

# BEITRÄGE ZUR UMFORMTECHNIK



Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA  
Institut für Umformtechnik, Universität Stuttgart

Maximilian Walter Burkart

# 97

Berechnung kritischer Großwerkzeug-  
komponenten zur Verbesserung  
von deren Betriebssicherheit und  
Leistungsfähigkeit



Universität Stuttgart



# Berechnung kritischer Großwerkzeugkomponenten zur Verbesserung von deren Betriebssicherheit und Leistungsfähigkeit

Calculation of large, critically loaded die components to improve their operational reliability and performance

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

von

Maximilian Walter Burkart  
aus Heilbronn-Neckargartach

Hauptberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA

Mitberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk

Tag der mündlichen Prüfung: 15.11.2023

Institut für Umformtechnik der Universität Stuttgart

2023

Maximilian Walter Burkart, M.Sc.  
Institut für Umformtechnik  
Universität Stuttgart

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Mathias Liewald MBA  
Institut für Umformtechnik  
Universität Stuttgart

**D93**

**ISBN 978-3-946818-23-6**

**Institut für Umformtechnik**

Universität Stuttgart  
Holzgartenstraße 17  
70174 Stuttgart  
[www.ifu.uni-stuttgart.de](http://www.ifu.uni-stuttgart.de)

Printed in Germany

## Geleitwort des Herausgebers

Die langjährige Buchreihe „Beiträge zur Umformtechnik“ enthält Forschungsberichte und abgeschlossene Dissertationen, die am Institut für Umformtechnik (IFU) der Universität Stuttgart aus einer mehrjährigen wissenschaftlichen Arbeit zu einem Forschungsthema aus der Umformtechnik entstanden sind. Auch sind in dieser Buchreihe Abschlussberichte von Forschungsarbeiten zu aktuellen Fragestellungen der Umformtechnik enthalten.

**Umformen ist die gezielte Änderung der Form, der Oberfläche und der Eigenschaften eines metallischen Körpers unter Beibehaltung von Masse und Stoffzusammenhalt.**

Diese Definition für das Umformen von metallischen Körpern in Anlehnung an DIN 8580 beschreibt nicht nur die gezielte Änderung der Form, sondern auch die der Oberfläche und der Eigenschaften des Produktes durch den Umformvorgang. Die Technik des Umformens befasst sich daher nicht nur mit Arbeiten zur Erlangung eines vertieften Prozessverständnisses und der Auslegung von Betriebsmitteln, sondern auch mit Methoden für eine zuverlässige Vorausbestimmbarkeit der finalen Produkteigenschaften. Dabei kommt der mathematischen Beschreibung des Umformvorganges und der Modellierung grundlegender physikalischer Phänomene wie z. B. der verfahrensspezifischen Tribologie und dem Werkstoffverhalten eine besondere Bedeutung bzgl. der Güte von numerischen Simulationsrechnungen mit der Methode der Finiten Elemente (FEM) zu.

Oftmals geht dabei die intuitive, auf aktuellen Grundlagenerkenntnissen basierende Forschung in der Umformtechnik mit einer experimentellen bzw. empirisch basierten Herangehensweise an neue Fragestellungen einher. Die dabei erzielten Forschungsergebnisse dienen dem allgemeinen Wissenserwerb und dem Grundlagenverständnis von werkstofflichen und verfahrensspezifischen Phänomenen und Zusammenhängen. Solche Arbeiten sind somit nicht nur für Wissenschaftler, sondern auch für die in der Praxis stehenden Ingenieure von grundsätzlicher Bedeutung.

Kurze Entwicklungszeiten für neue Produkte der Umformtechnik einerseits und veränderte Wertschöpfungsketten, die Dynamik von Märkten, neue Technologien sowie veränderte Randbedingungen andererseits erfordern in den Unternehmen heute eine Intensivierung von spezifischer Forschung. Auch gewinnt das schnelle Lernen im Umfeld von Produktionstechnologien in den sich volatil verändernden, oftmals globalen Wertschöpfungsketten immer mehr an Bedeutung. Moderne Forschungsstellen stehen daher im engen Dialog mit solchen Unternehmen und sind in beide Prozesse eingebunden: zum einen in die Grundlagenforschung mit Blick auf Werkstoffe, Verfahren und Maschinen der Umformtechnik und zum anderen in vorwettbewerbliche bzw. anwendungsorientierte integrierte Lösungen über neue Prozessketten hinweg.

Motivation für die Herausgabe dieser Berichte ist die Publikation solcher grundlagenorientierten und auch praxisorientierten Forschungs- und Entwicklungsarbeiten, die an meinem Institut entstehen. Ein weiteres Ziel der Buchreihe ist das Bereitstellen eines aktuellen Wissens- und Kenntnisstandes für weiterführende wissenschaftliche Arbeiten auf internationalem Niveau.

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand der Mercedes-Benz AG im Team Technologieentwicklung Werkzeugbau des Bereichs Digitalisierung und Prototypen der BodyTEC im Werk Sindelfingen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Mathias Liewald MBA, dem Direktor des Instituts für Umformtechnik, danke ich für die Möglichkeit zur Promotion, das entgegengebrachte Vertrauen, die wertvollen fachlichen Diskussionen sowie die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit.

Bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk, Leiter des Lehrstuhls für Umformtechnik und Gießereiwesen der Technischen Universität München, möchte ich mich für sein Interesse an meiner Arbeit und die freundliche Übernahme des Mitberichtes bedanken.

Weiterhin danke ich meinen Vorgesetzten während meiner Anstellung als Doktorand Herrn Dr.-Ing. Christoph Kaminsky und Herrn Dr.-Ing. Johannes Wied für die hervorragend geschaffenen Arbeitsbedingungen, das entgegengebrachte Vertrauen, die zahlreichen Ratschläge und die fachlichen Diskussionen.

Bedanken möchte ich mich auch bei den Kolleg\*innen der BodyTEC, die durch ihre Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Insbesondere dem Team „Technologieentwicklung Werkzeugbau“ gilt mein Dank für das angenehme Arbeitsklima, viele anregende Diskussionen und die tatkräftige Unterstützung bei zahlreichen Problemstellungen. Hierbei möchte ich besonders meine Kollegen Peter Essig, Stefan Belitz und Eberhard Stockinger hervorheben, die mir durch ihre kollegiale Art und ihren Ideenreichtum zur Seite standen.

Mein Dank gilt auch allen Bachelor- und Master-Studierenden sowie Praktikant\*innen, die durch ihre tatkräftige Unterstützung und ihr Engagement einen wichtigen Beitrag zur Fertigstellung dieser Arbeit geleistet haben.

Meiner Familie und meinen Freunden danke ich für die Unterstützung, die Ratschläge und die motivierenden Worte, die ich im Hinblick auf die Erstellung dieser Arbeit erfahren habe. Meine Familie und Freunde haben vor allem durch ihre uneingeschränkte Unterstützung sowie ihr Vertrauen die wesentliche Grundlage für die vorliegende Arbeit gebildet. Besonderer Dank gilt hierbei meinen Eltern Susanne Burkart-Pföh und Horst Pföh, meiner Frau Carolin Hortig sowie meinen engen Freunden Kerstin Matteis, Dr. iur. Tobias Winkler, LL.M. (Columbia) und Werner Hortig, welche mir in herausfordernden Zeiten zur Seite standen.

Sindelfingen, November 2023

Maximilian Walter Burkart

## Inhaltsverzeichnis

<b>Geleitwort des Herausgebers</b> .....	<b>I</b>
<b>Danksagung</b> .....	<b>II</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>VI</b>
<b>Formelzeichen</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Allgemeine Suffixe / Indizes</b> .....	<b>XI</b>
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>XII</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>XIV</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>4</b>
2.1 Karosserietechnik im Automobilbau.....	4
2.2 Fertigungsprozess von Automobilkarosserien .....	6
2.3 Pressteilherstellung.....	7
2.4 Grundlagen der Fertigungsverfahren von Karosserieblechteilen.....	8
2.4.1 Grundlagen der Umformung metallischer Werkstoffe.....	9
2.4.2 Formgebung durch Tief- und Streckziehen.....	9
2.4.3 Verfahren der Folgeoperationen zur Herstellung von Karosserieblechteilen .....	11
2.5 Pressentechnik für die Karosserieteilfertigung .....	14
2.6 Entstehungsprozess von Großwerkzeugen zur Blechteilherstellung .....	17
2.6.1 Erstellung der Bauteilgeometrie sowie der Umformmethode.....	18
2.6.2 Genereller Ablauf der Konstruktion von Großwerkzeugen .....	19
2.6.3 Anfertigung von Großwerkzeugen.....	20
2.6.4 Gusswerkstoffe für Karosseriewerkzeuge.....	22
2.7 Funktionsweise von Folgeoperationen für Karosserieblechteile .....	23
2.7.1 Konstruktion von Werkzeugoberteil und Niederhalter in Folgeoperationen .....	24
2.7.2 Aufhängungskonzepte für Niederhalter .....	26
2.7.3 Konstruktionskonzepte zur Reduzierung der Niederhalterbeschleunigung .....	29
2.7.4 Verhalten von Elastomeren im dynamischen Niederhaltersystem.....	36
2.8 Allgemeiner rechnerischer Festigkeitsnachweis .....	38
2.8.1 Konzepte zur Bewertung von Spannungen in Körpern.....	39
2.8.2 Allgemeine Vorgehensweise für den Festigkeitsnachweis .....	39
2.8.3 Bewertung statischer Belastungen von Gusskörpern .....	40
2.8.4 Bewertung zyklischer Belastungen .....	41
2.9 Simulation der Wirkungsweisen von Folgeoperationen .....	44

2.9.1	Grundlagen der Finite Elemente Methode .....	44
2.9.2	Grundlagen der Mehrkörpersimulation.....	46
2.9.3	Strukturoptimierung von Werkzeugkomponenten.....	50
2.10	Zusammenfassung des Standes der Technik.....	54
<b>3</b>	<b>Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise .....</b>	<b>56</b>
3.1	Motivation.....	56
3.2	Zielsetzung und Vorgehensweise.....	57
<b>4</b>	<b>Konzeptentwicklung zur Reduzierung dynamischer Niederhalterbelastungen .....</b>	<b>60</b>
4.1	Reduzierung der Niederhaltermasse .....	64
4.2	Belastungsgerechte Konstruktion des Werkzeugoberteils .....	69
4.2.1	Analyse kritischer Stellen in Werkzeugoberteilen.....	71
4.2.2	Reduzierung der Spannungen in einer idealisierten Oberteilgeometrie.....	76
4.2.3	Veränderung der Gesamtsteifigkeit des Werkzeugoberteils.....	81
4.2.4	Modifikation des Gusswerkstoffes.....	82
4.3	Schraubverbindungen zwischen Haltebolzen und Oberteil .....	82
4.4	Einsatz von Druckfedern zur Reduzierung von Niederhalterbeschleunigungen .....	91
4.5	Fazit zur Reduzierung der dynamischen Niederhalterbelastung.....	98
<b>5</b>	<b>Auswahl und Parametrisierung von Modellen für Feder-Dämpfer-Systeme .....</b>	<b>100</b>
5.1	Konstruktiver Aufbau des Versuchswerkzeugs .....	101
5.2	Versuchsplanung und -durchführung.....	102
5.3	Versuchsergebnisse.....	104
5.4	Rheologische Modelle zur Beschreibung von Niederhalterschwingungen .....	107
5.4.1	Vorgehensweise zur Parameterschätzung.....	107
5.4.2	Untersuchte rheologische Modelle.....	109
5.4.3	Globale Parameterbestimmung des dynamischen Niederhaltersystems.....	111
5.4.4	Lokale Parameterbestimmung des dynamischen Niederhaltersystems .....	116
5.4.5	Bewertung und Auswahl geeigneter rheologischer Modelle .....	121
5.5	Fazit zur Modellbildung von Feder-Dämpfer-Systemen aus Elastomerdruckfedern ..	125
<b>6</b>	<b>Bewertung äquivalenter dynamischer Lasten des Niederhaltersystems .....</b>	<b>126</b>
6.1	Simulation des Niederhaltersystems mittels MKS und FEM-Simulation .....	126
6.1.1	Flexible Mehrkörpersimulation von Folgeoperationen.....	128
6.1.2	Statische FEM-Simulation von Niederhaltern und Werkzeugoberteilen.....	130
6.1.3	MKS und FEM-Ergebnisse der Belastungen im Versuchswerkzeug .....	131
6.1.4	Ergebnisse der MKS und FEM-Simulation des Dachwerkzeugs .....	132
6.1.5	Zusammenfassung der Simulationsrechnungen.....	133



---

6.2	Spannungsbewertung dynamischer Belastungen mittels äquivalenter Belastung.....	134
6.3	Fazit zur Bewertung der dynamischen Niederhalterlasten.....	142
<b>7</b>	<b>Validierung der Modelle an Realwerkzeugen im Serienbetrieb.....</b>	<b>143</b>
7.1	Versuchsaufbau und -durchführung im Serienbetrieb .....	143
7.2	Ergebnisse der Serienversuche mit den Schneidwerkzeugen .....	145
7.2.1	Charakteristische Niederhalterschwingung im Serienbetrieb .....	145
7.2.2	Vergleich optimierter und konventioneller Niederhalterkonstruktionen .....	149
7.3	Mehrkörpersimulation der Serienwerkzeuge .....	150
7.3.1	Modellaufbau der Mehrkörpersimulation für Serienwerkzeuge .....	150
7.3.2	Untersuchte Betriebspunkte der Mehrkörpersimulationen der Serienwerkzeuge ...	151
7.4	Vergleich der Serienmessungen mit Simulationsergebnissen.....	152
<b>8</b>	<b>Diskussion der Ergebnisse und Grenzen der Modellbildung.....</b>	<b>154</b>
8.1	Topologieoptimierung der Niederhalterkonstruktion.....	154
8.2	Belastungsgerechte Konstruktion von Werkzeugoberteilen .....	155
8.3	Bestimmung der Maximalbelastung der Haltebolzenverschraubung.....	155
8.4	Charakteristische Kennwerte der Elastomerdruckfedern .....	156
8.5	Festigkeitsberechnung der Werkzeugstruktur von Folgeoperationen .....	156
8.6	Zusammenfassende Beurteilung der Ergebnisse der Modellbildung .....	157
<b>9</b>	<b>Handlungsvorschrift zur Auslegung von Werkzeugoberteilen mit Niederhaltern .....</b>	<b>159</b>
9.1	Topologieoptimierung der Niederhaltergeometrie.....	159
9.2	Konstruktionsvorgaben zur belastungsgerechten Oberteilkonstruktion .....	160
9.3	Verbesserte Auslegung der Haltebolzenverschraubung.....	162
9.4	Maximal zulässige Werkzeugbelastung aufgrund der Niederhalterbeschleunigung ..	162
9.5	Abschließende Bewertung der Werkzeugauslegung.....	167
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>169</b>
<b>Anhang .....</b>		<b>172</b>
<b>Literaturverzeichnis.....</b>		<b>179</b>
<b>Curriculum Vitae .....</b>		<b>185</b>

## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
AG	Aktiengesellschaft
Aufl./ed.	Auflage, Edition
bzgl.	bezüglich
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
CAD	Computer-Aided-Design
CAE	Computer-Aided-Engineering
CAO	Computer Aided Optimization
CR	Chloropren-Kautschuk
CTETRA	Isoparametrische Tetraederelemente mit vier Scheitelknoten
d. h.	das heißt
DIN	Deutsches Institut für Normung
Diss.	Dissertation
Ed./Eds.	Editor, Herausgeber
EN	Europäische Norm
erw.	erweitert
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast-Fourier-Transformation
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.
FMKS	Flexible Mehrkörpersimulation
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
GmbH & Co. KG	Gesellschaft mit beschränkter Haftung & Compagnie Kommanditgesellschaft
GPE	Global Parameter Estimation
HSC	High Speed Cutting
Inc.	Incorporated
ISO	Internationale Organisation für Normung
JL	Grauguss, Lamellengraphit
JS	Grauguss, Kugelgraphit
KDS	Konstruktionsdatensatz
konst.	konstant
Konv.	Konventionell
L	Lastfall
LPE	Local Parameter Estimation
MKS	Mehrkörpersimulation
NH	Niederhalter
OP	Operation

---

OT	Oberer Totpunkt
OTO	Oberteil Nr.
par.	parallel
PE	Parameter Estimation
PLM	Product Lifecycle Management
pp.	Seiten
PÜ	Überlebenswahrscheinlichkeit
PUR, PU	Polyurethan
s.l.	fehlender Erscheinungsort
SDT	ServoDirekt-Technologie
SE	Simultaneous Engineering
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization
SKO	Soft Kill Option Methode
STL	Standard Triangulation Language
topo.	topologieoptimiert
TPC-ET	Thermoplastisches Co-Polyester-Elastomer
UT	Unterer Totpunkt
V	Versuchsreihe
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e.V.
WZ	Werkzeug
XDK	Cross Domain Development Kit
XL	Extra large

## Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
$A$	$\text{mm}^2$	Querschnittsfläche
$A$	-	Abstand zwischen Wöhler- und Lebensdauerlinie
$a$	-	Auslastungsgrad
$a_{\text{BK}}$	-	Auslastungsgrad
$a_{\text{M}}$	-	Werkstoffspezifische Konstante für $M_{\sigma}$
$a_{\text{R},\sigma}$	-	Werkstoffspezifische Konstante für $K_{\text{R},\sigma}$
$A_{\text{SGM}}$	$\text{mm}^2$	Scherquerschnitt des Mutter-/Innengewindes
$b$	$\text{mm}$	Breite
$b_{\text{M}}$	-	Werkstoffspezifische Konstante für $M_{\sigma}$
$C$	$\text{kg/s}$	Dämpfungsmatrix
$C_{1,3}$	-	Korrekturfaktor
$d$	$\text{mm}$	Durchmesser, Innendurchmesser
$D$	$\text{mm}$	Durchmesser, Außendurchmesser
$D_{\text{M}}$	-	effektive <i>Miner</i> -Summe
$d$	$\text{kg/s}$	Dämpfungskonstante
$D$	-	Dämpfungsgrad
$d_{\text{eff}}$	$\text{mm}$	Effektiver Durchmesser
$\bar{E}$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul
$E$	$\text{N/m}$	Elastizitätstensor
$e$	-	Fehlerfunktion, Freiheitsgrad
$e$	$\text{m/s}^2$	Einhüllende Abklingfunktion
$E_{\text{D}}$	$\text{Nm}$	Arbeitsvermögen (Dauerbetrieb)
$E_{\text{N}}$	$\text{Nm}$	Nennarbeitsvermögen (je Hub)
$\varepsilon$	-	Dehnung
$\varepsilon_{\text{Bruch}}$	-	Bruchdehnung
$\varepsilon_{\text{d}}$	-	Elastische Stauchung
$\varepsilon_{\text{gl}}$	-	Gleichmaßdehnung
$F$	$\text{N}$	Kraft
$f$	$1/\text{s}$	Frequenz
$F_{\text{V}}^{\text{a}}$	-	Umrechnungsfaktor der Lastkurve
$F_{\text{Bo}}$	$\text{N}$	Oberer Grenzwert der Betriebskraft
$F_{\text{Bu}}$	$\text{N}$	Untere Grenzwert der Betriebskraft
$F_{\text{maxZ}}$	$\text{N}$	Maximalkraft der Zeitfestigkeit
$F_{\text{mGM}}$	$\text{N}$	Zulässige Abstreifkraft des Innengewindes
$F_{\text{N}}$	$\text{N}$	Nennkraft

$f_s$	1/s	Abtastfrequenz
$f_\sigma$	-	Druckfestigkeitsfaktor
$F_{\text{Stößel}}$	N	Stößelkraft
$f_{w,\sigma}$	-	Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor
$F_{\text{Zug}}$	N	Zugkraft
$G$	-	Modul
$g$	$\text{m/s}^2$	Erdbeschleunigung $g \approx 9,81 \text{ m/s}^2$
$\gamma$	-	Neigung
$\hat{G}$	-	Gesamtmodul
$G'$	-	Speichermodul
$G_\sigma$	1/mm	Spannungsgefälle
$G''$	-	Verlustmodul
$h$	mm	Höhe
$h_N$	-	Nennkraftweg
$i$	-	imaginäre Zahl
$j$	-	Sicherheit
$k$	N/m, -	Federsteifigkeit
$k$	-	Neigung der Wöhlerlinie
$K$	N/m	Steifigkeitsmatrix
$K_A$	-	Anisotropiefaktor
$K_{A,a}$	-	Anwendungsfaktor
$K_{AK}$	-	Mittelspannungsfaktor
$K_{BK}$	-	Betriebsfestigkeitsfaktor
$K_d$	-	Technologischer Größenfaktor
$K_f$	-	Kerbempfindlichkeit
$K_R$	-	Rauheitsfaktor
$K_V$	-	Randschichtfaktor
$k_f$	-	Reduktionsfaktor für Feingewinde (Fließspannung)
$K_{NL}$	-	Graugussfaktor (nach FKM-Richtlinie)
$K_{NL,E}$	-	Sonderfaktor der Gusswerkstoffe GJL
$K_S$	-	Schutzschichtfaktor
$K_{WK,\sigma}$	-	Konstruktionsfaktor der Ermüdungsfestigkeit
$K_z$	$\mu\text{m}$	Mittlere Rauheit
$l / L$	mm	Länge
$M$	kg	Massenmatrix
$m$	kg	Masse
$M_\sigma$	-	Mittelspannungsempfindlichkeit

$\mu_G$	-	Haftreibungszahl Gewinde
$\mu_T$	-	Haftreibungszahl Kopfauf­lage­fläche
$N$	-	Lastspielzahl
$n$	-	Anzahl
$N_D$	-	Knickpunktspielzahl
$N_{\text{koll}}$	-	Kollektivumfang
$n_{\text{pl}}$	-	Plastische Stützzahl
$n_\sigma$	-	Stützzahl der Ermüdungs­festigkeit
$\omega$	rad	Frequenz
$\omega_d$	1/s	Eigenkreisfrequenz
$\omega_0$	1/s	Kennkreisfrequenz
$p$	-	Reduktionsfaktor
$P$	-	Extremwert, materieller Punkt
$\varphi$	-	Formänderung
$\phi$	rad	Phasenverschiebung
$\Phi$	-	Kraftverhältnis
$\varphi_1$	-	Hauptformänderung
$\varphi_2$	-	Nebenformänderung
$R$	-	$R$ -Verhältnis (nach FKM-Richtiline)
$R$	N/m	Federsteifigkeit
$r$	-	Ortsvektor
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze
$\rho$	-	Dichtefaktor
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Zugfestigkeit
$r_m$	mm	Radius der neutralen Faser
$s$	mm	Dicke
$s$	-	Erwartungstreue
$S$	N/mm <sup>2</sup>	Spannungstensor
$S_A$	-	Sicherheit der Beschleunigung
$S_{\text{Äqu}}$	-	Sicherheitsfaktor äquivalente Belastung
$S_D$	-	Sicherheit gegen Dauerbruch
$s_G$	m	Gleichgewichtslage
$\sigma_a$	N/mm <sup>2</sup>	Ermüdungs­festigkeit, Vorhandene Ausschlags­spannung
$\sigma_{\text{Äqu}}$	N/mm <sup>2</sup>	Äquivalente Spannung
$\sigma_{\text{BK}}$	N/mm <sup>2</sup>	Bauteil­betriebs­festigkeit
$\sigma$	N/mm <sup>2</sup>	Spannung
$\sigma_A$	N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagfestigkeit

$\sigma_{AK}$	N/mm <sup>2</sup>	Bauteildauerfestigkeit
$\sigma_{1,2,3}$	N/mm <sup>2</sup>	Hauptnormalspannungen
$\sigma_F$	N/mm <sup>2</sup>	Fließgrenze
$\sigma_n$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung
$\sigma_{rad}$	N/mm <sup>2</sup>	Radialspannung
$\sigma_{tan}$	N/mm <sup>2</sup>	Tangentialspannung
$\sigma_v$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichsspannung
$\sigma_{WK}$	N/mm <sup>2</sup>	Bauteilwechselfestigkeit
$\sigma_{W,zd}$	N/mm <sup>2</sup>	Wechselfestigkeit
t	s	Zeit
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung
$\tau_{BM}$	N/mm <sup>2</sup>	Zulässige Scherfestigkeit des Werkstoffs
$T_s$	s	Abtastungsdauer
u	mm	Verschiebung
U	m/s	Umschaltpunkt
v	m/s	Geschwindigkeit
$v_1, v_e$	-	Ortsvektoren
$\nu$	kg/s	Kinematische Viskosität
W	Nm	Umformarbeit
x	mm	Weg, Verformung
$y_{ref}$	-	Versuchsdaten
$y_{sim}$	-	Simulationsdaten
$z_k$	-	Anfangswert einer Finite-Elemente-Simulation

### Allgemeine Suffixe / Indizes

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	-	außen
e	-	elastische Verschiebung
i	-	innen
max	-	maximaler Wert
min	-	minimaler Wert
0	-	Ausgangswert
o	-	oberer Wert
r	-	relativ
u	-	unterer Wert
zu	-	zulässig
Zug	-	Zugrichtung

## Kurzfassung

Aufgrund des globalen Wettbewerbs steigen die Anforderungen an die Wirtschaftlichkeit der Automobilproduktion stetig an. Die Wettbewerbsfähigkeit der Marktteilnehmer wird hierbei maßgeblich durch Produktivitätspotentiale bestimmt. Im Karosseriebau wird dieser Randbedingung durch die Erhöhung der Ausbringungsleistung begegnet. Hierbei wird insbesondere durch die Einführung neuer Fertigungssysteme versucht, die Produktivität der Blechteilherstellung zu steigern. Der Einsatz der Servopresstechnologie in der Herstellung von Karosserieaußenteilen bietet Möglichkeiten, langfristig den gesteigerten Anforderungen an die Produktivität moderner Presswerke zu begegnen. Durch die in Servopressen eingesetzte Motoren- und Regelungstechnik wird eine flexible Programmierung der Stößelbewegung ermöglicht. Insbesondere Nebenzeiten können durch diese relativ neue Presstechnik reduziert werden, indem das Werkzeug mit einer höheren Geschwindigkeit geöffnet und geschlossen werden kann. Prozessfenster können dementsprechend beibehalten und gleichzeitig die Gesamtausbringung der Pressenlinie erhöht werden. Aufgrund der erhöhten Stößelgeschwindigkeiten induzieren massebehaftete bewegliche Werkzeugkomponenten erhöhte Reaktionskräfte in der Werkzeugstruktur sowie in der Pressenstruktur selbst. Diese Reaktionskräfte können wiederum kritische Belastungen für Werkzeug- und Pressenstruktur übersteigen und somit zu Störungen des Umformprozesses sowie zu einem Versagen von Komponenten in der Serienproduktion führen. Diese Herausforderung erfordert eine Anpassung des klassischen Werkzeugentstehungsprozesses im Hinblick auf die geänderten Prozessanforderungen aufgrund der neuartigen servomotorischen Stößelantriebe.

Der Werkzeugentstehungsprozess bildet als Bindeglied zwischen Fahrzeugdesign und Blechteilproduktion die Schlüsselrolle in der Karosserieteilfertigung. Den Veränderungen der Produktionsbedingungen im Presswerksbetrieb durch erhöhte Stößelgeschwindigkeiten wird heute im vorwiegend empirisch geprägten Werkzeugbau aktuell noch zu wenig begegnet. Umformwerkzeuge für Karosseriebauteile werden heute noch recht konservativ ausgeführt, was bedeutet, dass diese meist durch große Massen und hohe Sicherheitsfaktoren geprägt sind. Dies wirkt sich in der Folge nachteilig auf die Ausbringungsleistung und Betriebssicherheit der Pressenlinie und die strukturelle Belastung der Umformwerkzeuge aus. Einerseits müssen in diesem Fall die Hubzahl der Pressenlinie reduziert werden, um die strukturellen Belastungen der Werkzeugkomponenten herabsetzen zu können. Andererseits bedingen hohe Massen der Oberteile von Großwerkzeugen hohe Antriebsleistungen des Pressenstößels, die es langfristig zu reduzieren gilt.

Vor diesem Hintergrund wird eine Anpassung der konventionellen Werkzeugauslegung und -konstruktion notwendig, um so den zukünftigen Anforderungen an eine wirtschaftliche Presserteilherstellung im Presswerk zu begegnen. Hierfür muss eine belastungsgerechte Werkzeugausführung umgesetzt werden, um bereits im Werkzeugentstehungsprozess auf zukünftige Belas-



tungen zu reagieren und die Leistungsfähigkeit und Sicherheit der Werkzeuge entsprechend der Anlagentechnik auch bei erhöhten Stößelgeschwindigkeiten beibehalten zu können.

Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb eine Vorschrift zur belastungsgerechten Auslegung und Konstruktion von Werkzeugen der Folgeoperationen mit dynamisch bewegten Massen entwickelt, wobei die ganzheitliche Betrachtung des dynamischen Werkzeugsystems aus Werkzeugoberteil und massebehafteten, beweglichen Werkzeugkomponenten im Vordergrund steht.

Im ersten Teil der Arbeit werden für die dynamische Belastung relevante Werkzeugkomponenten bestimmt und ein Berechnungsmodell abgeleitet, um das dynamische Systemverhalten eines Folgewerkzeugs für größere Karosserieteile zu beschreiben. Hierbei wird der Fokus aufgrund der bewegten Massen auf die Analyse des dynamischen Niederhaltersystems gelegt. Die identifizierten Werkzeugkomponenten werden daraufhin auf ihr Verbesserungspotential im Hinblick auf deren dynamische Belastung untersucht. Um dafür eine wissenschaftlich fundierte Berechnungsvorschrift zu erstellen, wird eine Modellparametrisierung zur Beschreibung des dynamischen Niederhaltersystems durchgeführt. Die Modellparametrisierung wird anhand von realen Prozessdaten durchgeführt. Zur Festlegung dieser prozessdatenbasierten Modelle werden Versuchsdaten mittels eines Versuchswerkzeugs erfasst und ausgewertet. Ein idealisiertes Versuchswerkzeug ermöglicht hierbei die Bestimmung von Parametern zuvor ausgewählter rheologischer Modellen, die eine Prognose der auftretenden Werkzeugschwingungen ermöglichen. Anschließend werden diese Modelle zur Auslegung der Werkzeugstrukturen herangezogen. Hierbei wird eine Vorgehensweise zur Spannungsbewertung nach der aktuellen FKM-Richtlinie abgeleitet, die es auf Basis der rheologischen Modelle ermöglicht, die auftretenden Belastungen über den Werkzeuglebenszyklus zuverlässig zu bewerten. Abschließend wird die Übertragbarkeit der dynamischen Schwingungsmodelle auf Serienwerkzeuge anhand von Serienmessdaten validiert. Hierfür wird das Werkzeug-Presse-Kollektiv berücksichtigt und anhand von Mehrkörpersimulationen abgebildet. Die Wechselwirkungen zwischen Presse und Werkzeug werden dabei detailliert untersucht und die Eignung der aufgestellten Modelle zur Vorhersage der Dynamik des Niederhalters beim Rückhub des Stößels validiert. Anhand einer Diskussion der Ergebnisse endet diese Arbeit mit der Festlegung einer Auslegungsvorschrift für Folgeoperationen im Hinblick auf die dynamische Niederhalterbelastung. Diese Arbeit liefert somit eine Verbesserung typischer Niederhalterstrukturen im Hinblick auf deren belastungsgerechte Auslegung gegen zu hohe dynamische Belastungen bei hohen Stößelgeschwindigkeiten in Folgeoperationen. Die diesbezüglich abgeleitete, standardisierte Auslegungsvorschrift erweitert die bisher empirische Werkzeugauslegung und -konstruktion um fundierte wissenschaftliche Gesichtspunkte.

## Abstract

Due to global competition, the demands on the efficiency of automotive production are constantly increasing. The competitiveness of market players is largely determined by their potential in productivity. In the automotive body manufacturing sector, this constraint is addressed by increasing output. In particular, new production technologies are being introduced in an attempt to increase productivity in sheet metal part production.

The use of servo press technology in the manufacture of outer body panels offers opportunities to meet the increased productivity requirements of modern press shops in the long term. The drive and automation equipment used in servo presses enables flexible programming of the ram movement. Non-productive times in particular can be reduced by this relatively new press drive technology, as the die can be opened at a higher speed compared to conventional ram kinematics. Process windows can be maintained accordingly while increasing the overall output of the press line. Due to the increased ram speeds, moving die components induce increased reaction forces in the die structure as well as in the press structure itself. These reaction forces, in turn, can exceed critical loads on the die and press structure, leading to process malfunctions and component failure in volume production. This challenge requires an adaptation of the conventional die design process with regard to the changed process requirements, due to the novel servo presses.

As the most critical technological connection between automotive design and sheet metal part production, the die design is the key element in the production of automotive body parts. The current changes in production conditions in the press shop due to increased ram speeds are still not sufficiently addressed in the empirically based die making industry. Currently, dies for automotive body parts are still designed conservatively, which means that they are usually characterized by large masses and high safety coefficients. This discloses a negative effect on the output of the press line and the structural loads of the dies. On the one hand, the stroke rate of the press line must be reduced in order to be able to decrease the structural loads on the die components. On the other hand, high masses of the upper die of large forming tools require high drive powers of the press ram, which must be reduced in the long term.

Against this background, it is necessary to adapt the conventional die design and engineering in order to meet the upcoming requirements for an efficient production of sheet metal parts in the press shop. For this purpose, a load-adapted die design must be implemented in order to react to future loads as early as in the die design phase and to increase the performance and safety of the dies in accordance with the press shop technology. In the context of this work, therefore, a standard is developed for the load-compliant design and engineering of line dies with dynamically

moving masses, whereby the holistic consideration of the dynamic die system consisting of the upper die and the moving die components with masses is in the focus of investigation.

In the first section of the thesis, die components relevant for dynamic loads are determined and a calculation model is derived in order to describe the dynamic system behaviour of a line die for larger automotive body parts. Due to the moving masses, the focus is placed on the analysis of the dynamic part holder system. The identified die components are then examined for their potential for improvement with regard to their dynamic loading. In order to create a new scientific calculation method, a model parameterization for the dynamic part holder system will be carried out.

The model parameterization is performed on the basis of experimental process data. For the definition of process data driven models, test data are recorded and evaluated. An idealized experimental tool allows the calculation of parameters of previously selected rheological models, which enable a prediction of the occurring part holder oscillations. Subsequently, the models are used for the development calculation of new die structures. Here, a procedure for stress evaluation according to the FKM guideline is derived, which makes it possible to evaluate the occurring loads over the die life cycle based on the rheological models.

Finally, the transferability of the dynamic models to series production dies is validated on the basis of series production measurement data. For this purpose, the die-press interaction is taken into account and modelled by using multi-body simulations. The interactions between press and die are investigated in detail and the suitability of the established models for predicting the dynamics of the part holder during the return stroke of the ram is validated.

Based on a discussion of gained results, this work concludes with the specification of a design guideline for line dies with respect to the dynamic part holder load. This work therefore provides an improvement of the part holder system with regard to a load-compliant design with respect to excessive dynamic loads at high ram speeds. The standardized design guidelines derived in this respect add well-founded scientific aspects to the previously empirical die design and engineering. Taking the die and press system into account, it is therefore possible to improve die performance. The load-adapted die design, for example with the aid of elastomer compression springs, their arrangement and retaining bolts, enables a significant increase in output and a simultaneous reduction in die investment by increasing the performance and safety of die operation. The developed approach can be transferred to relatively movable die components of different dimensions.



# 1 Einleitung

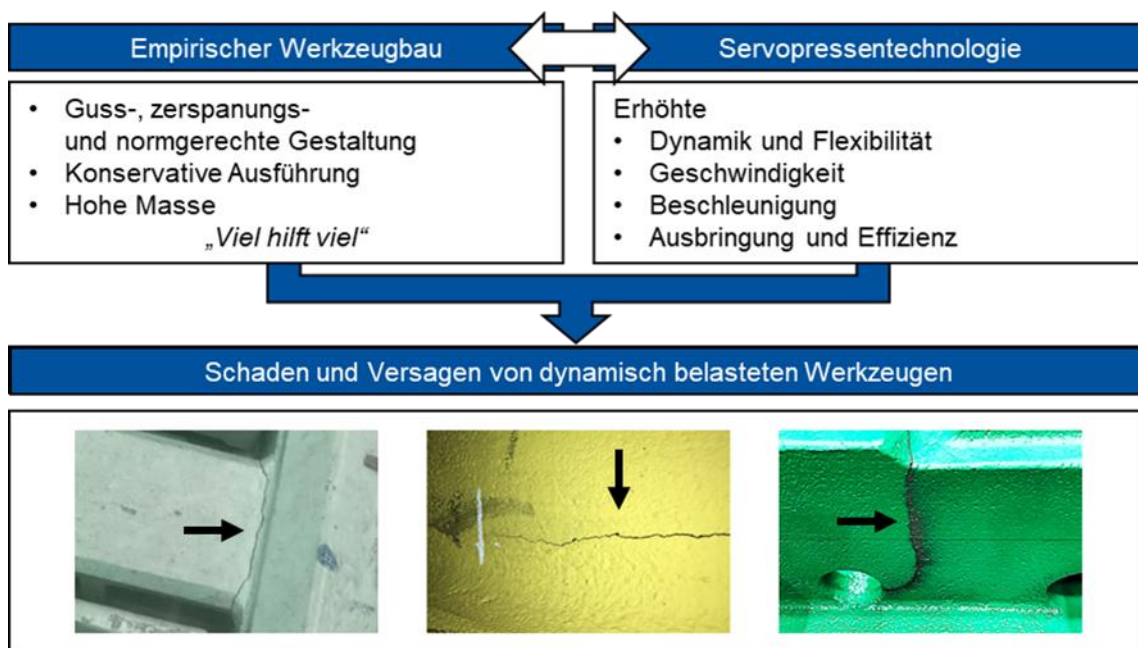
Die Globalisierung bewirkt in heutigen Zeiten einen erheblichen und stetigen Wettbewerbsdruck auf internationale Märkte. Insbesondere hohe Arbeitskosten, kurze Produktlebenszyklen, steigende Individualisierung und erhöhte Dynamik der Weltmärkte werden maßgeblich durch den globalen Wettbewerb vorangetrieben, was besonders in produzierenden Unternehmen zu steigenden Anforderungen führt. Produktivitätspotentiale bieten die Chance zur nachhaltigen Verbesserung der Wettbewerbsfähigkeit. Besonders in der Automobilindustrie führt der Trend zur Individualisierung der Fahrzeuge verbunden mit hohen Qualitäts- und Kostenzielen zu Anforderungen an wertschöpfende Prozesse. [1]

Bei der umformtechnischen Herstellung von Karosserieblechbauteilen wird heute vor allem dem stetig steigenden Kostendruck mit dem Streben nach höheren Ausbringungsleistungen im Presswerk begegnet. Ein Lösungsansatz, welcher heute in modernen Presswerken zur Steigerung der Bauteilausbringung verfolgt wird, besteht hierbei in der flächendeckenden Einführung der Servopressentechnologie. Durch die Verwendung von Torquemotoren ist bei Servopressen eine flexible Programmierung der Stößelbewegung möglich, was zu einer Reduzierung der Zykluszeit führt, ohne die Bauteilqualität zu beeinträchtigen. Dies wird maßgeblich durch die Reduzierung von Nebenzeiten während des Pressenhubes gewährleistet, in denen sich die Werkzeughälften nicht in Kontakt befinden bzw. keine Bearbeitung des Werkstücks stattfindet. Insbesondere beim Rückhub des Stößels nach dem Öffnen des Werkzeugs werden hierbei höchstmögliche Geschwindigkeiten gefordert. Die Geschwindigkeit während des Umform- oder Schneidprozesses wird hingegen unabhängig von der Ausbringungsleistung meist konstant gehalten. In der Produktion von Karosserieaußenhautteilen in modernen Presswerken ermöglicht diese relativ flexible Einstellung der Stößelgeschwindigkeit die Erhöhung der Hubzahl von konventionellen mechanischen Pressen mit ca. 15 Hub/min auf bis zu 23 Hub/min mit Servopressen. [2]

Der Werkzeugbau bestimmt durch seine Schlüsselposition zwischen industrieller Wertschöpfung und Produkt- bzw. Designentwicklung der Fahrzeugaußenhaut maßgeblich die Innovationsfähigkeit und Produktivität des Karosseriebaus. Produkt- und Produktionsanforderungen des Karosseriebaus werden durch den Werkzeugbau von der digitalen in die physische Welt überführt. Die entstehenden Werkzeuge ermöglichen durch ihre Qualität und Produktionseigenschaften die Herstellung anspruchsvoller Blechbauteile für die Karosseriefertigung.

Der heute noch immer empirisch geprägte Werkzeugbau hat sich bisher nur wenig an die veränderten Betriebsbedingungen im Presswerk durch die Einführung der Servopressentechnologie angepasst. Im Hinblick auf die neue Pressentechnologie stellen sich die erfahrungsbasierten Herangehensweisen der Werkzeugauslegung und -konstruktion als rückständig dar und sind nicht

mehr auf moderne Werkzeugentstehungs- und Produktionsbedingungen, wie beispielsweise erhöhte Stößelgeschwindigkeiten, übertragbar. Dies führt dazu, dass konventionell ausgelegte Werkzeuge zur Herstellung großer Karosserieblechteile den Anforderungen durch die erhöhten Stößelgeschwindigkeiten, welche im Rahmen der Etablierung von Servopressen ermöglicht werden, nicht entsprechen. Besonders die bewegten Massen von größeren Komponenten in großen Karosseriewerkzeugen, welche eine Masse von bis zu 10.000 kg aufweisen können, induzieren durch erhöhte Beschleunigungen entsprechende Reaktionskräfte, welche die Werkzeug- und Pressenstruktur aufnehmen muss. Eine konservative Werkzeugauslegung erhöht dabei prozesskritische Belastungen durch Massenanhäufungen und hohe Steifigkeiten. Dies führt im schlechtesten Fall zu nicht prognostizierbaren Schäden bzw. unerwarteten Ausfällen von Umformwerkzeugen und Pressen während der Serienproduktion. Abbildung 1 zeigt exemplarisch, dass die Erhöhung der Hubzahl der Pressenlinie bzw. der Stößelgeschwindigkeit zum Versagen von Werkzeugkomponenten führen kann, welche auf Basis von konservativen, empirischen Konstruktionsvorschriften gefertigt wurden.



**Abbildung 1:** Spannungsfeld zwischen den Eigenschaften des empirischen Werkzeugbaus und jenen der Servopressentechnologie / Schadensfälle in Gussstrukturen [3–5]

Die bisher in der Praxis angewendete, empirische Werkzeugauslegung und -konstruktion vernachlässigt die veränderlichen Produktionsbedingungen durch die genannten, neuartigen Stößelantriebe nahezu vollständig. Im konventionellen Werkzeugbau stehen die Steifigkeit gegenüber der Presskraft sowie die guss-, zerspanungs- und normgerechte Gestaltung aller Werkzeugkomponenten im Vordergrund und führen zu hochsteifen Stahl- und Gusseisenstrukturen mit hohen Massen. Seit Einführung der Servopressentechnologie in der Herstellung von Karosserieblechbauteilen wird die Lebensdauer und Leistungsfähigkeit der Presswerkzeuge jedoch zunehmend

durch dynamische Effekte begrenzt. In der Regel treten bei der dynamischen Überlastung von Werkzeugen unterschiedliche Schäden auf, wie beispielsweise Rissen in den Werkzeugoberteilen, Versagen von Elastomerelementen, Abriss von Haltebolzen und Risse in den Niederhaltern. Aus diesem Grund sind heute leichte, bewegliche Werkzeugkomponenten mit belastungsgerecht ausgelegten dynamischen Eigenschaften erforderlich. Die Motivation dieser Arbeit liegt folglich in der Entwicklung von Berechnungsmodellen und Auslegungsvorschriften, um die maximale Ausbringung bei gleichzeitiger Gewährleistung der Produktivität der Werkzeuge und Pressen zu ermöglichen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine belastungsgerechte Auslegung und Konstruktion von Umformwerkzeugen der Folgeoperationen unter Berücksichtigung von dynamisch belasteten Niederhaltern, welche während des Arbeitshubes beschleunigt und auch wieder abgebremst werden, entwickelt. Hierbei wird die Steigerung der Leistungsfähigkeit und Sicherheit des Folgewerkzeugs durch eine präventive Auslegung der dynamischen Belastungen ermöglicht. Dieses Ziel wird durch eine ganzheitliche Anpassung des dynamischen Niederhaltersystems von Folgeoperationen vorgenommen.

Anhand von Werkzeugen für Folgeoperationen zur Herstellung von Karosserieblechbauteilen werden die für dynamische Belastung relevante Werkzeugkomponenten identifiziert und hinsichtlich möglicher Verbesserungspotentiale untersucht. Das dynamische Werkzeug- und Pressen-System werden mithilfe von Modellreduktion, Modellparametrisierung und Modellvalidierung beschrieben, welche die Ableitung einer Berechnungsvorschrift ermöglichen. Die Abschätzung der auftretenden Beschleunigungen der bewegten Werkzeugkomponenten in Verbindung mit Finite-Elemente-Simulationen wird daraufhin für einen rechnerischen Festigkeitsnachweis herangezogen, um ein Versagen der Werkzeuge auszuschließen. Hierbei werden Grundlagenversuche zur Bestimmung möglicher Versagenskriterien durchgeführt, um zunächst die Belastungsgrenzen der betrachteten Werkzeugkomponenten zu ermitteln.

Die entwickelte Berechnungsmethode und die damit einhergehenden erarbeiteten Berechnungsmodelle zur Berücksichtigung der Starrkörperdynamik führen nachweislich zu einer belastungsgerechten Auslegung und Konstruktion für Werkzeuge mit relativbeweglichen Massen. Die Gesamtheit der systematischen Verbesserung der Werkzeugauslegung und -konstruktion unter Berücksichtigung dynamischer Effekte bewegter Massen wird in einer Auslegungsvorschrift für Folgeoperationen festgehalten. Folglich bildet die vorliegende Arbeit eine Wissenserweiterung im Werkzeugbau und im Karosserieherstellungsprozess durch die Sicherstellung heutiger und zukünftiger Produktionsanforderungen im Presswerk. Die in Form der Auslegungsvorschrift entwickelten Standards ersetzen die heutige empirische Herangehensweise durch ein fundiertes Vorgehen für Großwerkzeuge.

## 2 Stand der Technik

In den folgenden Unterkapiteln werden der aktuelle Stand der Erkenntnisse sowie angrenzende Themengebiete dargestellt, welche die Grundlagen der vorliegenden Arbeit im Hinblick auf das dynamische Niederhaltersystem bilden. Dieses dynamische System besteht aus dem relativbeweglichen Niederhalter, dem Werkzeugoberteil und Kopplungselementen, welche die beiden Werkzeugkomponenten miteinander sowie mit dem Pressenstößel verbinden. Ausgehend von einer kurzen Übersicht über die Karosserietechnik im Automobilbau wird auf die Blechteilefertigung sowie die hierfür benötigten Verfahrensgrundlagen im Besonderen eingegangen. Darauf aufbauend werden die dafür eingesetzte Pressentechnik mit dem Fokus auf die Servopresstechnologie sowie der Werkzeugentstehungsprozess von Umformwerkzeugen für die Folgeoperationen erläutert. Die im Werkzeugbau eingesetzten Berechnungsverfahren, wie beispielsweise der rechnerische Festigkeitsnachweis für die statisch und dynamisch belasteten Komponenten dieser Werkzeuge, FEM- und MKS-Simulation sowie die Topologieoptimierung werden anschließend beschrieben. Abschließend wird eine Zusammenfassung des aktuellen Stands der Technik gegeben, welcher das wissenschaftliche Defizit in der konstruktiven dynamischen Auslegung und damit den in dieser Arbeit adressierten, wissenschaftlichen Handlungsbedarf aufzeigt.

### 2.1 Karosserietechnik im Automobilbau

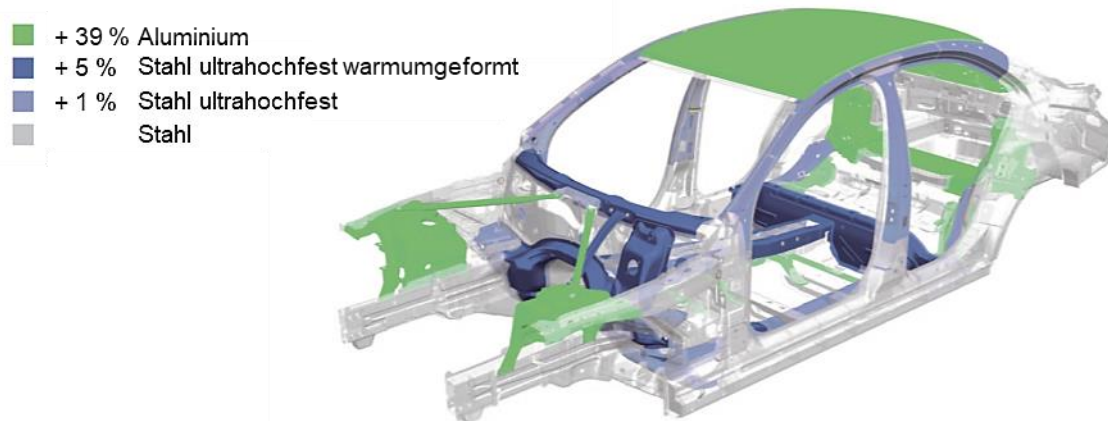
Die Karosserie bildet eines der zentralen Elemente eines Automobils. Einerseits bestimmt sie durch ihre optische Anmutung maßgeblich das Erscheinungsbild des Fahrzeugs, andererseits übernimmt sie durch ihre strukturelle Integrität unterschiedliche Funktionalitäten, wie zum Beispiel den Schutz der Insassen im Crashfall. Durch das Erscheinungsbild der Karosserie wird die Kaufentscheidung des Kunden signifikant beeinflusst, was die Qualität der Karosserie zu einem Schlüsselkriterium der Karosserieproduktion macht. [5]

Automobilkarosserien werden vornehmlich aus Blechbauteilen gefertigt, welche mittels Umformverfahren hergestellt und daraufhin gefügt werden. Verschiedene Karosseriebauweisen haben sich im Automobilbau etabliert, wobei im Wesentlichen zwischen Rahmenstrukturbauweisen und selbsttragenden Karosserien zu unterscheiden ist. Moderne Karosserien werden dabei vermehrt in Mischbauweisen aus Aluminium- und Stahlblechwerkstoffen in unterschiedlichen Güten gefertigt. Exemplarisch wird in Abbildung 2 eine Karosserie dargestellt, mit der der eingesetzte Materialmix veranschaulicht ist. [5, 6]

Bei der Herstellung der Karosserie stehen die Kosten und die Qualität der Blechbauteile als Zielgrößen in stetigem Konflikt zueinander. Die Kosten der Karosserie werden zum Großteil durch die Produktion der Blechteile beeinflusst. Hierbei liegt der Kostenanteil von Blecheinzelteilen im



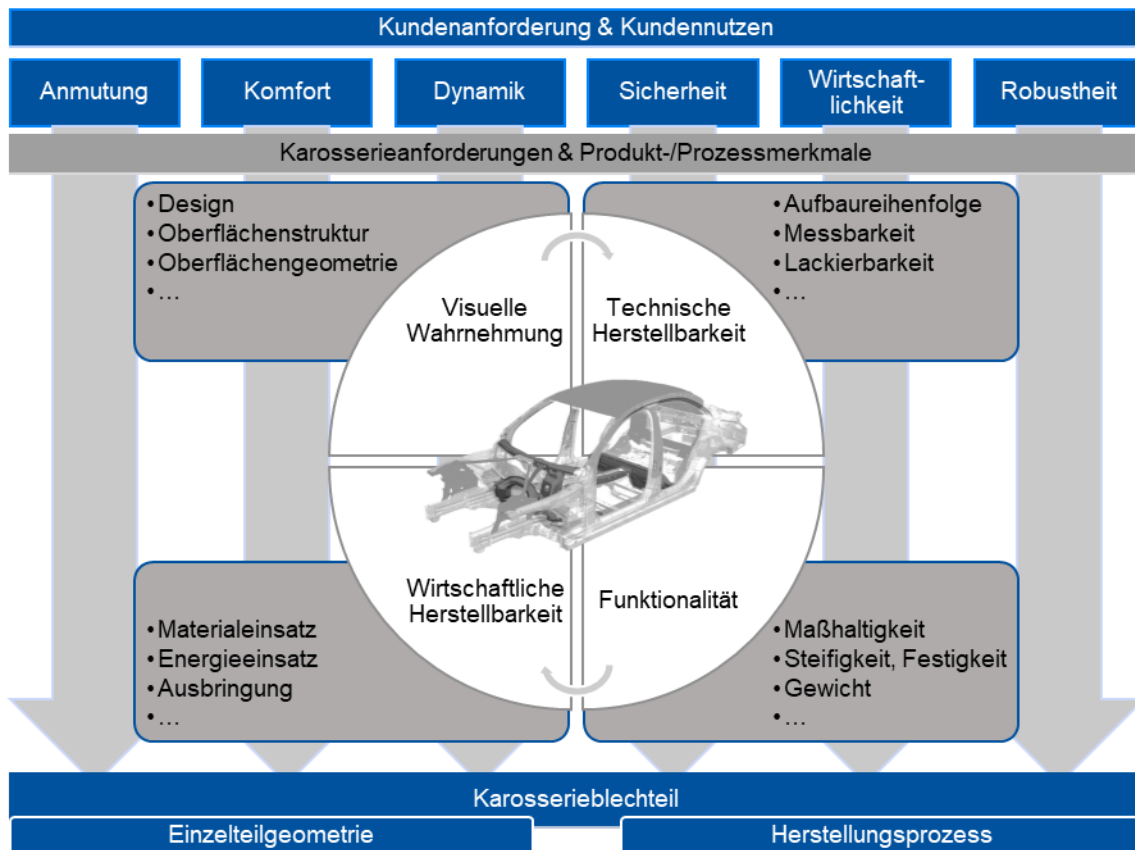
Mittel bei ca. 66 % der Gesamtkosten der unlackierten Karosserie. Für die gesamte Rohkarosserie werden, abhängig von der Bauweise, zwischen 300 und 500 Blechteile benötigt, welche durch unterschiedliche Verfahren wie Schweißen, Clinchen, Kleben oder Falzen miteinander verbunden werden. [5, 7]



**Abbildung 2:** Selbsttragende Karosserie mit Angabe der Zunahme des Anteils verschiedener Blechwerkstoffe im Vergleich zum Vorgängermodell nach [8]

Die Qualität der Karosserie begründet sich hauptsächlich durch zwei Qualitätsansprüche. Auf der einen Seite wird die Qualität durch die Anmutung definiert, der eine hohe Bedeutung bezüglich des Gesamtdesigns des Fahrzeugs zugesprochen wird. Somit bestimmt das Design des Fahrzeugs maßgeblich die emotionale Kaufentscheidung des Kunden. Auf der anderen Seite werden durch hohe Sicherheitsansprüche, insbesondere festgelegt durch den Gesetzgeber, strukturelle Anforderungen an die Fahrzeugkarosserie gestellt. Die Anforderungen an die Gesamtkarosserie spiegeln sich in den Qualitätsanforderungen, wie beispielsweise Maßhaltigkeit und Festigkeit, in den jeweiligen Blechbauteilen wider. Die einzelnen Blechbauteile einer Karosserie untergliedern sich in Struktur- sowie Außenhautteile, wobei entsprechend unterschiedliche Anforderungen, beispielsweise an die Oberflächenqualität, je nach Position des Bauteils in der Karosserie gestellt werden. Die Anforderungen an die Automobilkarosserie definieren folglich einerseits die Einzelteilgeometrien und andererseits die gewählten Fügeprozesse. Die in Abbildung 3 dargestellte Übersicht verdeutlicht die Gesamtheit der Anforderungen an die Gesamtkarosserie und deren einzelne Karosserieblechteile. Durch die Kombination und Wechselwirkung der unterschiedlichen Eigenschaften der Blecheinzelteile müssen die Qualitätsanforderungen an die Automobilkarosserie gesamtheitlich erfüllt werden. [5, 6, 9]

In den folgenden Unterkapiteln wird auf die Fertigungskette der Karosserie sowie der entsprechenden Karosserieblechbauteile und die dafür benötigten Verfahrensgrundlagen detailliert eingegangen.



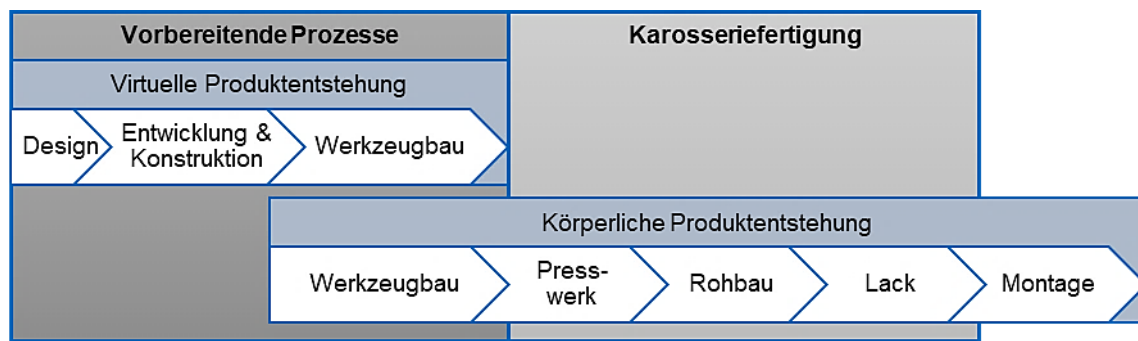
**Abbildung 3:** Anforderungen an die Gesamtkarosserie und an deren Blechbauteile im Spannungsfeld zwischen visueller Wahrnehmung, technischer und wirtschaftlicher Herstellbarkeit sowie Funktionalität nach [5, 6, 8]

## 2.2 Fertigungsprozess von Automobilkarosserien

Die Festlegung des Designs des Automobils bildet den Beginn des Produktentstehungsprozesses einer Fahrzeugkarosserie, welcher mit der Fertigstellung einer lackierten und maßhaltigen Karosserie endet. Dabei gliedert sich der Entstehungsprozess der Karosserie in die virtuelle und die physische Produktentstehung. Diese wird wiederum in zwei unterschiedliche Prozessschritte untergliedert. Zum einen wird ein Blechteil hergestellt, welches einen eigenen Produktionsprozess benötigt, zum anderen folgt der eigentliche Karosserieherstellungsprozess aus der Spanntechnik dieser Blechbauteile und der anschließenden Reihe von Fügevorgängen zur Herstellung sogenannter Zusammenbauten. Abbildung 4 zeigt vereinfacht die einzelnen Schritte der Karosserieherstellung. [5]

Ausgehend vom Design des Fahrzeugs werden die einzelnen Blechbauteile für einzelne Karosseriekomponenten, sogenannte Substrukturen bzw. „Zusammenbauten“ konstruiert. Anschließend folgt aus der Sollgeometrie der Blechbauteile der Werkzeugentstehungsprozess. Die Umformwerkzeuge zur Herstellung der Serienkarosserieteile bilden vereinfacht die Sollgeometrie der

jeweiligen Blechbauteile ab und werden für den gesamten Produktionszyklus des Fahrzeugs ausgelegt. [4, 10]



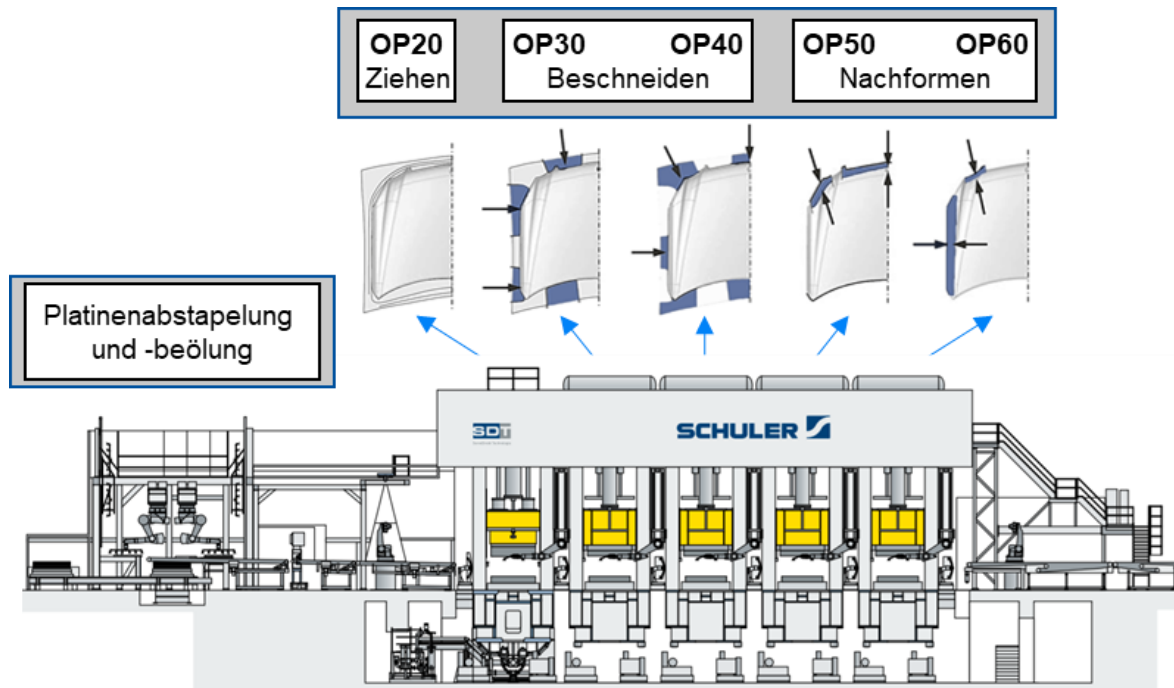
**Abbildung 4:** Prozesskette der Karosserieherstellung nach [5]

Die Serienwerkzeuge werden nach deren Anfertigung im Werkzeugbau an das Presswerk übergeben. Im Presswerk werden die Blecheinzelteile mithilfe geeigneter Pressen produziert und anschließend im Rohbau zur Karosserie zusammengefügt. Die Pressteilherstellung wird im nachfolgenden Kapitel detailliert beschrieben sowie darauffolgend die Grundlagen der entsprechenden Fertigungsverfahren erläutert. Heutige Qualitätsziele erfüllt die Blechteilproduktion maßgeblich durch den Produktionsprozess sowie das Werkzeug. Den vorgegebenen Kostenzielen wird unter anderem durch die Erhöhung der Ausbringungsleistung begegnet, was sich in moderner Anlagentechnik widerspiegelt. Die gefügte Karosserie wird schließlich lackiert und in weiteren Prozessschritten der Fahrzeugmontage das Automobil fertiggestellt. [5]

### 2.3 Pressteilherstellung

Karosserieblechbauteile werden im Presswerk in mehreren Schritten, d. h. in der sogenannten Operationsfolge, aus einer Platine oder direkt vom Blechcoil hergestellt. Die durchgeführten Umformoperationen setzen sich aus formgebenden, trennenden und nachformenden Fertigungsschritten zusammen. Kleine Bauteile können dabei in Folgeverbundwerkzeugen direkt vom Blechstreifen oder in Stufenwerkzeugen hergestellt werden. Große Blechteile, wie Karosserieaußenhautteile und deren Strukturteile, werden mithilfe von Einzelwerkzeugen, die nacheinander in der Pressenlinie angeordnet sind, gefertigt. Bauteile werden entsprechend ihrer Komplexität durch unterschiedlich viele Operationsstufen hergestellt. Dennoch werden große Karosserieblechteile in der Regel durch maximal sieben Operationsstufen gefertigt, wobei die erste stets den Platinenschnitt darstellt. Ziel ist es, die Anzahl der einzelnen Operationen und damit der Pressenstufen möglichst niedrig zu halten, was zu einer Erhöhung der Komplexität der Werkzeuge führt. Angestrebt wird hierbei, das Anlageninvestment zu reduzieren, ohne die Werkzeugkosten in gleichem Maße zu erhöhen. Auf die heute in modernen Automobilwerken eingesetzte Pressentechnik zur Herstellung von Karosserieblechbauteilen wird in Kapitel 2.4.3 detailliert eingegangen [4, 10]

Exemplarisch zeigt Abbildung 5 die Operationsfolge einer Motorhaubenbeplankung. Auf einer gesonderten Platinenschneidanlage wird ausgehend von einem Coil in der sogenannten OP10 die Platine bauteilspezifisch zugeschnitten. In modernen Presswerken kann dieser Platinenbeschnitt auch durch Laserschneidanlagen durchgeführt werden [11]. Danach wird die Formplatte auf Großpressen umgeformt.



**Abbildung 5:** Operationsfolge zur Blechteilherstellung am Beispiel einer Motorhaubenbeplankung, dargestellt im Halbschnitt, mit einer Großpresse nach [5, 12]

Die OP20 stellt in einer Großpresse jene Umformoperation dar, in der die Bauteilform tief- und/oder streckgezogen wird. Anschließend folgt mindestens eine Beschnittoperation, welche in etwa die Bauteilkontur bestimmt. In den Folgeoperationen OP30 bis OP60 wird das Bauteil daraufhin weiterbearbeitet, zum Beispiel mit den Folgeoperationen wie Abstellen, Nachformen, Prägen, Schneiden und Lochen. [4]

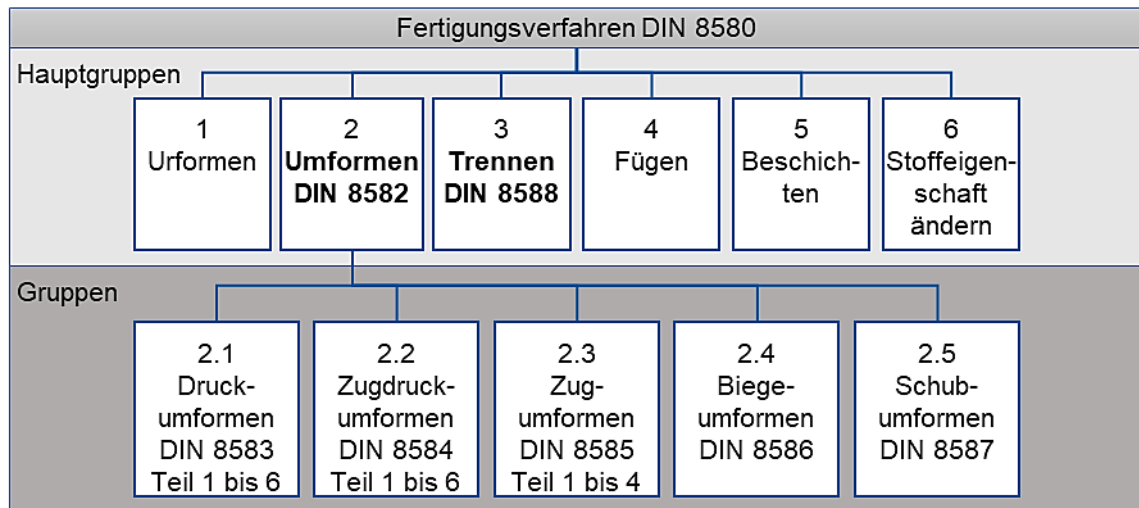
Im folgenden Kapitel wird auf relevante Bearbeitungsverfahren zur Karosserieteilherstellung eingegangen.

## 2.4 Grundlagen der Fertigungsverfahren von Karosserieblechteilen

In der Fertigung von Karosserieblechbauteilen mittels Großwerkzeugen werden in der Operationsfolge verschiedene Fertigungsverfahren nach DIN 8580 eingesetzt [13].

Die Fertigungsverfahren der Umformtechnik sind in DIN 8582 definiert [14]. Diese Verfahren werden hierbei nach dem vorherrschenden Spannungszustand während der Umformung, wie in Abbildung 6 dargestellt, unterschieden. Die Grundform der Blechteile wird überwiegend in den formgebenden Operationen durch Verfahren der Gruppe Zugdruckumformen sowie Zugumfor-

men erzeugt. Das Blechteil erhält durch Scherschneiden seinen endgültigen Umriss wie auch Aussparungen, wobei dieses Fertigungsverfahren durch die Hauptgruppe des Trennens in DIN 8588 definiert ist [15]. Darüber hinaus finden in den Folgeoperationen vereinzelt bzw. situativ auch Biegeumformschritte Anwendung.



**Abbildung 6:** Einteilung der Fertigungshauptgruppen nach DIN 8580 sowie der Umformverfahren entsprechend der zugrundeliegenden Spannungszustände nach [13–15]

#### 2.4.1 Grundlagen der Umformung metallischer Werkstoffe

Zur Charakterisierung von Blechwerkstoffen und deren Eigenschaften werden unterschiedliche Kenngrößen herangezogen. Der uniaxiale Zugversuch wird in der Regel zur Bestimmung relevanter Kennwerte Blechwerkstoffe eingesetzt [16]. Für die Herstellung von für Karosseriebauteile relevante Materialkenngrößen sind der Elastizitätsmodul  $E$ , die Streckgrenze  $R_e$ , die Zugfestigkeit  $R_m$ , die Gleichmaßdehnung  $\varepsilon_{gl}$  sowie die Bruchdehnung  $\varepsilon_{Bruch}$ . Neben der mechanischen Kenngröße der elastischen und plastischen Dehnung sind in der Umformtechnik auch Umformgrade als gemittelte Summe aus Dehnungsinkrementen in den drei Hauptrichtungen nach Gleichung (1) b) definiert. Die zugehörigen Formänderungen  $\varphi$  werden durch Gleichungen (1) c) berechnet. Wie durch Gleichung (1) d) zu erkennen, basiert die Umformung auf dem Gesetz der Volumenkonstanz. [17, 18]

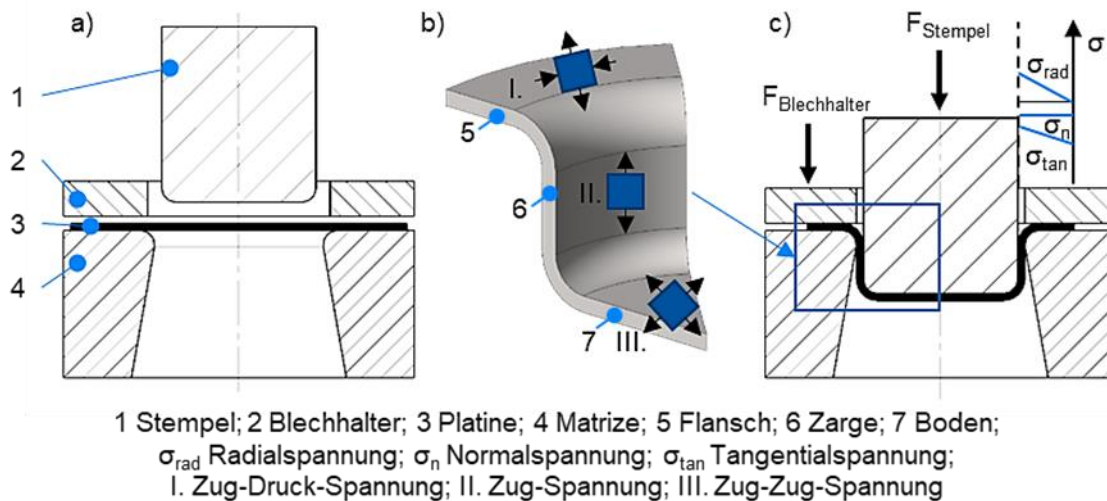
$$\begin{array}{llll}
 \text{a) } k_f = \frac{F_{\text{Zug}}}{A} & \text{b) } \varphi = \ln(1 + \varepsilon) & \text{c) } \varphi_l = \ln \frac{l}{l_0} & \text{d) } \varphi_l + \varphi_b + \varphi_s = 0 \quad (1) \\
 & & \varphi_b = \ln \frac{b}{b_0} & \\
 & & \varphi_s = \ln \frac{s}{s_0} & 
 \end{array}$$

#### 2.4.2 Formgebung durch Tief- und Streckziehen

Beim Tiefziehen handelt es sich um eine Zugdruckumformung, bei der die Blechdicke nahezu konstant bleibt. Das zugehörige Tiefziehwerkzeug besteht aus den drei Werkzeugkomponenten

Matrize, Blechhalter und Stempel, die in Abbildung 7 a) dargestellt sind. Im Prozess wird die Platine mithilfe des Blechhalters und der Matrize im sogenannten Flanschbereich geklemmt. Die Ausprägung der vorliegenden Klemmung durch die Blechhalterkraft steuert den Flanscheinlauf beim Ziehvorgang. Die Umformung wird durch eine Bewegung des Stempels relativ zu Blechhalter und Matrize realisiert. [5, 19, 20]

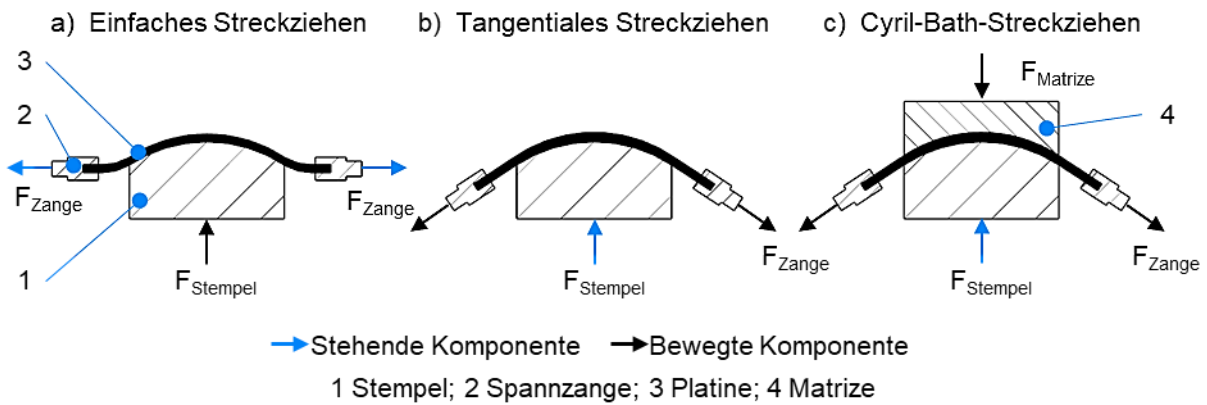
Für einen zylindrischen Napf lassen sich drei Bauteilbereiche der Geometrie unterscheiden: der Ziehteilboden, die Zarge und der Flansch. In den drei Bereichen herrschen unterschiedliche Spannungszustände. Die Krafteinleitung erfolgt hierbei indirekt über den Stempel bzw. den Ziehteilboden und den Zargenbereich. Eine schematische Darstellung des Tiefziehens eines zylindrischen Napfes sowie die auftretenden Spannungszustände sind in Abbildung 7 b) und c) dargestellt. [5, 20]



**Abbildung 7:** Schematische Darstellung des Tiefziehens mit a) entsprechenden Werkzeugkomponenten sowie b) und c) Spannungszuständen nach [5, 20]

Das Streckziehen wird dem Zugumformen zugeordnet. Hierbei erfolgt die Formgebung mithilfe einer rundumlaufenden Einspannung der Platine rund um den Formstempel, schematisch für ein einfaches Beplankungsteil dargestellt in Abbildung 8. Hierbei wird eine Verringerung der Blechdicke durch eine Vergrößerung der Oberfläche umgesetzt.

Die Relativbewegung kann in der Regel in zwei unterschiedliche Verfahren unterteilt werden. Hierbei wird das einfache Streckziehen mit feststehenden Greifern und relativ bewegtem Stempel vom tangentialen Streckziehen mit beweglichen Greifern sowie relativ bewegtem Formstempel unterschieden [18, 21]. Als Prozessabwandlung kann das Cyril-Bath-Verfahren genannt werden, bei dem zusätzlich eine Matrize eingesetzt wird [18]. Hiermit können komplexere Geometrien umgeformt werden, da eine Gegendruckgeometrie vorhanden ist.



