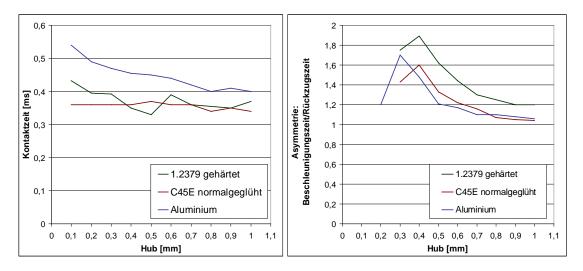


Abbildung 56: Kontaktzeit und Asymmetrie in Abhängigkeit vom Hub bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

Es zeigt sich, dass bei Aluminium die Kontaktzeit mit steigender Schlagdistanz abnimmt. Zurückzuführen ist dieser Effekt auf den nicht optimal ausgeprägten Prozess bei geringen Hüben. Bei diesem wird der Hammerkopf von der Antriebskraft während des Stoßes am Werkstück zusätzlich in dieses eingepresst, dadurch erklären sich die langen Kontaktzeiten. Bei steigendem Hub wirkt diese Kraft kürzer in Richtung des Werkstückes und vermindert die Kontaktzeit.

Wie bei den Messungen des Hubweges zeigt sich auch bei den Kraftuntersuchungen eine Verschiebung des Schlagpunktes in Richtung des vorangegangenen Rückpralls bei steigendem Hub. Im Bereich der hohen Hübe flacht diese Verschiebung ab und stellt sich auf einen annähernd konstanten Wert ein (siehe Abbildung 56).

Kräfte und Kontaktzeiten beim nicht orthogonalen Schlag

Bei diesem Versuch wurde die radiale und axiale Schlagkraft bei unterschiedlichen Auftreffwinkeln gemessen. Neben den Standardparametern wurde ein Hub von h = 0,5 mm gewählt, da bei dieser Distanz noch ein Winkel von 45° ohne Abriss des Hämmerprozesses erreicht werden konnte. Als Werkstoff kamen unlegierter Vergütungsstahl C45E (1.1191) und ein hochlegierter Kaltarbeitsstahl X155CrVMo 12-1 (1.2379), beide in normalisiertem Zustand als auch in gehärteter Form, zum Einsatz. Die Bearbeitung wurde zum einen bei einem Kippwinkel von 0° und variierendem Anstellwinkel als auch bei einem Anstellwinkel von 0° und variierendem Kippwinkel (sowohl stechend als auch schleppend) durchgeführt.

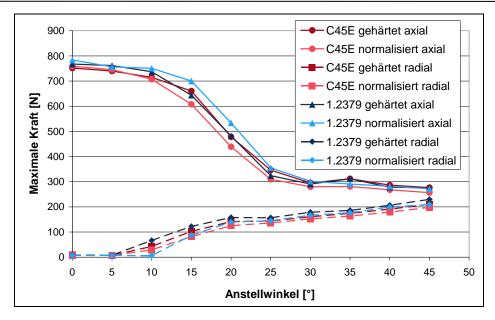


Abbildung 57: Maximale axiale und radiale Kraft in Abhängigkeit vom Anstellwinkel bei einem Kippwinkel von 0° bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

In Abbildung 57 ist zu sehen, dass bis zu einem Anstellwinkel von 5-10° nahezu keine Änderung der Hämmerkraft gegeben ist und der radiale Anteil nur geringfügig ausfällt. Über diesem Winkel sinkt die axiale und steigt die radiale Kraft rapide bis zu einem Wert von 25-30°. Bei größeren Werten ist nur mehr eine geringfügige lineare Änderung zu beobachten.

Beim Umlegen auf eine Normalkomponente und eine Reibkraft zeigt sich, dass im Bereich bis 10° die Reibkomponente stark ansteigt (siehe Abbildung 58). Erklärt werden kann dieses Phänomen durch Haftreibungs- und Umformungseffekte an der Oberfläche. Wie in Abbildung 59 zu sehen, entspricht der Winkel zwischen Normalkomponente und Reibkraft bei kleinen Werten in etwa dem Anstellwinkel, womit der Kraftvektor in Richtung der Hammerachse zeigt. Über einem Winkel von 10° erfolgt ein Abfall der Normalkraft bis 25°. Darüber ist der Wert annähernd konstant. In diesen Bereichen ist ein Abfall des Winkels zwischen Schlagkraft und Flächennormal bis nahezu 0° zu erkennen. Dieser Effekt kann durch ein klassisches Reibmodell nicht erklärt werden und ist vermutlich auf ein Zusammenspiel von Reib-, Umform- und dem dynamischen Aktuatorverhalten bzw. die Systemsteifigkeit zurückzuführen.

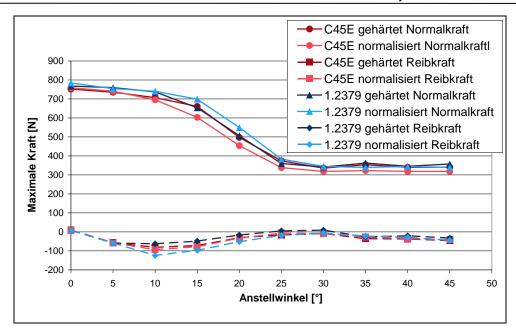


Abbildung 58: Maximale Kräfte umgelegt auf Normal- und Reibkomponente in Abhängigkeit vom Anstellwinkel bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

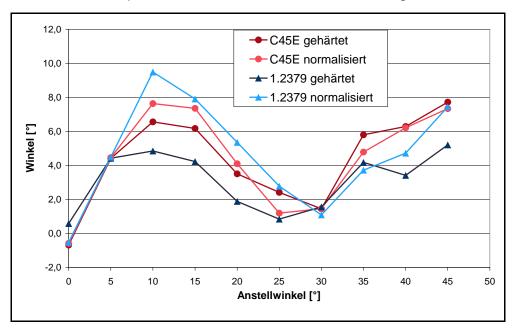


Abbildung 59: Winkel zwischen der Schlagkraft und der Flächennormalen in Abhängigkeit vom Anstellwinkel bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

Auch die Kontaktzeit (siehe Abbildung 60) spricht für einen Schlag ohne Gleiten bis zu einem Winkel von etwa 10°, da bis zu diesem Winkel die Kontaktzeit annähernd gleich ist. Darüber steigt die Zeit linear an, worauf auf ein immer weiteres Gleiten an der Oberfläche geschlossen werden kann.

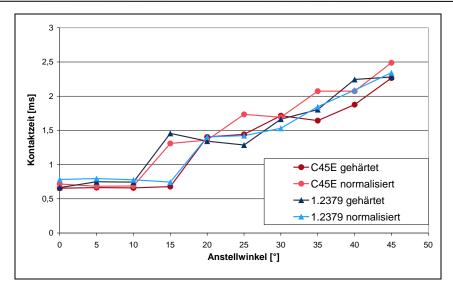


Abbildung 60: Kontaktzeit in Abhängigkeit vom Anstellwinkel bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

Die Versuche mit variablem Kippwinkel zeigen, dass der Anteil der Vorschubgeschwindigkeit Einfluss auf die maximalen Kräfte beim Kontakt nimmt (siehe Abbildung 61). Wenn die Vorschubgeschwindigkeit auf die axiale und radiale Richtung der Hammerachse projiziert wird, wirken bei einer stechenden Bearbeitung der axiale Anteil in Schlagrichtung und der radiale Anteil weg vom Werkstück. Hingegen ergibt sich für die schleppende Bearbeitung eine Reduktion der axialen Stößelgeschwindigkeit und die radiale Komponente wirkt in Richtung Werkstückoberfläche.

Dieser Effekt erklärt die höhere axiale Kraft bei stechender und die höhere radiale Kraft bei schleppender Bearbeitung im Verhältnis zur rein angestellten Bearbeitung mit einem Kippwinkel von 0°.

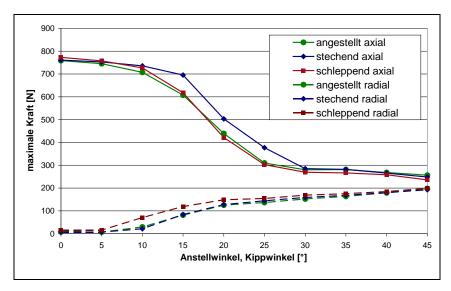


Abbildung 61: Kräfte beim nicht orthogonalen Schlag in Abhängigkeit von Anstell- und Kippwinkel bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung

5.3 FEM-Simulation

Zusätzlich zu den messtechnischen Untersuchungen wurde ein 3D-CAD-Modell des Aktuators erstellt und mit Hilfe der FEM-Analyse auf statische und dynamische Eigenschaften untersucht. Zur Anwendung kam das Programm SolidWorks© mit dem zusätzlichen Modul Solidworks©Simulation.

Diese Herangehensweise wurde zum einen zur Verifizierung der Messungen gewählt, zum anderen konnten damit Parameter für das Modell eruiert werden, die messtechnisch nicht erfasst werden konnten.

5.3.1 Gehäuse

Bei der Analyse des Gehäuses wurden die Steifigkeiten der Lagerstellen und der Rückprallplatte ermittelt. Es wurde ein CAD-Modell der Gehäusebauteile erstellt und vernetzt. Die einzelnen Komponenten des Systems sind mit der Kontaktbedingung "verbunden" zusammengeschlossen. Das gesamte Modell wird als ein einzelner Festkörper behandelt.

Steifigkeit der Lagerstellen

Dazu wurden in drei unterschiedlichen Konfigurationen jeweils 1.000 N radial auf die Lagerstellen aufgebracht. Eingespannt wurde das System durch Fixierung an der Fläche auf der stößelabgewandten Seite. An dieser Fläche erfolgt auch die Montage in der Maschine.

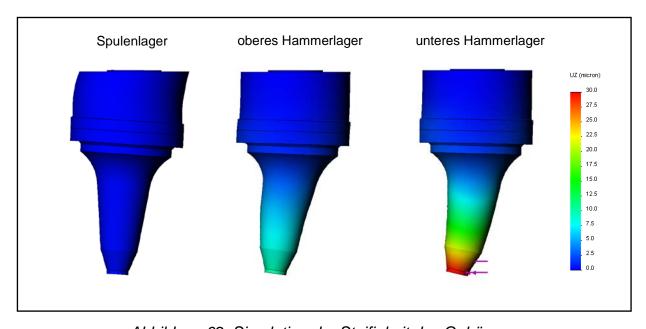


Abbildung 62: Simulation der Steifigkeit des Gehäuses

Abbildung 62 zeigt die simulierten Verschiebungen. Daraus können folgende Lagersteifigkeiten ermittelt werden:

Lagerstelle	Radiale Steifigkeit
Spulenlager	2.500 N/µm
Oberes Hammerlager	135 N/µm
Unteres Hammerlager	34 N/um

Tabelle 9: Steifigkeiten des Gehäuses

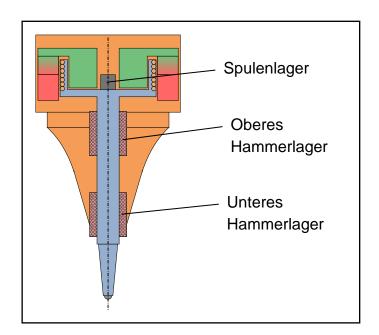


Abbildung 63: Zuordnung der Lagerstellen des Hammers

Steifigkeit der Rückprallplatte

Zusätzlich erfolgte eine Simulation der Steifigkeit der Rückprallplatte. In diesem Fall erfolgt eine Belastung der Platte von 1.000 N normal auf die Platte und eine Fixierung jener Fläche, an der die Montage in der Maschine erfolgt.

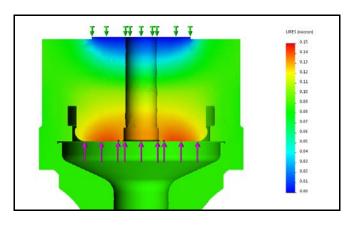


Abbildung 64: Simulation der Steifigkeit der Rückprallplatte

Aus den Ergebnissen der FEM-Simulation in Abbildung 64 ist ersichtlich, dass die Rückprallplatte eine Steifigkeit von 6.667 N/µm gegenüber der Einspannstelle aufweist.

5.3.2 Spulenkörper

Bei dieser Simulation wurde Augenmerk auf die mechanischen Eigenschaften des Spulenkörpers und seiner Anbindung an den restlichen Hammerkörper gelegt.

Federsteifigkeit zum Hammerkörper

Ziel dieser Simulation ist die Bestimmung der Federkonstante zwischen dem Spulenkörper und dem Hammerkörper. Dazu wurde an der Zylinderfläche eine Kraft von 1.000 N in axialer Richtung aufgebracht. Die Einspannung erfolgte durch Fixierung des Hammergrundkörpers.

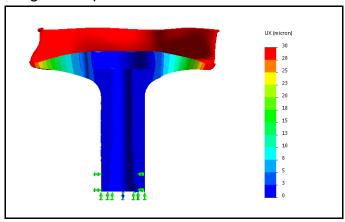


Abbildung 65: Simulation der Steifigkeit Spule – Hammerkörper

Diese Simulation ergibt eine Steifigkeit der Verbindung von 30 N/µm.

Eigenfrequenz der Anbindung

Die Bestimmung der Eigenfrequenz der Spulenanbindung, bei welcher der Spulenkörper axial schwingt, dient zur Festlegung der oszillierenden Masse.

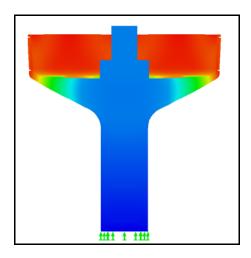


Abbildung 66: Erste axiale Eigenfrequenz des Spulenkörpers

Der erste axiale Eigenmod befindet sich bei 3.955 Hz. Daraus lässt sich die Masse über die Eigenfrequenz eines Einmassenschwingers zu:

$$m_{SP} = \frac{c_A}{(f \cdot 2\pi)^2}$$
 Gleichung 41

und damit zu einer Masse von 0,0486 kg berechnen.

Diese Masse entspricht in etwa der Spule, dem Zylinder auf dem diese gewickelt ist und einem Drittel der Stege der Anbindung.

5.3.3 Hammerkörper

Für die Simulation wurde der Hammerkörper als CAD-Modell abgebildet. Auch in diesem Fall erfolgte eine Vernetzung mit der Kontaktbedingung "verbunden".

Steifigkeit Hammerkörper axial

Bei dieser Simulation wurden 1.000 N am Hammerkopf in axialer Richtung aufgebracht. Fixiert wurde der Hammerkörper an der rückseitigen Fläche, an der während des Prozesses der Kontakt mit der Rückprallplatte stattfindet.

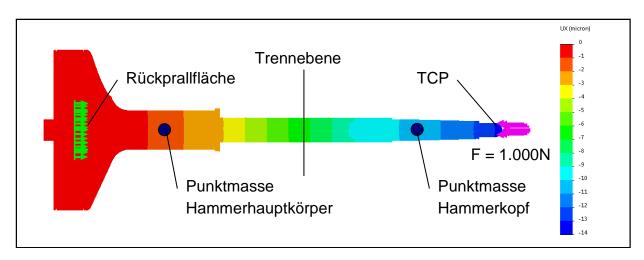


Abbildung 67: Simulation der Steifigkeit in axialer Richtung

Die Simulation zeigt folgende Ergebnisse, wenn als Schnittstelle zwischen Hammerhauptkörper und Hammerkopf die Mitte des verschlankten Zylinders angenommen wird. **Daraus** ergibt sich eine Massenverteilung von Hammerhauptkörper $m_H = 0.16494 \text{ kg}$ und Hammerkopf $m_K = 0.08284 \text{ kg}$. Referenzpunkte wurden jeweils die Massenmittelpunkte der herangezogen.