**Abbildung 8:** Schematische Darstellung des a) einfachen, b) tangentialen und c) Cyril-Bath-Streckziehens für z. B. spezielle Beplankungsteile im Flugzeugbau nach [18]

Die mit diesem Verfahren entstehenden Blechbauteile sind relativ flach und konvex. Die mittlere Formänderung der Platine überschreitet hierbei nicht die Gleichmaßdehnung  $\varepsilon_{gl}$ . Zu der im Bauteil vorliegenden Biegung weist die Außenfaser beim Streckziehen zu Prozessbeginn eine überlagerte Zugspannung auf. Bei Prozessfortschritt plastifiziert das Blechteil, beginnend in der Außenfaser, über den vollständigen Querschnitt. In der Außenfaser bleibt nach Prozessende eine geringfügig höhere Zugspannung erhalten. Folglich eignet sich das Streckziehen, um Restspannungen in Bauteilen abzubauen, diese zu richten oder Rückfederungen zu kompensieren. [17]

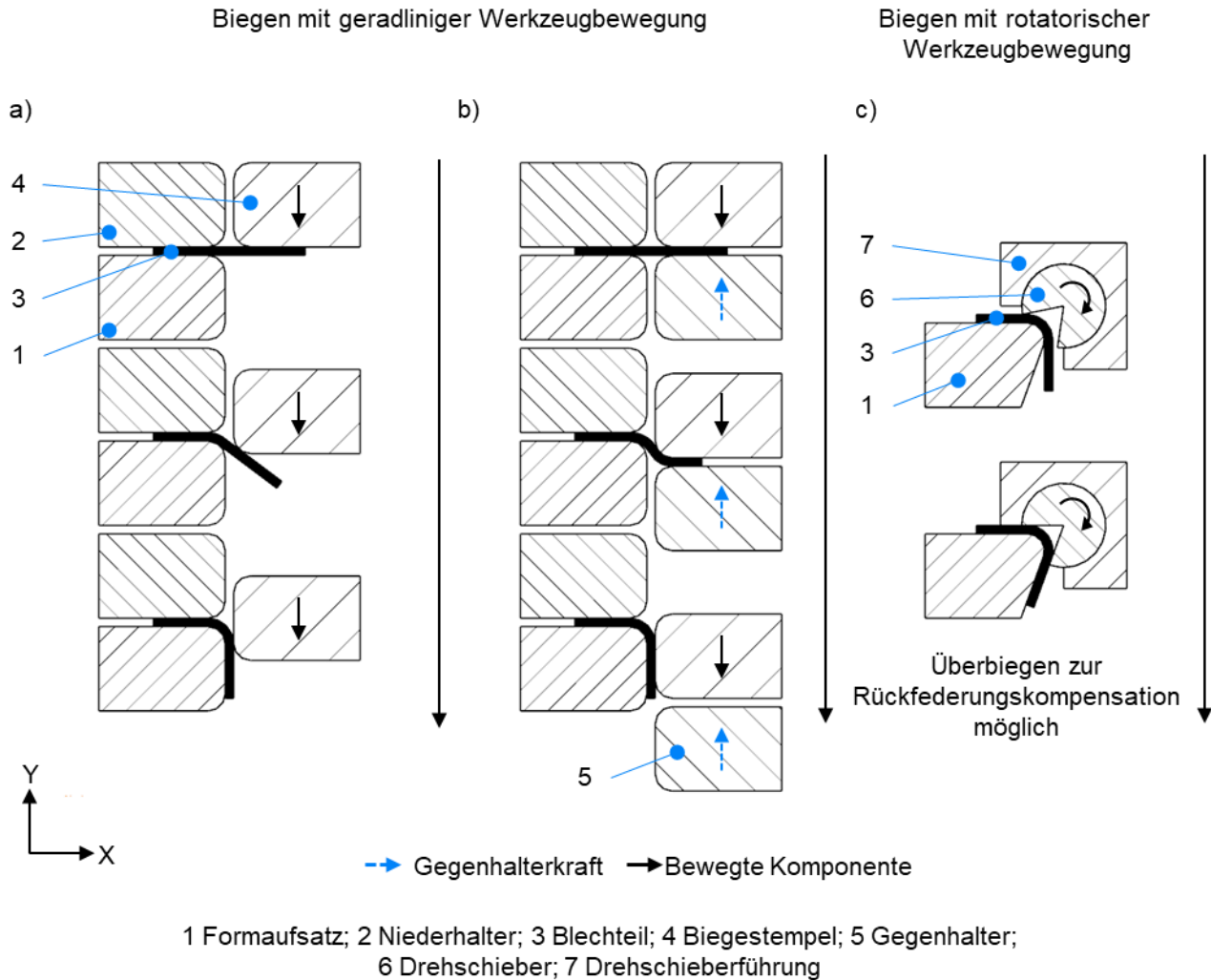
Die Herstellung von Karosserieblechbauteilen wird in der Regel durch eine Kombination des Tief- und des Streckziehens realisiert. Hierbei wird eine Reduktion der Blechdicke in definierten Grenzen zugelassen. Die Oberflächenvergrößerung im Ziehteilboden und in der Zarge wird sowohl durch das Fließen des Werkstoffs aus der Dicke als auch durch das Nachfließen des Ziehflansches ermöglicht. Die Verfahrenskombination von Tief- und Streckziehen wird als Karosserieziehen bezeichnet, wobei das Verfahren aufgrund seiner unterschiedlichen Ausprägungen nicht genormt oder standardisiert ist. [5]

### 2.4.3 Verfahren der Folgeoperationen zur Herstellung von Karosserieblechteilen

Das nach DIN 8586 beschriebene Biegen wird in der Karosserieblechteilherstellung in Folgeoperationen eingesetzt und ermöglicht das Abstellen von Funktionsflächen, wie etwa die Fügeflansche des Bauteils [22]. Die Biegeumformung ist durch ihren plastischen Zustand charakterisiert, welcher aufgrund einer Biegebeanspruchung vorliegt.

Durch das Nachformbiegen von Flanschen wird die Voraussetzung für den sich anschließenden Falzprozess geschaffen. So können im Rohbau mittels des Falzens Zusammenbauten für die Karosserie gefügt werden. Mit Blick auf den Falzvorgang lassen sich das Biegen mit geradliniger Werkzeugbewegung und das Biegen mit rotatorischer Werkzeugbewegung unterscheiden. [4, 5]

Der Prozessablauf des Biegens wird in Abbildung 9 schematisch dargestellt. Dabei wird ein Werkstück in das entsprechende Werkzeug eingelegt, woraufhin ein Niederhalter dieses im Werkzeug fixiert. Der Niederhalter nimmt hierbei das entstehende Moment auf, welches dem Biegemoment aufgrund der Einwirkung des Biegewerkzeugs entgegenwirkt. Beim einfachen Biegen wird der Flansch lediglich durch den Biegestempel geformt, wohingegen der Flansch beim ziehenden Biegen mithilfe eines Gegenhalters zusätzlich unterstützt wird. [5]



**Abbildung 9:** Schematische Darstellung a) des einfachen Biegens, b) des Biegens mit Gegenhalter sowie c) des Biegens mit rotatorischen Werkzeugbewegungen nach [5]

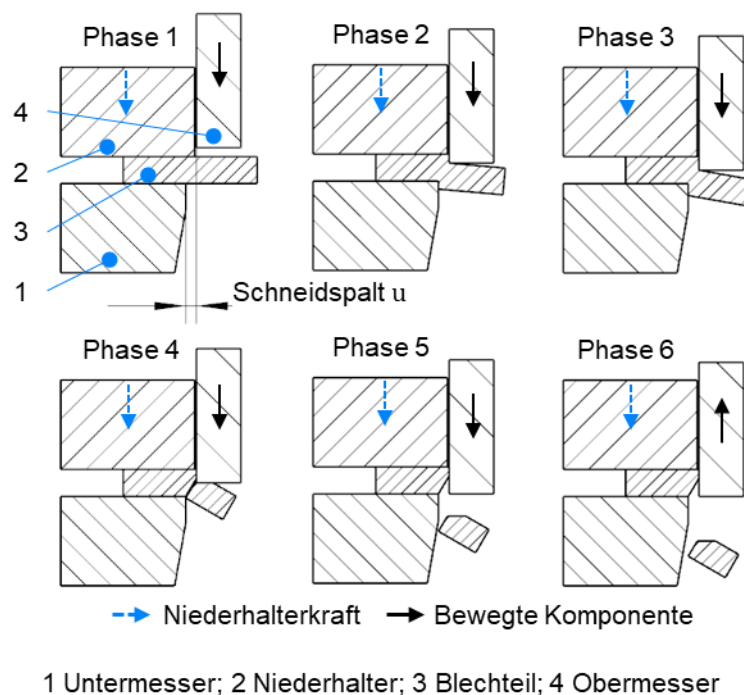
Der Prozess des Nachformens bzw. Nachschlagens wird häufig als „Kalibrieren“ des Blechteils bezeichnet und findet zudem seine Anwendung in Folgeoperationen. Auch dieses Verfahren ist nicht durch eine Norm oder Richtlinie standardisiert. Aus diesem Grund werden unterschiedliche Prozesse mit dem Nachformen in Verbindung gebracht. Diese beziehen sich hauptsächlich auf die Bearbeitung des Schnittgrats, die Korrektur von Flanschstellungen, die Rückfederungskompensation sowie teilweise das Biegen von Flanschen [4, 5, 10]. Derartige Operationen finden in der Methodenplanung zweckmäßigen Einsatz.



Die DIN 8580 beschreibt das Zerteilen als spanloses Trennen [13]. Ergänzend ordnet DIN 8588 dem Zerteilen die Untergruppen Scherschneiden, Messerschneiden, Beißschneiden, Spalten, Reißen und Brechen zu [15]. In den Folgeoperationen zur Herstellung von Karosserieblechbauteilen findet zudem das Scherschneiden Anwendung. Es handelt sich hierbei um einen trennenden Fertigungsprozess. Jedoch wird dieser häufig der Umformtechnik zugeordnet, da die Fertigungsverfahren prozessbedingt miteinander verknüpft sind. Im erweiterten Sinn kann das Trennen zudem als konstruktiv extrem ausgeführte, plastische Umformung bis zum Riss verstanden werden. [4]

Das Normalschneiden beschreibt in seinen Eigenschaften konventionelle Schneidprozesse. Die Teilung des Werkstücks findet zwischen zwei Scherschneidkanten statt, welche sich parallel aneinander vorbeibewegen. Das Abheben sowie ein Relativbewegen des Bauteils zwischen Untermesser und Obermesser verhindert stets ein Niederhalter, der zusätzlich die Abstreiffunktion erfüllt. [4, 5]

Der Schneidprozess kann in sechs Phasen unterteilt werden. Beispielhaft sind diese an einem offenen Schnitt in Abbildung 10 dargestellt. [4, 18]



**Abbildung 10:** Offener Schnitt mit Niederhalter in sechs Phasen: 1. Aufsetzen von Niederhalter und Stempel, 2. Elastische Deformation, 3. Plastische Deformation, 4. Trennen des Blechs, 5. Ausstoßen, 6. Rückhub, nach [4, 20, 23]

Die hier aufgeführten Verfahren ermöglichen schließlich die Herstellung von vollständig ausgeformten und beschnittenen Karosserieblechbauteilen. Die zur Herstellung der Blechteile eingesetzten Produktionsanlagen werden im folgenden Kapitel behandelt.

## 2.5 Pressentechnik für die Karosserieteilfertigung

Neben der Auslegung der Operationsfolge ist es notwendig, eine für die Produktion des betreffenden Pressteils geeignete Produktionsanlage auszuwählen und bereitzustellen. Die Auswahl einer passenden Produktionsanlage zur Pressteilherstellung hängt von verschiedenen Faktoren ab. Hierzu zählen beispielsweise die Bauteil- bzw. die Werkzeuggröße, die Anzahl der Operationen, die benötigte Presskraft, die Mechanisierung für den Bauteiltransport zwischen den Pressen sowie die Verfügbarkeit der entsprechenden Anlagen. Die eingesetzten Pressmaschinen, kurz Pressen bzw. Pressenlinien genannt, können nach verschiedenen technologischen Gesichtspunkten kategorisiert werden, beispielsweise nach ihrer Größe oder nach der Art der bereitgestellten Kraft bzw. Wirkenergie. [5]

Pressen haben die Funktion, einen oder mehrere Stößel zu bewegen, um eine oder mehrere Kraftwirkungen über das Werkzeug auf das Bauteil zu übertragen, mit dem Ziel, ein Blechteil zu fertigen [10]. Pressenlinien bestehen aus hintereinander angeordneten Pressen, welche durch einen automatisierten Teiletransfer mithilfe von Schwingarmen, Saugerbrücken, Greifern oder Robotern verbunden sind. Die Ziehpresse der Pressenlinie kann als einfach- oder doppeltwirkende Presse ausgeführt werden. Eine doppeltwirkende Presse besitzt dabei zwei Stößel, um neben dem Ziehstempel auch den Blechhalter bewegen zu können. In modernen Pressenlinien werden aus Investitions- und Technologieaspekten lediglich einfachwirkende Pressen eingesetzt. [10, 20]

Die Pressenlinien, auf welchen große Karosserieblechteile gefertigt werden, klassifizieren sich nach ihrer Nennpresskraft und dem Aufspannmaß bzw. ihrer Tischgröße. Die gängige Klassifizierung ist in Tabelle 1 aufgeschlüsselt.

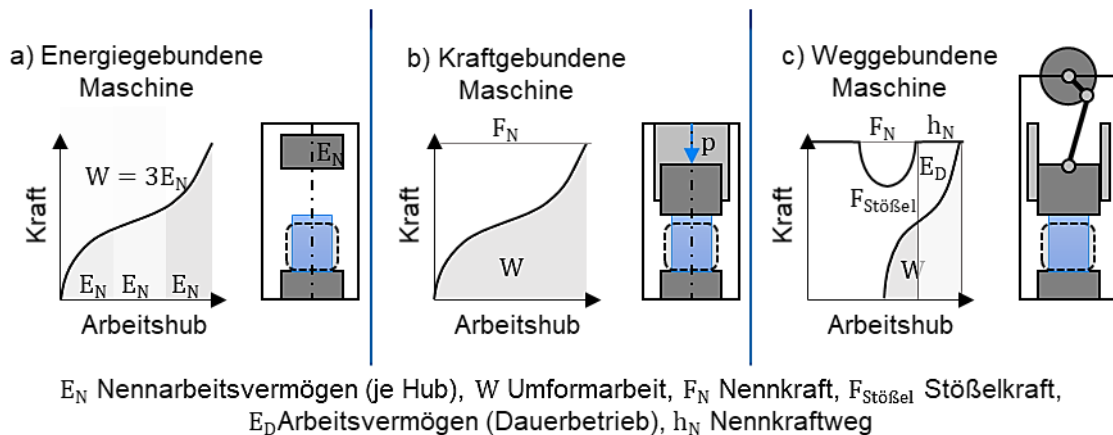
**Tabelle 1:** Klassifizierung von Pressenlinien, Nennpresskraft und Aufspannmaß bzw. Tisch- und Stößelaufspannfläche nach [4]

Pressenlinie	Klasse	Nennpresskraft	Aufspannmaß
Extra Large	XL	20.000 kN – 25.000 kN	> 4.260 mm
Large	L	16.000 kN – 20.000 kN	3.271 mm – 4.260 mm
Medium	M	12.000 kN – 16.000 kN	2.651 mm – 3.270 mm
Small	S	10.000 kN – 12.000 kN	1.800 mm – 2.650 mm
Extra Small	XS	8.000 kN – 10.000 kN	< 1.800 mm

Zudem wird bei Pressen nach ihrer Energiebereitstellung zwischen energiegebundenen, kraftgebundenen und weggebundenen Maschinen unterschieden. Energiegebundene Pressen zeichnen sich durch ein Arbeitsvermögen aus, welches bereits zu Beginn jedes Arbeitshubes zur Verfügung steht und vollständig eingesetzt werden kann. Bei höherem Arbeitsbedarf können aufeinanderfolgende Hübe ausgeführt werden. Ein Beispiel für solche Pressen stellen Schmiedehämmer dar.

Kraftgebundene Pressen stellen die verfügbare Nennkraft über den gesamten Stößelhub zur Verfügung. Dies wird vornehmlich durch hydraulische Pressen realisiert. Durch ihre hohe Flexibilität in der Auswahl der Stößelbewegung und -kraft finden kraftgebundene Pressen Einsatz in der Herstellung von Karosserieblechbauteilen. Überwiegend werden diese zur Produktion von Prototypen oder zur Werkzeugeinarbeitung eingesetzt.

Bei weggebundenen Pressen wird ein Schwungrad als Energiespeicher eingesetzt. Hierbei wird in jedem Hub die erforderliche Arbeit aus einem Energiespeicher entnommen. Durch die eingesetzte Kinematik ist die Stößelkraft abhängig von der aktuellen Stößelposition. Die eingesetzte Kinematik kann beispielsweise durch eine Kurbel-, eine Exzenter-, eine Kniehebel-, Lenkhebelkinematik oder auch einen mehrgliedrigen Gelenkantrieb, z. B. einen sogenannte „Hiprokinematik“, realisiert werden. Weggebundene Pressen finden Einsatz in der Herstellung von Karosserieblechbauteilen. Abbildung 11 zeigt einen Vergleich der unterschiedlichen Wirkprinzipien unter Berücksichtigung der Kraftverläufe über den Arbeitshub. [5, 10, 20]



**Abbildung 11:** Vergleich energie-, kraft- und weggebundener Maschinen zur Pressteilherstellung mit entsprechenden exemplarischen Kraftverläufen nach [5, 24]

Die Servopressentechnologie findet aktuell weltweit einen zunehmenden Einsatz in der Herstellung von Karosserieblechbauteilen. Servomechanische Pressen, im Folgenden Servopressen genannt, bieten durch ihr Antriebskonzept ein breites und zunehmendes Einsatzspektrum [25]. Anders als bei konventionellen mechanischen Pressen wird bei Servopressen der Stößel durch einen oder mehrere Servomotoren, z. B. durch Torquemotoren, bewegt. [5]. Beispielsweise ermöglicht die *ServoDirekt-Technologie* (SDT) der Firma Schuler individuell programmierbare Stößelbewegungen und den Pressenbetrieb im Pendelhub, bei dem keine vollständige Umdrehung der Kurbel- oder Exzenterereinheit durchgeführt wird [2, 26]. Servopressen stellen durch ihre Kinematik ein hybrides Antriebskonzept aus weggebundenen und kraftgebundenen Pressen dar. Zwar besitzen servomechanische Pressen eine weggebundene Kinematik, doch bilden sie eine Ausnahme, da sie durch ihren Torqueantrieb auch zu den kraftgebundenen Umformmaschinen zäh-

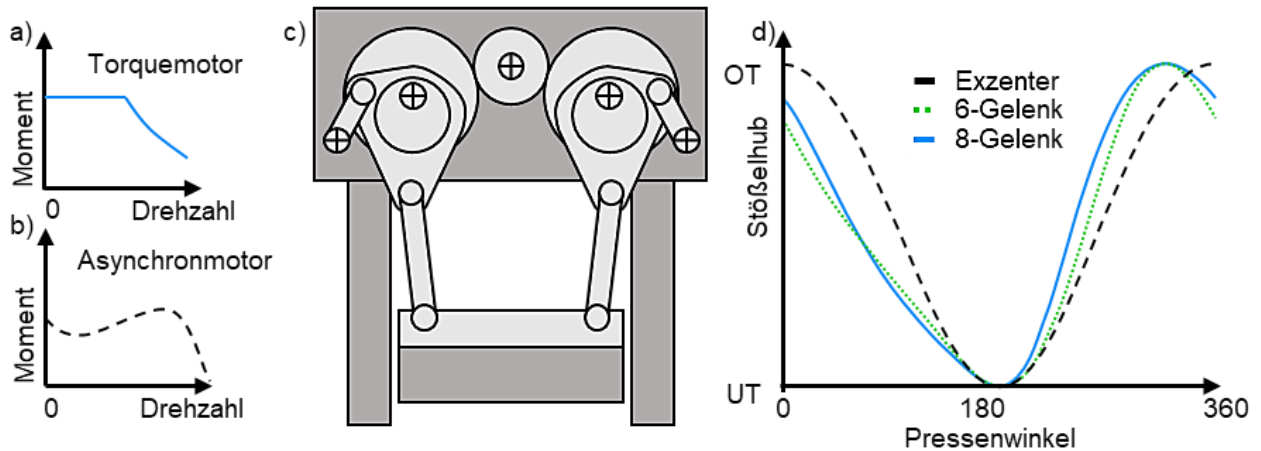
len. Dieser Antrieb ermöglicht es, das benötigte Antriebsmoment bis zur zulässigen Leistungsgrenze stetig abzurufen. Oftmals wird eine Gelenkwelle mit einem entsprechenden Exzenter oder einer Kurbel direkt durch ein Getriebe mit Servomotoren angetrieben. Bei diesem Pressenkonzept entfallen das Schwungrad sowie das Kupplungs- und Bremssystem der konventionellen mechanischen Pressentechnologie. Zur Wandlung der Drehzahl und des Moments werden Planeten- oder Stirnradgetriebe eingesetzt. Jedoch kann in Sonderfällen auch ein direkter Antrieb durch den Motor ohne zwischengeschaltetes Getriebe realisiert werden. Servopressen werden vornehmlich in C- oder O-Bauweise, auch 2- bzw. 4-Ständerbauweise genannt, am Markt angeboten, wobei im Allgemeinen C-Gestelle für kleinere Werkstücke und stehende O-Gestelle für große Werkstücke eingesetzt werden. [5, 24]

Bei den verwendeten Torquemotoren handelt es sich um spezielle Synchronmaschinen, die durch ihre hohe Anzahl von Polen eine äußerst stabile Dynamik unter Last aufweisen. Als Resultat kann der Stößel in beliebige Positionen gefahren und dort gehalten werden. Die Torquemotoren besitzen ein konstantes, maximales Drehmoment, welches bis zur Nenndrehzahl aufrechterhalten wird. Nach dem Überschreiten dieser Nenndrehzahl fällt das Drehmoment annähernd linear ab. Schlussfolgernd kann unabhängig von der gewählten Stößelkinematik der Arbeitshub durch die Antriebseinheit beeinflusst und kontinuierlich das maximale Drehmoment zur Verfügung gestellt werden. In Abbildung 12 a) und b) wird der Unterschied des Drehmomentverlaufs über der Drehzahl eines Torquemotors im Vergleich zu einem konventionellen Asynchronmotor vereinfacht dargestellt. [24, 27]

Die flexible Programmierung der Stößelbewegung ermöglicht eine Anpassung konventioneller Blechteilfertigungsprozesse. Beispielhaft kann die Auftreffgeschwindigkeit vor dem Umformen oder Scherschneiden verringert und danach relativ konstant gehalten werden. Auf diese Weise wird ein schlagartiges Aufsetzen des Werkzeugoberteils auf dem Werkzeugunterteil vermieden [27]. Der Rückhub des Stößels hingegen kann theoretisch mit maximaler Geschwindigkeit stattfinden. Durch Mehrgelenkantriebe, dargestellt in Abbildung 12 c), kann eine solche Kinematik bereits auch mit konventionellen antrieben realisiert werden, wobei durch den Einsatz von Servopressen zusätzliche Gelenke imitiert werden können. Ein Vergleich von mehrgliedrigen Gelenkantrieben mit einem konventionellen Exzenterantrieb wird in Abbildung 12 d) dargestellt. Zusätzlich kann in Ziehprozessen trotz Änderung der Hubzahl eine gleichbleibende Ziehgeschwindigkeit realisiert werden. Insgesamt wird somit durch verkürzte Nebenzeiten eine um ca. 10 % bis 50 % erhöhte Ausbringung im Vergleich zu konventionellen Pressen erreicht [4].

Aufgrund der auftretenden Prozesskräfte muss das Werkzeug die Kraftübertragung zwischen Blechteil und Stößel gewährleisten. Die erhöhten Prozessgeschwindigkeiten der Servopressentechnologie resultieren somit in erhöhten dynamischen Belastungen während des Werkzeugbe-

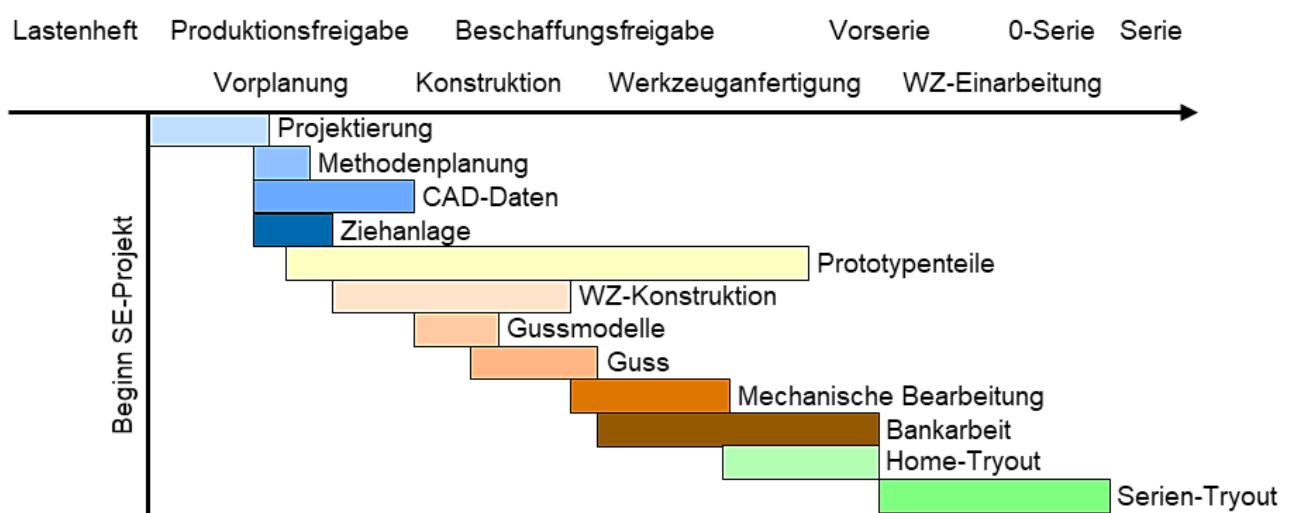
triebs. Bewegte Massen im Werkzeug werden folglich höheren Geschwindigkeiten und Beschleunigungen ausgesetzt, was zu prozesskritischen dynamischen Belastungen in der Presse, aber auch in der Werkzeugstruktur führen kann. [28, 29]



**Abbildung 12:** Vergleich der prinzipiellen Drehmomentverläufe eines a) Torquemotors und einer b) Asynchronmaschine, c) Darstellung eines Gelenkantriebs sowie d) Vergleich des Stößelhubs von Exzenter-, 6- und 8-Gelenkantrieb nach [4, 30]

## 2.6 Entstehungsprozess von Großwerkzeugen zur Blechteilherstellung

Der Werkzeugbau mit dem darin verankerten Werkzeugentstehungsprozess stellt ein Bindeglied zwischen technischer Karosserieentwicklung und Produktion dar. Im Karosserieentstehungsprozess wird somit Wissen aus der Produktion in die Gestaltung der Bauteile zurückgeführt. Die Prozesskette des Werkzeugbaus ist vereinfacht in Abbildung 13 dargestellt. Durch Simultaneous Engineering (SE) werden heute verschiedene Einzelprozesse dieser Abfolge parallelisiert, um die vorgegebenen Zeitpläne einhalten zu können.



**Abbildung 13:** Zeitlicher Ablauf des Werkzeugentstehungsprozesses [10]

Der Werkzeugentstehungsprozess stellt aufgrund seiner vielfältigen Arbeitspakete, seiner zeitaufwändigen Arbeitsschritte und der Tatsache, dass es sich bei der Werkzeuganfertigung maß-

geblich um Unikate handelt, besonders hohe Anforderungen an die zugeordneten Planungsabteilungen. Diese Abläufe werden häufig zudem durch das Einbringen von konstruktiv bedingten Bauteiländerungen überlagert und in ihrer Abfolge gestört. Nachdem die Werkzeuge angefertigt und eingearbeitet sind und diese alle Auflagen der Presswerkzeugnormung sowie die vorgeschriebenen Qualitätsstandards erfüllen, werden diese an das Presswerk übergeben.

Für jedes Karosserieblechbauteil wird pro Produktionswerk lediglich ein Werkzeugsatz angefertigt. Dies führt dazu, dass mit dem Großwerkzeugsatz alle benötigten Pressteile für die gesamte Fahrzeugtypaufzeit hergestellt werden müssen. Die erforderliche Stückzahl an Bauteilen bis zum vorgesehenen Produktionsende einer Fahrzeugbaureihe bestimmt somit den Qualitätsstandard und die Ausstattung des Serienwerkzeugsatzes [4]. Ein Werkzeugversagen in der Großserie tritt entweder durch Bruch oder Verschleiß von Werkzeugkomponenten auf [31]. In den folgenden Unterkapiteln wird auf die in Abbildung 13 aufgeführten verschiedene Phasen der Werkzeugherstellung detailliert eingegangen. Der Fokus wird hierbei auf Serieneinzelwerkzeuge für die Herstellung von Karosserieaußenhautteilen gelegt.

### **2.6.1 Erstellung der Bauteilgeometrie sowie der Umformmethode**

Im Fahrzeugdesign werden Designskizzen sowie fotorealistische Darstellungen des neuen Fahrzeugs erstellt und in Modellen aus Modellierwerkstoff umgesetzt. Das so physisch aufgebaute Fahrzeugmodell wird daraufhin messtechnisch digitalisiert und seine Freiformflächen bzw. Außenhautgeometrie abgeleitet. Hierbei wird die Positions-, Krümmungs- und Tangentenstetigkeit berücksichtigt. Bereits während dieser Design- und Konzeptphasen wird die umformtechnische Herstellbarkeit der späteren Blechteile berücksichtigt. Schließlich werden Konstruktionsdatensätze der einzelnen Blechteile abgeleitet. [4, 5]

In der sogenannten Methodenplanung wird, ausgehend vom CAD-Konstruktionsdatensatz des Bauteils, die schrittweise Folge von Umform- und Schneidvorgängen aus- und festgelegt. Im Detail wird die Operationsfolge zur Herstellung des spezifischen Blechbauteils von der Platine bis zum fertigen Pressteil bestimmt. Festgelegt werden hierbei beispielsweise Prozessablauf, Platinenform, Ziehanlage, Zieheinrichtung und Bauteillage. Durch die Umformsimulation mithilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) wird der Herstellungsprozess des Bauteils hinreichend genau vorausberechnet. Anschließend wird die Folge der Werkzeugoperationen bestimmt. Über stochastische Simulationen werden Prozessschwankungen abgedeckt und die Robustheit aller Einzeloperationen geprüft. Des Weiteren werden Deformationseffekte bis zur Fertigstellung der lackierten Karosserie in der Geometrieerstellung der Wirkflächen berücksichtigt. Beispielsweise können maßliche Auswirkungen von Fügeverfahren des Rohbaus sowie der Temperatureinfluss der Lackierung bereits in den Simulationen berücksichtigt werden [32]. Eine wichtige Bedeutung

kommt hierbei der Kompensation der Bauteilrückfederung zu, welche auf die Maßhaltigkeit der hergestellten Blechteile signifikanten Einfluss besitzt. [4, 5]

### 2.6.2 Genereller Ablauf der Konstruktion von Großwerkzeugen

Parallel zur Umformmethode wird mit der Konstruktion der Werkzeuge begonnen. Wesentliche Randbedingungen und Vorgaben für die konstruktive Ausführung resultieren, wie in Tabelle 2 dargestellt, aus allgemeinen Einflussfaktoren, der Produktion und der Umformmethode.

Der Konstruktionsprozess erfolgt im Wesentlichen in drei Zeitphasen. Zu Beginn der Konstruktion werden in der Konzeptphase aus den Randbedingungen und konstruktiven Vorgaben sowohl Bau- als auch Freiräume festgelegt. Hiermit werden Werkzeugdimensionen sowie die Bauteil-Transfermöglichkeiten bestimmt. Das Ergebnis der Konzeptphase bildet die Festlegung der erforderlichen Hubhöhen sowie ein konkreter Funktionsablauf der Umformoperationen.

**Tabelle 2:** Randbedingungen der Werkzeugkonstruktion nach [4, 5, 10]

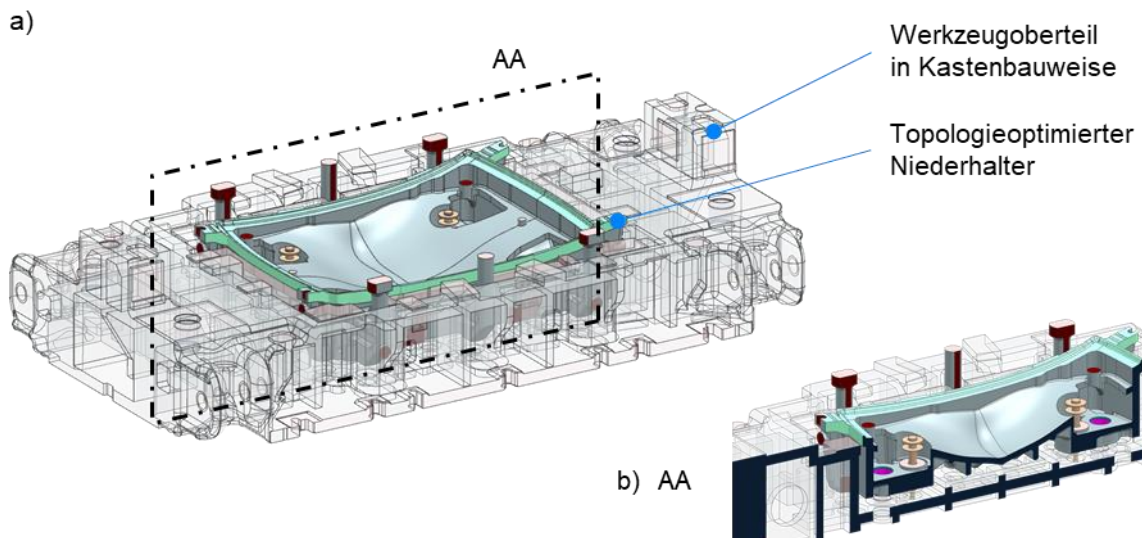
Allgemein	Produktion	Umformmethode
Normen	Stückzahl und Hubzahl	Operationsstufen
Interne Normen	Produktionsanlage	Fertigungsfolge
Richtlinien	Ersatzpressenkonzept	Lage der Bauteile
Fertigungsverfahren	Einarbeitungspressen	Abfallgröße
Kostenziele	Fertigungsgerecht	Blechhalterflächen

In der Entwurfsphase wird ein Konstruktionsentwurf erstellt. In dieser Phase entsteht eine fertigungsgerechte und belastungsgerechte Konstruktion. Auch die Materialauswahl für verschiedene Werkzeugkomponenten wird in dieser Zeitphase getroffen. Auf Basis des Konstruktionsentwurfs können Bewegungssimulationen zur Bestimmung der Freigängigkeit sowie der Festlegung der Mechanisierung während des Bauteiltransports durchgeführt werden.

In der finalen Ausarbeitungsphase erfolgt die Auskonstruktion und Detaillierung aller Werkzeugkomponenten. Mithilfe von sogenannten Konstruktionsfeatures und standardisierten Normteilen sowie Normalien werden die Konstruktionen vervollständigt und spezifiziert. Als Ergebnis dieser Detaillierungsphase entsteht der Konstruktionsdatensatz (KDS). Somit endet diese Phase mit der Erstellung der 3D-Gießmodellldaten und der 3D-Daten für die mechanische Bearbeitung mit entsprechenden Stücklisten sowie technischen Zeichnungen. Des Weiteren entsteht der 3D-Durchlaufplan als ein zentrales Dokument, welcher die Einlaufhöhe der Platine, Mechanisierungseinstellungen, Werkzeugbauhöhe, verwendete Abfallschächte und die Ziehkissenhöhe und zahlreiche weitere wesentliche Angaben enthält. [4]

Der Aufbau der Werkzeuge erfolgt in der Gusstechnik, welche als Verrippungsbauweise bezeichnet wird. Hierbei werden Rippen zur Verbindung der Funktionsflächen ausgehend von

Funktions-, Innen-, und Deckflächen ausgeführt. Die Positionierung und Lage der Rippen beeinflusst dabei die Steifigkeit sowie Festigkeit des Werkzeugs wesentlich. Aus diesem Grund wurden vermehrt in verschiedenen Werkzeugkonzepten bionische Verrippungsstrukturen oder topologieoptimierte Bauweisen untersucht, um Werkzeugeigenschaften, wie hohe Druck- und Torsionssteifigkeiten bei möglichst geringem Gewicht, gezielt zu beeinflussen. Beispielhaft zeigt Abbildung 14 ein Werkzeugoberteil in Kastenbauweise mit einem topologieoptimiertem Niederhalter. [4, 5, 33]



**Abbildung 14:** Beispiel eines Oberteilwerkzeugs in Kastenbauweise mit topologieoptimiertem Niederhalter in hängendem Einbau a) mit transparentem Werkzeugoberteil und b) Querschnitt des Werkzeugs

### 2.6.3 Anfertigung von Großwerkzeugen

Die sogenannte „Arbeitsvorbereitung“ bildet den Beginn der Werkzeuganfertigung. Hierbei wird mit der Kaufteilbeschaffung begonnen und es werden Ablaufpläne für die mechanische Bearbeitung und Montage des Werkzeugs erstellt. Besonders die Beschaffung der Gusseisenkomponenten steht zudem im Fokus der Arbeitsvorbereitung, da deren Anfertigung durch lange Prozess- und Abkühlzeiten bestimmt wird. [4, 34]

An erster Stelle der Gussteilfertigung im Sandgussverfahren steht der Modellbau. Es werden Gießmodelle aus Exporit (Polystyrol) angefertigt, welche teilweise aus mehreren verklebten Schichten, entsprechend der Komplexität der Werkzeugkomponente, aufgebaut werden. Bei der Konstruktion des Werkzeugs werden bereits bei der Erstellung der Modelldaten Gussaufmaße für Schrumpfung und Wärmeverzug berücksichtigt. Das finale Exporitmodell stellt ein positives Abbild der zu gießenden Werkzeugkomponente dar. Daraufhin wird das Modell mit einem feuerfesten, silikatischen Trennmittel, der sogenannten Schlichte, beschichtet. Die Schlichte gewährleistet die Integrität des Formsandes, während beim Gussvorgang das Exporitmodell verdampft. [4, 35]



Für den Guss der Komponenten wird das Modell in einem Formkasten mit Formsand eingeformt. Nachfolgend findet die Gussbefüllung bei ca. 1400 °C des Gusseisenwerkstoffes statt. Die Abkühldauer der Komponenten ist maßgeblich abhängig vom Gewicht, wobei mit ca. einem Tag pro Gewichtstonne des Gusswerkstücks gerechnet wird. Nach dem Entformen wird der Gusskörper gestrahlt und gegebenenfalls durch Schleifputzen gereinigt. Die mechanischen Eigenschaften des Gusswerkstoffes können durch zusätzliche Wärmebehandlungen beeinflusst werden. Durch Härte-, Zug- und Druckprüfungen werden die endgültigen mechanischen Eigenschaften charakterisiert. [4]

Nach der Herstellung der Gussteile folgt in mehreren Schritten die zerspanende Weiterbearbeitung. Zuerst wird eine ebene Auflagefläche gefräst, woraufhin das Werkzeug mithilfe optischer Messtechnik digitalisiert wird. Somit können reale Gussaufmaße sowie gegebenenfalls ein Verzug festgestellt und in der Programmierung der Fräsbearbeitung berücksichtigt werden. Anschließend folgt eine Schruppbearbeitung bis zu einem Aufmaß von nur noch ca. 1 mm. Dieser folgen mehrere spanabhebende Formbearbeitungen in der Regel auf HSC-Maschinen, bei denen die aus der Methodenplanung definierten Wirkflächen in das Werkzeug gefräst werden. [4, 5]

Abschließend wird das Werkzeug in der Montage aus seinen Einzelteilen zusammengesetzt. Hierbei werden auch alle Zukaufteile und Normalien in das Werkzeug montiert. [4, 10]

Nach Abschluss der Werkzeugmontage kann das Werkzeug für die erste Abpressung von Blechbauteilen eingesetzt werden. Hierbei wird die Qualität der Blechformteile beurteilt, welche sich durch Maßhaltigkeit, Formänderungsverteilung, Oberflächenqualität, Kanten- und Schnittqualität bestimmt. [4, 5]

Da die Werkzeugoberflächen stets durch Fräsverfahren hergestellt wurden, weisen diese entsprechende makro- sowie mikroskopische Eigenschaften auf, welche die Qualität der Wirkflächen sowie die der Funktionsflächen wie etwa Führungsflächen beeinflussen. Dies beeinflusst die Werkzeugwirkflächen, die beim Karosserieziehen zur Übertragung von Flächenpressungen und damit für den Umformprozess selbst bestimmend sind. Durch eine manuelle Einarbeitung, das sogenannte Tuschieren, werden die in der Methodenplanung vorgegebenen Wirkflächen eingearbeitet. Das Tuschieren beeinflusst den Abstand zwischen Blechhalter und Matrize unter Last, was zu einer gezielten Verteilung der Flächenpressung während des Umformvorgangs führt. Die Notwendigkeit des Tuschierens leitet sich aus der unvermeidbaren Aufdickung bzw. Ausdünnung der Platine während des Umformens, den elastischen Verformungen der Werkzeugkomponenten, den Verformungen der Presse sowie den zerspannten Oberflächen ab [36]. Zur Erfassung des aktuellen Einarbeitungszustands eines Umformwerkzeuges werden sogenannte Tuschierbilder/Tragbilder erzeugt. Hierbei wird eine nicht trocknende blaue Farbe auf die Platine aufge-

bracht, welche sich bei Kontakt mit den Werkzeugwirkflächen entsprechend der Flächenpressung auf den Kontaktpartner überträgt. Je nach Qualitätsstandard kann das Tragbild bei Blechhalterschluss, bei einem gewissen Anteil der Ziehtiefe oder bei voller Ziehtiefe beurteilt werden. Entsprechend der Farbverteilung auf der jeweiligen Platinenseite sowie des Farbvergleichs der beiden Werkzeughälften und Platinenseiten können Rückschlüsse auf die Kraftverteilung und den aktuellen Einarbeitungszustand getroffen werden. [4, 5]

#### 2.6.4 Gusswerkstoffe für Karosseriewerkzeuge

Abhängig von Kosten- sowie Prozessanforderungen finden eingesetzte Gusswerkstoffe des Werkzeugbaus in unterschiedlichen Werkzeugkomponenten Anwendung. In der folgenden Tabelle 3 sind exemplarische Werkstoffe für verschiedene Werkzeugkomponenten dargestellt. Auf den Aufbau der Werkzeugkomponenten der Folgeoperationen wird detailliert in Kapitel 2.7 eingegangen.

**Tabelle 3:** Gusswerkstoffe zur Herstellung von Werkzeugkomponenten von Großwerkzeugen für den Karosseriebau [4, 5]

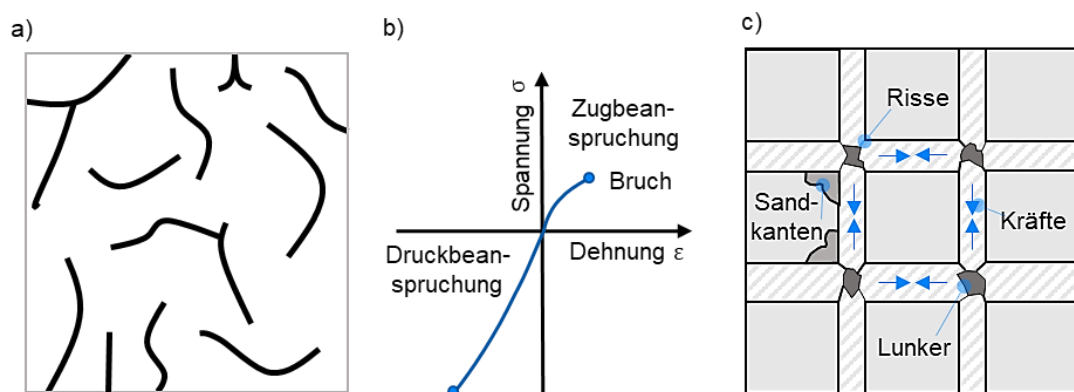
Werkzeugkomponente	Werkstoff
<b>Ziehoperation</b>	
Gestell, Stempel, Blechhalter, Matrize	EN-JL1040, EN-JS2060, EN-JS2070
<b>Folgeoperation</b>	
Unterteil & Oberteil	EN-JL1040
Niederhalter	EN-JS1050, GS-45
Schieber	EN-JS1050

Für die Herstellung von Großwerkzeugen für großflächige Außenhautbauteile wird überwiegend Gusseisen EN-JL1040 mit Lamellengraphit, auch Grauguss genannt, verwendet [4]. Neben den gießtechnisch vorteilhaften Eigenschaften dieses Werkstoffes gehören die Bearbeitungseigenschaften nach dem Gießen, gute Verschleiß Eigenschaften und eine hohe Materialdämpfung zu den Vorteilen dieses Werkstoffes [35]. Die heutigen Graugusslegierungen weisen 2,5 % bis 5 % Kohlenstoff, der als lamellenförmiger Graphit im Gefüge vorliegt, 0,8 % bis 3 % Silizium und kleinen Anteilen aus Mangan, Phosphor und Schwefel auf [37]. In Abbildung 15 a) ist das Gefüge von Gusseisen mit Lamellengraphit veranschaulicht, das durch die langsame Abkühlung der Schmelze von Gusseisen entsteht. Diese Lamellen stören den Kraftfluss innerhalb des Werkstoffes und haben deshalb einen negativen Einfluss auf die Festigkeit der gegossenen Bauteile, da sie eine innere Kerbwirkung bewirken [37].

Die Zugfestigkeit des Graugusses stellt sich deutlich geringer ein als dessen Druckfestigkeit. Außerdem hängt die Zugfestigkeit von der Wanddicke der Bauteile ab, denn mit einer zunehmenden Bauteil- bzw. Wand- oder Rippendicke sinkt die Abkühlgeschwindigkeit. Abbildung 15 b) zeigt das beanspruchungsabhängige Verhalten des Graugusses. Neben der geringen

Festigkeit verfügt der Grauguss über eine geringe Verformungsfähigkeit aufgrund des hohen Kohlenstoffgehalts und gilt somit als spröder Werkstoff. Hierbei erreicht die Bruchdehnung lediglich Werte unter 1 %, d. h. vor dem Versagen des Bauteils treten keine signifikanten plastischen Verformungen auf. [37, 38]

Eine zusätzliche festigkeitsmindernde Wirkung besitzen Lunker in Gusswerkzeugen. Als Lunker werden Schrumpfungshohlräume in Gussbauteilen bezeichnet, die nach der Unterbrechung der Speisung entstehen, um die Volumendefizite innerhalb des Gussquerschnitts auszugleichen [39]. Die Bildung von Lunkern wird durch nicht gussgerechte Konstruktionen, Materialanhäufungen und unterschiedliche Abkühlgeschwindigkeiten begünstigt. Dies tritt vermehrt beispielsweise bei dickwandigen Bauteilen auf, dargestellt in Abbildung 15 c).



**Abbildung 15:** Charakteristische Eigenschaften von Grauguss, am Beispiel a) der Lamellenstruktur, b) des Spannungs-Dehnungs-Verlaufs sowie c) der möglichen Lunkerbildung nach [37, 40–42]

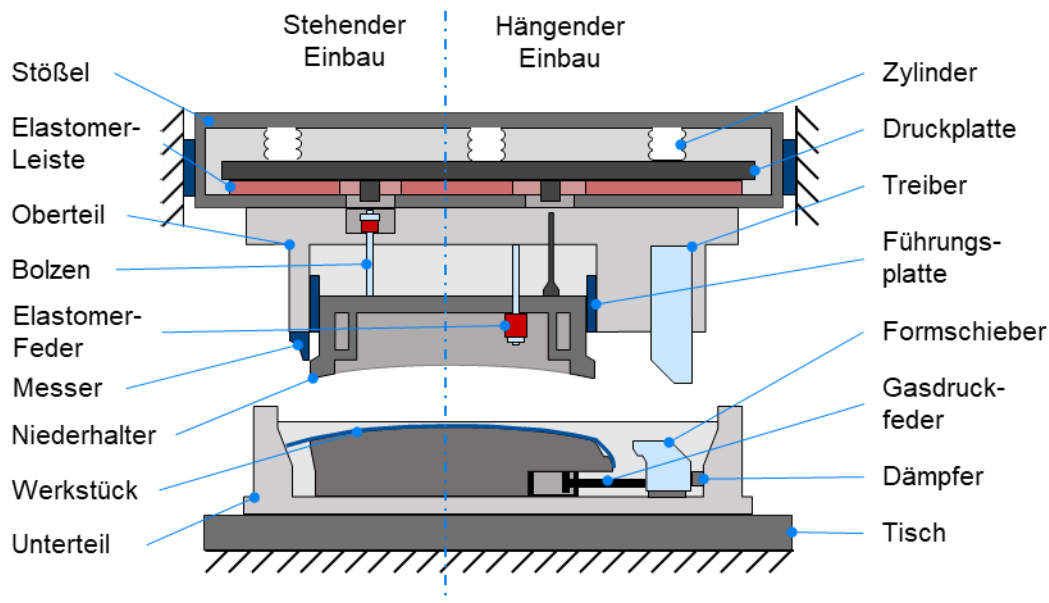
## 2.7 Funktionsweise von Folgeoperationen für Karosserieblechteile

Dem Schwerpunkt der Arbeit folgend wird im Folgenden detailliert auf den prinzipiellen Aufbau und auf die Funktionsweise von Folgeoperationen eingegangen. Folgeoperationen stellen mehrheitlich Kombinationen aus Beschnitt- und Nachformoperationen dar. Bei großen Karosserieaußenhautteilen wird in der OP30 vorwiegend lediglich ein Beschneiden des Ziehteils vorgenommen. In den folgenden Operationen wird das Bauteil oftmals an unterschiedlichen Stellen beschnitten, wobei daraufhin unter Umständen nachgeformt wird und/oder Aussparungen in das Bauteil geschnitten werden. [4]

Der prinzipielle Aufbau einer Folgeoperation ist in Abbildung 16 dargestellt. Ein Folgewerkzeug besteht in der Regel aus einem Unterteil mit einem Formaufsatz und einem Oberteil sowie einen innenliegenden, vertikal beweglichen Niederhalter. Der Niederhalter kann mit sogenannten stehenden oder hängenden Haltebolzen am Werkzeugoberteil befestigt werden. Zusätzlich sind in dem Ober- und dem Unterteil Schneid- und/oder Formelemente angebracht. Zur Umlenkung der

Kraftwirkung des Stößels werden Schieber und Füller eingesetzt. Schneid- und Formwerkzeuge werden in unterschiedlichen Varianten zum Beschneiden, Lochen und Nachformen eingesetzt.

Nachstehend wird auf relevante Werkzeugkomponenten sowie den konstruktiven Aufbau von Folgeoperationen detailliert eingegangen. Wird im Folgenden der Begriff Werkzeug verwendet, so handelt es sich hierbei um eine Folgeoperation.



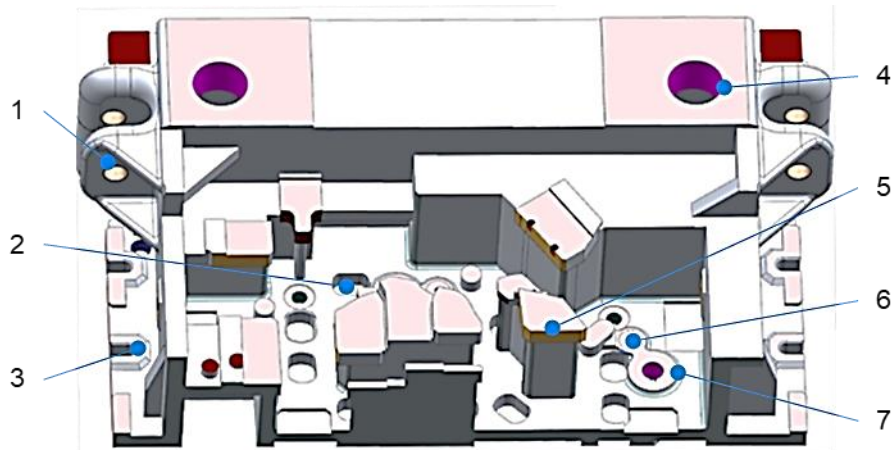
**Abbildung 16:** Aufbau des Werkzeugs einer Folgeoperation mit Anbindung an das Oberluftkissen des Pressenstößels nach [43]

### 2.7.1 Konstruktion von Werkzeugoberteil und Niederhalter in Folgeoperationen

Das Werkzeugoberteil einer Folgeoperation übernimmt Positionierungs-, Führungs- und Haltefunktionen. Das Oberteil selbst wird durch Spannelemente am Stößel fixiert und positioniert. Durch Führungselemente wie Säulen- und/oder Plattenführungen wird das Oberteil relativ zum Unterteil ausgerichtet. Dies gilt ebenfalls für den Niederhalter, der im Oberteil geführt wird. Abbildung 17 zeigt eine perspektivische Schnittansicht eines Werkzeugoberteils, sodass Funktionselemente im Oberteil sichtbar werden. Zu diesen zählen beispielsweise Messerbacken, Formbacken, Lochstempel, Schieber oder Treiber. Oberteile von Folgeoperationen sind durch eine Kastenbauweise charakterisiert, welche eine umgebende, steife Struktur mit einem relativ dünnen, verrippten Boden aufweist. Darüber hinaus gewährleistet die Kastenbauweise eine Standardisierung der Anschlussmaße des Werkzeugs in Bezug auf die Presse. Durch sogenannte Podeste können einzelne Werkzeugelemente inmitten des Werkzeuggrundaufbaus erhöht werden.

Durch seine Position und Aufspannung am Stößel übernimmt das Werkzeugoberteil eine zentrale Rolle bei der Übertragung der Presskraft auf das Werkstück. Dies betrifft die Kraftübertragung sowohl bei der Abwärtsbewegung des Stößels als auch bei dessen Rückhub. Die strukturelle Integrität des Werkzeugoberteils ist somit prozesskritisch und zwingend zu gewährleisten. Kriti-

sche Belastungen für das Werkzeugoberteil und auch den Pressenstößel resultieren vorwiegend aus der Beschleunigung des Niederhalters beim Rückhub des Stößels. Auf den Ursprung der dynamischen Belastungen sowie Möglichkeiten zur deren Berechnung wird in den folgenden Unterkapiteln detailliert eingegangen. [44, 45]



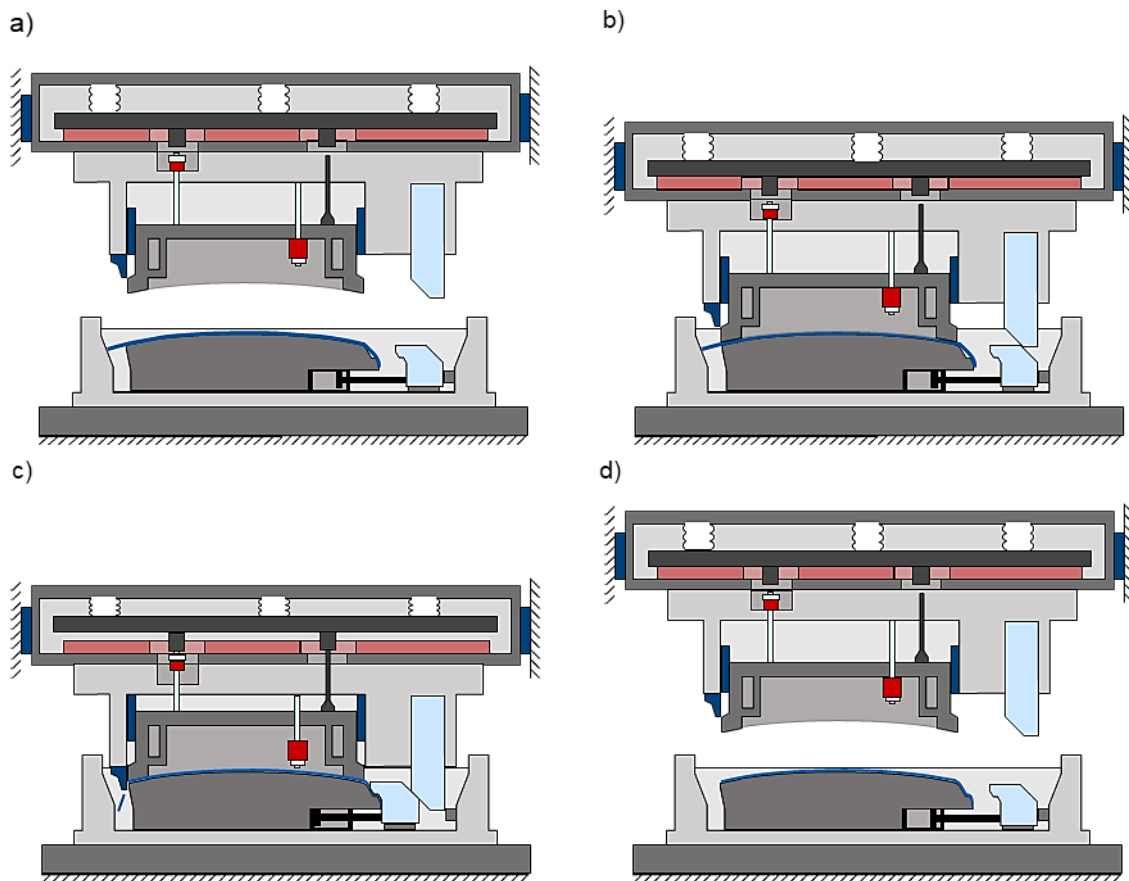
1 Tragwange; 2 Langloch für Druckbolzen; 3 Einspannfläche; 4 Bohrung für Führungssäule; 5 Podest; 6 Anguss für den Haltebolzen; 7 Anguss für Führungssäule

**Abbildung 17:** Beispielhafte Geometrie eines Werkzeugoberteils, dargestellt in einer perspektivischen Schnittansicht

Der Prozessablauf eines beispielhaften Folgewerkzeugs, während eines vollständigen Stößelhubes, wird in Abbildung 18 in vier Schritten beschrieben. Ausgehend vom oberen Totpunkt der Presse setzt der Niederhalter nach einer Abwärtsbewegung des Stößels auf dem Formaufsatz des Unterteils auf. Die Druckbolzen des Niederhalters stellen folglich eine Kraftwirkung aus dem Oberluftkissen des Stößels her. Im Bereich des unteren Totpunkts werden beispielsweise Beschnitt- und Formoperationen am Blechteil durchgeführt. Beim Rückhub des Stößels wird der Niederhalter durch die dargestellten Haltebolzen zurückgezogen.

Der Niederhalter wird in der Presse durch ein pneumatisches Stößelkissen, auch Oberluft genannt, mit einer definierten Kraft beaufschlagt. Das Stößelkissen überträgt eine voreingestellte Haltekraft durch die Druckbolzen auf den Niederhalter. Dies bewirkt, dass der Niederhalter dem Stempel beim Schließen des Werkzeugs vorausseilt und eine definierte Niederhalterkraft während der Bearbeitung des Blechteils ausübt. [5, 10]

Ist der Pressenstößel nicht mit einem Kissen ausgerüstet, so können separate Federn im Werkzeug eingebaut werden, die die erforderliche Niederhalterkraft zwischen Oberteil und Niederhalter aufbringen. In der Regel finden hierbei Gasdruckfedern Anwendung, welche unabhängig voneinander oder im Verbund innerhalb des Oberteils montiert werden können. [5]



**Abbildung 18:** Phasenweise Funktion eines Niederhalters mit Stößelkissen in a) Abwärtsbewegung des Stößels, b) Aufsetzen des Niederhalters, c) Trennen und Nachformen des Bauteiles, d) Rückhubbewegung des Stößels nach Abbildung 16 [43]

Bei einem Beschnitt des Bauteils wirkt der Niederhalter senkrecht auf das Blech, um dieses zu fixieren. Damit wird ein Aufwölben, Verrutschen oder Verbiegen des Bauteils während des Schneidvorgangs verhindert. Zudem wird die Abstreiffunktion erfüllt, indem der Niederhalter das Bauteil über den Weg des Messers beim Rückhub auf dem Unterteil hält. Die Wirkflächen des Niederhalters sollten dabei nur in nicht direkt sichtbaren Flächen der Bauteilgeometrie gelegt werden, um keine Abdrücke oder andere Oberflächenfehler im Sichtbereich des Bauteils zu erzeugen. [4, 5] Ebenso dient der Niederhalter beim Nachformen zur Fixierung des Bauteils. Folglich ist es prozesstechnisch nicht vermeidbar, dass der Niederhalter auf Sichtflächen der Bauteile aufgedrückt wird. Damit Oberflächenfehler, wie Abdrücke des Niederhalters, ausgeschlossen werden, muss dieser manuell eingearbeitet bzw. tuschiert werden. Außerdem werden bei Nachformoperationen breitere Niederhalterflächen als beim Schneiden eingesetzt, welche einen größeren Auslauf besitzen. [46]

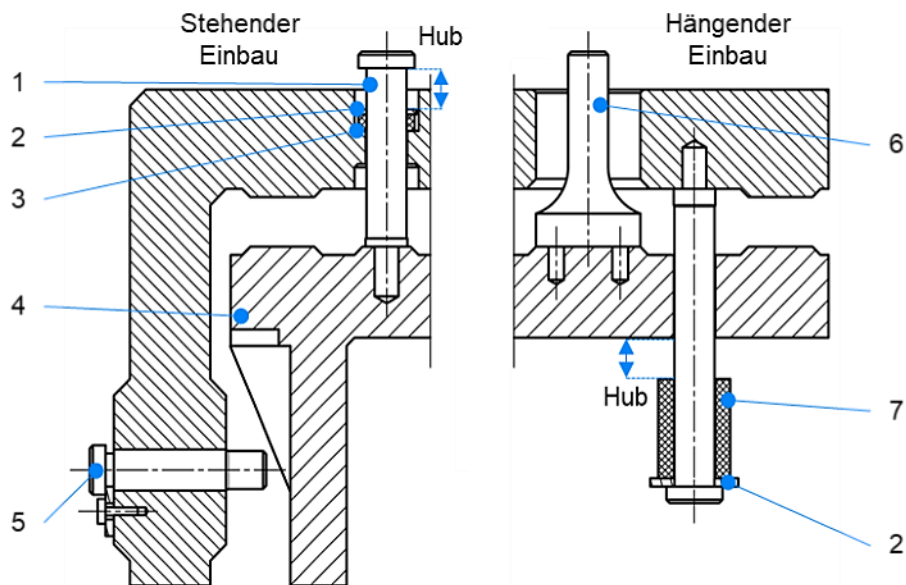
### 2.7.2 Aufhängungskonzepte für Niederhalter

Zur Kraftübertragung des Niederhalters auf das Bauteil werden, wie in Abbildung 16 dargestellt, verschiedene Haltebolzenanordnungen eingesetzt. Jeder Niederhalter besitzt mindestens einen Haltebolzen, welcher diesen mit dem Oberteil verbindet. Die Aufhängung kann „stehend“ oder

„hängend“ ausgeführt werden. Bei einer Verschraubung im Oberteil wird durch die Orientierung der Bolzen nach unten die Aufhängung als „hängend“ bezeichnet. Werden die Bolzen im Niederhalter eingeschraubt, so zeigen diese im eingebauten Zustand nach oben, was als „stehend“ bezeichnet wird. Beispielhaft kann der Unterschied zwischen den Aufhängungen in Abbildung 19 erkannt werden. [47]

Bei einem stehenden Einbau werden die Bolzen neben der Rückhubfunktion zusätzlich zur Kraftübertragung mithilfe des Stößelkissens eingesetzt. Bei hängenden Bolzen müssen zusätzliche Druckbolzen im Werkzeug angebracht werden, um die Kraftwirkung des Stößelkissens zu übertragen.

Die Druckbolzen des Werkzeugs sind so konstruiert, dass diese beim Werkzeugtransport oder der Stapelung der Werkzeuge im Lager außerhalb der Presse nicht aus dem Werkzeug herausragen. Auf diese Weise wird gewährleistet, dass es zu keinen Kollisionen mit den Druckbolzen kommen kann.



1 Haltebolzen; 2 Stahlscheibe; 3 Dämpfungsscheibe; 4 Geometrische Sicherung;  
5 Sicherungsbolzen; 6 Druckbolzen; 7 Kunststofffeder

**Abbildung 19:** Prinzipieller Aufbau der Niederhalterdämpfung, a) in stehender und b) in hängender Ausführung nach [47–49]

Zur Bewegung des Niederhalters gewährleisten die Haltebolzen beim Rückhub des Werkzeugs einen Formschluss zwischen Oberteil und Niederhalter. Durch eine ausreichende Länge der Bolzen wird folglich ein vertikaler Freiheitsgrad ermöglicht. Dies ermöglicht den sogenannten Niederhalterhub, in welchem der Niederhalter dem Oberteil vorausseilt sowie die Abstreiffunktion gewährleistet wird. Der Niederhalter bewirkt in dem Moment seines Rückhubs einen belastenden Stoß im Werkzeug, welcher bei der Auslegung der maximal zulässigen Hubzahl des Werkzeugs

berücksichtigt werden muss [4]. Eine fehlerhafte Auslegung des schwingenden Niederhaltersystems führt zu einer Überlastung des Werkzeugs und schließlich zu Produktionsstörungen.

Um das Versagen eines Werkzeugs durch Bruch des Oberteils aufgrund zu hoher statischer oder dynamischer Lasten zu verhindern, werden unterschiedliche Konzepte der Niederhalteraufhängung umgesetzt, worauf in Kapitel 2.7.3 eingegangen wird. Zur Reduzierung der Niederhalterbeschleunigung werden üblicherweise Elastomerdruckfedern zwischen Niederhalter und Haltebolzen bzw. zwischen Oberteil und Haltebolzen eingesetzt. Diese können lose oder vorgespannt montiert werden. Zusätzlich angebrachte Sicherungsbolzen verhindern ein Herausfallen des Niederhalters bei Demontage der Haltebolzen. [47–49]

Konstruktiv sind unterschiedliche Anpassungen der konventionellen Niederhalteraufhängung möglich. In einem Patent von *Erdös* wird ein Werkzeugsystem vorgestellt, welches den Niederhalter mit einem Federbolzen gegen das Stößelkissen drückt, dargestellt in Abbildung 20 a) [50]. Dies hat zur Folge, dass der Niederhalter kontinuierlich in Kontakt mit dem Stößelkissen steht, wodurch die Geschwindigkeitsdifferenz beim Rückhub vollständig ausgeglichen wird. Aufgrund der hohen Geschwindigkeiten moderner Servopressen ist dieses Konzept nicht mehr umsetzbar. Eine kontinuierlicher Kraftwirkung kann jedoch auch durch eine Verriegelungsvorrichtung, wie in Abbildung 20 b) gezeigt, geschwindigkeitsunabhängig realisiert werden [51].

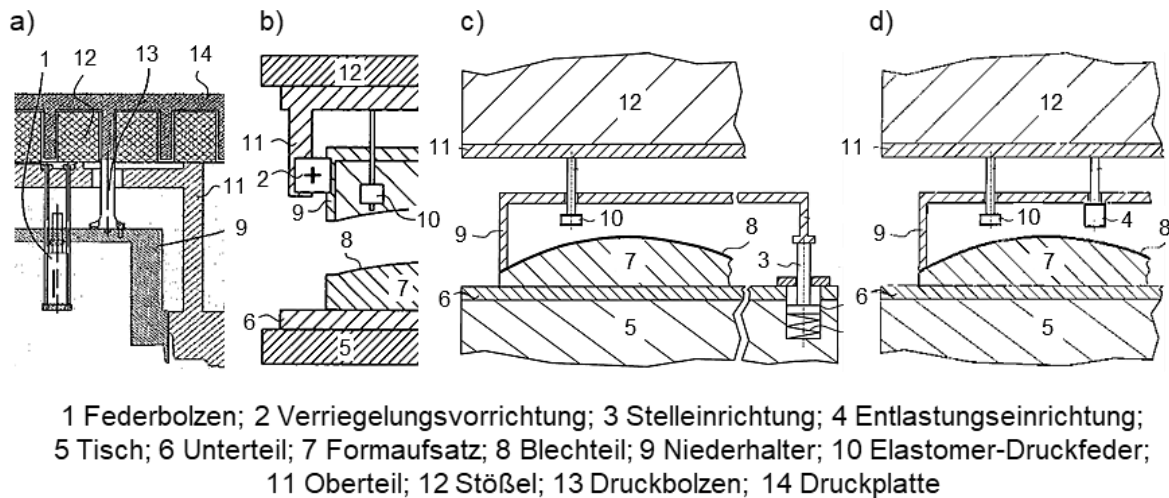
*Heinl* beschreibt eine Stelleinrichtung, welche den Niederhalter vom Unterteil abdrückt, die wirkende Reaktionskraft reduziert und so bis hin zu einer stoßfreien Mitnahme führen kann, dargestellt in Abbildung 20 c). Die Stellkraft, welche durch die Einrichtung aufgebracht wird, kann entsprechend ihres Verhältnisses zum Niederhaltergewicht lastreduzierend wirken und diesen durch einen Gegenkraftaufbau vorbeschleunigen. [52]

Ein Patent von *Wurmb* beschreibt ein Niederhaltersystem, wie in Abbildung 20 d) gezeigt, welches mit einer Entlastungseinrichtung ausgeführt ist. Die Einrichtung stellt selbst einen separaten Mitnehmer dar, der kraftreduzierend wirken soll. Vor dem Eingreifen der eigentlichen Einrichtung wirkt diese Entlastungseinrichtung auf den ruhenden Niederhalter. [53]

Eine Anpassung der konventionellen Niederhalteraufhängung, wie in den Patenten beschrieben, bietet gesamtheitlich nur bedingt Verbesserungspotentiale in Bezug auf dynamische Lasten bei der Niederhalterbeschleunigung. Die Implementierung von Stell-, Verriegelungs- und Entlastungseinrichtungen erfordert einen erhöhten Aufwand in der Werkzeugkonstruktion und in dessen -herstellung. Die Abstimmung solcher Einrichtungen auf das jeweilige Folgewerkzeug, seiner Funktion in der Operationsfolge und auf die gewählte Niederhalterkonstruktion erfordert detailliertes Erfahrungswissen über deren dynamisches Verhalten und über die eingesetzten



Komponenten. Unter dem Gesichtspunkt des kostengetriebenen Werkzeugherstellungsprozesses sind solche Konzepte somit zurzeit ohne ausreichende Standardisierung nicht zielführend.



**Abbildung 20:** Anpassung der Niederhalteraufhängung nach Patenten von a) *Erdös*, b) *Burkart*, c) *Heintl* und d) *Wurmb* nach [50–53]

### 2.7.3 Konstruktionskonzepte zur Reduzierung der Niederhalterbeschleunigung

Für die Reduzierung der Niederhalterbeschleunigung in Großwerkzeugen werden vornehmlich Elastomerdruckfedern eingesetzt. Diese eignen sich besonders für die im Betrieb von Großwerkzeugen auftretenden Kräfte und Federwege. In der Regel erlauben sie eine maximale Arbeitshubzahl von bis zu 50 Hub/min bei einer maximalen Einfederung von bis zu 30 % der entlasteten Federhöhe. Durch ihre hohe innere Dämpfung und ihr viskoelastisches Verhalten finden sie vor allem Anwendung bei dynamischen, stoßartigen Belastungen. Aufgrund dieser spezifischen Eigenschaften werden die Elemente prozessbedingt auch als Dämpfungselemente bezeichnet. Die eingesetzten Elastomere im Großwerkzeugbau sind ölfest und weisen eine hohe Wärmeempfindlichkeit auf. [38, 54]

In der Werkzeugkonstruktion werden die Federelemente durch verschiedene Parameter, wie beispielsweise Federkraft, Federweg, Bauraumbedarf und erwartete Hubzahl, bestimmt [31]. Genormte Elastomerdruckfedern für Werkzeuge der Stanztechnik werden durch die Norm DIN ISO 10069-1 definiert [49]. Hierbei sind die Werkstoffe Chloropren-Kautschuk (CR) oder Polyurethan (PUR oder PU) festgelegt. Diese müssen jeweils eine maximale Temperaturbeständigkeit von bis 80 °C aufweisen. Eingesetzte Federwerkstoffe sind im Großwerkzeugbau vornehmlich Polyurethan-Kautschuk, thermoplastisches Co-Polyester-Elastomer (TPC-ET) und rußgefüllte Elastomere. [55–58]

Elastomere werden neben konventionellen Werkstoffdaten durch ihre jeweilige Shore-Härte klassifiziert [59]. Diese beschreibt eine Eindringhärte, welche durch das Durometer-Verfahren

festgestellt wird. Nach DIN ISO 7619-1 können unter Verwendung von vier verschiedenen Prüfkörpern jeweils verschiedene Härteklassen unterschieden werden [60, 61].

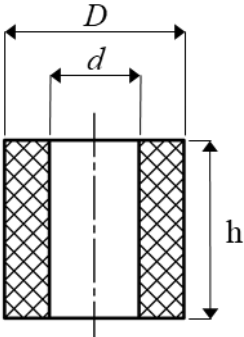
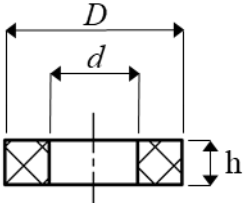
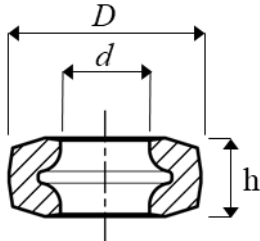
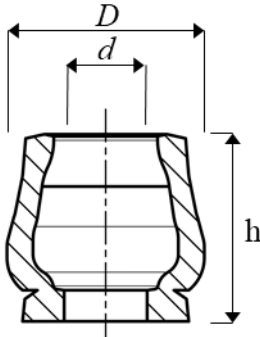
Die Hubzahlbegrenzung für Elastomerdruckfedern resultiert aus der inneren Wärmebildung unter zyklischer Belastung. Bei einer Wechselverformung absorbieren die Federelemente aufgrund ihrer viskoelastischen Eigenschaften einen Teil der Verformungsenergie und setzen diesen in Wärme um. Dies führt zu einer signifikanten Temperaturerhöhung, da die Federn eine geringe Wärmeleitfähigkeit besitzen. Die Erwärmung kann zur Beschädigung und zur Zermürbung der Elemente führen. Die Wärmebildung wird durch DIN 53533-1 in einem Dauerschwingversuch, auch Flexometerprüfung genannt, geprüft. Hierbei werden die Wärmebildung und der Zermürbungswiderstand erfasst [62]. Hersteller von Elastomerdruckfedern geben in ihren Konstruktionshinweisen Grenzen der Hubfrequenzen für den Dauereinsatz ihrer Federn an [55, 58].

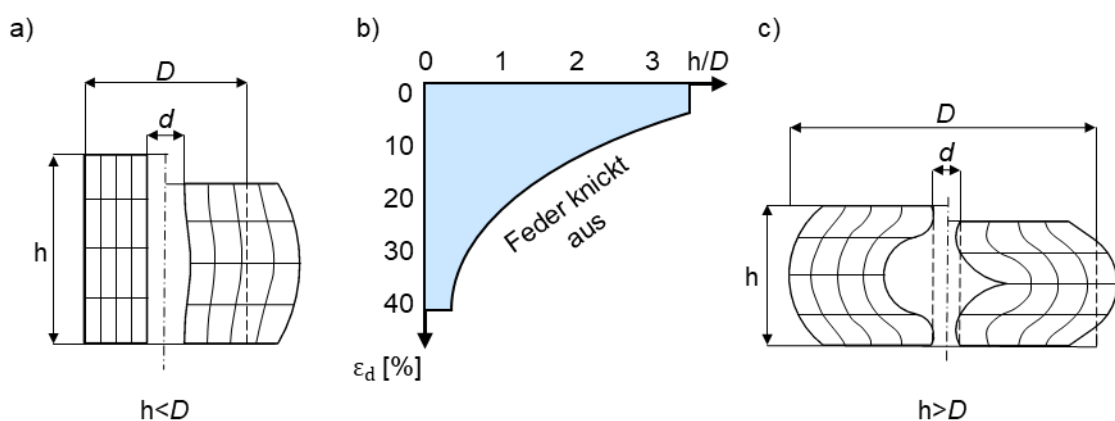
Für Großwerkzeuge finden beispielsweise die in Tabelle 4 gezeigten Formen von Elastomerdruckfedern Anwendung. In der Regel werden im Großwerkzeugbau Federn des Typs KF1 und KF2 eingesetzt. Des Weiteren können Elastomerdruckfedern der Typen KF3 und KF4 eingesetzt werden. Diese sogenannten Sonderdämpfer ermöglichen durch ihre Geometrie eine erhöhte maximale Einfederung. Positioniert werden die Elastomerdruckfedern durch Außen- oder Innenführungen. Für die Niederhalterdämpfung werden Innenführungen verwendet. Hierfür werden in der Regel einsatzgehärtete Federführungsbolzen oder vergütete, nicht nachstellbare Hubbegrenzungsschrauben, auch als Ansatzschrauben bezeichnet, eingesetzt. [49, 63]

Störungen im Werkzeug durch Elastomerdruckfedern können aufgrund verschiedener Ursachen auftreten. Eine falsche Anordnung, schlechte Führung, zu kleine Freiräume über dem Kopf der Führung oder eine zu große Beanspruchung der Feder durch fehlerhafte Auslegung können zu erhöhtem Verschleiß, der Beschädigung des Werkzeugs oder einem verfrühten Ausfall des Dämpfungselementes führen. Die Auslegung des Druckmittelpunkts bei dessen Positionierung spielt hierbei eine signifikante Rolle, da dieser mit dem Mittelpunkt der auftretenden Kräfte übereinstimmen sollte. In diesem Fall werden alle Federn gleichmäßig belastet und damit die eingeleitete Kraft gleichmäßig verteilt. In der Werkzeugkonstruktion müssen folglich zur gesamtheitlichen Auslegung spezifische Kennwerte der einzusetzenden Federelemente bekannt sein. Die im Herstellerkatalog angegebenen Nennfederkräfte werden bei entsprechendem Nennfederweg meist nicht erreicht, weshalb sogenannte Sicherheitszuschläge in Form eines Anteils der zulässigen Federkraftabweichung eingesetzt werden. Bei zyklischen Lasten weisen Elastomerdruckfedern ein Setzverhalten auf. Aus diesem Grund sollte der auftretende Federweg höchstens 90 % des Nennfederwegs betragen. Ein Funktionsversagen der Elastomerdruckfeder tritt des Weiteren auf, wenn diese ausknickt. Führungen können das seitliche Ausknicken von hohen Druckfedern verhindern. Dies kann zusätzlich vermieden werden, indem die Höhe größer

oder gleich dem Außendurchmesser gewählt wird. Aufgrund des Ausknickens kann eine Innenrissbildung an der Elastomerdruckfeder auftreten. Das Knickverhalten wird in Abbildung 21 anhand von zwei Beispielen veranschaulicht. [54]

**Tabelle 4:** Vergleich der gängigen Elastomerdruckfedern im Großwerkzeugbau [55, 57, 58, 64]

KF1 „Kunststofffeder“	KF2 „Dämpfungsscheibe“	KF3 „Tubus- Niederhalterdämpfer“	KF4 „Tubus- Strukturdämpfer“
			
<b>Werkstoff</b>			
PU	PU	Co-Polyester-Elastomer	Co-Polyester-Elastomer
<b>Anwendungsbereich</b>			
Hängend	Stehend	Stehend	Hängend
<b>Shore-Härte</b>			
92 ShA ± 3	92 ShA ± 3	55 ShD	55 ShD
<b>Abmessung: Da – Di – H [mm]</b>			
80 – 40 – 80	63 – 38,5 – 15	57 – 38,5 – 15	90 – 40 – 80
<b>Zulässige Einfederung [mm]</b>			
20 (30 Hub/min)	3,75	7	38
16 (100 Hub/min)			



**Abbildung 21:** Belastungsverhalten von Elastomerdruckfedern mit a) Verformung der Feder bei  $h > D$ , b) Knickkurve einer Feder durch die Parameter  $\frac{h}{D}$  und  $\epsilon_d$  der elastischen Stauchung, c) Verformung der Feder bei  $h < D$ , nach [54]

Für die mathematische Beschreibung der physikalischen Eigenschaften von Elastomeren, wie Elastizität und Viskosität, werden üblicherweise rheologische Modelle verwendet. Diese beste-

hen aus unterschiedlichen Modellkomponenten, sogenannten rheologischen „Körpern“, die parallel oder in Reihe miteinander geschaltet werden.

Das Fließen eines Stoffes kann hierbei auch die andauernde Deformation eines Materials unter der Einwirkung von äußeren Kräften bedeuten. Demnach besteht die zentrale Aufgabe der Rheologie darin, das Stoffverhalten unter Einwirkung von äußeren statischen und dynamischen Kräften zu beschreiben und zum besseren Verständnis zu führen [65]. In der Rheologie wird zwischen drei grundlegenden rheologischen Eigenschaften unterschieden: Elastizität, Viskosität und Plastizität. Reale Materialien weisen gleichzeitig alle drei rheologischen Eigenschaften auf. Diese Eigenschaften unterscheiden sich jedoch stark in ihrer Ausprägung und sind abhängig von deren Werkstoff, der Beanspruchungshöhe, -dauer, Temperatur und weiteren Faktoren. [66]

Der Hooke-Körper beschreibt ideal elastisches Verhalten, bei dem die gesamte Verformung ohne Verzögerung beim Aufbringen der Belastung und auch vollständig reversierbar eintritt. Hierbei wird nach Gleichung (2) eine Proportionalität zwischen einer Kraft  $F$  und der Verformung  $x$  festgelegt. Nach der Entlastung kehrt die Verformung auf demselben Deformationspfad auf ihren Ursprungswert zurück, siehe Tabelle 5. Die Proportionalitätskonstante zwischen der Kraft und der Verformung beschreibt die Federsteifigkeit  $k$  [65].

$$F(x) = k \cdot x \quad (2)$$

Im Fall der harmonischen Anregung in der komplexen Form in Gleichung (3) bleibt die Federkraft eine Funktion der Auslenkung und ist somit von der Frequenz  $\omega$  unabhängig.

$$\hat{F} = F_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (3)$$

Mit dem Newton-Körper lässt sich das ideale viskose Verhalten von Stoffen beschreiben, bei dem eine Proportionalität nach Gleichung (4) zwischen der einwirkenden Kraft  $F$  und der sich dabei einstellenden Deformationsgeschwindigkeit  $\dot{x}$  besteht. Der Newton-Körper reagiert auf die Belastung, wie in Tabelle 5 dargestellt, mit einer Verzögerung der Deformation um  $\pi/2$ .

$$F(\dot{x}) = v \cdot \dot{x} \quad (4)$$

Nach der Entlastung wird die erreichte Deformation beibehalten, die Verformung ist irreversibel [65]. Beschrieben durch einen viskosen Dämpfer stellt die kinematische Viskosität  $v$  die relevante Proportionalitätsgröße dar. Für eine harmonische Anregung der komplexen Form stellt sich die Lösung nach Gleichung (5) für das Newton-Element in ihrer expliziten Form nach Gleichung (6) dar.

$$\hat{x} = x_0 \cdot e^{i\omega t} \quad (5)$$

$$\hat{F}(t) = d \cdot i\omega \cdot \hat{x}(t) \quad (6)$$

Die Dämpferkraft stellt sich weiterhin proportional zur Deformation ein. Der Koeffizient, der diese Proportionalität angibt, ist somit komplex und von der Frequenz  $\omega$  abhängig.

Mit dem St.-Venant-Körper lässt sich ein ideales plastisches Verhalten eines Stoffes modellieren. Das Verhalten ist dabei nichtlinear und lässt sich nach Gleichung (7) beschreiben. Der St.-Venant-Körper verhält sich bis zur Fließgrenze  $\sigma_F$  unverformt [65].

$$\varepsilon = \begin{cases} 0 & \text{für } \sigma \leq \sigma_F \\ \varepsilon(t) & \text{für } \sigma > \sigma_F \end{cases} \quad (7)$$

Wird der St.-Venant-Körper durch einen reibungsbehafteten Körper auf einer reibungsbehafteten Oberfläche beschrieben, so wird dieser erst nach dem Überschreiten der Haftkraft bewegt, dargestellt in Tabelle 5.

**Tabelle 5:** Rheologische Grundkörper nach Hooke, Newton und St.-Venant [65]

Rheologische Körper	Verhalten
<p><b>Hooke-Körper</b></p>	
<p><b>Newton-Körper</b></p>	
<p><b>St.-Venant-Körper</b></p>	

Reale Materialien, wie etwa Elastomere, weisen eine Kombination der hier genannten rheologischen Eigenschaften auf. Um die signifikanten Eigenschaften der Elastizität und Viskosität von

Elastomeren bei periodischer Beanspruchung möglichst genau beschreiben zu können, werden in anspruchsvollen Modellen unterschiedliche Komponenten aus Tabelle 5 kombiniert.

Das einfachste Modell stellt dabei das Kelvin-Voigt-Modell dar, welches durch die Parallelschaltung aus Hooke- und Newton-Körper beschrieben wird, dargestellt in Tabelle 6.

Die Parameter  $G$  und  $id\omega$  bilden in diesem Modell kontinuumsmechanische Äquivalente für die eindimensionalen Modellparameter der Hooke- und Newton-Elemente. Aus der Parallelschaltung der beiden Elemente lässt sich der komplexe, frequenzabhängige Gesamtmodul  $\hat{G}$  gemäß Gleichung (8) berechnen.

$$\hat{G} = G + id\omega \quad (8)$$

Der Realteil  $G$  des komplexen Gesamtmoduls  $\hat{G}$  schwingt in Phase mit der Anregung und wird als Speichermodul  $G'$  bezeichnet. Der imaginäre Anteil  $id\omega$  oszilliert entsprechend phasenverschoben und wird als Verlustmodul  $G''$  benannt. Die Phasenverschiebung  $\phi$  sowie der Betrag des Gesamtmoduls  $|G^*|$  lassen sich aus trigonometrischen Beziehungen nach Gleichung (9) ermitteln [65].

$$\phi = \arctan\left(\frac{id\omega}{G}\right); \quad |G^*| = \sqrt{G^2 + (id\omega)^2} \quad (9)$$

Folglich überwiegt mit steigender Frequenz  $\omega$  der viskose Charakter von Elastomeren, während bei niedrigen Frequenzen der elastische Charakter überwiegt. Daher gilt das Kelvin-Voigt-Modell als einfaches Modell zur Beschreibung von Elastomerfedern, jedoch nur in einem begrenzten Frequenzbereich der Anregung. Bei höheren Anregungsfrequenzen ist das Modell für das Elastomerverhalten weniger repräsentativ.

Mats Berg beschreibt ein nichtlineares rheologisches Modell, das aus einem Kelvin-Voigt-Modell und einem parallel geschalteten St.-Venant-Element besteht, dargestellt in Tabelle 6. Dieses Modell soll das mechanische Verhalten von Dämpfungselementen in Schienenfahrzeugen wiedergeben. Das Reibelement ermöglicht die nichtlineare Berücksichtigung der Gesamtsteifigkeit an die kleinen Anregungsamplituden sowie eine frequenzabhängige Dämpfung. [67]

Das rheologische Standardmodell für Elastomere stellt das Zener-Modell dar, abgebildet in Tabelle 6. Es wird aus einer Parallelschaltung der elastischen Feder, dem Hooke-Körper und der Reihenschaltung eines Hooke- und Newton-Elements, dem sogenannten Maxwell-Modell, aufgebaut. Das Gesamtmodul des Maxwell-Modells wird durch Gleichung (10) bestimmt.

$$\hat{G}_{\text{Maxwell}} = \frac{G_2 \cdot id\omega}{G_2 + id\omega} = \frac{G_2 \cdot id\omega \cdot (G_2 - id\omega)}{(G_2 + id\omega) \cdot (G_2 - id\omega)} = \frac{G_2 \cdot ((d\omega)^2 + G_2 \cdot id\omega)}{G_2^2 + (d\omega)^2} \quad (10)$$

Die entsprechenden Speicher- und Verlustmodule werden mit den Gleichungen (11) und (12) bestimmt.

$$G'_{\text{Maxwell}} = G_2 \cdot \frac{(d\omega)^2}{G_2^2 + (d\omega)^2} \quad (11)$$

$$G''_{\text{Maxwell}} = G_2^2 \cdot \frac{d\omega}{G_2^2 + (d\omega)^2} \quad (12)$$

Aufgrund der Parallelschaltung von Hooke- und Maxwell-Element im Zener-Modell und der Beziehung aus Gleichung (13) mit der Dimension Zeit lassen sich die Speicher- und Verlustmodule des Zener-Modells nach den Gleichungen (14) und (15) berechnen.

$$\tau = \frac{d}{G_2} \quad (13)$$

$$G'_{\text{Zener}} = G_1 + G_2 \cdot \frac{(\omega\tau)^2}{1 + (\omega\tau)^2} \quad (14)$$

$$G''_{\text{Zener}} = G_2 \cdot \frac{\omega\tau}{1 + (\omega\tau)^2} \quad (15)$$

Hieraus lässt sich ableiten, dass für kleine Frequenzen  $\omega < \frac{G_1}{d}$  und dementsprechend niedrige Verformungsgeschwindigkeiten der Gesamtmodul gegen  $G_1$  strebt. In diesem Fall dominiert das elastische Verhalten. Physikalisch betrachtet haben die Molekülketten ausreichend Zeit, sich zu entflechten, was sich im elastischen Verhalten äußert. Für große Frequenzen  $\omega > \frac{G_2}{d}$  und folglich große Geschwindigkeiten strebt der Modul gegen  $G_2 \gg G_1$ . Folglich dominieren viskose Eigenschaften. Aufgrund der relativ hohen Geschwindigkeit können die Molekülketten sich nicht mit derselben Verformungsgeschwindigkeit entflechten und werden aus diesem Grund an den Vernetzungsstellen zum Abgleiten gezwungen. Dieses innere Fließverhalten entspricht dem viskosen Materialverhalten. Bei mittleren Frequenzen überwiegt der Imaginärteil und das Material verhält sich wie eine viskose Flüssigkeit [68].

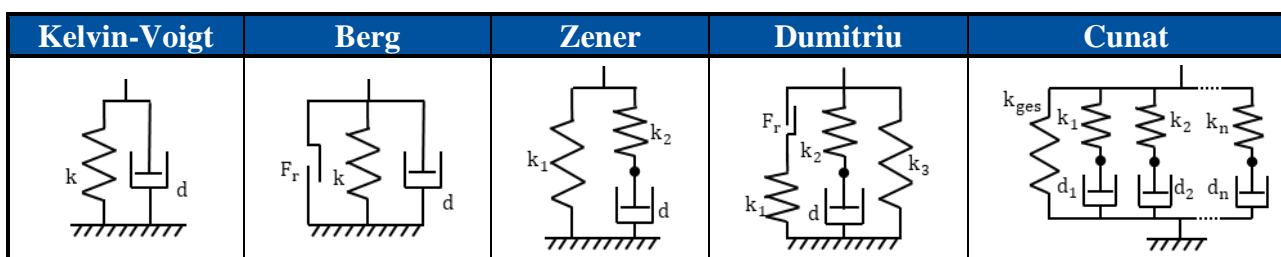
Dumitriu entwickelte ein Feder-Dämpfer-Modell zur Modellierung von Dämpfungselementen. Sein Modell stellt eine Weiterentwicklung des Berg-Modells dar, indem ein Prandtl-Körper zusätzlich parallelgeschaltet wird, dargestellt in Tabelle 6. Prinzipiell handelt es sich dabei um ein Zener-Modell, erweitert durch innere Reibung. Dessen Modellierung basiert dabei auf der trockenen Coulomb'schen Reibung. Da die mathematische Beschreibung der Coulomb'schen Reibung keine glatte und stetig differenzierbare Funktion ist, führt dies zu numerischen Problemen während der Simulation. Um dies zu vermeiden, wird ein elastisches Element, ein Hooke-Element, in Reihe mit dem St.-Venant-Element geschaltet. Die elastischen Federn  $k_1$  und  $k_3$  sind in diesem Modell nicht mehr konstant, sondern variabel. [69]

Das Cunat-Modell stellt eine Erweiterung des Zener-Modells dar. Dabei werden zwei und mehr Zener-Modelle parallel zueinander angeordnet, wie in Tabelle 6 zu sehen. Alle zum Maxwell-Modell parallel geschalteten Federn können als Summe in einer Federgesamtsteifigkeit  $k_{\text{ges}}$  zusammengefasst werden. Dieses Modell wurde bei der Modellierung von nichtlinearem rheologi-

schen Verhalten mit Mullins-Effekt in starkdämpfenden Elastomeren verwendet [70]. Hierbei verändern sich bei zyklischen Belastungen die Verläufe der Spannungs-Dehnung-Diagramme von Kautschukmaterialien.

Die Vielzahl an rheologischen Standardmodellen verdeutlicht, wie abhängig vom Einsatzspektrum, verschiedene Modelle zum Einsatz kommen können. Die Auswahl eines passenden Modells sollte die gegebene Belastungs- sowie Verformungssituation des zu modellierenden Körpers annähern. Dabei können durch eine möglichst geringe Anzahl an Grundkörpern eine eindeutige Charakterisierung sowie Handhabung des Modells gewährleistet werden.

**Tabelle 6:** Rheologische Modelle für Kunststofffederelemente nach Kelvin-Voigt, Berg, Zener, Dumitriu und Cunaat [65, 67–70]



#### 2.7.4 Verhalten von Elastomeren im dynamischen Niederhaltersystem

Durch eine Beschreibung des dynamischen Niederhaltersystems wird versucht, auftretende Belastungen während der Nutzungsphase des Werkzeugs vorherzusagen. Auf dieser Basis können Werkzeugschäden unter Umständen vermieden sowie die Konstruktion und Produktion an die erhöhten Stößelbeschleunigungen moderner Servopressen angepasst werden. Bei der Analyse des dynamischen Niederhalterverhaltens zeichnen sich in aktuellen Veröffentlichungen zwei Aspekte ab. Zum einen wird der Fokus auf die Auslegung der Elastomerfederelemente, zum anderen auf die möglichst präzise Modellierung des dynamischen Verhaltens des Niederhaltersystems gelegt, worauf in Kapitel 2.9 eingegangen wird.

Laut *Swidergal* sind Betrachtungen des dynamischen Verhaltens der Werkzeuge von Relevanz, um robuste Prozesse mit hohen Niederhaltermassen auslegen zu können [71]. Sein Schwerpunkt liegt auf der Analyse der Dämpfungselemente sowie der auftretenden Schwingungen des Niederhalterkörpers. Beschädigungen der Niederhalter, wie auch der Werkzeugoberteile, sollen hierdurch vermieden werden. Um die Hystereseschleife der Dämpfungselemente abzubilden, werden in seiner Arbeit einfache rheologische Modelle verwendet [45].

Verbesserungspotential wird in der dynamischen Simulation der Dämpfungselemente gesehen, da deren nichtlineares Verhalten durch ein komplexes Materialmodell ausgedrückt werden kann. Zudem kann festgestellt werden, dass die Temperaturabhängigkeit der Dämpfungselemente die Niederhalterbeschleunigung beeinflusst, was nicht explizit in der Simulation berücksichtigt wird.



Mithilfe von durchgeführten Berechnungen und einer weiteren Verbesserung seiner Modelle wird von *Swidergal* von einer Erhöhung der Standzeit ausgegangen. Außerdem wird als Ziel gesetzt, nur noch Bauelemente mit geringeren Massen einzusetzen und so auch Energiesparpotentiale zu realisieren. [43, 45]

Die Herstellerangaben zum Werkstoffverhalten von Elastomerdruckfedern sind laut *Thumann* nicht ausreichend, um realitätsnahe dynamische Simulationen zu ermöglichen. Zu den Eigenschaften zählen beispielsweise die Hyperelastizität, die Viskoelastizität sowie Mullins-Effekte [72]. Um ein passendes rheologisches Modell zu erstellen, wurden von *Thumann* experimentelle Versuche zur Werkstoffdatenermittlung durchgeführt und ein Werkstoffdatenmodell für Dämpfungswerkstoffe erstellt [72]. Das detaillierte Modell wird durch Realversuche der entsprechenden Simulation validiert.

Neben den komplexen Werkstoffeigenschaften beeinflussen die Geometrien der Dämpfungselemente ebenso deren Verhalten im Einsatz. Da die Elastomerdruckfedern im Werkzeug idealerweise nur axial belastet werden, wurden von *Swidergal* an nicht zylindrischen Druckfedergeometrien entsprechende Belastungsversuche durchgeführt. Die Belastungsgeschwindigkeit betrug hierbei 100 mm/s, um erweiterte Werkstoffkennwerte abzuleiten. Darauf aufbauend wurde ein rheologisches Modell für Simulationen entworfen, mit welchem Optimierungen des dynamischen Verhaltens möglich sind. Hierbei findet ein Modell vergleichbar mit dem Mats-Berg-Modell Einsatz, welches das Kelvin-Voigt-Modell um einen St.-Venant-Körper erweitert. *Swidergal* stellt fest, dass so realitätsnähere Simulationsergebnisse erzielt werden können und zusätzlich eine Temperaturabhängigkeit implementiert werden kann. [73]

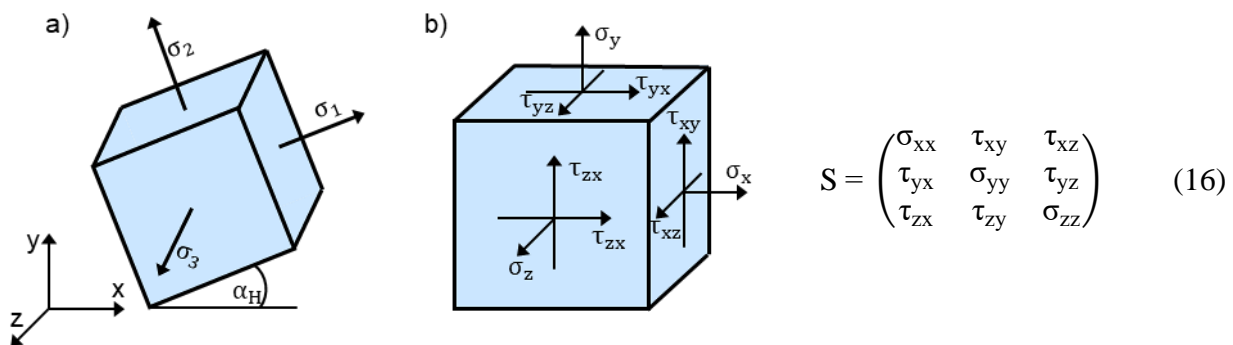
Die Modellierung des dynamischen Verhaltens der Elastomerdruckfedern ist für die Auslegung von Folgeoperationswerkzeugen folglich von signifikanter Bedeutung. Die Berücksichtigung des spezifischen nichtlinearen Verhaltens der Elemente ist notwendig, um detaillierte Prognosen über entstehende Schwingungen sowie die damit verbundenen dynamischen Belastungen des Niederhalters treffen zu können. [74]

Die aktuellen wissenschaftlichen Ansätze zur Modellierung des Materialverhaltens von Elastomerdruckfedern, besonders im Kontext zu Niederhalterschwingungen, zeigen, dass heutige Herstellerangaben nicht ausreichend sind. Durch Modellierung des Materialverhaltens über rheologische Modelle sowie erweiterte Materialmodelle sind Annäherungen an das reale Schwingungsverhalten des Niederhaltersystems möglich. Hierbei wird auf Versuche zur Charakterisierung der Elastomerwerkstoffe zurückgegriffen, welche die Bedingungen im realen Produktionsprozess nur bedingt abbilden. Dies führt bei der Anwendung der Modelle zu abweichenden Ergebnissen verglichen mit einer realen Messung. Zudem können hierbei Materialmodelle entste-

hen, welche durch ihre Komplexität nur mit erhöhtem Aufwand im Konstruktionsprozess zur belastungsgerechten Auslegung der Werkzeuge Anwendung finden können.

## 2.8 Allgemeiner rechnerischer Festigkeitsnachweis

Technische Bauteile und Strukturen erfahren im Betrieb unterschiedliche Belastungen, denen sie standhalten müssen. Dementsprechend müssen die lasttragenden Werkzeugkomponenten des schwingenden Niederhaltersystems beim Rückhub des Werkzeugoberteilss die dynamisch auftretenden Belastungen ertragen. Aus der Perspektive der Betriebssicherheit muss die Tragfähigkeit solcher Strukturen bereits in deren Konstruktionsphase beurteilt werden. Die durchzuführenden Nachweisverfahren sind deshalb von hoher Bedeutung. Abhängig von der Beanspruchungsart wird zwischen Festigkeit-, Verformungs-, Stabilitäts- und Standsicherheitsnachweis unterschieden [75]. Zunächst sind die Spannungen innerhalb der Struktur zu bestimmen, um eine Aussage über die Festigkeit der Strukturen treffen zu können. Zur Beschreibung der räumlich wirkenden Spannung an einem bestimmten Ort in der Struktur sind Spannungstensoren nach Gleichung (16) heranzuziehen [76], siehe Abbildung 22.



**Abbildung 22:** a) Spannungstensor  $S$  sowie b) Hauptnormalspannungen an einem Volumenelement [77]

Die Spannungsvektoren bestehen aus den senkrecht zu der Würfel­fläche stehenden Normalspannungen  $\sigma$  und den parallel zu der Würfel­fläche liegenden Schubspannungen  $\tau$  in einem beliebigen Koordinatensystem. Durch die Drehung des Koordinatensystems um einen Winkel  $\alpha_H$  in das Hauptspannungssystem entfallen die Schubspannungen, sodass lediglich Hauptnormalspannungen  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  vorliegen. [76, 77]

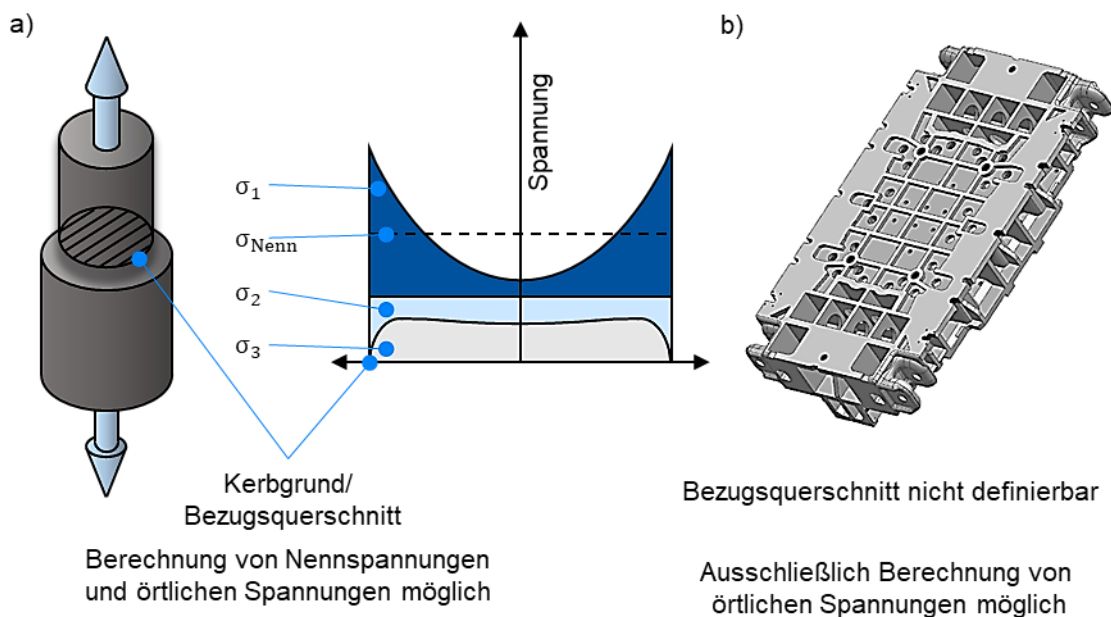
Im folgenden Unterkapitel wird auf die Konzepte zur Bewertung von Spannungen in Bauteilen eingegangen. Im Anschluss wird die in der FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ empfohlene Vorgehensweise zur Durchführung eines Festigkeitsnachweises erläutert.

### 2.8.1 Konzepte zur Bewertung von Spannungen in Körpern

Materialkennwerte aus genormten Werkstoffprüfungen gelten prinzipiell für einfache stabförmige oder kreisförmige Probengeometrien. Um die Vergleichbarkeit dieser Kennwerte mit den in Bauteilen ermittelten Spannungen bzw. Belastungen zu ermöglichen, lassen sich grundsätzlich das Nennspannungskonzept und das örtliche Spannungskonzept unterscheiden.

Das Nennspannungskonzept wird bei einfachen Geometrien anhand eines definierten Querschnittes angewendet, da die Spannung mithilfe der Formeln der technischen Mechanik einfach berechnet werden kann. [38, 78]

Im Gegensatz hierzu werden bei dem örtlichen Spannungskonzept, auch Kerbspannungskonzept genannt, die Kerbspannungen und Spannungsspitzen berücksichtigt, die mithilfe von Formzahlen oder numerischen Methoden zu bestimmen sind. Das Kerbspannungskonzept findet in der Regel bei komplexen Geometrien von Bauteilen Anwendung, da dort kein Bezugsquerschnitt definiert werden kann [76]. In Abbildung 23 sind die beiden Konzepte der örtlichen Spannung und der Nennspannung an einer gekerbten Welle veranschaulicht. [77, 78]

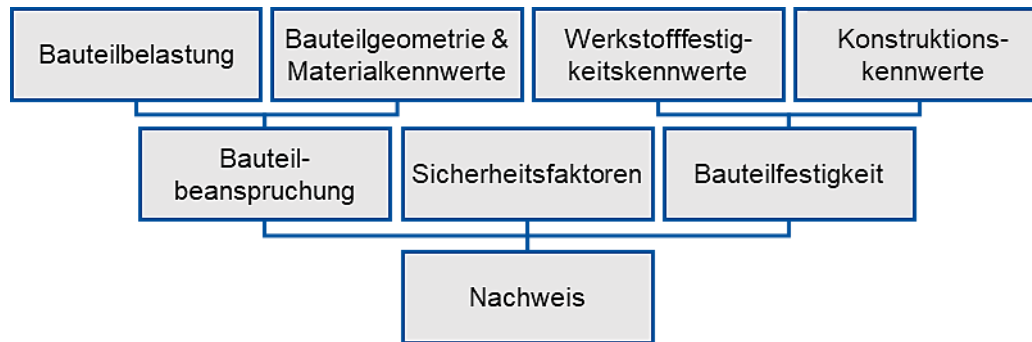


**Abbildung 23:** Örtliche Spannung und Nennspannung am Beispiel a) einer gekerbten Welle und b) eines Werkzeugoberteils nach [76]

### 2.8.2 Allgemeine Vorgehensweise für den Festigkeitsnachweis

Ausgehend von den vorhandenen Randbedingungen wird die maximale wirksame Spannung in einem Bauteil berechnet. Die Ermittlung der Spannung kann durch analytische, numerische oder experimentelle Methoden erfolgen. Konstruktionskennwerte werden entsprechend der Werkstofffestigkeitskennwerte berechnet. Der Festigkeitsnachweis gilt als erbracht, wenn der

Auslastungsgrad kleiner als eins ist [78]. Diese Vorgehensweise ist unabhängig von dem ausgewählten Spannungskonzept und ist in Abbildung 24 vereinfacht dargestellt. [38, 79]



**Abbildung 24:** Vorgehensweise beim Festigkeitsnachweis nach der FKM-Richtlinie [78]

Aufgrund der komplexen Geometrie von Großwerkzeugen kann kein Bezugsquerschnitt für die Bestimmung der Nennspannung bestimmt werden, weshalb im Folgenden auf die Vorgehensweise für örtliche Spannungen eingegangen wird. Zudem wird der Schwerpunkt der Betrachtung auf Gusswerkstoffe gelegt, da diese im Wesentlichen für Großwerkzeuge eingesetzt werden.

### 2.8.3 Bewertung statischer Belastungen von Gusskörpern

Eine statische Belastung eines Bauteils wird durch einen zeitlich konstanten Belastungsverlauf charakterisiert. Dabei nimmt die Spannung zu, bis sie einen bestimmten Wert erreicht, und bleibt danach konstant [38]. Der Festigkeitsnachweis wird an einem Punkt einer unbelasteten Oberfläche des Bauteils, dem sogenannten Nachweispoint, durchgeführt. Zur Bestimmung eines Vergleichswerts wird die Vergleichsspannung  $\sigma_v$  aus den Komponenten des Spannungstensors ermittelt [78]. Für spröde Werkstoffe, wie z. B. Grauguss, eignet sich die Normalspannungshypothese, wobei die Vergleichsspannung den maximalen Wert der Hauptnormalspannungen annimmt [77]. Der berechnete Spannungswert wird der Bauteilfestigkeit unter Berücksichtigung der Sicherheitsfaktoren gegenübergestellt. Die allgemeinen Werkstoffkennwerte werden durch zusätzliche Faktoren zur Bauteilfestigkeit reduziert. [78]

Da einige Werkstoffe eine höhere Druck- als Zugfestigkeit aufweisen, wird dieser Unterschied durch den Druckfestigkeitsfaktor  $f_\sigma$  im Festigkeitsnachweis berücksichtigt. Außerdem wird bei Grauguss die Nichtlinearität im Spannung-Dehnung-Diagramm durch den Graugussfaktor  $K_{NL}$  berücksichtigt. Zudem wird angenommen, dass die Tragfähigkeit des Werkstoffs erhöht wird, wenn ein Fließen des Materials eintritt. Dies kann durch die plastische Stützzahl  $n_{pl}$  beschrieben werden. Zur Berücksichtigung der Bauteilgröße dient der technologische Größenfaktor  $K_d$ . Hierbei wird für das betrachtete Bauteil ein effektiver Durchmesser  $d_{eff}$  berechnet. Der technologische Größenfaktor ist dann für Gusseisenwerkstoffe bei einem effektiven Durchmesser größer als 7,5 mm wie in Gleichung (17) zu berechnen. [78]

$$K_d = 1,207 \cdot \left( \frac{d_{\text{eff}}}{7,5 \text{ mm}} \right)^{-0,1922} \quad (17)$$

Neben der Größe des Bauteils nimmt die Richtungsabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften eine zusätzliche Rolle beim Festigkeitsnachweis ein. Daher wird der werkstoffabhängige Anisotropiefaktor  $K_A$  herangezogen. Unter Betrachtung der geforderten Sicherheit  $j$  und der bereits beschriebenen Faktoren kann die zulässige maximale Spannung für das Realbauteil gemäß der Gleichung (18) berechnet werden. [78]

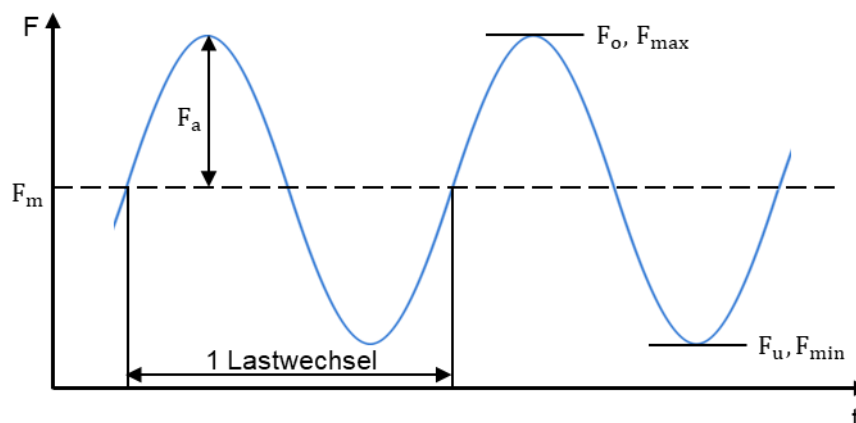
$$\sigma_{\text{max,zu}} = \frac{R_p \cdot K_d \cdot K_A \cdot K_{\text{NL}} \cdot f_{\sigma} \cdot n_{\text{pl}}}{j} \quad (18)$$

Im letzten Schritt wird der Auslastungsgrad  $a$  gemäß der Gleichung (19) berechnet. Ist der Wert des Auslastungsgrads kleiner Eins, gilt der Festigkeitsnachweis als erbracht. [78]

$$a = \frac{\sigma_v}{\sigma_{\text{max,zu}}} \quad (19)$$

#### 2.8.4 Bewertung zyklischer Belastungen

Im Gegensatz zur statischen Berechnung von Strukturen unter konstanter Last weist eine zyklische Belastung in der Regel einen sinusförmigen Verlauf auf, der schematisch in Abbildung 25 dargestellt ist. Hierbei können die statischen Festigkeitskennwerte zur Auslegung von Bauteilen nicht mehr herangezogen werden, da das Versagen der Bauteile aufgrund der Materialermüdung bereits bei geringeren Spannungswerten eintreten kann [80]. Stattdessen werden Dauerfestigkeitswerte verwendet, die beispielsweise aus der Wöhlerlinie entnommen werden können [81].



**Abbildung 25:** Zeitlicher Verlauf einer zyklischen Belastung mit den Maximalkräften  $F_o = F_{\text{max}}$ ,  $F_u = F_{\text{min}}$ , der Amplitude  $F_a$  und mittleren Kraft  $F_m$  nach [77]

Abhängig vom Zug- oder Druckbereich, innerhalb dessen die Belastung stattfindet, ist zwischen unterschiedlichen Belastungsfällen zu unterscheiden [82]. Das Verhältnis des Minimalwerts zu dem Maximalwert der Belastung wird durch das  $R$ -Verhältnis nach Gleichung (20) beschrieben [80].

$$R = \frac{F_{\min}}{F_{\max}} \quad (20)$$

Nach der FKM-Richtlinie soll zunächst für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis ein Spannungskollektiv bestimmt werden, in dem alle auftretenden Spannungsamplituden und die entsprechenden Mittelspannungen enthalten sind. Eine zyklische Spannung mit einer konstanten Spannungsamplitude und Mittelspannung wird als Einstufenkollektiv bezeichnet.

Die Zugfestigkeit kann für die Auslegung von derartig zyklisch belasteten Bauteilen nicht verwendet werden. Daher wird nach Gleichung (21) die Wechselfestigkeit  $\sigma_{W,zd}$  mithilfe des Zugdruckwechselfestigkeitsfaktors  $f_{w,\sigma}$  aus der Zugfestigkeit des Bauteils abgeleitet. [78]

$$\sigma_{W,zd} = f_{w,\sigma} \cdot R_m \cdot K_d \cdot K_A \quad (21)$$

Ähnlich wie im statischen Festigkeitsnachweis wird im Ermüdungsfestigkeitsnachweis ein Konstruktionsfaktor  $K_{WK,\sigma}$  in Gleichung (22) berücksichtigt, um die zulässige Bauteilfestigkeit zu bestimmen. In diesem Konstruktionsfaktor sind die Stützzahl  $n_\sigma$ , die Kerbempfindlichkeit  $K_f$ , der Rauheitsfaktor der Bauteiloberfläche  $K_R$ , der Randschichtfaktor  $K_V$ , der Schutzschichtfaktor  $K_S$  und der Sonderfaktor  $K_{NL,E}$  für die Graugusswerkstoffe EN-JL einbezogen. [78]

$$K_{WK,\sigma} = \frac{1}{n_\sigma} \left[ 1 + \frac{1}{K_f} \cdot \left( \frac{1}{K_R} - 1 \right) \right] \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_S \cdot K_{NL,E}} \quad (22)$$

Die Berechnung der Stützzahl wird nach dem Stieler'schen Stützwirkungskonzept durchgeführt. Hierbei wird ein Spannungsgefälle  $G_\sigma$  senkrecht zur Spannungsrichtung definiert [78]. Das Spannungsgefälle  $G_\sigma$  wird an Stelle der maximalen Spannung gemäß Gleichung (23) definiert.

$$G_\sigma = \frac{1}{\sigma_{1a}} \cdot \frac{\Delta\sigma_a}{\Delta s} \quad (23)$$

Der gemäß Gleichung (24) zu berechnende Rauheitsfaktor  $K_R$  dient zur Berücksichtigung der Oberflächenbeschaffenheit. Die Ermittlung der Wöhlerlinie erfolgt durch die Prüfung von polierten Schwingfestigkeitsproben, sodass die Oberflächenrauheit die experimentell ermittelten Werte nicht beeinflusst. Zur Bestimmung dieses Faktors werden neben der mittleren Rauheit  $K_z$  die minimale Zugfestigkeit  $R_{m,N,\min}$  und die werkstoffspezifischen Konstanten  $a_{R,\sigma}$  benötigt. [78]

$$K_{R,\sigma} = 1 - a_{R,\sigma} \cdot \lg\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \lg\left(\frac{2 \cdot R_m}{R_{m,N,\min}}\right) \quad (24)$$

Die Bauteilwechselfestigkeit  $\sigma_{WK}$  wird gemäß der Gleichung (25) ermittelt.

$$\sigma_{WK} = \frac{\sigma_{W,zd}}{K_{WK,\sigma}} \quad (25)$$

Da die Bauteilwechselfestigkeit ausschließlich für  $R = -1$  gilt, soll die dem vorliegenden  $R$ -Verhältnis entsprechende Bauteildauerfestigkeit  $\sigma_{AK}$  nach Gleichung (26) berechnet werden.

Dazu dient der Mittelspannungsfaktor  $K_{AK}$ , der die Mittelspannungsempfindlichkeit  $M_\sigma$  in Abhängigkeit des  $R$ -Verhältnisses abbildet. [78]

$$\sigma_{AK} = \sigma_{WK} \cdot K_{AK} \quad (26)$$

Der Mittelspannungsfaktor  $K_{AK}$  hängt von möglichen Überlastungen im Betrieb ab. Für den Überlastungsfall 2, welcher in der Regel Anwendung findet, ist der Mittelspannungsfaktor  $K_{AK}$  gemäß der Gleichung (27) zu ermitteln. Die Mittelspannungsempfindlichkeit  $M_\sigma$  wird mithilfe der Zugfestigkeit des Bauteils und der werkstoffspezifischen Konstanten  $a_M$  und  $b_M$  nach Gleichung (28) bestimmt. [78]

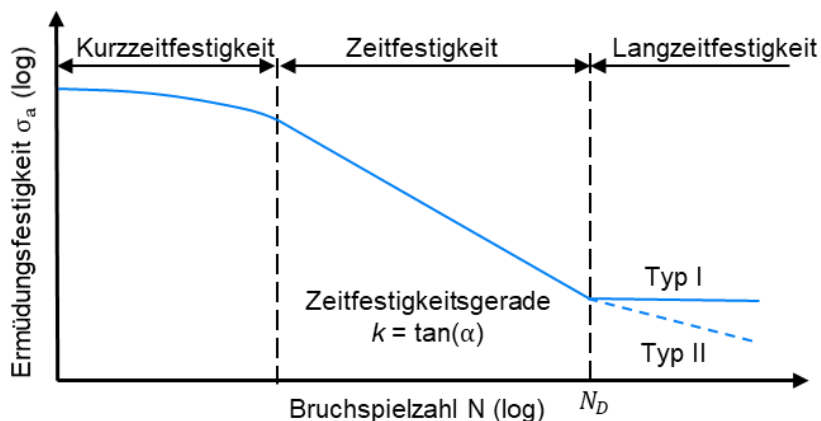
$$K_{AK} = \frac{1}{1 + M_\sigma \cdot \sigma_m / \sigma_a} \quad (27)$$

$$M_\sigma = a_M \cdot 10^{-3} \cdot \frac{R_m}{\text{MPa}} + b_M \quad (28)$$

Im letzten Schritt wird die Bauteildauerfestigkeit  $\sigma_{AK}$  an die Wöhlerlinie mithilfe des Betriebsfestigkeitsfaktors  $K_{BK}$  nach Gleichung (29) angepasst, um die Bauteilbetriebsfestigkeit  $\sigma_{BK}$  zu berechnen. [78]

$$\sigma_{BK} = \sigma_{AK} \cdot K_{BK} \quad (29)$$

Die Wöhlerlinie, dargestellt in Abbildung 26, stellt den Zusammenhang zwischen der Spannung und die von dem Bauteil ertragbare Schwingenspielzahl dar [80]. Eine Annäherung der Wöhlerlinie durch eine Gerade mit der Neigung  $k$  im Zeitfestigkeitsbereich ist bei einer doppelt-logarithmischen Skalierung der Achsen möglich [83]. Nach dem Erreichen der Knickpunktspielzahl  $N_D$  verläuft die Wöhlerlinie im Langzeitfestigkeitsbereich parallel zu der Achse der Lastspielzahl (Typ I). Abhängig vom Werkstoff kann der Verlauf der Wöhlerlinie weiterhin abfallen (Typ II) [81].



**Abbildung 26:** Idealisierte Darstellung einer Wöhlerlinie nach [81]

Wird die Lebensdauer des Bauteils auf eine bestimmte Lastspielzahl  $N < N_D$  begrenzt, ist der Betriebsfestigkeitsfaktor  $K_{BK}$  für die Wöhlerlinie Typ I mithilfe der Gleichung (30) zu berechnen. Für die Wöhlerlinie Typ I und eine dauerfeste Auslegung gilt  $K_{BK} = 1$ .

$$K_{BK} = \left( \frac{N_D}{N} \right)^{1/k} \quad (30)$$

Unter Berücksichtigung des geforderten Sicherheitsfaktors  $j$  wird nach Gleichung (31) zuletzt der Auslastungsgrad  $a_{BK}$  berechnet. [78]

$$a_{BK,\sigma} = \frac{\sigma_a \cdot j}{\sigma_{BK}} \quad (31)$$

Durch Berücksichtigung eines zusätzlichen Betriebsfaktors  $K_{A,a}$  können anwendungstypische Belastungen zusätzlich abgesichert werden. Dieser Anwendungsfaktor hängt maßgeblich vom Betrieb und der Arbeitsweise der Maschinen ab. In der Tabelle 7 sind Anhaltswerte für den Anwendungsfaktor je nach Arbeitsbereich ausgeführt. [84]

**Tabelle 7:** Beispielwerte für Anwendungsfaktoren nach [84]

Betriebsart	Art der Maschinen/Bauteile	Anwendungsfaktor $K_{A,a}$
Stoßhafte Bewegungen	Spindelpressen und Abkantpressen	1,5 bis 2,0
Schlagartige Beanspruchung	Steinbrecher und Hämmer	2,0 bis 3,0

## 2.9 Simulation der Wirkungsweisen von Folgeoperationen

Zur Auslegung komplexer Werkzeugstrukturen, insbesondere von Folgeoperationen, werden verschiedene Simulationsmethoden eingesetzt. In den folgenden Unterkapiteln wird auf die Finite Elemente Methode, die Mehrkörpersimulation und die Topologieoptimierung in Bezug auf die Werkzeugauslegung und -konstruktion nur ansatzweise eingegangen.

### 2.9.1 Grundlagen der Finite Elemente Methode

Für die Auslegung komplexer Bauteile und Fertigungsprozesse, besonders in der Blechteilherstellung, existieren keine oder nur unzureichende, analytische Lösungsansätze. Zur Struktur- und Festigkeitsberechnung von Bauteilen aus metallischen Werkstoffen hat sich aus diesem Grund die Finite Elemente Methode, kurz FEM, etabliert [85]. Das numerische Lösungsverfahren ermöglicht ohne den Einsatz von realen Prototypen eine realitätsnahe Vorhersage des Werkstoffverhaltens in einem diskreten System. [86, 87]

Die Grundlage der FEM bildet die Diskretisierung des Bauteilvolumens durch Stützstellen im Bauteil, d. h. den Knoten des FE-Netzes. Die Summe aller Kräfte an einem Knoten im Netz ist Null. Mithilfe einer Steifigkeitsbeziehung kann für jedes Element die Gleichung (32) für jede Raumrichtung formuliert werden, was zu einem resultierenden endlichen Gleichungssystem führt. [88]

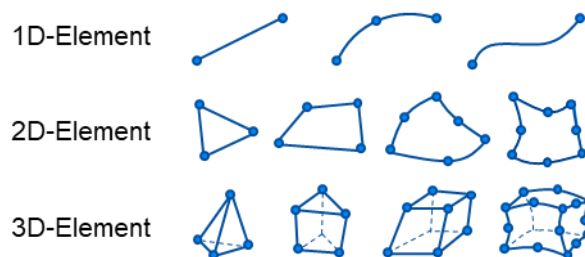
$$[F] = [K] \cdot [u] \quad (32)$$

Die resultierenden Polynome niedriger Ordnung bilden Differentialgleichungen und werden als Ansatzfunktionen bezeichnet, welche das Verformungsverhalten der Elemente beschreiben und



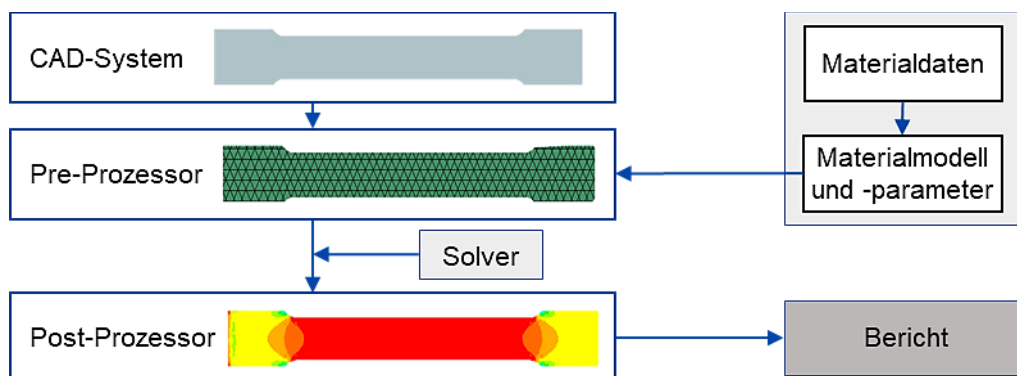
numerisch gelöst werden. Mittels einer Interpolation der Knotenpunktverschiebung über die Ansatzfunktion erfolgt die Berechnung der einzelnen Elementpunktverschiebungen. Ein entsprechend feines FE-Netz trägt dazu bei, den numerischen Fehler bei der Berechnung der Verschiebung zu minimieren. Anschließend können die Dehnungen aus den Verschiebungen bestimmt werden. Der Zusammenhang zwischen Spannungen und Dehnungen wird für ein linear elastisches Materialverhalten durch das Hook'sche Gesetz beschrieben. [88]

Die Knoten des Systems können mithilfe verschiedener Elementkanten verbunden werden. Dementsprechend variieren die Ansatzfunktionen, wobei zwischen linearen, quadratischen und höheren Ansätzen unterschieden wird. Lineare Ansatzfunktionen werden bei der Berechnung von dynamischen Problemen sowie der Lösung von Kontaktbedingungen bevorzugt. Im Vergleich hierzu liefern quadratische Ansatzfunktionen bei Spannungsanalysen detailliertere Ergebnisse [89]. In Abbildung 27 sind entsprechende FE-Elemente veranschaulicht. Im Rahmen dieser Arbeit werden für alle FEM-Simulationen isoparametrische Tetraederelemente mit vier Scheitelnknoten verwendet. Hierbei handelt es sich um sogenannte CTETRA(10)-Elemente, die durch insgesamt 10 Knotenpunkte bestimmt sind. Diese eignen sich besonders für Struktursimulationen. [90]



**Abbildung 27:** Elemente der FE-Methode nach [89]

In der Regel gliedert sich der FEM-Simulationsaufbau in das PreProcessing, die Datenvorbereitung, das Processing, die Lösung des Gleichungssystems, und das PostProcessing, die Auswertung der Ergebnisse. Die grundsätzliche Vorgehensweise ist in Abbildung 28 dargestellt. [88]



**Abbildung 28:** Prinzipielle Vorgehensweise zur Durchführung einer FEM-Simulation am Beispiel einer flachen Zugprobe nach [88]

In der FE-Berechnung kommen explizite sowie implizite Zeitintegrationsverfahren zur Lösung nichtlinearer Probleme zum Einsatz. Eine zeitabhängige Simulation wird hierbei durch Gleichung (33) beschrieben, wobei  $M$ ,  $C$  und  $K$  die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix bezeichnen [86].

$$M \cdot \ddot{u}(t) + C \cdot \dot{u}(t) + K \cdot u(t) = p(t) \quad (33)$$

Beim expliziten Verfahren wird die Lösung schrittweise ausgehend von einem Anfangswert  $z_k$  bestimmt. Das Zeitintervall  $\Delta t$  bestimmt den darauffolgenden Schritt  $z_{k+1}$  und ergibt sich aus Gleichung (34).

$$z_{k+1} = z_k + f(f_k, z_k)\Delta t \quad (34)$$

Die Summe der Kräfte an einem Knoten wird für die Bestimmung der Knotenbeschleunigung durch deren anteilige Masse des Elements dividiert, woraufhin über die Zeit integriert wird. Explizite Verfahren werden überwiegend für die Lösung dynamischer Probleme eingesetzt, beispielsweise in Crash- sowie Umformsimulationen. Im Gegensatz dazu berechnen implizite Lösungsansätze den Zeitschritt für einen nächsten, noch unbekanntem Zeitpunkt. Das Grundprinzip hierbei besteht darin, für den folgenden Schritt ein neues statisches Gleichgewicht iterativ zu ermitteln, welcher ebenso die Gleichgewichtsbedingung erfüllt. Für neue Zeitschritte werden somit neue Steifigkeitsmatrizen und neue Verschiebungsvektoren berechnet. Einsatz finden implizite Lösungsverfahren hauptsächlich bei statischen Herausforderungen, beispielsweise in der Strukturmechanik. In der Blechumformung wird die implizite Zeitintegration für die Berechnung der Rückfederung eingesetzt. [91]

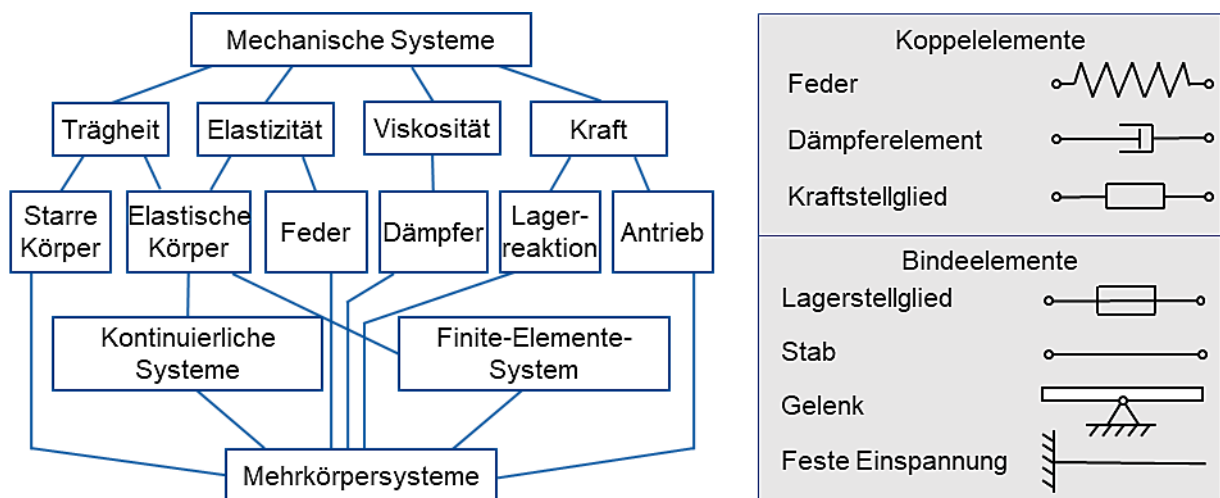
### 2.9.2 Grundlagen der Mehrkörpersimulation

Statische FEM-Rechnungen berücksichtigen einzelne Komponenten lediglich als elastische Körper. Die Betrachtung des Gesamtprozesses kann somit lediglich zu einem bestimmten Zeitpunkt stattfinden. Für die Betrachtung eines dynamischen Prozesses werden Werkzeugkomponenten in Mehrkörpersimulationen (MKS) unter dynamischen Bedingungen abgebildet. Die statische, elastische Nachgiebigkeit einzelner Werkzeugkomponenten und die dynamischen Eigenschaften der Umformmaschinen haben einen signifikanten Einfluss auf die Auslegung der Werkzeugkonstruktion. Aus diesem Grund bieten Mehrkörpersimulationen die Möglichkeit, auftretenden massebedingte Prozesskräfte zur Auslegung der Werkzeugkomponenten abzuschätzen [92].

Die starre MKS ermöglicht es, das Bewegungsverhalten einzelner starrer Körper im Raum zu simulieren. Zudem können hiermit Belastungen, die aufgrund der Bewegungsabläufe und der Massen der Körper entstehen, ermittelt werden. Mehrkörpersysteme bestehen grundsätzlich aus massebehafteten starren Körpern, auf die an einzelnen Punkten Kräfte einwirken können. Bei der Betrachtung von elastomechanischen Systemen müssen bei der Simulation mit Mehrkörpersys-

temen Parameter wie Steifigkeiten, Nachgiebigkeiten und Trägheiten berücksichtigt werden [93]. Die Übertragung der Kräfte erfolgt durch masselose Koppellemente, dargestellt in Abbildung 29 [94]. Auf dieser Grundlage kann ein mechanisches System entsprechend in Teilsysteme unterteilt werden.

Aus den definierten Masseigenschaften eines Mehrkörpersystems resultieren durch die Beschleunigung Trägheitskräfte. Ein einzelner Körper dieses Systems kann durch sechs Variablen entsprechend der Freiheitsgrade in seiner Lage und Orientierung beschrieben werden. Diese Definition erfordert ein Bezugskordinatensystem, um die Koordinaten der einzelnen Körper beschreiben zu können. [95, 96]



**Abbildung 29:** Überführung eines mechanischen Systems in ein Mehrkörpersystem durch charakteristische Koppel- sowie Bindelemente nach [94]

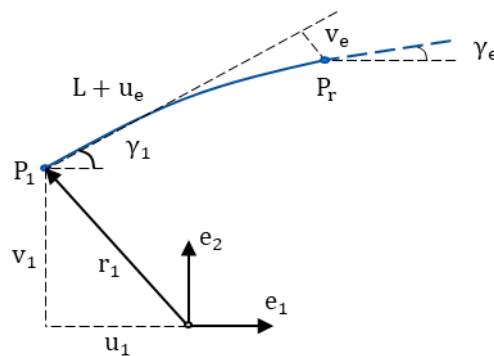
Im Gegensatz zu der FEM, berücksichtigt die Starrkörpermechanik differenziert auch hohe Verschiebungen. Die Starrkörpermechanik klassifiziert sich in Kinematik und Dynamik. In der Kinematik sind Kräfte keine Ursachen der Bewegung oder üben keinen Einfluss auf die Bewegung aus. In der Dynamik wird das Bewegungsverhalten jedoch durch Kräfte beeinflusst. Die Dynamik wird weiter untergliedert in die Statik, bei der Kräfte ohne Bewegungen wirken, beispielsweise in Stabwerken, und die Kinetik, bei der Bewegungen aufgrund von Kräften wirken. Die kinematische Methodik wird durch ihr statisch bestimmtes System charakterisiert und besitzt somit keine Freiheitsgrade. Die kinetische Methodik wirkt nach dem Prinzip der unbestimmten Freiheitsgrade, wodurch sich ein betrachtetes System aufgrund von Kräften in Bewegung versetzen kann [97].

Die Verformungen elastischer oder plastischer Körper in Mehrkörpersystemen sind im Vergleich zu der Verschiebung in den meisten Fällen klein. In den diesbezüglich linearisierten Bewegungsgleichungen müssen hierfür geometrische Steifigkeiten berücksichtigt werden. Bei großen Verschiebungen mit hohen Beschleunigungen ergeben sich entsprechend hohe Trägheitskräfte.

Die flexible MKS erweitert die starre Simulation durch elastisch verformbare Körper. Der grundlegende Unterschied zur starren Mehrkörpersystemdynamik liegt in der Festlegung zulässiger Freiheitsgrade. Während bei starren Systemen die untere Grenze der Freiheitsgrade durch die sechs Starrkörperbewegungen bestimmt ist, muss bei den elastischen Körpern eine obere Grenze definiert werden. Bei großen elastischen Verzerrungen wird die Methode der Absolutkoordinaten angewendet. Bei kleinen Verformungen erfolgt die Beschreibung der Deformation durch die Methode der relativen Knotenpunktkoordinaten. Da bei Umformwerkzeugen die elastischen Verformungen im Gegensatz zu den Bewegungen klein sind, werden ausschließlich die relativen Knotenpunktkoordinaten im bewegten Bezugssystem beschrieben. [94]

Verformungen flexibler Körper in Mehrkörpersystemen können in unterschiedliche Lösungsansätze unterteilt werden. Die Methode des bewegten Bezugssystems wird in der Regel zur Berechnung kleiner Verformungen eingesetzt. Hierbei wird die Bewegung des Körpers durch eine Überlagerung von Referenzbewegung und Verformungen, die durch ein Verschiebungsfeld der Punkte des Körpers beschrieben werden, definiert. [95]

Zur Beschreibung der Bewegung eines Körpers werden zwei Koordinatensysteme verwendet. Die Starrkörperbewegungen werden hierbei, wie in Abbildung 30 dargestellt, durch das körperfeste Koordinatensystem am Knoten  $P_1$  definiert, während die elastischen Verformungen durch die relativen Koordinaten bezogen auf  $P_1$  beschrieben werden. Die Starrkörperbewegungen des Knotens werden durch die translatorischen Verschiebungen  $v_1$  und  $u_1$  und dessen Orientierung bzgl. des Bezugssystems durch den Winkel  $\gamma_1$  gekennzeichnet. Analog dazu werden die elastischen Verformungen hinsichtlich der relativen Koordinaten  $u_e$ ,  $v_e$  und  $\gamma_e$  beschrieben. [94]



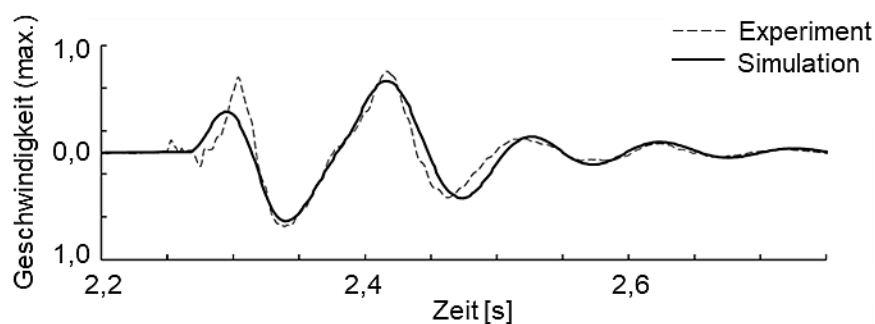
**Abbildung 30:** Exemplarisches Beispiel der relativen Koordinaten an einem Balkenelement nach [94]

Mehrkörpersimulationen finden in der Werkzeugkonstruktion und -berechnung heute einen häufigen und vielseitigen Einsatz. Zumeist werden hierbei Kollisionsuntersuchungen oder Prozessabläufe mit starren Körpern berechnet und analysiert. Die Berechnung von Niederhalter-schwingungen gehört zu diesen Einsatzfällen der MKS. Aktuelle Veröffentlichungen zeigen, wie Berechnungen mittels Mehrkörpersimulationen durchgeführt werden können, um die dynami-

sche Niederhalterschwingung abzubilden. Die Kopplung der MKS mit der FEM-Simulation ermöglicht die Berechnung auftretender Niederhalterbewegungen und -schwingungen sowie auftretender Spannungen in Werkzeugkomponenten. [71]

Der Einfluss steigender Belastungen auf Werkzeugkomponenten aufgrund der Servopresstechnologie wurde beispielsweise von *Swidergal* untersucht [71, 98]. Das Ziel dieser Publikationen liegt meist in der Entwicklung leichter und damit optimierter Werkzeugkomponenten mit Hilfe der dynamischen Simulationen. In der Simulation der Kinematik von Niederhalterstrukturen unter realistischen Randbedingungen wird hierbei teilweise lediglich ein einzelner Haltebolzen berechnet, da laut *Swidergal* durch die Führungen des Niederhalters dessen Verkippen ausgeschlossen wird. Die Vereinfachung des Niederhaltersystems auf einen Haltebolzen reduziert den Berechnungsaufwand und erlaubt die Abschätzung auftretender Belastungen an den Haltebolzenpositionen realer Niederhalter. Betrachtete Federelemente werden als Federpakete aus „carbon filled elastomer rubber“ mit nichtlinearer Steifigkeit modelliert. Die Ergebnisse der Simulationen wurden mit experimentellen Werten verglichen, was in Abbildung 31 dargestellt ist.

Nach *Swidergal* ist zudem das Strukturverhalten der Werkzeugkomponenten von Bedeutung [43, 45]. Aus diesem Grund werden in seinen Untersuchungen MKS- in Verbindung mit FEM-Simulationen durchgeführt. Besonders die Elastizität der Werkzeugkomponenten wird dabei für die Erlangung realistischer Ergebnisse berücksichtigt. Um das Modell zu vereinfachen und damit den Berechnungsaufwand zu reduzieren, werden Anbaukomponenten mit den jeweiligen Werkzeuggeometrien vereinigt. Zudem werden die untersuchten Gusskörper mit scharfen Kanten berechnet und damit Radien vereinfacht. Beide Vereinfachungen führen so zu verfälschten Massen der Geometrien, was zu Berechnungsungenauigkeiten der Ergebnisse führen kann. Die Schwingungen des Auftreffens auf dem Werkzeugunterteil sowie der Beschleunigung beim Rückhub des Niederhalters werden in seiner Arbeit detailliert betrachtet. Im Vergleich zu Validierungsversuchen lassen sich durch die MKS hinreichend genaue Ergebnisse erzielen. Dennoch wird von *Swidergal* ein Verbesserungspotential in der Materialmodellierung der Elastomerdruckfedern erkannt. [43, 45].



**Abbildung 31:** Vergleich von simulativen und experimentellen Ergebnissen bei dynamischer Betrachtung eines einzelnen Bolzens mit Federelement nach [71]

*Koch* beschreibt, dass durch hohe zyklische Belastungen vermehrt Schäden an Werkzeugkomponenten in der Produktion auftreten [28]. Dies tritt besonders beim Werkzeugbetrieb auf Servopressen auf. Kritische Komponenten sind laut *Koch* zwingend zu berechnen und auszulegen, um so die Dauerfestigkeit der Werkzeuge sicherzustellen. Durch die von ihm entwickelten Lastkollektive ist es möglich, erhöhte Lasten bei gleichzeitig erhöhten Hubzahlen abzuschätzen. Hierfür adaptiert *Koch* die Simulationsmodelle für geringe Hubzahlen mit einem Umrechnungsfaktor, der es ermöglicht, die bekannte Lastkurve anzupassen. Der Umrechnungsfaktor nach *Koch* berechnet sich linear direkt aus den Hubzahlen nach Gleichung (35) [28].

$$F_v^a = \frac{\text{erhöhte Hubzahl}}{\text{niedrige Hubzahl}} \quad (35)$$

*Kochs* Analysen resultieren in einer rein linear-elastischen Verformung der Niederhalterstruktur bei höheren Prozessgeschwindigkeiten. Jedoch stellt er fest, dass die eingesetzten Elastomerdruckfedern relativ stark belastet wurden, was auf erhöhte Lasten und auf erhöhte Austauschzyklen schließen lässt.

Die Auslegung und Simulation von dynamischen Eigenschaften des schwingenden Niederhaltersystems ermöglicht eine Prognose des realen Werkzeugverhaltens. Hierfür werden jedoch passende Modelle zur Beschreibung der Elastomerelemente benötigt. Diese bestimmen maßgeblich die Güte der Berechnungsergebnisse. Zudem führen Modellvereinfachungen, die aufgrund des Berechnungsaufwands getroffen werden müssen, zur Vernachlässigung spezifischer Einflüsse. Der Umfang der Vereinfachungen spielt somit eine zusätzliche Rolle. So üben neben den bewegten Werkzeugkomponenten auch deren elastisches Verhalten sowie das Pressensystem, welches zudem schwingt, Einfluss auf das Gesamtsystem aus.

### 2.9.3 Strukturoptimierung von Werkzeugkomponenten

Der Begriff der Strukturoptimierung beschreibt die Dimensionierung, die Formoptimierung und die Topologieoptimierung einer technischen Konstruktion. Bei der Dimensionierung werden Zahlenwerte, wie beispielsweise Wanddicken, Winkel, Radien und Durchmesser, variiert. Die Strukturoptimierung durch Dimensionierung ist damit an eine Geometrie gebunden, wodurch keine neue Grundgestalt entsteht. [99]

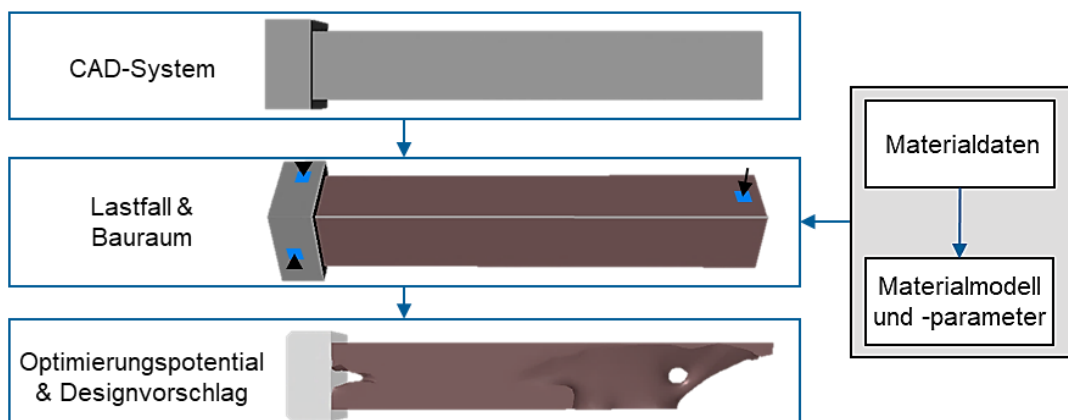
Bei der Formoptimierung wird durch Variation der Form eines Bauteils dessen optimierte Gestalt bestimmt. Dazu müssen mögliche Änderungen der Form definiert und einem Optimierungsalgorithmus übergeben werden, beispielsweise um Kerbspannungen zu reduzieren [99]. Das rechnergestützte Verfahren Computer Aided Optimization (CAO) basiert auf der sogenannten „Wachstumsregel“. Dies bedeutet, dass an den überlasteten Bereichen, die Spannungsüberhöhung aufweisen, Material hinzugegeben und in den wenig belasteten Bereichen Material abgezogen

gen wird. Folglich wird eine optimale Spannungsverteilung erzielt [100]. Die CAO-Methode wendet die Wachstumsregel iterativ an, um das gewünschte Optimierungsziel schrittweise zu realisieren und Spannungsüberhöhungen zu reduzieren.

Die Topologieoptimierung stellt einen Berechnungsansatz dar, mit welchem Optimierungspotenziale für Bauteile aufgezeigt und Strukturvorschläge generiert werden. Abhängig vom verfügbaren Bauraum der zu optimierenden Geometrie und unter Berücksichtigung aller angegebenen Lastfälle führt der Optimierungsalgorithmus zu kraftflussgerechten Gestaltungsvorschlägen. Geeignete Berechnungsprogramme bieten mehrere Optimierungsziele an, wie beispielsweise die Erhöhung der Steifigkeit, die Reduzierung der Oberflächenspannung, die Erhöhung der Eigenfrequenz oder die Reduktion der Bauteilmasse. Die prinzipielle Vorgehensweise bei der Topologieoptimierung zeigt Abbildung 32. [5, 101]

Die Anpassungsvorschläge der Topologieoptimierung sind aufgrund fertigungstechnischer Vorgaben in der Regel nicht ohne konstruktive Anpassung umsetzbar [5]. Daher bildet die Nachkonstruktion mit besonderem Fokus auf die zu verwendenden Fertigungsverfahren einen signifikanten Arbeitsschritt. Eine zentrale Aufgabe hierbei stellt das Ableiten relevanter Merkmale aus dem Strukturvorschlag dar, wie beispielsweise die benötigten Querschnitte oder die Rippenanordnungen in Gussstrukturen. [5, 99]

Mittels der Soft Kill Option Methode (SKO) können Strukturvorschläge auch ohne existierende CAD-Daten generiert werden. Entgegen der CAO-Methode erlaubt die SKO-Methode neben der Oberflächenoptimierung auch das Entstehen von Löchern und Hohlräumen [103]. Anhand eines Algorithmus wird während der Iterationen das lokale Elastizitätsmodul so angepasst, dass die Differenz zwischen dem Eingangs- und dem Ausgangselastizitätsmodul ihr Maximum erreicht. Nach diesem Verfahren entsteht als Strukturvorschlag eine dem Kraftfluss folgende möglichst steife Struktur [104]. So kann nach der Vorgabe des Bauraums durch Optimieren der Oberfläche und Bilden von Hohlräumen ein neuer, optimierter Strukturvorschlag entstehen. [103]



**Abbildung 32:** Prinzipielle Vorgehensweise zur Durchführung einer Topologieoptimierung am Beispiel eines Biegebalkens nach [102]

Die Topologieoptimierung ermöglicht anstelle der Optimierung bestehender Bauteile eine Neukonstruktion. So kann gegenüber der Formoptimierung ein größeres Optimierungspotenzial ausgeschöpft werden, da die Struktur bereits gleich zu Beginn der Rechnung an die Belastung angepasst wird. [105, 106]

Ein möglicher Lösungsansatz für mathematische Topologieoptimierungsprobleme stellt das SIMP-Verfahren (Solid Isotropic Material with Penalization) dar [106]. Bei dieser Methode zur Topologieoptimierung wird anhand einer Variablen ein dimensionsloser Dichtefaktor eingeführt. Dieser Dichtefaktor nimmt einen Wert zwischen  $0 < \rho \leq 1$  ein und wird mit jedem Element des FE-Netzes multipliziert. Abhängig von der Steifigkeit der Gesamtstruktur ergeben sich im Volumennetz des belasteten Bauteils unterschiedliche Dichtefaktoren. Den Elementen werden demnach je nach Gewichtung innerhalb des Gesamttragwerks Dichtefaktoren zugeordnet. Besitzen Elemente eine hohe Steifigkeit und haben diese somit auch einen hohen Dichtefaktor, wird ihnen eine höhere Relevanz für das Gesamttragwerk zugeschrieben und sie müssen länger erhalten bleiben, als Elemente mit einer niedrigen Steifigkeit, die eher entfernt werden können. Um eine eindeutige Zuweisung im Gesamttragwerk zu ermöglichen, welche Bereiche zu erhalten oder zu entfernen sind, wird beim SIMP-Ansatz ein „Bestrafungsexponent“  $p \geq 1$  eingeführt. Mit steigendem Bestrafungsexponent sinkt die Steifigkeit des Elements bei gleichbleibendem Dichtefaktor. Damit wird die kontinuierliche Verteilung des Dichtefaktors möglichst zu einer 0- bzw. 1-Verteilung geändert. Mit dem zusätzlichen Faktor ergibt sich der Elastizitätstensor eines Elements nach Gleichung (36). [107]

$$E(\rho_i) = \rho_i^p E_0 \quad (36)$$

Der ursprüngliche Elastizitätstensor des finiten Elements wird durch  $E_0$  beschrieben. Durch den Potenzansatz wird der E-Modul überproportional reduziert. Das führt dazu, dass Zwischenwerte zwischen 0 und 1 ineffizient werden. Im Rahmen der Optimierungsschleifen wird in der Regel der Bestrafungsexponent schrittweise von 1 bis 5 erhöht. [106]

Die Verfahren der Strukturoptimierung haben sich bereits fest in der Industrie etabliert. Besonders in der Luft- und Raumfahrt sowie der Automobilindustrie stellt die Gewichtsreduktion ein wirtschaftliches Ziel dar. In den letzten Jahren verzeichnet die wissenschaftliche Arbeit auf dem Gebiet der Topologieoptimierung im Zusammenhang mit der Blechumformung eine rasch steigende Anzahl von Publikationen. Die Forschungsarbeit von *Dongkai* stellt ein Werkzeug zum Tiefziehen eines einfachen Napfes vor. Die Blechhalterstruktur des Napfwerkzeugs wurde optimiert, um seine Masse zu verringern. Im Rahmen des Optimierungsansatzes wurden die aus der Umformsimulation resultierenden Belastungen und Kontaktflächen als konstruktive Restriktio-



nen zur Einhaltung der geforderten Umformbedingungen festgelegt. Das Gewicht des Blechhalters konnte mit der dort vorgestellten Methode um 28,1 % reduziert werden [108].

Außerdem zeigen weitere Veröffentlichungen Massenreduzierungen von Werkzeugunterteilen um bis zu 20 % [109]. Die Topologieoptimierung bietet zudem auch das Potenzial, bewegte Massen zu verringern und gleichzeitig die Steifigkeit solcher Werkzeugstrukturen beizubehalten [110]. Ein weiteres Einsatzfeld der Topologieoptimierung bildet die Verbesserung der Steifigkeit bestimmter Komponenten von Umformpressen. Durch deren Optimierung verbesserte Ráž die Steifigkeit eines Pressenquerträgers um bis zu 50 %. Dadurch konnte die geforderte Prozessgenauigkeit bei der Teilefertigung beibehalten werden [111]. Weitere Forschungsarbeiten weisen ähnliche Ergebnisse auf, beispielsweise die Reduzierung des Gewichts des Pressenrahmens um 13,66 % bei gleichzeitiger Erhöhung der Steifigkeit [112].

*Pilthammers* Forschungsarbeiten zeigen mithilfe der Topologieoptimierung auf, wie das elastische Verformungsverhalten des Pressentisches im Werkzeugherstellungsprozess berücksichtigt werden kann [113]. Durch die Simulation der Pressentischverformungen mit dessen topologieoptimierten Ersatzmodell konnte das elastische Verhalten charakterisiert und simulativ reproduziert werden. Die Generierung eines solchen inversen Ersatzmodells ermöglichte ihm die Vorhersage von elastischen Werkzeugverformungen für eine verbesserte Nachbearbeitung von Umformkontaktbereichen der Werkzeuge. Entsprechende Topologieoptimierungen von Blechhalterstrukturen konnten elastische Verformungen der Pressen- und Werkzeugstrukturen in die Werkzeugkonstruktion aufnehmen [36].

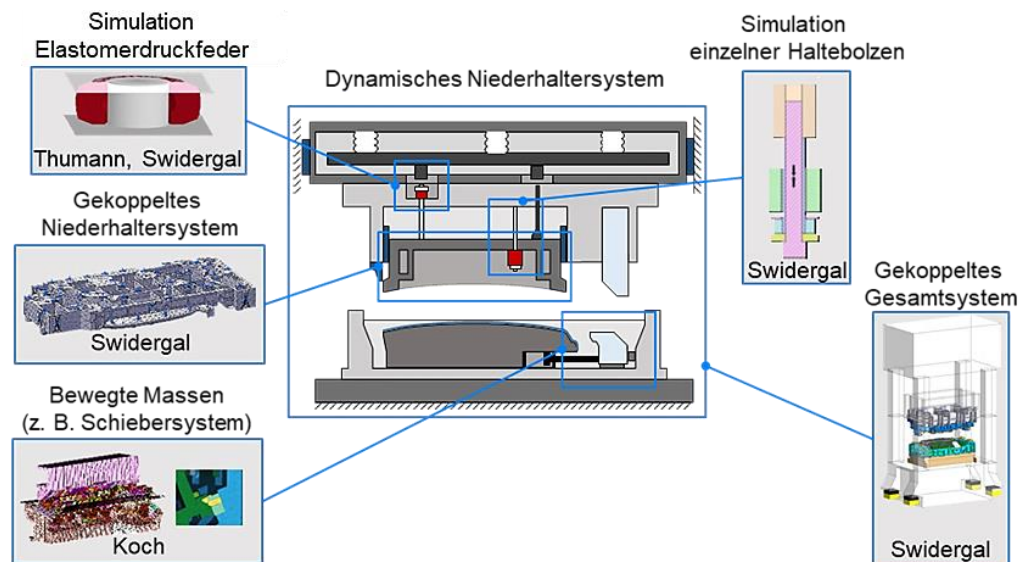
Wissenschaftliche Arbeiten im Kontext der Topologieoptimierung in der Blechumformung konzentrieren sich insbesondere auf die Auslegung von Umformwerkzeugen sowie von Pressenkomponenten wie Stößel, Tisch oder Rahmen. Der Schwerpunkt der Optimierung von Umformwerkzeugen durch Topologieoptimierung liegt auf der Massenreduzierung. Dies führt zu einer Kosteneinsparung durch reduzierten Material- und Energieverbrauch. Zum anderen beeinflusst die systematische Reduzierung der bewegten Massen das dynamische Werkzeugverhalten und reduziert Reaktionskräfte. Dadurch können die Werkzeuge dynamisch höher belastet werden, um die Ausbringung der Teileproduktion zu erhöhen [33]. Im Werkzeugbau wird die Topologieoptimierung aufgrund des aktuell zu hohen Kosten-Nutzen-Verhältnisses nicht als standardisierter Prozess eingesetzt. Dies hängt auch damit zusammen, dass es sich bei großen Karosseriewerkzeugen um Unikate und nicht um Serienprodukte handelt. Der hohe Zeitaufwand, welcher mit der Optimierung und der Nachkonstruktion verbunden ist, sowie die Tatsache, dass es nicht möglich ist, den Optimierungs- und Konstruktionsprozess zu automatisieren, erschweren eine wirtschaftliche Umsetzung der Topologieoptimierung bei kleinen Stückzahlen. [5]

## 2.10 Zusammenfassung des Standes der Technik

Effiziente Produktionsverfahren und -anlagen befähigen Hersteller in der Automobilindustrie, konkurrenzfähig zu arbeiten. Effizienz bezieht sich hierbei auch auf die Ausbringungsleistung moderner Presswerke für Automobilkomponenten. Durch die Weiterentwicklung und den verbreiteten Einsatz der Servopressentechnologie ergeben sich in der Blechteilfertigung neue Ausbringungspotentiale, die durch freiprogrammierbare Stößelbewegungen bzw. höhere Stößelgeschwindigkeiten ermöglicht werden. Folglich stehen Forderungen nach reduzierten Nebenzeiten und ein angepasster Umformprozess dem Werkzeugbau gegenüber. Die veränderten Betriebsbedingungen in Form erhöhter Stößelgeschwindigkeiten induzieren in den Werkzeugen entsprechende höhere dynamische Belastungen. Besonders in Folgeoperationen treten erhöhte Belastungen auf, die zu einem Strukturversagen führen können. Der bisher empirische Werkzeugbau muss somit auf die Herausforderungen der neuen Prozessbedingungen im Presswerk reagieren.