Bezugspunkt 1	Bezugspunkt 2	Axiale Steifigkeit
Rückprallfläche	Hammerhauptkörper	1.000 N/µm
Hammerhauptkörper	Hammerkopf	100 N/µm
Hammerkopf	TCP	500 N/µm

Tabelle 10: Steifigkeiten des Hammerkörpers

radiale Steifigkeit

Für die Simulation der radialen Steifigkeit werden an der Hammerspitze 100 N aufgebracht. Zusätzlich erfolgt eine Abstützung der Lagerstellen mit einer elastischen Unterstützung, welche der Steifigkeit des Gehäuses entspricht.

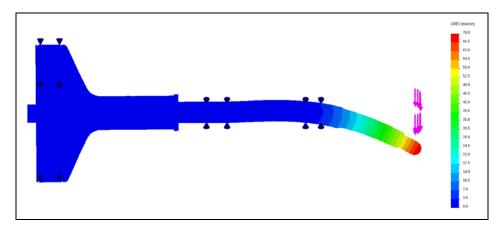


Abbildung 68: Simulation der Steifigkeit in radialer Richtung

Die Simulation ergibt eine Steifigkeit des Hammerkörpers im Gehäuse von 1,428 N/µm, wobei der Großteil der Biegung im Bereich vor dem vorderen Lager stattfindet.

Eigenfrequenzen

Die Eigenfrequenz des Hammerkörpers wurde sowohl als freier Körper, als auch mit Lagerstellen gerechnet. Durch die Lagerung verschieben sich die Knoten der Biegeschwingung und verändern dadurch die Frequenzen.

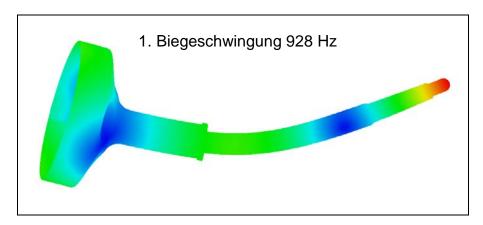


Abbildung 69: Simulationsergebnis 1. Eigenfrequenz des freien Hammerkörpers

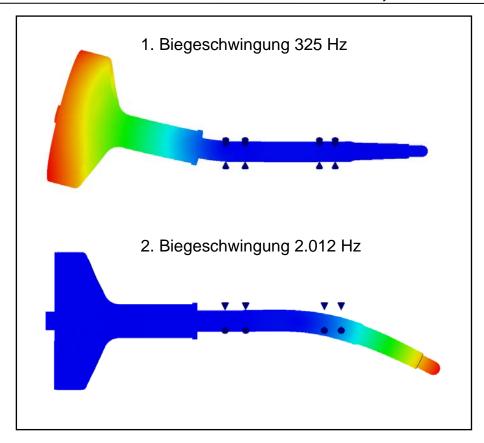


Abbildung 70: Simulationsergebnis Eigenfrequenzen des gelagerten Hammerkörpers

Es ist davon auszugehen, dass die freie Biegeschwingung auf den Prozess nur geringen Einfluss hat, da die Lagerung diese behindert. Gleiches gilt für den ersten Mode der Biegeschwingung, da in diesem Fall nur der Spulenkörper schwingt und keine maßgebliche Bewegung des Kontaktpunktes stattfindet. Somit stellt der zweite Biegemode bei 2.012 Hz die maßgebliche Schwingung dar und stimmt mit keiner Bearbeitungsfrequenz überein.

5.3.4 Gesamtsystem

Zusätzlich zur Simulation der Einzelteile wurde das gesamte vereinfachte CAD-Modell zusammengesetzt und simuliert. Dabei wurde zwischen dem Hammerkörper und dem Gehäuse eine Kontaktbedingung von "keiner Penetration" eingesetzt. Neben der Steifigkeit wurde auch in diesem Modell eine Resonanzfrequenzbetrachtung durchgeführt.

Steifigkeit

Für die Steifigkeitsuntersuchung wurde wieder eine radiale Kraft von 100 N an der Hammerspitze aufgebracht. Die Einspannung erfolgte durch Fixierung der Fläche, an der auch das Realsystem in der Maschine befestigt ist.

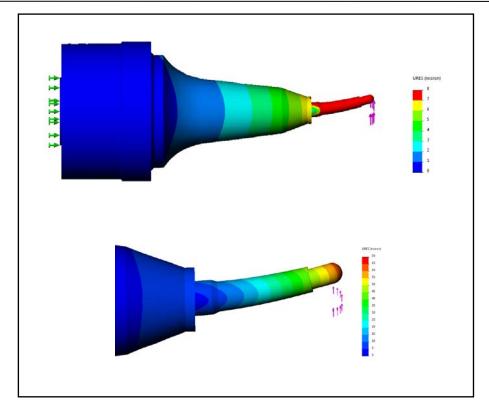


Abbildung 71: Simulationsergebnis Steifigkeit des Gesamtsystems

Abbildung 71 zeigt die Simulationsergebnisse der Steifigkeitsstudie. Die resultierenden Werte stimmen weitgehend mit der Simulation ohne Gehäuse überein. Die etwas geringere Gesamtauslenkung ist auf eine höhere Momentenaufnahme im vorderen Hammerlager zurückzuführen. Da das Modell mit einer Spaltbreite von 0 mm rechnet und somit keinen Lagerspalt besitzt, erfolgt eine bessere Abstützung in den Lagern als dies in den Messungen gezeigt werden konnte.

Wie in Kapitel 5.1.1 angeführt, stimmen die Simulationsergebnisse auch mit Messungen an der Maschine überein. Auch hier kommt der fehlende Lagerspalt zum Tragen und die Auslenkung im Bereich des Hammerkopfs fällt geringer aus.

Eigenfrequenz

Für diese Simulation wurde eine Resonanzfrequenzstudie durchgeführt. Es erfolgte eine Fixierung der Einspannfläche an der Maschine, um die freien Eigenschwingungen zu unterdrücken und nur die Schwingungen innerhalb des Systems zu erhalten. Abbildung 72 zeigt ausgewählte Ergebnisse der Simulationsstudien.

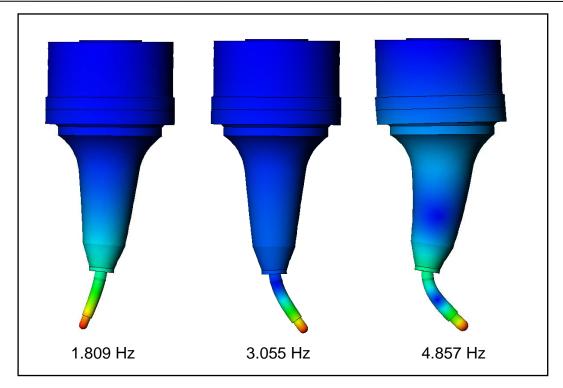


Abbildung 72: Simulationsergebnis Eigenfrequenzen Gesamtsystem

Der erste Biegmod, bei dem der gesamte Hammerkörper um die Einspannstelle eine Biegung ausführt, liegt bei 1.809 Hz. Der Unterschied zur vorangegangenen Simulation ist auf die zusätzlich bewegte Masse des Gehäuses zurückzuführen. Im zweiten Biegemod bei 3.055 Hz vollführt nur der Hammerkopf eine Schwingung um das vordere Lager. Diese Schwingung liegt weit außerhalb der Prozessfrequenzen und hat somit nahezu keinen Einfluss auf die Bearbeitung. Das gleiche gilt für den dritten Mod bei 4.857 Hz.

6 Modellbildung eines Hämmersystems mit Rückschlag

Zugrundeliegender Aktuator ist das elektromagnetische Hämmersystem mit Rückschlag, das in Kapitel 5 analysiert wurde. Basis für die Modellbildung ist ein Mehrkörpersystem (MKS). Dabei werden alle physikalischen Teilbereiche des Aktuators als einzelne Körper mit Punktmasse behandelt. Für jeden Körper wird die zugehörige Bewegungsgleichung aufgestellt und über geometrische bzw. physikalische Beziehungen mit den anderen Körpern gekoppelt ([48], S.2).

Die Modellerstellung erfolgte im Programm Matlap© mit der Toolbox Simulink. Simulink© ist eine graphische Oberfläche für die Erstellung von Gleichungssystemen. Am Beginn der Simulation wird ein lineares Differentialgleichungssystem in eine Zustandsraumdarstellung (state space representation) gebracht (vgl. [49], S.34). In dieser Form sind alle Differentialgleichungen höherer Ordnung mittels Substitution von

$$x_1(t) = y(t)$$

 $x_2(t) = \dot{y}(t)$ Gleichung 42

durch mehrere Differentialgleichungen erster Ordnung ersetzt. Dadurch ist das Gleichungssystem in einer einfachen vektoriellen Form (Gleichung 43) mit einem Initialwert (Gleichung 44) vorhanden, die durch den ODE-Solver (ordinary differential equation) numerisch gelöst werden kann.

$$\vec{\mathbf{x}} = \vec{\mathbf{f}}(\vec{\mathbf{x}}(t), \vec{\mathbf{u}}(t), t)$$
 Gleichung 43
$$\vec{\mathbf{x}}(t_0) = \vec{\mathbf{x}}_0$$
 Gleichung 44

Dabei entspricht der Vektor **x** dem Zustandsvektor und **f** der Systembeschreibung mit ihren charakteristischen Parametern.

Der Simulator löst das entstandene lineare Differentialgleichungssystem mit Hilfe eines ODE-Solvers in zeitdiskreten Schritten. Dabei wird die Lösung des nächsten Zeitschrittes durch den Ausgangszustand und einer Addition der Veränderung, gegeben durch die Differentialgleichung, berechnet. In der expliziten Form wird die Veränderung (Steigung der Kurve) durch Einsetzen der aktuellen Werte in die Differentialgleichung ausgedrückt und mit dem Zeitschritt multipliziert. In der impliziten Schreibweise werden nicht die aktuellen Werte zur Bestimmung herangezogen, sondern die aus dem nachfolgenden Zeitschritt. Das heißt es werden Werte zur Berechnung herangezogen, die man eigentlich berechnen will.

Die Genauigkeit des Ergebnisses kann durch die Verwendung der Predictor-Corrector-Methode gesteigert werden. Dadurch wird zuerst die explizite Lösung berechnet (Predictor, Gleichung 45) und anschließend dieser Wert für die implizite Lösung (Corrector, Gleichung 46 und Gleichung 47) herangezogen (vgl. [42], S.117).

$$x_{p/i+1} = x_i + \Delta t \cdot \dot{x}_i = x_i + \Delta t \cdot f(x_i)$$
 Gleichung 45
$$x_{c/i+1} = x_i + \Delta t \cdot \dot{x}_{i+1} = x_i + \Delta t \cdot f(x_{i+1})$$
 Gleichung 46
$$x_{pc/i+1} = x_i + \Delta t \cdot \dot{x}_{p/i+1} = x_i + \Delta t \cdot f(x_{p/i+1}) = x_i + \Delta t \cdot f(x_i)$$
 Gleichung 47

Für eine noch genauere Lösung wird die Veränderung nicht nur über die Funktion f berechnet (Heun-Algorithmus), sondern über eine zusätzliche Unterteilung des Zeitschrittes mit mehreren Steigungstermen. Diese Terme entsprechen einer Thaylorreihenentwicklung.

Erweiterte Solvertypen ziehen in die Berechnung zusätzlich die Werte vor dem Momentanwert (Multistep-Algorithmen) bzw. zusätzlich implizite Gleichungen (Implizit-Multistep-Algorithmen auch als Stiff-Solver bezeichnet) mit ein.

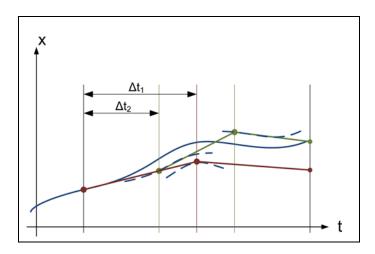


Abbildung 73: Darstellung der Lösung eines expliziten Euler-Algorithmus, analytische Lösung (blau), Lösung mit großer Schrittweite (rot), Lösung mit geringerer Schrittweite (grün), versetzte analytische Lösung zur Darstellung der Tangenten (blau strichliert)

Bereits die einfache Form des expliziten Euler-Algorithmus (Abbildung 73) zeigt, dass eine geringe Schrittweite Δt die Genauigkeit der Berechnung erhöht. Somit ist es theoretisch möglich, durch infinit kleine Δt die exakte Lösung zu bestimmen.

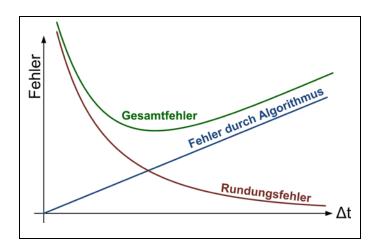


Abbildung 74: Fehler der computergestützten Berechnung (vgl. [42], S.142)

In der computergestützten Berechnung stellt eine geringe Schrittweite allerdings nicht nur einen erhöhten Aufwand in Form von mehr Rechenoperationen dar, sondern kann durch Rundungsfehler aufgrund der begrenzten Genauigkeit einer Zahl in einem digitalen System negativen Einfluss auf die Gesamtgenauigkeit nehmen. Bei sehr kleiner Wahl von Δt steigen die Fehler durch die nicht exakte Darstellung von kleinen Zahlen und vermindern die Gesamtgenauigkeit (Abbildung 74).

Eine Erweiterung der Solver stellt aus diesem Grund die Schrittweitenkontrolle dar. Dabei wird der Folgewert durch zwei unterschiedliche Algorithmen berechnet und aufgrund des Unterschiedes zwischen den Ergebnissen die Schrittweite angepasst (vgl. [49], S.41 f).

Für die Simulationen wurde der ODE-Solver "RungeKutta45" herangezogen. Dieser One-Step-Solver arbeitet nach der Predictor-Corrector-Technik mit Schrittweiten-kontrolle durch den Runge-Kutta-Algorithmus vierter und fünfter Ordnung (vgl. [42], S.130). Dieser Solver ist ebenfalls der Standardsolver in Matlab© und stellt eine ausgeglichene Lösung zwischen Berechnungszeit und Genauigkeit dar. Gegenrechnungen mit einem Stiff-Solver zeigten eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse und legen daher eine ausreichend genaue Berechnung nahe.

6.1 Orthogonaler Prozess

In einem ersten Schritt wurde ausschließlich der Schlag normal auf die Oberfläche betrachtet. Bei diesem Schlag ist davon auszugehen, dass keine radialen Kräfte auf den Hammerkopf und damit auf das Aktuatorsystem wirken bzw. im Verhältnis zu den axialen Kräften verschwindend gering sind. Beim realen Schlag sind diese Kräfte durch die Vorschubbewegung und geringste Asymmetrien in den Komponenten allerdings nicht Null.

Eine erste Vorstellung dieses Modells findet man bei [25]. Eine ähnliche Herangehensweise wurde auch später am Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen in [50] verfolgt.

In dieser Arbeit ist die Erweiterung des Modells ausgeführt, die zusätzlich zum Aktuatorsystem auch die Werkstückdynamik beinhaltet. Weiters wurde der Hammer in drei gekoppelte Massen aufgeteilt, um den Hammerkopf und die Antriebseinheit getrennt zu betrachten, sowie mit Steifigkeitsparametern innerhalb der Struktur experimentieren zu können.