Die Niederhalterbeschleunigung nimmt in Folgeoperationen eine zentrale Rolle unter den auftretenden kritischen Belastungen ein. Der Niederhalter, welcher die Fixierung des Blechteils in einer Folgeoperation auf deren Unterteil gewährleistet, induziert durch seine Masse und seinen Hub erhöhte, prozesskritische Belastungen im Werkzeugoberteil. Elastomerdruckfedern werden nach entsprechenden Aufhängungskonzepten eingesetzt, welche im Werkzeug lastreduzierend wirken. Sie dienen dazu, die auftretende dynamische, schlagartige Belastung im Oberteil bei der Mitnahme des Niederhalters in der Aufwärtsbewegung des Stößels zu reduzieren und für einen kontinuierlichen Eingriff zu sorgen. Aktuelle Untersuchungen legen demzufolge den Fokus auf die Simulation und Auslegung der eingesetzten Elastomerdruckfedern. Dabei stehen das dynamische Verhalten des Niederhalters sowie die dynamischen Eigenschaften der Federn im Mittelpunkt aktueller Untersuchungen bei diversen Automobilherstellern, um auftretende Beschleunigungen zu reduzieren und ein Versagen von Werkzeug- und Pressenkomponenten zu verhindern. Abbildung 33 zeigt die Untersuchungsschwerpunkte aktueller Veröffentlichungen.

Zum einen wird in aktuellen Forschungsarbeiten der Schwerpunkt auf die Auslegung und Materialcharakterisierung von Elastomerdruckfedern gelegt, um dynamische Belastungen möglichst genau vorhersagen zu können. Beispielsweise ermöglicht die Materialmodellierung von eingesetzten Elastomerdruckfedern eine Abschätzung von deren dynamischen Verhaltens zur Auslegung des Folgewerkzeugs. Aufgrund der gewählten Modelle sowie Verfahren zur Bestimmung von entsprechenden Parametern bilden diese die konkreten Belastungssituationen im Werkzeug heute jedoch nur unzureichend ab. *Swidergal, Thumann* und *Koch* nähern auftretende dynamische Belastungen durch Material- und Lastmodelle an. Diese bilden das Verhalten des dynamischen Systems nach, wobei jedoch Abweichungen zu Validierungsmessungen festgestellt werden können.



**Abbildung 33:** Aktuelle Schwerpunkte in der Analyse des dynamischen Niederhaltersystems nach [28, 45, 71–73, 98]

Zum anderen werden Werkzeugkomponenten der Folgeoperationen mittels FEM- und/oder MKS-Simulationen in gekoppelter Weise modelliert, um Belastungen in Folgewerkzeugen sowie Niederhalterschwingungen möglichst zuverlässig zu prognostizieren. Die gekoppelte Simulation bietet die Möglichkeit, das Verhalten des Werkzeugsystems wiederzugeben. *Swidergal* setzt von ihm entwickelten Materialmodelle für Federelemente in gekoppelten Simulationen ein, um das Verhalten des dynamischen Niederhaltersystems abzubilden. Die Belastungen im Werkzeugoberteil können hierbei lediglich mit einer Diskrepanz angenähert werden. Die Simulationen können den Ansprüchen einer belastungsgerechten Werkzeugauslegung und -konstruktion demnach nicht genügen, da diese zu konservativen Werkzeugkonstruktionen führen. Die Kombination von allgemeinen, komplexen Materialmodellen von Federelementen in Niederhaltersystemen kann die prozessspezifischen Eigenschaften von Folgeoperationen nicht ausreichend abbilden.

Zusammenfassend stellt die Niederhaltermitnahme eine kritische dynamische Belastung von Niederhaltern, Werkzeugoberteilen und koppelnden Werkzeugkomponenten dar, welche den Umformvorgang bzw. Schneidvorgang beeinflussen und zum Versagen des Werkzeugs führen kann. Die Auslegung und Berechnung der Niederhaltermitnahme hat damit signifikanten Einfluss auf die maximal dynamisch zulässige Belastbarkeit des Folgewerkzeuges in der späteren Serienproduktion. Die empirische Werkzeugkonstruktion benötigt zur belastungsgerechten Auslegung von Niederhaltersystemen Simulationsmodelle, welche mit geringem Berechnungsaufwand detailliert Aufschluss über die auftretenden Belastungen generieren. Hierbei muss zukünftig auf verbesserte Materialmodelle der Elastomerdruckfedern zurückgegriffen werden, welche die kritischen Belastungen der dafür verwendeten Kunststoffe zuverlässig abbilden und an die Betriebsbedingungen im Werkzeug angepasst sind. Hieraus leitet sich die im folgenden Kapitel aufgestellte Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise der Arbeit ab.

### 3 Motivation, Zielsetzung und Vorgehensweise

In der Automobilindustrie sind Unternehmen vom Ziel gesteuert, ihre Wirtschaftlichkeit zu erhöhen. Die entsprechende kontinuierliche Effizienzsteigerung in Presswerken der Automobil- und Zulieferindustrie zur Senkung von Teilekosten bildet heute die wesentliche Herausforderung. Um dem Ziel der weiteren Senkung der Herstellkosten für Pressteile für Fahrzeugkarosserien gerecht zu werden, wird die Steigerung der Ausbringungsleistung der Pressenlinien angestrebt. Demnach werden heute zunehmend servomechanisch angetriebene Pressen für die Blechteilfertigung eingesetzt. Im Vergleich zu konventionellen mechanischen Pressen erweitern diese das Prozessfenster für die Fertigung großer Karosserieteile und reduzieren die Zykluszeiten durch freiprogrammierbare Stößelbewegungen. Erhöhte Rückhubgeschwindigkeiten servomechanisch angetriebener Stößel reduzieren Nebenzeiten in der Blechteilfertigung, induzieren jedoch prozesskritische dynamische Belastungen in den Werkzeug- und Pressenstrukturen. Der unweigerlichen Zunahme der Prozesslasten muss durch eine angepasste Auslegung und Konstruktion der Werkzeuge begegnet werden, die einen sicheren und effizienten Werkzeugbetrieb während der gesamten Typlaufzeit gewährleisten.

#### 3.1 Motivation

Den heute stark empirisch und damit historisch geprägten Werkzeugkonstruktionsvorschriften im Karosseriebau steht die geforderte Effizienzsteigerung in der Produktion von Karosseriebauteilen gegenüber. Das Potential moderner servomechanisch angetriebener Pressenlinien mit erhöhten Stößelgeschwindigkeiten kann heute nicht vollständig ausgeschöpft werden, da die bestehenden Werkzeuge den Betriebsbelastungen sonst nicht standhalten können. Bei der konstruktiven Auslegung von dynamisch stark belasteten Werkzeugkomponenten in Großwerkzeugen werden die dynamischen Prozesslasten heute nahezu gänzlich vernachlässigt. Außerdem beruht die Werkzeugauslegung in vielen Fällen auf konservativen Angaben und Erfahrungswerten der Werkzeughersteller, welche die erhöhten Betriebsbedingungen im Produktionsprozess unter Serienbedingungen nicht berücksichtigen. Zudem werden dynamische Effekte aus der mechanischen Kopplung von Werkzeugoberteil und Stößel bei der Auslegung bewegter Großwerkzeugkomponenten oftmals vernachlässigt. Diese beeinflusst die Wechselwirkung von dynamischen Lasten im Werkzeugoberteil und Niederhalter von Folgeoperationen jedoch signifikant.

Die moderne Servopressentechnik ermöglicht erhöhte Stößelgeschwindigkeiten und Beschleunigungen der Werkzeugkomponenten, was zu deutlich gesteigerten Reaktionskräften und Impulswirkungen führt. Diese erhöhte Belastung kann wiederum zum Versagen der Werkzeuge und von Pressenkomponenten führen. Zur Steigerung der maximal möglichen Hubzahl im Produktionsprozess ist folglich eine Anpassung der heute empirischen Werkzeugauslegung und Werk-

zeugkonstruktion, insbesondere unter Beachtung neuer und spezifischer dynamischer Anforderungen, notwendig. Auslegungsvorschriften zur Berücksichtigung dynamischer Lasten fehlen in der heutigen Praxis, was eine Steigerung der Produktionshubzahl sichtbar verhindert.

Die wissenschaftliche Aufgabenstellung der Arbeit besteht demnach in einer eingehenden Analyse von dynamisch wirkenden Kräften in solchen Werkzeugsystemen und der Entwicklung einer verallgemeinerbaren Modellbildung zur zukünftigen konstruktiven Auslegung dieser Wirksysteme.

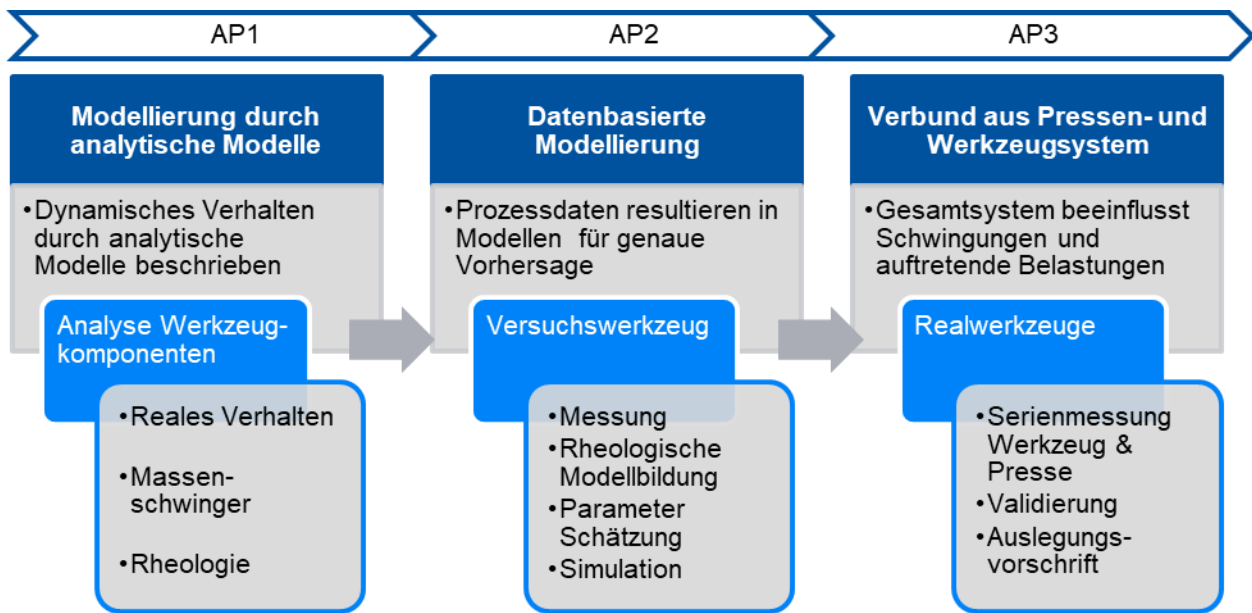
### **3.2 Zielsetzung und Vorgehensweise**

Aus dem Stand der Technik und aufgrund des daraus resultierenden wissenschaftlichen Defizites in der Berechnung dynamischer Werkzeugbelastungen wird die Forschungshypothese aufgestellt, dass eine Auslegungs- und Konstruktionsvorschrift entwickelt werden kann, die das kritische Belastungsniveau gegossener Gussstrukturen senken kann, um erhöhte Hubzahlen zu realisieren. Diese Vorschrift zeichnet sich insbesondere mit Blick auf die Weiterentwicklung des Standes der Technik dadurch aus, dass der Stößel und alle bewegten Werkzeugkomponenten systematisch unter konsequenter Beachtung der auf sie wirkenden statischen und dynamischen Belastungen analysiert und dementsprechend belastungsgerecht konstruiert werden.

Folglich werden die in Abbildung 34 dargestellten Arbeitspakete festgelegt, um eine ganzheitliche Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Folgewerkzeugen zu erreichen. Diese Verbesserungen basieren auf den Annahmen, dass sich das dynamische Verhalten des Niederhalters in Großwerkzeugen durch analytische Modelle anhand einer Modellreduktion abbilden lässt, die das Verhalten des schwingenden Niederhaltersystems wiedergeben. Geeignete Modelle sind daraufhin durch eine Modellparametrisierung für unterschiedliche Werkzeugsysteme und Lastbetriebspunkte mithilfe eines Versuchswerkzeugs festzulegen. Die Validierung der Modelle ist anhand von Produktionsdaten durchzuführen. Daraufhin ist ein Gültigkeitsbereich der Modelle abzuleiten, der eine eindeutige Einordnung der Ergebnisse zulässt. Die Werkzeugkonstruktion kann folglich auf Basis der zu entwickelnden Modelle angepasst und es können schließlich Handlungsanweisungen und Versagenskriterien definiert werden.

Die genaue Modellbildung der Niederhalterbeschleunigung auf Basis von idealisierten Versuchsdaten führt zur zuverlässigen Berechnung auftretender dynamischer Lasten in der Gussstruktur des bewegten Niederhalters und Werkzeugoberteils. Unter Berücksichtigung des Werkzeug- und Pressensystems kann auf diese Weise eine Hubzahlsteigerung erreicht werden. Die vorgestellte Vorgehensweise lässt sich bei entsprechender Prozessdatenerfassung auf relativbewegliche Werkzeugkomponenten verschiedener Dimensionen ausweiten. Beispielsweise sollen

die zu erwartenden Ergebnisse auf Schieber- und Füllersysteme, aber auch auf Folgeverbund- oder Stufenwerkzeuge mit relativbeweglichen Massen übertragen werden können.



**Abbildung 34:** Arbeitspakete zur systematischen Analyse und Auslegung bewegter Werkzeugkomponenten

In den folgenden Kapiteln werden die Arbeitsinhalte und die erreichten Ergebnisse dieser Arbeitspakete beschrieben. Für die Bestimmung geeigneter mathematischer Modelle zur Beschreibung des dynamischen Werkzeugverhaltens wurden in Kapitel 4 relevante Werkzeugkomponenten für das dynamische Niederhaltersystem bestimmt und untersucht. Das Verbesserungspotential der Komponenten wurde daraufhin identifiziert. Hierbei wurde der Fokus auf die Reduzierung auftretender dynamischer Belastungen gelegt, um ein Versagen der einzelnen Werkzeugkomponenten zu vermeiden.

Aufgrund unzureichender Informationen und Auslegungsvorschriften über die im Werkzeugoberteil eingesetzten Elastomerdruckfedern wurde daraufhin in Kapitel 5 deren dynamisches Verhalten detailliert analysiert. Ein idealisiertes Versuchswerkzeug ermöglichte die Bestimmung von rheologischen Modellen anhand einer Parameterschätzung. Zur Bildung modelldatenbasierter, mechanischer Modelle wurden hierbei Versuchsdaten erfasst und ausgewertet. Die festgelegten Modelle wurden daraufhin in Kapitel 6 zur Simulation und Auslegung von Werkzeugkomponenten herangezogen. Hierbei wurde eine Vorgehensweise zur Spannungsbewertung des Werkzeugoberteils nach FKM-Richtlinie abgeleitet, die es auf Basis der rheologischen Modelle ermöglicht, die auftretenden Belastungen über den Lebenszyklus des Werkzeugs zu bewerten.

Die Übertragbarkeit der aufgestellten, dynamischen Modelle wurde schließlich anhand von Serienmessungen validiert. Hierfür wurde in Kapitel 7 das Werkzeug-Pressen-Kollektiv aus diesen Serienmessungen messtechnisch untersucht. Zwei Werkzeuge wurden dabei miteinander vergli-

chen, um unterschiedliche Ausprägungen von Niederhalterschwingungen zu untersuchen. Die Wechselwirkungen zwischen Presse und Werkzeug wurden dabei detailliert betrachtet und die Anwendbarkeit der anhand des Versuchswerkzeugs aufgestellten Modelle validiert. Die umgesetzten Optimierungspotentiale aus Kapitel 4 konnten zudem mittels der Serienwerkzeuge untersucht werden.

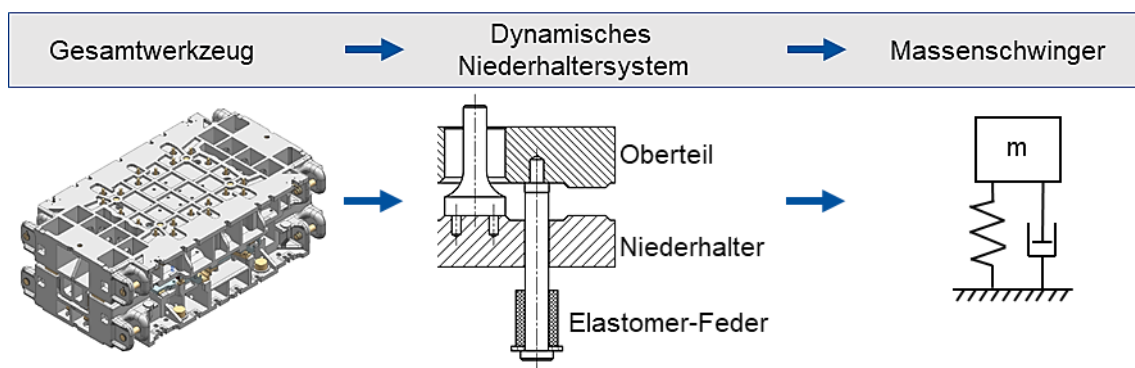
Anschließend werden in Kapitel 8 die gewonnenen Erkenntnisse kritisch diskutiert und hinsichtlich ihrer Übertragbarkeit innerhalb des Werkzeugentstehungsprozesses und -betriebs geprüft. Hierbei werden die Grenzen der parametrisierten Modelle sowie zukünftige Handlungsfelder zur Reduktion der Niederhalterschwingung aufgezeigt und bewertet.

Abschließend werden auf dieser Grundlage die Ergebnisse der Arbeit in Kapitel 9 anhand einer Auslegungsvorschrift für Niederhalter- und Werkzeugoberteilkonstruktionen im Hinblick auf die Niederhalterbelastung zusammengefasst. Diese ermöglicht die belastungsgerechte Konstruktion und Auslegung von dynamisch belasteten Werkzeugkomponenten der Folgeoperationen zur Herstellung von Blechbauteilen innerhalb des bestimmten Gültigkeitsbereichs.

## 4 Konzeptentwicklung zur Reduzierung dynamischer Niederhalterbelastungen

Zur Bestimmung und gezielten Reduzierung auftretender Belastungen im Werkzeug und in der Presse aufgrund der Niederhalterbeschleunigung ist es bei der Erhöhung der Stößelgeschwindigkeit erforderlich, das dynamische Verhalten der Niederhalterschwingung beim Rückhub des Stößels genau zu beschreiben. Zu diesem Zweck sind die davon betroffenen Werkzeugkomponenten und deren Einfluss auf die dabei auftretenden dynamischen Belastungen zu identifizieren. Hierfür wurden im ersten Schritt rheologische Modelle für die integrierten Federelemente herangezogen, um eine Modellierung und Vorhersage der auftretenden dynamischen Belastungen realistischer Niederhalterbeschleunigungen zu ermöglichen.

Zur Beschreibung der Niederhalterbeschleunigung beim Rückhub des Stößels wurden, wie in Abbildung 35 dargestellt, Ersatzschwingungsmodelle herangezogen. Um ein solches Modell mit ausreichendem Detaillierungsgrad aufstellen zu können, wurde hierbei das Niederhaltersystem auf seine relevanten Komponenten Niederhalter, Werkzeugoberteil, Haltebolzen und Federelement reduziert und zu einem Einmassenschwinger vereinfacht. Hierbei stellt der Niederhalter jene Masse dar, welche durch die Federelemente beschleunigt wird. Daraufhin wurden relevante Einflüsse des dynamischen Niederhaltersystems durch Adaption des Modells schrittweise implementiert, um das Modell an die reale Niederhalterschwingung anzupassen. Im Folgenden wird lediglich auf Niederhaltersysteme mit hängenden Elastomerdruckfedern eingegangen, welche vermehrt in Großwerkzeugen eingesetzt wird.

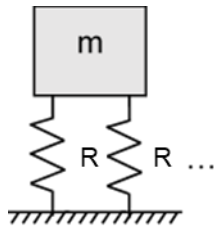


**Abbildung 35:** Reduzierung des Gesamtwerkzeugs auf relevante Komponenten des dynamischen Niederhaltersystems zur Parametrisierung von Schwingungsmodellen

Werden die im Oberteil des Werkzeugs parallel wirkenden Elastomerfedern, wie in Abbildung 36 dargestellt, in ihrer Eigenschaft auf eine Feder reduziert, so können diese zusammengefasst werden. Des Weiteren kann bei Ausrichtung des Druckmittelpunktes der Elastomerfedern zum Massenmittelpunkt des Niederhalters und bei ausreichender Führung des Niederhalters von einer



ideal symmetrischen Masse ausgegangen werden. Dies führt zur Vereinfachung des Massenschwingers gemäß der Gleichungen (37) und (38).

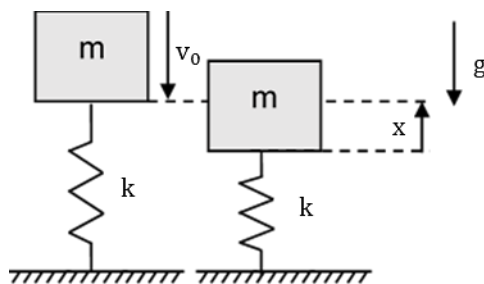


$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 \dots = \sum R_i = k \quad (37)$$

$$R_{\text{ges}} = R + R \dots = n \cdot R = k \quad (38)$$

**Abbildung 36:** Bestimmung der Gesamtfederrate für den Fall von n parallel wirkenden Einzel-federn

Beim Rückhub des Stößels wird die Niederhaltermasse durch die in Abbildung 37 dargestellte Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Niederhalter und Oberteil nach Gleichung (39) zur Schwingung angeregt.

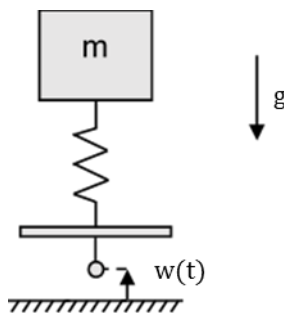


$$\ddot{x}(t) = -\omega_0^2 x(t) - g \quad (39)$$

$$\text{mit } \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \dot{x}(0) = v_0, \quad x(0) = 0$$

**Abbildung 37:** Massenschwinger mit Anregung durch Geschwindigkeitsdifferenz

Die initiale Einleitung der Geschwindigkeit findet jedoch beim Rückhub des Stößels durch den Haltebolzen in das Federelement statt, was eine Anregung durch den Fußpunkt des Schwingers entsprechend Abbildung 38 und Gleichung (40) darstellt.

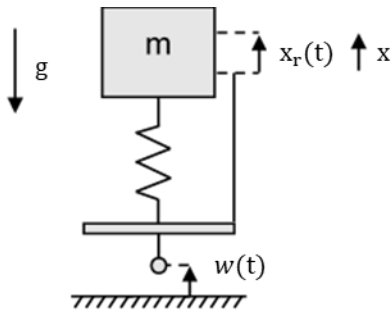


$$\ddot{x}(t) = -\omega_0^2 x(t) + \omega_0^2 w(t) - g \quad (40)$$

$$\text{mit } w(t) = v_0 t, \quad x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0$$

**Abbildung 38:** Fußpunkterregung eines Massenschwingers

Aufgrund der Tatsache, dass die kritische Belastung bei der Beschleunigung des Niederhalters am Oberteil auftritt, wird das System im Folgenden auf das Relativsystem des sich bewegenden Oberteils bezogen, wie in Abbildung 39 dargestellt. Hierdurch wird zudem veranschaulicht, wie die Fußpunkterregung des Relativsystems in Gleichung (41) der Anregung durch die Ausgangsgeschwindigkeit der Masse nach Gleichung (39) entspricht.



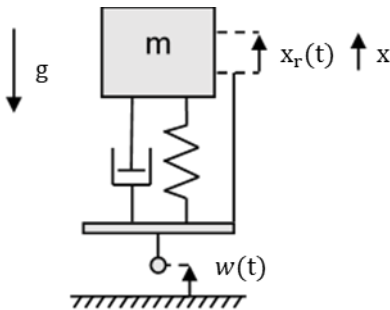
$x_r(t) = x(t) - w(t)$  führt zu

$$\ddot{x}_r(t) = -\omega_0^2 x_r(t) - \ddot{w}(t) - g \quad (41)$$

mit  $x_r(0) = 0$ ,  $\dot{x}_r(0) = 0$ ,  $w(t) = -v_0 t$

**Abbildung 39:** Fußpunkterregung des Massenschwingers im Relativsystem des Oberteils

Da die Eigenschaften der Elastomerfedern nicht linearelastisch sind, wird das System nach den Gleichungen (42) und (43) durch ein Dämpfungselement erweitert, welches das nichtlineare Verhalten sowie die innere Dämpfung der Elastomere modelliert. Das hieraus entwickelte rheologische Modell, dargestellt in Abbildung 40, entspricht dem Kelvin-Voigt-Modell.



$$\ddot{x}(t) = -2D\omega_0\dot{x}(t) - \omega_0^2 x(t) + \omega_0^2 w(t) + 2D\omega_0\dot{w}(t) - g \quad (42)$$

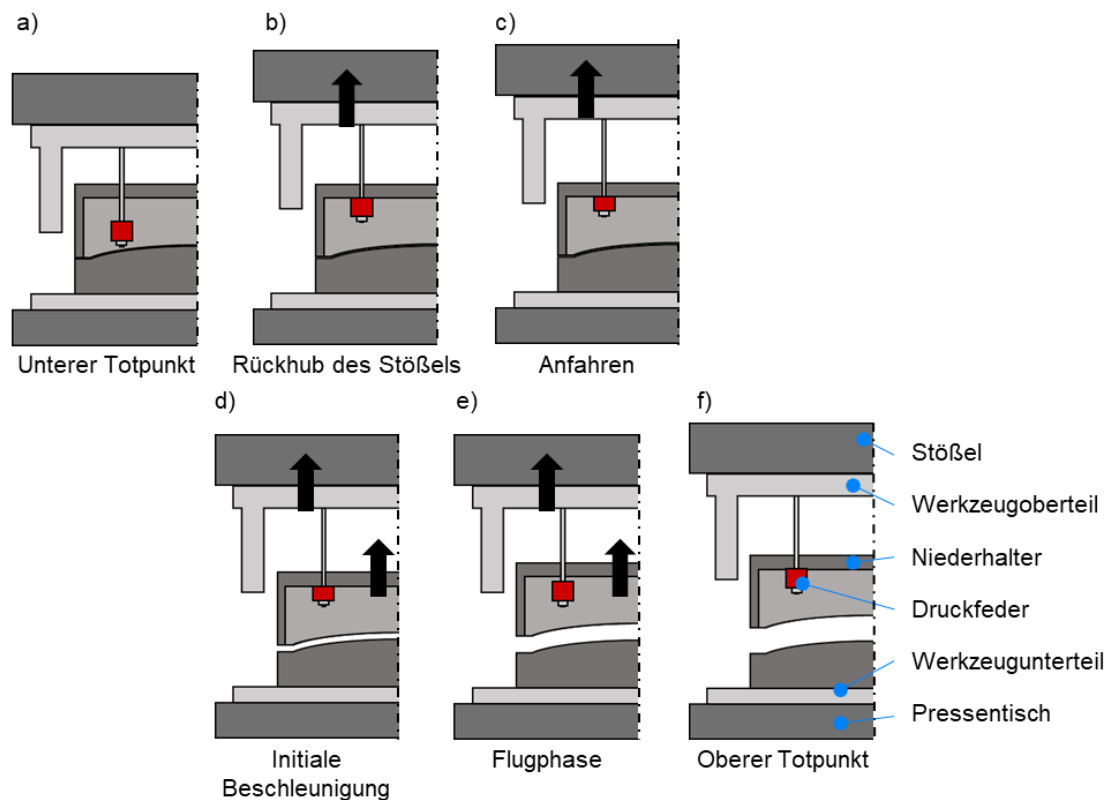
$$\ddot{x}_r(t) = -2D\omega_0\dot{x}_r(t) + \omega_0^2 x_r(t) - \ddot{w}(t) - g \quad (43)$$

mit  $x_r(t) = x(t) - w(t)$ ,  $D = \frac{b}{2\sqrt{k \cdot m}}$   
sowie  $x_r(0) = 0$ ,  $\dot{x}_r(0) = 0$ ,  
 $w(t) = -v_0 t$

**Abbildung 40:** Erweiterung der relativbewegten Fußpunkterregung für das Kelvin-Voigt-Modell

Durch die lose Kopplung zwischen Elastomerfeder, Haltebolzen und Niederhalter kann die Elastomerfeder nicht gelängt und keine Zugkraft auf die Niederhaltermasse übertragen werden, wie in Abbildung 42 dargestellt. Zudem ruht die Niederhaltermasse während des Umform- oder Schneidvorgangs auf dem Bauteil und damit auf dem Werkzeugunterteil, bis der Niederhalterhub überwunden ist. Wird dies im System berücksichtigt, so muss in fünf spezifische Zeitphasen nach den Gleichungen (44) bis (49) unterschieden werden. Hierbei wiederholen sich die beiden abschließenden Phasen von Einfedern und Abheben der Masse, bis es zu einem gedämpften Einschwingen des Niederhalters auf der Elastomerfeder kommt. Die Aufteilung der Niederhalterbeschleunigung in unterschiedliche Phasen wird zudem in Abbildung 42 veranschaulicht.

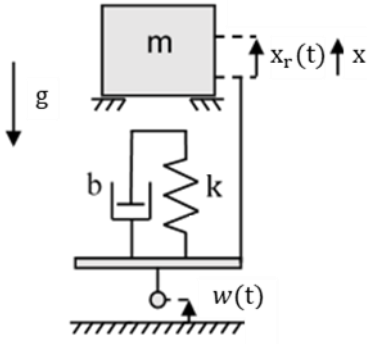
Das eingesetzte Feder-Dämpfer-Modell, welches in der Rheologie als Kelvin-Voigt-Modell bezeichnet wird, stellt das einfachste nichtlineare, gedämpfte Schwingungsmodell dar. Zur Beschreibung der Niederhalterschwingung werden nachfolgend erweiterte Modelle herangezogen werden, um das nichtlineare Verhalten der Elastomere zu beschreiben. Wie in Kapitel 2.7.3 gezeigt, stellt das Zener-Modell das Standardmodell zur Beschreibung von derartigen Elastomeren dar. Weitere Modelle für die Modellbildung von Elastomerfedern bilden beispielsweise das Mats-Berg- oder das Cuna-Modell.



**Abbildung 41:** Darstellung der Niederhalterbeschleunigung vom a) unteren Totpunkt bis hin zum f) oberen Totpunkt des Stößels in den fünf Phasen b) Beginn des Rückhubs des Stößels, c) Anfahren des Niederhalters mit der Druckfeder, d) initiale Beschleunigung des Niederhalters und e) Flugphase des Niederhalters

In der Zeitphase der größten Einfederung der Elastomerdruckfeder wird der Niederhalter beim Rückhub maximal beschleunigt, da sich hierbei das Vorzeichen seiner Geschwindigkeit umkehrt. Die resultierende maximale Reaktionskraft, welche als belastender Stoß auf den Niederhalter und das Werkzeugoberseite wirkt, basiert somit auf der Masse des Niederhalters sowie dessen Beschleunigung.

Das Schwingungssystem des Niederhalters und der Elastomerfedern wird neben der Anregung durch die hinterlegte Bewegungskurve des Stößels maßgeblich durch die Konstruktion des Werkzeugs und die damit festgelegten Werkzeugkomponenten bestimmt. Hierbei stellen der Niederhalter, das Oberteil, der Haltebolzen und die Elastomerdruckfeder die bestimmenden Werkzeugkomponenten dar. Diese werden in den folgenden Abschnitten dieses Kapitels jeweils detailliert analysiert und deren Verbesserungspotentiale zur Reduktion der auftretenden Belastung untersucht. In Kapitel 4.4 wird darauffolgend auf die Definition eines Modells zur Beschreibung der Elastomerdruckfedern eingegangen.



$$x_{\text{ges}}(t) = x_j \quad \text{mit } j \in \mathbb{N} \quad (44)$$

### Phase 1: Anfahren

$$x_1 = 0, \quad \dot{x}_1 = 0$$

$$w(t) = -v_0 t \quad (45)$$

$$\text{für } 0 \leq t \leq t_1 \quad \text{mit } t_1 = \frac{m}{v_0 k}$$

### Phase 2: Initiale Beschleunigung

$$\ddot{x}_2(t) = -2D\omega_0 \dot{x}_2(t) - \omega_0^2 x_2(t) + \omega_0^2 w(t) + 2D\omega_0 \dot{w}(t) - g \quad (46)$$

$$\text{für } t_1 \leq t \leq t_2 \quad \text{mit } 0 = \dot{x}_2(t_2), \quad \dot{x}_2(t_1) = 0$$

### Phase 3: Erste Flugphase

$$\ddot{x}_3 = -g \quad (47)$$

$$\text{für } t_2 \leq t \leq t_3 \quad \text{mit } \dot{x}_3(t_2) = \dot{x}_2(t_2)$$

### Phase 4: Erneutes Einfedern $j \in \mathbb{N}, i = 2j - 1$

$$\ddot{x}_{i+2}(t) = -2D\omega_0 \dot{x}_{i+2}(t) - \omega_0^2 x_{i+2}(t) + \omega_0^2 w(t) + 2D\omega_0 \dot{w}(t) - g \quad (48)$$

$$\text{für } t_{i+2} \leq t \leq t_{i+3} \quad \text{mit } 0 = \ddot{x}(t_{i+3}), \quad \dot{x}_{i+2}(t_{i+2}) = \dot{x}_{i+1}(t_{i+2})$$

### Phase 5: Erneute Flugphase $j \in \mathbb{N}, i = 2j - 1$

$$\ddot{x}_{i+3} = -g$$

$$\text{für } t_{i+3} \leq t \leq t_{i+4} \quad (49)$$

$$\dot{x}_{i+3}(t_{i+3}) = \dot{x}_{i+2}(t_{i+3})$$

**Abbildung 42:** Fünf-Phasenmodell der Niederhalterbeschleunigung beim Rückhub des Niederhalters anhand des Kelvin-Voigt-Modells

## 4.1 Reduzierung der Niederhaltermasse

Die Reaktionskraft, welche bei der Niederhalterbeschleunigung am Haltebolzen und somit am Oberteil auftritt, wird neben der auftretenden Beschleunigung nach dem zweiten newtonschen Gesetz durch die Masse des beschleunigten Niederhalters bestimmt. [91]

Die konventionelle Niederhalterkonstruktion wird durch Kastenprofile in verschiedenen Bauweisen realisiert, um eine möglichst steife Struktur zu gewährleisten. Die Reduzierung der Niederhaltermasse und die Anpassung der konventionellen, empirischen Vorgehensweise der Konstruktion bieten Möglichkeiten, die dynamische Lasten auf den Niederhalter und das Werkzeugoberteil im Moment der Niederhaltermitnahme zu reduzieren [33]. Aus diesem Grund wurde eine beispielhafte Topologieoptimierung für eine Niederhaltergeometrie durchgeführt. Das Ziel bestand darin, eine Reduzierung der prozesskritischen dynamischen Belastungen aufgrund einer geringeren bewegten Masse zu realisieren.

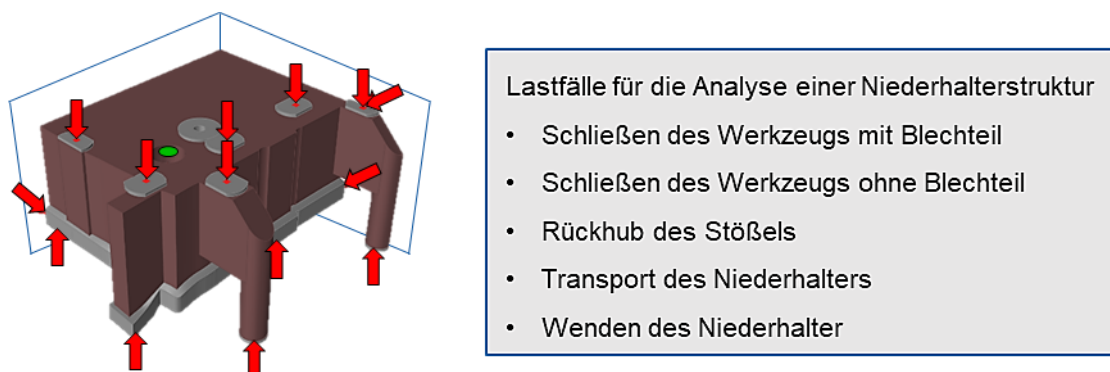
Beispielhaft für die gewählte Vorgehensweise zur Reduzierung der Niederhaltermasse wird im Folgenden ein ganzheitlicher Optimierungsprozess eines Serienniederhalters vorgestellt. Hierbei handelt es sich um einen Niederhalter einer Beschnittoperation OP30 eines Dachwerkzeugs. Das CAE-Programm *Siemens NX 12.0* wurde für die Konstruktion des Niederhalters und das Pro-

gramm *Altair Inspire 2018.3* mit dem Solver *OptiStruct* für die Topologieoptimierung verwendet [102, 114]. Der untersuchte Niederhalter besteht aus dem Gusswerkstoff EN-JS1050.

Die Optimierung der Geometrie basiert auf verschiedenen Konstruktionsrestriktionen. Die implementierten Randbedingungen und Vorgaben zur Topologieoptimierung des Niederhalters stammen aus der Methodenplanung und der Werkzeugkonstruktion. Die Methodenplanung legt zunächst die aktiven Werkzeugflächen sowie die erforderlichen Prozesskräfte bzw. zulässigen Flächenpressungen fest, die während der Serienproduktion durch das Oberluftkissen als Haltefunktion wirken müssen. In der Werkzeugkonstruktion wurden sämtliche räumliche Randbedingungen der Optimierung, wie beispielsweise der maximale Werkzeugbauraum und die Führungspositionen, festgelegt. Der resultierende freigegebene Bauraum für die Optimierung wurde in das Programm *Inspire* übertragen und entsprechende Funktionsbereiche wurden definiert. Diese Bereiche wurden beispielsweise für Dämpfer, Druckbolzen und Transportelemente vorgesehen.

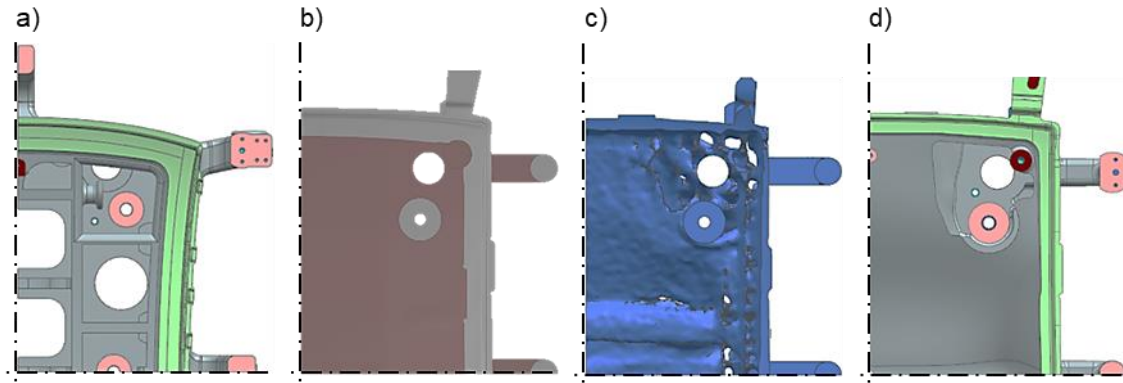
Basierend auf festgelegten Optimierungszielen wurde der freigegebene Bauraum durch den Optimierungsalgorithmus angepasst bzw. modifiziert. Als primäres Ziel wurde eine Erhöhung der Steifigkeit des Niederhalters definiert, was signifikant für die Reduktion elastischer Verformung unter der Belastung in der Serienproduktion ist. Ein wesentliches Qualitätskriterium stellt die Sicherstellung der homogenen Druckverteilung auf das Blechbauteil dar. Als sekundäres Optimierungsziel wurde eine angestrebte Massenreduzierung von 30 % festgelegt, wobei hier, bedingt durch den Gießprozess, zuvor eine Mindestgusswanddicke von 30 mm als Randbedingung festgelegt wurde [115].

Um eine Werkzeugstruktur zu erzeugen, welche den in der Praxis gegebenen Anfertigungs- und Produktionsbedingungen standhält, wurden unterschiedliche Lastfälle im Programm implementiert. Damit wurde eine Verbindung der benötigten Funktionselemente in allen relevanten Betriebszuständen sichergestellt. Die untersuchten Lastfälle werden in Abbildung 43 aufgeführt.



**Abbildung 43:** Viertelmodell des verfügbaren Niederhalterbauraums mit entsprechenden Lastfällen für die Topologieoptimierung

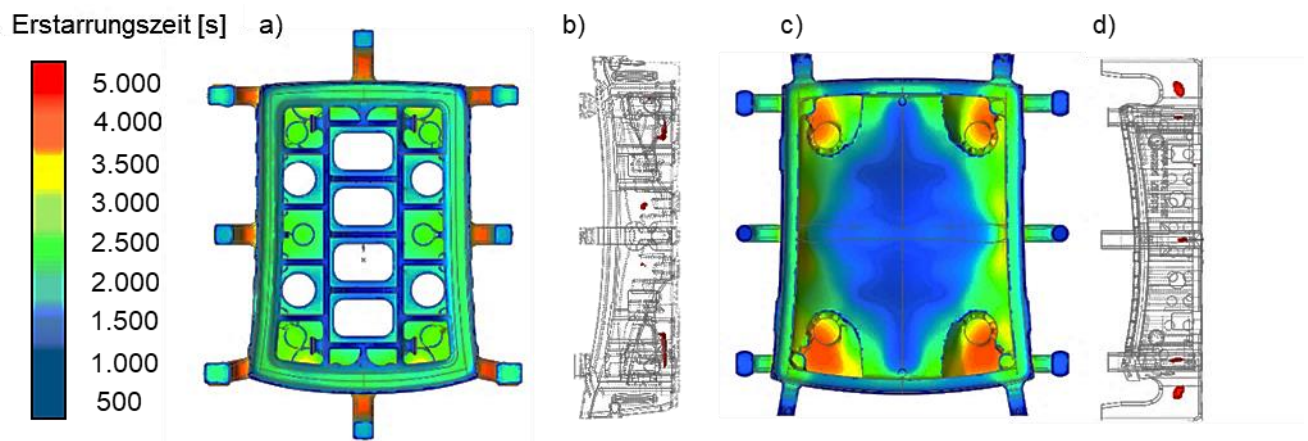
Basierend auf den genannten Lastfällen wurde vom Berechnungsprogramm mithilfe der SIMP-Optimierungsmethode eine angepasste Struktur berechnet. Die resultierende Geometrie wurde als STL-Netz nach *Siemens NX* exportiert, um eine erforderliche Neukonstruktion zu ermöglichen. Für die Neukonstruktion der Geometrie wurden sowohl das Gieß- als auch die nachfolgenden Zerspanungsvorgänge berücksichtigt. Abbildung 44 zeigt Viertelausschnitte der Niederhaltergeometrien für eine Dachaußenhaut, die dessen Optimierungsprozess darstellen.



**Abbildung 44:** Optimierungsschritte der Niederhaltergeometrie mit Vergleich von a) konventioneller Gestaltung, b) Bauraum, c) Optimierungsvorschlag, d) Nachkonstruktion unter gießtechnischen Randbedingungen

Im Vergleich zu einer konstruktiv konventionellen Niederhalterausführung, der für die Validierung der Optimierung herangezogen wird, gibt es durch die Topologieoptimierung signifikante Konstruktionsunterschiede. Aufgrund der Topologieoptimierung wurde die innere Verrippung des konventionellen Niederhalters durch eine gekrümmte Deckeloberfläche ersetzt. Diese gekrümmte Deckeloberfläche ermöglicht eine signifikante Massenreduzierung und gewährleistet gleichzeitig die notwendige Steifigkeit des hier betrachteten Niederhalters.

Zur Absicherung der Herstellbarkeit der optimierten Niederhalterstruktur wurden zusätzlich Gießsimulationen bzw. Formfüllungssimulationen mit *Inspire* durchgeführt [102]. Auf diese Weise können Materialanhäufungen, welche durch die Topologieoptimierung entstehen, erkannt und in Bezug auf den Gießprozess berücksichtigt werden. In Abbildung 45 ist ein Vergleich der Gussimulationen einer konventionellen sowie der optimierten Niederhalterstruktur dargestellt. Hierbei wurden Erstarrungssimulationen der Körper durchgeführt, wodurch mögliche Lunker erkannt werden können. Abbildung 45 a) und c) zeigen die Erstarrungsgeschwindigkeiten, wobei die optimierte Geometrie eine geringere Erstarrungszeit aufweist. In Abbildung 45 b) und d) sind mögliche Lunker aufgrund von Schrumpfung zu erkennen. Insgesamt kann die optimierte Niederhaltergeometrie als unkritisch eingestuft werden, da sie keine erhöhte Gefahr von Lunkern sowie unverträglich hohe Abkühlgradienten aufweist.



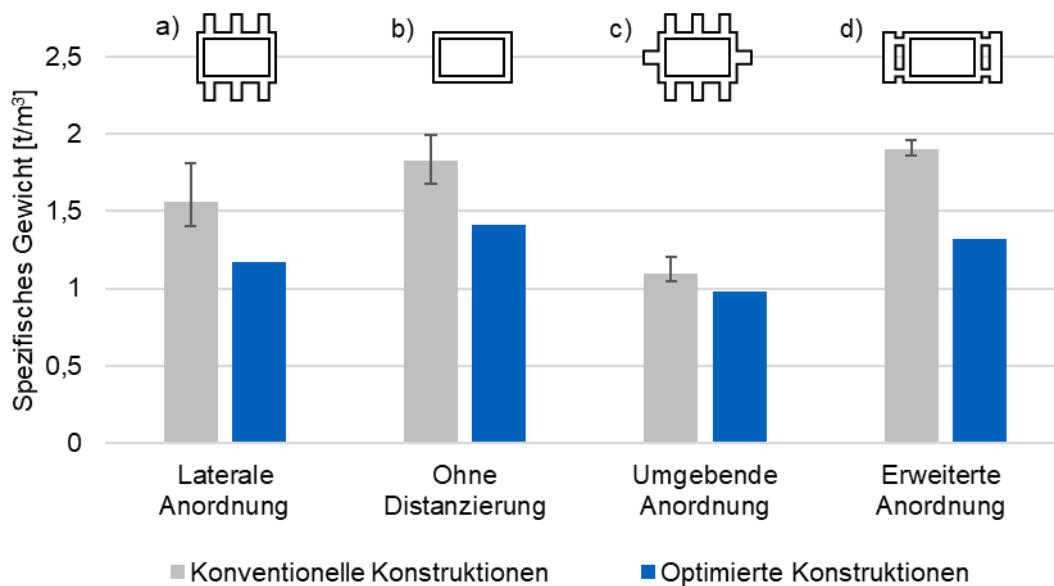
**Abbildung 45:** Vergleich der Erstarrungszeit zwischen a) konventioneller und c) optimierter Niederhalterstruktur und entsprechende b) und d) jeweils Gefahr von Lunkern

In Abbildung 46 werden konventionelle Niederhalterkonstruktionen mit den jeweils topologieoptimierten Geometrien verglichen, wobei eine signifikante Gewichtsreduzierung festgestellt werden kann. Insgesamt 19 konventionelle Niederhaltergeometrien wurden im Rahmen dieser Studie im Vergleich bewertet. Der Vergleich wurde auf Basis des spezifischen Gewichts der Niederhalter durchgeführt, wobei das Gewicht durch das umhüllende Begrenzungsvolumen dividiert wurde, wie in Gleichung (50) gezeigt. Die Geometrien wurden ohne Anbauteile verglichen.

$$\text{spezifisches Niederhaltergewicht} \left[ \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \right] = \frac{\text{Niederhaltergewicht} [\text{t}]}{\text{Begrenzungsvolumen} [\text{m}^3]} \quad (50)$$

Der optimierte Niederhalter zeichnet sich durch seitlich angeordnete Distanzierungselemente aus. Diese distanzieren den Niederhalter im Betrieb ohne Blechbauteil zum Unterteil und stellen eine genaue Positionierung des Niederhalters sicher. Um diese *laterale* Konstruktion mit den anderen Konstruktionstypen vergleichen zu können, wurde die optimierte *laterale* Niederhaltergeometrie an jede der 19 Niederhaltergeometrien angepasst. Dies bedeutet, es wurden auf Basis des erzielten Optimierungsergebnisses auch Niederhaltergeometrien entworfen, die den jeweiligen Konstruktionstypen entsprechen. Basierend auf diesen Anpassungen wurden unterschiedliche spezifische Gewichte der betrachteten Geometrien berechnet und miteinander verglichen.

Abbildung 46 a) zeigt die optimierte *laterale* Konstruktion, wobei Abbildung 46 b), c) und d) die angepassten Geometrien zum Vergleich zeigen. Dabei werden die Gewichte der optimierten Geometrien mit den Mittelwerten der spezifischen konventionellen Niederhaltergewichte verglichen. Auch das maximale und minimale Gewicht der konventionellen Niederhalterttypen wird durch den in Abbildung 46 dargestellten Fehlerindikator dargestellt. Die optimierte Niederhaltergeometrie ist wesentlich leichter als die vergleichbaren Konstruktionen der aufgeführten konventionellen Geometrievarianten. Insgesamt wird über alle Varianten eine durchschnittliche Gewichtseinsparung von mehr als 22 % erreicht.



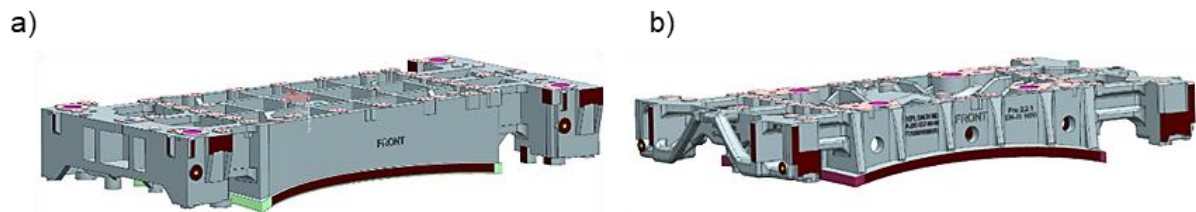
**Abbildung 46:** Vergleich der spezifischen Niederhaltergewichte von Dachwerkzeugen zwischen konventioneller und optimierter Konstruktion, Fehlerindikatoren beschreiben Maximal- bzw. Minimalwerte

Aufgrund der Analogie von Werkzeugen in Bezug auf deren Gestaltung zur Herstellung gleichartiger Blechbauteile lassen sich die hier berechneten Erkenntnisse aus der Topologieoptimierung leicht auf andere Konstruktionsausführungen von Dachniederhaltern übertragen. Auf diese Weise können die Konstruktionsergebnisse durch Anpassung der generierten Spezifikationen und Richtlinien zu angepassten Konstruktionen solcher Niederhalter führen. Die Konstruktionsanpassung ermöglicht eine Niederhaltergeometrie mit reduzierter Masse im Vergleich zu bisher konventionell konstruierten Niederhaltern ohne nennenswerten Optimierungsaufwand.

Zudem können Bereiche der so angepassten Niederhalter, die nicht von den Optimierungsrichtlinien beeinflusst werden, zusätzlich d. h. im Detail optimiert werden. Daher kann für diese Bereiche eine separate Topologieoptimierung durchgeführt werden, um sie mit der neuen Konstruktion zu verbinden. Da die konstruktive Komplexität der Werkzeugkomponenten stetig zunimmt, kann eine geringe Anzahl von Optimierungen ausgewertet werden, um solche Konstruktionsrichtlinien zu generieren. In der Regel stellen diese Ergebnisse kein Gesamtoptimum aller Verbesserungen dar, da sie aus einer zusammengeführten Geometrie bestehen. Mit diesem Ansatz lassen sich jedoch Ergebnisse erzielen, die zu einer grundsätzlichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens derartiger Niederhalterkonstruktionen beitragen. [51]

Der in Abbildung 47 dargestellte Dachniederhalter wurde auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse neu konstruiert und die Anbindungen der erweitert gelegenen Führungselemente wurden zusätzlich mit reduziertem Aufwand optimiert.





**Abbildung 47:** Anpassung eines a) vorhandenen Dachniederhalters nach b) erstelltem Konstruktionsstandard mit nachträglich optimierten Erweiterungselementen

Zusammenfassend führt die Topologieoptimierung zu einem neuen Konstruktionsansatz einer Niederhalterkonstruktion und zu einer erhöhten Steifigkeit sowie einer reduzierten, bewegten Masse von Werkzeugkomponenten. Das spezifische Gewicht des untersuchten Niederhalters wurde um über 20 % reduziert und ermöglicht potenziell eine verringerte Gesamtreaktionskraft im Moment der Niederhaltermitnahme beim Rückhub.

Basierend auf gegebenen Ähnlichkeiten von Konstruktionspezifikationen von Werkzeugkomponenten konnten aus der hier beschriebenen Topologieoptimierung verbesserte Konstruktionsrichtlinien für gleichartige, bewegte Werkzeugkomponenten abgeleitet werden. Dies führt zu einer Optimierung für zukünftige Werkzeugentstehungsprozesse, die nur einen initialen zusätzlichen Konstruktionsaufwand erfordert. Die Übertragbarkeit der Konstruktionsvorgaben konnte anhand eines zusätzlich optimierten Niederhalters gezeigt werden.

Neben der Reduktion der Reaktionskraft liegt ein Vorteil der Massenreduzierung zudem in der verringerten Anzahl an erforderlichen Elastomerdruckfedern, welche zur Beschleunigung des Niederhalters benötigt werden, worauf in Kapitel 4.4 eingegangen wird. Zudem kann durch die reduzierte Reaktionskraft aufgrund der Massenträgheit ein reduzierter Impuls auf das Werkzeugoberteil und den Pressenstößel erreicht werden, was wiederum vergrößerte Prozessfenster im Serienbetrieb sowie höhere Stößelgeschwindigkeiten ermöglicht. Dieses Potential wird in Kapitel 7.2.2 detailliert untersucht.

Die durch die Masse des Niederhalters erzeugten Reaktionskräfte müssen vom Werkzeugoberteil aufgenommen werden. Da das Werkzeugoberteil dabei die kritische Werkzeugkomponente darstellt, wird im folgenden Unterkapitel die Oberteilkonstruktion hinsichtlich eventueller Optimierungspotentiale untersucht.

## 4.2 Belastungsgerechte Konstruktion des Werkzeugoberteils

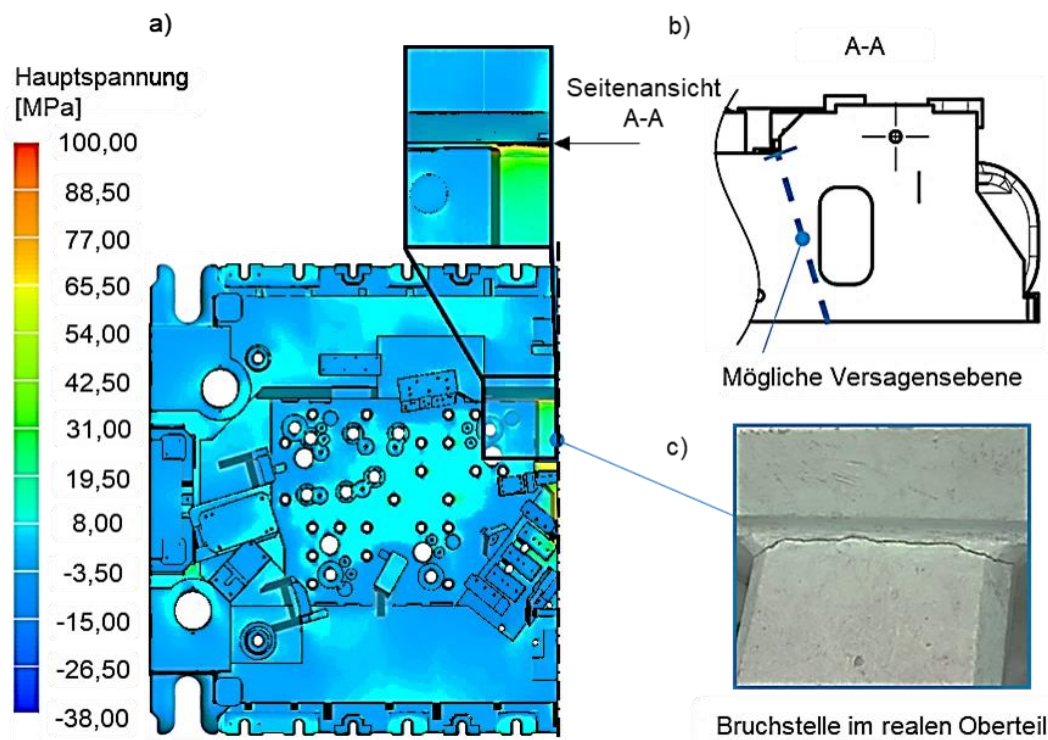
Aufgrund der komplexen Geometrie von Werkzeugoberteilen stellt deren fertigungs- und belastungsgerechte Konstruktion neben denen des Niederhalters selbst heute eine besondere Herausforderung mit Blick auf die Servopressentechnologie dar. Daher werden im Folgenden Werkzeugkonstruktionen untersucht, um charakteristische, belastungskritische Bereiche der Konstruktion zu identifizieren. Das Ziel der Analyse der Werkzeugoberteilgeometrie besteht in der Erhö-

hung der Tragfähigkeit der Werkzeugoberteile durch die Optimierung von deren Geometrie und insbesondere von deren Kraftfluss zwischen Aufspannung am Stößel und der Wirkung innerer Kräfte bei hohen Hubzahlen. Für die Anpassung der Werkzeugoberteilgeometrie sind daher die Kenntnisse über kritische Spannungsspitzen und Einflussgrößen in den bestehenden Konstruktionen der Werkzeugoberteile von Bedeutung.

Die Relevanz der konstruktiven Untersuchung kann an dem Schadensfall eines Werkzeugoberteils verdeutlicht werden. Das betrachtete Werkzeugoberteil versagte infolge der Erhöhung der Hubzahl im Serienbetrieb. Die Gesamtbelastung des Oberteils auf Basis konventioneller Kennwerte der eingesetzten Elastomerdruckfedern bei der erhöhten Hubzahl lag bei 1.150 kN. Für die Dämpfung der Niederhalterkräfte wurden 44 stehende Haltebolzen eingesetzt. Damit betrug die Belastung pro Haltebolzen ca. 26 kN. Die numerische Untersuchung des beschädigten Oberteils zeigte, dass die zulässige Dauerfestigkeit des Oberteils dreifach überschritten wurde. Eine Sicherheit von 2,1 nach FKM-Richtlinie war dementsprechend nicht ausreichend für die Gewährleistung der Dauerfestigkeit [78]. In Abbildung 48 a) und c) sind die Bereiche mit der maximalen Spannung im FE-Modell und die Bruchstelle im realen Oberteil veranschaulicht. Des Weiteren ist in Abbildung 48 b) die Richtung der maximalen Hauptnormalspannung an der Stelle mit der höchsten Beanspruchung dargestellt. Senkrecht zu dieser Richtung ist die mögliche Versagens Ebene gezeichnet, da Risse senkrecht zu der Hauptnormalspannungsrichtung voranschreiten. Die Bruchstelle befand sich ebenfalls in dieser Ebene.

Zur Untersuchung kritischer Stellen in verschiedenen Werkzeugoberteilkonstruktionen wurden FEM-Simulationen durchgeführt. Hierbei wurden zu Beginn vier Werkzeugoberteile, welche sich durch hochbelastete Bereiche auszeichneten, analysiert. Daraufhin wurden diese Bereiche anhand eines idealisierten Werkzeugoberteils hinsichtlich eventueller Verbesserungspotentiale wie etwa Rippenstrukturen untersucht. In einem dritten Schritt wurden diese Verbesserungen an den realen Geometrien angewendet. In einem letzten Schritt wurde untersucht, inwieweit eine Veränderung der Gesamtstruktur, beispielsweise durch Erhöhung aller Rippen oder durch Änderung des Werkstoffs, die Belastung der Werkzeugoberteile absenken kann. Für jeden Haltebolzen wurde zu Untersuchungszwecken eine maximale Dauerbelastung von  $F = 50$  kN festgelegt. Hierdurch konnte eine Referenz bzw. Zielgröße definiert werden. Dieser Wert basiert auf maximalen Druckbelastungen der Bolzen auf Grundlage von zulässigen Kräften des Oberluftkissens. Detailliert wird auf die maximal ertragbare Belastung der Bolzen in Kapitel 4.3 eingegangen. Die Vernetzung der Oberteilgeometrien wurde anhand vierseitiger Tetraeder-Elemente (CTETRA(10)) durchgeführt. Hierbei wurde die Netzgröße durch *Siemens NX* bestimmt und der vorgeschlagene Wert zur Verbesserung der Spannungsberechnung halbiert. Die maximale Kan-

tenlänge der untersuchten Geometrien wurde erfahrungsbasiert auf ca. 20 mm festgelegt, wobei relevante Bereiche lokal mit 1 mm Kantenlänge vernetzt wurden. [116]

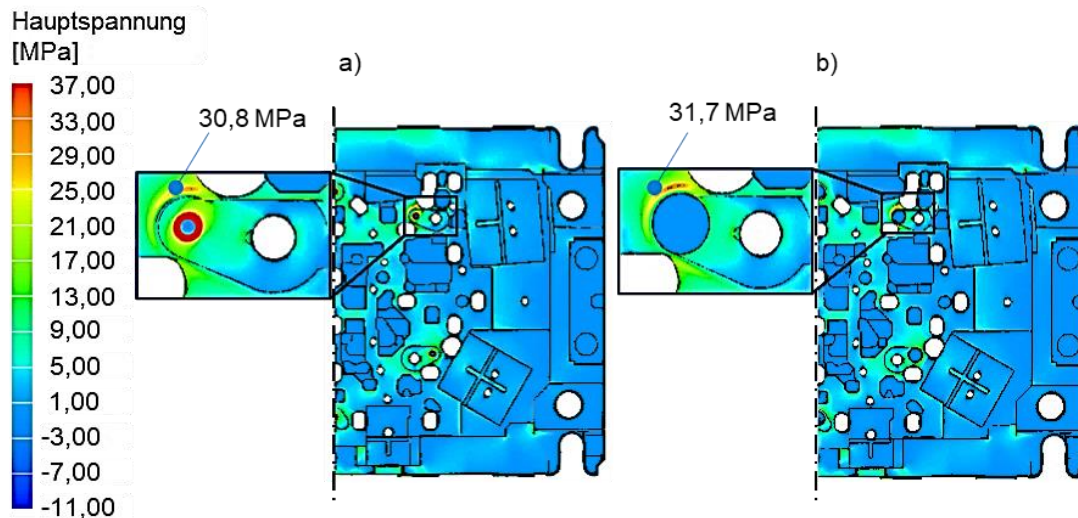


**Abbildung 48:** Untersuchung eines Schadensfalls anhand einer a) FE-Analyse mit Ort der höchsten Spannung im Oberteil, b) Richtung der Hauptnormalspannung im Bereich der höchsten Spannung, c) Bruchstelle im realen Oberteil

#### 4.2.1 Analyse kritischer Stellen in Werkzeugoberteilen

Auf Basis einer vorgegebenen, maximal zulässigen Haltebolzenkraft wurde die Spannungsverteilung im Moment der maximalen Niederhalterbeschleunigung in vier unterschiedlichen Werkzeugoberteilen ermittelt. Die Werkzeugoberteile wurden an ihren Spannflächen fest eingespannt. Da die Werkzeuge eine Länge von bis zu fünf Metern aufweisen, wurde auch die Durchbiegung durch deren Eigengewicht berücksichtigt. Aufgrund der hohen Steifigkeit des Stößels konnte dessen Durchbiegung aufgrund der Belastungen aus dem Serieneinsatz im Rahmen dieser Untersuchung vernachlässigt werden. Die Modellierung der Krafteinleitung wurde mit und ohne Abbildung der Haltebolzen ausgeführt. Die virtuelle Implementierung von Haltebolzen war ausschließlich bei hängender Ausführung von Bedeutung. Bei einer stehenden Ausführung der Dämpferelemente wurde die Last auf die für die Haltebolzen vorgesehene Senkung im Werkzeugoberteil aufgebracht. Unabhängig von der ausgewählten Modellierung der Krafteinleitung wurden in den Rechnungen alle Haltebolzen mit der gleichen Kraft belastet, da aufgrund von Konstruktionsvorgaben von einer Übereinstimmung des Massen- und Druckmittelpunkts in der Niederhalterstruktur ausgegangen wurde.

Um eine zumindest konservative Abschätzung der auftretenden Oberteilbelastung zu gewährleisten, wurden die Haltebolzen in den nachfolgend dargestellten Untersuchungen nicht modelliert. Wie im Beispiel in Abbildung 49 dargestellt, stellt die Vernachlässigung der Bolzen den konservativen Lastfall dar, wobei die Abweichung der Spannung weniger als 3 % beträgt.



**Abbildung 49:** Einfluss der Abbildung der Haltebolzen im FE-Modell des Werkzeugoberteils in a) Spannungsverteilung ohne Abbildung der Haltebolzen, b) Spannungsverteilung mit Abbildung der Haltebolzen

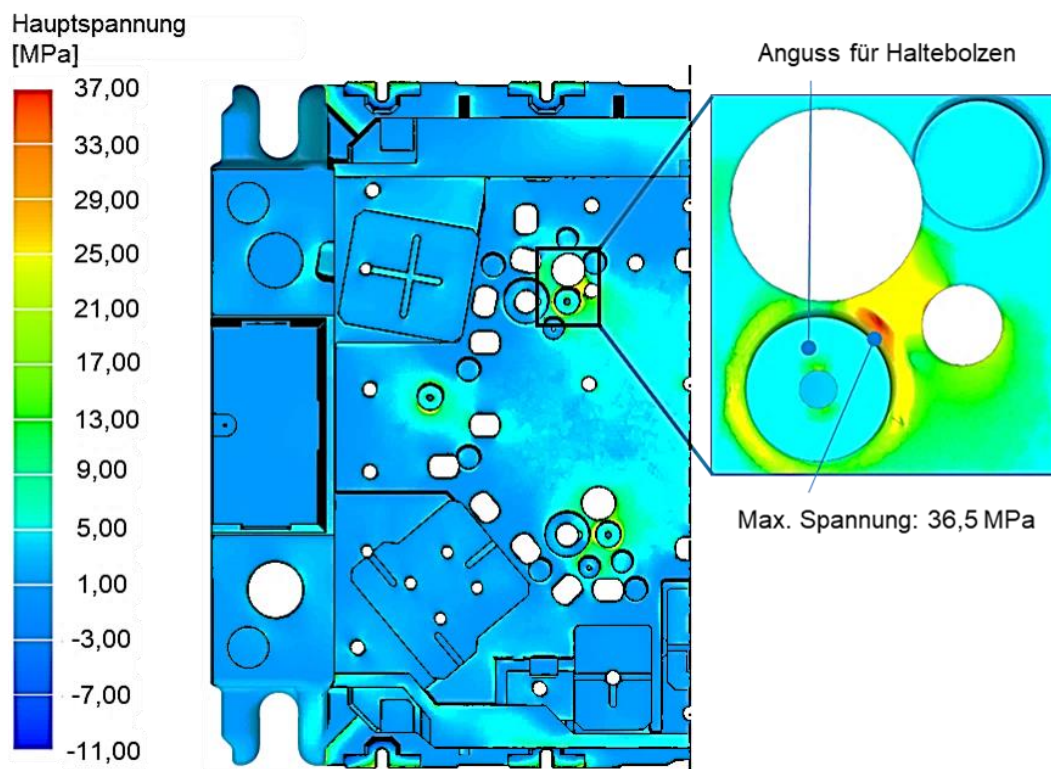
Infolge der Belastung des Werkzeugoberteils durch die Niederhaltermitnahme im Rückhub wurde überwiegend eine Biegebeanspruchung im Werkzeugoberteil verursacht. Die Bewertung der auftretenden Spannungen erfolgte nach dem örtlichen Spannungskonzept, da kein Nenn- bzw. Bezugsquerschnitt definiert werden konnte. Die maßgebliche Vergleichsspannung wurde mithilfe der Hauptnormalspannungshypothese berechnet.

Unter Berücksichtigung der FKM-Richtlinie sowie der VDI 3120 wurden für Oberteile aus dem Gusswerkstoff EN-JL1040 die in Gleichung (51) und (52) berechneten Kennwerte festgelegt [78, 115]. Aufgrund des sich wiederholenden Stoßes bei jedem Rückhub des Niederhalters ist von einer zyklischen Belastung auszugehen. Diese Belastung nimmt durch den Einsatz der Federelemente innerhalb eines Lastspiels jedoch leicht ab, was zu einem sogenannten *Mehrstufenkollektiv* führt. Dennoch wurde in der folgenden Berechnung konservativ nach der FKM-Richtlinie lediglich die maximale Spannungsamplitude betrachtet, da das Werkzeugoberteil als dauerfest ausgelegt werden soll, d. h. das *Mehrstufenkollektiv* wurde durch ein *Einstufenkollektiv* mit der maximalen Spannungsamplitude ersetzt. Auf die Analyse von Tragstrukturen mittels des Mehrstufenkollektivs wird in Kapitel 6.2 detailliert eingegangen.

$$\sigma_{a,\max,\text{zu,Zug}} = \frac{\sigma_{\text{BK}}}{j} = \frac{38,95 \text{ MPa}}{2,1} = 18,5 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\sigma_{\max,\text{zu,Zug}} = \sigma_{a,\max,\text{zu,Zug}} \cdot 2 = 37 \text{ MPa} \quad (52)$$

Die Aussparungen, sogenannte Freigüsse, und Querschnittsübergänge in Werkzeugoberteilen üben in der Gesamtstruktur eine unter Umständen erhebliche Kerbwirkung aus und führen zu einer lokal erhöhten Spannung. Befinden sich mehrere solcher Kerben nebeneinander, wird deren Kerbwirkung überlagert und es resultiert eine höhere Spannungskonzentration. Besonders in der Nähe von Haltebolzen zeigt sich die Kerbwirkung von Freigüssen oder Bohrungen aufgrund der direkten Kraftflussumleitung. Das in Abbildung 50 gezeigte Werkzeugoberteil (A) weist eine unpassende Anordnung der Freigüsse und Haltebolzen auf. Die maximale Kraft von 50 kN konnte nach FKM-Richtlinie nicht ausgenutzt werden, da die Kerbspannung im Haltebolzenanguss bereits infolge einer Belastung von 28 kN mit 36,5 MPa berechnet wurde.

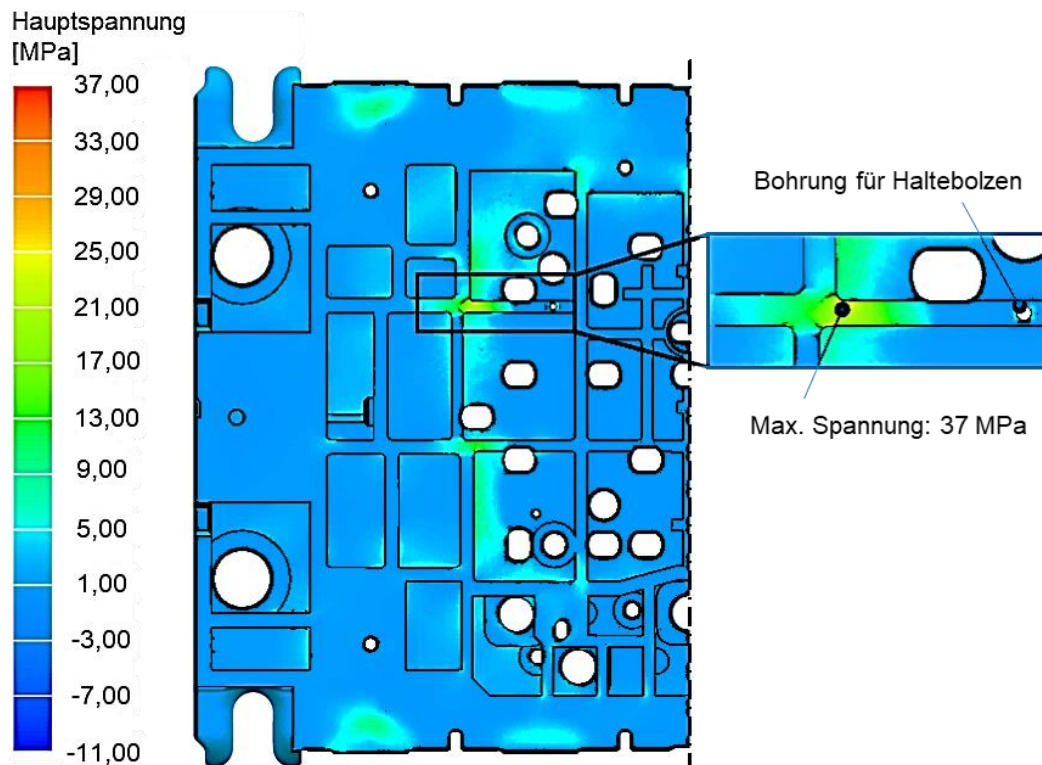


**Abbildung 50:** Lokale Verteilung der ersten Hauptnormalspannung im Oberteil A im Halbschnitt

Im zweiten untersuchten Werkzeugoberteil B wurden vier Dämpfer eingesetzt, die möglichst nach außen vom Zentrum des Werkzeugoberteils angeordnet sind, um die Durchbiegung im Oberteil zu homogenisieren. Im Vergleich dazu zeigte sich die Durchbiegung beim Einsatz von lediglich zwei in der Mitte positionierten Dämpfern bei der gleichen Belastung um ca. 20 % erhöht.

Eine weitere Auswirkung der Anordnung der Haltebolzen auf die auftretende Spannung im Werkzeugoberteil wurde anhand eines weiteren Berechnungsbeispiels am Oberteil B verdeutlicht. In Abbildung 51 ist die Rückseite des Oberteils B mit den Rippen dargestellt. In den bestehenden Konstruktionen wurden die Haltebolzen grundsätzlich auf Rippen gesetzt, um auftretende Durchbiegungen zu reduzieren. Jedoch wurde der Haltebolzen nicht mittig auf der Rippe po-

sitioniert, wodurch die Belastung nicht gleichmäßig auf beide Rippenenden aufgeteilt wurde. Damit wurde das Rippenende aufgrund des längeren Hebelarms mit einem höheren Biegemoment belastet. Die erhöhte Spannung hatte zur Folge, dass die Dauerfestigkeit bei einer Last von 50 kN pro Haltebolzen deutlich überschritten wurde. Um die Dauerfestigkeit des Oberteils zu gewährleisten, musste die Kraft auf 40 kN verringert werden.