In Abbildung 75 sind die einzelnen Systemkomponenten mit den zugehörigen Koordinatensystemen aufgezeichnet. Als Ausgangspunkt wird dabei die Werkstückoberfläche im nicht ausgelenkten Zustand herangezogen. Die Koordinaten der Hammerkörper beziehen sich ebenfalls relativ zur Werkstücknulloberfläche. Wenn sich der Hammer direkt und unbelastet an der Rückprallplatte befindet, sind alle Koordinatenwerte 0 mm. Bei steigenden z_H Werten wird der Abstand zwischen Hammerkopf und Werkstück geringer bis ein Kontakt bei Erreichen eines definierten Hubs h eintritt.

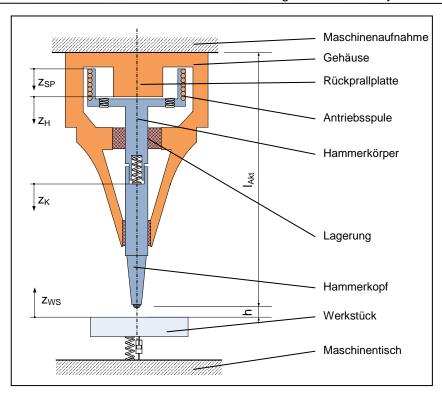


Abbildung 75: Systemkomponenten des orthogonalen Modells

Von diesen Komponenten wird jeder einzelne freigemacht und die Bewegungsgleichung nach den Newtonschen Gesetzen (Gleichung 48) aufgestellt.

$$m\ddot{x} = \sum F_x$$
 Gleichung 48

Die Übertragungsfunktion zu den anderen Komponenten wird über Feder-Dämpfer-Elemente gebildet nach der Form:

$$F_{Trans12} = c_{12}(s_1 - s_2) + d_{12}(\dot{s}_1 - \dot{s}_2)$$
 Gleichung 49

Wobei c_{12} die Federsteifigkeit und d_{12} die Dämpfung des Kontaktes angibt. Die Wegund Geschwindigkeitsvektoren s beziehen sich auf den jeweiligen Körper.

Für die Verbindungen zwischen den Festkörpern sind die Übertragungsfunktionen ständig aktiv, bei den Stößen zwischen zwei Körpern werden sie nur für die Dauer des Stoßes aktiviert. Zusätzliche Kräfte wie Reibung und Antriebskraft werden über gesonderte, zum Teil ebenfalls von der Bewegung abhängige Kräftegleichungen aufgebracht.

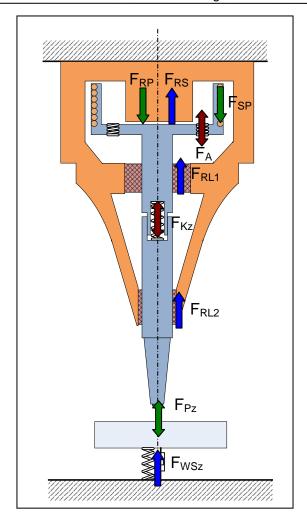


Abbildung 76: Kräftegleichgewicht des orthogonalen Modells

Das gesamte Kraftsystem ist in Abbildung 76 zu sehen. Abbildung 77 zeigt den Zusammenschluss der einzelnen Teilsysteme zu einem Gesamtmodell. Mit diesem ist es möglich, einen orthogonalen Schlag zu simulieren.

Bei Punkt 1 wird das Spannungssignal aus der Steuereinheit eingespeist, welches derzeitig eine Sinusschwingung darstellt. Es ist allerdings möglich, auch ein komplexeres Signal, welches von Prozessgrößen abhängig ist, zu generieren und damit neue Ansteuertypen zu testen.

Block 2 zeigt das System Werkstück, in dem eine Resonanzfrequenz des Werkstückes oder der Maschinenstruktur implementiert werden kann. 3, 4 und 5 stellen das mechanische System der oszillierenden Masse dar. Im Baustein der Tauchspule ist zusätzlich die elektrische Domäne enthalten.

In Block 6 erfolgt die Berechnung des Kontaktes des Hammerkörpers mit der Rückprallplatte. In 7 und 8 findet der Kontakt zwischen Hammerkopf und Werkstück statt, wobei der Block 8 den Abstand bestimmt und die daraus resultierenden Kräfte in 7 berechnet werden. Zusätzlich ist es über den Baustein 9 möglich, den Hub und damit die Bahnsteuerung der Werkzeugmaschine während der Simulationszeit anzupassen. Die Ausrichtung des Aktuatorsystems kann mit Hilfe der Erdanziehung in Block 10 definiert werden.

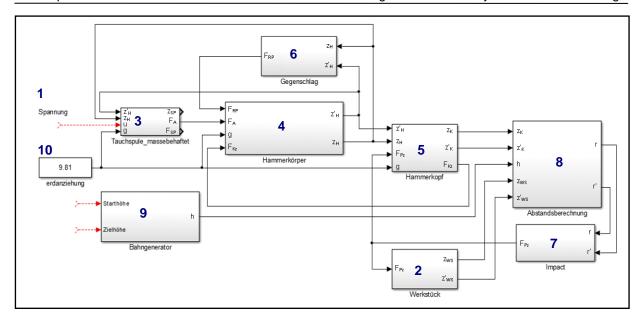


Abbildung 77: Simulinkmodell des Gesamtsystems 1D

Die einzelnen Blöcke sind über Leitungen, die eine Variable darstellen, miteinander verbunden. Innerhalb des Blockes sind die zugehörigen Berechnungen ebenfalls grafisch dargestellt. Wie zu sehen ergibt sich durch die Verwendung von Variablen aus nachfolgenden Blöcken in einem der vorangegangenen eine erhebliche Anzahl von Schleifen, die noch durch zusätzliche Rückführungen in den einzelnen Subsystemen erhöht wird. Daher hat diese Form der Darstellung keinen linearen Verlauf der Berechnung, sondern stellt das physikalische Gesamtgleichungssystem des elektromagnetischen Aktuators und seiner Umgebung dar, das durch den Solver zeitdiskret gelöst wird.

6.1.1 Modell des Werkstückes

Das Werkstück besitzt einen Freiheitsgrad in axialer Richtung und ist über ein Feder-Dämpfer-System mit dem Maschinentisch verbunden. Durch die geeignete Wahl von Werkstückmasse, Federsteifigkeit und Dämpfung ist es möglich, eine strukturelle Eigenschwingung der Maschine oder des Werkstückes in das Gesamtsystem zu implementieren. Das Werkstück verhält sich wie ein Einmassenschwinger. Sollte es notwendig sein, mehrere Eigenfrequenzen der Aktuatorumgebung abzubilden, kann an dieser Stelle auch ein Zwei- oder Mehrmassenschwinger implementiert werden.

Abbildung 78 zeigt das Kräftegleichgewicht am System Werkstück, aus dem sich nach den Newtonschen Gesetzen folgende Gleichungen ergeben:

$$m_{WS}\ddot{z}_{WS} = F_{WSCz} + F_{WSDz} - F_{Pz}$$
 Gleichung 50 mit
$$F_{WSCz} = c_{WSz} (0 - z_{WS})$$
 Gleichung 51
$$F_{WSDz} = -d_{WSz}\dot{z}_{WS}$$
 Gleichung 52

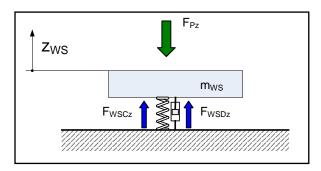


Abbildung 78: Eindimensionales System Werkstück

Dabei entspricht die Kraft F_{Pz} der momentanen Kontaktkraft, F_{WSCz} stellt die Federkraft des Systems dar mit der zugehörigen Dämpfungskraft F_{WSDz} . Die Parameter Federkonstante c_{WSz} und geschwindigkeitsabhängige Dämpfung d_{WSz} in Kombination mit der Werkstückmasse m_{WS} geben das dynamische Verhalten des Werkstückes vor.

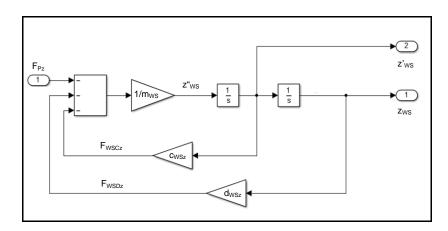


Abbildung 79: Eindimensionales Simulinkmodell des Systems Werkstück

Abbildung 79 zeigt das zugehörige Simulinkmodell. Die oval dargestellten Objekte am linken und rechten Rand sind Schnittstellen zum Rest des Modells. Die dreieckigen Objekte bedeuten eine Multiplikation (Gain) mit dem beinhalteten Wert und die Felder mit 1/s stellen Integrationsglieder dar.

6.1.2 Modell des Hammerkörpers

Der Hammerkörper besitzt einen Freiheitsgrad und ist über Feder-Dämpfer-Elemente mit dem Hammerkopf und der Antriebsspule über die Kräfte F_{Kz} und F_A verbunden. Zusätzlich wirken auf diesen Körper eine Rückstellkraft F_{RS} und die Kontaktkraft F_{RP} beim Rückschlag. Die Rückstellkraft ist zum einen durch die magnetische Wirkung eines ferromagnetischen Elementes im magnetischen Fluss gegeben ([29], S.2 [0010]). Den majoren Teil stellen allerdings die Kabel für die Tauchspule und deren Einbindung als zusätzliches Federelement dar. Darüber hinaus entsteht im Lager durch die Reibung eine weitere Kraftkomponente F_{RL1} . Die Reibung wurde durch einen geschwindigkeitsproportionalen Faktor nach dem Ansatz der Hydrodynamik gewählt, da eine Normalkraft für das Coulombsche Reibungsgesetz aufgrund des eindimensionalen Modells nicht zur Verfügung steht. Ein weiterer Kraftvektor entsteht durch die Schwerkraft.

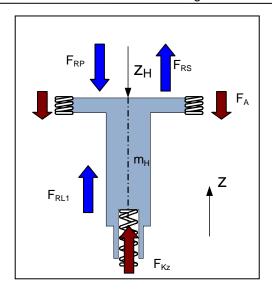


Abbildung 80: Eindimensionales System Hammerkörper

$$m_H \cdot \ddot{z}_H = m_H g + F_A - F_{Kz} + F_{RP} - F_{RS} - F_{RL1}$$
 Gleichung 53 mit
$$F_{RS} = f \left(z_H, \dot{z}_H \right)$$
 Gleichung 54
$$F_{RL1} = d_{L1} \dot{z}_H$$
 Gleichung 55

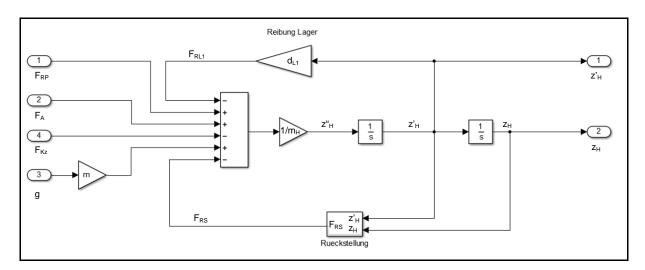


Abbildung 81: Eindimensionales Simulinkmodell des Systems Hammerkörper

6.1.3 Modell der Antriebsspule

Die Antriebsspule spaltet sich in zwei Domänen auf. Zum einen existiert die mechanische Domäne, die den Gesetzen der Newtonschen Kinematik gehorcht, zum anderen wird über den Strom in der Spule in der elektrischen Domäne eine Kraft induziert, die auf die mechanische Domäne wirkt.

In der mechanischen Domäne bewegt sich die Masse der Spule in dem Koordinatensystem z_{sp} und ist mit dem Hammerkörper durch ein Feder-Dämpfer-Element verbunden. Die Übertragungskraft zum Hammerkörper F_A ergibt sich aus der relativen Verschiebung zwischen Spule und Körper. Zusätzlich wirkt auch auf diesen Körper die Schwerkraft.

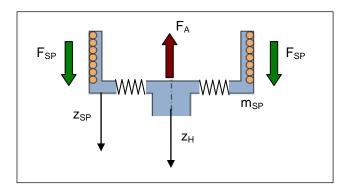


Abbildung 82: Mechanisches System der Antriebsspule

$$m_{SP}\ddot{z}_{SP} = F_{SP} - F_A + m_{SP}g$$

 $F_A = (z_{SP} - z_H)c_{SPH} + (\dot{z}_{SP} - \dot{z}_H)d_{SPH}$

Gleichung 56

Gleichung 57

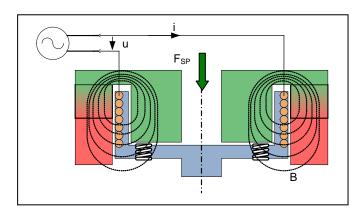


Abbildung 83: Elektrisches System der Antriebsspule

Über die Lorenzkraft ergibt sich die Spulenkraft im Fall einer Tauchspule ([43], S.96) zu

$$F_{SP} = N \cdot B \cdot i \cdot l$$
 Gleichung 58

wobei N die Anzahl der Windungen der Spule, B die magnetische Feldstärke, I die mittlere Länge einer Windung und I die Stromstärke ist. Man kann davon ausgehen, dass sich diese Werte aufgrund der nicht veränderlichen Geometrie und des Einsatzes eines Permanentmagneten im gesamten Bewegungsbereich des Aktuators nicht verändern. Dadurch ist es möglich, die Spule durch ein Ersatzschaltbild mit Induktivität L und Widerstand R zu ersetzen und die mechanischen Kräfte über die Generatorkonstante auszudrücken I

$$F_{SP} = k_g i = k_g \frac{u - k_g \dot{z}_{SP}}{R + Ls}.$$
 Gleichung 59

In Abbildung 84 ist das Modell der Antriebsspule sowohl in der mechanischen als auch in der elektrischen Domäne aufgezeichnet.

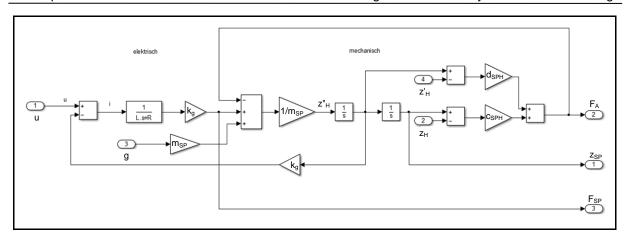


Abbildung 84: Simulinkmodell des Systems Antriebsspule

6.1.4 Modell des Hammerkopfes

Auch der Hammerkopf hat einen Freiheitsgrad. Eine Kopplung ist nur mit dem Hammerkörper gegeben. Werkstückseitig erfolgt eine Begrenzung über die Kontaktkraft. Weitere Kräfte die an diesen Körper angreifen sind die Reibungskraft des unteren Lagers und die Schwerkraft. Auch in diesem Fall wurde bei der Reibung auf das hydrodynamische Modell zurückgegriffen.