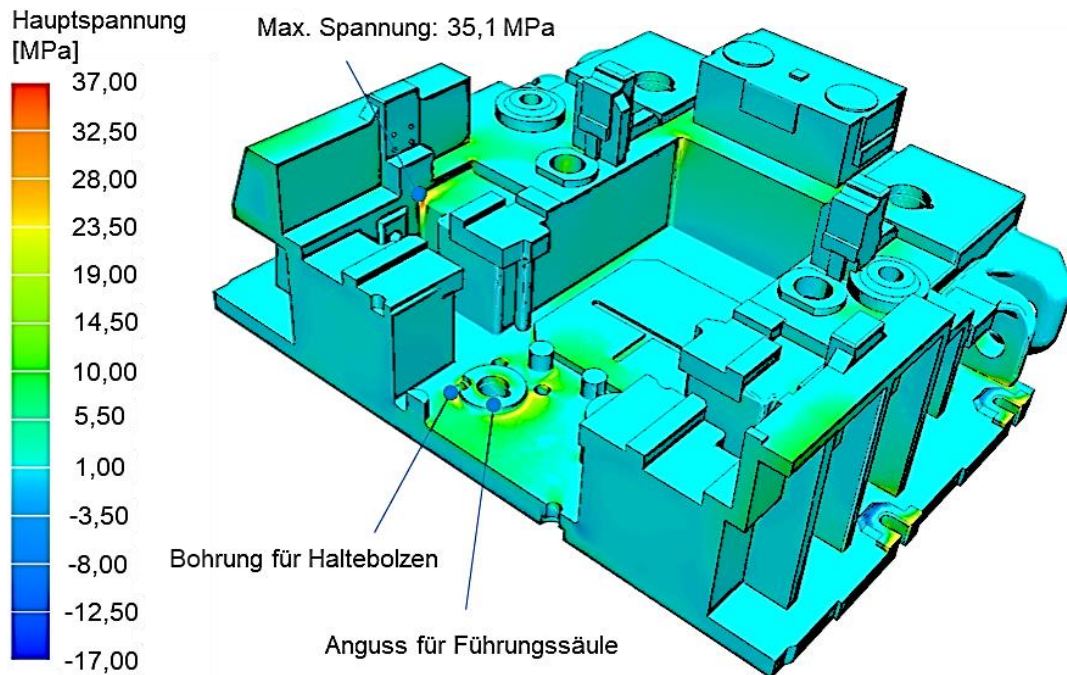


**Abbildung 51:** Kritische Hauptspannungen im Bereich des Haltebolzens in der Verrippung von Oberteil B im Halbschnitt

Eine weitere Auswirkung des mehrachsigen Spannungszustands auf eine lokale, maximale Belastung des Oberteils wurde anhand der Untersuchung des Oberteils C bestätigt, was Abbildung 52 veranschaulicht zeigt. Für die Dämpfung der Niederhalterkräfte wurden im Oberteil C stehende Dämpferelemente eingesetzt. Eine Vielzahl von Dämpfern befindet sich in der Mitte des Oberteils, wodurch eine höhere Biegebeanspruchung im Oberteil verursacht wurde. Dementsprechend lag an den Werkzeugpodesten eine erhöhte Biegespannung vor. Aufgrund der erhöhten Spannung durfte die maximale Kraft lediglich 25 kN pro Haltebolzen betragen.

Eine weitere kritische Stelle im Oberteil C stellte der Querschnittübergang zwischen dem Anguss für die Führungssäule und dem Oberteilboden dar. In unmittelbarer Nähe des Angusses sind drei Bohrungen für die stehenden Haltebolzen angebracht, die unterschiedliche Abstände zum Anguss aufweisen. Durch die Kerbwirkung und die Belastung durch die Niederhaltermitnahme wird dort eine hohe Kerbspannung hervorgerufen. Da das Polystyrol-Modell für den Sandguss dieses Oberteils mit einem Kugelfräser  $\varnothing$  30 mm zerspant wurde, sind alle inneren Kanten im

realen Werkzeugoberteil mit R15 Radien abgerundet. Schneidet die Bohrung die vorliegende Rundung, so werden erhöhte Kerbspannungen induziert.



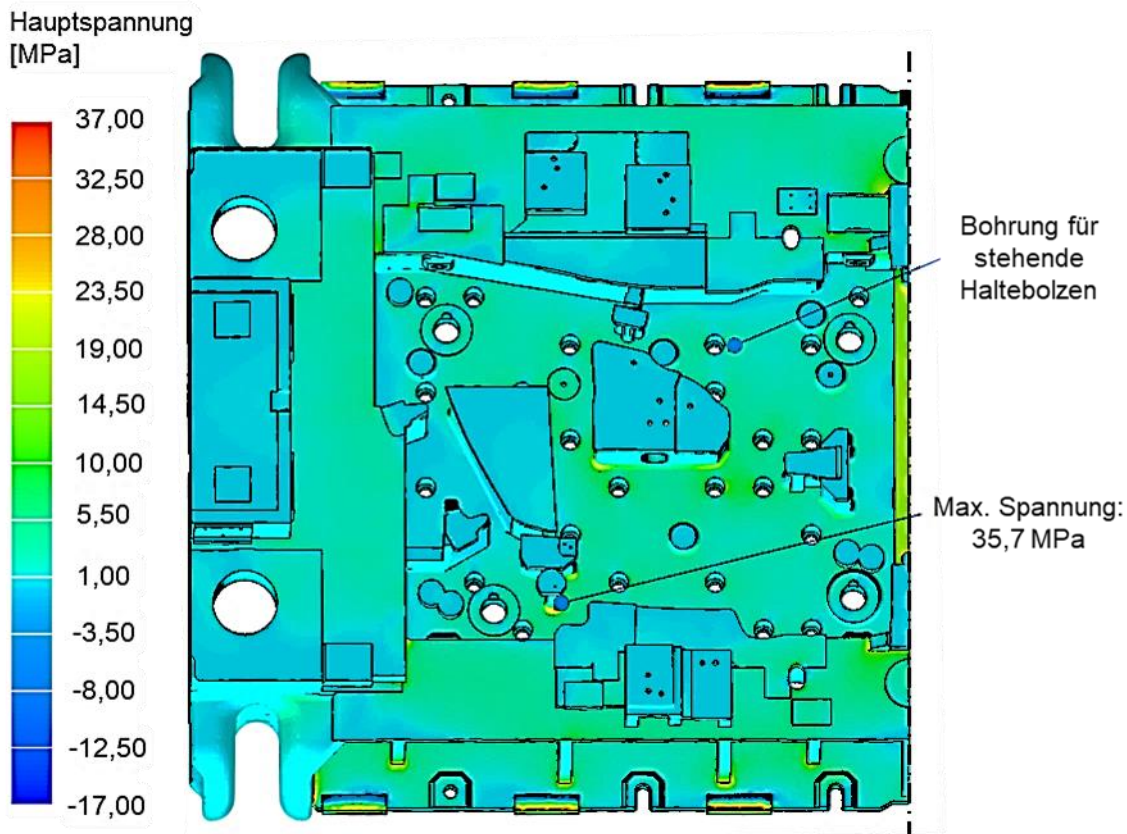
**Abbildung 52:** Kritische Kerbspannungen an den Podesten sowie den Führungssäulen im Ober- teil C im Halbschnitt

Befinden sich Podeste im Bereich der höchsten Durchbiegung oder in unmittelbarer Nähe der Haltebolzen, wird an den Fußecken der Podeste eine erhöhte Kerbspannung verursacht. Der Grund für die hervorgerufenen Zugspannungen sind die hohe Verformung und die Kerbwirkung im Querschnittsübergang zum Werkzeugoberteilboden. Durch die hohe Spannung an den Fuß- ecken der Podeste wird die maximale Kraft pro Haltebolzen rechnerisch begrenzt. Dies ist der Grund dafür, dass die maximale Kraft für das untersuchte Ober- teil D in Höhe von 9,5 kN nicht überschritten werden durfte. Das Ober- teil D und dessen kritischste Stelle an einem der Fußecken der Podeste sind in Abbildung 53 dargestellt.

Im Rahmen der Analyse der Werkzeugoberteile wurden zudem konstruktive Änderungen von Lasteinleitungen, die Modifikation des Ober- teilwerkstoffes sowie die Anpassung von Verrippun- gen mittels numerischer Auslegungsberechnungen untersucht, um die Tragfähigkeit von Werk- zeugoberteilen zu steigern. In Tabelle 8 sind die untersuchten Konstruktionselemente und Werk- stoffmodifikationen genannt.

**Tabelle 8:** Konstruktionsanpassung zur Reduzierung der Ober- teilbelastung

<b>Lasteinleitung</b>	Angusshöhe Haltebolzen	Anordnung Haltebolzen	Abstand Freigüsse
<b>Werkstoff</b>	EN-JL-1040	EN-JS-1050	
<b>Verrippung</b>	Rippenpositionierung	Abstützung	Rippenhöhe



**Abbildung 53:** Spannungskonzentration an den Fußecken aufgrund von Gussanhäufungen im Oberteil D im Halbschnitt

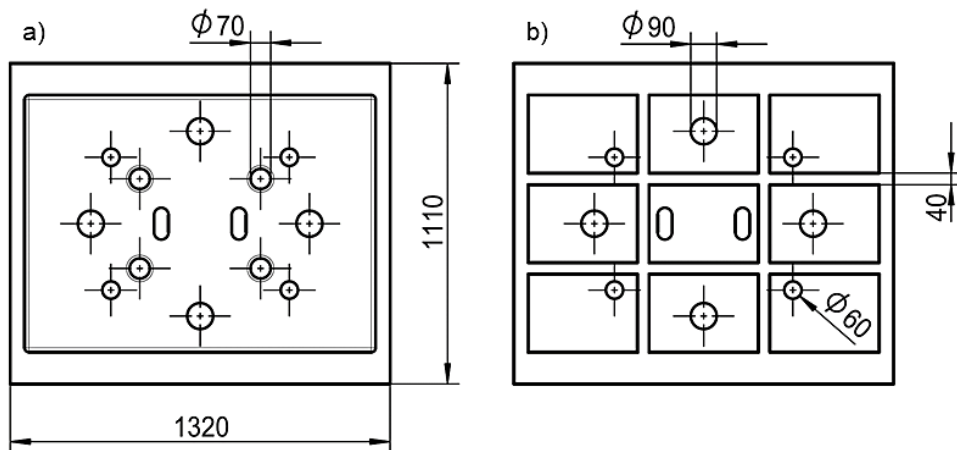
#### 4.2.2 Reduzierung der Spannungen in einer idealisierten Oberteilgeometrie

Für die effiziente Ermittlung der Auswirkungen der einzelnen Faktoren der Lasteinleitung auf lokale Spannungsüberhöhungen im Werkzeugoberteil wurde eine verallgemeinerte, idealisierte Oberteilgeometrie, wie in Abbildung 54 veranschaulicht, entworfen und die nachfolgend vorgestellten Konstruktionen der Werkzeugoberteile entsprechend vereinfacht. Die vereinfachte Beispielgeometrie orientierte sich an den bestehenden Konstruktionen von Werkzeugoberteilen und enthielt vier Dämpfungspositionen. Neben den Dämpferelementen wurden zudem Rippen auf der Rückseite und Langlöcher im Werkzeugoberteilboden angebracht. Die Dicke der Rippen und des Oberteilbodens orientierte sich an den empirischen Werten basierend auf den realen Werkzeuggeometrien. Im Anschluss an die Untersuchung der idealisierten Beispielgeometrie eines Werkzeugoberteils wurden die virtuell untersuchten Konstruktionsänderungen an den realen Oberteilgeometrien umgesetzt.

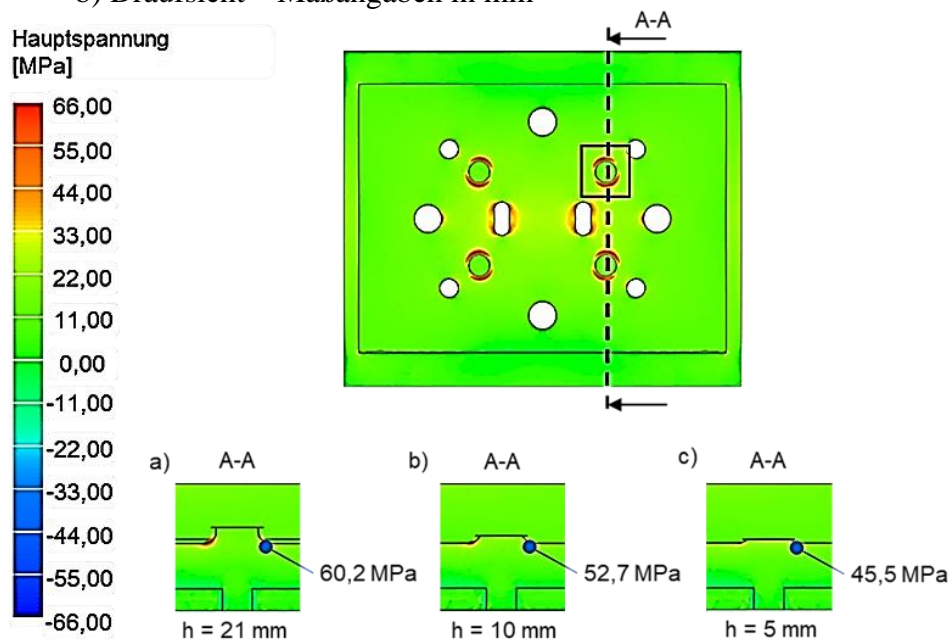
Ausgehend von einer symmetrischen Anordnung der Haltebolzen wurde zunächst der Einfluss der Angusshöhe auf die hervorgerufene Spannung im Werkzeugoberteil untersucht. Als Ausgangswert für die Angusshöhe wurde der häufig in der Praxis eingesetzte Wert von 21 mm angenommen. Die Angusshöhe wurde daraufhin schrittweise reduziert. Durch die Verringerung der Angusshöhe von 21 mm bis zu nur 5 mm war festzustellen, dass die Kerbspannung um ca. 33 %



sinkt. Der Grund dafür ist die niedrigere Kerbwirkung mit abnehmender Angusshöhe. Der Einfluss der Angusshöhe auf die auftretende Spannung ist in Abbildung 55 visualisiert.

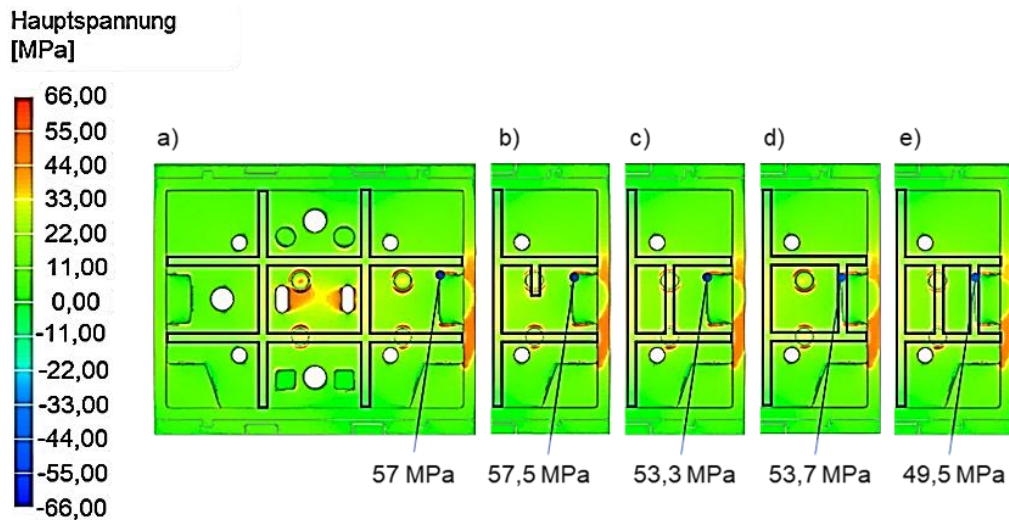


**Abbildung 54:** Idealisierte Beispielgeometrie des Werkzeugoberteils in a) Ansicht von unten, b) Draufsicht – Maßangaben in mm



**Abbildung 55:** Einfluss der Angusshöhe  $h$  auf die max. Hauptnormalspannung bei a) einer Angusshöhe von 21 mm, b) von 10 mm, c) von nur 5 mm

Um die Durchbiegung des gesamten Werkzeugoberteils zu verringern, werden üblicherweise Rippen auf der Rückseite der Bauteilschale angeordnet. Zunächst wurde auf der Rückseite des Oberteils unterhalb der Gussanhäufungen keine Rippen angeordnet. Die Haltebolzen befanden sich ebenfalls nicht unterhalb der Rippen. Außerdem wurde auf die symmetrische Anordnung der Haltebolzen verzichtet, um beispielsweise einen extrem hoch belasteten Zustand abzubilden. Die ermittelte Spannung an den Fußbecken des Podests wurde dann als Referenzwert für die folgenden Berechnungsläufe festgelegt. Wie in Abbildung 56 a) zu erkennen ist, tritt an den Fußecken des Podests eine erhöhte Spannung auf, die 57 MPa beträgt.

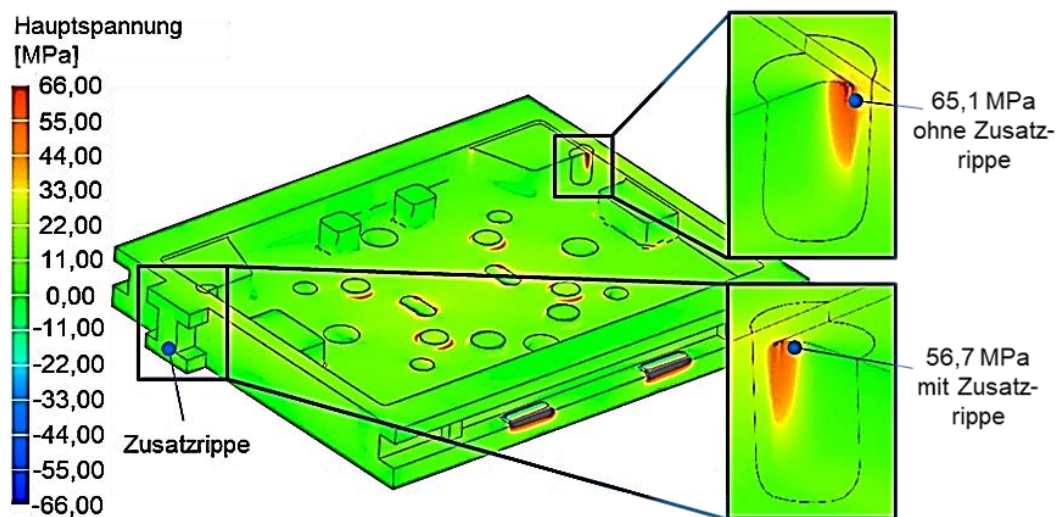


**Abbildung 56:** Einfluss der Werkzeugpodeste auf die Spannungsverteilung im Oberteil a) ohne zusätzliche Verrippung, b) mit einer unterbrochenen Rippe unterhalb des Haltebolzens, c) und d) mit einer durchgehenden Rippe, e) mit zwei durchgehenden Rippen

Abbildung 56 b) bis e) zeigen die Auswirkung unterschiedlicher Rippenanordnungen auf die an den Fußecken der Podeste hervorgerufene Spannung. Während unterbrochene Rippen unterhalb der Haltebolzen keinen Einfluss auf den Spannungsbetrag zeigen, führen durchgehende Rippen zu einer Verringerung der Kerbspannung um ca. 6,5 %. Die Anordnung der durchgehenden Rippe unterhalb der Haltebolzen oder der Gussanhäufung, beeinflusst das Ergebnis nicht signifikant. Wird eine Rippe jeweils unterhalb des Podests und des Haltebolzens angeordnet, kann die Kerbspannung um 13 % reduziert werden. Auch die Durchbiegung sinkt dementsprechend.

Neben der hohen Spannung an den Fußecken der Podeste erscheint der Spannungswert an dem Übergang zwischen der Oberteilwand und dem Podest aufgrund des mehrachsigen Spannungszustands ebenfalls kritisch. Daher wurde die Struktur in der zuvor beschriebenen idealisierten verallgemeinerten Geometrie mithilfe einer Zusatzrippe an der Oberteilaußenwand verstärkt. In Abbildung 57 ist diese neue Geometrie mit lediglich einer Zusatzrippe hinter der Gussanhäufung abgebildet. Hierbei ist festzustellen, dass die Spannung an der Gussanhäufung mit einer verstärkten Rippe im Vergleich zur ursprünglichen idealisierten Beispielgeometrie um 13 % sinkt.

Auf Basis der vereinfachten Oberteilgeometrie kann die Schlussfolgerung getroffen werden, dass Rippen eine positive Auswirkung auf die Tragfähigkeit der Werkzeugoberteile haben. Dabei sollen die Rippen als durchgehende und nicht als unterbrochene Rippen ausgeführt werden. Aufgrund der Steifigkeitserhöhung des Oberteils durch die Rippen wird eine geringere Kerbspannung in Werkzeugoberteilen hervorgerufen. Ebenfalls besitzt die Höhe des Angusses für die Haltebolzen einen entscheidenden Einfluss auf die Kerbspannung im Bereich der Verschraubung. Mit einer abnehmenden Angusshöhe wird die Kerbwirkung vermindert und somit eine niedrigere Spannung verursacht.



**Abbildung 57:** Einfluss der zusätzlichen Rippe auf der Oberseiteaußenseite auf die Spannungsverteilung in der Nähe von Werkzeugpodesten

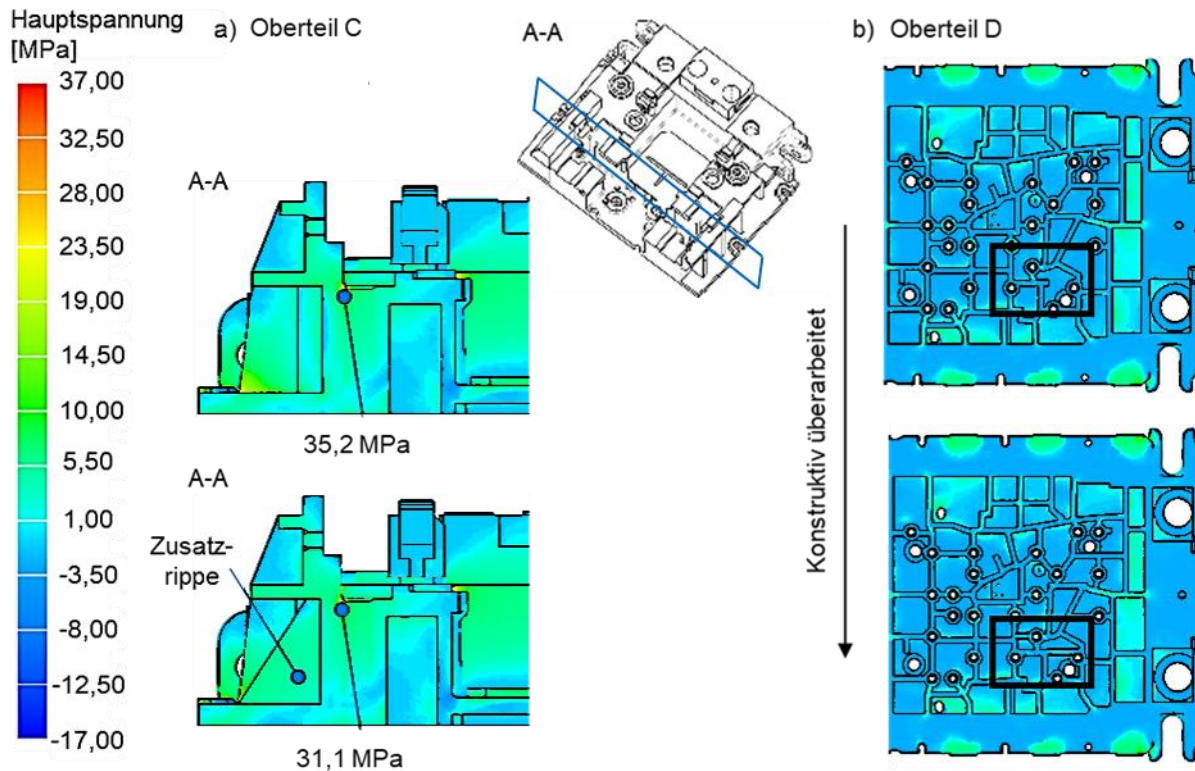
Mithilfe der aus der Untersuchung der idealisierten Oberteilgeometrie gewonnenen Erkenntnisse wurden anschließend die realen Werkzeugoberteile virtuell analysiert in Bezug auf Potentiale einer lokalen Überbelastung (A bis D). Die bei der Niederhalterbeschleunigung auftretenden Spannungen im Werkzeugoberteil durften die nach der FKM-Richtlinie zulässige Spannung nicht überschreiten. Auf Basis der angenommenen Last von 50 kN pro Bolzen wurden die Oberteile daraufhin bewertet.

Aufgrund der Anordnung der Freigüsse und Haltebolzen erreichte die Kerbspannung im Oberteil A in der Nähe des Haltebolzens einen kritischen Wert. Um die Kerbwirkung des Angusses zu reduzieren, wurde die Angusshöhe schrittweise von 25 mm auf 5 mm verringert. Die auftretende Kerbspannung im Radius reduzierte sich folglich bis maximal 10,7 %. Da im Oberteil A keine Podeste vorgesehen waren und die Haltebolzen unterhalb der Rippen angeordnet wurden, erfolgten keine weiteren Optimierungsmaßnahmen für dieses Oberteil.

Des Weiteren wurde die Position des Haltebolzens im Oberteil B verändert, da die Anordnung der Haltebolzen eine unmittelbare Auswirkung auf die auftretende Spannung und die Durchbiegung im Oberteil zeigte. Im Oberteil B war der Haltebolzen zwar unterhalb einer Rippe positioniert, wurde jedoch nicht mittig auf der Rippe positioniert, weshalb die Last nicht gleichmäßig auf beide Rippenenden aufgeteilt wurde. Deshalb wurde der Haltebolzen zur Mitte der Rippe verschoben. Damit sinkt die Biegebeanspruchung an der kritischsten Stelle aufgrund des kürzeren Hebelarms. Durch die Verschiebung der Haltebolzenposition sank die maximale Hauptspannung um ca. 8 %.

Anhand der konstruktiven Optimierung der Oberteile C und D wurde der Einfluss der Rippen auf deren ertragbare Belastung verdeutlicht. Eine Zusatzrippe an der Oberteilwand hinter dem Podest hatte zur Folge, dass die Spannung im Oberteil C um 11 % sank. Die positive Auswirkung

der Rippen ist ebenfalls im Oberteil D zu erkennen. Die unterbrochenen Rippen auf der Rückseite des Oberteils werden durch durchgehende Rippen ersetzt, um eine erhöhte Steifigkeit zu erreichen. Dadurch werden die Durchbiegung und die auftretende Spannung um ca. 5 % verringert. Die Anpassung der Rippenstrukturen werden für beide Oberteile in Abbildung 58 dargestellt.



**Abbildung 58:** Verbesserungsmaßnahmen in den Oberteilen C, D a) Anbringen von zusätzlichen Rippen b) Ersetzen der unterbrochenen Rippen mit durchgehenden Rippen

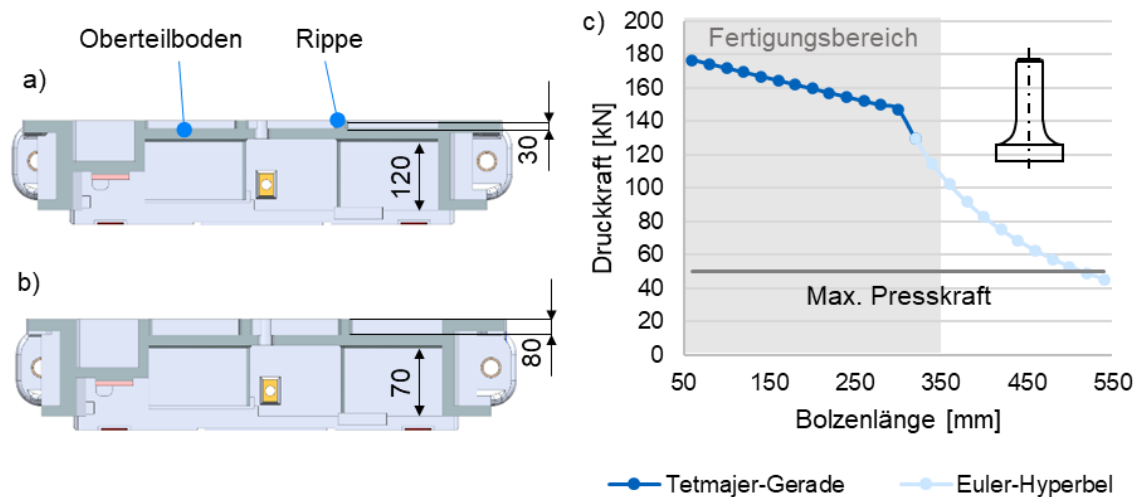
Zusammenfassend ist festzuhalten, dass durch die beschriebenen konstruktiven Modifikationen sichtbare Verbesserungen der Spannungszustände, verglichen mit der idealisierten Geometrie, erzielt werden konnten. Eine Aufstellung der erzielten möglichen Verbesserungen zeigt Tabelle 9. Abweichungen in der Reduzierung der auftretenden Spannungen können von umgebenden Strukturen abhängig sein, welche zusätzliche Spannungen überlagern. Ein Verbesserungspotential aufgrund der erläuterten Maßnahmen konnte jedoch in jedem Fall aufgezeigt werden.

**Tabelle 9:** Vergleich der möglichen Reduzierung von Belastungen in Werkzeugoberteilen zwischen jeweils idealisierter und realer Werkzeuggeometrie

Oberteilgeometrie	Reduzierung der Belastung [%]			
	Angusshöhe	Rippenposition	Äußere Rippe	Durchgehende Rippe
Idealisierte Oberteilgeometrie	24,4	7,3	12,9	7,3
Reale Oberteilgeometrie	10,7	8,0	11,0	5,0

### 4.2.3 Veränderung der Gesamtsteifigkeit des Werkzeugoberteils

Die Möglichkeit der Erhöhung der Gesamtsteifigkeit des Werkzeugoberteils ist durch eine Erhöhung der gesamten Rippenstruktur gegeben. Um eine Veränderung der Rippenhöhe zu ermöglichen, wird der Werkzeugoberteilboden nach unten verschoben. Eine Erhöhung der Rippen im Werkzeugoberteil sorgt für eine höhere Steifigkeit und somit für eine Reduzierung der Durchbiegung. Abbildung 59 a) und b) zeigt die infolge der Versetzung des Oberteilbodens mögliche Änderung der Rippenhöhe.



**Abbildung 59:** Verschiebung der Lage des Oberteilbodens von a) 30 mm auf b) 80 mm sowie c) benötigte Anpassung der zulässigen Druckbolzenlänge

Eine solche Verschiebung geht logischerweise mit einer Reduzierung der Niederhalterhöhe einher, was dessen Masse zusätzlich zur Topologieoptimierung reduzieren kann. Die Lage des Oberteilbodens hängt jedoch zudem von der Länge der Druckbolzen bzw. Haltebolzen ab. Diese sind durch die maximale Knicklast sowie standardisierte Normteile begrenzt. In der Regel finden Druckbolzen mit Ansatz bis zu einer Länge von 250 mm Einsatz im Großwerkzeugbau [47]. Dies führt zu den relativ geringen Rippenhöhen, die durch die untersuchten Oberteilgeometrien repräsentiert werden. Werden die mögliche Knicklast und das Fertigungsverfahren des Schmiedens nach Herstellerangaben berücksichtigt, können Druckbolzen bis zu einer Länge von 350 mm eingesetzt werden. Die ertragbare Knicklast nach *Tetmajer* und *Euler* sind für einen Druckbolzen mit Ansatz in Abbildung 59 c) dargestellt. Eine Verschiebung des Oberteilbodens wurde daher in den untersuchten Oberteilen A und C umgesetzt. Die vorhandenen Rippenhöhen von 30 mm wurden durch 80 mm hohe Rippen ersetzt. Für Oberteil A kann eine Belastungserhöhung von 30 % infolge der höheren Rippen ermöglicht werden. Ebenfalls haben die hohen Rippen zur Folge, dass die Kerbspannung im Oberteil C um 24,5 % sank.

#### 4.2.4 Modifikation des Gusswerkstoffes

Zur Verbesserung der maximal ertragbaren Last stellt neben den geometrischen Modifikationen der Oberteilgeometrie die Änderung des Gusswerkstoffes eine weitere Option dar. Durch den Einsatz eines Werkstoffes mit Materialeigenschaften, welche eine höhere Belastung erlauben, können die ertragbaren Lastspannungen erhöht werden. Im Vergleich zu Gusseisen mit Lamellengraphit EN-JL1040 ( $\sigma_{zdw} \approx 87$  MPa) weist Gusseisen mit Kugelgraphit EN-JS1050 ( $\sigma_{zdw} \approx 170$  MPa) die zweifache Zugfestigkeit und somit eine 2-fache Zug-Druck-Wechselfestigkeit auf. Neben der hohen Festigkeit besitzt Gusseisen mit Kugelgraphit EN-JS1050 ( $E \approx 169.000$  MPa) einen höheren E-Modul im Vergleich zu Gusseisen mit Lamellengraphit EN-JL1040 ( $E \approx 105.000$  MPa), welches zu einer höheren Steifigkeit des Oberteils führt. Aufgrund der geringeren Dichte und somit des niedrigeren Gewichtes des Oberteils wird die Belastung des Pressenstößels durch die Veränderung des Werkstoffes ebenfalls verringert.

Aufgrund der höheren Dauerfestigkeit des Kugelgraphits kann die Tragfähigkeit der Werkzeugoberteile deutlich erhöht werden. Deren erreichbare Verbesserung von 25 % bis 30 % kann hierbei mit einem Versetzen der Höhe des Oberteilbodens verglichen werden. Die Änderung des Werkstoffes ist jedoch mit einer deutlichen Erhöhung der Materialkosten verbunden, da dieser einen um 30 % höheren Preis aufweist. Da eine solche Kostenerhöhung nicht erwünscht ist, wird von dieser Option im Folgenden kein Gebrauch gemacht.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass eine belastungsgerechte Konstruktion der Werkzeugoberteile zu einer deutlichen Erhöhung der ertragbaren Belastung führen kann. Kritische Lasten in Oberteilen konnten hierbei durch unterschiedliche Maßnahmen gezielt verbessert werden. Besonders eine Versteifung der Gesamtgeometrie durch die Erhöhung der Rippen sowie das gezielte Vermeiden von Spannungsüberhöhungen ermöglicht eine Steigerung der ertragbaren Niederhalterlast. Die konstruktive Anbindung zwischen Niederhalter und Oberteil in Form der Haltebolzen wurde bei der durchgeführten Anpassung nicht betrachtet. Diese wird im folgenden Kapitel gesondert untersucht.

### 4.3 Schraubverbindungen zwischen Haltebolzen und Oberteil

Die Einschraubverbindung eines Bolzens in einen Gusskörper stellt neben der Gesamtheit der Gussstruktur eine kritische Stelle in Bezug auf dessen dynamische Belastung dar. Dies gilt im Großwerkzeugbau besonders für die Haltebolzenverbindung im Oberteil oder dem Niederhalter von Folgewerkzeugen. Hierbei stellt die Verbindung zwischen Haltebolzen und Oberteil die weniger feste Anbindung aufgrund des verwendeten Gusswerkstoffes EN-JL1040 dar. Die aus dem Werkstoff 42CrMo4 gefertigten Haltebolzen sind bis zu Festigkeiten von 1.000 MPa – 1.200 MPa vergütet und werden mit einer Einschraubverbindung im Gussteil eingeschraubt. Die Ein-

schraubtiefe des metrischen Feingewindes M24x2 beträgt 40 mm. Der tragende Gewindeeingriff wird durch den Gewindefreistich nach DIN 76-B um die Freistichlänge reduziert [117]. Das eingesetzte Feingewinde hat im Vergleich zum Regelgewinde durch den größeren Spannungsquerschnitt eine höhere Tragfähigkeit und aufgrund der geringeren Steigung eine höhere Selbsthemmung. Die Haltebolzen werden mit einem Drehmoment von 600 Nm vorgespannt und mit Schraubensicherungskleber montiert, um ein selbsttätiges Losdrehen durch die dynamische Belastung zu verhindern. Die Aufsetzfläche für die Köpfe der Haltebolzen muss ganzflächig auf der Anschraubfläche, der sogenannten Spiegelfläche, anliegen.

Zur Modellierung der Haltebolzenverschraubung mittels einer FEM-Simulation wurde ein Ausschnitt aus dem Werkzeugoberteil konstruktiv herausgelöst. Das Werkzeugoberteil hatte hierbei exemplarisch eine Gusswanddicke von 50 mm. Der Gusskörper wurde in der Simulation ohne abgesetzte Spiegelfläche zur Fräsbearbeitung vereinfacht. Auf diese Weise wurden Störgrößen wie Kerbspannungen im Spiegelradius vernachlässigt. Folglich zeigte die Simulation lediglich die durch das Gewinde hervorgerufenen Spannungen im umliegenden Bauteilvolumen. Zur Krafteinleitung in das Gussteil wurde ein Verstärkungszyylinder mit einem Durchmesser von 60 mm und einer Höhe von 90 mm vorgesehen, um das vollständige Gewinde mitsamt Sacklochbohrung im Gusskörper modellieren zu können [47]. Die Geometrie konnte aufgrund der Symmetrie als Viertelmodell ausgeführt werden. Mit einem Anzugsdrehmoment von 600 Nm ergibt sich unter Berücksichtigung einer Haftreibungszahl im Gewinde von  $\mu_G = 0,14$  sowie mit der Kopfauflagefläche von  $\mu_T = 0,175$  eine minimale Vorspannkraft von 105,1 kN und eine maximale Vorspannkraft von 168,1 kN, welche über den tragenden Querschnitt des Gewindefreistiches eingebracht wird. Als äußere zentrisch angreifende Zugkraft wurde eine Kraft von 50 kN an der Unterseite des Haltebolzens berechnet. Zur Abbildung von Schraubverbindungen mittels FEM-Simulationen existieren nach VDI 2230-2 vier Modellklassen mit jeweils unterschiedlichem Detaillierungsgrad der Gewindemodellierung [118]. Mit zunehmendem Detaillierungsgrad steigen der Aufwand und die Rechenzeit an. Für die durchgeführte Untersuchung waren lediglich die Modellklassen 3 und 4 von Relevanz. Bei FE-Modellen der Modellklasse 3 wird die Schraube als Volumenersatzmodell abgebildet. Bei diesem Volumenmodell handelt es sich um eine vereinfachte Abbildung der Schraube, für die kein Gewinde modelliert wird. Durch die Berücksichtigung der Schraube als Volumenkörper können neben dem Kontakt in der Trennfuge auch die Kontakte in der Kopf- und Mutterauflagefläche betrachtet werden. Auch die Einbringung einer Vorspannkraft ist möglich.

Die Modellklasse 4 ermöglicht eine detailgetreue Darstellung der Schraubenverbindung. Die Schraube wird als Volumenkörper mit Gewinde abgebildet, woraus die Spannungen und Dehnungen der ineinandergreifenden Gewindegänge bestimmt werden können. Neben dem Kontakt

in der Trennfuge kann auch die Gewindereibung in den Kontaktflächen des gepaarten Gewindes berücksichtigt werden.

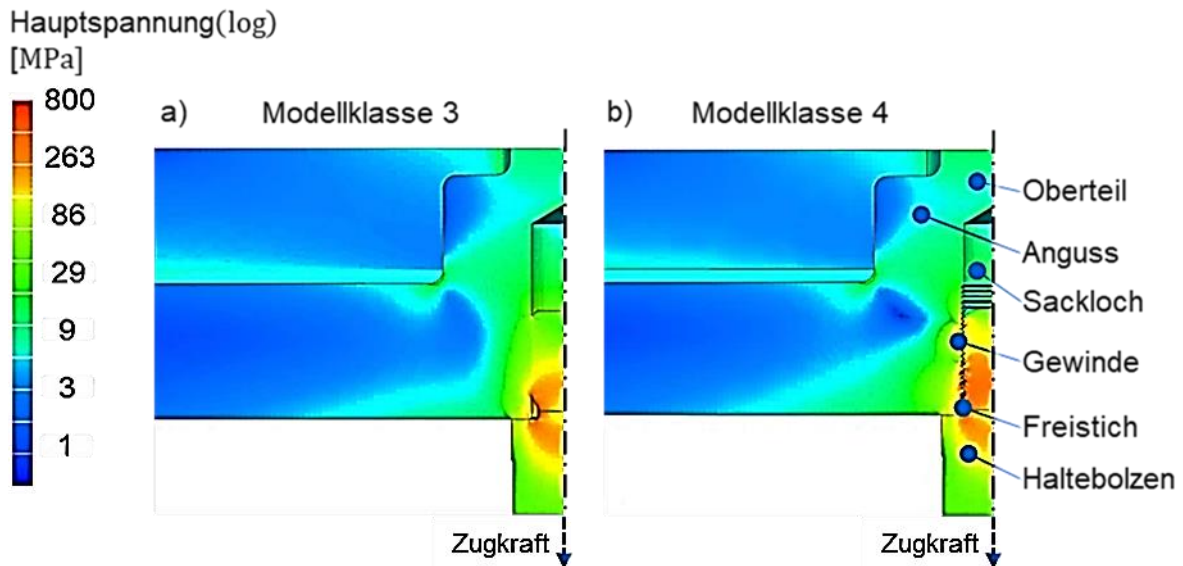
Um ein mögliches Aufklaffen zwischen dem Werkzeugoberteil und dem Haltebolzen feststellen zu können, wurden sowohl bei Modellklasse 3 als auch bei Modellklasse 4 reibungsbehaftete Kontakte in den Auflageflächen implementiert. Bei Modellklasse 4 wurde im gepaarten Gewinde eine lokale Netzverfeinerung verwendet. Für die maximale Kantenlänge der Elemente wurde 2 mm gewählt, wobei lokal auf 0,5 mm in Radien sowie bei Modellklasse 4 das Gewindeprofil verfeinert wurde.

Die FEM-Simulation zeigte, wie bei den zuvor analysierten Schraubenverbindungen, Spannungsüberhöhungen im Gewindebereich. Im Haltebolzen liegen Zugspannungen und im Werkzeugoberteil oberhalb der Auflagefläche korrespondierende Druckspannungen vor. In den Radien des Gussteiles entstehen aufgrund der Kerbwirkung lokale Spannungsspitzen. Bei einer in Längsrichtung dynamisch belasteten Schraubenverbindung wird die Torsionsspannung im Vergleich zu einer statischen Belastung vollständig abgebaut. Der Vergleich der beiden in Abbildung 60 dargestellten Modellklassen zeigt, dass die Ergebnisse untereinander vergleichbar sind und im Gewindefreistich bei maximaler Vorspannkraft die Streckgrenzen des Vergütungsstahles 42CrMo4 von 800 MPa nicht überschritten wird.

In der Trennfuge zwischen dem Werkzeugoberteil und dem Haltebolzen liegt unter Einwirkung der äußeren Belastung bei minimaler Vorspannkraft eine Kontaktkraft von 66,94 kN vor. Die Kontaktkraft abzüglich der Setzkraft von 9,47 kN ergibt eine minimale Restklemmkraft in der Trennfuge von 57,47 kN. Ein Aufklaffen der Verbindung ist damit ausgeschlossen. Die Differenz zwischen der Kontaktkraft und der Vorspannkraft entspricht der Entlastungskraft. Das daraus abgeleitete Kraftverhältnis, welches als Eingangsgröße für den dynamischen Festigkeitsnachweis erforderlich ist, ergibt sich somit zu 0,238 und ist verglichen mit konventionellen Verschraubungen, welche in der Regel ein Kraftverhältnis von 0,1 aufweisen, als hoch anzusehen. Dies ist eine Folge der geringen elastischen Nachgiebigkeit der Schraube, da nur die Länge des Gewindefreistiches von 6,5 mm als freie Schaftlänge zur Verfügung steht. Die geringe Dehnfähigkeit der stoßartig belasteten Schraubenverbindung von Niederhalterhaltebolzen fördert das selbsttätige Losdrehen. Das Sichern der Schraubverbindung durch Kleben ist daher sinnvoll.

Bei Schraubverbindungen mit einer geringen Festigkeit des Innengewindewerkstoffs werden die Gewindegänge des Innengewindes bei Überlastung entlang des Nenndurchmessers abstreifen. Bei der Berechnung der erforderlichen Einschraubtiefe nach VDI 2230-1 wird davon ausgegangen, dass die Scherbeanspruchung ausschließlich durch die Zugkraft im Bolzengewinde hervorgerufen wird und eine äußere Biegebeanspruchung vernachlässigt werden kann [119].





**Abbildung 60:** Gegenüberstellung der Vergleichsspannung im Schnitt aufgrund der Zugbelastung des Haltebolzens für die Modellklassen a) 3 und b) 4, Einschraublänge 40 mm

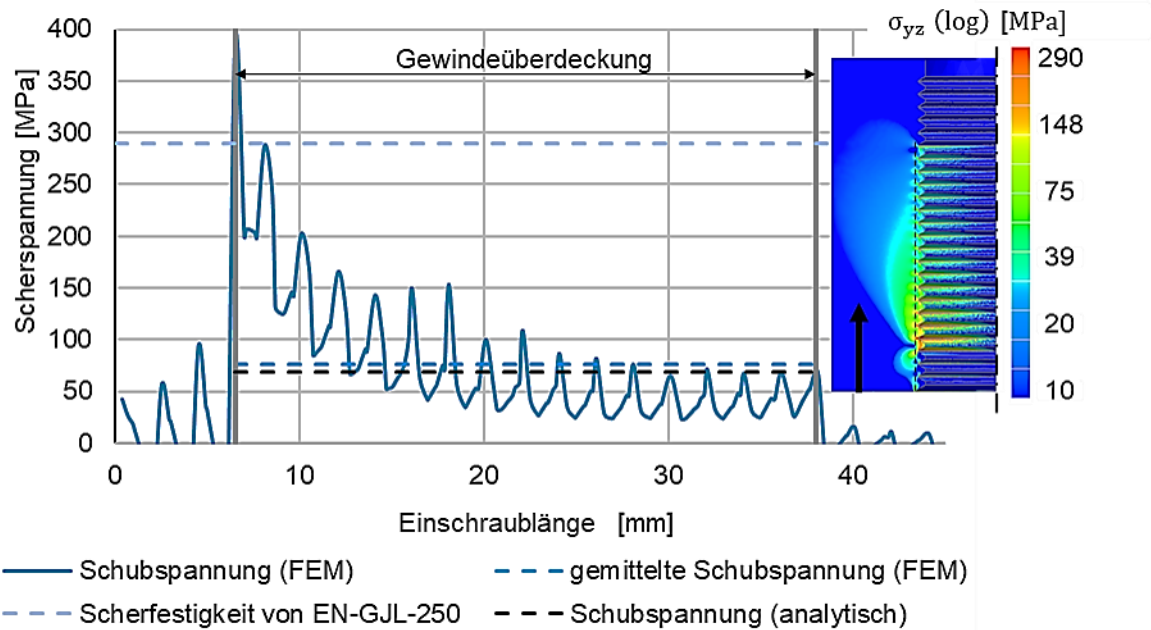
Die maximal zulässige Abstreifkraft des Innengewindes  $F_{mGM}$  berechnet sich aus der zulässigen Scherfestigkeit des Werkstoffs  $\tau_{BM}$ , der Scherfläche  $A_{SGM}$  und zwei Korrekturfaktoren  $C_1$  und  $C_3$  nach Gleichung (53).

$$F_{mGM} = \tau_{BM} \cdot A_{SGM} \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (53)$$

Um das Abstreifen der Gewindegänge des Innengewindes rechnerisch zu untersuchen, wurde die Schubspannung  $\tau$  im Gewindegrund längs des Abstreifdurchmessers untersucht. Der angenommene Durchmesser von 23,82 mm entspricht dem mittleren Nenndurchmesser des Haltebolzens.

Wie in Abbildung 61 dargestellt, wurde die Schubspannung in den ersten gepaarten Gewindegängen höher als in den weiteren berechnet, was sich als Resultat der ungleichmäßigen Lastverteilung einstellt. Im ersten Gewindegang überschreitet die Schubspannung den nach VDI 2230-1 maximal zulässigen Wert von 290 MPa [119]. Wie in Abbildung 61 dargestellt, beträgt die gemittelte Schubspannung 76,3 MPa. Die analytische Berechnung nach Gleichung (53) ergibt eine konstante Schubspannung entlang der gesamten Einschraublänge in Höhe von 68,8 MPa.

Hierbei wurde zugrunde gelegt, dass die Zugkraft im Bolzengewinde ausschließlich eine Schubspannung im Muttergewinde, welches in diesem Fall durch das Gussteil abgebildet wird, hervorruft und die Biegespannung im Wesentlichen vernachlässigt werden kann [119]. Unter der Annahme, dass die Spannungsspitze im ersten Gewindegang abgebaut wird, kann ein Abstreifen der Gewindegänge ausgeschlossen werden. Der geringe Auslastungsgrad von 27 % ist neben der hohen Einschraubtiefe eine Folge des geringen Anzugsmoments von 600 Nm. Nach VDI 2230-1 ist für das metrische Feingewinde M24x2 ein Anzugsmoment von bis zu 1442 Nm zulässig [119].



**Abbildung 61:** Scherspannungsverlauf  $\tau$  entlang des Abstreifdurchmessers des Haltebolzenge- windes

Der dynamische Festigkeitsnachweis für die Haltebolzenverschraubung erfolgte gemäß VDI 2230-1 [119]. Die dauerhaft ertragbare Spannungsamplitude  $\sigma_A$  für den auf 1200 MPa schluss- vergüteten Haltebolzen ergibt sich unter Berücksichtigung eines Reduktionsfaktors  $k_f$  für Fein- gewinde aus der folgenden Zahlenwertgleichung nach Gleichung (54).

$$\sigma_A = 0,85 \cdot \left( \frac{150}{d} + 45 \right) \cdot (1 - k_f) = 0,85 \cdot \left( \frac{150}{24 \text{ mm}} + 45 \right) \cdot (1 - 0,3) = 30,5 \text{ MPa} \quad (54)$$

Zur Berechnung der im Spannungsquerschnitt des Gewindebolzens vorliegenden Ausschlag- spannung wurde das aus der FEM-Analyse ermittelte Kraftverhältnis von 0,238 herangezogen. Bei hängend eingebauten Haltebolzen beträgt aufgrund der rein schwellenden Axialkraft der untere Grenzwert der Betriebskraft  $F_{Bu} = 0 \text{ kN}$  und der obere Grenzwert  $F_{Bo}$  entspricht der ma- ximalen Axialkraft, in dieser Betrachtung 50 kN.

Die vorhandene Sicherheit gegen Dauerbruch  $S_D$  ergibt sich aus der Ausschlagfestigkeit  $\sigma_A$  und der vorhandenen Ausschlagspannung  $\sigma_a$  nach Gleichung (55) und (56). Der vereinfachte Festig- keitsnachweis gegen Dauerbruch wird mit folgenden Berechnungen nachgewiesen.

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} = \frac{(F_{Bo} - F_{Bu}) \cdot \phi}{2 \cdot A_s} = \frac{(50 \text{ kN} - 0 \text{ kN}) \cdot 0,238}{2 \cdot 384,5 \text{ mm}^2} = 15,48 \text{ MPa} \quad (55)$$

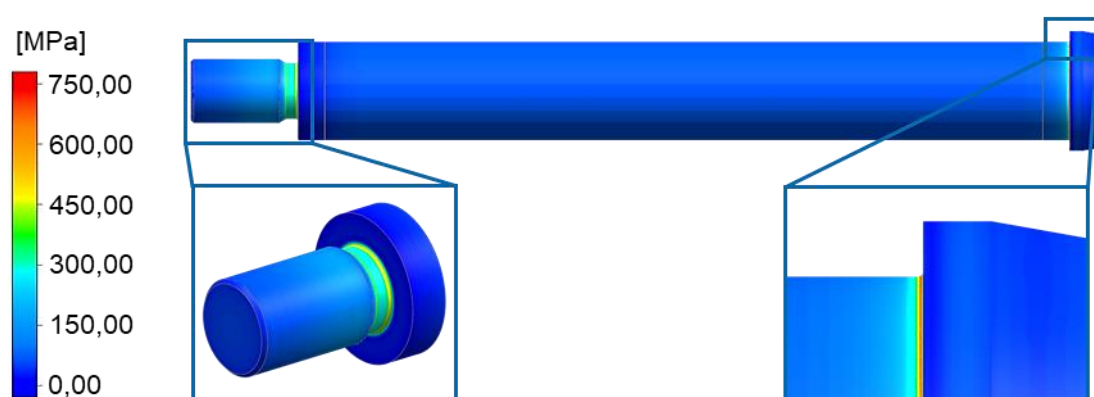
$$S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{30,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{15,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1,97 > 1,2 \quad (56)$$

Berechnungsvorschriften für die Auslegung von Gewinden nach VDI 2230 stellen für die Ausle- gung der direkten Muttergewindeumgebung, d. h. der Gussanhäufung zur Einbringung des Ge-

windes, keine ausreichenden Berechnungsvorgaben dar [118, 119]. Aufgrund der äußerst niedrigen zulässigen Dehnungen von ca. 0,6 % nach FKM-Richtlinie ist die Simulation und Festigkeitsberechnung solcher Gewindeumgebungen in Grauguss nur auf konservative Weise möglich. Eine Bestimmung der möglichen ertragbaren Belastung ist somit nicht möglich. Aufgrund der heute in der Praxis zumeist konservativ ausgeführten Konstruktion werden vermehrt Gussanhäufungen eingesetzt, um eine ausreichende Gewindeumgebung zu gewährleisten. Dies resultiert jedoch in erhöhte Massen und zudem erhöhten Lunkergerfahr im Bereich des Gewindes.

Neben dem Gewinde sowie der Gewindeumgebung stellen Kerbradien am Haltebolzen mögliche Versagensstellen durch erhöhte Spannungen dar. Aus diesem Grund wurden auftretende Kerbspannungen am Haltebolzen durch eine statische FEM-Simulation mit *Siemens NX* untersucht. Die Diskretisierung des Bolzens wurde mit CTETRA(10)-Elementen durchgeführt. Die Kantenlänge der Elemente wurde im Schaft auf 5 mm festgelegt. Die Radien des Bolzens werden mit einer Elementgröße von max. 0,5 mm feiner vernetzt. Abbildung 62 zeigt exemplarisch, dass die Radien im Freistich sowie am Kopf des Bolzens zu erhöhten Spannungen führen.

Auf Basis dieser analytischen und numerischen Auslegung wurden zur Überprüfung der Tragfähigkeit der Gewindeverbindungen experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Die Versuche sind in Tabelle 10 dargestellt. Durch statische Zugversuche der Verschraubung von Haltebolzen und Gusskörper wurden die maximale statische Belastung sowie potentielle Versagensorte bestimmt. Daraufhin wurden die Dauerfestigkeit sowie die entsprechende Versagensstelle der Verschraubung durch das Treppenstufenverfahren nach DIN 50100 ermittelt [81]. Auf Grundlage der Dauerfestigkeit wurde daraufhin die Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich im Perlenschnurverfahren nach DIN EN 6072 ermittelt [121].

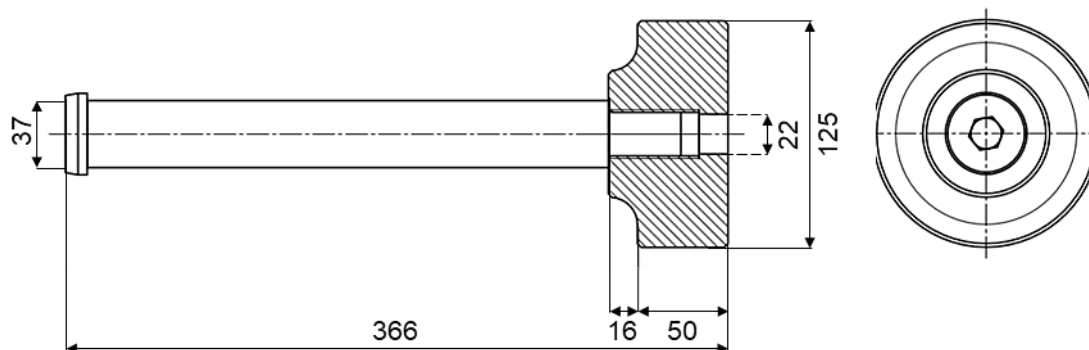


**Abbildung 62:** Statische FEM-Simulation des Haltebolzens unter einer Zugbeanspruchung von 75 kN unter Vernachlässigung des Gewindes, dargestellt ist die Mises-Vergleichsspannung

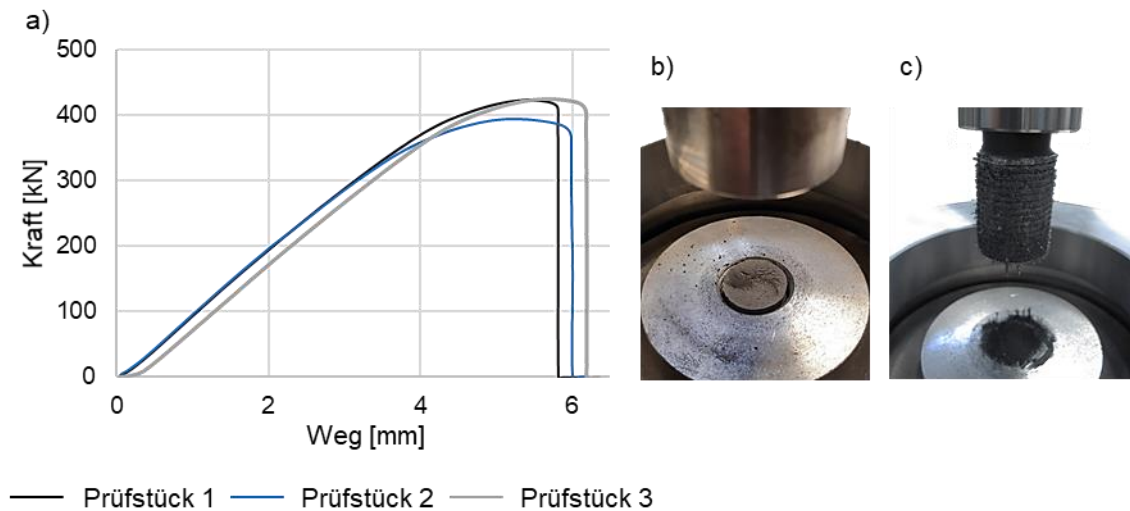
**Tabelle 10:** Versuchsplan zur Analyse der Schraubverbindung zwischen Oberteilangussgeometrie und Haltebolzen

Versuch	Anlage	Probenanzahl	Einspannung
Statischer Zugversuch nach DIN EN ISO 898-1 [120]	Zwick 1494 500 kN	3	Haltebolzenkopf
Dauerfestigkeit nach DIN 50100 [81]	Resonanzprüfmaschine Hersteller Schenck, Zwick/Roell 200 kN	20	Haltebolzenkopf
Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich nach DIN EN 6072 [121]	Servohydraulische Prüfmaschine Hersteller IFL, 500 kN	14	Haltebolzenkopf

Die verwendeten Prüfkörper aus Grauguss stellen einen Ausschnitt aus einer Oberteilgeometrie mit entsprechender Materialanhäufung für das Gewinde dar. Hierbei wurde die Geometrie unter Berücksichtigung der Spiegelfläche zur Bearbeitung ausgeführt, um den möglichen Kerbspannungseinfluss auf die Geometrie abzubilden. Die Gewindeumgebung beeinflusst im Muttergewinde durch auftretende Kerbspannungen, abhängig von den konkreten Abmessungen, die Festigkeit des Gewindes bzw. die der Einschraubverbindung. Da die Sacklochbohrung sowie deren weitere Gussumgebung für das Gewinde nicht relevant sind, wurde eine Ausführung dieses Prüfkörpers ohne diese vorgesehen. Um den Grenzfall des Haltebolzens zu prüfen, wurde dieser mit einem Durchmesser von 37 mm ausgeführt. Dieser Wert stellt in der Regel den kleinsten eingesetzten Durchmesser für die Niederhalteraufhängung mit dem vorgestellten Niederhalterkonzept aus Kapitel 2.7.2 dar. Die Versuchskörper sind in Abbildung 63 dargestellt. Alle Prüfkörper wurden vor der Versuchsdurchführung mit 600 Nm Drehmoment angezogen.

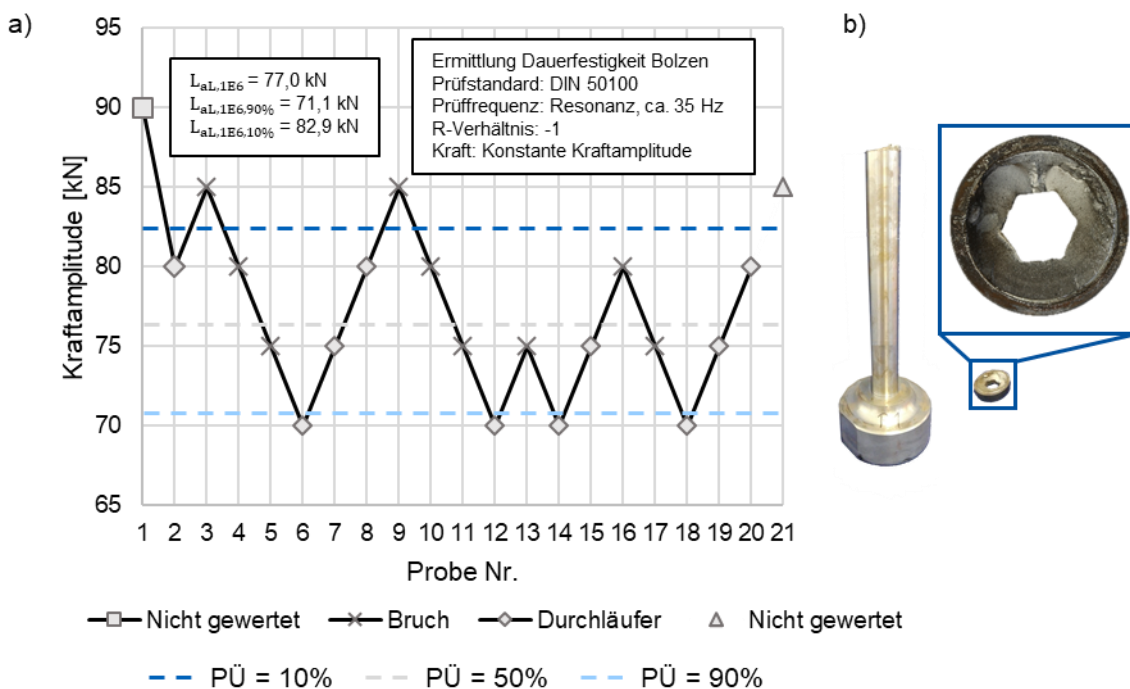
**Abbildung 63:** Prüfkörper zur Analyse der Festigkeit der Oberteilverschraubung bestehend aus Haltebolzen sowie Gussgewindekörper, alle Maßangaben in mm

Die statische Zugprüfung der Proben führte zum Versagen der Proben im Gewindebereich durch Abscheren der Gewindegänge oder zu einem Abreißen des Haltebolzens am Freistich. Die aufgenommenen Kraft-Weg-Verläufe sowie das Bruchverhalten werden in Abbildung 64 dargestellt. Die gemittelte statische Maximalbelastung beträgt 413,6 kN.



**Abbildung 64:** Statischer Zugversuch in Anlehnung an DIN EN ISO 898-1 [120] mit drei Prüfstücken, a) Kraft-Weg-Verläufe sowie Bruchverhalten an b) Freistich sowie c) Gussgewinde

Die Dauerfestigkeit des Gesamtsystems von Haltebolzen und Gusskörper wurde anhand des Treppenstufenverfahrens untersucht. Das Versagen tritt hierbei durch die auftretende Kerbwirkung im Freistich des Haltebolzens auf. Folglich versagt im verschraubten Verbund der Haltebolzen vor der Gussverschraubung. Die Angaben der Dauerfestigkeiten für 50 %, 10 % und 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit und der Versagensfall sind in Abbildung 65 dargestellt.



**Abbildung 65:** a) Ermittelte Dauerfestigkeit der Verschraubung bestehend aus Haltebolzen und Gewindegusskörper sowie b) auftretendes Versagen der Proben am Kopf des Haltebolzens [81]

Im Gegensatz zum Bruchverhalten des Gewindes bzw. am Freistich des Bolzens im statischen Zugversuch zeigt das Bruchverhalten am Kopf, welchen Einfluss die Kerbspannungen am Kopf

des Bolzens auf das Gesamtsystem unter Dauerbelastung ausüben. Folglich verlagert sich die kritische Stelle unter Dauerbelastung mit einer Million Lastwechsel vom Gewinde zum Kopf des Bolzens. Dies kann rückwirkend anhand der im Versuch bestimmten Dauerfestigkeit durch die statische FEM-Simulation bestätigt werden. Eine Festigkeitsberechnung nach FKM-Richtlinie ohne Sicherheitsfaktoren auf Basis von Simulationsergebnissen mit 71,1 kN zeigt beispielsweise, dass der statische Festigkeitsnachweis für den Radius am Kopf mit einem Auslastungsgrad von ca. 88 % erbracht ist. Jedoch ist der Ermüdungsnachweis mit einem Auslastungsgrad von ca. 113 % nicht erbracht.

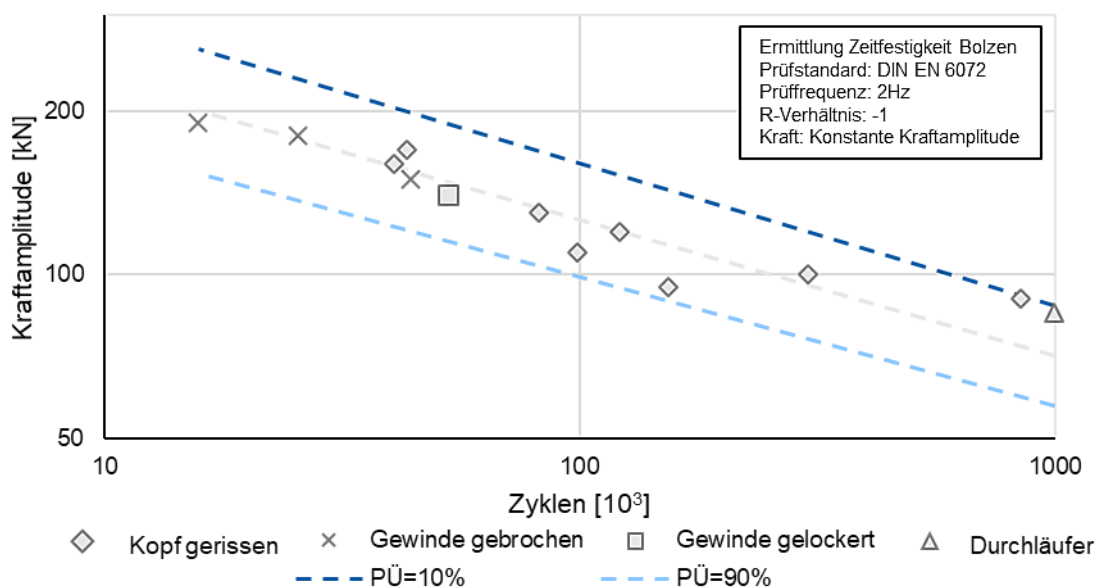
Zur Untersuchung der Zeitfestigkeit des Gesamtsystems wird anhand der ermittelten Dauerfestigkeit das Perlenschnurverfahren angewendet. Die resultierende Steigung der Wöhlerlinie sowie die entsprechenden Versuchsergebnisse sind in Abbildung 66 dargestellt.

Ein Versagen der Prüfkörper tritt bei hohen Zykluszahlen erneut durch erhöhte Kerbspannungen am Kopf auf. Ab einer Kraft von ca. 150 kN verlagert sich die kritische Stelle jedoch zum Gewinde und die Proben beginnen dort zu versagen. Die ermittelte Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich kann für die Verschraubung schließlich durch die Gleichungen (57) und (58) anhand der Versuchsergebnisse bestimmt werden.

$$\log(N) = \log(K) + k \cdot \log(F_{\max Z}) \quad (57)$$

$$\text{mit } \log(K) = 13,40, \quad k = -4,00, \text{ Erwartungstreuung } s = 0,191 \quad (58)$$

Die zusammengefassten Versuchsergebnisse, entsprechend Tabelle 10, sind in Tabelle 11 dargestellt.



**Abbildung 66:** Ermittelte Zeitfestigkeit des Gesamtsystems aus Haltebolzen und Gewindegusskörper

**Tabelle 11:** Zusammenfassung der möglichen Maximalkräfte am Haltebolzen auf Basis der durchgeführten Versuche

Versuch		Max. Kraft [kN]
Statischer Zugversuch nach DIN EN ISO 898-1 [120]		413,6
Dauerfestigkeit nach DIN 50100 [81]	50 % Überlebenswahrscheinlichkeit	77,0
	90 % Überlebenswahrscheinlichkeit	71,1
	10 % Überlebenswahrscheinlichkeit	82,9
Zeitfestigkeit nach DIN EN 6072 [121]	$\log(N) = 13,4 - 4 \cdot \log(F_{\max Z})$	$413,6 > F_{\max Z}$ $F_{\max Z} > 77,0$

Die durchgeführten Versuche zeigen deutlich, dass die konventionelle Abschätzung der maximalen Haltebolzenkraft von 50 kN recht konservativ erscheint. Zudem ermöglichen die Kennwerte aus Tabelle 11 die Prüfung von Verschraubungen anhand experimentell ermittelter Kennwerte. Das Gussgewinde hat sich hierbei, besonders im dauerhaftesten Bereich, nicht als kritische Komponente des Verschraubungssystems gezeigt. Die Kennwerte stellen abschließend ein Versagenskriterium dar, welches zur Auslegung der Niederhalteraufhängung herangezogen werden kann. Detailliert wird auf das entsprechende Vorgehen in Kapitel 9.3 eingegangen.

Zudem ermöglichen die Kenntnisse über das Versagensverhalten eine Bewertung von möglichen Werkzeugschäden. So kann aufgrund der auftretenden Schadenscharakteristik rückwirkend eingeschätzt werden, welche Art der Überlastung des Systems stattgefunden hat.

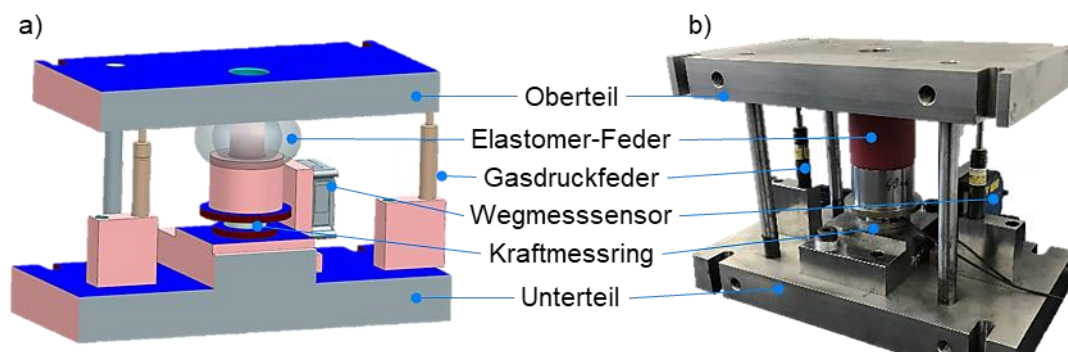
#### 4.4 Einsatz von Druckfedern zur Reduzierung von Niederhalterbeschleunigungen

Die im Großwerkzeugbau eingesetzten Elastomerdruckfedern bestimmen, wie zu Beginn von Kapitel 4 anhand des Kelvin-Voigt Modells vereinfacht dargestellt, durch ihre Eigenschaften das dynamische Verhalten des Niederhalters sowie die resultierende Belastung während der Aufwärtsbewegung des Werkzeugoberteils auf den Niederhalter und das Werkzeugoberteil. Hierbei beeinflussen maßgeblich die Geometrie sowie die Werkstoffeigenschaften das dynamische Verhalten des Niederhaltersystems insbesondere beim Rückhub. Die Geometrie der Elastomerdruckfeder während des Werkzeugbetriebs ist abhängig vom ausgewählten Elastomerelement und von der zu erwartenden Setzneigung. Die dynamischen Eigenschaften des Systems werden somit durch die Steifigkeit und Dämpfungseigenschaften sowie durch die Anzahl der im Werkzeug eingesetzten Elastomerfedern bestimmt.

Setzen sich die Elastomerdruckfedern während ihres Serieneinsatzes, so wird deren Höhe aufgrund zyklischer Belastung reduziert, was zu einer Vergrößerung des Niederhalterhubs führt. Dieses Setzverhalten von Elastomerdruckfedern muss bei deren Auslegung im Konstruktionsprozess berücksichtigt werden. Die Herstellerangaben für ein solches Setzverhalten sind oftmals

unzureichend genau und nicht auf spezifische Belastungssituationen anwendbar. Beispielsweise wird das Setzverhalten von Elastomerdruckfedern aus Polyurethan-Kautschuk mit einer ShoreA Härte 90 in einem Bereich von 5 % bis 8 % der ursprünglichen Federhöhe angegeben, welches zu 90 % nach 1.000 Lastwechseln ausgeprägt ist [55]. In diesem Fall wird nicht definiert, ob dieses Setzverhalten abhängig von der Belastung des Elastomerelements ist. Während der Instandhaltung von Serienwerkzeugen nach mehreren Tausend Hüben zeigen stichprobenartige Messungen an Elastomerdruckfedern dieses Typs jedoch eine Setzneigung von nur 1,6 % bis 3,5% (durchschnittlich 2,8 %). Inwieweit das Setzverhalten das Niederhaltersystem bezüglich seiner maximalen Beschleunigung im Rückhub beeinflusst und in der Werkzeugkonstruktion zu berücksichtigen ist, wird in Kapitel 7.3 und 9 betrachtet.

Für eine geeignete Untersuchung des Setzverhaltens unter seriennahen Belastungssituationen wurde ein entsprechendes Versuchswerkzeug konstruiert. Das in Abbildung 67 dargestellte modulare Werkzeug ermöglicht die Erfassung der Elastomerfederhöhe unter Variation der Elastomerelemente sowie Veränderung des Federwegs unter zyklischer Belastung. Auf diese Weise war es möglich, die belastungsspezifische Setzneigung unter seriennahen Belastungen zu erfassen. Zudem konnten die Herstellerangaben validiert bzw. Abweichungen erfasst werden.



**Abbildung 67:** Versuchswerkzeug zur Analyse des Setzverhaltens von Elastomerdruckfedern unter seriennaher Dauerbelastung als a) CAD-Modell sowie b) im gefertigten und montierten Zustand

Der Versuchsplan zur Bestimmung der Setzneigung sowie des Verhaltens unter zyklischer Belastung der Elastomerdruckfedern umfasst die Analyse der in Tabelle 4 dargestellten Elastomerdruckfedern, wobei die in Tabelle 12 dargestellten Parameter im Rahmen der Versuchsreihe variiert wurden. Die Versuche wurden mit jeweils einem konstanten Pressenhub sowie mit einer Hubzahl von 100 Hub/min auf einem Stanzautomaten BSTA 280-88 der Firma *Bruderer AG* durchgeführt [122]. Für die Elastomerfeder KF1 wurden zwei unterschiedliche Federwege untersucht. Dies resultiert aus Herstellerangaben, die eine Reduzierung des Federwegs bei einer Hubzahl von 100 Hub/min empfehlen. Die Reduzierung des Federwegs bei der Untersuchung von KF4 wurde aufgrund von frühzeitigem Versagen der Elastomerfeder vorgenommen, worauf

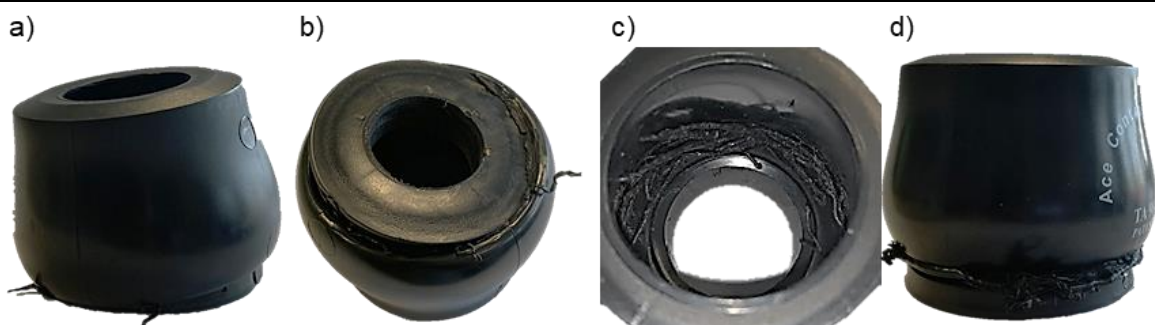


in der Auswertung der Ergebnisse im Folgenden detailliert eingegangen wird. Nach 1.000, 5.000 und 10.000 Hübten wurden die Elastomerfedern zur Messung von deren Höhe entnommen sowie deren Temperatur gemessen. Aufgrund des modularen Aufbaus des Versuchswerkzeugs sowie der offenen Gestaltung des Werkzeugs konnte dieser Vorgang in wenigen Sekunden durchgeführt werden. Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit von ca.  $0,13 \frac{W}{m \cdot K}$  bis  $0,25 \frac{W}{m \cdot K}$  reduzierte sich die Kerntemperatur der Druckfedern nur langsam [58, 123, 124]. Zur Erfassung der Setz- neigung wurde eine Kombination aus Kraft- und Wegmessung verwendet, indem die zeitliche Veränderung des Kraftanstiegs in Relation zur Stößelposition analysiert wurde.

Während der Durchführung der Versuche versagten die Elastomerfedern des Typs KF4. Dies lässt sich auf eine Überschreitung der maximal ertragbaren Last und/oder Hubzahl zurückführen. In Versuchsreihe V5 trat der Ausfall der KF4 bereits nach 200 Hübten auf. Bei reduzierter Einfederung in Versuchsreihe V6 versagte die Feder bereits nach ca. 8000 Hübten. Der genaue Zeitpunkt des Versagens der Feder kann hierbei nicht eindeutig bestimmt werden, da die Feder aufgrund thermischer Zersetzung schleichend versagte. Herstellerseitig sind keine hubzahlabhängigen maximal zulässigen Einfederungen festgelegt, weshalb keine weiteren Versuche zur Analyse des Setzungsverhaltens der KF4 durchgeführt wurden. Das Versagensmuster von KF4 ist in Abbildung 68 dargestellt.

**Tabelle 12:** Versuchsplan zur Analyse des Setz- sowie Temperaturverhaltens der Elastomerfedern unter Dauerbelastung bei Raumtemperatur

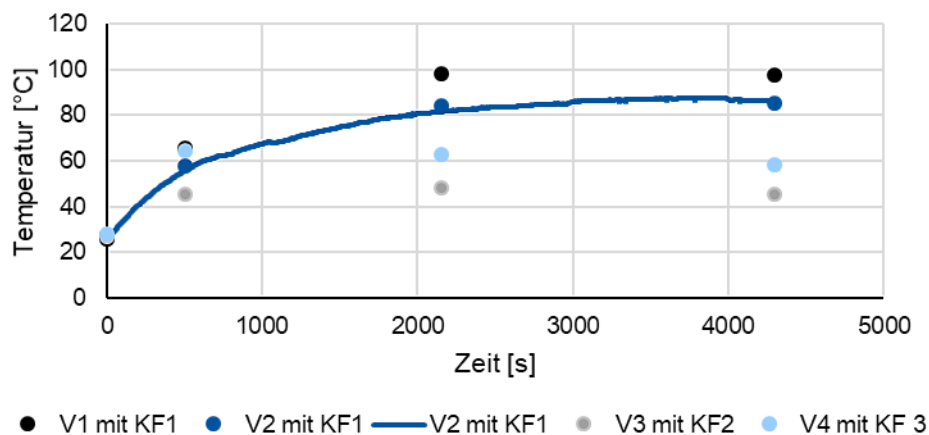
Versuch	Elastomerfeder	Weg [mm]	Hubzahl [Hub/min]	Federweg [mm]	Hübe	Messtechnik
V1	KF1	20	100	25	1.000 +4.000 +5.000 10.000	<b>Kraft:</b> HBM KMR 400, <b>Weg:</b> Micro-Epsilon optoNCDT 1700, <b>Temperatur:</b> Testo 872, OMEGA Typ K SC-GG-KI-30-1M
V2		16				
V3	KF2	3				
V4	KF3	6				
V5	KF4	35		35		
V6		16				



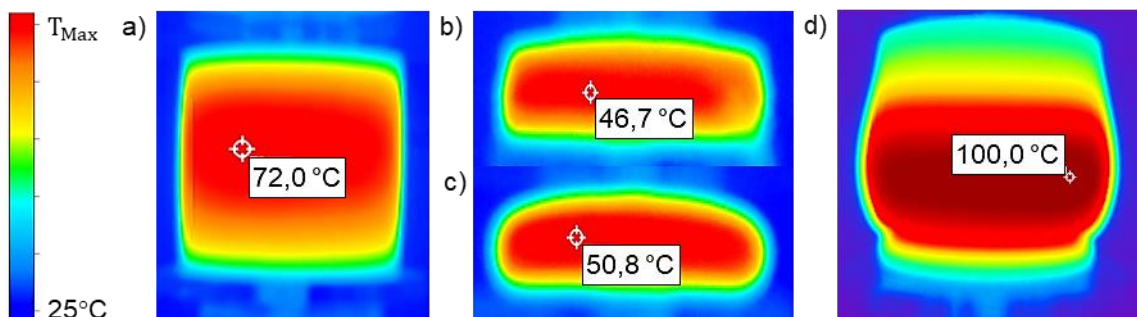
**Abbildung 68:** Versagensverhalten von KF4 nach a) und b) 200 Hübten in V5 sowie c) und d) nach 8.000 Hübten in V6

Die Auswertung der Temperaturverläufe der verbleibenden Versuche wird in Abbildung 69 dargestellt. Hierbei werden die Temperaturen auf der Außenseite dargestellt. Diese unterscheiden sich nicht signifikant von denen der Innenseite, welche aufgrund der Innenführung minimal erhöht sind. Unter Berücksichtigung der Herstellerangaben werden die Betriebsbereiche der Elastomerfedern in der Untersuchung nach Tabelle 12 nicht überschritten. Die Temperaturverteilung der Elastomerfedern ist in Abbildung 70 nach jeweils 1.000 Lastzyklen bei einer Hubzahl von 100 Hub/min dargestellt.

Die Temperaturverläufe zeigen eine Zunahme der Kerntemperaturen der Elastomerfedern. Hierbei wird der Richtwert von 80 °C nach DIN 10069-1 überschritten, was jedoch nach Herstellerangaben kurzzeitig zulässig ist [49, 55]. Da der Werkzeugbetrieb mit Hubzahlen unter 30 Hub/min und nur mit limitierten Lastspielzahlen pro Fertigungsauftrag stattfindet, sind im Serienbetrieb niedrigere Temperaturen zu erwarten. Auf Grundlage der Temperaturverläufe lässt sich ableiten, dass die Analyse des Setzverhaltens in zulässigen Prozessfenstern der Elastomerfedern durchgeführt wurde.



**Abbildung 69:** Temperaturverläufe der Versuche V1 bis V4 nach 10.000 Lastzyklen bei einer Hubzahl von 100 Hub/min

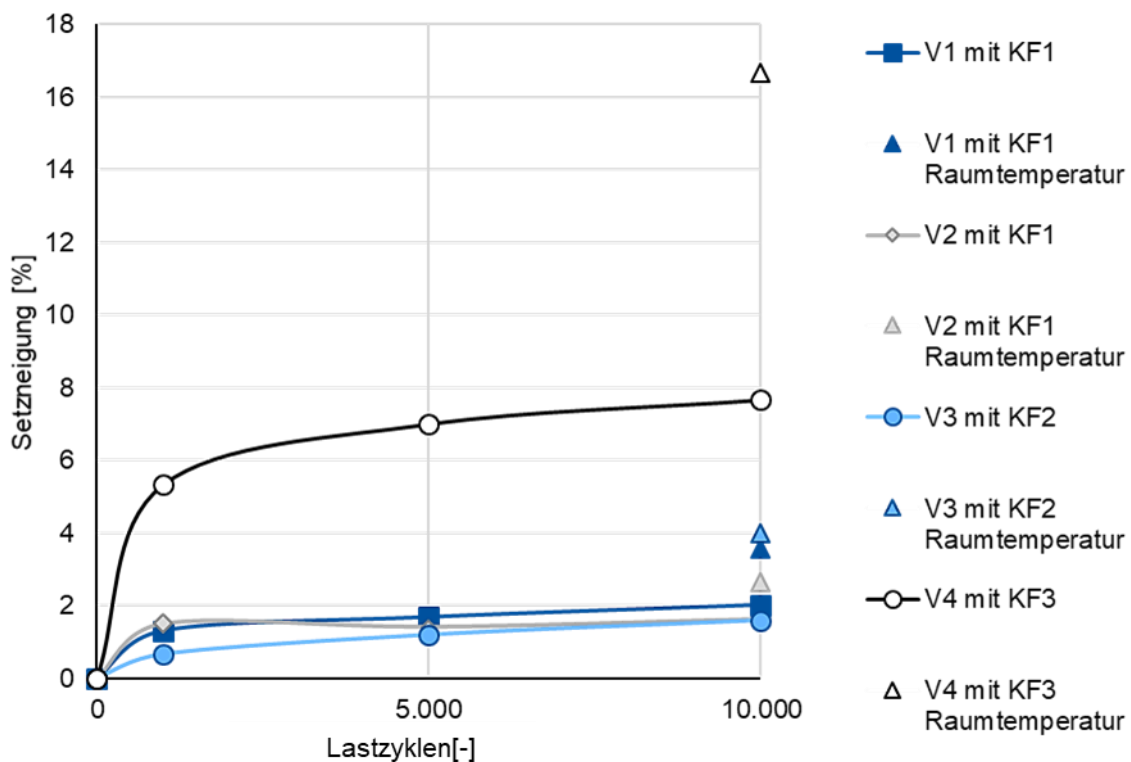


**Abbildung 70:** Maximale Temperatur auf der Außenseite der Federelemente a) KF1 V, b) KF2, c) KF3 und d) KF4 nach 1.000 Lastzyklen bei einer Hubzahl von 100 Hub/min

Das Setzen der Elastomerdruckfedern wurde anhand der manuell gemessenen Setzmaße sowie der Kraft-Weg-Messung untersucht. Die Setzneigung ist in Abbildung 71 in Prozent der Aus-

gangshöhe dargestellt. Der dargestellte Verlauf zeigt, dass bereits nach ca. 1.000 Hüben ein signifikanter Setzeffekt auftritt. Dies bestätigt das vom Hersteller angegebene Verhalten der Elastomerdruckfedern bei zyklischer Belastung. Nach Abkühlung der Elemente auf Raumtemperatur erhöht sich das Setzmaß aufgrund der thermischen Ausdehnung. Diese liegt bei Polyurethan bei ca.  $17 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{K}}$  bis  $19 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{K}}$ , was der Erhöhung des Setzmaßes entspricht [58, 125].

Insgesamt liegt die Setzneigung unterhalb der Herstellerangaben. Im durchgeführten Versuch liegt die maximale Setzneigung der KF1 und KF2 nach Abkühlung unter 3,6 %. Die Herstellerangaben geben sicherheitshalber einen Bereich zwischen 5 % und 8 % an. Die auftretende Abweichung wird auf konservative Herstellerangaben sowie den spezifischen Belastungsfall der Niederhaltermitnahme zurückgeführt, da die auftretenden Niederhalterbeschleunigungen lediglich im Druckschwellbereich ( $R = -\infty$ ) auftreten. Die Untersuchung zeigt zudem, dass auf Grundlage der Abweichungen im Setzverhalten von KF1 unter Variation des Federwegs eine Korrelation zwischen Setzneigung und Federweg abgeleitet werden kann.



**Abbildung 71:** Verlauf der Setzneigung der Versuche V1 bis V4 direkt nach 10.000 Lastzyklen sowie nach Abkühlung der Elastomerfedern auf Raumtemperatur

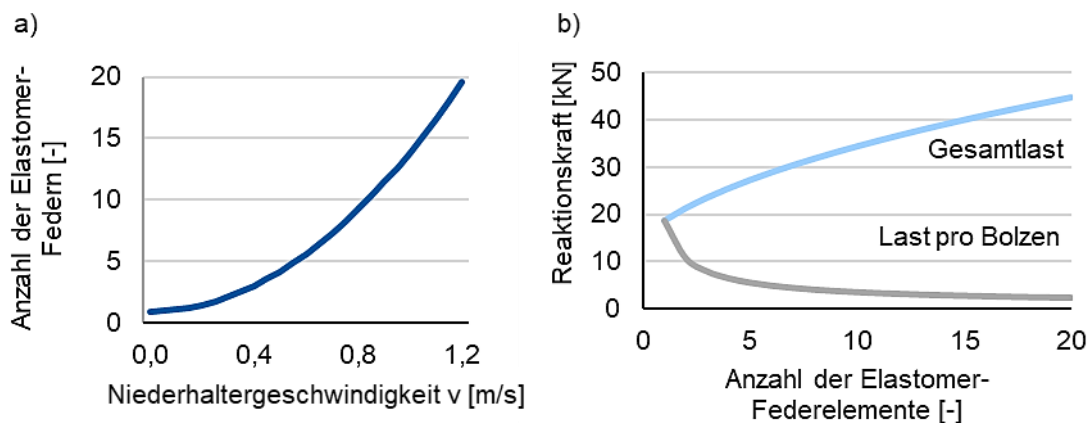
Die mittels des Versuchswerkzeugs bestimmte Setzneigung bestätigen das im Serienbetrieb empirisch ermittelte Setzverhalten von derartigen Elastomerfedern. Die Setzneigung eignet sich folglich für die Simulation des Werkzeugsystems in Kapitel 7.3 und kann für Vorgaben zur Werkzeugkonstruktion in Kapitel 9 herangezogen werden.

Die Werkstoffeigenschaften der eingesetzten Elastomerdruckfedern bestimmen maßgeblich die auftretende Belastung im Niederhalter und dem Werkzeugoberteil bei der Niederhaltermitnahme. Die auftretende Beschleunigung bei der Mitnahme des Niederhalters wird durch die Zeit bzw. Strecke bis zum Erreichen der Oberteilgeschwindigkeit bestimmt. Folglich ermöglicht eine erhöhte Einfederung der Druckfedern eine reduzierte Beschleunigung des Niederhalterkörpers. Ziel der zukünftigen Werkzeugauslegung ist es demnach, die maximale Einfederung der Druckfedern zu bewirken und die Anzahl der eingesetzten Elemente sowie entsprechend die Niederhalterbelastung zu reduzieren.

Bei vereinfachter Betrachtung der Elastomerdruckfeder als ideale Feder kann die Anzahl der mindestens benötigten Elemente unter Berücksichtigung der Herstellerangaben für die maximale Einfederung nach Gleichung (59) beispielsweise über die Energieerhaltung hergeleitet werden.

$$n = \frac{\frac{1}{4}mv_0^2 + mgs_G}{Rs_G^2}, \quad \text{mit } s_G = \frac{1}{2}s_{\max} \quad (59)$$

Folglich wird für eine Erhöhung der Mitnahmegeschwindigkeit des Niederhalters eine erhöhte Anzahl von Elastomerfedern benötigt. Dies wird exemplarisch in Abbildung 72 dargestellt.



**Abbildung 72:** a) Benötigte Anzahl der Federelemente KF4 für eine Niederhaltermasse von 1.000 kg nach Gleichung (59), b) Reaktionskraft der Druckfeder KF1 am Beispiel einer Masse von 5.000 kg und 0,5 m/s, Federkennwerte nach Tabelle 14

Die Auswahl eines geeigneten rheologischen Modells zur Beschreibung des Verhaltens der Elastomerdruckfedern sowie die Bestimmung geeigneter bzw. entsprechender Modellparameter bestimmen signifikant die Güte der Vorhersage der auftretenden Beschleunigung beim Rückhub des Niederhalters. Da die auftretende Beschleunigung sowie die Einfederung durch das gewählte Modell in enger Abhängigkeit stehen, kann die bestmögliche Ausnutzung der maximalen Einfederung erzielt werden. Aufgrund der Tatsache, dass ein Modell die Realität stets nur näherungsweise abbildet, muss zur Absicherung der Modellparameter mit entsprechenden Sicherheitsfaktoren gerechnet werden. Auf diese Weise kann ein Versagen von bereits im Serienbetrieb eingesetzten Werkzeugen aufgrund von Überlastung der Druckfedern im Prozess verhindert werden.

Im Hinblick auf die Bestimmung der mindestens erforderlichen Anzahl von Dämpfungselementen bedingt eine konservative Auslegung eine höhere Anzahl von Elementen, was zu geringeren Einfederungen und gleichzeitig zu einer erhöhten resultierenden Last auf den Bolzen führt. Abbildung 72 zeigt, wie eine Veränderung der Anzahl der Federn, Einfluss auf die resultierende Reaktionskraft nimmt. Führt eine konservative Auslegung der Elastomerfedersteifigkeit somit zu einer erhöhten Anzahl von Elementen, werden diese zwar nicht überlastet, jedoch die Reaktionskraft im Niederhalter und dem Werkzeugoberteil erhöht.

Zur Ermittlung von Modellparametern für rheologische Modelle können in erster Näherung Herstellerangaben herangezogen werden, welche jedoch nur unzureichende Aussagekraft aufweisen [72]. Im Folgenden wird auf statische Herstellerangaben sowie im Vergleich hierzu dynamische aufgenommene Kennwerte eingegangen.

Eine Möglichkeit der Bestimmung von Modellparametern stellen Fallturmversuche dar [126]. Hierbei wird durch den Aufprall einer Fallmasse aus definierter Höhe eine dynamische Belastung der Elastomerdruckfedern realisiert. In einem Prüfstand der Firma *Möller Miner GmbH* wurden Fallturmversuche für die in Tabelle 4 dargestellten Elastomerdruckfedern durchgeführt. Der durchgeführte Versuchsplan ist in Tabelle 13 dargestellt.

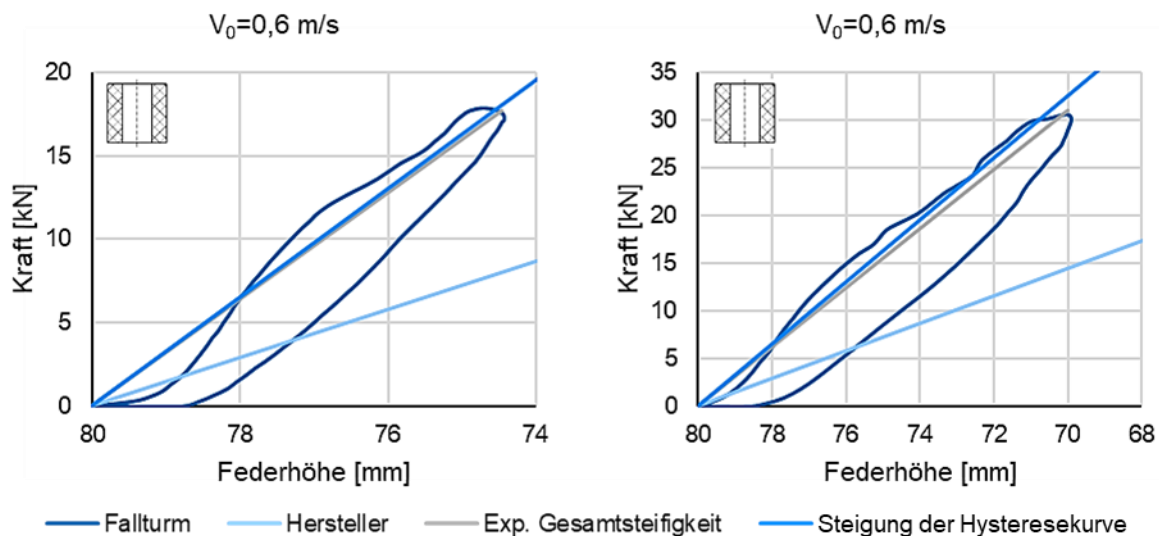
**Tabelle 13:** Versuchsplan zur Analyse des dynamischen Verhaltens von Elastomerdruckfedern mittels eines Fallturmversuchs

Elastomerdruckfedern nach Tabelle 4	Fallmasse [kg]	Fallhöhe [mm]	Geschwindigkeit [m/s]	Messgrößen
KF1 KF2 KF3	197	30	0,77	Kraftverlauf über die Zeit [kN]
	127	45	0,94	
	77	75	1,21	
	197	88	1,31	
	52	125	1,57	Federweg über die [mm]
	137	137	1,64	
	97	192	1,94	
	77	255	2,24	

Abbildung 73 zeigt exemplarisch die Gegenüberstellung von zwei aufgenommenen Hystereseschleifen einer KF1 Elastomerdruckfeder. Es wird deutlich, dass ein viskoelastisches Materialverhalten vorliegt, welches stark belastungs- bzw. geschwindigkeitsabhängig ist. Eine Linearisierung der linken Hysteresenseite würde die Ableitung einer Federrate für eine Belastung entlang Verlaufs erlauben. Des Weiteren bietet auch die Bestimmung einer experimentellen Gesamtsteifigkeit durch den Scheitelpunkt der Hystereseschleife die Möglichkeit, einen Steifigkeitskennwert ableiten zu können. Diese beiden Steifigkeitswerte sind jedoch signifikant von der auftretenden Belastungssituation abhängig und es ist nicht sichergestellt, dass diese Situation einer dynamischen Belastung der Federn im Werkzeug entspricht.

In Tabelle 14 sind die Herstellerangaben, die Versuchsergebnisse sowie linearisierte Hysteresekennwerte gegenübergestellt. Folglich stellt die Auswertung solcher Fallturmversuche keine geeignete Methode zur Erfassung prozessrelevanter Modellparameter dar, entspricht doch die Versuchsbelastung nicht der Belastung aus dem Serieneinsatz von Großwerkzeugen.

Aufgrund der abweichenden dynamischen und statischen Parameter, welche signifikant von ihrem Bestimmungsverfahren abhängen, erscheinen die vorgestellten Ansätze zur Auslegung der Elastomerdruckfedersysteme nicht geeignet. Das nichtlineare, belastungsspezifische Verhalten der Elastomerelemente muss demnach mit anderen Messmethoden bestimmt werden.



**Abbildung 73:** Hystereseschleifen der Fallturmversuche der KF1 Druckfeder verglichen mit Herstellerangaben

**Tabelle 14:** Steifigkeiten der Elastomerdruckfedern auf Basis von Herstellerangaben, Fallturmversuchen sowie linearisierten Steigungen der Hystereseschleifen [55, 58]

Steifigkeit nach	KF1 [N/mm]	KF2 [N/mm]	KF3 [N/mm]
Hersteller	1440	5200	---
Fallturm Mittelwert	3162	4988	3253
Linearisierte Steigung	3250 $\pm$ 30 %	5500 $\pm$ 30 %	2200 $\pm$ 30 %

#### 4.5 Fazit zur Reduzierung der dynamischen Niederhalterbelastung

Anhand der für die Niederhalterbeschleunigung relevanten Werkzeugkomponenten konnte in Kapitel 4.1 bis 4.4 aufgezeigt werden, wie eine belastungsreduzierte und -gerechte Konstruktion von Folgewerkzeugen durchzuführen ist. Hierbei kann auf Grundlage von reduzierten bewegten Massen, nach Kapitel 4.1, die Reaktionskraft innerhalb der Werkzeugstruktur gesenkt werden. Konstruktionsstandards, welche auf Grundlage der Topologieoptimierung abgeleitet wurden, konnten Massenreduktionen des Niederhalters von mehr als 20 % realisieren. Durch reduzierte Kerbwirkungen im Werkzeugoberteil erhöht sich nach Kapitel 4.2 zudem die mögliche maximale Belastung der Oberteilstrukturen. Durch eine Anpassung von Verrippungen im Werkzeug-

oberteil kann ohne signifikante Mehrkosten eine Verbesserung der Werkzeugsteifigkeit erreicht werden. Ein Versagen der gewindeseitigen Niederhalteraufhängung wird nach Kapitel 4.3 ausgeschlossen, solange die experimentell ermittelten Kennwerte der Maximalbelastungen nicht überschritten.

Des Weiteren beeinflusst die Auslegung und damit die Anzahl der benötigten Elastomerdruckfedern unter Berücksichtigung des Materialverhaltens signifikant die auftretenden Niederhalterbeschleunigungen und somit die entsprechenden Reaktionskräfte im Serienbetrieb. Abschließend sind nach Kapitel 4.4 Herstellerangaben sowie die messtechnische Erfassung von Hystereseschleifen für eine hinreichende Auslegung von Elastomerdruckfedern der Niederhalterdämpfung nicht geeignet. Zur Bestimmung und Parametrisierung möglicher rheologischer Modelle, welche die dynamische Belastung innerhalb einer Folgeoperation abbilden, sind realitäts- und seriennahe Betriebsdaten zur Bestimmung von möglichst präzisen Modellparametern notwendig. Hieraus können prozessspezifische Belastungssituationen sowie Parameter abgeleitet werden, welche sich auf die in Folgeoperationen auftretenden Belastungen beziehen. Dies ermöglicht eine prozessnahe Validierung der Modelle sowie eine Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit von im Serienbetrieb zu erwartenden Prozessgrößen. Im folgenden Kapitel 5 wird die Bestimmung von Modellen und spezifischen Parametern für Elastomerdruckfedern auf Basis von gemessenen Daten zum Verhalten von Elastomerdruckfedern in einem Versuchswerkzeug detailliert beschrieben.

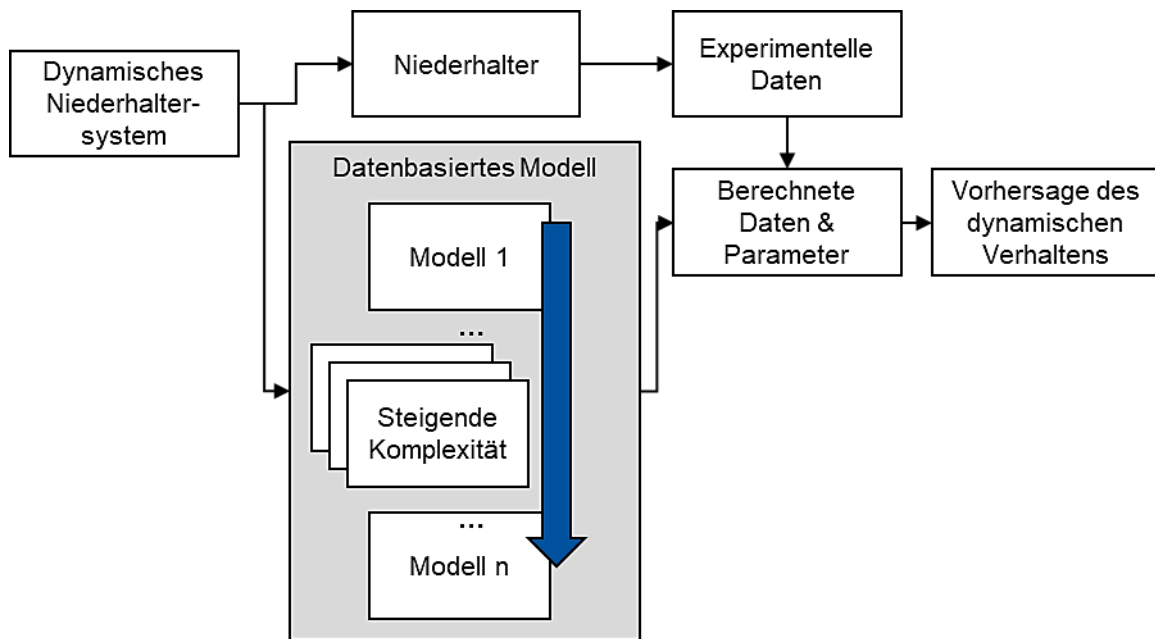
## 5 Auswahl und Parametrisierung von Modellen für Feder-Dämpfer-Systeme

Für die Modellierung nichtlinearer mechanischer Eigenschaften von Elastomerdruckfedern stehen heute komplexe Materialmodelle zur Verfügung, um deren dynamisches Verhalten abzubilden. Durch solche Modelle können Betriebsbereiche beschrieben werden, die weitaus größer sind, als dies bei der Beschleunigung des Niederhalters unter Realbedingungen der Fall ist. Die Berechnung der dynamischen Niederhalterbeschleunigung auf Basis verallgemeinerter Modelle resultiert in einer unzureichenden Abbildung des Niederhalterverhaltens. Zudem ist die Anwendung komplexer Materialmodelle in der Auslegung von Werkzeugkomponenten nur mit erhöhtem Aufwand möglich.

Im Folgenden wird die entwickelte Vorgehensweise zur Auswahl anwendungsspezifischer rheologischer Modelle und deren Modellparametern für Elastomerelemente auf der Grundlage von Prozessdaten aus einem Versuchswerkzeug, mit welchem die betrachteten Anwendungsfälle realitätsnah abgebildet werden können, beschrieben. Durch einen prozessdatengestützten Modellierungsansatz kann das dynamische Verhalten des Niederhalters auf der Grundlage realer Daten zur Beschleunigung von Niederhaltern bei gleichzeitig abnehmender Modellkomplexität präzise abgeschätzt werden. Aufgrund der spezifischen Betriebs- und Konstruktionsparameter, wie Anzahl und Art der Elastomerdruckfedern, war es notwendig, eine umfangreiche prozessbasierte Datenbasis zu erzeugen. Mithilfe eines vereinfachten prozessdatenbasierten Materialmodells ist zudem dessen anwendungsorientierte Umsetzung in der Werkzeugkonstruktion zur belastungsgerechten Auslegung möglich. Aus diesem Grund konzentriert sich der entwickelte Ansatz auf die Auswertung von prozessbasierten Kenngrößen, die aus reale gemessenen Niederhalterprozessdaten abgeleitet werden. Abbildung 74 zeigt den datenbasierten Ansatz zur Abschätzung von Elastomermodellparametern unter Verwendung eines experimentellen Niederhalterwerkzeugs. Der prozessdatengestützte Ansatz vergleicht Modelle mit zunehmender Komplexität mit dem realen Niederhaltersystem, bis das spezifische Verhalten möglichst präzise abgebildet wird. Durch Vorgabe von Standardmodellen kann auf Grundlage einer sogenannten grey-box-Modellierung ein Modell mit entsprechender Parametrisierung gefunden werden, welches eine handhabbare Modellreduktion mit sich bringt. [127, 128]

In den folgenden Unterkapiteln werden die Prozessdatenerfassung mittels eines Versuchswerkzeuges sowie die Bestimmung von rheologischen Modellen mit entsprechenden Parametern zur Abbildung des dynamischen Elastomerdruckfederverhaltens beschrieben.



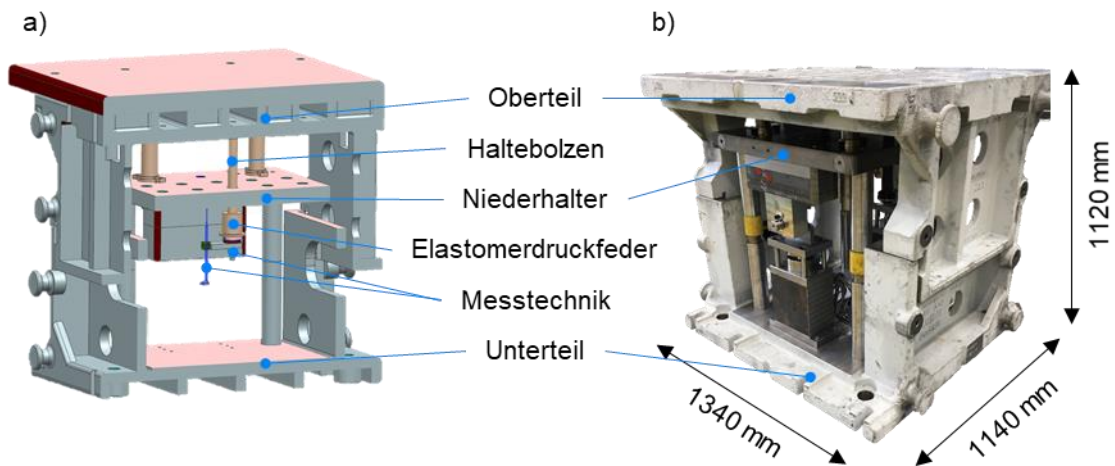


**Abbildung 74:** Datenbasierter Modellierungsansatz zur Parameterschätzung von dynamischen Niederhaltersystemen

## 5.1 Konstruktiver Aufbau des Versuchswerkzeugs

Das verwendete Versuchswerkzeug diente im Rahmen dieser Arbeit zur Analyse des dynamischen Verhaltens von Aufwärtsbewegungen des Niederhalters. Das Untersuchungsziel stellte die Erfassung und Analyse von Bewegungsdaten im Hinblick auf die Beschleunigung des Niederhalters im Versuchswerkzeug dar. Die Abwärtsbewegungen des Niederhalters, welche zwar einen zusätzlichen Stoß im Werkzeug verursachen, wurde jedoch nicht als kritische Belastung eingestuft und daher nicht im Rahmen dieser Arbeit behandelt. Der modulare Aufbau des Versuchswerkzeugs wurde für den Betrieb sowohl auf XL-Tryout- als auch auf XL-Servopressen ausgelegt, um die Produktionsbedingungen möglichst seriennah abbilden zu können. Der Versuchsaufbau ermöglichte die Einstellung unterschiedlicher Betriebsparameter. Im Versuchswerkzeug war eine Kopplung des Niederhalters an das Oberluftkissen nicht vorgesehen, da somit das Federsystem des Niederhalters isoliert betrachtet werden konnte. Das Versuchswerkzeug ist in Abbildung 75 dargestellt.

Zur Messdatenerfassung wurden kabellose und kabelgebundene Sensoren in die Werkzeugstruktur integriert. In Tabelle 15 sind die verwendeten Sensoren mit den zugehörigen Messgrößen aufgelistet. Mit den integrierten Sensoren können die absolute und die relative Niederhalterposition und -geschwindigkeit, die Beschleunigung, die Haltebolzenreaktionskraft sowie die Reaktionskraft beim Aufsetzen des Niederhalters im Einzel- und Dauerhub gemessen werden.



**Abbildung 75:** Aufbau des Versuchswerkzeugs als a) vereinfachtes CAD-Modell und b) Realwerkzeug

**Tabelle 15:** Vorhandene Messtechnik im Versuchswerkzeug zur Analyse der Bewegung und Kräfte am Niederhalter sowie den Elastomerdruckfedern

Messtechnik/Messgrößen	Sensoren
Position & -geschwindigkeit	Seilzug: <i>ASM WS17KT-2000</i>
Niederhalterbeschleunigung	Beschleunigungssensor: <i>HBM B12/200, Bosch XDK 110</i>
Dämpfungsweg	Wegaufnehmer: <i>HBM WA/50MM-T</i>
Haltebolzenreaktionskraft	Kraftmessring: <i>HBM KMR/400KN</i>
Sicherungsbolzenstoß	Drucklastwägezelle: <i>HBM C2/20T</i>
Temperatur	Thermoelement: <i>Omega Typ K</i>

Durch den modularen Aufbau des Versuchswerkzeugs war es möglich, verschiedene Betriebsparameter und einzelne Werkzeugkomponenten auszutauschen. Im gerüsteten Zustand in der Presse konnten die in Tabelle 16 dargestellten Anpassungen am Versuchswerkzeug vorgenommen werden. Die im Rahmen dieser Arbeit relevanten Betriebspunkte und Werkzeugeinstellungen werden im folgenden Kapitel detailliert beschrieben.

**Tabelle 16:** Variation der Betriebsparameter des Versuchswerkzeugs

Variation	Bereich
Niederhaltermasse	Drei Stufen: 328 kg – 432,5 kg – 543,2 kg
Auftreffgeschwindigkeit	Stufenlos (Abhängig von der verwendeten Presse)
Niederhalterhub	0 mm bis 175 mm (Abhängig von Elastomerdruckfeder)
Anzahl der Federelemente	1 bis 17
Position der Federelemente	3 x 5 Raster mit 150 mm Abstand mit zwei zusätzlichen Positionen
Typ der Federelemente	Beliebig – Tabelle 4
Zusatz	Analyse von VDI-Steckbolzen [48] möglich

## 5.2 Versuchsplanung und -durchführung

Mit dem Versuchswerkzeug wurden die in Tabelle 17 aufgeführten Versuche durchgeführt und hierbei die entsprechenden Prozessparameter durch die in Tabelle 15 genannte Messtechnik auf-

genommen. Unter Variation der Masse des Niederhalters und der Geschwindigkeit des Pressenstößels konnten somit für verschiedene Elastomerdruckfedern dynamische Kennlinien erfasst werden. Beim Einsatz von relativ flachen Elastomerfedern in V2 und V3 wurden zwei Federelemente parallel eingesetzt, um ein größeres Prozessfenster abdecken zu können. Für jeden spezifischen Betriebspunkt des Versuchswerkzeugs wurden drei Hübe durchgeführt, um eine statistische Absicherung zu gewährleisten.

**Tabelle 17:** Versuchsplan zur Analyse der Niederhalterschwingung unter Verwendung der Elastomerdruckfedern aus Tabelle 4

Versuch	Elastomerfeder	Anzahl (par.)	Position im Niederhalter	Masse [kg]	Hubzahl [Hub/min]	Niederhalterhub [mm]
V1	Kunststofffeder	1	Mittig	328 432,5 543,2	10 12 14 16 18	80
V2	Dämpfungsscheibe	2	Symmetrisch (links - rechts)			145
V3	Tubus-Niederhalterdämpfer	2	Symmetrisch (links - rechts)			145
V4	Tubus-Strukturdämpfer	1	Mittig			80

Die Versuche wurden auf einer XL-Servopresse der Firma *Schuler AG* Typ SSL4-2500 durchgeführt [26]. Bei den im experimentellen Versuch gemessenen Größen handelte es sich überwiegend um ein analoges Messgliedersignal. Während der Messung wurden diese wert- und zeitkontinuierlichen Signale in wert- und zeitdiskrete Signale transformiert. Dabei wurde das momentane Eingangssignal für die Dauer der Abtastung  $T_s$ , die sich aus der Abtastfrequenz nach Gleichung (60) ergab, festgehalten und dadurch zeitlich diskretisiert und quantisiert [129].

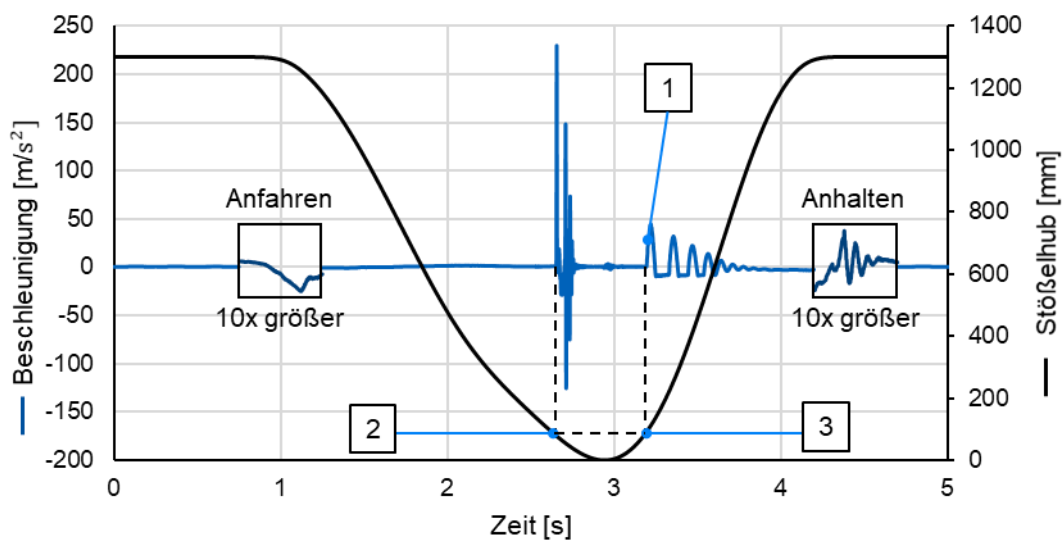
$$T_s = \frac{1}{f_s} \quad (60)$$

Für die Messungen während der Versuche mit dem Versuchswerkzeug wurde eine Abtastrate von 1.200 Hz gewählt. Da die charakteristische Niederhalterschwingung im Allgemeinen in einer Frequenz von unter 100 Hz auftritt, reichte diese Abtastrate in Anlehnung an DIN EN 60068-2-6 aus [130].

Neben der im Versuchswerkzeug eingesetzten Messtechnik wurde zudem auf die Messtechnik in der Umformpresse zurückgegriffen. Die für diese Untersuchung relevanten Messdaten aus dem Pressensystem umfassten hierbei Spannung [V], Drehmoment [Nm], Winkelmaß [°], Stößelposition [mm], Pleuelkraft [kN] sowie Tisch- und Stößelbeschleunigung [ $\text{m/s}^2$ ]. Im folgenden Unterkapitel wird auf die damit bestimmten Versuchsergebnisse eingegangen.

### 5.3 Versuchsergebnisse

Im Folgenden werden exemplarisch die Ergebnisse aus den Versuchen mit der Elastomerdruckfeder KF1 dargestellt. Die in diesem Kapitel erläuterten Untersuchungen und korrespondierenden Ergebnisse lassen sich auf alle Elastomerdruckfedern aus Tabelle 4 übertragen. Die erhobenen Messdaten erforderten zur Analyse bezüglich der charakteristischen Niederhalterschwingung eine entsprechende Aufarbeitung. Hierbei mussten die relevanten Bereiche der Messdaten bestimmt und gefiltert werden. In der Abbildung 76 ist ein gemessener Hub aus dem Versuchswerkzeug mit der Niederhaltermasse 328 kg bei einer Hubzahl von 18 Hub/min exemplarisch abgebildet. Dort lassen sich die vier wesentlichen Phasen der Stößel- und Niederhalterbewegung erkennen. Dabei beginnt jeder Hubzyklus mit dem Start der Abwärtsbewegung des Stößels aus dem oberen Totpunkt (OT). Dadurch kommt es zur leichten Anregung des Niederhalters in der Presse. Vor dem unteren Totpunkt (UT), beim Überschreiten des Niederhalterhubs, setzt der Niederhalter auf das Werkzeugunterteil auf. Aufgrund der sehr hohen Komponentensteifigkeiten treten dabei besonders starke Niederhalterschwingungen aufgrund des stoßartigen Aufsetzens auf. Nach Durchfahren des UT wird der Niederhalter bei dessen Niederhalterhub durch die mit dem Werkzeugoberenteil verbundenen Haltebolzen beschleunigt. Im OT wird schließlich der Pressenstößel angehalten, wodurch es wiederholt zu kleinen Oszillationen am Ende des Hubzyklus kommt.

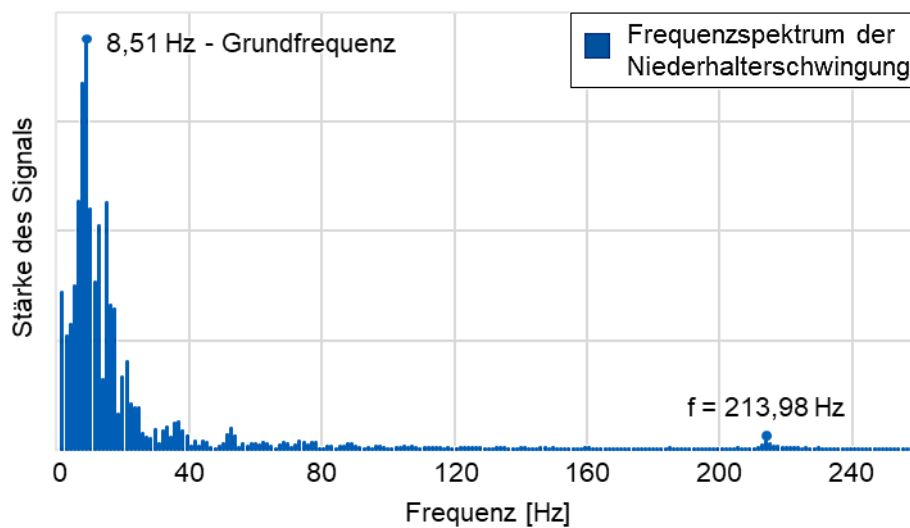


1: Niederhalterschwingung, 2: Aufsetzen auf Unterteil, 3: Abheben vom Unterteil

**Abbildung 76:** Niederhalterschwingung während eines vollständigen Hubes bei 18 Hub/min unter Einsatz der Druckfeder KF1 mit einer Niederhaltermasse von 328 kg

Der dargestellte Schwingungsverlauf im Rückhub lässt erkennen, dass die eigentliche Niederhalterschwingung von weiteren, hochfrequenten Schwingungen überlagert wurde. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit der Messdatenaufbereitung mittels geeigneter Filter. Für die folgende

Parametrisierung geeigneter Modelle wurden zunächst die Anforderungen an die Qualität der Messsignale zusammengestellt. Daher war es notwendig, die Niederhalterschwingung genauer zu analysieren und dabei mögliche Störsignale zu identifizieren und gegebenenfalls herauszufiltern. Das Beschleunigungssignal des Niederhalters war mit einer Schwingung höherer Frequenz überlagert. Das Messsignal enthält somit mehrere Frequenzkomponenten neben der eigentlichen Grundfrequenz der Niederhalterschwingung. Anhand der Darstellung des Messsignals im Frequenzbereich konnten Hauptfrequenzen identifiziert werden. Dazu wurde eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) des Signals durchgeführt und seine Frequenzkomponenten in der Abbildung 77 dargestellt.

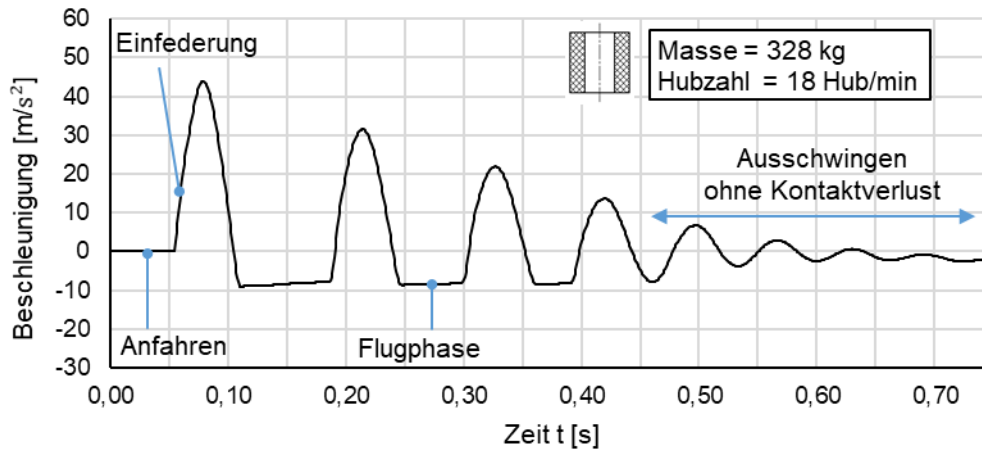


**Abbildung 77:** FFT-Analyse einer exemplarischen Niederhalterschwingung bei 18 Hub/min unter Einsatz der Druckfeder KF1 mit einer Niederhaltermasse 328 kg

Die FFT-Analyse zeigt, dass die Niederhalterschwingung in ihrer Grundfrequenz unter 20 Hz schwingt. Die überlagerten Störschwingungen werden in der FFT-Analyse einem Frequenzbereich oberhalb von 200 Hz zugeordnet. Die Störfrequenzen resultieren vornehmlich aus der Umformpresse sowie umgebenden Schwingungen von Produktionsanlagen. Nachdem die Frequenzen des Signals untersucht wurde, wurde ein Bandpassfilter durch die Festlegung eines Frequenzdurchlassbereichs angewendet. Abbildung 78 zeigt als Beispiel einen entsprechenden Ausschnitt der Niederhalterschwingung im Rückhub in einem Zeitfenster von 0,7 s. In diesem Zeitbereich klingt die Niederhalterschwingung annähernd vollständig ab, was einen hochdynamischen Charakter der Niederhalterschwingung darstellt.

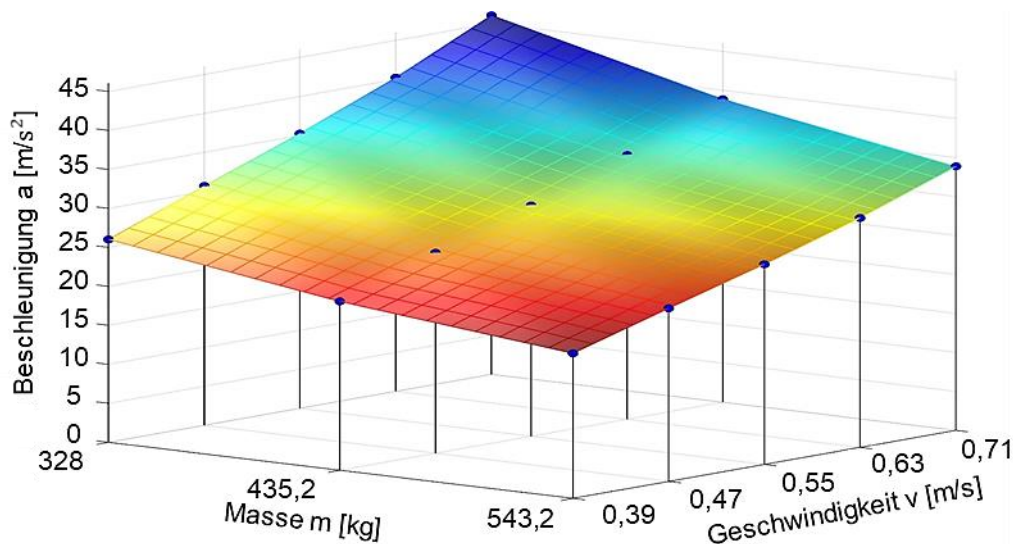
Der Plateaubereich zwischen ca. 0,12 s und 0,18 s im abgebildeten Beschleunigungssignal entspricht der Flugphase des Niederhalters. Da der Niederhalter mit der Elastomerefeder nicht verbunden ist, wird er im Rückhub derart beschleunigt, dass dieser sich für ein bestimmtes Zeitintervall unter der Wirkung der Erdbeschleunigung, d. h. im freien Fall befindet. Danach fällt der

Niederhalter auf die Elastomerfeder und beginnt, weiter auf dieser zu schwingen. Die Ausprägung dieser Art von Flugphase ist abhängig von der auftretenden Belastungssituation, die beispielweise durch die Rückhubgeschwindigkeit und die Niederhaltermasse gegeben ist. Dies bedeutet, dass je nach Niederhalterschwingung können keine oder auch mehrere solcher Flugphasen auftreten.



**Abbildung 78:** Charakteristische Niederhalterschwingung des Versuchswerkzeugs mit der Druckfeder KF1, gefiltert mit Bandpassfilter (6 – 14 Hz, Ordnung 10)

Werden die maximalen Beschleunigungswerte der aufgenommenen Verläufe analysiert, ergibt die Gesamtheit der analysierten Betriebspunkte eine Fläche für die Elastomerdruckfeder KF1, wie in Abbildung 79 dargestellt. Hierdurch wird der Betriebsbereich des Versuchsniederhalters für die eingesetzte Elastomerdruckfeder abgebildet.



**Abbildung 79:** Betriebspunkte des Versuchsniederhalters mit der Elastomerdruckfeder KF1 im Zusammenhang mit Niederhaltermasse und Rückhubgeschwindigkeit

Die Analyse der Beschleunigungsverläufe wurde für alle durchgeführten Versuche jeweils für die Zeitphase der Niederhaltermitnahme durchgeführt. Hierbei wurden die Messdaten gefiltert

und aus der Messreihe getrennt. Die Auswertung der Daten umfasste zudem die Überprüfung der Messdaten auf den Arbeitsbereich, welcher durch Herstellerangaben abgesichert ist, wobei Grenzen für die maximale Hubzahl und Einfederung zu beachten sind. Die Messdaten wurden daraufhin zur Analyse der Werkstoffeigenschaften in Form eines prozessdatenbasierten Optimierungsverfahrens eingesetzt. Dieses wird im Folgenden beschrieben.

## 5.4 Rheologische Modelle zur Beschreibung von Niederhalterschwingungen

In den nachfolgenden Abschnitten wird beschrieben, wie die Ergebnisse aus dem Versuchswerkzeug mit der Elastomerdruckfeder KF1 herangezogen und für Parameterschätzungen verwendet werden. Modelle und Vorgehensweisen wurden auf alle Elastomerdruckfedern aus Tabelle 3 übertragen. Auf spezifische Ergebnisse der unterschiedlichen Federelemente wird detailliert in der Auslegungsvorschrift für Folgeoperationen in Kapitel 9 eingegangen. Nachfolgend werden untersuchte rheologische Modelle, die verwendete Programmierumgebung und die Vorgehensweise der Modellparametrisierung beschrieben. Schließlich wird eine Bewertung der Modellierungs- und Parametrisierungsergebnisse durchgeführt und deren Gültigkeitsbereich eingeordnet.

### 5.4.1 Vorgehensweise zur Parameterschätzung

Die *Parameter Estimation Toolbox* (PE-Toolbox) ist eine Funktion des *Simulink Design Optimization* Softwarepakets von *MATLAB* [131]. Dabei handelt es sich um eine Optimierungssoftware in der *Simulink*-Umgebung. Sie ermöglicht auf Basis der vorhandenen Versuchsdaten, die Parameter und/oder Anfangswerte des zugrunde gelegten *Simulink*-Modells abzuschätzen. Die *Parameter Estimation Funktion* behandelt jedes angelegte *Parameter Estimation Projekt* als ein Optimierungsproblem. Ein *Parameter Estimation Projekt* besteht demnach aus den folgenden Eingabedaten:

- $x$  – *Design variables*  
zu schätzende Parameter und Anfangswerte
- $F(x)$  – *Objective function (Cost function or Estimation error)*  
Fehlerfunktion zur Berechnung der Abweichung zwischen Simulation und Messung
- $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$  – *Bounds*  
untere und obere Grenzen der Parameterwerte (optional)
- $C(x)$  – *Constraint function*  
Funktion zur Definition der Restriktionen für die Parameter

Die *Parameter Estimation Funktion* passt die Werte der Modellparameter so lange an, bis die Fehlerfunktion und weitere Parameterbedingungen ihren definierten Geltungsbereich erreichen. Dazu wird die Fehlerfunktion, die die Differenz zwischen den Versuchsdaten  $y_{\text{ref}}$  und dem Simulationsergebnis der Schwingung  $y_{\text{sim}}$  berechnet, vom *Parameter Estimation Algorithmus* mi-

nimiert. Die Fehlerfunktion ist in ihrer Grundform in Gleichung (61) als Residuenfunktion dargestellt.

$$e(t) = y_{\text{ref}}(t) - y_{\text{sim}}(t) \quad (61)$$

Die *Simulink Design Optimization* Umgebung verwendet jedoch die Summe der Fehlerquadrate aus Gleichung (62) als Standardmethode.

$$F(x) = \sum_{t \in N} e(t) \times e(t) \quad (62)$$

Zur Minimierung dieser Fehlerfunktion wird im Regelfall die nichtlineare Methode kleinster Fehlerquadrate eingesetzt. Welche Methoden im Detail zur Optimierung der Modellparameter angewendet werden, hängt maßgebend vom Typ des Optimierungsproblems ab [132]. Zur Validierung der Ergebnisse wird vom *Parameter Estimation Programm* der berechnete Residuenvektor herangezogen. Dieser gibt die Abweichung zwischen den Daten aus Messung  $y_{\text{ref}}(t)$  und Simulation  $y_{\text{sim}}(t)$  zu jedem Zeitpunkt  $t$  an und wird nach Gleichung (63) berechnet.

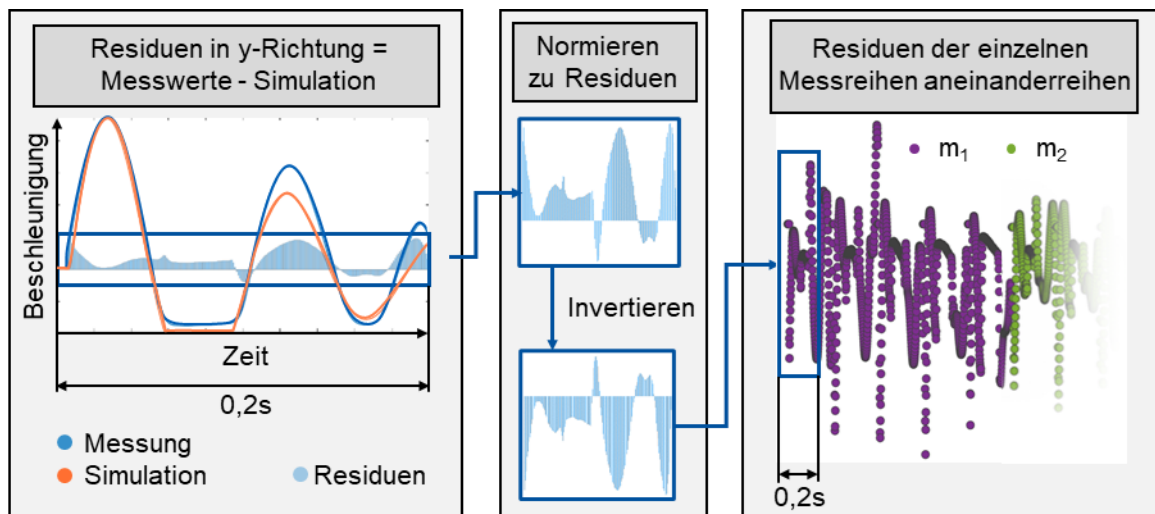
$$\text{Residuum}(t) = \frac{y_{\text{sim}}(t) - y_{\text{ref}}(t)}{\max |y_{\text{ref}}|} \quad (63)$$

Auf Grundlage der *Parameter Estimation* wurden unterschiedliche Lösungsansätze zur Parameterfindung in Frage kommender rheologische Modelle herangezogen. Im Folgenden werden rheologische Modelle detailliert beschrieben, untersucht und miteinander verglichen. Das Programmiersystem *Matlab Simulink* wurde hierbei als Simulationsumgebung zur Berechnung der Bewegungsgleichungen verwendet. Die in der *Simulink*-Umgebung eingesetzte *Parameter Estimation Toolbox* nähert die bestmöglichen Parameter an das jeweilige Modell an. Im Folgenden wurde zur Modelldiagnose in einem ersten Schritt die Residualanalyse herangezogen. Abbildung 80 zeigt, wie die Verläufe der Residuen zur Beurteilung der Modellqualität bestimmt wurden. Daraufhin wurden in einem weiteren Schritt die Verläufe und die Annäherung des ersten Hochpunkts der Niederhalterschwingung betrachtet.

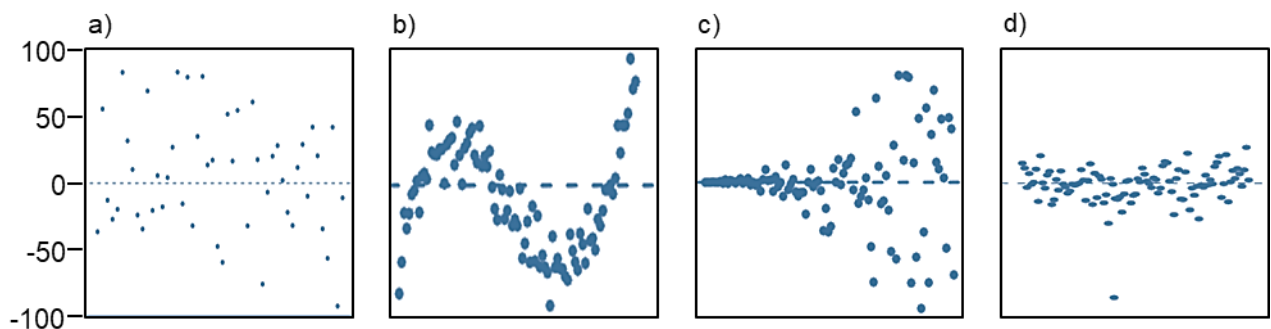
Bei Regressionen ist eine Verletzung der Modellannahme anhand der Angabe der spezifischen Streuwerte zu erkennen. Graphen der Residuen zeigen solche Effekte auf und sind deshalb geeignet, komplexe Regressionen zu bewerten. Ob die Annahmen der Modellbildung wahr sind, zeigt eine unabhängige und identische Fehlerverteilung um den Mittelwert 0. Abbildung 81 a) stellt die ideale Verteilung der Fehlerwerte bei richtiger Modellannahme exemplarisch dar. Weist die Verteilung der Residuen jedoch ein strukturelles Verhalten um einen Mittelwert auf, ist davon auszugehen, dass das Modell auf falschen Annahmen beruht oder starke Störgrößen die Messungen beeinflusst haben.



Bei falscher Annahme von Modelleigenschaften treten in der Regel drei Strukturen der Fehlerverteilung auf. Hierbei wird zwischen einer komplexen Struktur, einer Heteroskedastizität und Ausreißern unterschieden. Abbildung 81 b) bis d) zeigt exemplarische Verläufe der Residuen bei falscher Modellannahme oder fehlerhaften Messdaten. [133]



**Abbildung 80:** Bestimmung von Residualverläufen anhand der Abweichung zwischen Simulation und Messdaten



**Abbildung 81:** Beispiel für richtige Modellannahmen durch a) ideale Fehlerwertverteilung im Parameterraum sowie fehlerhafte Annahmen gekennzeichnet durch b) komplexe Struktur, c) Heteroskedastizität, d) Ausreißer nach [133]

#### 5.4.2 Untersuchte rheologische Modelle

Zur Modellierung der Elastomerelemente wurden die in Tabelle 18 aufgeführten rheologischen Modelle herangezogen und bezüglich ihrer prinzipiellen Brauchbarkeit zur Beantwortung der Forschungsfrage dieser Arbeit bewertet. Das Kelvin-Voigt-Modell stellt hierbei das einfachste Modell eines gedämpften Massenschwingers dar. Das Zener-Modell bildet das Standardmodell für die Modellierung von Elastomeren und Gummi. Das Cunaat-Modell erweitert das Zener-Modell um ein zusätzlich überlagertes Zener-Modell. Genauso stellt das Zener-Hooke-Modell eine Erweiterung des Zener-Modells dar. Die Erweiterungen des Zener-Modells ermöglichen eine Anpassung der rheologischen Eigenschaften an ein bestimmtes Belastungsverhalten.

**Tabelle 18:** Rheologische Modelle zur Annäherung des dynamischen Elastomerfederungsverhaltens im Niederhaltersystem

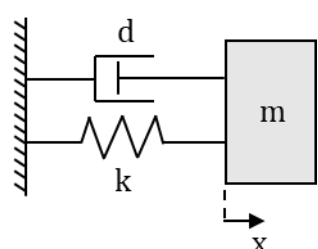
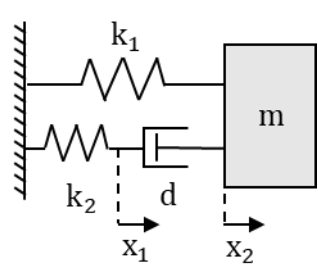
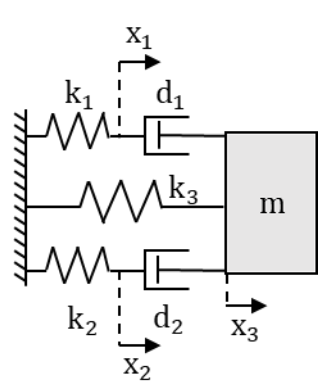
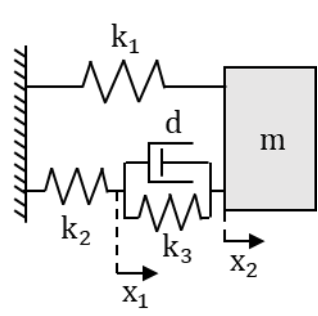
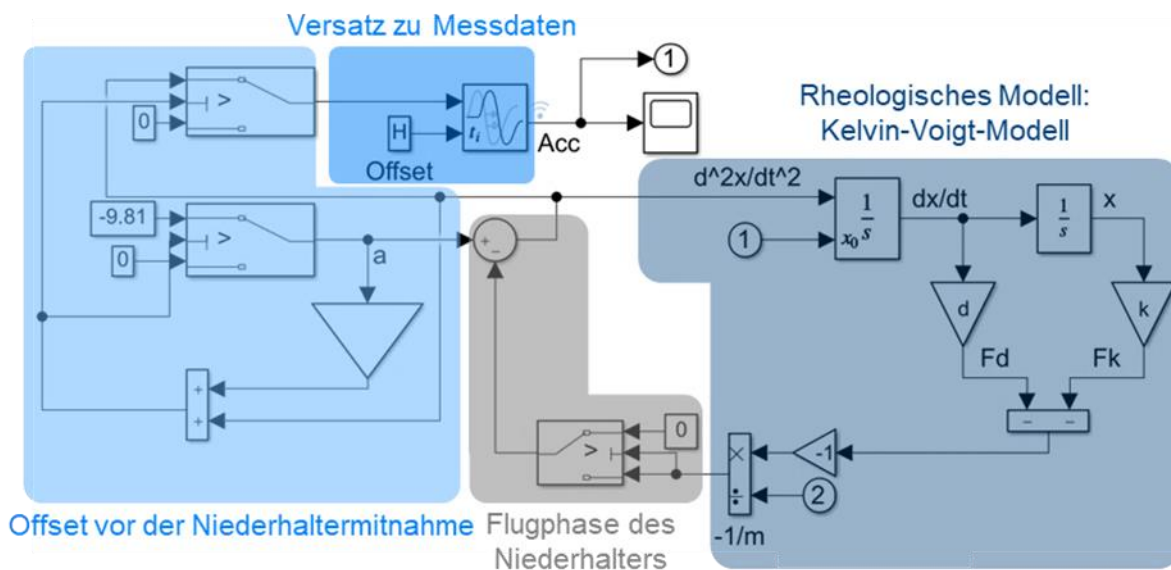
Modelle	Darstellung	Gleichung
<b>Kelvin-Voigt</b>		$\ddot{x} = \frac{-k \cdot x - d \cdot \dot{x}}{m} \quad (64)$
<b>Zener</b>		$\dot{x}_1 = \frac{k_2 \cdot (x_2 - x_1)}{d} \quad (65)$ $\ddot{x}_2 = \frac{k_2 \cdot (x_1 - x_2) - k_1 \cdot x_2}{m} \quad (66)$
<b>Cunat</b>		$\dot{x}_1 = \frac{k_1 \cdot (x_3 - x_1)}{d_1} \quad (67)$ $\dot{x}_2 = \frac{k_2 \cdot (x_3 - x_2)}{d_2} \quad (68)$ $\ddot{x}_3 = \frac{k_1 \cdot (x_3 - x_1) + k_2 \cdot (x_3 - x_2) + k_3 \cdot x_3}{m} \quad (69)$
<b>Zener-Hook</b>		$\dot{x}_1 = \frac{k_2 \cdot (x_2 - x_1) - k_3 \cdot x_1}{d} \quad (70)$ $\ddot{x}_2 = \frac{-k_1 \cdot x_2 - k_2 \cdot (x_2 - x_1)}{m} \quad (71)$

Abbildung 82 zeigt am Beispiel des Kelvin-Voigt-Modells, dass das entsprechend entwickelte *Simulink*-Modell nicht nur aus dem rheologischen Modell zur Abbildung des Verhaltens der Elastomerfedern, sondern aus zwei weiteren Termen besteht. Zum einen wurden hierbei die Verzögerung der Niederhalterbeschleunigung durch das initiale Einfedern der Elastomerdruckfeder und zum anderen die Flugphase berücksichtigt. Zusätzlich wurde ein möglicher zeitlicher Versatz der Messdaten zu den simulierten Daten implementiert, um einen möglichen Versatz durch den Beschnitt der Messdaten auf die relevanten Bereiche auszugleichen. Alle weiteren Modelle

der Elastomere wurden in gleicher Weise programmiert und deren Bewegungsgleichungen im gegebenen Parameterraum berechnet.



Eingang: ① Geschwindigkeit; ② Masse; Ausgang: ① Beschleunigung

**Abbildung 82:** Vereinfachte Darstellung des entwickelten *Simulink*-Modells zur Modellierung der Niederhalterschwingung mit Flugphase und Fußpunkterregung

Die Parameterschätzung kann mit dem Ziel lokaler oder globaler Parameter durchgeführt werden. Hierbei wird unterschieden, ob für jeden gegebenen Messdatensatz lokale Parameter oder ob globale Parameter für die Gesamtheit aller Messdatensätze angenähert werden sollen.

Für die rheologischen Modelle wurden hierbei jeweils konstante Parameter, ( $k = \text{konst.}$  und  $d = \text{konst.}$ ) sowie linear abhängige Parameter verwendet. Linear abhängige Parameter sind von ihrer jeweiligen Zustandsgröße abhängig. Hierfür werden lineare Funktionen für Steifigkeit und Dämpfungskonstante nach Gleichung (72) und (73) verwendet.

$$\text{Linear abhängige Steifigkeit:} \quad k = f(x) = a_k \cdot x + b_k \quad (72)$$

$$\text{Linear abhängige Dämpfungskonstante:} \quad d = f(\dot{x}) = a_d \cdot \dot{x} + b_d \quad (73)$$

### 5.4.3 Globale Parameterbestimmung des dynamischen Niederhaltersystems

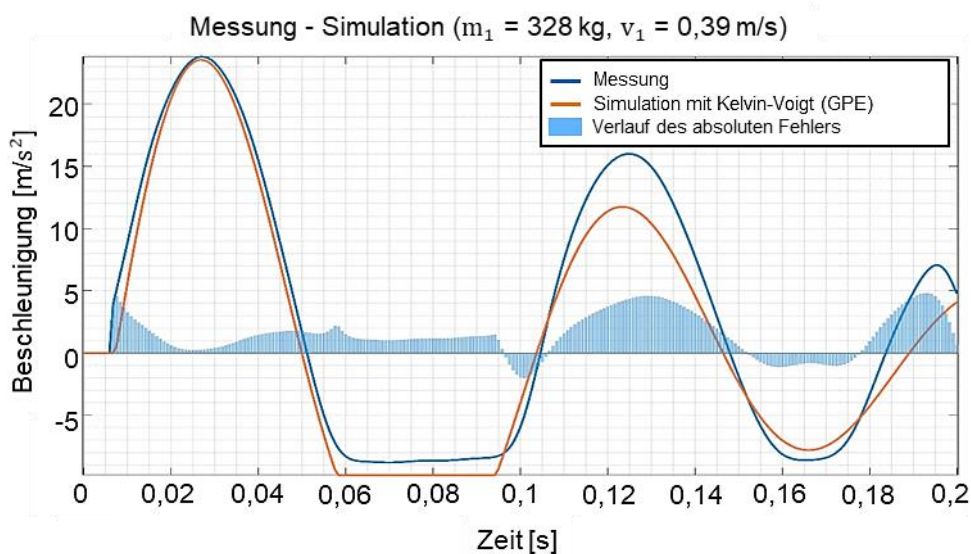
Am Beispiel der Elastomerdruckfeder KF1 wurde auf Basis des aufgenommenen Datensatzes aus dem Versuchswerkzeug für die in Tabelle 19 aufgeführten 15 Betriebspunkte eine globale Parameterschätzung (GPE) durchgeführt. Die Auftreffgeschwindigkeit des Niederhalters wurde während der Einfederung als konstant angenommen, da sich diese während des Abklingvorgangs der ersten Niederhalterschwingungen nicht signifikant ändert. Die Berechnungsdauer der Simulation wurde auf 0,2 s festgelegt, um den für die Werkzeugauslegung relevanten Bereich des

ersten Hochpunkts des Beschleunigungsverlaufs detailliert abzubilden. Aufgrund der Fehlerbewertung während der Optimierung wird bei längerer Simulationsdauer eine Anpassung der Schwingphase gegenüber der Anpassung der Hochpunkte bevorzugt. Dies führt schließlich zu einer Abweichung der berechneten maximalen Beschleunigung, welche auslegungsrelevant ist.

**Tabelle 19:** Analysierte Betriebspunkte des Versuchswerkzeugs für die Druckfeder KF1

Masse $m$ [kg]	Stößelgeschwindigkeit $v$ [m/s] (Hubzahl $n$ [1/min])				
	$v_1$	$v_2$	$v_3$	$v_4$	$v_5$
328	0,393 (10)	0,472 (12)	0,551(14)	0,63 (16)	0,708 (18)
432,5					
543,2					

Folglich wurde für alle ausgewerteten Betriebspunkte eine Annäherung der Modellparameter gefunden, welche über alle Messdaten zu dem kleinsten Gesamtfehler führen. Exemplarisch ist in Abbildung 83 eine einzelne Schwingung aus dem Messdatensatz aus Tabelle 19 dargestellt, wobei durch eine globale Parameterschätzung eine entsprechend simulierte Kurve erzeugt wurde. Hierbei werden auch die Fehlerwerte in jedem Punkt dargestellt.



**Abbildung 83:** Verlauf des absoluten Fehlers zwischen globaler Parameterschätzung und Messdaten anhand des Kelvin-Voigt-Modells am Beispiel einer Niederhalterschwingung

Insgesamt sind die Ergebnisse der globalen Parameterschätzung in Tabelle 20 dargestellt. Hierbei werden die Residuen, deren Maximal- und Minimalwerte sowie die bestimmten Parameter für die untersuchten rheologischen Modelle aufgezeigt.

**Tabelle 20:** Vergleich der Residuen der rheologischen Modelle aus Tabelle 18 nach GPE der Messdaten des Versuchswerkzeugs für die Druckfeder KF1

Konstante Parameter		Lineare Parameter	
● $m_1 = 328 \text{ kg}$		● $m_2 = 435,2 \text{ kg}$	● $m_3 = 543,2 \text{ kg}$
<b>Kelvin-Voigt</b>			
Min. Residuum: -0,39	Max. Residuum: 0,18	Min. Residuum: -0,43	Min. Residuum: 0,09
<b>Zener</b>			
Min. Residuum: -0,38	Max. Residuum: 0,16	Min. Residuum: -0,37	Max. Residuum: 0,16
<b>Cunat</b>			
Min. Residuum: -0,29	Max. Residuum: 0,13	Min. Residuum: -0,42	Max. Residuum: 0,14
<b>Zener-Hook</b>			
Min. Residuum: -0,36	Max. Residuum: 0,16	Min. Residuum: -0,38	Max. Residuum: 0,1

**Tabelle 21:** Parameter der globalen Parameterschätzung für die analysierten rheologischen Modelle auf Basis der Messdaten des Versuchswerkzeugs für Elastomerdruckfeder KF1

Konstante Parameter	Lineare Parameter
<b>Kelvin-Voigt</b>	
$k = 1.805.689,16 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k(x) = 756.210.039,92 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x + 1.794.171,48 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$d = 6.266,67 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$d(\dot{x}) = 10.183,83 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \dot{x} + 5.204,97 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
<b>Zener</b>	
$k_1 = 20.983,64 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_1(x) = 4.580.632,06 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x + 1.723.864,9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_2 = 1.824.055,35 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_2(x) = 223.794.853,88 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x + 832.349,53 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$d = 177.354,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$d = 18.077,35 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
<b>Cunat</b>	
$k_1 = 339.596.503,76 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_1(x_1) = 182.100.079.945,4 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x_1 + 70.994.166,64 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_2 = 1.418.218,38 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_2(x_2) = 4.271.035,95 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x_2 + 2.198.225,94 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_3 = 399.901,14 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_3(x_3) = 62.079.012,61 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x_3 + 388.895,12 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$d_1 = 2.169,29 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$d_1 = 5.233,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$d_2 = 163.710,36 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$d_2 = 1.577.781,78 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
<b>Zener-Hook</b>	
$k_1 = 17.893,53 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_1(x_1) = 8.666,15 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x_1 + 220.257,3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_2 = 1.786.058,94 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_2(x_2) = 6.531.386,44 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x_2 + 2.695.669,01 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$k_3 = 0,04 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	$k_3(x_3) = 110.044.713,78 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot x_3 + 1.901.398,09 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
$d = 138.418,22 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$d = 132.221,41 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

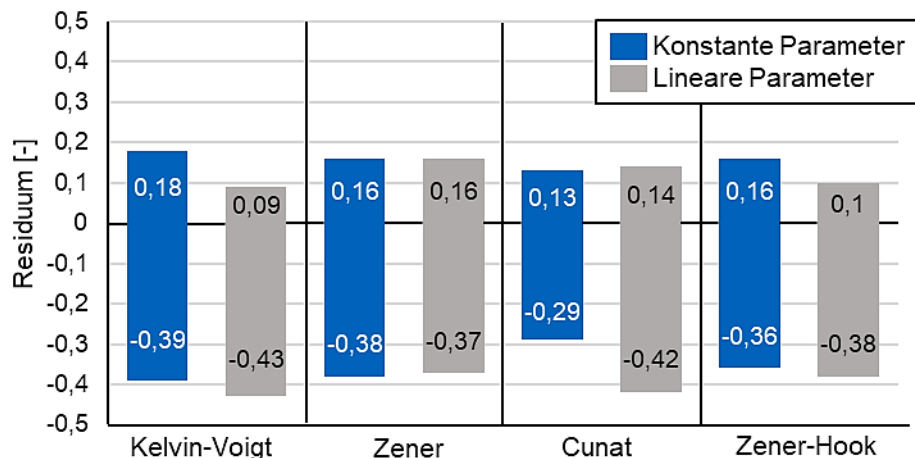
Bei Betrachtung des Kelvin-Voigt-Modells wird deutlich, dass bei der zweiten Masse der Fehler mit steigender Stößelgeschwindigkeit kontinuierlich zunimmt, wie in Anhang 1 dargestellt. Dies hängt mit der im Kapitel 2.7.3 vorgestellten Gleichung (9) zusammen. Diese beschreibt, dass das Kelvin-Voigt-Modell nur bei kleinen Anregungsfrequenzen für die Modellierung von Elastomeren geeignet ist. Das Ergebnis der Parameterschätzung mit linear abhängigen Parametern zeigt, wie sich die untere Grenze der Residuen aufgrund von wenigen Ausreißern leicht verschlechtert hat. Dabei wird offensichtlich, dass die linear abhängigen Parameter deutlich bessere Ergebnisse liefern. Die Residualwerte liegen, abgesehen von Ausreißern, wesentlich enger zusammen als bei konstanten Parametern.

Das Zener-Modell zeigt im gesamten Geschwindigkeitsbereich im Vergleich zum Kelvin-Voigt-Modell für eine Masse relativ gleichmäßig verteilte Residuen. Es ist somit für dieses Modell kei-

ne ausgeprägte Frequenzabhängigkeit zu erkennen. Insgesamt lässt sich bei Betrachtung der Beschleunigungsverläufe eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsdaten feststellen, dargestellt in Anhang 2. Lediglich bei der größten Masse des Niederhalters des Versuchswerkzeugs treten vergleichsweise größere Abweichungen auf. Wie im Verlauf der Residuen zu erkennen ist, konnten die linear veränderlichen Parameter das Ergebnis nicht signifikant verbessern.

Das Cunat-Modell, welches aus zwei parallel geschalteten Zener-Modellen besteht, weist entsprechend ein analoges Verhalten auf. Die Residuenwerte befinden sich hierbei in einem schmalen Wertebereich. Auch in diesem Fall wird eine Unabhängigkeit des Cunat-Modells von der Anregungsfrequenz deutlich. Linear abhängige Parameter zeigen keine deutliche Verbesserung des Modells.

Die Erweiterung des Zener-Modells durch einen Hooke-Körper zeigt ein vergleichbares Ergebnis zum Zener- und Cunat-Modell. Jedoch tendieren die berechneten Beschleunigungsdaten dazu, mit steigender Geschwindigkeit weiter von den Versuchsdaten abzuweichen. Es fällt hierbei auf, dass die Parameterschätzung das Modell an das Zener-Modell angleicht, indem die Federkonstante  $k_3$  reduziert wird. Parameter, die linear abhängig sind, zeigen keine Verbesserung der Ergebnisse. Ein direkter Vergleich der Residuengrenzwerte aller untersuchten Modelle ist in Abbildung 84 dargestellt.