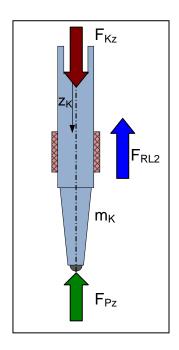


Abbildung 85: Eindimensionales System des Hammerkopfs

$$m_{K}\ddot{z}_{K} = m_{K}g + F_{Kz} - F_{RL2} - F_{Pz}$$
 Gleichung 60
$$F_{KZ} = (z_{K} - z_{H})c_{HK} + (\dot{z}_{K} - \dot{z}_{H})d_{HK}$$
 Gleichung 61
$$F_{RL2} = d_{L2}\dot{z}_{K}$$
 Gleichung 62

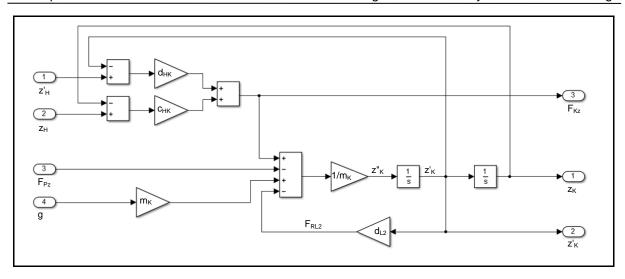


Abbildung 86: Eindimensionales Simulinkmodell des Systems Hammerkopf

6.1.5 Modell Rückstoß

Die Berechnung des Rückstoßes innerhalb des Aktuators erfolgt über ein einfaches Feder-Dämpfer-Modell kombiniert mit einer Begrenzung, die eingreift, wenn der Kraftvektor von der Rückprallplatte wegweist oder ein Abstand zwischen Hammerkörper und Rückprallplatte existiert. In diesen Fällen wird die Kraft auf F = 0 N gesetzt. Die Berechnung der Dämpfungskonstante erfolgt über die Stoßzahl wie in Kapitel 4.3.2 ausgeführt. Die Federkonstante ist der Steifigkeit des Aktuatorsystems und des Hammerkörpers angepasst.

$$F_{RP} = -z_H \cdot c_{RP} - \dot{z}_H \cdot d_{RP} \qquad \text{für } z_H < 0$$

$$F_{RP} = 0 \qquad \qquad \text{für } z_H \ge 0$$
 Gleichung 63

Die Variable z_H ist die Wegkoordinate des Hammerkörpers. Wenn diese Koordinate $z_H = 0$ wird findet ein Kontakt mit der Rückprallplatte statt bzw. bei einem negativen Wert passiert eine Stauchung und somit eine entsprechende Reaktionskraft. Da die Kraft bei einer Kontraktion positiv definiert ist, entspricht der Federweg dem negativen z_H Wert.

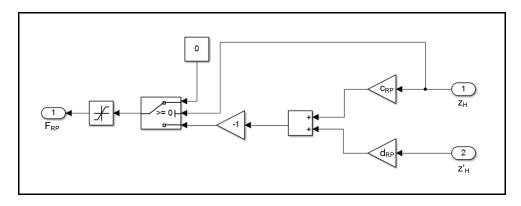


Abbildung 87: Simulinkmodell des Rückstoßverhaltens

6.1.6 Modell Hammerschlag

Da das primäre Ziel dieses Modells nicht die Simulation des Hammerschlags ist, wurde auch hier auf die vereinfachte Form des Feder-Dämpfer-Modells zurückgegriffen. Die Ausführung erfolgt auf die gleiche Weise wie der Stoß auf der Rückprallplatte.

$$F_{p_z}=r\cdot c_p+\dot{r}\cdot d_p \qquad \qquad \text{für } r<0$$

$$F_{p_z}=0 \qquad \qquad \text{für } r\geq 0$$

$$\text{mit} \qquad \qquad \\ r=h-z_K-z_{WS} \qquad \qquad \\ \dot{r}=-\dot{z}_K-\dot{z}_{WS}$$

Dabei bestimmt die Variable r den Abstand der Hammerkopfspitze zur Werkstückoberfläche. Wenn dieser Wert negativ wird, findet ein Kontakt statt.

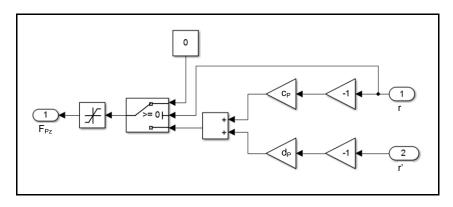


Abbildung 88: Simulinkmodell des Hammerschlags

Durch den Blockaufbau des Modells ist es möglich, diesen Block in weiterer Folge durch komplexere Kontaktberechnungen zu ersetzen. Auch wenn in diesem Fall die Kontaktkräfte genauer bestimmt werden können, hat dies nur geringen Einfluss auf die Systemdynamik des Gesamtsystems. Einher geht damit zusätzlich eine längere Berechnungszeit.

6.2 Nicht orthogonaler Prozess

Für eine Simulation eines nicht orthogonalen Hammerschlags wurde das System um translatorische und rotatorische Freiheitsgrade für eine ebene Bewegung erweitert. Dieses Modell hat entsprechend mehr Parameter und ein komplexeres Differentialgleichungssystem. Aus diesem Grund werden entsprechend mehr Rechenoperationen für das Lösen benötigt und die Simulationszeit steigt erheblich an. Weiters ist das Modell durch die zusätzliche Dimension von wesentlich mehr Parametern abhängig, die entsprechend eruiert werden müssen und die Ergebnisse stark beeinflussen.

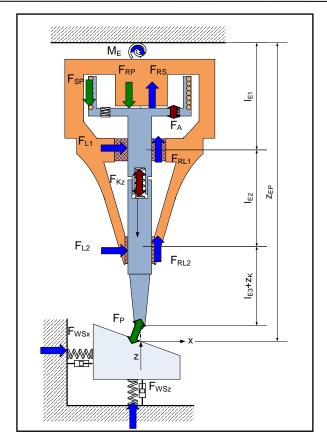


Abbildung 89: Kräftegleichgewicht des nicht orthogonalen Prozesses

In Abbildung 89 ist das gesamte Kraftsystem des nicht orthogonalen Schlags zu sehen. Abbildung 90 zeigt die Implementation in Simulink. Die Blöcke mit den Nummern 1-10 haben die gleiche Funktion wie im orthogonalen Modell. Zusätzlich erfolgt in Block 11 die Berechnung der Drehung des Aktuators um die Einspannstelle und in Block 12 die radiale Auslenkung des Hammerkopfs gegenüber der Schlagachse. In Block 13 wird eine Umrechnung von Kräften in unterschiedlichen Koordinatensystemen durchgeführt.

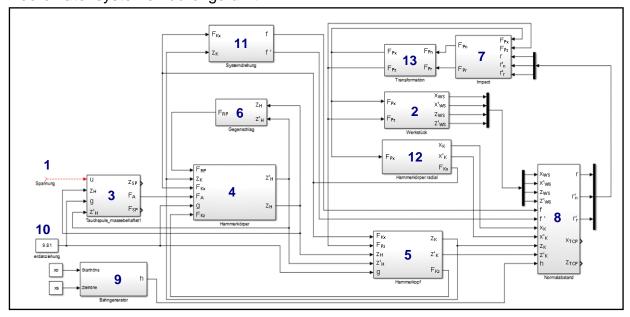


Abbildung 90: Simulinkmodell des nicht orthogonalen Prozesses

6.2.1 Modell des Werkstückes

Das Modell ist in ähnlicher Weise wie beim orthogonalen Schlag aufgebaut. Der Unterschied liegt in einem zweiten Freiheitsgrad in X-Richtung. Daher sind in diesem System auch zwei unterschiedliche Resonanzfrequenzen in den Raumrichtungen möglich.

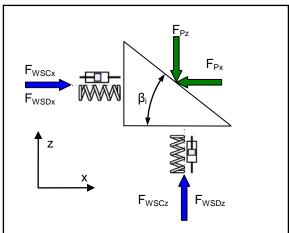


Abbildung 91: System des Werkstückes mit zwei Freiheitsgraden

$$m_{WS} \ddot{z}_{WS} = F_{WSCz} + F_{WSDz} - F_{Pz}$$
 Gleichung 65 mit
$$F_{WSCz} = c_{WSZ} (0 - z_{WS})$$
 Gleichung 66
$$F_{WSDz} = -d_{WSZ} \dot{z}_{WS}$$
 Gleichung 67 und
$$m_{WS} \ddot{x}_{WS} = F_{WSCx} + F_{WSDx} - F_{Px}$$
 Gleichung 68 mit
$$F_{WSCx} = c_{WSX} (0 - x_{WS})$$
 Gleichung 69
$$F_{WSDx} = -d_{WSX} \dot{x}_{WS}$$
 Gleichung 70

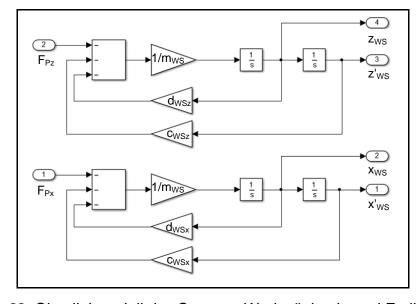


Abbildung 92: Simulinkmodell des Systems Werkstück mit zwei Freiheitsgraden

6.2.2 Modell der oszillierenden Masse in Achsrichtung

Die Modelle der oszillierenden Masse in Achsrichtung gleichen den Modellen beim orthogonalen Schlag. Diese Masse umfasst den Hammerkörper, die Antriebsspule und den Hammerkopf.

Einziger Unterschied liegt in der Berechnung der Reibkraft, da für diese nun eine Normalkraft und somit die Coulombschen Reibungsgesetze statt des rein geschwindigkeitsabhängigen hydrodynamischen Modells herangezogen werden können. Die Berechnung der Normalkraft erfolgt im statischen unverformten System anhand der radialen Kraft auf den Hammerkopf.

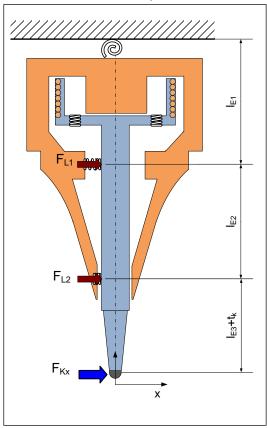


Abbildung 93: Berechnung der Lagerkräfte

$$F_{L1} = \frac{F_{Kx}(l_{E3} + z_k)}{l_{E1}}$$
 Gleichung 71
$$F_{L2} = -\frac{F_{Kx}(l_{E3} + z_k + l_{E2})}{l_{E2}}$$
 Gleichung 72

Die Berechnung der Reibkraft erfolgt mit einer Fallunterscheidung zwischen Haft und Gleitreibung. Im Fall einer Geschwindigkeit von v=0 wird die Reibkraft über das Kräftegleichgewicht bestimmt und auf den maximal möglichen Wert beschränkt. Im Fall der Gleitreibung wirkt die Kraft in Abhängigkeit von Normalkraft und Reibungskoeffizient entgegen der Bewegung.

$$\begin{split} F_{RL1} &= mg + F_A + F_{RP} - F_{Kz} - F_{RS} \text{ mit } \left| F_{RL1} \right| \leq \left| F_{L1} \mu_{Haft} \right| & \text{für } \quad \dot{z}_H \approx 0 \\ F_{RL1} &= \left| F_{L1} \mu_{Gleit} \right| sign(\dot{z}_H) & \text{für } \quad \dot{z}_H \neq 0 \\ F_{RL2} &= m_K g + F_{Kz} - F_{Pz} \text{ mit } \left| F_{RL2} \right| \leq \left| F_{L2} \mu_{Haft} \right| & \text{für } \quad \dot{z}_K \approx 0 \\ F_{RL2} &= \left| F_{L2} \mu_{Gleit} \right| sign(\dot{z}_K) & \text{für } \quad \dot{z}_K \neq 0 \end{split} \qquad \text{Gleichung 76}$$

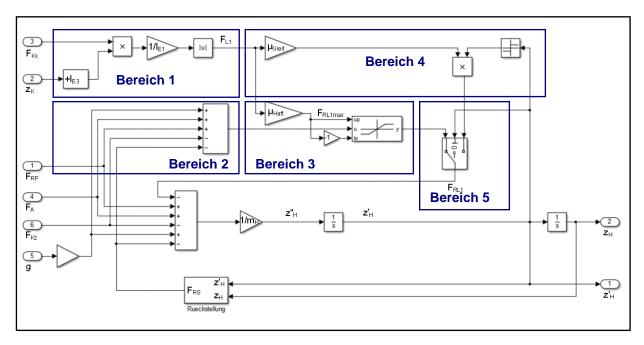


Abbildung 94: Simulinkmodell des Hammerkörpers in axialer Richtung

Abbildung 94 zeigt die Einbindung der Reibkraft in Simulink. Dabei wird im Bereich 1 die momentan wirkende Lagerkraft berechnet. Im Bereich 2 wird die notwendige Kraft bestimmt, um ein Gleichgewicht aller angreifenden Kräfte herzustellen und im Feld 3 auf die maximale Haftreibkraft beschränkt. Bereich 4 berechnet die Gleitreibungskraft. Wie zu sehen, werden zu jedem Zeitschritt sowohl die Haftreibung als auch die Gleitreibung bestimmt. Erst in der Schaltfunktion (Switch) in Bereich 5 wird anhand der Geschwindigkeit entschieden, welche dieser beiden Kräfte in die Bewegungsgleichung geroutet und damit wirksam gesetzt wird. Die Einbindung der Reibkraft in den Hammerkopf erfolgt mit einem äguivalenten Aufbau.

6.2.3 Modell der Rotation des Aktuatorsystems

Beim schiefen Stoß wird zusätzlich zu der linearen Bewegung des Hammers innerhalb des Aktuators die Drehung des Aktuators betrachtet. In den meisten Fällen ist das Hämmersystem an einem Zapfen befestigt, der in einer Spannzange aufgenommen wird. Dieser Systemübergang ist im Vergleich zum Gehäuse sehr biegeweich. Daher wird davon ausgegangen, dass das System um diesen Punkt eine rotatorische Verlagerung ausführt.

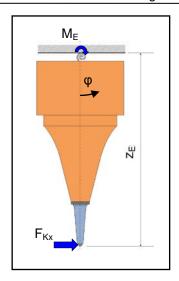


Abbildung 95: Modell der rotativen Verlagerung des Gesamtsystems

$$J\ddot{\varphi}=F_{P_X}z_E-M_E$$
 Gleichung 77
$$z_E=l_{E1}+l_{E2}+l_{E3}+z_K$$

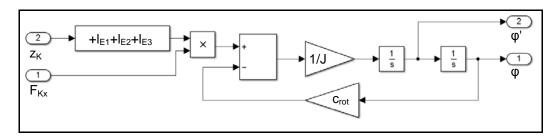


Abbildung 96: Simulinkmodell der rotativen Verlagerung des Gesamtsystems

Da der Hub des Aktuatorsystems das Massenträgheitsmoment des Gesamtsystems nur unwesentlich ändert, wird dieser Parameter nicht von der Lage des Hammerkörpers abhängig gemacht. Im Weiteren wird das Gesamtsystem als starr angesehen und die Kippung der oszillierenden Masse gegenüber dem Gehäuse in die Momentenberechnung nicht mit einbezogen.

6.2.4 Modell der radialen Bewegung

Zusätzlich zu der Aktuatordrehung wird die Durchbiegung der oszillierenden Masse beachtet. Um viele Elemente des orthogonalen Modells nutzen zu können, wurde in radialer Richtung ein von der axialen Bewegung entkoppeltes Modell aufgestellt. Dazu wurde der gesamte Hammerkörper als Punktmasse auf die Hammerspitze reduziert und dort als Feder-Dämpfer-Element modelliert. Als Federsteifigkeit des Modells wurde die Steifigkeit des Stößels aus Simulation und Messungen herangezogen. Die Masse wurde so gewählt, dass die Eigenfrequenz des Modells der ersten simulierten Resonanzfrequenz der oszillierenden Masse entspricht.

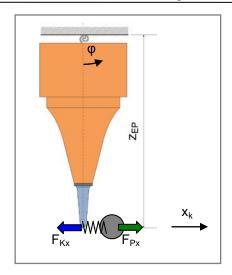


Abbildung 97: Radiales Modell zur Dynamik des Hammerkörpers

Daraus ergibt sich die Bewegungsgleichung in X-Richtung:

$$m_{Kx}\ddot{x}_K = F_{Px} - F_{Kx}$$
 Gleichung 78 $F_{Kx} = x_K c_{Kx}$ Gleichung 79

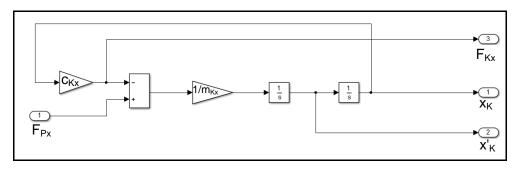


Abbildung 98: Simulinkmodell zur Abbildung der radialen Dynamik des Hammerkörpers

6.2.5 Modell Hammerschlag

Für die Kontaktbedingung wird der momentane Mittelpunkt des Hammerkopfes (TCP) mit der Werkstückposition verrechnet. Dabei wird der Normalabstand vom TCP zu einer Geraden unter dem Winkel der Anstellung durch die Werkstückposition bestimmt (siehe Abbildung 99).

Um die Simulationszeit zu reduzieren und die Stabilität zu steigern, erfolgt die Berechnung von x_{TCP} und z_{TCP} ohne der Drehung des Koordinatensystems. Im Fall der X-Verschiebung wird die Drehung des Aktuators mit einbezogen, in Z-Richtung wird darauf aufgrund der geringen Größe verzichtet. In Abbildung 93 sind die einzelnen Längenangaben zu sehen.

$$x_{TCP} = x_K + (l_{E1} + l_{E2} + l_{E3} + z_K)\sin(\varphi)$$
 Gleichung 80
 $z_{TCP} = z_{EP} - (l_{E1} + l_{E2} + l_{E3} + z_K)$ Gleichung 81

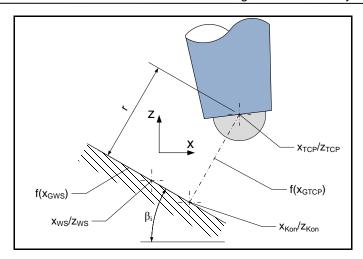


Abbildung 99: Geometrischer Zusammenhang zwischen Hammerkopf und Werkstück

Die Werkstückoberfläche ist mit

$$z_{GWS} = -\tan(\alpha)x_{GWS} + (z_{WS} + \tan(\alpha)x_{WS})$$

definiert, eine darauf normale Gerade durch den TCP wird durch

$$z_{GTCP} = \tan(90 - \alpha)x_{GTCP} + (z_{TCP} - \tan(90 - \alpha)x_{TCP})$$

beschrieben.

Durch den Schnittpunkt dieser Geraden und dem TCP ergibt sich der Normalabstand zu:

$$\begin{split} x_{GWS} &= x_{GTCP} = x_{Kont} \\ z_{GWS} &= z_{GTCP} = z_{Kont} \\ -\tan(\alpha) x_{Kont} + \left(z_{WS} + \tan(\alpha) x_{WS}\right) = \tan(90 - \alpha) x_{Kont} + \left(z_{TCP} - \tan(90 - \alpha) x_{TCP}\right) \\ x_{Kon} &= \frac{\left(z_{WS} + \tan(\alpha) x_{WS}\right) - \left(z_{TCP} - \tan(90 - \alpha) x_{TCP}\right)}{\tan(90 - \alpha) + \tan(\alpha)} \\ z_{Kon} &= -\tan(\alpha) x_{K} + \left(z_{WS} + \tan(\alpha) x_{WS}\right) \\ r &= \sqrt{\left(x_{TCP} - x_{Kon}\right)^{2} + \left(z_{TCP} - z_{Kon}\right)^{2}} \end{split}$$
 Gleichung 82

Zusätzlich wird die Geschwindigkeit des Hammerkopfs normal auf und parallel zur Werkstückoberfläche bestimmt (siehe Abbildung 100, Abbildung 89 und Abbildung 97) mit:

$$\begin{aligned} \dot{r}_x &= \dot{x}_K + \dot{\phi} \big(l_{E1} + l_{E2} + l_{E3} + z_K \big) - \dot{x}_{WS} \end{aligned} \qquad \qquad \text{Gleichung 83} \\ \dot{r}_z &= \dot{z}_K - \dot{z}_{WS} \qquad \qquad \text{Gleichung 84} \\ \dot{r}_n &= \dot{r}_x \sin(\beta_i) + \dot{r}_z \cos(\beta_i) \qquad \qquad \text{Gleichung 85} \\ \dot{r}_p &= \dot{r}_x \cos(\beta_i) - \dot{r}_z \sin(\beta_i) \qquad \qquad \text{Gleichung 86} \end{aligned}$$

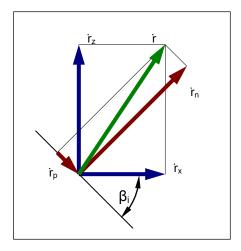


Abbildung 100: Relative Geschwindigkeitsvektoren des Hammerkopfs bezogen auf die Werkstückoberfläche

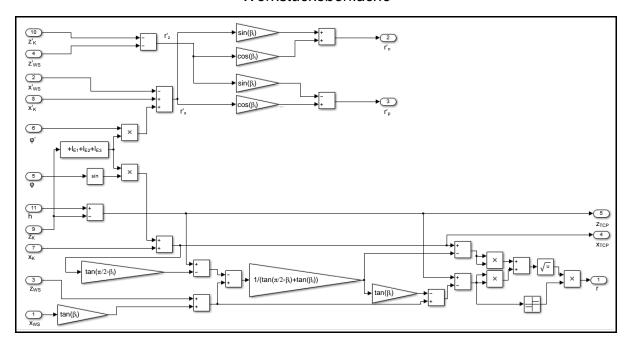


Abbildung 101: Simulinkmodell der Kontaktgeometrie des nicht orthogonalen Schlages

Für die Berechnung der Schlagkraft werden die Anteile normal auf und parallel zur Oberfläche getrennt betrachtet. Der Normalanteil wird wieder mit einem Feder-Dämpfer-System modelliert.

$$F_{Pn} = (r_K - r)c_P - \dot{r}_n d_P \qquad \qquad \text{für } (r_K - r) > 0$$
 Gleichung 87
$$F_{Pn} = 0 \qquad \qquad \text{für } (r_K - r) < 0$$

Für den Anteil parallel zur Oberfläche wird ein Reibmodell nach der Coulombschen Reibung verwendet, das genauso wie bei der Lagerreibung in Haft- und Gleitreibung unterscheidet.

$$F_{Pr} = F_{Pz} \sin(\beta_i) - F_{Px} \cos(\beta_i) \text{ mit } |F_{Pr}| \le |F_{Pn}\mu_{Haff}| \qquad \text{ für } \dot{r}_p \approx 0 \qquad \text{ Gleichung 88}$$

$$F_{Pr} = -|F_{Pn}\mu_{Gleit}| sign(\dot{r}_p) \qquad \text{ für } \dot{r}_p \neq 0 \qquad \text{ Gleichung 89}$$

Zusätzlich wurde bei der Reibkraft das Haften durch die Verformung beim Eindringen abgebildet, indem ein wesentlich höherer Haftreibungskoeffizient angesetzt wurde und die Haftreibungsbedingung nicht nur bei Stillstand, sondern auch bei geringen Geschwindigkeiten gültig ist.

Aus diesen Kontaktkräften lassen sich im Weiteren die entsprechenden Anteile in Xund Z-Richtung durch Vektorzerlegung (siehe Abbildung 102) bestimmen.

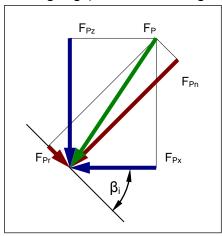


Abbildung 102: Kräftevektoren des Kontaktes von Hammerkopf und Werkstück

$$F_{Pr} = F_{Pz} \sin(\beta_i) - F_{Px} \cos(\beta_i)$$
 Gleichung 90

$$F_{Pn} = F_{Pz} \cos(\beta_i) + F_{Px} \sin(\beta_i)$$
 Gleichung 91
bzw. der Umkehrung

$$F_{Px} = F_{Pn} \sin(\beta_i) - F_{Pr} \cos(\beta_i)$$
 Gleichung 92

$$F_{Pz} = F_{Pn} \cos(\beta_i) + F_{Pr} \sin(\beta_i)$$
 Gleichung 93

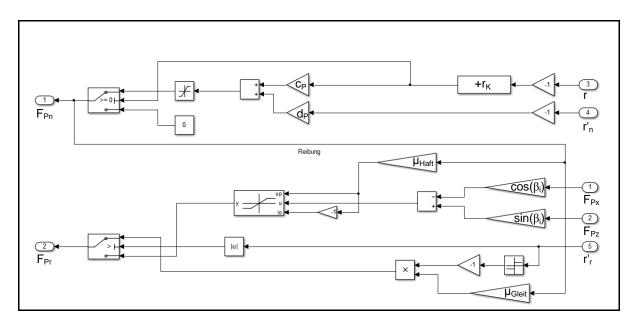


Abbildung 103: Simulinkmodell der Kontaktkräfte beim nicht orthogonalen Schlag

7 Modellverifikation

Für die Verifikation wurden Simulationen mit unterschiedlichen Bearbeitungsparametern durchgeführt und mit den Daten der messtechnischen Untersuchung verglichen. Für die Systemparameter des Aktuators wurden ebenfalls die Werte aus den messtechnischen Untersuchungen und der Simulation verwendet. Allerdings wurden für die Parameterbestimmung und die Verifikation unterschiedliche Messungen herangezogen, um ein sich selbst bestätigendes System zu vermeiden. Die Spulenkennwerte wurden z.B. durch die statischen Messungen an der Spule bestimmt (siehe Kapitel 5.1.3) und die einzelnen Steifigkeiten aus den FEM-Simulationen entnommen (siehe Kapitel 5.3). Die Spulenspannung und der Strom wurden durch die dynamische Messung aus Kapitel 5.2.1 vorgegeben. Für die Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse wurden hingegen die Messungen der Kraft (Kapitel 5.2.4) und der Bewegung (Kapitel 5.2.3) herangezogen.

7.1 Orthogonaler Prozess

Das Modell des orthogonalen Prozesses wurde mit Parametern für die Bearbeitung von Stahl im nicht gehärteten Zustand getestet. Die Federsteifigkeit beim Stoß wurde mit Messdaten ([1], S.47) so abgestimmt, dass die Eindrucktiefe übereinstimmt. Die primären Modelleinstellungen sind in Tabelle 11 angeführt. Diese entsprechen einer üblichen Bearbeitung die sowohl Druckeigenspannungen einbringen, als auch eine Glättung bewirken. Wobei ein geringer Hub einen erhöhten Glättungseffekt hat und ein hoher Hub einen größeren Energieeintrag bewirkt.

Parameter	Wert	Einheit
Stoßzahl	0,8	
Federsteifigkeit	120	N/µm
Spulen Signalform	Sinus	
Spulen Maximalspannung	40	V
Spulenfrequenz	200	Hz
Hammerkopfdurchmesser	8	mm

Tabelle 11: Parameter für orthogonalen Prozess

Abbildung 104 zeigt eine Gegenüberstellung der Simulations- und Messdaten. Wie gezeigt werden kann, stimmt die Schlagkraft weitgehend überein. Im Hubbereich zwischen 0,2 mm und 0,4 mm ist eine Abflachung der Schlagkraftkurve zu sehen. Diese ist auf einen Resonanzeffekt des Hammerkörpers mit der Schlagbewegung zurückzuführen.

Ein Vergleich der simulierten und messtechnisch erfassten Hubbewegung (Abbildung 105) lässt eine gute Übereinstimmung erkennen. Die stärkere Schwankung in den Graphen der Realbewegung ist auf die radiale Schwingung des Hammerkopfs

zurückzuführen. Es ist jedoch deutlich zu sehen, dass das Verhältnis von Beschleunigungs- zu Rückzugszeit in allen Fällen über 0,2 mm Hub übereinstimmt. Das Modell weist somit eine gute Übereinstimmung auf und kann als validiert angesehen werden. Testläufe mit den Parametern für Aluminium und gehärteten Stahl führten zu ähnlich deckungsgleichen Ergebnissen.

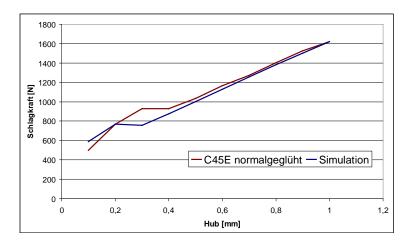


Abbildung 104: Vergleich der Schlagkraft beim orthogonalen Schlag zwischen Messung und Simulationsergebnissen für eine Bearbeitung von normalgeglühtem Stahl bei 200 Hz und maximaler Spulenleistung

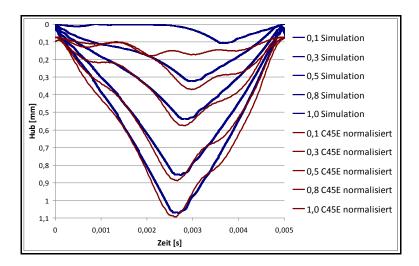


Abbildung 105: Vergleich der Hubbewegung beim orthogonalen Schlag zwischen Messung und Simulationsergebnissen für eine Bearbeitung von normalgeglühtem Stahl bei 200 Hz und maximaler Spulenleistung

Christoph Habersohn Modellverifikation

7.2 Nicht orthogonaler Prozess

Auch bei dieser Simulation wurden übliche Parameter (siehe Tabelle 12) für die Hämmeroperation angesetzt. Um einen Anstellwinkel von 45° zu ermöglichen, wurde ein Hub mit 0,5 mm gewählt. Ein höherer Wert würde bei einem großen Anstellwinkel zu einem instabilen Prozess führen. Die Stoßwerte wurden für gehärteten Stahl angesetzt, da die messtechnische Untersuchung bei diesem Material einen stabilen Prozess gezeigt hat. Variiert wurde in den Simulationsläufen ausschließlich der Anstellwinkel zwischen 0 und 45°.

Parameter	Wert	Einheit
Stoßzahl	0,9	
Federsteifigkeit	120	N/µm
Gleitreibungskoeffizient	0,08	
Haftreibungskoeffizient	0,80	
Spulen Signalform	Sinus	
Spulen Maximalspannung	40	V
Spulenfrequenz	200	Hz
Hammerkopfdurchmesser	8	mm
Hub	0,5	mm

Tabelle 12: Parameter für den nicht orthogonalen Prozess

Wie in Abbildung 106 zu sehen ist, stimmt der Verlauf der Schlagkraft tendenziell mit den gemessenen Werten überein.

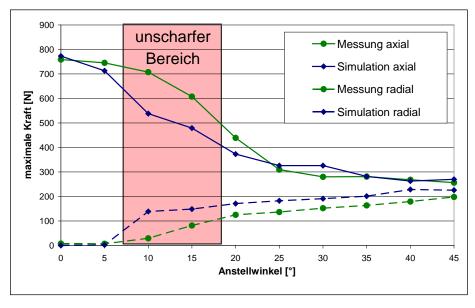


Abbildung 106: Vergleich der Schlagkraft beim nicht orthogonalen Schlag zwischen Messung und Simulationsergebnissen für eine Bearbeitung von gehärtetem Stahl bei 200 Hz, 0,5 mm Hub und maximaler Spulenleistung

Diese Ergebnisse zeigen, dass mit diesem Modell die Effekte beim nicht orthogonalen Prozess abgebildet und nachvollzogen werden können. Allerdings ist im Bereich des Kontaktmodells Potential vorhanden, um eine präzisere Prozessabbildung zu generieren.