**Abbildung 84:** Vergleich von Extremstellen der Residuen aller Modelle mit konstanten und linear abhängigen Parametern

Aufgrund der Definition der Residuen zeigen die untersuchten Modelle in ihren maximalen sowie minimalen Residuen nur geringfügige Unterschiede. Der Residuenverlauf und die simulierten Beschleunigungsverläufe verdeutlichen jedoch Unterschiede in der Modellierung der Schwingung. Fällt beispielsweise bei der simulierten Beschleunigung die erste Halbwelle schmaler als die Messung aus, ohne dabei den Hochpunkt und die Phase der Schwingung zu verfälschen, entstehen dort große Residuenwerte. Aufgrund der Bewertung der Abweichung gehen

diese somit im Flankenbereich signifikant ein. Dieser Sachverhalt wird durch Abbildung 83 veranschaulicht. Daraus lässt sich folgern, dass die Validierung der hier betrachteten Modelle mithilfe von Residuenverläufen nur bedingt als Methode für die Beurteilung von deren Qualität eingesetzt werden kann.

Eine erweiterte Beurteilung der Modellqualität erfolgte durch den Vergleich der Beschleunigungsverläufe. Dabei lassen sich die drei Modelle, das Kelvin-Voigt-, Zener- und Cugat-Modell, mit konstanten Parametern aufgrund der guten Annäherung an die Versuchsdaten besonders hervorheben. Das Kelvin-Voigt-Modell ist aufgrund der hohen Frequenzabhängigkeit nur bedingt zur Beschreibung mehrerer, aufeinanderfolgender Amplituden der Elastomerfedern geeignet.

Die Verwendung von linear abhängigen Parametern zeigt insgesamt nur ein geringes Verbesserungspotential der Modelle gegenüber einer Parametrisierung mit konstanten Werten. Besonders unter Betrachtung des ersten Hochpunkts der Beschleunigung zeigt sich dadurch keine Verbesserung der Simulationsergebnisse. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass die Parameterschätzung bei erhöhter Anzahl von Parametern, eine deutlich erhöhte Anzahl von Iterationen benötigt, um zumindest ein lokales Optimum zu finden. Dies resultiert aus der Wechselwirkung der unterschiedlichen Parameter, was zum Auftreten unterschiedlicher Lösungen für das gleiche Optimierungsproblem führen kann.

Aufgrund der vergleichsweise guten Übereinstimmung mit den Versuchsdaten und der reduzierten Parameteranzahl werden im Folgenden das Zener-Modell sowie das Kelvin-Voigt-Modell detailliert betrachtet.

#### **5.4.4 Lokale Parameterbestimmung des dynamischen Niederhaltersystems**

Neben der globalen Parameterschätzung ermöglicht eine lokale Schätzung (LPE) eine Anpassung der Parameter für jeden einzelnen Betriebspunkt. Die lokale Parameterschätzung passt somit die Parameter nur an einen Beschleunigungsverlauf mit nur einer Masse und einer Auftreffgeschwindigkeit aus dem Versuch an. Der Vorteil dieser lokalen Optimierung besteht in der präzisen Vorhersage der Parameter unter Vernachlässigung unzureichender Datensätze mit abweichenden Startbedingungen. Jedoch lässt dieser Ansatz im ersten Schritt keine globale Bestimmung des dynamischen Verhaltens zu, da für jeden Betriebspunkt eigenständige Parameter berechnet werden. Wird eine lokale Parameterschätzung für alle Massen im gesamten Geschwindigkeitsbereich durchgeführt, ergibt sich ein Datensatz mit entsprechend vielen lokalen Modellparametern, die sowohl von der Geschwindigkeit als auch von der Masse abhängen. Auf Basis dieser lokal ermittelten Daten kann die Abhängigkeit der Parameter von den Startbedingungen bestimmt und mithilfe von mathematischen Gleichungen analytisch beschrieben werden.



Aus diesem Grund folgt aus der lokalen Parameterschätzung eine deutlich bessere Übereinstimmung der Simulation mit den jeweiligen Versuchsdaten, wie in Tabelle 22 und Tabelle 23 zu erkennen ist. Die lokal geschätzten Parameter ermöglichen eine Analyse der Abhängigkeit von Masse und Geschwindigkeit.

Die Parameter für Steifigkeit und Dämpfung wurden aus der lokalen Schätzung für jede Stößelgeschwindigkeit und für jedes Niederhaltergewicht gegenübergestellt. Die lokale Parameterschätzung zeigt, dass die Parameter sich mit zunehmender Geschwindigkeit entsprechend einer bestimmten Vorschrift ändern. Aus den Abbildungen in Tabelle 22 und Tabelle 23 wird deutlich, dass sich die konstanten, globalen Modellparameter im Bereich der lokalen Parameter befinden. Um die Parameterentwicklung in Abhängigkeit von der Stößelgeschwindigkeit beschreiben zu können, wurden Ausgleichspolynome zweiten Grades nach Gleichung (74) bestimmt, die die Parameterverteilung am nächsten beschreiben.

$$y(x) = a_2x^2 + a_1x + a_0 \quad (74)$$

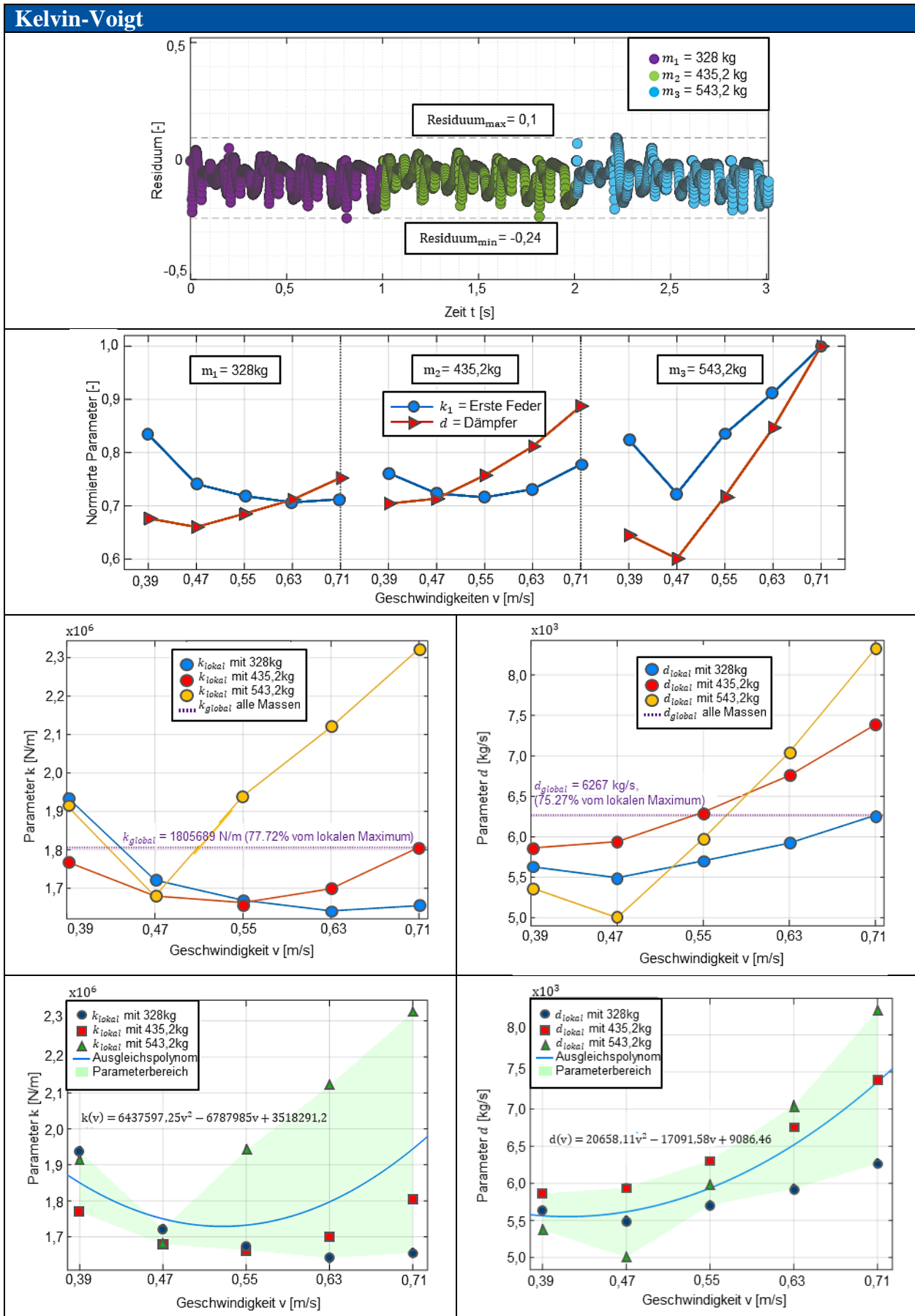
Tabelle 22 und Tabelle 23 zeigen die bestimmten Ausgleichspolynome in der entsprechenden Parameterverteilung. Die Güte der sich anschließenden Simulation der Niederhalterbewegungen auf Basis der genannten Modelle mit den Parametern  $k(v)$  und  $d(v)$  zeigt die in Tabelle 24 dargestellte Fehlerverteilung. Um das globale Optimum der nun polynombasierten Parameter zu finden, wurden diese durch eine globale Parameterschätzung optimiert.

Dazu wurde in den Randbedingungen der zulässige Bereich für die Parameterfindung mit  $\pm 10\%$  bis  $\pm 20\%$  von den bereits ermittelten Koeffizienten eingeschränkt. Der zulässige Wertebereich basierte dabei auf den Abweichungen der Polynome zu den lokalen Parametern. Damit wurde sichergestellt, dass die Koeffizienten den Geltungsbereich der lokalen Parameter nicht verlassen. Die Residualanalyse mit angepassten Polynomparametern ermöglicht die in Tabelle 24 dargestellte verbesserte Annäherung an die Versuchsdaten, wie zusätzlich in Anhang 3 und Anhang 4 dargestellt. Dabei lässt sich feststellen, dass mit den angepassten Polynomparametern eine Verbesserung der Ergebnisse insbesondere bei der höchsten Niederhaltermasse des Versuchswerkzeugs erreicht wurde.

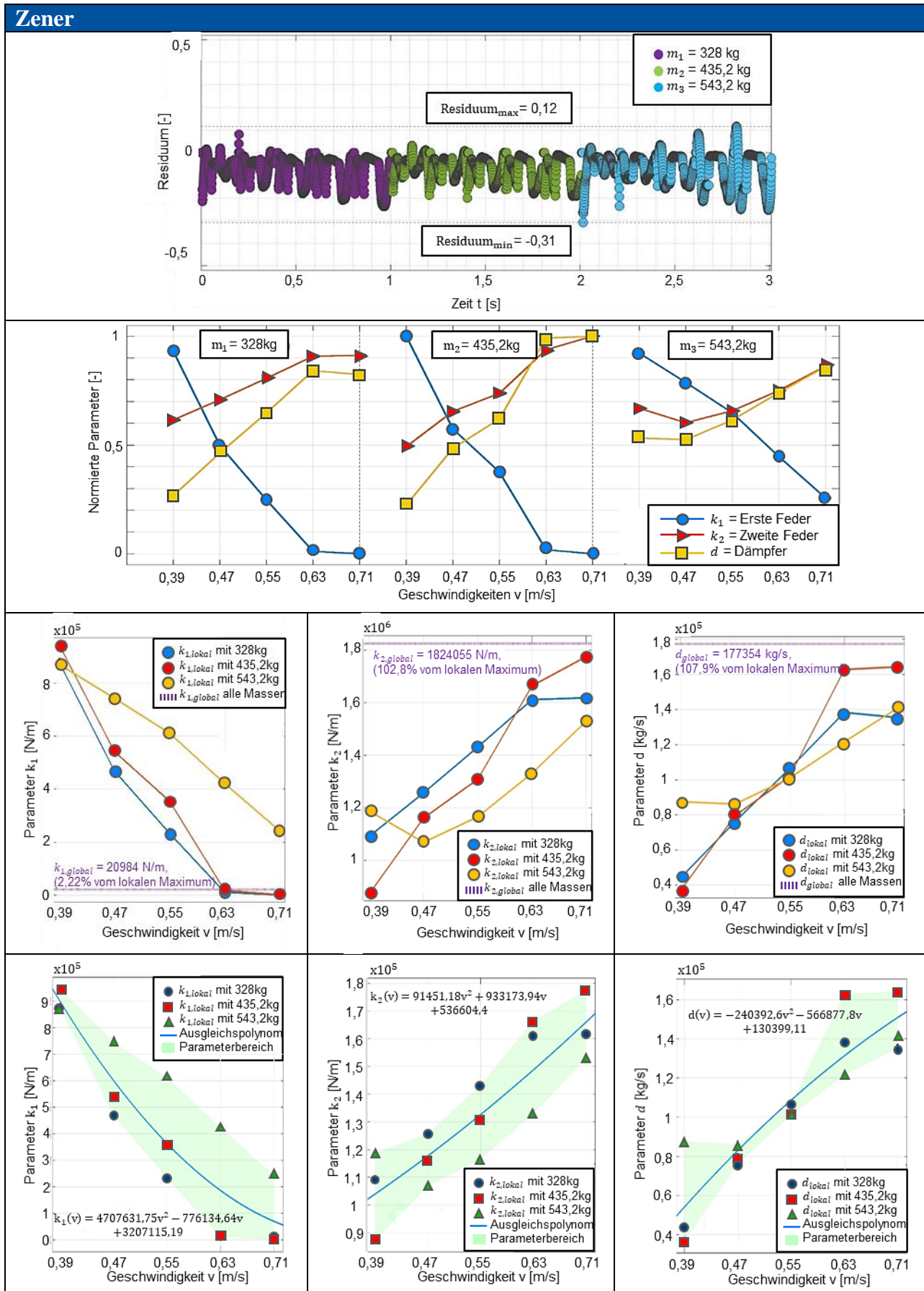
Die Veränderung der Polynome durch eine globale Parameterschätzung zeigt Abbildung 85 am Beispiel des Zener-Modells. Hierbei werden die Polynome im zulässigen Bereich verschoben, was zu einer globalen Verbesserung der Polynomparameter führt.

Die Parameter des Kelvin-Voigt- und des Zener-Modells nach globaler Parameterschätzung sind in Tabelle 25 dargestellt. Diese Parameter bilden somit die Messdaten optimal mit den entsprechenden rheologischen Modellen im analysierten Wertebereich ab.

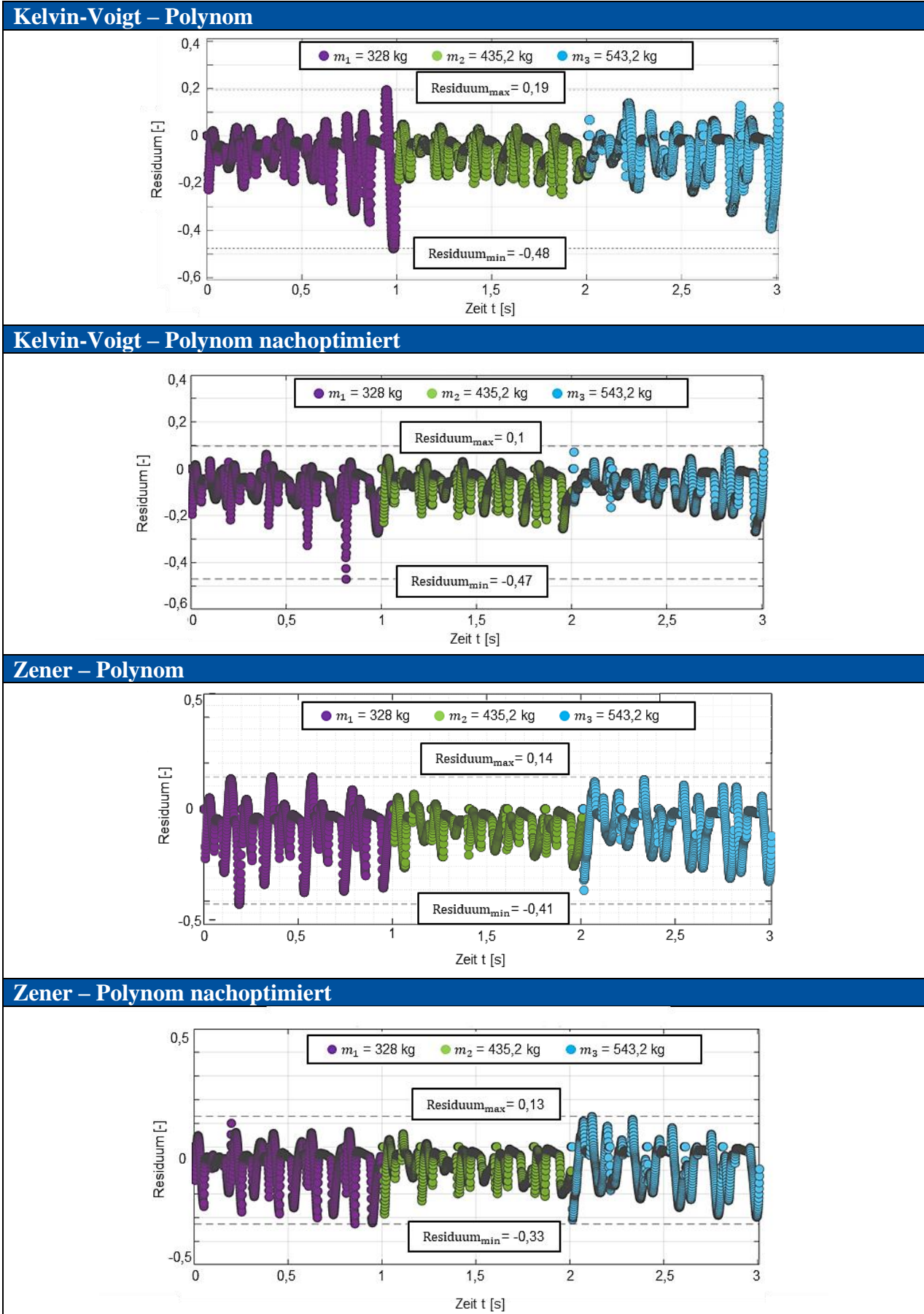
**Tabelle 22:** Lokale Parameterschätzung für das Kelvin-Voigt-Modell der Druckfeder KF1

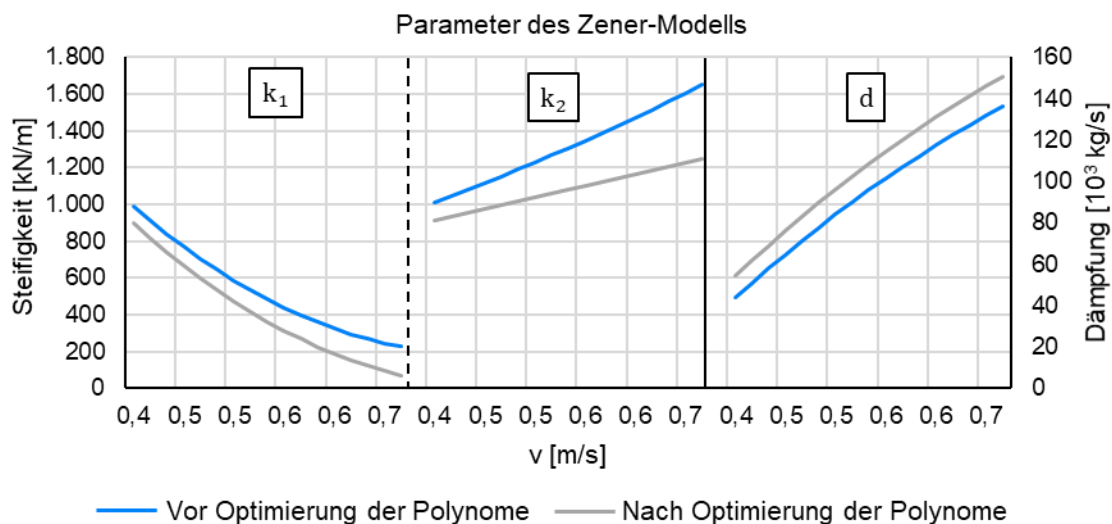


**Tabelle 23:** Lokale Parameterschätzung für das Zener-Modell der Druckfeder KF1



**Tabelle 24:** Vergleich der Residuen vor und nach der globalen Parameterschätzung der polynomisierten Parameter der Kunststofffeder KF1 auf Basis des Versuchswerkzeugs





**Abbildung 85:** Anpassung der Polynome des Zener-Modells durch globale Parameterschätzung

**Tabelle 25:** Parameter der optimierten, polynombasierten, rheologischen Modelle auf Basis der Modelldaten des Versuchswerkzeugs für Druckfeder KF1

Kelvin-Voigt	a <sub>2</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>0</sub>
k [N/m]	5.963.400	-6.518.700	3.517.500
D [kg/s]	20.162	-17.674	9.522
Zener	a <sub>2</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>0</sub>
k <sub>1</sub> [N/m]	4.783.500	-7.643.400	3.240.700
k <sub>2</sub> [N/m]	1.005.900	889.640	512.020
d [kg/s]	-227.808	540.160	-132.290

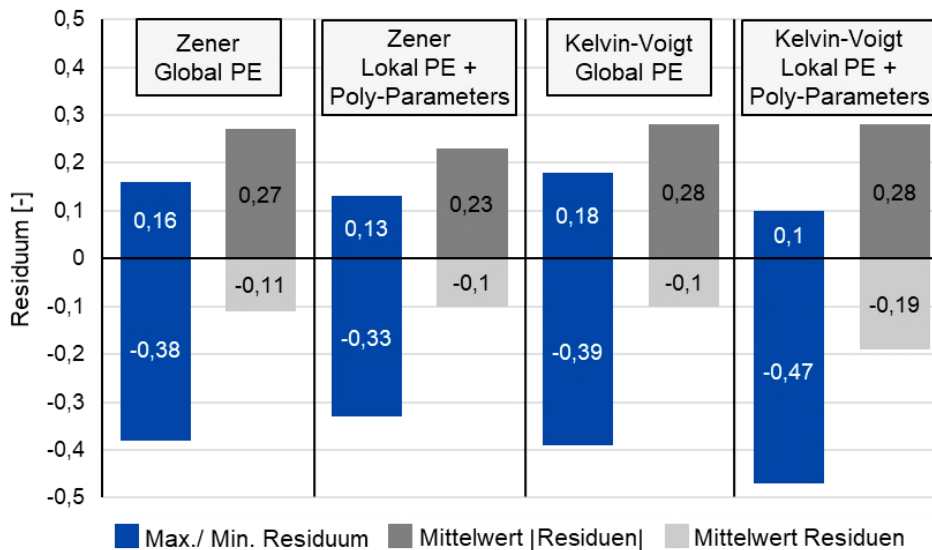
#### 5.4.5 Bewertung und Auswahl geeigneter rheologischer Modelle

Abschließend wurde ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der globalen Parameterschätzung mit konstanten Parametern und den angepassten Polynomparametern durchgeführt. Dabei wurden die Grenzwerte der Residuen, deren Mittelwerte sowie die Abweichungen in den ersten Hochpunkten zwischen Messung und den untersuchten Modellen bei bestmöglicher Parametrisierung betrachtet. Die Abweichung der Hochpunkte bestimmt maßgeblich die Spitzenlasten im Werkzeugoberteil unter dynamischer Belastung, weshalb diese möglichst genau durch die Modelle abgebildet werden sollten. Abbildung 86 zeigt die verglichenen Residuen der hier untersuchten Modelle.

Der Wertebereich der Residuen wurden für das Zener-Modell durch die auf Polynomen basierenden Modellparameter deutlich reduziert. Zudem zeigt sich, dass die mittlere Abweichung reduziert und sich die Schwankung der Residuen nahezu symmetrisch um die Nulllinie bewegt. Folglich bilden die polynombasierten Modelle das dynamische Verhalten besser ab und lassen auf fehlerfreie Modellannahmen schließen.

Die Residuen stellen für die durchgeführten Untersuchungen nur einen Aspekt der Bewertungskriterien dar, da diese lediglich die faktische Abweichung zwischen simulierten und gemessenen

Datenpunkten angeben. Sie ermöglichen somit lediglich die Bewertung eines einzelnen Aspekts der erzielten Ergebnisse. Für einen aussagekräftigen Vergleich zwischen Messung und Simulation wurden zusätzlich die Abweichungen in den ersten Hochpunkten der Niederhalterschwingung herangezogen. Diese sind aufgrund der hohen Dämpfung im Federsystem deutlich ausgeprägt. Zudem findet im Moment der maximalen Beschleunigung zeitgleich die maximale Einfederung der Elastomerdruckfedern statt, was das wesentliche Auslegungskriterium für die Niederhalteraufhängung darstellt.



**Abbildung 86:** Vergleich der Residuen zwischen globalen und polynombasierten Parametern des Kelvin-Voigt- sowie des Zener-Modells für die Druckfeder KF1

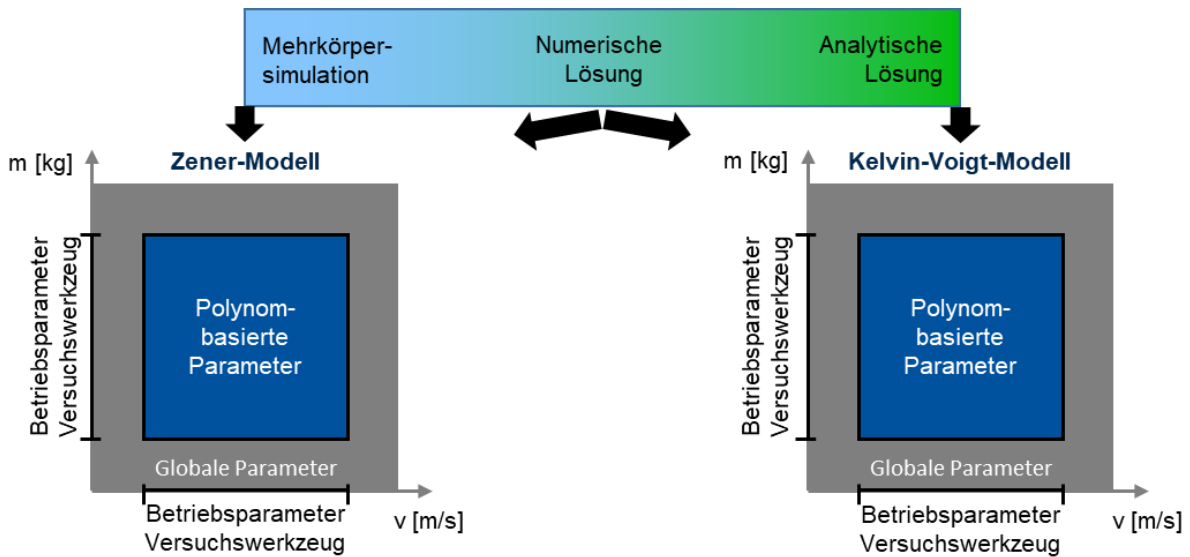
Das Kelvin-Voigt- und das Zener-Modell weisen bei polynombasierten als auch konstanten, globalen Parametern eine durchschnittliche Abweichung im ersten Hochpunkt des Beschleunigungsverlaufs von ca. 4 % auf. Hierbei liegen die rheologischen Modelle knapp unterhalb der Messdaten. Diese Abweichung kann zur Berechnung und Bewertung auftretender Belastungen als Sicherheitsfaktor herangezogen werden. Auf diese Weise kann die Abweichung in der Auslegung der Werkzeugkomponenten berücksichtigt werden, worauf in Kapitel 9 eingegangen wird. Insgesamt können auf Grundlage der beschriebenen Ergebnisse vier Modelle zur Auslegung des dynamischen Verhaltens der Elastomerdruckfedern bestimmt werden. Die Einsatzmöglichkeiten der Modelle sind abhängig vom jeweiligen Ziel der Auslegung und von den gegebenen Betriebsparametern des Werkzeugs. Veranschaulicht werden die Anwendungsbereiche der Modelle und deren Parametrisierung in Abbildung 87. Auf die konkrete Auslegungsvorschrift auf Grundlage der untersuchten Modelle wird in Kapitel 9 detailliert eingegangen.

- Das Zener-Modell bildet das charakteristische Schwingungsverhalten von Niederhaltern in Folgewerkzeugen sowie die auftretende Dämpfung am besten ab. Besonders unter Einsatz von polynombasierten Parametern kann das stark geschwindigkeitsabhängige Verhalten der Druckfedern sehr gut angenähert werden. Somit ist das polynombasierte Ze-

ner-Modell besonders für die Berechnung der Niederhalterschwingung sowie mehrerer aufeinanderfolgender Schwingungsamplituden geeignet. Der mögliche Einsatzbereich des Modells ist jedoch durch die verwendeten Versuchsdaten eingeschränkt. Wird der Gewichts- und Geschwindigkeitsbereich der Versuchsdaten verlassen, ist die Plausibilität der Parameter kritisch zu prüfen.

- Für Betriebsparameter außerhalb des erfassten Wertebereichs ist auf globale Parameter des Zener-Modells zurückzugreifen. Diese werden ebenso über die Versuchsdaten bestimmt, ermöglichen jedoch eine Extrapolation über den Wertebereich hinaus. Da die Genauigkeit der Modellabbildung jedoch nicht durch Versuchsdaten abgedeckt ist, sollten gegebenenfalls erhöhte Sicherheitsfaktoren herangezogen werden, um eine Auslegung auf dieser Basis abzusichern.
- Für die Berechnung der maximalen Beschleunigung des Niederhalters und der Einfederung der Elastomerdruckfedern kann auf das Kelvin-Voigt-Modell zurückgegriffen werden. Aufgrund der annähernd vergleichbaren Genauigkeit in der Berechnung der ersten Einfederung ermöglicht das Kelvin-Voigt-Modell eine zuverlässige Berechnung der maximalen Beschleunigung und Einfederung. Hierbei ist, wie im Falle des Zener-Modell, auch auf polynombasierte Modellparameter zurückzugreifen. Wird wiederum der zulässige Betriebsbereich verlassen, sind die Parameter auf Plausibilität zu prüfen.
- Globale Parameter des Kelvin-Voigt-Modells ermöglichen, ähnlich zum Zener-Modell, die Berechnung von Betriebsparametern außerhalb der Versuchsdaten. Entsprechend erhöhte Sicherheitswerte sind gegebenenfalls zu berücksichtigen.

Auf Grundlage des Kelvin-Voigt-Modells kann die Einfederung und die daraus resultierende maximale Beschleunigung der Elastomerdruckfedern analytisch bestimmt werden. Hierbei ist nach den Gleichungen (75) bis (80) der Zeitpunkt der maximalen Einfederung abhängig vom Umschaltpunkt  $U_x$  zu bestimmen. Abhängig vom Real- und Imaginärteil des Extremwerts der Geschwindigkeit ergeben sich unterschiedliche analytische Lösungen für  $t_{xmax}$ , weshalb diese Unterscheidung zwingend zu berücksichtigen ist. Entsprechend wird bei der Berechnung der maximalen Beschleunigung mittels der Gleichungen (81) bis (83) vorgegangen, welche wiederum von dem Umschaltpunkt  $U_a$  abhängig ist. Hierbei wird lediglich der Fall  $D < \frac{1}{2}$  berücksichtigt, da dieser alle realistischen Kennwerte abdeckt.



**Abbildung 87:** Anwendungsbereiche zur MKS und numerischen sowie analytischen Lösung der polynombasierten und globalen Zener- und Kelvin-Voigt-Modelle unterschieden anhand der Betriebsparameter des Versuchswerkzeugs (Niederhaltermasse  $m$  und Rückhubgeschwindigkeit  $v$ )

$$\ddot{x}(t) = -\omega_0^2 \cdot x(t) - 2D\omega_0 \cdot \dot{x}(t) - g \quad (75)$$

$$x_{\max} = x(t_{x\max}) \rightarrow a_{\max} = a(t_{a\max}) \quad (76)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad D = \frac{d}{2\sqrt{k \cdot m}}, \quad w_d = w_0 \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (77)$$

$$\text{Umschaltpunkt}_x \ U_x = \frac{g}{D\omega_0} \quad (78)$$

$$t_{x\max} = \begin{cases} \frac{\tan^{-1}\left(\frac{v_0\omega_d}{Dv_0\omega_0 - g}\right) + \pi}{\omega_d}, & \text{für } v_0 < U_x \\ \frac{\tan^{-1}\left(\frac{v_0\omega_d}{Dv_0\omega_0 - g}\right)}{\omega_d}, & \text{für } v_0 > U_x \end{cases} \quad (79)$$

$$x = -e^{-D\omega_0 t} \cdot \left( \sin(\omega_d t) \cdot \frac{Dg - v_0\omega_0}{\omega_0\omega_d} + \cos(\omega_d t) \cdot \frac{g}{\omega_0^2} \right) + \frac{g}{\omega_0^2} \quad (80)$$

$$\text{Umschaltpunkt}_a \ \text{für } D < \frac{1}{2} \text{ ist } U_a = \frac{(2D^2 - 1)g}{(4D^2 - 3)D\omega_0} \quad (81)$$

$$t_{a\max} = \begin{cases} \frac{\tan^{-1}\left(\frac{(4D^2 - 1)\omega_0\omega_d v_0 - 2Dg\omega_d}{(4D^2 - 3)Dv_0\omega_0^2 - (2D^2 - 1)g\omega_0}\right) + \pi}{\omega_d}, & \text{für } v_0 \leq U_a \\ \frac{\tan^{-1}\left(\frac{(4D^2 - 1)\omega_0\omega_d v_0 - 2Dg\omega_d}{(4D^2 - 3)Dv_0\omega_0^2 - (2D^2 - 1)g\omega_0}\right)}{\omega_d}, & \text{für } v_0 > U_a \end{cases} \quad (82)$$



$$a = \ddot{x} = e^{-Dt\omega_0} \cdot \left( \sin(\omega_d t) \left( \left( \frac{\omega_0^2}{\omega_d} + 2\omega_d \right) v_0 + \frac{D\omega_0 g}{\omega_d} \right) + \cos(\omega_d t) (2Dv_0\omega_0 - g) \right) \quad (83)$$

## 5.5 Fazit zur Modellbildung von Feder-Dämpfer-Systemen aus Elastomerdruckfedern

Der in den Kapiteln 5.1 bis 5.4 vorgestellte versuchsdatenbasierte Modellierungsansatz ermöglicht die Auswahl und Bewertung geeigneter rheologischer Modelle für Feder-Dämpfer-Systeme sowie eine Modellparametrisierung für die im Betrieb von Großwerkzeugen auftretenden Niederhalterbeschleunigungen. So konnten auf der Grundlage idealisierter Versuchsdaten rheologische Standardmodelle gefunden werden, welche abhängig vom Anwendungszweck das dynamische Verhalten von Niederhaltern mit unterschiedlichen Massen simulieren. Das entwickelte Verfahren unter Verwendung eines Versuchswerkzeugs sowie von Parameterschätzungen kann auch auf andere bewegte Werkzeugkomponenten, wie beispielsweise Schieber, und deren Federelemente angewendet werden. Das dynamische Verhalten der in dieser Arbeit untersuchten Elastomerdruckfedern kann mittels der dargestellten Modellierung und Parametrisierung ebenfalls beschrieben und prognostiziert werden. Abhängig vom gewählten Modell ist zudem eine analytische Berechnung und eine Extrapolation der Modelle über den Bereich der untersuchten Betriebsparameter hinaus möglich. Für die untersuchten Elastomerdruckfedern liefern das Kelvin-Voigt- und das Zener-Modell die besten Ergebnisse, wobei je nach Anwendungsfall zwischen globalen und polynombasierten Parametern unterschieden werden muss. Durch geschwindigkeitsabhängige, polynombasierte Parameter lässt beispielsweise das Zener-Modell im Bereich der untersuchten Betriebsparameter eine Prognose des dynamischen Schwingungsverhaltens von Niederhaltern zu. Demgegenüber ermöglicht das globale Kelvin-Voigt-Modell mit geringerer Parameteranzahl eine hinreichend genaue analytische Abschätzung der maximal, auftretenden Beschleunigung mit reduziertem Berechnungsaufwand.

Der versuchsdatenbasierte Modellierungsansatz ist auf verschiedene Elastomerelemente und Betriebspunkte anwendbar. Die entsprechend bestimmten Modellparameter für die Elastomerdruckfedern KF1, KF2, KF3 und KF4 sind in Kapitel 9.4 in Tabelle 33 aufgeführt. Die Übertragbarkeit der spezifisch aufgestellten Modelle und deren Parametrisierung auf Serienwerkzeuge wird anhand von Validierungsmessungen in Kapitel 7 geprüft.

Anhand der untersuchten rheologischen Modelle mit entsprechenden Parametern kann im Folgenden eine Bewertung der Belastung aufgrund von Niederhalterschwingungen während des Rückhubs durchgeführt werden. Die rheologischen Modelle können somit zukünftig in Mehrkörpersimulationen eingesetzt werden, um das dynamische Verhalten der Elastomerdruckfedern möglichst genau abzubilden.

## 6 Bewertung äquivalenter dynamischer Lasten des Niederhaltersystems

Eine dynamische Mehrkörpersimulation (MKS) des Werkzeugrückhubs wurde mithilfe des Programms *Siemens NX* aufgebaut und berechnet, um die Niederhalterbeschleunigung im Bewegungsablauf des Pressenstößels im Aufwärtshub gesamtheitlich und die belasteten Werkzeugkomponenten simulativ abzubilden. Die Modellierung der Elastomerdruckfedern wurde anhand der in Kapitel 5 aufgestellten rheologischen Modelle durchgeführt. Dies ermöglicht eine Prognose sowie eine Bestimmung auftretender Belastungen während des Serienbetriebs des Umformwerkzeugs.

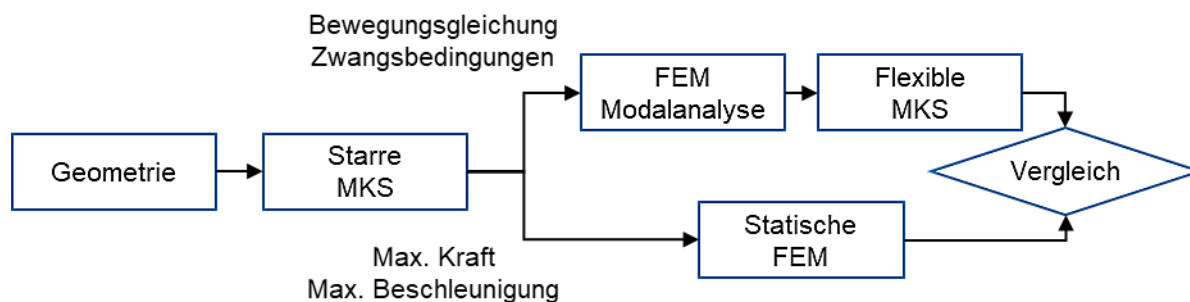
Im Folgenden wird der Aufbau und ein Vergleich von FEM-Simulationen mit einer flexiblen MKS (FMKS) zur Berechnung der Spannungen im Werkzeugoberteil und dem Niederhalter während des Werkzeugrückhubs gezeigt. Nachfolgend ermöglicht die Festlegung einer Simulationsvorschrift die Festigkeitsberechnung der Werkzeugkomponenten für einen schadensfreien Betrieb während des gesamten Lebenszyklus des Werkzeugs. Im Anschluss wurde am Beispiel eines Werkzeugs für die dritte Umformoperation des Werkzeugsatzes einer Dachbeplankung die Bewertung der auftretenden Belastungen durchgeführt.

### 6.1 Simulation des Niederhaltersystems mittels MKS und FEM-Simulation

Durch einen Vergleich zwischen flexibler MKS und einer statischen FEM-Simulation sollten die Notwendigkeit der dynamischen Simulation sowie die Abbildung dynamischer Belastungen mittels statischer FEM-Simulation geprüft werden. Auf Grundlage der im Folgenden dargestellten Erkenntnisse soll bestimmt werden, wie dynamisch belastete Werkzeugkomponenten simulativ abgebildet werden können. Die prinzipielle Vorgehensweise zur Bestimmung der auftretenden Belastungen ist in Abbildung 88 dargestellt. Zu Beginn der Untersuchung wurden Niederhalter- und Oberteilgeometrien herangezogen und deren Bewegungsverhalten mittels starrer MKS-Simulation abgebildet. Hierbei wurden die in Kapitel 5.4 aufgestellten rheologischen Modelle zur Berücksichtigung des viskoelastischen Verhaltens der Elastomerdruckfedern eingesetzt. Daraufhin wurde eine FEM- und Modalanalyse mithilfe der MKS-Reaktionskräfte aufgebaut. Schließlich wurden die Ergebnisse der statischen FEM-Analyse und der FMKS verglichen, um eine Simulationsvorschrift für dynamisch belastete Werkzeugsysteme z. B. bestehend aus Werkzeugoberteil und Niederhalter ableiten zu können.

Zunächst wurde mittels einer starren MKS das Bewegungsverhalten des dynamischen Niederhaltersystems untersucht. Dabei lassen sich die Beschleunigungs- und Kraftverläufe, resultierend aus der Vorgabe von Oberteilbewegungen und Randbedingungen, über der Zeit bestimmen. Um

jedoch Aussagen bzgl. einer elastischen Verformung der einzelnen Komponenten des Systems zu treffen, müssen die starren Komponenten durch flexible ersetzt werden. Erzielt wurde dies mit einer Kopplung der starren MKS und der FEM. Dabei wurden in der FEM die relevanten Komponenten mithilfe der Modalanalyse elastisch modelliert. Anschließend wurde das Modell mittels FEM quasistatisch untersucht. Hierzu mussten Randbedingungen und wirkende Kräfte definiert werden, um mit Hilfe der Modalanalyse das dynamische Verhalten eines schwingungsfähigen Gesamtsystems ermitteln zu können. Auf diese Weise wurden die Eigenfrequenzen und Eigenformen der Komponenten berechnet.

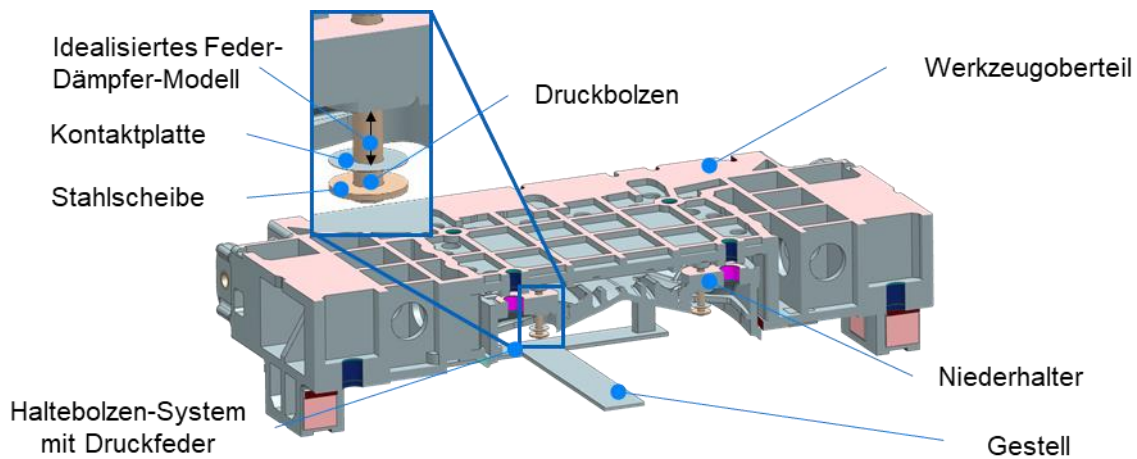


**Abbildung 88:** Vorgehensweise zum Vergleich der Berechnungsergebnisse aus einer statischen FEM-Rechnung mit einer gekoppelten FEM-Modalanalyse und aus einer flexiblen MKS

Zur Modellierung der Niederhalterbeschleunigung mittels MKS und FEM-Simulation wurden Vereinfachungen für die Untersuchungen der relevanten Bauteile vorgenommen. Hierbei wurde das Modell auf folgende Komponenten reduziert: Niederhalter (flexibel/elastisch), Haltebolzen (starr) mit idealisierter Elastomerdruckfeder, Werkzeugoberteil (flexibel/elastisch). Zum besseren Vergleich der auftretenden Belastungen in der FEM- und FMKS-Rechnung wurden die Pressenkomponenten und deren Einfluss auf die Werkzeugdynamik vernachlässigt, weshalb lediglich die bewegten Werkzeugkomponenten betrachtet wurden.

Im Folgenden wird das Versuchswerkzeug aus Kapitel 5.1 im Vergleich zu dem Dachwerkzeug aus Kapitel 4.1 analysiert. Die untersuchten Niederhalter in beiden Werkzeugoberteilen unterscheiden sich deutlich in ihrer Größe und Masse. Hiermit sollen die Übertragbarkeit und unterschiedliche Größeneinflüsse simulativ untersucht werden. In Abbildung 89 wird exemplarisch der Aufbau des Simulationsmodells für die MKS des Dachniederhalters dargestellt.

Das in Abbildung 89 dargestellte Gestell hat in der Simulation an den Positionen der Zentrierseinheiten Kontakt zu diesen, um somit die realen Positionierungsverhältnisse darzustellen, und repräsentiert das Werkzeugunterteil. Die Elastomerfedern werden, basierend auf den Erkenntnissen aus Kapitel 5.4.5, durch idealisierte Feder- und Dämpferelemente dargestellt. Analog hierzu wurde die Simulation des Versuchswerkzeugs aufgebaut. Die charakteristischen Eigenschaften der beiden Werkzeuge sind in Tabelle 26 aufgeführt.



**Abbildung 89:** Aufbau des Simulationsmodells für ein Werkzeugoberteil mit hängendem Niederhalter

**Tabelle 26:** Eigenschaften der mittels MKS untersuchten Folgeoperationen des Versuchs- und Dachwerkzeugs

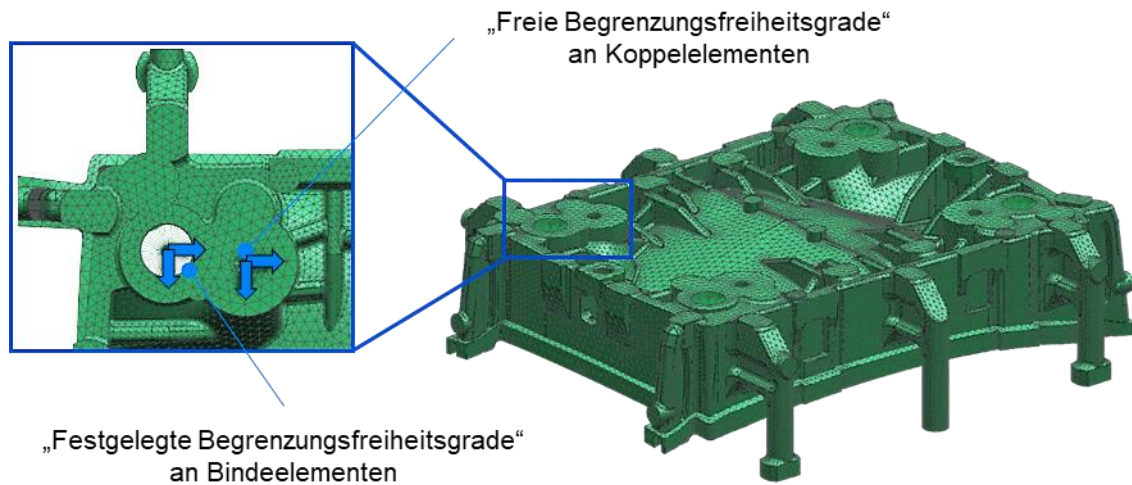
Parameter	Versuchswerkzeug	Dachwerkzeug
Niederhaltergewicht	328 kg (inkl. Anbauteile)	1.642 kg (inkl. Anbauteile)
		1.577 kg (excl. Anbauteile)
Niederhalterelementgröße	CTETRA(10) 20 mm	CTETRA(10) 20 mm
Oberteilgewicht	1.201 kg (inkl. Anbauteile)	8.776 kg (inkl. Anbauteile)
		8.340 kg (excl. Anbauteile)
Oberteilelementgröße	CTETRA(10) 13 mm	CTETRA(10) 25 mm
Mitnahmegeschwindigkeit	0,341 m/s	0,5 m/s
Anzahl der Elastomerfedern	1	4
Elastomerfederelementgröße	CTETRA(10) 5 mm	CTETRA(10) 5 mm

### 6.1.1 Flexible Mehrkörpersimulation von Folgeoperationen

Aufgrund des Impulses, den der Haltebolzen beim Eingriff des Niederhalters auf die Elastomerfedern überträgt, werden maßgeblich das Oberteil, die Niederhalterstruktur und die Elastomerdruckfedern verformt. Zur Abbildung dieses Verhaltens wurden diese Werkzeugkomponenten in der flexiblen Mehrkörpersimulation entsprechend berücksichtigt. Die Simulation der vollständigen Stößelaufwärtsbewegung erfolgte dynamisch, beginnend in UT. Zu diesem Zeitpunkt befindet sich der Niederhalter auf dem Gestell und das Werkzeugoberteil bewegt sich mit der vorgegebenen Stößelgeschwindigkeit nach oben. In der Simulation wurde die Aufwärtsbewegung des Werkzeugoberteils durch die Verwendung von *Schiebereglern (Slider-Joints)* realisiert, die einen translatorischen Freiheitsgrad aufweisen. Zudem wurde die Befestigung des Haltebolzens am Werkzeugoberteil festgelegt. Die Befestigung bzw. Verbindung erfolgte über ein *1D-Element*. Die *1D-Elemente* wurden am Mittelpunkt der Bohrung referenziert sowie mit der Fläche der Bohrung als *RBE2-Elemente* verbunden und lassen keine relative Verschiebung zwischen gekoppelten Knotenpunkten zu.

Analog zum Werkzeugoberteil wurde der Niederhalter modelliert. Die Führungen wurden hierfür als *RBE2-Elemente* definiert. Dies erfolgte durch Definition eines *1D-Elements* am Mittelpunkt der Führungen. Das idealisierte Feder-Dämpfer-Element wurde in der jeweiligen Position des Niederhalters referenziert. Die dynamischen Kräfte oder Lasten des Niederhalters resultieren aus den simulierten Bewegungsverläufen und Randbedingungen, wobei die starre MKS unter Berücksichtigung der Erdbeschleunigung und der festgelegten Stößelgeschwindigkeit durchgeführt wurde.

Nach der Beschreibung des ganzheitlichen Systems mittels starrer MKS wurden in einer FEM-Simulation die entsprechenden Komponenten als elastische Körper bestimmt. Dazu wurden jene Randbedingungen, die in der MKS bereits festgelegt wurden, in die FEM-Simulation übernommen, jedoch war neben den übernommenen *1D-Elementen* die Festlegung zusätzlicher Randbedingungen notwendig. An Bindeelementen, wie beispielsweise dem *Schieberegler*, wurden für die Modalanalyse sogenannte *festgelegte Begrenzungsfreiheitsgrade* (*Fixed Boundary Degree of Freedom*) ausgewählt, während bei Kopperelementen sogenannte *freie Begrenzungsfreiheitsgrade* (*Free Boundary Degree of Freedom*) verwendet wurden. Neben der Beschreibung der Randbedingungen wurde hierfür ein FEM-Netz erstellt. Exemplarisch ist in Abbildung 90 das FEM-Modell für die FMKS des Niederhalters des zuvor dargestellten Dachwerkzeugs dargestellt.



**Abbildung 90:** FE-Modell des Niederhalters zur Modalanalyse mit definierten Begrenzungsfreiheitsgraden

Zur Berechnung der Eigenfrequenzen der Werkzeugoberteil- und Niederhalterstruktur wurde der *Nastran*-Lösungstyp *SOL 103 Flexible Body* gewählt. Dabei wurden die Komponenten verschiedenen Anregungsfrequenzen ausgesetzt und die Eigenfrequenzen auf Grundlage der hinterlegten Materialkennwerte und der definierten Lagerungsbedingungen berechnet. Die resultierenden Ergebnisdateien der Modalanalyse von Werkzeugoberteil und Niederhalter wurden anschließend

in die starre MKS eingefügt. Durch die Kopplung der starren MKS mit den FEM-Netzen konnte daraufhin die Simulation der MKS mit elastischem Verhalten der Körper erfolgen.

### 6.1.2 Statische FEM-Simulation von Niederhaltern und Werkzeugoberteilen

Die untersuchten Lastfälle wurden in statischen FEM-Simulationen abgeleitet, um eine Aussage über den Einfluss von dynamischen Lasten auf die Ergebnisqualität treffen zu können. Für die linearelastische Simulation wurde der *Nastran*-Lösungstyp *SOL 101 Linear Statics – Global Constraints* gewählt. Dazu wurde die Simulation zunächst auf ein statisches Problem reduziert. Die Kopplungen der starren MKS wurden hinsichtlich der auftretenden Kräfte ausgewertet. Dabei wurden der Niederhalter und das Werkzeugoberteil gesondert betrachtet.

Die statische Belastungssimulation des Werkzeugoberteils erfolgte unter Beachtung der maximalen Haltebolzenkraft. Diese wurde aus dem Kraftverlauf am Haltebolzen auf Basis der starren MKS abgeleitet, wobei das Werkzeugoberteil an den Spannflächen fest eingespannt ist. An der jeweiligen Bolzenposition wurde die angreifende Kraft durch die Reaktionskraft der Haltebolzen unter Berücksichtigung der stets wirkenden Erdbeschleunigung bestimmt.

In der statischen Simulation des Niederhalters wird dessen Beschleunigungsverlauf aus der starren MKS analysiert. Die elastischen Verformungen des Niederhalters resultieren aus dessen Beschleunigung nach dem Aufprall auf die Haltebolzen. Dabei wurde der Verlauf der Beschleunigung bei der maximalen Amplitude ausgewertet. Die Elastomerdruckfedern wurden durch zylindrische Körper abgebildet. Aus der Materialdatenbank wurde für die statische FEM-Simulation der Werkstoff *PU-Soft* ( $E = 40 \text{ MPa}$ ) ausgewählt, der die Steifigkeiten aus der dynamischen MKS annähert. Auf Basis der Werte für die Federsteifigkeit  $k$  sowie der Länge  $L$  und Fläche  $A$  der Elastomerdruckfedern kann der E-Modul wie in Gleichung (84) entsprechend abgeschätzt werden.

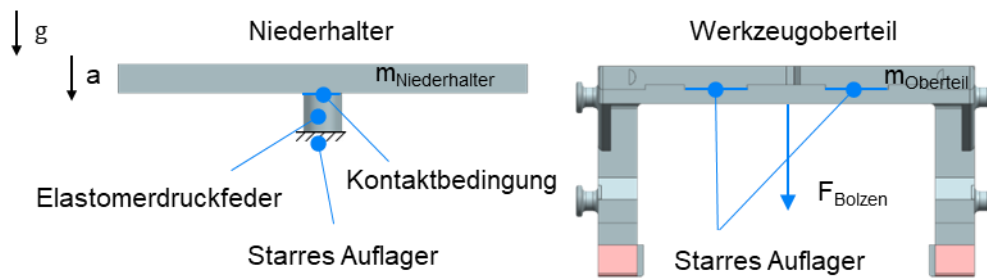
$$E_{KF1} \approx \frac{k \cdot L}{A} \quad (84)$$

In Abbildung 91 werden die simulierten Lastfälle der statischen FEM-Simulation exemplarisch anhand der Geometrie des Versuchswerkzeugs dargestellt. Die Belastungen werden über die Lasten, die aus der MKS resultieren, aufgeprägt.

Für die statische FEM-Simulation werden auf Basis der starren MKS die in Tabelle 27 dargestellten Lastfälle festgelegt.

**Tabelle 27:** Definierte Lastfälle zur Analyse der Werkzeugstrukturen mittels statischer FEM-Simulation

	Versuchswerkzeug	Dachwerkzeug
Reaktionskraft [kN]	11,8	18,724
Beschleunigung [ $\text{m/s}^2$ ]	29,5	37,325

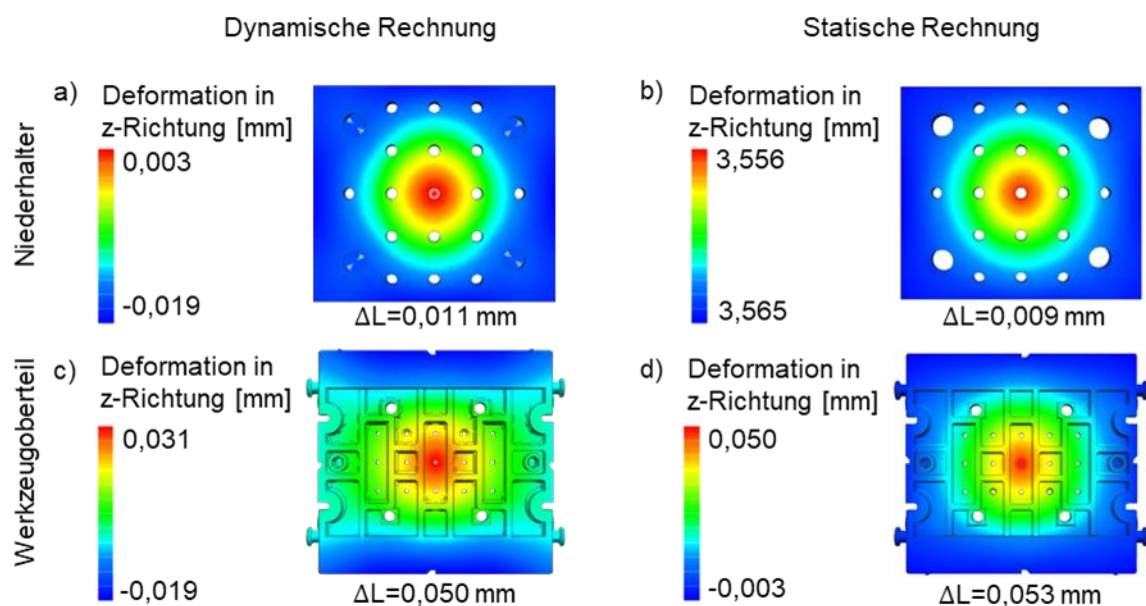


**Abbildung 91:** Beispiel der Festlegung der Randbedingungen für die FEM-Simulation zur Nachbildung der dynamischen Belastung auf den Niederhalter und das Werkzeugoberteil anhand des Versuchswerkzeugs

### 6.1.3 MKS und FEM-Ergebnisse der Belastungen im Versuchswerkzeug

Nach der Durchführung der flexiblen MKS und der statischen FEM-Simulation unter Berücksichtigung des realen Stoffverhaltens der Guss- und Stahlbauteile in Wechselwirkung mit den eingesetzten Druckfedern wurden die ermittelten elastischen Verformungen aller Werkzeugkomponenten verglichen und ausgewertet. Dies ermöglicht eine Bewertung der Simulationsergebnisse hinsichtlich der Notwendigkeit der Berücksichtigung von dynamischen Einflüssen.

Zunächst wurden die Ergebnisse der flexiblen MKS des Versuchswerkzeugs analysiert. Alle Ergebnisse wurden unter Einfluss der maximalen Beschleunigung im ersten dynamischen Stoß untersucht. Im Folgenden werden in Abbildung 92 der Niederhalter und das Werkzeugoberteil des Versuchswerkzeugs dargestellt. Zudem werden die Verformungen des Niederhalters und des Werkzeugoberteils in z-Richtung verglichen. Auftretende Verformungen werden skaliert dargestellt, wobei die maximale Verformung auf 10 % der Modellgröße skaliert wird [114].



**Abbildung 92:** Darstellung der elastischen Verformungen in z-Richtung des a)/b) Niederhalters und c)/d) Werkzeugoberteils bei a)/c) dynamischer und b)/d) statischer Berechnung des Versuchswerkzeugs

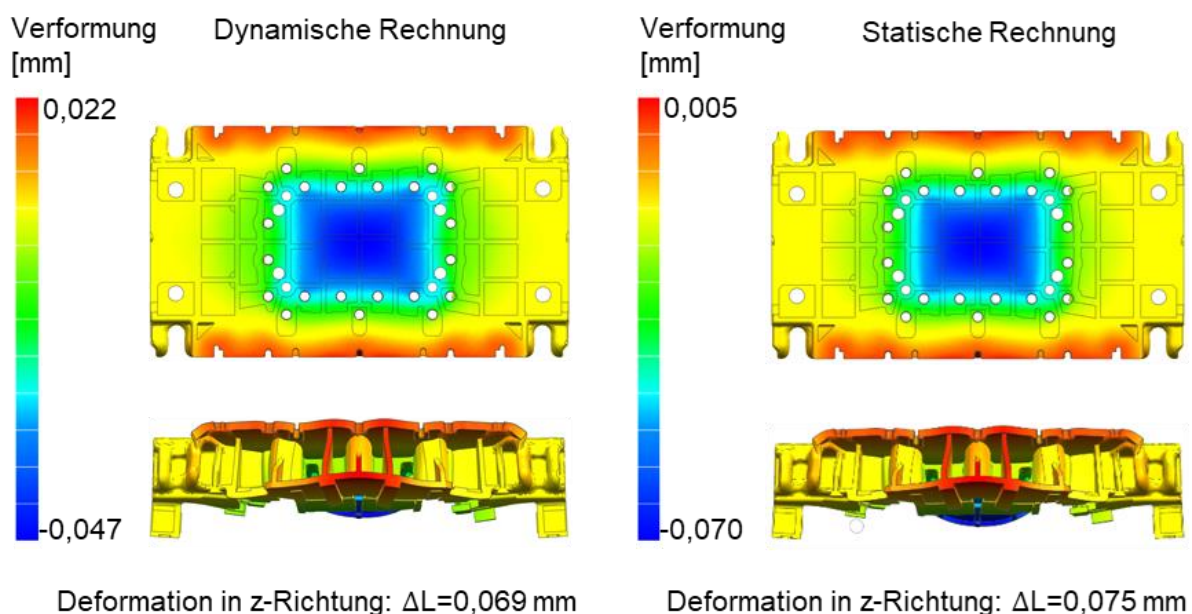
Anhand der Darstellung ist zu erkennen, dass die berechneten Verformung in beiden Simulationsrechnungen in vergleichbarer Größenordnung auftreten. Lediglich im Werkzeugoberteil zeigt sich eine höhere mittige Deformation. Die FMKS weist eine ca. 6 % kleinere Verformung des Oberteils auf. Zudem liegt die Verformung des Niederhalters in der statischen FEM-Simulation um ca. 18 % unterhalb der Simulation unter dynamischer Last. Im Bereich einer Verformung von wenigen Hundertstelmmillimeter ist dies jedoch vernachlässigbar, zudem sind hierbei numerische Ungenauigkeiten überlagert.

Zusammenfassend weisen die beiden Simulationsrechnungen annähernd gleichhohe Verformungsbeiträge auf.

#### 6.1.4 Ergebnisse der MKS und FEM-Simulation des Dachwerkzeugs

Analog zum Versuchswerkzeug wurde die auf das Oberteil des Dachwerkzeugs wirkende Belastung berechnet und ausgewertet. Abbildung 93 zeigt hierbei die resultierende Verformung des Werkzeugoberteils der Folgeoperation 30 bei dynamischer und statischer Betrachtung des Lastfalls.

Anhand der Darstellung in Abbildung 93 ist zu erkennen, dass sich annähernd gleichgroße Verformungen in beiden Simulationsrechnungen einstellen. Die FMKS weist eine um ca. 7,7 % niedrigere Verformung auf. Die berechneten Unterschiede sind aufgrund ihrer Größenordnung jedoch vernachlässigbar.

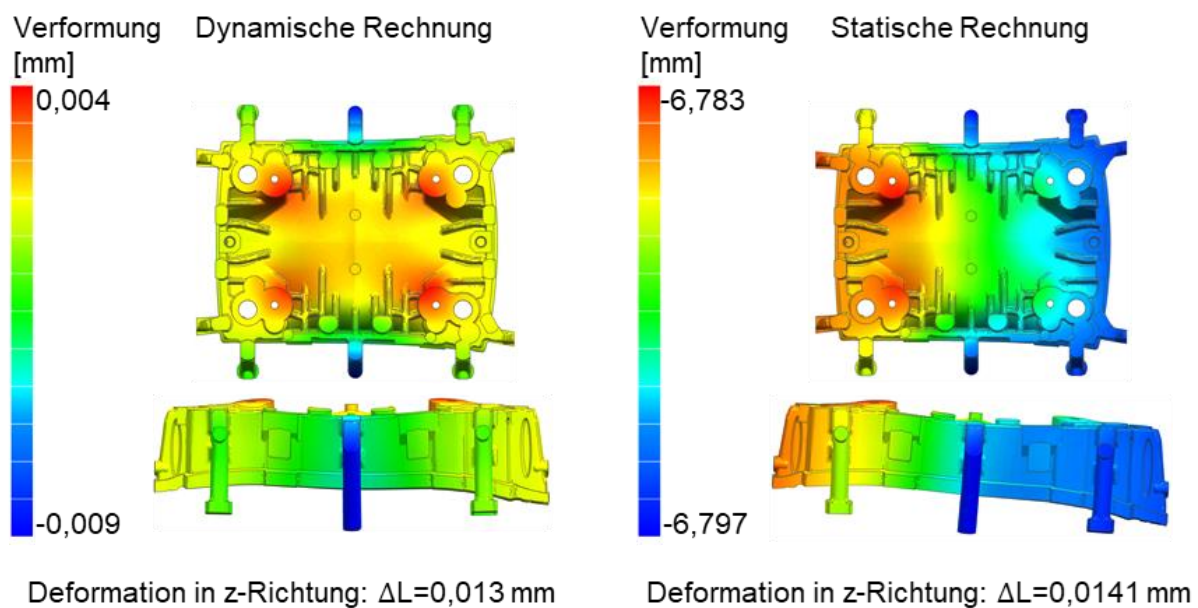


**Abbildung 93:** Darstellung der elastischen Verformungen in z-Richtung des Werkzeugoberteils bei dynamischer und statischer Betrachtung des Lastfalls mit überhöhter Deformationsdarstellung mit dem Skalierungsfaktor Faktor 10 %



Abbildung 94 zeigt die entsprechende Verformung des Niederhalters unter gleichartiger Belastung. Aufgrund der Festlegung der Freiheitsgrade des Niederhalters weisen die berechneten Verformungen aus der dynamischen und statischen Berechnung unterschiedliche Ausprägungen auf. In der statischen FEM-Simulation kippt der Niederhalter aufgrund einer unsymmetrischen Massenverteilung ab. Dieser Effekt wird in der FMKS aufgrund der verwendeten *Begrenzungsfreiheitsgrade* unterdrückt. Wird die dargestellte Verkippung jedoch vernachlässigt und lediglich die Verformung der Niederhalterstruktur selbst betrachtet, zeigen die beiden Simulationen ein nahezu gleichartiges Verhalten. Die FMKS weist eine um ca. 5,0 % niedrigere Verformung auf.

Die ermittelten Verformungen aus der dynamischen und der statischen Simulation für Werkzeugoberteil und Niederhalter liegen schließlich im selben Wertebereich und zeigen ein gleichartiges Verformungsverhalten beider Strukturen. Den Verformungen entsprechend verhalten sich zudem die Spannungen. Weitere Rechnungen zeigten, dass nur geringe Abweichungen zwischen den Simulationsansätzen festzustellen sind.



**Abbildung 94:** Vergleich der elastischen Verformung in z-Richtung des Niederhalters bei dynamischer und statischer Betrachtung des Lastfalls, mit überhöhter Deformationsdarstellung mit dem Skalierungsfaktor Faktor 10 %

### 6.1.5 Zusammenfassung der Simulationsrechnungen

Für die Analyse der Spannungen und der elastischen Verformungen wurde im Rahmen dieser Arbeit die statische FEM-Simulation eingesetzt. Waren bewegungsspezifische Größen wie Geschwindigkeiten und Beschleunigungen relevant, erweist sich die Durchführung einer MKS unter Vernachlässigung elastischer Körperverschiebungen als geeignete Anwendung. Die flexible MKS lässt diese Anwendung durch Kopplung mit einer modalen FEM-Simulation zu. Dabei ist

es möglich, die Vorteile der FEM-Simulation und der starren MKS in einem Simulationslauf zu vereinen. Aufgrund der dynamischen Belastung aufgrund der Beschleunigungen des Niederhalters ermöglicht die Methode der FMKS eine ganzheitliche Simulation aller wirkenden Kräfte im Gesamtsystem des dynamischen Systems von Werkzeugoberteil und Niederhalter. Dies geht jedoch mit erhöhtem Modellierungs- und Rechenaufwand einher. Die entsprechende Berechnung eines Serienwerkzeugs benötigt abhängig von der Größe der Komponenten und der Netzgröße auf konventionellen CAD-Computern zwischen 8 und 24 Stunden. Durch Anwendung dynamischer Lasten auf die unter statischen Bedingungen durchgeführten FEM-Simulation lassen sich jedoch vergleichbare Ergebnisse bei kürzerer Rechenzeit erzielen. Durch Berechnung der dynamischen Lasten mittels einer starren MKS ermöglicht die FEM-Simulation unter Berücksichtigung der dynamischen Rahmenbedingungen eine detaillierte Abbildung der auftretenden Lasten und Verformungen. Durch eine Überschätzung um wenige Prozent, besonders bei der Berechnung von Oberteilbelastungen, ermöglicht der vorgestellte statische FEM-Simulationsansatz eine relativ zuverlässige Auslegung und Berechnung von Deformationen und Spannungen in Werkzeugoberteilen. So bildet die statische FEM-Simulation den konservativen Berechnungsfall und sichert somit das Simulationsergebnis ab. Zudem kann bei einer FEM-Simulation gegebenenfalls feiner vernetzt werden, um kritische Stellen untersuchen zu können, ohne den Berechnungsaufwand im gleichen Maße zu erhöhen, verglichen mit der Mehrkörpersimulation mit realelastischen Stoffgesetzen. Werden eine ausreichende Führung des Niederhalters im Werkzeugoberteil und die Auslegung des Dämpfungsmittelpunkts zum Massenmittelpunkt des Niederhalters zudem vorausgesetzt, kann die starre MKS durch die analytische Berechnung der rheologischen Modelle ersetzt werden. Sie ermöglicht die analytische Berechnung maximaler Beschleunigungswerte der Niederhalterschwingung und stellt dadurch eine praxisnahe Grundlage für die Auslegung der Niederhalterbeschleunigung dar. Diese Beschleunigungswerte können für eine FEM-Simulation herangezogen werden, um auftretende Belastungen entsprechend abschätzen zu können. Im Folgenden wird anhand der berechneten Belastungen im Werkzeugoberteil ein exemplarischer Festigkeitsnachweis durchgeführt. Dieser erweitert die in Kapitel 4.2 vorgestellte Berechnung der Oberteilgeometrien durch Berücksichtigung der gedämpften Niederhalterschwingung sowie des Mehrstufenkollektivs.

## **6.2 Spannungsbewertung dynamischer Belastungen mittels äquivalenter Belastung**

In diesem Abschnitt wird die exemplarische Berechnung der Ermüdungsfestigkeit des Werkzeugoberteils für das Dachwerkzeug durchgeführt. Es wurden auftretende Lastfälle sowie die maximal auftretenden Lastspielzahlen aus dem Lebenszyklus von Werkzeugen festgelegt,

wodurch ein Mehrstufenkollektiv abgeleitet wurde. Das entstehende Lastkollektiv wurde daraufhin mithilfe eines entwickelten *Rainflow*-Zählalgorithmus berechnet. [134]

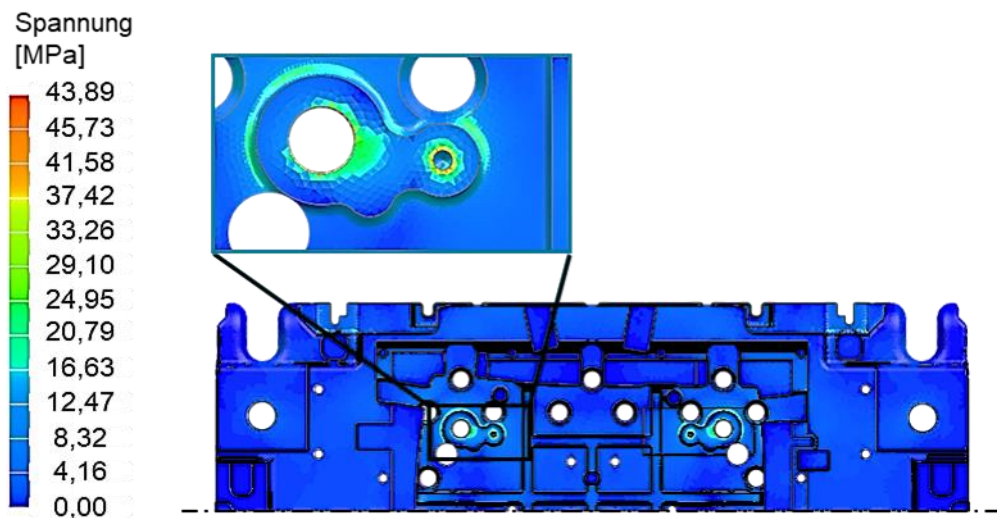
Ein Serienwerkzeug wird in der Regel bis zu acht Jahren auf einer Pressenlinie betrieben. Hierbei sind Störungen im Betrieb zu vermeiden. Alle Werkzeugkomponenten sind dauerhaft zu dimensionieren, um diese Lebensdauer zu gewährleisten. Dies gilt insbesondere für hochdynamisch beanspruchte Komponenten, wie beispielsweise die dynamisch stark belasteten Werkzeugoberteile und die Niederhalter. Zur Durchführung des Ermüdungsfestigkeitsnachweises werden neben den Lastamplituden auch deren Wiederholungszahlen (Lastspielzahlen) benötigt. Dabei wurden für den Werkzeugbetrieb des Dachwerkzeugs anhand von empirischen Erfahrungswerten die in Tabelle 28 aufgeführten Lastfälle festgelegt. Hierbei werden fünf verschiedene Lastfälle unterschieden. Die beiden Betriebslastfälle beschreiben den Betrieb des Werkzeugs bei unterschiedlichen Hubzahlen. Der Transportlastfall entspricht dem Anheben und Transport des Werkzeugs mit einem Hallenkran, beispielsweise während der Werkzeugherstellung oder des Transports in das Presswerk. Beim Wenden des Werkzeugoberteils, beispielsweise bei der Instandhaltung des Werkzeugs, fällt der Niederhalter in die Haltebolzen, was durch den Wendelastfall beschrieben wird. Die entstehenden Lasten bei einem plötzlichen Halt des Stößels im Betrieb werden durch den Not-Stopp-Lastfall abgedeckt.

**Tabelle 28:** Lastfälle im Lebenszyklus eines Dachwerkzeugs für das Beispiel aus Kapitel 4.1

Lastfall	Bezeichnung	Geschwindigkeit [m/s]	Lastspielzahl
1	Betrieb 1	0,270	288000
2	Betrieb 2	0,324	576000
3	Transport	0,208	96
4	Wenden	0,767	96
5	Not-Stopp	0,600	576

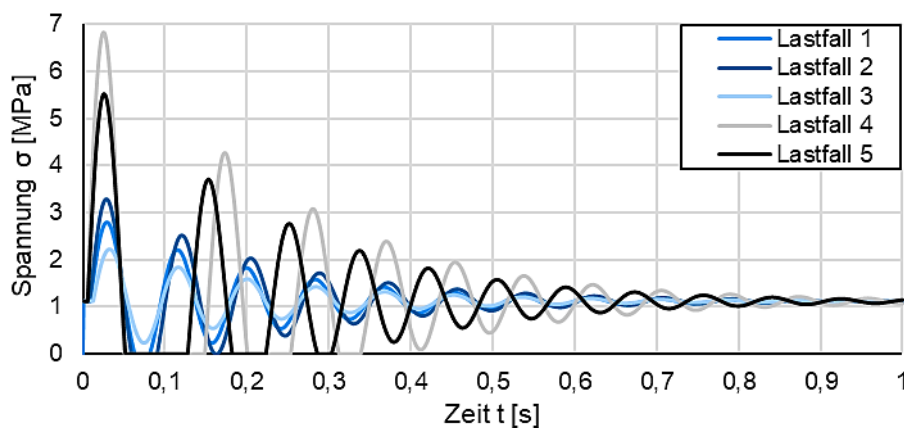
Für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen wurde die Äquivalentamplitude  $\sigma_{\text{Äqu}}$  herangezogen. Diese konstante, äquivalente Spannung ist bezüglich des Spannungskollektivs schädigungsgleich mit der Lastzyklenzahl  $N$ . Das Spannungskollektiv besteht aus einzelnen Spannungsamplituden mit einer bestimmten Anzahl an Lastzyklen. Die Spannungsamplituden werden im Wöhler-Diagramm jeweils als eine Stufe dargestellt. Da im Werkzeugbetrieb mehrere Lastfälle vorkommen, ergeben sich dementsprechend mehrere Spannungskollektivstufen. Zusätzlich erhöht die Niederhalterschwingung in jedem Betriebsfall das jeweilige Kollektiv durch mehrere und unterschiedliche Spannungsamplituden aus der gedämpften Schwingung des Niederhalters auf den Druckfedern. Für die Ermittlung aller Spannungskomponenten im gesamten Lebenszyklus des Niederhalters wurde das Zener-Modell mit angepassten Polynomparametern nach Kapitel 5.4.5 verwendet.