Es liegt nahe, dass das derzeit eingesetzte Modell für den Werkstückkontakt nicht ausreichend präzise Reaktionskräfte generiert. Grund hierfür kann der komplexe Vorgang der Materialverformung während des Hämmerprozesses (siehe Topografie Abbildung 12) sein. Dadurch kann man nicht von einer glatten, ebenen Oberfläche ausgehen, die durch das Newtonsche Reibungsgesetz beschrieben wird.

Ein weiterer Punkt ist das Lagerspiel in den Hammerlagern, das im Modell nicht berücksichtigt wird. Ebenfalls ist nur die erste Eigenfrequenz des Hammerkörpers abgebildet. Der zweite Mod und die Frequenz des Aktuatorgehäuses wurden vernachlässigt und führen somit zu einem simulativen Fehler.

8 Simulative Prozess- und Systemuntersuchung

Mit den in den vorangegangenen Kapiteln definierten und verifizierten Modellen ist es wesentlich einfacher und kostengünstiger, Systemparameter des Aktuatorsystems und die Prozessumgebungen zu ändern und zu testen, da keine aufwendigen Umbauten am realen Hämmersystem gemacht, bzw. Testreihen mit unterschiedlichen Maschinensetups gefahren werden müssen.

Dadurch können bereits im Vorhinein Umbauten an Hard- und Software getestet werden. So ist es möglich das Antriebssystem zu verändern, sei es im Bereich der Ansteuerung wie weiter unten ausgeführt oder durch komplettes Ersetzen durch eine andere Technologie wie z.B. Pneumatik. Auch aufwendige Systemmodifikationen wie die Integration von Federelementen oder das Ersetzen der Rückprallplatte durch andere Formen der Bewegungsumkehr sind möglich. Ebenso bietet sich eine Variation der Hammermasse für eine Simulation an.

Weiters kann der Einfluss der Prozessumgebung geändert werden. So ist es möglich, durch geeignete Wahl des dynamischen Verhaltens des Werkstückes (Parameter m_{WS} , c_{WS} und d_{WS}) den Einfluss der Eigenfrequenzen des Werkstückes und der Maschine zu testen.

Da das Modell des orthogonalen Prozesses eine bessere Übereinstimmung mit den realen Messdaten aufweist und insgesamt stabiler bei Parameteränderungen ist, wurde für die folgenden Beispiele dieses Modell herangezogen.

8.1 Untersuchung der Steuerspannung des Aktuatorsystems

Wie bereits in Kapitel 4.3.3 ausgeführt, wirkt bei einer sinusförmigen Spannung in der Antriebseinheit die Kraft nicht immer in Bewegungsrichtung und vermindert dadurch die Leistung des Systems. Der asymmetrische Prozess legt nahe, dass ein von der Bewegungsrichtung und damit der Geschwindigkeit abhängiges Steuersignal eine effizientere Bearbeitung ermöglicht. Da der Einbau eines Geschwindigkeitsmesssystems in den Aktuator einen erheblichen konstruktiven Aufwand bedeutet und in der Simulation die Hammergeschwindigkeit direkt abgegriffen werden kann, bietet sich dieses Szenario als virtueller Versuch an.

Für den Vergleich wurde eine Bearbeitung von nicht vergütetem Stahl mit einer Schlagfrequenz von 200 Hz bei einem Amplitudenwert der Sinusspannung von 40 V herangezogen.

Als optimiertes Ansteuersignal wurde eine Gleichspannung von 28,3 V an der Spule angelegt. Diese Spannung wurde entsprechend der Bewegungsrichtung umgepolt. Der Wert von 28,3 V entspricht dem Effektivwert der Sinusschwingung des Vergleichsprozesses, wodurch bei beiden Prozessen die annähernd gleiche Antriebsleistung eingebracht wird. In nachfolgender Tabelle sind die wichtigsten Systemparameter der Simulation angeführt.

Parameter	Wert	Einheit
Stoßzahl WS-Hammerkopf	0,8	
Federsteifigkeit WS-Hammerkopf	120	N/µm
Stoßzahl Hammerkörper-Gehäuse	0,65	
Spulen Signalform	Sinus / Rechteck	
Spulen Maximalspannung	40 / 28,3	V
Spulenfrequenz	200 / optimal	Hz
Hammerkopfdurchmesser	8	mm
Hub	0,6 und 0,8	mm

Tabelle 13: Parameter für die Variation der Steuerspannung

In Abbildung 107 ist der Bereich im Modell dargestellt, in dem die Steuerspannung für die Spule generiert wird. Durch Ändern des "Manual Switch" kann zwischen der Generierung im blauen und roten Bereich umgeschaltet werden. Im roten Bereich wird unabhängig von anderen Modellparametern und -variablen eine sinusförmige Spannung mit einer Amplitude von 40 V generiert. Hingegen wird im blauen Bereich das Vorzeichen der aktuellen Geschwindigkeit des Hammerkörpers \dot{z}_H bestimmt und mit einem festen Spannungswert von 28,28V multipliziert. Dadurch wirkt die Kraft in der Spule immer in Richtung der Hammerkörperbewegung.

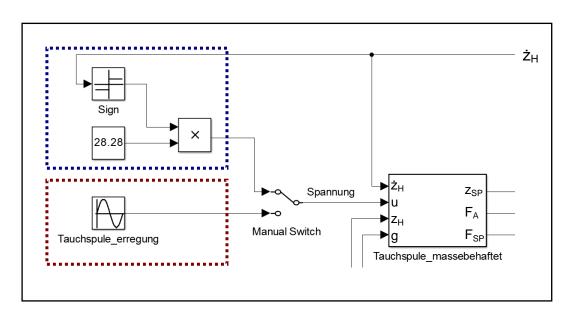


Abbildung 107: Ansteuerung der Tauchspule im Simulationsmodell

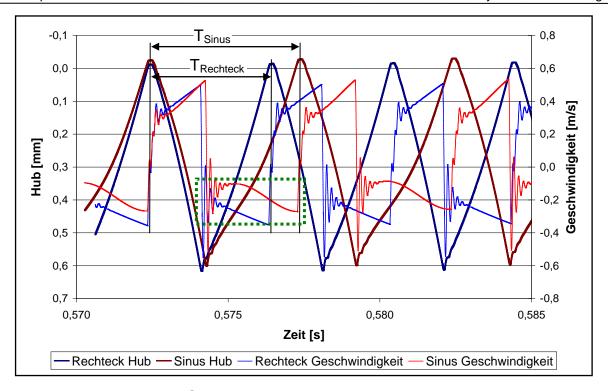


Abbildung 108: Gegenüberstellung der Hammerbewegungen und der Geschwindigkeiten bei einem Hub von 0,6 mm bei unterschiedlichen Ansteuersignalen

In Abbildung 108 sind der Hammerweg und die Hammergeschwindigkeit für einen Prozess mit dem Hub von 0,6 mm aufgezeichnet. Es ist deutlich zu sehen, dass bei einer sinusförmigen Spulenspannung die Geschwindigkeit vor allem beim Rückziehen (grün eingefasster Bereich) nicht linear ist und somit keine optimale Beschleunigung vorherrscht.

Durch das optimierte Ansteuersignal kann daher bei gleicher Antriebsleistung eine wesentlich kürzere Periodendauer $T_{Rechteck}$ gegenüber der festgelegten Periode T_{Sinus} erreicht werden. In diesem Setup würde z.B. eine optimale Ansteuerung eine Hämmerfrequenz von f=250 Hz ermöglichen, was eine Steigerung von 25% gegenüber der fest eingeprägten Sinusschwingung bedeutet.

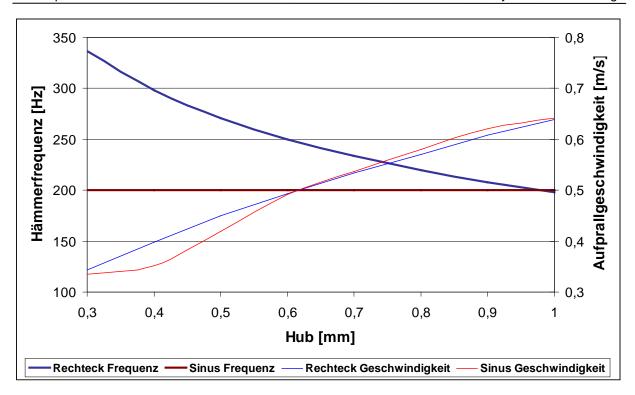


Abbildung 109: Hämmerfrequenz und Aufprallgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Hub bei optimaler Ansteuerung mit einem Rechtecksignal und Ansteuerung mit einer fest eingeprägten Sinusschwingung

Wie in Abbildung 109 zu sehen, nähert sich die optimale Frequenz bei zunehmendem Hub der vorgegebenen Ansteuerfrequenz des Sinus an. Somit ist es möglich, auch mit einer fest vorgegebenen Frequenz im optimalen Bereich zu bearbeiten, allerdings findet dieser Prozess dann am Rande seiner Stabilität statt. Das bedeutet, dass bereits bei kleinen Unregelmäßigkeiten die Antriebsenergie nicht mehr ausreicht, um den Hämmerprozess aufrecht zu erhalten. Sobald es zu diesem Prozessabriss gekommen ist, kann die Schlagbewegung nicht mehr aufgenommen werden ohne den Abstand zum Werkstück zu verringern oder die Ansteuerenergie zu steigern. Aus diesem Grund ist eine Prozesssicherheit nicht mehr gegeben.

Insgesamt können durch eine optimale Ansteuerung bei gleicher eingebrachter Leistung mehr Hammerschläge mit gleicher Auftreffenergie ausgeführt werden, womit eine entsprechende Produktivitätssteigerung einhergeht. Dieser Effekt verstärkt sich je geringer der Hub gegenüber dem optimalen Hub der vorgegebenen Schlagfrequenz ist (vergl. Kapitel 4.2.2).

Ein weiterer Vorteil einer In-Prozess-Regelung der Steuerspannung liegt in einem robusteren Prozess. Dadurch werden Unregelmäßigkeiten durch Inhomogenitäten im Material oder unterschiedlichen Hub ausgeglichen. Zu Unterschieden im Hub kann es durch Ungenauigkeiten in der Bahnführung des Hämmersystems kommen. Vor allem bei einer Bearbeitung mit einem Industrieroboter können dessen dynamische Eigenschaften nachteilig auf die Bahnführung sein.

8.2 Untersuchung des Einflusses der Werkstückeigenschwingung

Bei dieser Versuchsreihe wird der Einfluss der Werkstückschwingung näher betrachtet. Dazu wurden im Modell des Werkstückes die Parameter für Gewicht, Dämpfung und Federsteifigkeit variiert.

Insbesonders der Bereich einer geringen Werkstückmasse und eine Resonanzfrequenz im Bereich der Hämmerfrequenz bilden den Kern dieser Simulationen. In diesem Wertebereich ist mit einem verstärkten Einfluss auf den Prozess zu rechnen.

Für die Ermittlung der Werkstückparameter wurde ein Lehrsches Dämpfungsmaß von D=0.01 angenommen. Dieser Wert gilt im Allgemeinen für Stahlkonstruktionen. Daraus leiten sich über

$$c_{WS_z} = m_{WS} (2\pi \cdot f_{WS})^2$$
 Gleichung 94
$$d_{WS_z} = 2D\sqrt{c_{WS_z}m_{WS}}$$
 Gleichung 95

die Parameter für das Werkstückmodell ab.

Tabelle 14: Parameter für die Variation der Werkstückeigenfrequenz

Parameter	Wert	Einheit
Stoßzahl WS-Hammerkopf	0,8	
Federsteifigkeit WS-Hammerkopf	120	N/µm
Stoßzahl Hammerkörper-Gehäuse	0,65	
Spulen Signalform	Sinus	
Spulen Maximalspannung	40	V
Spulenfrequenz	200	Hz
Hammerkopfdurchmesser	8	mm
Hub	0,6	mm
Werkstückmasse m _{WS}	10-1000	kg
Resonanzfrequenz f _{WS}	10-1000	Hz

Wie in Abbildung 110 zu sehen, treten bei einer Prozessfrequenz im Bereich der Eigenfrequenz des Werkstückes Resonanzeffekte auf und es kommt zu einer verstärkten Amplitude der Schwingung. Bei geringem Werkstückgewicht tritt dieser Effekt ebenfalls auf, wenn die Resonanzfrequenz ein Vielfaches der Hämmerfrequenz ist. In diesem Fall erfolgt die Anregung nicht bei jeder Periode erneut, sondern erst nach einem Mehrfachen der Schwingung.

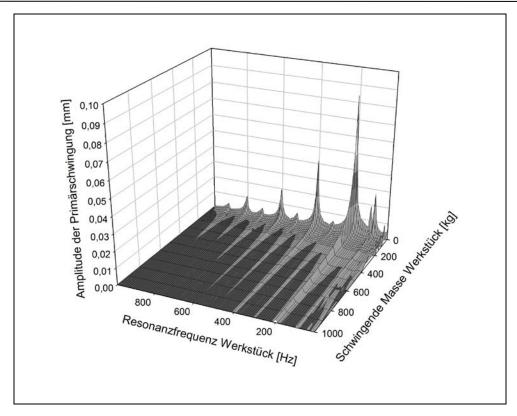


Abbildung 110: Maximale Amplitude der Werkstückschwingung bei einer Hämmerfrequenz von 200 Hz

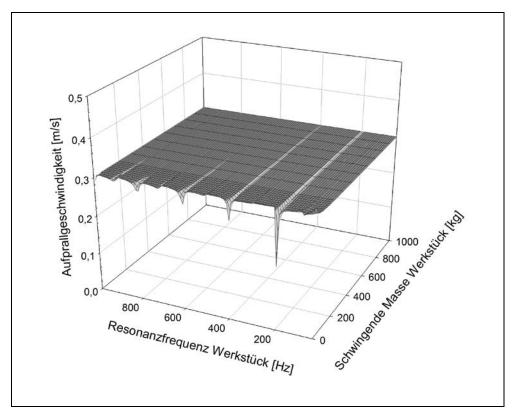


Abbildung 111: Aufprallgeschwindigkeit des Hammerkopfs bei einer Hämmerfrequenz von 200 Hz

Einhergehend mit der Werkstückschwingung verändert sich die Aufprallgeschwindigkeit des Hammerkopfs auf das Werkstück. Die Aufprallgeschwindigkeit ist dabei die Relativgeschwindigkeit zwischen Hammerkopf und Werkstück.

Da die absolute Hammerbewegung unabhängig von den Werkstückparametern annähernd gleich ist, stellt die Werkstückschwingung den primären Einflussfaktor auf die Aufprallgeschwindigkeit dar. Wenn sich im Augenblick des Stoßes das Werkstück vom Hammeraktuator weg bewegt, ist die Geschwindigkeit entsprechend geringer.

Wie in Abbildung 111 zu sehen, findet dieser Effekt vor allem in Bereichen, in denen die Werkstückresonanz mit der Hämmerfrequenz übereinstimmt, statt. Bei absoluter Konvergenz und geringem Werkstückgewicht kann dabei die Aufprallgeschwindigkeit gravierend einbrechen.

Schlussfolgernd kann man davon ausgehen, dass eine Bearbeitung primär nicht im Bereich der Resonanzfrequenzen der Bearbeitungsumgebung stattfinden sollte. Wenn möglich ist auch ein Vielfaches dieser Umgebungsparameter zu vermeiden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wird die Technologie des maschinellen Oberflächenhämmerns mit Fokus auf den Aktuator betrachtet. Dazu wurde der zugrunde liegende dynamische Prozess analysiert, formell definiert und auf Basis der Energieerhaltung betrachtet. Aufgrund dieser Betrachtung war es möglich, ein Formelwerk zu erstellen, mit dem die optimale Schlagbewegung bestimmt werden kann. Außerdem konnte dadurch der Einfluss der einzelnen Aktuatorkomponenten auf den Prozess aufgezeigt werden.

Da der reale Prozess nicht auf den idealisierten Annahmen des optimalen Schlages basiert bzw. die entsprechenden Kennwerte nicht bekannt waren, wurden umfassende messtechnische Untersuchungen an einem Hämmersystem der Firma AccuraPuls durchgeführt. Diese Messungen betrachteten das System sowohl im statischen als auch im dynamischen Bereich. Mit den statischen bzw. quasistatischen Untersuchungen wurden im weiteren Verlauf die Parameter für ein Modell bestimmt. Zusätzlich fanden FEM – Simulationen statt, um weitere Modellparameter zu eruieren, die messtechnisch nicht oder nur schwer erfassbar waren.

Im zweiten Teil der Arbeit wurde ein Modell für den orthogonalen und ein Modell für den nicht orthogonalen Prozess des untersuchten Hämmersystems erstellt, beschrieben und mit den dynamischen Messdaten verifiziert. Diese Vergleiche zeigen vor allem beim eindimensionalen Modell eine sehr gute Übereinstimmung. Das mehrdimensionale Modell weist hingegen signifikante Abhängigkeiten von den Stoßparametern am Werkstück auf. Aus diesem Grund ist vor allem in diesem Bereich noch Potential für eine Modelloptimierung gegeben.

Kapitel 8 zeigt sehr gut, dass mit dem generierten Modell unter geringem Ressourcenaufwand effektive Tests gemacht werden können.

Im Weiteren wird durch den ersten Versuch (Kapitel 8.1) das Potential für einen effektiven Energieumsatz im System aufgezeigt. Auf die gleiche Weise können nicht steuerungstechnische Modifikationen getestet werden. mechanische Anpassungen, wie z.B. eine höhere Stoßzahl an der Rückprallplatte. Ein weiterer Vorteil des Modells ist das Testen einer speziellen Spannsituation in der Maschine (siehe Kapitel 8.2) bzw. an einem anderen Bearbeitungssystem, wie einem Industrieroboter. Dadurch können ungünstige Bearbeitungssituationen Maschinenschwingungen vorzeitig erkannt und vermieden werden. Ebenfalls ist es möglich, Unregelmäßigkeiten im Prozess bei speziellen Bearbeitungssituationen zu bestimmen und durch geänderte Bahnparameter zu eliminieren.

Die Ergebnisse der Simulation haben gezeigt, dass die Modelle für die Verifizierung von Systemanpassungen und Parameterstudien eingesetzt werden können. Es ist weiters zu erkennen, dass vor allem das Modell für den nicht orthogonalen Prozess empfindlich auf die Parameter des Stoßes am Werkstück reagiert. Aus diesem Grund

besteht Bedarf, den Stoß am Werkstück nicht mit einem Feder-Dämpfer-Modell und Reibungseffekten abzubilden, sondern ein verfeinertes physikalisches System zu verwenden.

Als Ansatz können hier drei Herangehensweisen eingesetzt werden. Zum Einen wäre eine Erweiterung des physikalischen Modells denkbar. Dazu kann zur Bestimmung der mechanischen Kräfte ein komplexeres Werkstoffmodell wie z.B. von Johnson-Cook verwendet werden. Zusätzlich könnte über weitere Parameter die Verformung des Werkstückes beim Stoß und damit die Änderung der Reibverhältnisse berücksichtigt werden.

Als genauerer Ansatz kann in jedem Zeitschritt eine FEM-Simulation des Kontaktproblems durchgeführt werden. Diese Lösung geht allerdings mit einem erheblichen Rechenaufwand einher und bedarf somit einer wesentlich längeren Simulationszeit.

Eine andere Möglichkeit besteht in einer regelwerkbasierenden Kontaktberechnung. Dazu könnten über eine umfangreiche messtechnische Untersuchung Kräfte und Geschwindigkeiten für unterschiedliche Materialien und Prozessparameter bestimmt werden. Mit Hilfe dieser Daten werden entsprechende Formeln und Nachschlagewerke erstellt, die in der Simulation verwendet werden können.

Zusammenfassend hat die vorliegende Arbeit gezeigt, dass der Prozess des maschinellen Oberflächenhämmerns analytisch beschrieben und in einem Modell abgebildet werden kann. Diese Herangehensweise ermöglicht ein besseres Verständnis für den dynamischen Ablauf und den Einfluss der einzelnen Baugruppen. Dadurch wird es den Systemherstellern erleichtert, Optimierungen an einem Aktuatorsystem im Vorhinein zu testen und die Time To Market einer nachfolgenden Systemgeneration zu minimieren.

Christoph Habersohn Literatur

Literatur

[1] Lechner C., 2014: Oberflächenmodifikation unter Einsatz der Technologie des Schlagverdichtens (Machine Hammer Peenings). Wien: Technische Universität Wien, Dissertation

- [2] Gössinger S., 2014: Erweiterte Anwendungsmöglichkeiten von maschinellem Oberflächenhämmern im Kontext hydraulischer Strömungsmaschinen. Wien: Technische Universität Wien, Dissertation
- [3] 3S-Engineering, 2013: FORGEfix(Air) Pneumatisches Kaltschmiedesystem. Nachdruck aus werkzeug&formenbau Juni 2012 [online] 3Sengineering GmbH, http://www.3s-e.de/fileadmin/user_upload/PDF/ Anwenderbericht_FORGEfix_03-2013.pdf (15.6.2014)
- [4] Blesl M., Kessler A., 2013: *Energieeffizienz in der Industrie*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg [ISBN 978-3-642-36513-3]
- [5] Steitz M., 2014: Richtlinien zur Terminologie für das Verfahren der mechanischen Oberflächenbehandlung "Maschinelles Oberflächenhämmern", Darmstadt: unveröffentlichte Arbeitsgrundlage
- [6] Oechsner M., Wied J., Stock J., 2014: *Influence of machine hammer peening on the tribology of sheet forming*. In: Advanced Materials Research, Volums 966-967, pp. 397-405. Schweiz: Transtech Publications Inc. [http://www.scientific.net/AMR.966-967.397]
- [7] Wied J., 2010: Oberflächenbehandlung von Umformwerkzeugen durch Festklopfen. Darmstadt: E-Publishing-Service der TU Darmstadt, Dissertation
- [8] Adjassoho B., et al, 2012: Induction of residual stresses and increase of surface hardness by machine hammer peening technology. In: Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium, pp. 697-702 [ISBN 978-3-901509-91-9, ISSN 2304-1382]
- [9] Medvedeva A., et al, 2011: Surface characteristics of different tool steels and cast iron after machine hammer peening. In: Proceedings of the 4th Swedish Production Symposium, pp. 212-218
- [10] Nüsse G. [Hrsg.], 2011: REFRESH Lebensdauerverlängerung bestehender und neuer geschweißter Stahlkonstruktionen. Düsseldorf: Verlag und Vertriebsgesellschaft mbH [ISBN 978-3-942541-03-9]

[11] Baptista R., Infante V., Branco C., 2011: Fully Dynamic Numerical Simulation of the Hammer Peening Fatigue Life Improvement Technique. In: Procedia Engineering, Volume 10, pp 1943–1948, 11th International Conference on the Mechanical Behavior of Materials (ICM11). o.O.: Elsevier B.V. [DOI: 10.1016/j.proeng.2011.04.322]

- [12] Hacini L., Van Lê N., Bocher P., 2009: Evaluation of Residual Stresses Induced by Robotized Hammer Peening by the Contour Method. In: Experimental Mechanics, Volume 49, Issue 6, pp. 775-783. o.O.: Springer US [DOI: 10.1007/s11340-008-9205-6, ISSN: 0014-4851, Online ISSN: 1741-2765]
- [13] Almen J.O., 1944: Shot blasting test. US Patent US2350440 A
- [14] Habig K.H., 1980: Verschleiß und Härte von Werkstoffen. München, Wien: Carl Hansen Verlag [ISBN 3-446-12965-0]
- [15] Lipsmeier A. [Hrsg.], 1993: Friedrich Tabellenbuch Metall- und Maschinentechnik. Bonn: Ferd. Dümmlers Verlag [ISBN: 3-427-51032-8]
- [16] Adjassoho B., et al, 2013: Controlled Surface Treatment with Machine Hammer Peening. In: Proceedings of the 22nd international conference on metallurgy and materials, Symposium B28. Tschechische Republik: o.V. [ISBN 978-80-87294-39-0]
- [17] Groche P., Engels M., Müller C., 2010: Wear behavior of sheet metal forming tools made from nodular cast iron after mechanical surface treatment. In: Transactions of North American Manufacturing Research Institution of SME, Volume 38, pp. 531-538. Dearborn: Society of Manufacturing Engineers
- [18] Groche P., Engels M., Müller C., 2011: Verschleißschutz von Umformwerkzeugen in der Blechumformung durch mechanische Oberflächenverfestigung. In: Tribologie und Schmierungstechnik 2011/2, pp. 5-10. Renningen: expert verlag GmbH
- [19] Steitz M., Scheil J., Weigel K., 2013: Maschinelle Oberflächeneinglättung für den effizienten Werkzeug- und Formenbau, Schlussbericht [online]. Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, http://www.efds.org/tl_files/efds/ download/IGF/Richtlinien/Schlussbericht-IGF-Vorhaben-357ZN.pdf (13.07.2014)
- [20] Groche P., Steitz M., 2011: *Prozesskettenverkürzung im Werkzeugbau*. In: wt Werkstattstechnik online Ausgabe 10, pp. 655-659. o.O.: Springer VDI-Verlag
- [21] Bleicher F., et al, 2013: *Improving the over-all efficiency of mold and dies by functionalizing surfaces*. In: MIT & SLIM 2013 12th international conference on management of innovative technologies (Hauptvortrag, eingeladen): Fiesa, Slowenien; 22.09.2013 24.09.2013

Christoph Habersohn Literatur

[22] Bleicher F., et al, 2013: Improving the tribological characteristics of tool and mould surfaces by machine hammer peening. In: CIRP Annals – Manufacturing Technology 62, pp 239-242. o.O.: Elsevier Ltd.
[DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.043]

- [23] Berglund J., Liljengren M., Bengt-Göran R., 2011: *On finishing of pressing die surfaces using machine hammer peening*. In: The International Journal of Advanced Manufacturing Technology , Ausgabe 01-04/2011, pp. 115-121. London: Springer-Verlag [DOI: 10.1007/s00170-010-2725-0]
- [24] Steitz M., et al, 2013: Effect of Process Parameters on Surface Roughness in Hammer Peening and Deep Rolling. In: Key Engineering Materials, Vols. 554-557, pp. 1887-1901. Schweiz: Transtech Publications Inc [DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.554-557.1887]
- [25] Bleicher F., et al, 2012: *Mechanism of surface modification using machine hammer peening technology*. In: CIRP Annals Manufacturing Technology 61, pp 375-378. o.O.: Elsevier Ltd. [DOI: 10.1016/j.cirp.2012.03.139]
- [26] Lechner C., et al, 2012: The use of Machine Hammer Peening Technology for Smoothening and Structuring of Surfaces. In: Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium, pp. 331-336 [ISBN 978-3-901509-91-9, ISSN 2304-1382]
- [27] Gössinger S., et al, 2012: Using Machine Hammer Peening to Realize Defined Surface Structures in Order to Reduce Friction in Turbukent Fluid Flows. In: Pumped storage in the context of renewable energy supply, pp. 379-388 [ISBN 978-3-9501937-8-7]
- [28] Rodriguez Ripoll M., et al, 2014: Improving wear resistance of functional surfaces using the machine hammer peening technique. In: Tribology -Materials, Surfaces & Interfaces (eingeladen), Volume 8, Issue 1, pp. 21 – 26: Maney Publishing [DOI: 10.1179/1751584X14Y.0000000063]
- [29] Löcker C., 2007: *Klopfvorrichtung und -verfahren*, Offenlegungsschrift DE 10 2006 033 004 A1: Deutsches Patent- und Markenamt
- [30] Löcker C., 2007: Method and Device for the technique of cold microforming any freely formed 3-D surface, Internationale Anmeldung WO 2007/016919 A1., o.O.: Weltorganisation für geistiges Eigentum
- [31] Daimler AG [Hrsg.], 2010: Kaltschmiedevorrichtung und Kaltschmiedeverfahren, Offenlegungsschrift DE 10 2010 019 547 A1: Deutsches Patent- und Markenamt

[32] Daimler AG [Hrsg.], 2009: Kaltschmiedevorrichtung, Kaltschmiedeanlage und Verfahren zur Bearbeitung von Metalloberflächen und -werkstücken, Offenlegungsschrift DE 10 2009 041 720 A1: Deutsches Patent- und Markenamt

- [33] PITEC GmbH, 2014: Firmenwebseite Produkte [online] http://www.pitec-gmbh.com/index.php?option=com_content&view=article&id=46&Itemid=53 (4.7.2014)
- [34] accurapuls GmbH, 2014: Firmenwebsite [online] http://www.accurapuls.de (15.6.2014)
- [35] 3S-Engineering, 2013: Pneumatisches Kaltschmiedesystem FORGEfix Produktflyer [online] 3Sengineering GmbH, http://www.3s-e.de/fileadmin/ user_upload/PDF/FORGEfix_Flyer_DL_03-2013_V6_final.pdf (15.6.2014)
- [36] Hering E., Vogt A., Bressler K., 1999: Handbuch der Elektrischen Anlagen und Maschinen. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag [ISBN 3-540-65184-5]
- [37] Lienert F., Hoffmeister J., Schulze V., 2013: Residual Stress Depth Distribution after Piezo Peening of Quenched and Tempered AISI 4140. In: Materials Science Forum, Volumes 768-769, pp. 526-533 [DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.768-769.526]
- [38] Dynatec Gesellschaft für CAE und Dynamik mbH, 2014: Firmenwebsite HiFit [online] http://www.dynatec.de/hifit/ (4.7.2014)
- [39] PITEC GmbH, 2014: Kurzpräsentation PIT deutsch [online] http://www.pitec-gmbh.com/images/stories/Pitec/Referenzen/Kurzinfo%204.0.pdf (5.7.2014)
- [40] Dahlke H., 1994: *Handbuch Wälzlagertechnik, Bauarten Gestaltung Betrieb.* Hamburg: Koyo Deutschland GmbH [ISBN 3-528-06572-9]
- [41] Breckel H., 1968: Kenngrößen und Verschleiß beim Stoß metallischer Werkstoffe. Stuttgart: Universität Stuttgart, Dissertation
- [42] Kahlert J., 2004: Simulation technischer Systeme. Wiesbaden: Vieweg Verlag [ISBN 3-528-03964-7]
- [43] Brauer J.R., 2006: *Magnetic Actuators and Sensors*. Hoboken, N.J.: Wiley-Interscience [ISBN 978-0-471-73169-6]
- [44] Kessler R., o.J.: *Tauchspulsystem: DGLn, Ersatzschaltung, Simulationen im Zeitbereich u. Frequenzbereich* [online] FH-Karlsruhe, Sensorsystemtechnik: http://www.home.hs-karlsruhe.de/~kero0001/tauchspule/Tauchspul3.pdf (27.7.2014)

- [45] Keil S., 1995: Beanspruchungsermittlung mit Dehnungsmeßstreifen. Zwingenberg: Cuneus Verlag [ISBN 3-9804188-0-4]
- [46] Hoffmann K., 1987: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Herausgeber)
- [47] Giesecke P., 1994: Dehnungsmeßstreifentechnik, Grundlagen und Anwendung in der industriellen Meßtechnik. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg Verlag [ISBN 3-528-03375-4]
- [48] Rill G., Schaeffer T., 2010: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörper-simulation*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag [ISBN 978-3-8348-0888-2]
- [49] Brychta P., Müller K., 2004: *Technische Simulation*. Würzburg: Vogel Buchverlag [ISBN 3-8023-1971-0]
- [50] Trauth D., et al, 2013: Analyse und Modellierung der Schlagkraft beim elektrodynamischen Festklopfen zur kraftbasierten Prozessauslegung. In: UTFSience
 III/2013 [online] Bamberg: Meisenbach GmbH Verlag,
 http://www.umformtechnik.net/ binary_data/3090406_130613-utf-schlagkraftbeim-festklopfen-v5-trt.pdf (26.7.2014)
- [51] Doege E., Behrens B.A., 2010: Handbuch Umformtechnik, Grundlagen, Technologien, Maschinen. Heidelberg: Springer Verlag [ISBN 978-3-642-04248-5]

Abbildungsverzeichnis

Abbildung	1: Arbeitspakete MFP 3.6	
	"Tribological effects of structured and densified surfaces" ([1], S. 4)	Χ
Abbildung	2: Parameter des maschinellen Oberflächenhämmerns	.3
Abbildung	3: Eigenspannungen bei MHP bearbeiteten Proben [8]	.8
Abbildung	4: Eigenspannungen durch einfaches und mehrfaches	
	maschinelles Oberflächenhämmern [12]	.9
Abbildung	5: Almenintensität in Querrichtung ([1], S.139)	10
Abbildung	6: Oberflächenhärte von C45E in Abhängigkeit des Hubs [8]	11
Abbildung	7: Oberflächenrauheit und Verschleißvolumen	
	beim Streifenziehversuch [18]	12
Abbildung	8: Prozesskette in der Werkzeugfertigung unter Einbeziehung des	
	maschinellen Oberflächenhämmerns [22]	13
Abbildung	9: R _a Wert von C45E Proben in Abhängigkeit von Eindruck-/Bahnabstand	b
	(hier s) und Hammerkopfdurchmesser ([1], S.94)	14
Abbildung	10: Mittenrauwert von Proben aus 1.2379 gehärtet und ungehärtet	
	bei unterschiedlichen Anstellwinkeln ([1], S.120)	15
Abbildung	11: Mittenrauwert von Proben aus EN-GJS-HB265 und 1.2379	
	bearbeitet durch maschinelles Oberflächenhämmern	
	bei unterschiedlichen Anstellwinkeln [24]	15
Abbildung	12: Typische Struktur des maschinellen Oberflächenhämmerns bei	
	unterschiedlichem Eindruckabstand und Bahnabstand [25]	16
Abbildung	13: Vergleich der Ergebnisse der Wellentheorie, FEM Simulation und	
	Realexperimente bei unterschiedlichen Bahnorientierungswinkeln [6]	17
Abbildung	14: Strukturierte Oberfläche mit Riblets durch Oberflächenhämmern,	
	links: Falschfarbenbild, rechts: Aufnahme einer bearbeiteten und	
	unbearbeiteten Fläche [27]	18
Abbildung	15: Oberfläche (links) und Schnitt (rechts) durch Proben aus 1.2379,	
	beschichtet durch maschinelles Oberflächenhämmern mit WC-Pulver	
	Korngröße 2-4 μm (oben) und 45-90 μm (unten) [28]	19
Abbildung	16: Verschleißuntersuchung an beschichteten Versuchsproben durch	
	maschinelles Oberflächenhämmern ([1], S.183)	20
Abbildung	17: Reibbeiwert von beschichteten Probenträgern aus 1.4313 (links)	
	und 1.2379 (rechts) über die Reiblänge [28]	20
Abbildung	18: Prinzipskizze elektromagnetisches Hämmersystem [34]	22
Abbildung	19: Hämmersystem AccuraPuls	22
Abbildung	20: System FORGEfix [35]	23
_	21: Schlageinheit des Systems FORGEfix	
Abbildung	22: Piezoelektrisches Festklopfsystem ([7], S.98)	25
Abbildung	23: HiFit Hammer [38]	26

Abbildung	24: PITEC Handgerät mit Steuereinheit,	
_	Druckluftmuskel im Vordergrund [39]	27
Abbildung	25: Prinzipbild System mit Rückschlag	30
_	26: Schlagphasen des symmetrischen Hämmerprozesses	
	mit Rückschlag	31
Abbildung	27: Prozessaufbau des Hämmerprozesses bei konstantem Hub	33
Abbildung	28: Kinematik des optimalen asymmetrischen Hämmerprozesses mit	
	Rückschlag bei unterschiedlichen Stoßzahlen	34
Abbildung	29: Schlagfrequenz in Abhängigkeit von der Hammermasse bei	
	unterschiedlicher Antriebskraft und konstantem Schlagabstand	40
Abbildung	30: Eingebrachte Energie in das Werkstück in Abhängigkeit von der	
	Stoßzahl der Rückprallplatte und dem Symmetriefaktor	43
Abbildung	31: Eingebrachte Energie in das Werkstück in Abhängigkeit von der	
	Stoßzahl der Rückprallplatte und dem Symmetriefaktor als Projektionen	44
Abbildung	32: Schlagfrequenz und Schlagenergie	
	in Abhängigkeit von der Stoßzahl bei κ=1	44
Abbildung	33: Impaktdauer und maximale Impaktkraft bei konstanter Stoßzahl	
	und variabler Federsteifigkeit	
Abbildung	34: Steifigkeitsmessung in der Maschine Hermle C20U	51
_	35: Einspannung Steifigkeitsmessung	52
Abbildung	36: Diagramm – Nachgiebigkeit der Einspannung	
	und des Hämmersystems	
	37: Versuchsaufbau zur Ermittlung der Auszugskraft	
	38: Diagramm – Auszugskraft	
Abbildung	39: Ersatzschaltbild Tauchspule [44]	55
Abbildung	40: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Generatorkonstanten mit	
	Gleichspannung	
	41: Diagramm – Spulenkraft in Abhängigkeit vom Strom	56
Abbildung	42: Diagramm – Generatorkonstante bei Wechselspannung	
	in Abhängigkeit des Hubs bei warmgelaufenem Aktuator	
_	43: Diagramme – Spannung in Abhängigkeit von Hub und Intensität	
•	44: Diagramm – Leistung und Blindleistung in Abhängigkeit vom Hub	
_	45: Strommessung im Zeitbereich	
_	46: Stromsprünge in der Sinusschwingung	
_	47: Hammerkopf mit Beschleunigungssensor	60
Abbildung	48: Axiale Beschleunigung beim orthogonalen Prozess	
	bei der Bearbeitung von C45E normalisiert mit 200 Hz,	
	8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	61
Abbildung	49: Axiale Beschleunigung beim nicht orthogonalen Schlag bei der	
	Bearbeitung von C45E normalisiert mit 0,5 mm Hub, 200 Hz, 8 mm	
	Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	61

Abbildung 50: Radiale Beschleunigung beim nicht orthogonalen Schlag bei der	
Bearbeitung von C45E normalisiert mit 0,5 mm Hub, 200 Hz, 8 mm	
Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	62
Abbildung 51: Axialer und radialer Weg beim nicht orthogonalen Schlag durch	
doppelte Integration	62
Abbildung 52: Messaufbau zur Hubmessung mit Wirbelstromsensor	64
Abbildung 53: Weg bei unterschiedlichen Hüben und Materialien	
bei einer Bearbeitung mit 200 Hz;	
gefiltert mit einer Bandsperre zwischen 1200 Hz und 5000 Hz	64
Abbildung 54: Messaufbau – DMS Kraftmessung	66
Abbildung 55: Maximale Schlagkraft und Kontaktzeit in Abhängigkeit	
vom Hub h bei der Bearbeitung mit 200 Hz,	
8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	66
Abbildung 56: Kontaktzeit und Asymmetrie in Abhängigkeit vom Hub	
bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 8 mm Kopfdurchmesser	
und maximaler Leistung	67
Abbildung 57: Maximale axiale und radiale Kraft in Abhängigkeit	
vom Anstellwinkel bei einem Kippwinkel von 0°	
bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub,	
8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	68
Abbildung 58: Maximale Kräfte umgelegt auf Normal- und Reibkomponente	
in Abhängigkeit vom Anstellwinkel bei der Bearbeitung mit 200 Hz,	
0,5 mm Hub, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	69
Abbildung 59: Winkel zwischen der Schlagkraft und der Flächennormalen	
in Abhängigkeit vom Anstellwinkel bei der Bearbeitung mit 200 Hz,	
0,5 mm Hub, 8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	69
Abbildung 60: Kontaktzeit in Abhängigkeit vom Anstellwinkel	
bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub,	
8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	70
Abbildung 61: Kräfte beim nicht orthogonalen Schlag	
in Abhängigkeit von Anstell- und Kippwinkel	
bei der Bearbeitung mit 200 Hz, 0,5 mm Hub,	
8 mm Kopfdurchmesser und maximaler Leistung	70
Abbildung 62: Simulation der Steifigkeit des Gehäuses	71
Abbildung 63: Zuordnung der Lagerstellen des Hammers	72
Abbildung 64: Simulation der Steifigkeit der Rückprallplatte	72
Abbildung 65: Simulation der Steifigkeit Spule – Hammerkörper	73
Abbildung 66: Erste axiale Eigenfrequenz des Spulenkörpers	73
Abbildung 67: Simulation der Steifigkeit in axialer Richtung	74
Abbildung 68: Simulation der Steifigkeit in radialer Richtung	75
Abbildung 69: Simulationsergebnis 1. Eigenfrequenz des freien Hammerkörpers.	75
Abbildung 70: Simulationsergebnis Eigenfrequenzen	
des gelagerten Hammerkörpers	76

Abbildung 71:	Simulationsergebnis Steifigkeit des Gesamtsystems	.77
Abbildung 72:	Simulationsergebnis Eigenfrequenzen Gesamtsystem	.78
Abbildung 73:	Darstellung der Lösung eines expliziten Euler-Algorithmus,	
ana	alytische Lösung (blau), Lösung mit großer Schrittweite (rot),	
Lös	sung mit geringerer Schrittweite (grün), versetzte analytische	
Lös	sung zur Darstellung der Tangenten (blau strichliert)	.80
Abbildung 74:	Fehler der computergestützten Berechnung (vgl. [42], S.142)	.80
Abbildung 75:	Systemkomponenten des orthogonalen Modells	.82
Abbildung 76:	Kräftegleichgewicht des orthogonalen Modells	.83
Abbildung 77:	Simulinkmodell des Gesamtsystems 1D	.84
Abbildung 78:	Eindimensionales System Werkstück	.85
Abbildung 79:	Eindimensionales Simulinkmodell des Systems Werkstück	.85
Abbildung 80:	Eindimensionales System Hammerkörper	.86
Abbildung 81:	Eindimensionales Simulinkmodell des Systems Hammerkörper	.86
Abbildung 82:	Mechanisches System der Antriebsspule	.87
Abbildung 83:	Elektrisches System der Antriebsspule	.87
Abbildung 84:	Simulinkmodell des Systems Antriebsspule	.88
Abbildung 85:	Eindimensionales System des Hammerkopfs	.88
Abbildung 86:	Eindimensionales Simulinkmodell des Systems Hammerkopf	.89
Abbildung 87:	Simulinkmodell des Rückstoßverhaltens	.89
Abbildung 88:	Simulinkmodell des Hammerschlags	.90
Abbildung 89:	Kräftegleichgewicht des nicht orthogonalen Prozesses	.91
Abbildung 90:	Simulinkmodell des nicht orthogonalen Prozesses	.91
-	System des Werkstückes mit zwei Freiheitsgraden	
_	Simulinkmodell des Systems Werkstück mit zwei Freiheitsgraden	
Abbildung 93:	Berechnung der Lagerkräfte	.93
_	Simulinkmodell des Hammerkörpers in axialer Richtung	
	Modell der rotativen Verlagerung des Gesamtsystems	
•	Simulinkmodell der rotativen Verlagerung des Gesamtsystems	
•	Radiales Modell zur Dynamik des Hammerkörpers	.96
	Simulinkmodell zur Abbildung der radialen Dynamik	
	s Hammerkörpers	.96
-	Geometrischer Zusammenhang zwischen Hammerkopf	
	d Werkstück	.97
•	D: Relative Geschwindigkeitsvektoren des Hammerkopfs	
	zogen auf die Werkstückoberfläche	.98
•	1: Simulinkmodell der Kontaktgeometrie	
	s nicht orthogonalen Schlages	
_	2: Kräftevektoren des Kontaktes von Hammerkopf und Werkstück	
	3: Simulinkmodell der Kontaktkräfte beim nicht orthogonalen Schlag.	.99
	4: Vergleich der Schlagkraft beim orthogonalen Schlag zwischen	
	ssung und Simulationsergebnissen für eine Bearbeitung von	
nor	malgeglühtem Stahl bei 200 Hz und maximaler Spulenleistung1	101

Abbildung 105: Vergleich der Hubbewegung beim orthogonalen Schlag	
zwischen Messung und Simulationsergebnissen	
für eine Bearbeitung von normalgeglühtem Stahl	
bei 200 Hz und maximaler Spulenleistung	101
Abbildung 106: Vergleich der Schlagkraft beim nicht orthogonalen Schlag	
zwischen Messung und Simulationsergebnissen für eine Bearbeitung	
von gehärtetem Stahl bei 200 Hz, 0,5 mm Hub	
und maximaler Spulenleistung	102
Abbildung 107: Ansteuerung der Tauchspule im Simulationsmodell	105
Abbildung 108: Gegenüberstellung der Hammerbewegungen	
und der Geschwindigkeiten bei einem Hub von 0,6 mm	
bei unterschiedlichen Ansteuersignalen	106
Abbildung 109: Hämmerfrequenz und Aufprallgeschwindigkeit	
in Abhängigkeit vom Hub bei optimaler Ansteuerung	
mit einem Rechtecksignal und Ansteuerung	
mit einer fest eingeprägten Sinusschwingung	107
Abbildung 110: Maximale Amplitude der Werkstückschwingung	
bei einer Hämmerfrequenz von 200 Hz	109
Abbildung 111: Aufprallgeschwindigkeit des Hammerkopfs	
bei einer Hämmerfrequenz von 200 Hz	109

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Hämmersysteme nach Wirkprinzip und Übertragungsart	28
Tabelle 2: Messkette zur Steifigkeitsmessung	52
Tabelle 3: Messkette zur Auszugskraftmessung	54
Tabelle 4: Widerstand und Induktivität der Tauchspule	55
Tabelle 5: Messkette zur Auszugskraftmessung	56
Tabelle 6: Messkette Beschleunigung bei Bearbeitung	60
Tabelle 7: Messkette zur Ermittlung des Stößelhubs bei der Bearbeitung	64
Tabelle 8: Messkette zur Kraftmessung am Hammerkörper	65
Tabelle 9: Steifigkeiten des Gehäuses	72
Tabelle 10: Steifigkeiten des Hammerkörpers	74
Tabelle 11: Parameter für orthogonalen Prozess	100
Tabelle 12: Parameter für den nicht orthogonalen Prozess	102
Tabelle 13: Parameter für die Variation der Steuerspannung	105
Tabelle 14: Parameter für die Variation der Werkstückeigenfreguenz	108