Auf Grundlage des rheologischen Elastomerdruckfedermodells wurden Beschleunigungswerte für den Niederhalter entsprechend der gezeigten Lastfälle bestimmt. Hierbei wurde in diesem Beispiel das analytische Modell herangezogen, wobei ebenfalls eine starre MKS verwendet werden kann. Um Spannungswerte der Werkzeugoberteile ableiten zu können, wurden Reaktionskräfte anhand der Beschleunigungen berechnet. Anhand von statischen FEM-Simulationen wurden daraufhin auftretende Spannungen im Werkzeugoberteil berechnet. In Abbildung 95 wird das Ergebnis der FEM-Simulation des untersuchten Werkzeugoberteils dargestellt. Die Oberteilgeometrie wurde hierbei mit CTETRA(10)-Elementen mit einer Kantenlänge von 30 mm vernetzt, wobei kritische Bauteilbereiche mit einer Netzgröße von 1 mm feiner diskretisiert wurden.



**Abbildung 95:** Ergebnisse der Berechnung der statischen FEM-Simulation des Dachwerkzeugoberteils für eine Belastung von 60 kN pro Haltebolzen im Halbschnitt

Anhand der linear, elastischen Simulation und unter der Voraussetzung, dass nur elastische Verformungen auftreten, konnte hierfür ein Zusammenhang zwischen auftretender Kerbspannung und wirkender Reaktionskraft am Werkzeugoberteil bestimmt werden. In Abbildung 96 sind die auftretenden Spannungen auf Basis der in Tabelle 28 festgelegten Lastfälle dargestellt.



**Abbildung 96:** Spannungsverläufe der Lastfälle aus Tabelle 28 für das Dachwerkzeugoberteil

Für die Berechnung der resultierenden äquivalenten Last wurde die *Rainflow*-Zählung verwendet. Dabei wurden die einzelnen Lastspiele in Form von geschlossenen Hystereseschleifen im Spannungs-Dehnungs-Diagramm aus dem gegebenen Spannungs-Zeit-Verlauf identifiziert. Deren Häufigkeit wurde dabei gezählt und die gesamte Belastung in der sogenannten *Rainflow*-Matrix dargestellt [135].

Verschiedene Zählverfahren ermöglichen die Erstellung einer *Rainflow*-Matrix anhand von Spannungs-Zeit-Verläufen. Vornehmlich sind diese Zählverfahren in Normen und in technischen Regelwerken festgelegt, wie beispielsweise der ASRM Standard E1049-85 „*Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis*“ [131].

Für die Berechnung der Lastkollektive auf Basis der berechneten Spannungsverläufe wird ein Zählverfahren eingesetzt, welches es ermöglicht, die Häufigkeit und die Höhe der auftretenden Belastungen zu bestimmen. Im ersten Schritt werden dazu die Extremwerte einer Spannungsschwingung ermittelt. Aus diesen Daten wird ein neuer Spannungsverlauf gebildet, der nur diese Extremwerte enthält.

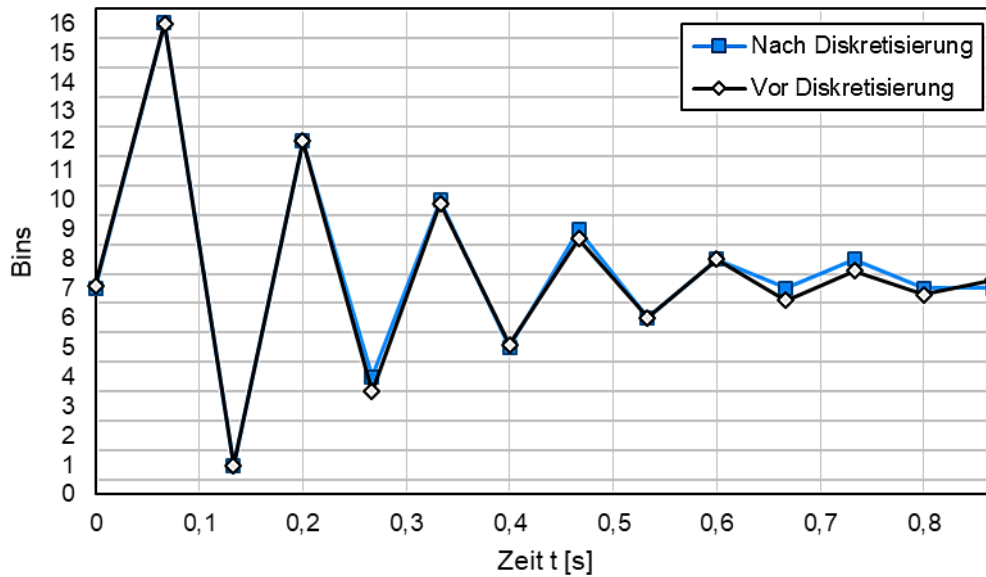
Im zweiten Schritt erfolgt die Diskretisierung dieser Extremwerte. Dazu wird der gesamte Spannungsbereich in kleinere Teilbereiche (*Bins*) eingeteilt. Dementsprechend kann jedem Wendepunkt ein bestimmter Spannungsbereich zugeordnet werden. Diese *Bins* stellen Belastungsklassen dar, mit denen jedes Lastspiel eindeutig klassifiziert werden kann. Bei der Einordnung der Wendepunkte in einen bestimmten Bereich werden die Wendepunkte in die Mitte des Teilbereichs verschoben. Damit werden alle Lastspiele, die im *Bin* derselben Amplitudenhöhen liegen, vereinheitlicht und derselben Belastungsklasse zugeordnet. Sie werden somit als gleichartig schädigend eingestuft.

Um alle schädigungsrelevanten Lastspiele des Werkzeugoberteils zu erfassen, wird in der Literatur eine Mindestanzahl von 64 empfohlen. Diese Anzahl wird in der durchgeführten Diskretisierung folglich festgelegt. [134, 136]

Mithilfe einer hohen Anzahl von *Bins* wird verhindert, dass Lastspiele mit vergleichsweise kleinen Spannungsamplituden sich nicht innerhalb eines *Bins* wiederfinden lassen und somit vernachlässigt werden. Zusätzlich wird damit sichergestellt, dass die Wendepunkte bei der Diskretisierung nicht signifikant bei der Verschiebung in die Mitte des Bereichs verfälscht werden. Abbildung 97 zeigt exemplarisch anhand von 16 *Bins* wie eine Verschiebung der Amplituden zur Mitte der *Bins* niedrige Spannungswerte signifikant ändern kann.

Im dritten Schritt der Auswertung werden die Lastspiele gezählt. Anhand der gedämpften Niederhalterschwingung wurde hier ein vereinfachtes Zählverfahren verwendet. Das Zählverfahren wertet jeweils vier aufeinanderfolgende Extremwerte aus. Damit ein vollständiges Lastspiel ge-

zählt werden kann, müssen die aufeinanderfolgenden Extremwerte die mit den Gleichungen (85) bis (87) vorgegebenen Bedingungen erfüllen. Werden diese erfüllt, wird das Lastspiel in seine Belastungsklasse in der *Rainflow*-Matrix zugeordnet bzw. eingetragen.



**Abbildung 97:** Beispielhafte Darstellung der Diskretisierung von Spannungswerten aus Niederhalterschwingungen, geclustert in 16 Stufen

$$P_2 > P_1 \geq P_3 \quad (85)$$

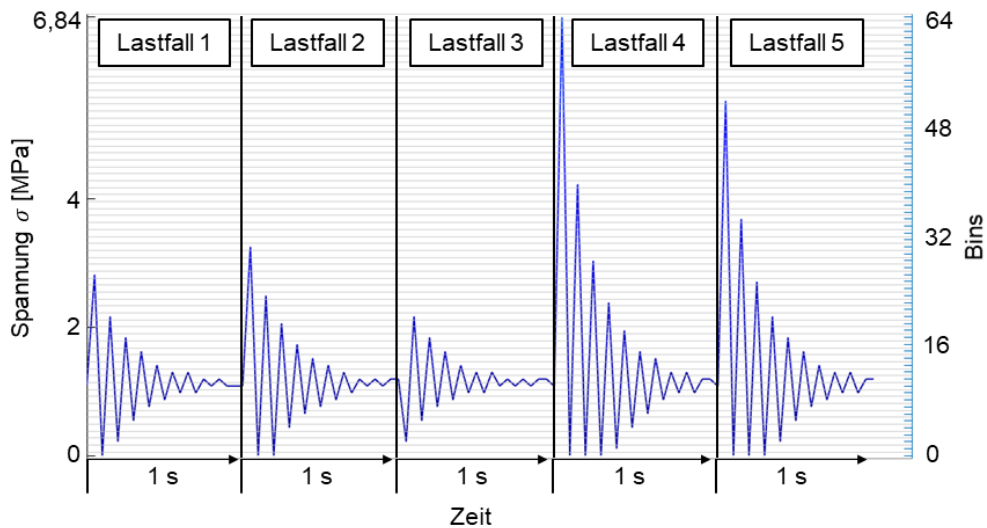
$$P_2 \geq P_4 > P_3 \quad (86)$$

$$P_3 \neq P_4 \quad (87)$$

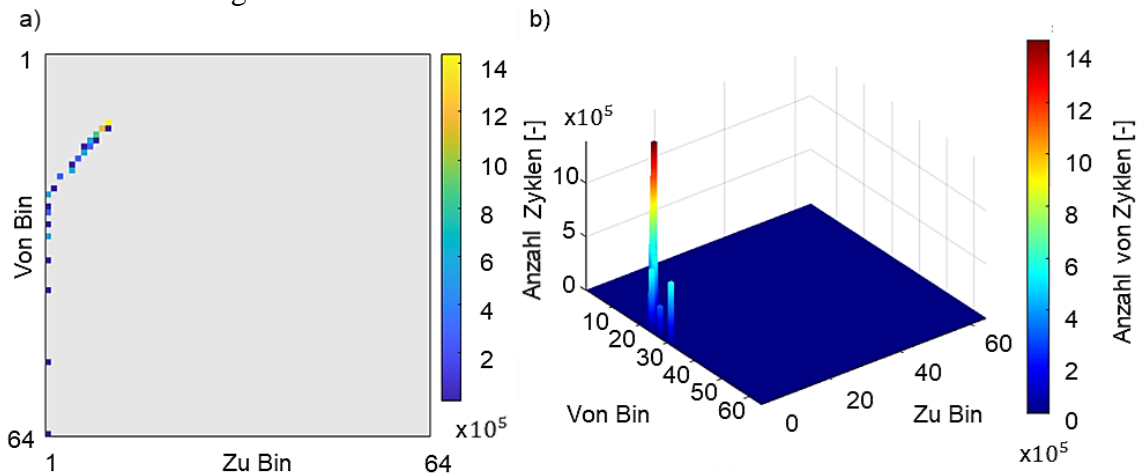
Jedes von dem Zählalgorithmus indentifizierte Lastspiel wird in die *Rainflow*-Matrix eingetragen. Die *Rainflow*-Matrix stellt dabei eine *Bins*×*Bins*-Matrix dar, die alle Lastspiele und deren Häufigkeit im Spannungsverlauf umfasst. Die Zeilen der Matrix repräsentieren die Start-*Bins* (*From Bin*) der Belastung, wobei die Spalten die Ziel-*Bins* (*To Bin*) der Belastung repräsentieren.

Nachdem die vereinfachte *Rainflow*-Zählmethode angewendet wurde, konnten Spannungskollektive aus den Lastfällen berechnet werden. Die auftretenden Lastspiele nach der Diskretisierung werden in Abbildung 98 dargestellt. Für eine übersichtliche Darstellung wird lediglich ein einziger Schwingungsvorgang pro Lastfall abgebildet.

Mit dieser Diskretisierung der Spannungsverläufe lässt sich feststellen, dass mit 64 Bereichen keine nennenswerten Verluste in der Genauigkeit der Extremwerte zu erkennen sind. Die Farbskalierung der abgebildeten Lastspiele soll zusätzlich den Bezug zu der dauerhaft ertragbaren Spannungsamplitude  $\sigma_{AD}$  von 37 MPa herstellen (vergleiche Kapitel 4.2.1). Die Belastungshistorie über die gesamte Lebensdauer des Werkzeugs wird in der folgenden *Rainflow*-Matrix in Abbildung 99 dargestellt.



**Abbildung 98:** Diskretisierte Lastfälle 1 – 5 aus Tabelle 28, geclustert in 64 Bereichen der Belastung



**Abbildung 99:** a) 2D- und b) 3D-Repräsentation der *Rainflow*-Matrix zur Darstellung der in Tabelle 28 genannten Lastfälle für das Werkzeugoberteils des Dachniederhalters

Nachdem die Anzahl der Lastwechsel während der gesamten Werkzeuglebensdauer berechnet wurde, ergab sich die Äquivalentamplitude  $\sigma_{\text{Äqu}}$  nach Gleichung (88).

$$\sigma_{\text{Äqu}} = \frac{\sigma_{a,1}}{K_{\text{BK}}} \quad (88)$$

Der Kollektivgrößtwert  $\sigma_{a,1}$  ist der höchste Spannungswert der Kollektivstufe und beträgt in dieser Berechnung  $\sigma_{a,1} = 6,84$  Mpa. Der Betriebsfestigkeitsfaktor  $K_{\text{BK}}$  wurde nach der FKM-Richtlinie nach Gleichung (89) berechnet. [78]

$$K_{\text{BK}} = \left( \frac{A \cdot N_D \cdot D_M}{N_{\text{koll}}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (89)$$

Hierbei beschreibt  $N_{\text{koll}}$  den Kollektivumfang,  $A$  den Abstand zwischen Wöhler- und Lebensdauerlinie,  $N_D$  den Knickpunkt  $N_D = 10^6$  der Wöhlerlinie,  $D_M$  die effektive *Miner*-Summe sowie  $k = 5$  den Wöhlerexponent. Der Abstand zwischen Wöhler- und Lebensdauerlinie wurde mit dem *Miner-elementar* Verfahren nach Gleichung (90) berechnet.

$$A_{\text{ele}} = \left[ \sum_{i=1}^j \frac{n_i}{\bar{N}} \cdot \left( \frac{\sigma_{a,i}}{\sigma_{a,1}} \right)^k \right]^{-1} \quad (90)$$

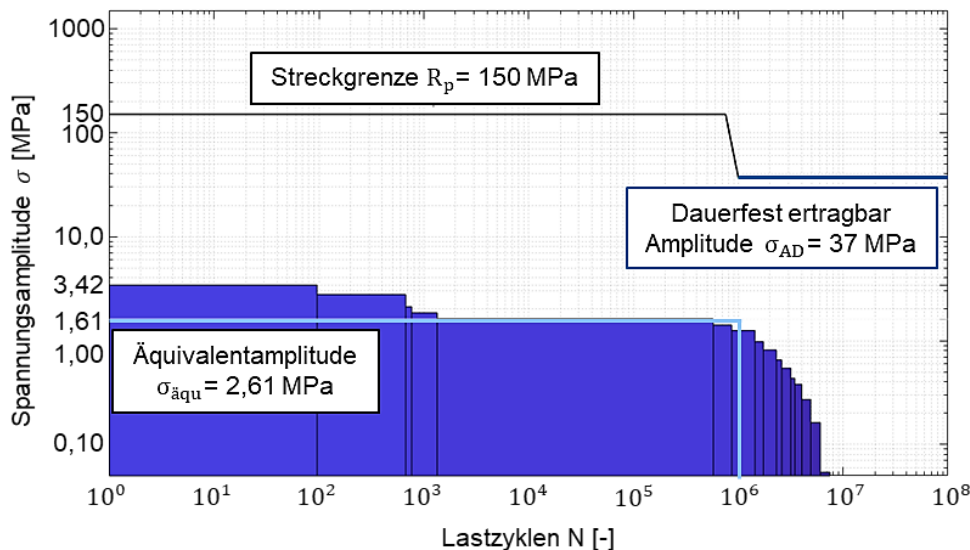
Die Anzahl der Kollektivstufen  $j$ , der Lastzyklen  $n_i$ , die Summe aller Lastzyklen  $\bar{N}$  und die Spannungsamplituden  $\sigma_{a,i}$  wurden dabei miteinbezogen, um die Schädigung aufgrund des Kollektivs zu berücksichtigen. Anhand der *Rainflow*-Matrix konnten insgesamt 18 unterschiedliche Lastwechselfälle im gesamten Lebenszyklus des Folgewerkzeugs für eine Dachbeplankung bestimmt werden. Diese wurden im Wöhler-Diagramm in absteigender Reihenfolge eingetragen. Insgesamt wurden hierbei  $\bar{N} = 5.765.952$  Lastzyklen eingetragen. Demnach ergibt sich  $A_{\text{ele}} = 215,94$ , wodurch die effektive *Miner*-Summe  $D_M$  nach Gleichung (91) berechnet werden konnte.

$$D_M = \frac{2}{\sqrt[4]{A_{\text{ele}}}}, \quad \text{wobei} \begin{cases} D_M > 1 \Rightarrow D_M = 1 \\ D_M < 1 \Rightarrow D_M = D_M \end{cases} \quad (91)$$

Die Äquivalentamplitude des untersuchten Lastkollektivs berechnet sich schließlich zu ca.  $\sigma_{\text{Äqu}} = 2,61$  Mpa. In der folgenden Abbildung 100 ist das Wöhler-Diagramm für den Nachweis der Ermüdungsfestigkeit dargestellt. Darin sind die untersuchten Kollektivstufen eingetragen.

Der betrachtete, topologieoptimierte Niederhalter induziert folglich keine kritischen Belastungen im Oberteil des Werkzeugs. Sowohl das Mehrstufenkollektiv als auch die äquivalente Amplitude liegen unter der nach der FKM-Richtlinie festgelegten maximal ertragbaren Spannung.

Das Vorgehen zur Bewertung des Mehrstufenkollektivs kann generell für kritisch belastete Werkzeugkomponenten angewendet werden, um eine detaillierte Aussage über die maximale kumulierte Belastung während des Lebenszyklus der Werkzeugkomponenten treffen zu können.



**Abbildung 100:** Mehrstufenkollektiv der untersuchten Belastung des Werkzeugoberteils im Wöhler-Diagramm in logarithmischer Darstellung nach Tabelle 28



In der Konstruktionsphase von Umformwerkzeugen werden diese vornehmlich hinsichtlich ihrer maximalen Belastung ausgelegt, um ein Versagen im Grenzfall des Betriebs zu verhindern. Auf diese Weise wird der Lebenszyklus konservativ abgeschätzt und die maximale Hubzahl sowie das geschätzte Produktionsvolumen als Betriebspunkte gewählt. Hierbei ist nach den Gleichungen (88) bis (91) eine Auslegung anhand der maximalen Beschleunigung bei der Mitnahme nicht ausreichend, da auch das Belastungskollektiv der abklingenden Schwingung mitberücksichtigt werden muss.

Wird das Abklingen der Schwingung anhand der Gleichungen (92) bis (95) berücksichtigt, kann der Reduktionsfaktor der Amplituden berechnet werden. Anhand der linearen Reduktion konnte die äquivalente Belastung abhängig von der maximalen Beschleunigung nach den Gleichungen (96) bis (98) berechnet werden.

$$\text{für } N_D = 10^6; k = 5; n_i = n = 1 \cdot 10^6; D_M = 1 \text{ N}_{\text{koll}} = N = 5 \cdot 10^6 \quad (92)$$

$$\text{mit } \sigma_{a,i} = \sigma_{a,1} \cdot p^{i-1} \quad (93)$$

$$e = \sqrt{\frac{m}{k}} \cdot v_0 \cdot e^{-D \cdot \omega_0 \cdot t} \quad (94)$$

$$p = \frac{a(t) - a(t + \Delta t)}{a(t)} = 1 - e^{-D \cdot \omega_0 \cdot \Delta t} \quad (95)$$

$$A_{\text{ele}} = \left[ \sum_{i=1}^j \frac{n}{N} \cdot \left( \frac{\sigma_{a,i}}{\sigma_{a,1}} \right)^k \right]^{-1} = \frac{N}{n} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} \left( \frac{\sigma_{a,1} \cdot p^{i-1}}{\sigma_{a,1}} \right)^k \right]^{-1} = \frac{N}{n} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} p^{k \cdot (i-1)} \right]^{-1} \quad (96)$$

$$K_{\text{BK}} = \left( \frac{A \cdot N_D \cdot D_M}{N_{\text{koll}}} \right)^{\frac{1}{k}} = \left( \frac{N_D \cdot D_M}{N_{\text{koll}}} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left( \frac{N}{n} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} p^{k \cdot (i-1)} \right]^{-1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (97)$$

$$= \left( \frac{N_D \cdot D_M \cdot N}{N_{\text{koll}} \cdot n} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} p^{k \cdot (i-1)} \right]^{-\frac{1}{k}}$$

$$\sigma_{\text{Äqu}} = \frac{\sigma_{a,1}}{K_{\text{BK}}} = \frac{\sigma_{a,1}}{\left( \frac{N_D \cdot D_M \cdot N}{N_{\text{koll}} \cdot n} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} p^{k \cdot (i-1)} \right]^{-\frac{1}{k}}} = \sigma_{a,1} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} p^{k \cdot (i-1)} \right]^{\frac{1}{k}} = \sigma_{a,1} \cdot S_{\text{Äqu}} \quad (98)$$

Für jede Elastomerdruckfeder konnte entsprechend der minimalen Amplitudenreduktion  $p$  ein maximaler Sicherheitswert zur Abschätzung des Lastkollektivs nach Gleichung (98) berechnet werden. Dieser ermöglicht in der Festigkeitsberechnung eine Berücksichtigung der abklingenden Schwingung.

### 6.3 Fazit zur Bewertung der dynamischen Niederhalterlasten

Die in Kapitel 5 untersuchten rheologischen Modelle zur Abbildung des Verhaltens der Elastomerdruckfedern konnten in Kapitel 6 erfolgreich in MKS und FEM-Simulationen implementiert werden. Hierbei konnte in einem ersten Schritt gezeigt werden, dass eine statische FEM-Simulation eine FMKS ersetzen kann, was zu deutlich reduziertem Simulationsaufwand führt. Auf Grundlage von berechneten Spannungswerten aus der FEM-Simulation konnte gezeigt werden, wie die Festigkeitsberechnung des Mehrstufenkollektivs über den gesamten Lebenszyklus eines Werkzeugoberteils durchgeführt werden kann. Die Abschätzung auftretender Reaktionskräfte anhand rheologischer Modelle der Elastomerfedern ermöglicht hierbei weiterhin die Festlegung von Sicherheitskennwerten, welche die Auslegung eines Werkzeugoberteils anhand eines Einstufenkollektivs mit reduziertem Berechnungsaufwand ermöglicht.

Eine Anwendung der Festigkeitsberechnung setzt voraus, dass die verwendeten Modelle mit einer möglichst genauen Parametrisierung die Bestimmung realer Werkzeugbeschleunigungen und Belastungen erlauben. Nachfolgend wird anhand von Serienmessungen validiert, inwieweit eine Prognose von Belastungen während der Produktion anhand der hier eingesetzten Modelle ermöglicht wird. Hierbei wird auf das *Simulink*- und ein MKS-Modell zurückgegriffen, um auftretende Beschleunigungen bestimmen zu können.

## 7 Validierung der Modelle an Realwerkzeugen im Serienbetrieb

Im Folgenden wird die Übertragbarkeit der Prädiktionsgüte der parametrisierten rheologischen Modelle zur Abbildung von deren viskoelastischen Feder-Dämpferverhalten anhand von Messdaten aus Serienwerkzeugen untersucht. Hierzu wurden die beiden Dachwerkzeuge aus Kapitel 4.1, exemplarisch in Abbildung 44 und Abbildung 45 dargestellt, näher betrachtet und unter Serienbetriebsbedingungen untersucht. Zum einen handelt es sich um ein konventionell ausgelegtes Werkzeugoberteil mit einem konventionell konstruierten Niederhalter, zum anderen um das Dachwerkzeug mit topologieoptimiertem Niederhalter. Das dynamische Verhalten beider Niederhalter beim Rückhub des Stößels sowie der Einfluss des Serienprozesses wurden daraufhin analysiert und mit dem des idealisierten Versuchswerkzeuges verglichen. Durch Mehrkörpersimulationen wurde schließlich die Übertragbarkeit der rheologischen Modelle anhand der Berücksichtigung der Pressen- und Werkzeugdynamik falsifiziert.

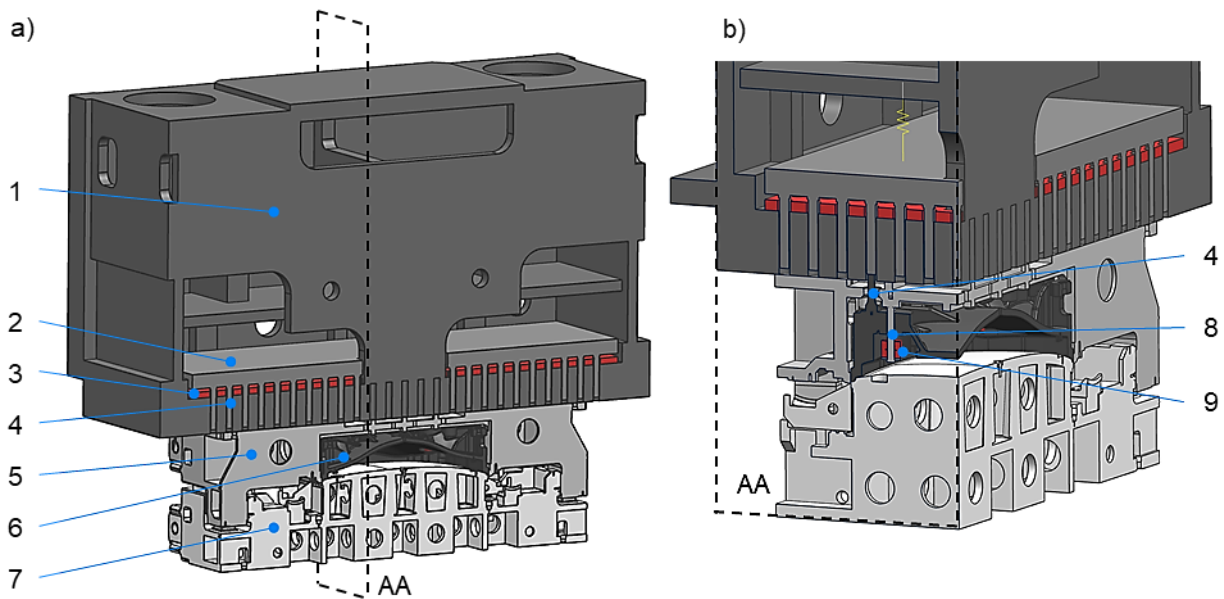
### 7.1 Versuchsaufbau und -durchführung im Serienbetrieb

Die durchgeführten Messungen, welche im Folgenden beschrieben werden, wurden unter seriennahen Betriebsbedingungen auf einer Schuler-Servopresse Typ SSL4-2500 durchgeführt [22]. Der Versuchsaufbau ist vereinfacht in Abbildung 101 dargestellt. Das gezeigte Modell des Versuchsaufbaus wurde in Kapitel 7.3 zur Mehrkörpersimulation der Versuche eingesetzt.

Aufgrund der mechanischen Kopplung des Werkzeugoberteils mit dem Stößel wird im Folgenden detailliert auf die Charakteristik dieser Kopplung sowie auf angrenzende Pressenkomponenten eingegangen, die das dynamische Werkzeugverhalten direkt beeinflusst. Das Oberluftkissen der verwendeten Presse besteht aus einer Druckplatte mit sechs Pneumatikbälgen, welche eine Kraftübertragung zum Werkzeug mit maximal 320 Druckbolzen in einem 150 mm Raster ermöglicht. Unterhalb der Druckplatte sind ca. 140 Elastomer-Kammleisten zusammen mit ca. 320 Elastomer-Bolzenringen angebracht, welche eine gedämpfte Auflage der Druckplatte im Inneren des Stößelkörpers ermöglichen. Diese Elastomerfedern werden im Folgenden als Elastomerleisten bezeichnet. Sie besitzen eine Höhe von 30 mm und sind gleichmäßig unterhalb der Druckplatte verteilt. Neben dem charakteristischen Werkzeugverhalten wurde auch das dynamische Schwingungsverhalten der beteiligten Stößelkomponenten in den Versuchen untersucht.

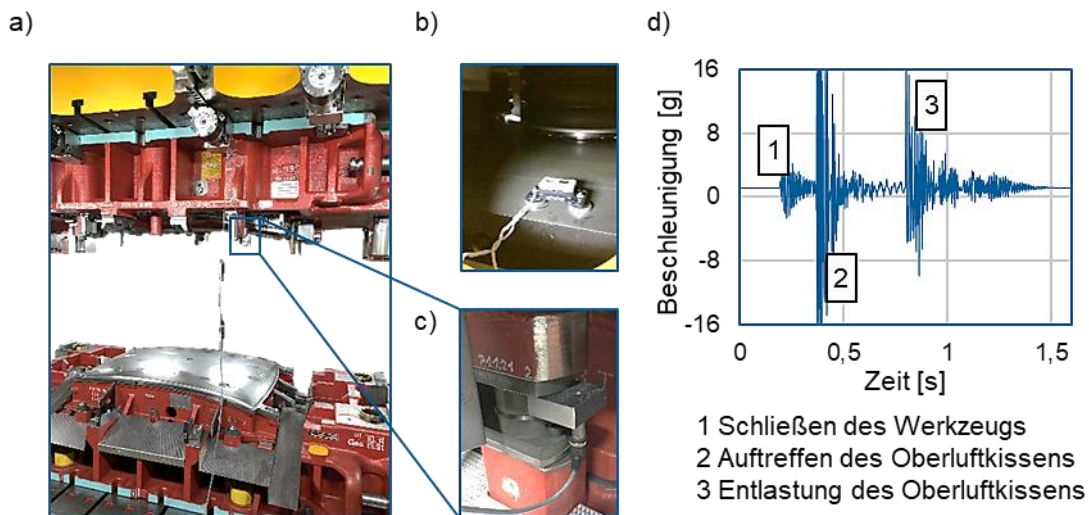
Die im Versuchsaufbau angebrachten Sensoren sind in Abbildung 102 dargestellt. Zur Erfassung der Niederhalterbeschleunigung wurde ein *HBM* B12/200 Sensor am Niederhalterkörper angebracht. Die Messdaten der Presse wurden über anlageninterne Sensoren erfasst, welche über eine Schnittstelle ausgelesen und gespeichert werden konnten. Um die Messung der Niederhalterschwingung sowie des Stößelsystems zu ergänzen, wurde ein Beschleunigungssensor des Typs *Bosch* XDK 110 auf der Druckplatte verwendet, dessen Messergebnisse zur Bestimmung der

Bewegungsphasen des Oberluftkissens verwendet wurden. Der Versuchsaufbau sowie die Positionen der verwendeten Sensoren sind in Abbildung 102 gezeigt, außerdem in Abbildung 102 d) ein Beschleunigungs-Zeit-Diagramm der Bewegungsphasen des Oberluftkissens.



1 Stößel; 2 Druckplatte; 3 Elastomerleisten; 4 Druckbolzen;  
5 Oberteil; 6 Niederhalter; 7 Unterteil; 8 Haltebolzen; 9 Elastomer-Druckfeder

**Abbildung 101:** Werkzeug- und Pressensystem im a) Halbschnitt und b) in einer weiteren Schnittansicht zur Darstellung der relevanten Werkzeug- und Pressenkomponenten mit topologieoptimiertem Niederhalter eines Dachwerkzeuges



**Abbildung 102:** a) Topologieoptimiertes Dachwerkzeug in OT der Servopresse, b) *Bosch XDK 110* Sensor auf der Druckplatte, c) *HBM B12/200* an einer Niederhalterdistanz und d) Bewegungsphasen der Druckplatte

Die Pressversuche wurden ohne ein Blechteil durchgeführt, wobei die Niederhalter durch Kegel- und Flachdistanzen zum Unterteil positioniert wurden. Die gewählte Oberluftkissenkraft von 250 kN für beide Beschneidewerkzeuge entsprach während der Versuchsdurchführung den Serien-

produktionsbedingungen. Die Versuche wurden zudem für mehrere Hubzahlen durchgeführt, wobei sich diese an Produktionsbedingungen orientierten. Für jeden Betriebspunkt wurden zur statistischen Absicherung drei Hübe gemessen. Der durchgeführte Versuchsplan ist in Tabelle 29 dargestellt. Aufgrund der Auslegung der konventionellen Werkzeugkonstruktion konnte das Werkzeug mit konventionell konstruiertem Niederhalter nicht mit Hubzahlen oberhalb von 14 Hub/min prozesssicher betrieben werden. Exemplarisch wird in den folgenden Abschnitten der Fokus auf 12 Hub/min sowie 18 Hub/min gelegt, wodurch charakteristische Verhaltensweisen der Schwingungen resultierend aus niedrigen und erhöhten Stößelgeschwindigkeiten abgedeckt wurden.

**Tabelle 29:** Versuchsplan zur Analyse von zwei Niederhaltertypen in Serienwerkzeugen

Versuch	Werkzeug	Anzahl Druckfedern KF1 (par.)	Hubzahl [Hub/min]	Niederhalterhub [mm]
V1	Konventioneller Niederhalter	6	10 - 12 - 14 (- 16 - 18)	30
V2	Topologieoptimierter Niederhalter	4	10 - 12 - 14 - 16 - 18	30

## 7.2 Ergebnisse der Serienversuche mit den Schneidwerkzeugen

Anhand der durchgeführten Versuche werden im Folgenden die charakteristischen Niederhalterschwingungen der Serienwerkzeuge analysiert. Zudem werden Schwingungen sowie Messdaten des Stößelsystems mit den Niederhalterschwingungen verglichen. In einer weiteren Untersuchung werden daraufhin die Schwingungen der konventionellen und topologieoptimierten Niederhalter miteinander verglichen. Auf Grundlage der Versuchsergebnisse werden nachfolgend in Kapitel 7.3 die durch das Versuchswerkzeug aufgestellten Modelle zur Beschreibung der Niederhalterschwingung validiert.

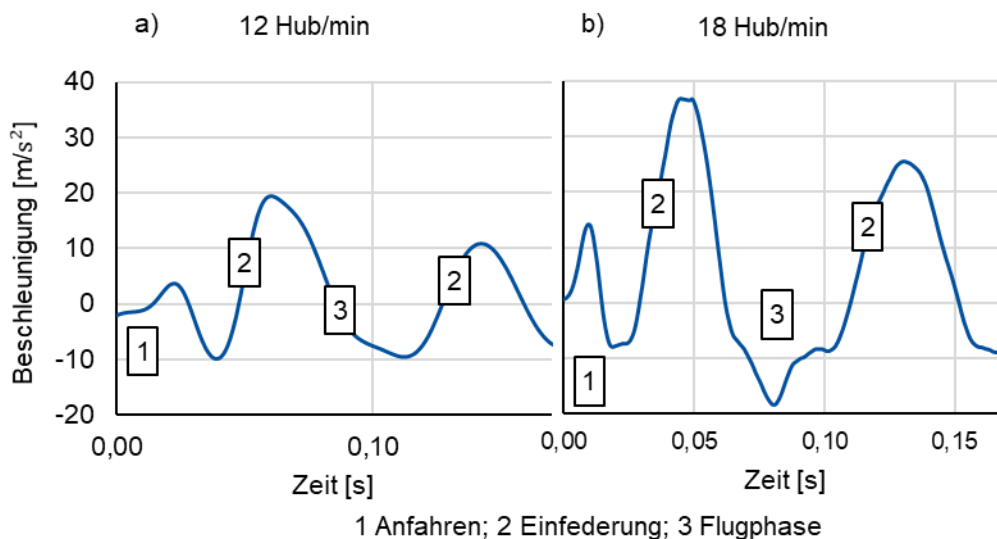
### 7.2.1 Charakteristische Niederhalterschwingung im Serienbetrieb

Die charakteristische Schwingung des Niederhalters des Versuchswerkzeugs ist nach Abbildung 78 in Einfederungs- und in Flugphasen unterteilt. Diese sind auch in den Schwingungsverläufen der Serienwerkzeuge, wie in Abbildung 103 exemplarisch dargestellt, zu erkennen. Jedoch kann zusätzlich eine weitere charakteristische Zeitphase bestimmt werden, welche sich nur im realen Produktionsbetrieb in Verbindung mit dem Oberluftkissen ausgeprägt darstellt.

Aufgrund der Setzneigung der Elastomerdruckfedern und des Abstands der Druckbolzen des Oberluftkissens zur Unterseite des Stößels resultiert ein Spalt zwischen Niederhalter- und Oberluftdruckbolzen, sobald der Niederhalter stets auf den Elastomerdruckfedern aufliegt. Die Druckbolzen des Oberluftkissens liegen nominell in der Regel ca. 5 mm oberhalb der Unterkante

des Stößels, abhängig vom anliegenden Oberluftkissendruck. Diese Abhängigkeit entsteht aus der Tatsache, dass die Druckplatte des Oberluftkissens konstruktiv stets auf Elastomerfedern innerhalb des Stößels aufgesetzt wird. Das Oberluftkissen drückt entsprechend mit dem jeweils programmierten Druck auf die Druckplatte, welche entsprechend in die Elastomerleisten einfedert. Damit die Druckbolzen der Druckplatte nicht aus dem Stößel herausragen, wird ein Versatz der Druckbolzen in das Innere des Stößelkörpers vorgesehen.

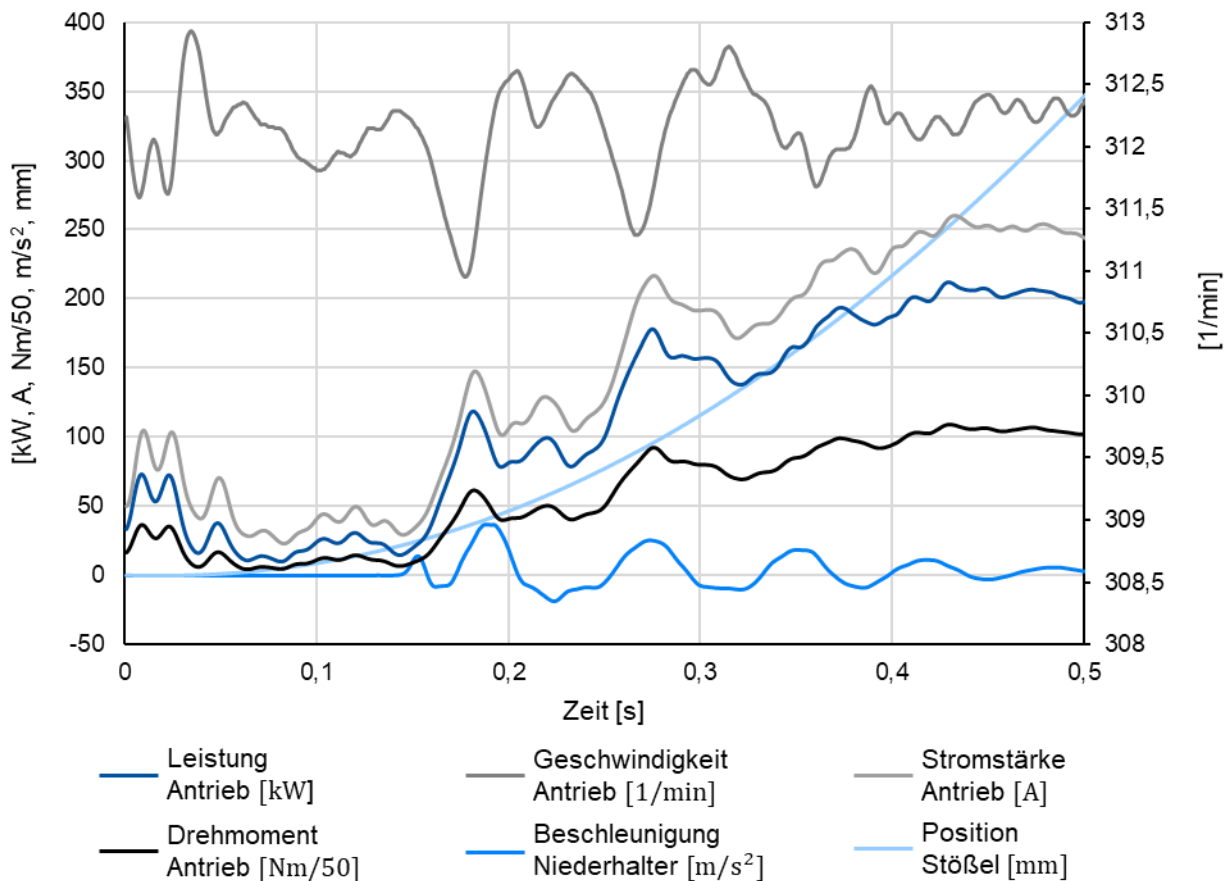
Bewegt sich der Stößel nach oben, wird die Druckplatte vom Werkzeug entkoppelt, bevor der Niederhalter beschleunigt wird. Dies führt, wie in Abbildung 103 b) für die Hubzahl 18 Hub/min dargestellt, zu einer Anregung des Niederhalters. Das zuvor durch das Oberluftkissen verspannte System aus Niederhalter und Werkzeugunterteil wird damit entlastet und beginnt zu schwingen. Hierbei tritt die in Abbildung 103 a) und b) dargestellte Beschleunigung beim Anfahren auf, welche charakteristisch für die Niederhalterbeschleunigung im Serienbetrieb mit Oberluftkissen ist. Nachdem der Niederhalterhub vollständig überschritten ist, wird der Niederhalter daraufhin beschleunigt. Erfährt der Niederhalter relativ große Beschleunigungen, so schließen sich entsprechend lange Flugphasen an. In diesem Fall kann sich der Niederhalter nach oben von den Elastomerdruckfedern lösen und gegen das Oberluftkissen stoßen. Beim Auftreffen des Niederhalters auf dem Oberluftkissen wird dieses nach oben beschleunigt und ebenfalls in Schwingung versetzt. Bei der Abwärtsbewegung drückt es daraufhin den Niederhalter wieder nach unten, was zu dessen erhöhter negativer Beschleunigung führt.



**Abbildung 103:** Niederhalterbeschleunigung des topologieoptimierten Niederhalters bei a) 12 Hub/min und bei b) 18 Hub/min

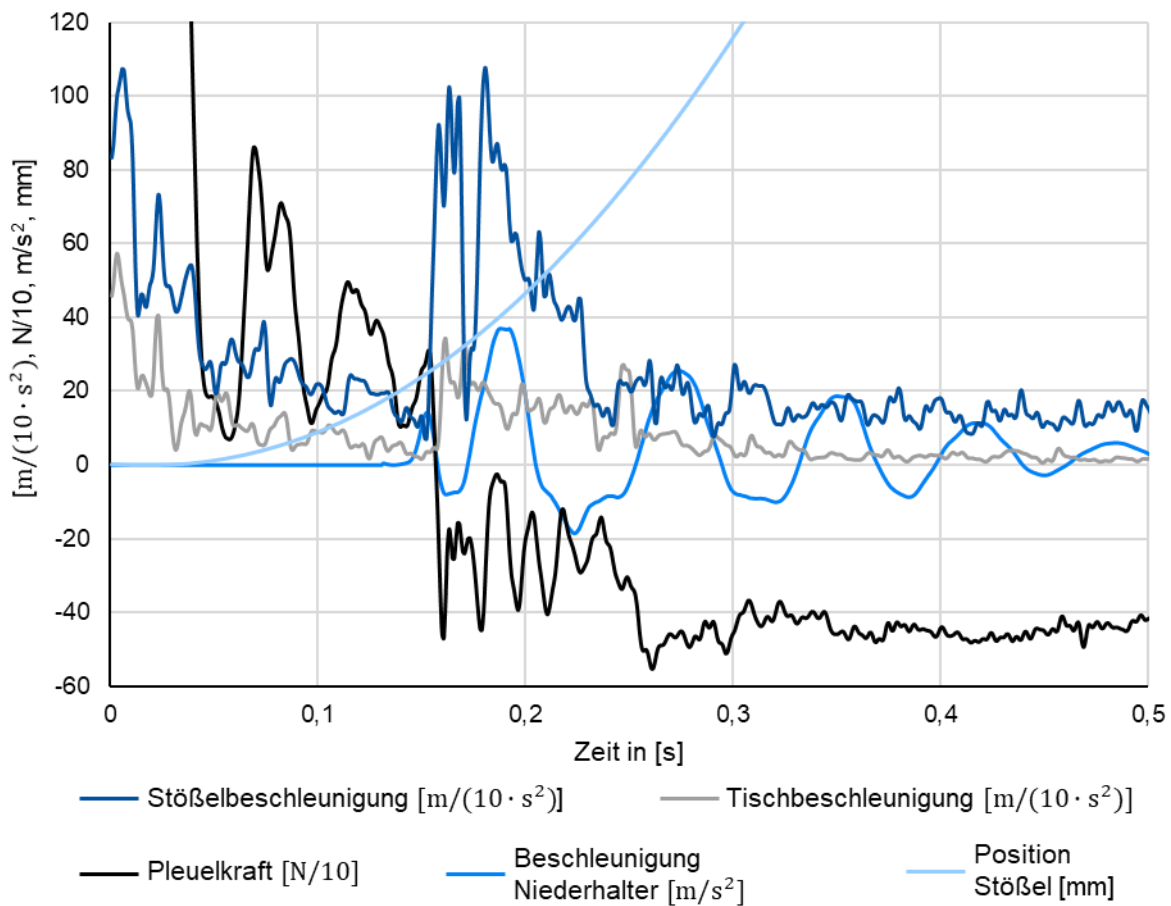
Neben den Schwingungen der Niederhalter in den Werkzeugoberteilen konnte durch die moderne Servopressentechnologie ebenso die Reaktionen des Stößelantriebs und anderer bewegten Komponenten auf die Niederhalterbeschleunigung analysiert werden. Die Regelung und Steue-

Die Reaktion der Presse auf die Niederhalterschwingung, was durch die Messdaten des Torqueantriebs, dargestellt in Abbildung 104, erkennbar ist. Folglich wird deutlich, dass eine eindeutige Wechselbeziehung zwischen Pressen- und Werkzeugbelastungen besteht. Diese beeinflussen sich gegenseitig und reagieren aufeinander. Dementsprechend ermöglichen Pressendaten Rückschlüsse auf das Werkzeugverhalten und umgekehrt [137].



**Abbildung 104:** Reaktion des Stößelantriebs auf die Beschleunigung des Niederhalters am Beispiel des topologieoptimierten Niederhalters bei 18 Hub/min

Der Antrieb der Servopresse reagiert auf die einzelnen Einfederungen des Niederhalters durch die Erhöhung der Leistung, der Stromstärke und entsprechend des Drehmoments. Auf diese Weise wird einer Reduzierung der Stößelgeschwindigkeit entgegengewirkt. Mit den Flugphasen ist deutlich zu erkennen, dass der Antrieb für die weitere Bewegung des Stößels weniger Leistung benötigt. Auch das Auftreffen des Niederhalters am Oberluftkissen in der ersten Flugphase ist deutlich in den Verläufen der Pressendaten zu erkennen. Die Aufwärtsbewegung des Stößels wird durch den zusätzlichen Stoß und die Schwingung der Oberluftdruckplatte behindert, und der Stößelantrieb reagiert entsprechend. Neben der Reaktion des Antriebs auf die Niederhalterbeschleunigung beim Rückhub wurden in Abbildung 105 die Auswirkungen auf den Presskraftverlauf und die Stößelschwingungen untersucht.



**Abbildung 105:** Schwingung des Pressentisches und des Stößels sowie Pleuelkraft während der Niederhalterbeschleunigung im Aufwärtshub

Die Presskraft des Stößels fällt nach Überschreiten des UT des Stößels rasch ab. Jedoch schwankt die Pleuelkraft weiterhin um einen Wert nahe des Oberluftkissendrucks, welcher das System aus Pressenantrieb und Werkzeug weiterhin nach oben hin zu Stößel verspannt. Beim Absetzen des Oberluftkissens auf den Elastomerleisten innerhalb des Stößels ändert sich folglich der Kraftfluss des Oberluftkissens, und die Presskraft nimmt schnell ab. Dieser plötzliche Kraftabfall sorgt für eine Anregung des gesamten schwingungsfähigen Systems, was in den Schwingungsverläufen des Stößels und sogar des Pressentisches erkennbar wird. Dieser Effekt wurde durch die spezifische Pressensteifigkeit verstärkt. So betrug das Spiel bzw. die Freigängigkeit der Pressenkinematik ca. 1 mm und benötigt zur Überwindung und damit dem Kraftschluss ca. 1.000 kN, gemessen in Anlehnung an [138]. Nachdem die Druckplatte des Oberluftkissens abgesetzt wurde, wird der Niederhalter beschleunigt und regt das Stößelsystem erneut an. Aufgrund des Massen- und Kräfteverhältnisses zwischen Stößel und Niederhalter von ca. 50:1 wurde die Niederhalterbeschleunigung nur zu Beginn im Schwingungsverlauf des Stößels messbar. Nach der zweiten Amplitude der Niederhalterschwingung ist diese nicht mehr im Verlauf der Beschleunigung des Stößels zu erkennen.

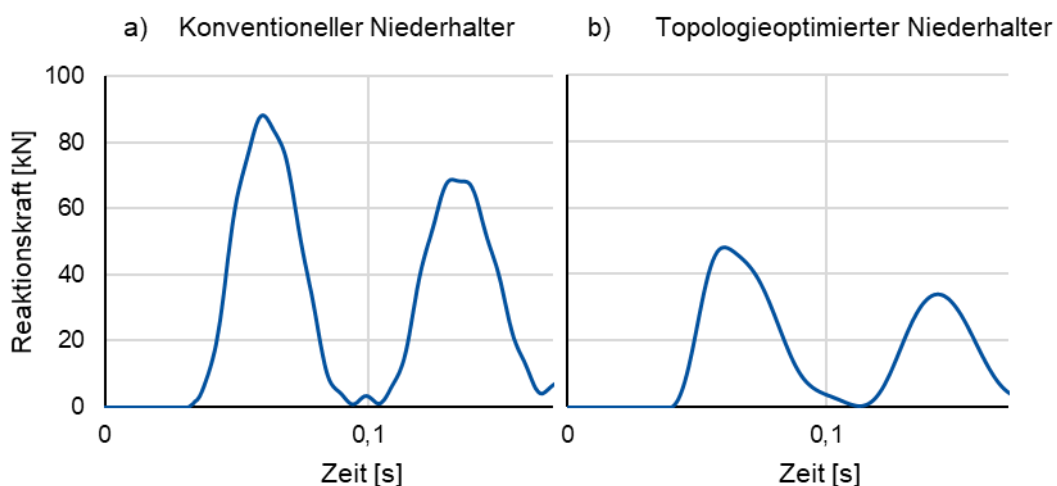


Zusammenfassend kann eine eindeutige Wechselwirkung zwischen Werkzeug- und Stößelschwingung festgestellt werden. Hierbei beeinflussen sich die beiden Systeme gegenseitig während der ersten Zeitphase des Rückhubs des Stößels. Besonders vor und nach der initialen Niederhalterbeschleunigung können, abhängig von der auftretenden Belastung, Wechselwirkungen festgestellt werden, welche im Versuchswerkzeug nicht auftreten. Inwieweit diese Wechselwirkungen die aufgestellten rheologischen Modelle und Berechnungsvorschriften beeinflussen können, wird in Kapitel 7.3 gezeigt.

Auf Grundlage der hier vorgestellten Messergebnisse werden nachfolgend die beiden untersuchten Werkzeuge miteinander verglichen, um das Potential einer Topologieoptimierung von Niederhalterstrukturen aufzuzeigen. Hierbei wird der Betrachtungsschwerpunkt auf die Niederhalterbeschleunigung und die entsprechende Reaktionskraft im Werkzeugoberteil gelegt.

### 7.2.2 Vergleich optimierter und konventioneller Niederhalterkonstruktionen

Anhand der durchgeführten Messungen ist ein direkter Vergleich der auftretenden Werkzeugbelastungen zwischen konventioneller und topologieoptimierter Konstruktion möglich. Abbildung 106 zeigt die Reaktionskraftverläufe der beiden Werkzeuge für 12 Hub/min. Diese Kraftverläufe basieren auf den Beschleunigungsdaten der Niederhalter und der spezifischen Massen der Niederhalterstrukturen inklusive der Anbauteile.



**Abbildung 106:** Vergleich der Gesamtreaktionskraft auf Basis von Beschleunigungsmessungen bei 12 Hub/min zwischen a) konventioneller und b) topologieoptimierter Konstruktion des Niederhalters

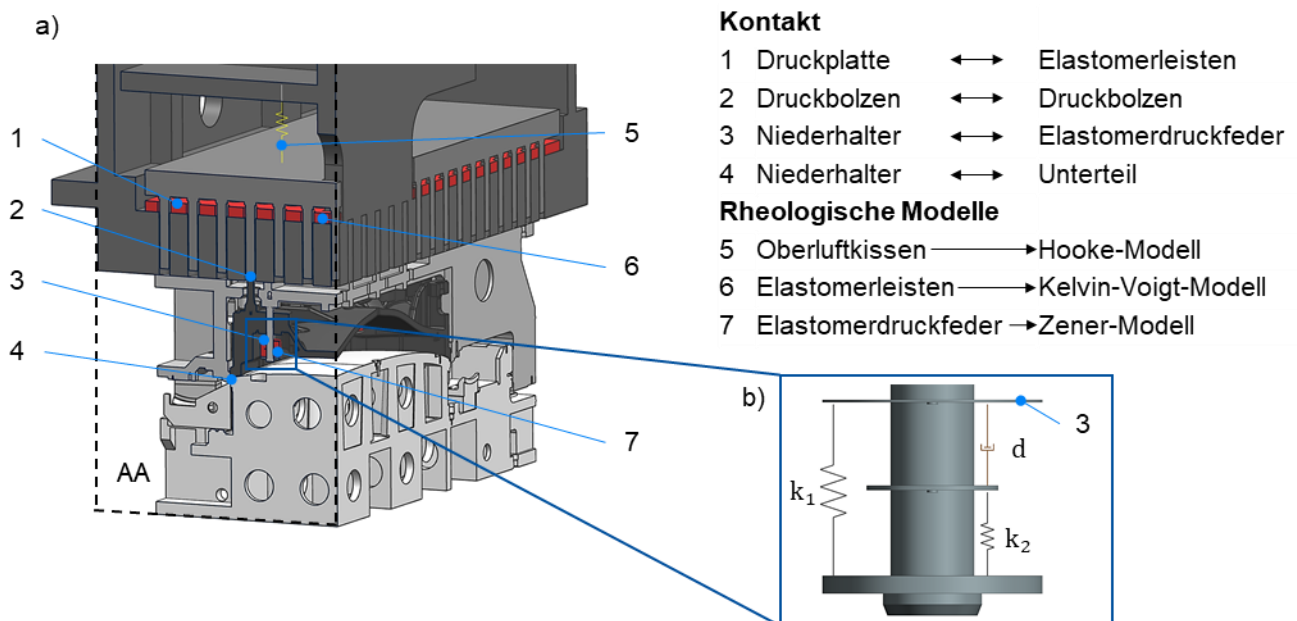
Die Messergebnisse zeigen deutlich, wie die Reaktionskraft anhand einer reduzierten Masse und einer reduzierten Anzahl von Elastomerdruckfedern deutlich gesenkt werden kann. Für die untersuchten Werkzeugoberteile bzw. Niederhalter konnte im ersten Hochpunkt der Kraft eine Reduktion um 45 % festgestellt werden. Im folgenden Kapitel wird geprüft, inwieweit die aufgestellten rheologischen Modelle das gezeigte Verhalten der Niederhalterschwingungen abbilden bzw. prognostizieren können.

### 7.3 Mehrkörpersimulation der Serienwerkzeuge

Zur Validierung der in Kapitel 5.4.5 untersuchten Modelle zur Abbildung des viskoelastischen Verhaltens der Elastomerdruckfedern und deren Parametrisierung wurden Mehrkörpersimulationen auf Basis der Annahme starrer Körper durchgeführt und mit Auswertungen von Messdaten der Serienwerkzeuge verglichen. Hierdurch können die Einsatzfähigkeit dieser Modelle sowie gegebenenfalls erforderliche Sicherheitsfaktoren und Gültigkeitsgrenzen validiert werden. Nachfolgend wird der herangezogene Aufbau des Simulationsmodells erläutert. Daraufhin werden die Simulationsdaten der MKS und des entwickelten *Simulink*-Modells mit den Messdaten der beiden Werkzeuge verglichen.

#### 7.3.1 Modellaufbau der Mehrkörpersimulation für Serienwerkzeuge

Die Mehrkörpersimulation der Werkzeuge wurde anhand des in Abbildung 107 dargestellten Aufbaus durchgeführt. Wie in Abbildung 101 bereits gezeigt, wurden die für die Schwingungssysteme von Stößel und Werkzeug relevanten Komponenten maßstabgetreu im CAD-Modell abgebildet. Aufgrund von Symmetrien wird das Modell im Halbschnitt aufgebaut.



**Abbildung 107:** a) Simulationsmodell für die Mehrkörpersimulation nach Abbildung 101 und b) verwendetes rheologisches Zener-Modell der Elastomerdruckfeder KF1

Für die Simulationsrechnungen wurden die beiden in den Versuchen verwendeten Werkzeuge mit konventionell und topologieoptimiert konstruierten Niederhaltern herangezogen. Zur Modellierung der Elastomerdruckfedern KF1 wurde nach Kapitel 5.4.5 das Zener-Modell verwendet, wozu im Programmsystem *Siemens NX* idealisierte Feder- und Dämpferelemente eingesetzt werden konnten. Für den Aufbau des Zener-Modells wurden Zwischenplatten, wie in Abbildung 107 b) dargestellt, verwendet. Diese trennen die idealisierten Elemente und ermöglichen einen Kon-

takt zu anderen Körpern. Die Platten werden als annähernd masselose Körper definiert und am Bolzen geführt, was das dynamische Verhalten nicht beeinflusst oder verfälscht. Der Stößel besteht aus seinem Grundkörper, welcher aus einer Schweißkonstruktion besteht, und wird durch die Druckplatte mit Druckbolzen und Elastomerleisten ergänzt. Die Elastomerleisten wurden hierbei durch eine homogene Platte abgebildet, da die Leisten großflächig im Stößel verteilt sind. Für den Druckaufbau des Oberluftkissens wurde in der MKS eine idealisierte Feder eingesetzt, welche die Pneumatikbälge abbildet. Aufgrund der Führung der Druckplatte können die parallel wirkenden Pneumatikbälge zu einer einzigen Feder zusammengefasst werden. Das Verhalten der Elastomerleisten wurde durch ein Kelvin-Voigt-Modell repräsentiert. Anbauteile der Komponenten konnten mit den Grundkörpern jeweils vereinigt werden, um die Körper in ihrer Geometrie zu vereinfachen. Zwischen allen Komponenten, die während der Aufwärtsbewegung des Stößels in Kontakt treten, wurden Kontaktbedingungen definiert. Körper, die in dauerhaftem Kontakt stehen, wurden zueinander fixiert, beispielsweise das Werkzeugoberteil mit dem Stößel. Der Niederhalter wurde im Werkzeugoberteil durch Führungen positioniert und ausgerichtet. Das Werkzeugunterteil und das Werkzeugoberteil wurden zudem geometrisch im MKS-Modell zueinander ausgerichtet und geführt. Zur Abbildung der Bewegungskurve des Stößels wurde in der MKS ein Geschwindigkeitsprofil hinterlegt, welches den Serienbedingungen entspricht.

### 7.3.2 Untersuchte Betriebspunkte der Mehrkörpersimulationen der Serienwerkzeuge

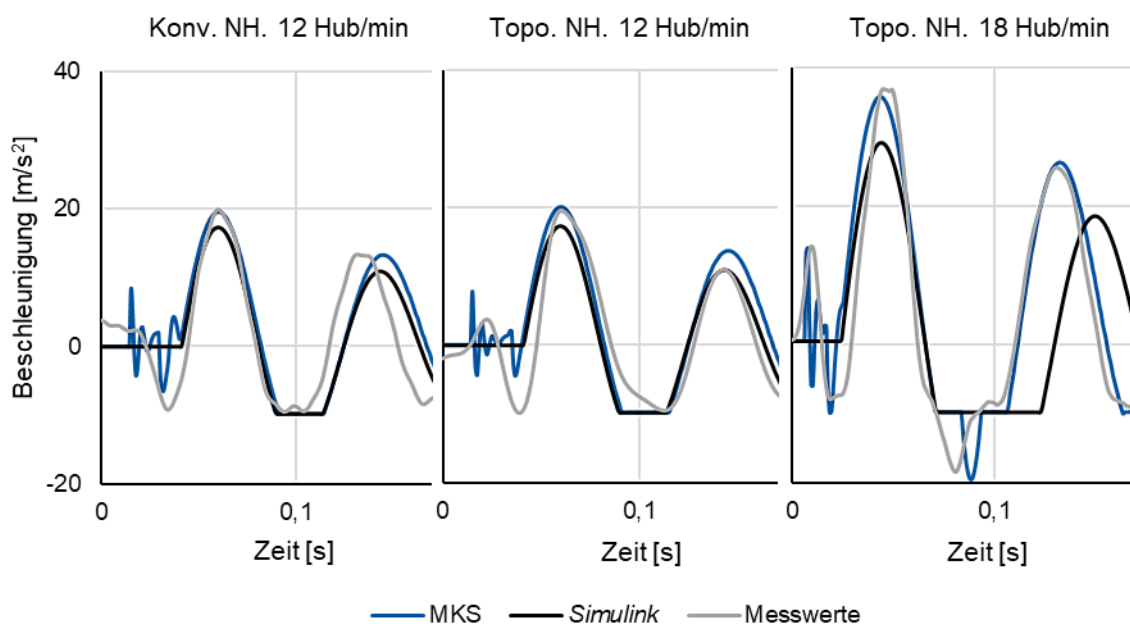
Zum Vergleich der Ergebnisdaten der MKS mit denen des *Simulink*-Modells wurden exemplarisch drei Niederhalterschwingungszyklen unterschiedlicher Ausprägungen analysiert. Die verwendeten Modellparameter und Randbedingungen werden in Tabelle 30 dargestellt. Diese beziehen sich hierbei auf das Gesamtwerkzeug. Bei der Simulation im Halbschnitt wurden diese folglich teilweise angepasst. Die in der Simulation eingesetzten Modellparameter basieren auf den durchgeführten Serienversuchen. Die Parameter der Elastomerleisten wurden durch Variation des Oberluftkissendruckes ohne Einsatz eines Werkzeugs bestimmt. Hierbei wurden das Einfederungsverhalten der Elastomerleisten bei unterschiedlichen Drücken des Oberluftkissens gemessen und ein entsprechendes Verhalten für die MKS abgeleitet.

**Tabelle 30:** Parameter der MKS zur Validierung der rheologischen Modelle auf Basis von Versuchsdaten

Niederhalter	Niederhaltergewicht inkl. Anbauteile [kg]	Hubzahl [Hub/min]	Oberluft- kissenkraft [kN]	Elastomerleisten	
				[kN/m]	[kg/s]
Konventioneller Niederhalter	2.950	12	250	44.660	36.000
Topologieoptimierter Niederhalter	1.642	12			
		18			

## 7.4 Vergleich der Serienmessungen mit Simulationsergebnissen

Zur Validierung der rheologischen Modelle der Elastomerdruckfedern wurden die Daten der Serienmessungen mit denen der Mehrkörpersimulation und den Daten des *Simulink*-Modells verglichen. Abbildung 108 zeigt exemplarisch den Vergleich von drei Datensätzen. Die Auswahl dieser Betriebspunkte deckt hierbei die charakteristischen Eigenschaften der Niederhalter-schwingung unter Serienbetriebsbedingungen ab. So treten einerseits Schwingungen vor der Mitnahme des Niederhalters aufgrund des Absetzens des Oberluftkissens auf den Elastomerleisten auf. Andererseits tritt bei der Beschleunigung des topologieoptimierten Niederhalters (Topo. NH.) bei 18 Hub/min ein Aufprall des Niederhalters am Oberluftkissen in der Flugphase auf.



**Abbildung 108:** Vergleich der starren MKS, des *Simulink*-Modells und der Messwerte für das topologieoptimierte und konventionelle Werkzeug in den Betriebspunkten 12 und 18 Hub/min

Der Vergleich der Beschleunigungsdaten der Simulationen mit den entsprechenden Messdaten zeigt insbesondere bei niedriger Geschwindigkeit eine deutliche Übereinstimmung mit den Messdaten. Die Phase und die Hochpunkte der Beschleunigungsverläufe werden von den MKS- und *Simulink*-Modellen zufriedenstellend abgebildet. Die *Simulink*-Simulation zeigt insgesamt etwas zu niedrigere Ergebnisse in den Hochpunkten des Schwingungsverlaufs im Vergleich zur Serienmessung. Dies ist auf den numerischen Lösungsansatz der MKS sowie die detailliertere Berücksichtigung der Werkzeugkomponenten zurückzuführen. Die starre MKS bildet die Anregung des Niederhalters durch das Absetzen des Oberluftkissens im Stößel vor der Niederhalterbeschleunigung gut ab. Zudem zeigt die MKS bei 18 Hub/min eine signifikant bessere Abbildung der Phase der Schwingung. Dies wird durch die detaillierte Beschreibung der Beschleuni-

gung während der Flugphase ermöglicht. Diese pressenspezifischen Eigenschaften konnten im *Simulink*-Modell nicht berücksichtigt werden, weshalb der Einfluss auf die Phase nicht berechnet werden konnte. Die maximalen Beschleunigungen während der Zeitphase der Einfederung werden bei 18 Hub/min entsprechend der berechneten niedrigeren Geschwindigkeiten vom *Simulink*-Modell systematisch unterschätzt.

Die Simulationsergebnisse aus beiden Programmen zeigen insgesamt eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten und ermöglichen es, die maximale Beschleunigung sowie das Bewegungsverhalten zuverlässig zu berechnen. Durch die Berücksichtigung des verspannten Werkzeug-Stößel-Kollektivs in der MKS können dynamische Charakteristika des Niederhalters sowie des Stößelsystems detaillierter abgebildet werden, was das Simulationsergebnis verbessert. Besonders bei der Simulation des gesamten Bewegungsverlaufs der Aufwärtsbewegung des Stößels bietet somit die MKS einen signifikant besseren Ansatz zur Bestimmung von Niederhalterschwingungen. Werden lediglich die maximalen Beschleunigungswerte zur Auslegung von Werkzeugkomponenten benötigt, ermöglicht das entwickelte *Simulink*-Modell eine ausreichend gute Abschätzung der Werte, welche die realen Messdaten jedoch sichtbar unterschätzen. Diese Unterschätzung war bereits im Rahmen der Parameterschätzung in den Kapiteln 5.4.3 und 5.4.4 erkennbar. Um eine Werkzeugauslegung abzusichern, kann entsprechend der berechneten Residuen ein Sicherheitsbeiwert implementiert werden, der dann eine konservative Berechnung ermöglicht.

Anhand der realen Messungen war es möglich, die rheologischen Modelle für die Abbildung des viskoelastischen Verhaltens der Elastomerdruckfedern und deren Übertragbarkeit auf Serienwerkzeuge zu validieren. Im folgenden Kapitel werden die Grenzen der Anwendbarkeit und der Gültigkeitsbereich untersuchter Modelle diskutiert und festgelegt. Anschließend wird in Kapitel 9 die Auslegungsvorschrift für dynamisch belastete Niederhalter und Werkzeugoberteile in großen Karosseriewerkzeugen anhand der validierten Modelle und Kenngrößen ausgearbeitet. Hierbei wird insbesondere auf die dazu relevanten Berechnungsparameter, die verwendeten Sicherheitsbeiwerte und die Berechnungsansätze detailliert eingegangen.

## 8 Diskussion der Ergebnisse und Grenzen der Modellbildung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden anhand der bisher untersuchten Komponenten, die die Niederhalterbeschleunigung im Serienbetrieb des Umformwerkzeuges beeinflussen, Verbesserungspotentiale für eine belastungsgerechte bzw. dauerfeste Werkzeugkonstruktion herausgearbeitet. Im Folgenden werden die Gültigkeitsbereiche der einzelnen Verbesserungen, die entlang der vorgestellten Arbeitspakete erarbeitet wurden, eingeordnet und diskutiert. Eine ganzheitlich angepasste Konstruktion des Niederhaltersystems sowie ein entsprechender Betrieb im Presswerk ermöglichen die Erhöhung der Hubzahl bei gleichzeitiger Reduzierung der auftretenden Lasten. Eine belastungsgerechte Werkzeugkonstruktion, welche an die im Betrieb auftretenden Belastungen angepasst ist, ermöglicht es zudem, die Konstruktion vorab abzusichern. Hierbei sind bei der Konstruktion der Folgeoperationen alle auf die Niederhalterbeschleunigung einwirkenden Werkzeugkomponenten zu berücksichtigen.

### 8.1 Topologieoptimierung der Niederhalterkonstruktion

Die Reduzierung der Niederhaltermasse führt zu einer Reduzierung der Reaktionskräfte sowie zu einer entsprechend anzupassenden Auslegung der Niederhalterdämpfung für eine verbesserte Niederhaltermitnahme im Rückhub. Die Topologieoptimierung der Niederhalterstruktur ermöglicht hierbei deren kraftflussgerechte Gestaltung. Auf Grundlage ähnlicher Bauteilprojekte sind die erlangten Erkenntnisse aus den Topologieoptimierungen von Niederhaltern auf andere Niederhalterstrukturen übertragbar, wie in Kapitel 4.1 gezeigt.

Der initiale Optimierungsaufwand muss jedoch für jede Bauteilart durchgeführt und ein Konstruktionsstandard erarbeitet werden. Ein limitierendes Kriterium der Optimierungspotentiale stellt neben den Werkstoffeigenschaften zudem die Reparaturfähigkeit der Geometrien dar. Dabei ergeben sich Anforderungen an die Reparaturfähigkeit der Werkzeugkomponenten aus dem Presswerkbetrieb. Dies führt in der konstruktiven Umsetzung zu Sicherheitsaufmaßen der optimierten Gussstrukturen. Zudem führt die norm- und fertigungsgerechte Konstruktion aufgrund des Gießprozesses zu Einschränkungen der Gestaltungsfreiheit von topologieoptimierten Werkzeugstrukturen.

Nichtsdestotrotz zeigen bisherige Bauteilprojekte für Dach- und Motorhaubenwerkzeuge sowie Schieber- und Füllersysteme, dass eine Gewichtsreduzierung von mindestens 20 % bei Einhaltung aller Vorgaben generell möglich ist. Diese Einsparung wirkt sich direkt auf die entstehenden Reaktionskräfte und benötigte Anzahl an Elastomerdruckfedern aus.

## 8.2 Belastungsgerechte Konstruktion von Werkzeugoberteilen

Anhand der in Kapitel 4.2 vorgestellten Anpassungen der Oberteilkonstruktion können gezielt Spannungsspitzen der Oberteilstruktur abgebaut werden. Besonders die Versteifung der Struktur durch Erhöhung von Rippen und die Wahl geeigneter Gusswerkstoffe ermöglichen eine deutliche Reduzierung auftretender kritischer Belastungen. Eine Anpassung der Konstruktionsweise bietet im Gegensatz zur Änderung des Gusswerkstoffs ähnliche Verbesserungsmöglichkeiten der Konstruktion und ist aufgrund von meist geringeren Kosten bei der Umsetzung zu bevorzugen. Die belastungsgerechte Konstruktion ist dabei jedoch mit Mehraufwand verbunden, der bisher nicht durch Standards kompensiert werden kann. Eine Umsetzung der Konstruktionsanweisungen ist potentiell bauteilübergreifend möglich. Der verfügbare Bauraum, die norm- und fertigungsgerechte Gestaltung und die benötigten Werkzeugkomponenten schränken die Möglichkeiten der Umsetzung von Konstruktionsanpassungen jedoch oftmals ein. Konstruktionsstandards sind besonders bei Oberteilgeometrien nur bedingt umsetzbar, da sich diese durch eine ausgeprägte Variation, auch bei gleichartigen Bauteilprojekten, auszeichnen. Somit ist in jeder Neukonstruktion eines Großwerkzeugs auf bestehende Konstruktionsrichtlinien zu achten, um Spannungsspitzen und kritische Belastungen zu vermeiden.

## 8.3 Bestimmung der Maximalbelastung der Haltebolzenverschraubung

Die Simulationsrechnungen und Versuche zur Bestimmung der maximal auftretenden Haltebolzenkraft, welche in Kapitel 4.3 durchgeführt wurden, ermöglichen die Festlegung von Versagens- und Auslegungskriterien für Haltebolzenverschraubungen in Gussstrukturen. Sie sind damit auch für die Verschraubung von Niederhaltern gültig. Anhand der durchgeführten Versuche konnte gezeigt werden, dass die Verschraubung und besonders das Gussgewinde heute kein wesentliches Risiko bei der Niederhaltermitnahme während des Stößelrückhubes darstellen.

Verändern sich die Belastungssituationen zukünftig deutlich, durch eine signifikante Erhöhung der Haltebolzenkraft, beispielsweise durch die Reduzierung der Anzahl verwendeter Bolzen, muss jedoch die zulässige Belastung der Haltebolzenverschraubung vor der Konstruktionsfreigabe berechnet werden. Bei zukünftig weiterhin steigenden Hubzahlen im Presswerk und der Reduzierung der Anzahl eingesetzter Elastomerdruckfedern steigt die resultierende Belastung pro Haltebolzen an. Dies kann bei ausreichend steifen Werkzeugstrukturen und dem Einsatz entsprechender Elastomerdruckfedern zur Erreichung der Belastungsgrenzen der Verschraubung führen. In diesem Fall ist die Gestaltung der Verschraubung zu prüfen. Eine Anpassung der Bolzengeometrie, insbesondere die Radiengestaltung, kann zur deutlichen Erhöhung der möglichen Bolzenbelastung führen. Zur Verbesserung der Gussgewinde sind die Gewindeabmessungen und entsprechend die Vorspannung neu auszulegen. Zudem ermöglicht der Einsatz von eingegosse-

nen Gewindebuchsen oder das Verschrauben von Gewindeadaptern eine Reduzierung von auftretenden Belastungen in der gegossenen Struktur.

#### **8.4 Charakteristische Kennwerte der Elastomerdruckfedern**

Die in Kapitel 5.4 untersuchten rheologischen Modelle und die hergeleitete Parametrisierung ermöglichen die zuverlässige Vorhersage und Bestimmung auftretender dynamischer Belastungen im Werkzeugoberteil bei der Niederhalterbeschleunigung. Abhängig von den zur Werkzeugauslegung benötigten Berechnungsgrößen können, wie in Kapitel 5.4.5 aufgeführt, unterschiedliche rheologische Modelle zur Berechnung der Elastomerdruckfedern angewendet werden. Die Methodik der Bestimmung charakteristischer Parameter für diese Modelle wird durch das in Kapitel 5.4 vorgestellte Vorgehen beschrieben und ist damit für jede Art der Niederhalteraufhängung anwendbar.

Aufgrund bekannter Abweichungen anhand der berechneten Residuen sind die auftretenden Fehler der Modelle im festgelegten Wertebereich bekannt. Zudem können lineare Modelle aus dem Wertebereich der Versuchsdaten extrapoliert werden. Hierbei sind die auftretenden Abweichungen nicht mehr bekannt und müssen durch entsprechende Sicherheitsbeiwerte abgeschätzt werden.

Wird der Messbereich des Versuchswerkzeugs durch die Ausweitung der Betriebspunkte vergrößert, ermöglicht die Erweiterung des gültigen Wertebereichs der rheologischen Modelle. Zudem besteht die Möglichkeit, die vorhandenen Elastomerdruckfedern anzupassen. Durch Kenntnis des Verhaltens können Anpassungen vorgenommen werden, die das dynamische Verhalten beeinflussen. Beispielsweise ermöglicht die Variation der Geometrie und des Werkstoffs eine gezielte Abstimmung der Elemente auf das gewünschte dynamische Verhalten.

Der Einsatz der Elastomerfedern KF3 und KF4 zeigt bereits, wie eine solche Anpassung konventioneller Niederhalteraufhängungen möglich ist, jedoch auch mit welchen Herausforderungen der Einsatz neuer Elastomerdruckfedern verbunden ist.

#### **8.5 Festigkeitsberechnung der Werkzeugstruktur von Folgeoperationen**

Zur Festigkeitsberechnung von Werkzeugstrukturen bzw. von deren statisch oder dynamisch belasteten Komponenten wurde die FKM-Richtlinie herangezogen. Zur Anwendung der Richtlinie müssen Informationen über maximal auftretende Spannungen innerhalb der Bauteilstruktur bekannt sein. Der in Kapitel 6.1 ausgeführte Vergleich zeigt, dass auf Grundlage von dynamischen Beschleunigungswerten die Berechnung von Spannungen mittels statischer FEM-Simulation zu ausreichend genauen Ergebnissen für die Auslegung von Werkzeugoberteilgeometrien führt. Hierbei werden lediglich die auftretenden Belastungen zum Zeitpunkt der maximalen Beschleunigung berechnet. Eine Mehrkörpersimulation mit linear elastischen Stoffgesetz-



ten der Werkzeugkörper ist bei gleicher Ergebnisqualität nicht notwendig, da zur Nachweis der Festigkeit vorrangig Spannungsspitzen berücksichtigt werden, die mittels einer statischen FEM-Simulation ebenfalls konservativ und damit relativ zuverlässig berechnet werden können.

Die Bestimmung der auftretenden maximalen Niederhalterbeschleunigung bzw. Reaktionskräfte in den verwendeten Haltebolzen wird durch die analytische Lösung der Bewegungsgleichungen, beispielsweise durch *Simulink*, oder die Durchführung einer starren Mehrkörpersimulation ermöglicht. Durch die einfache Handhabung bietet die analytische Berechnungsvorschrift die Möglichkeit, die auftretenden Belastungen ohne zusätzlichen Simulationsaufwand während der Konstruktionsphase der Werkzeuge, sicher abzuschätzen.

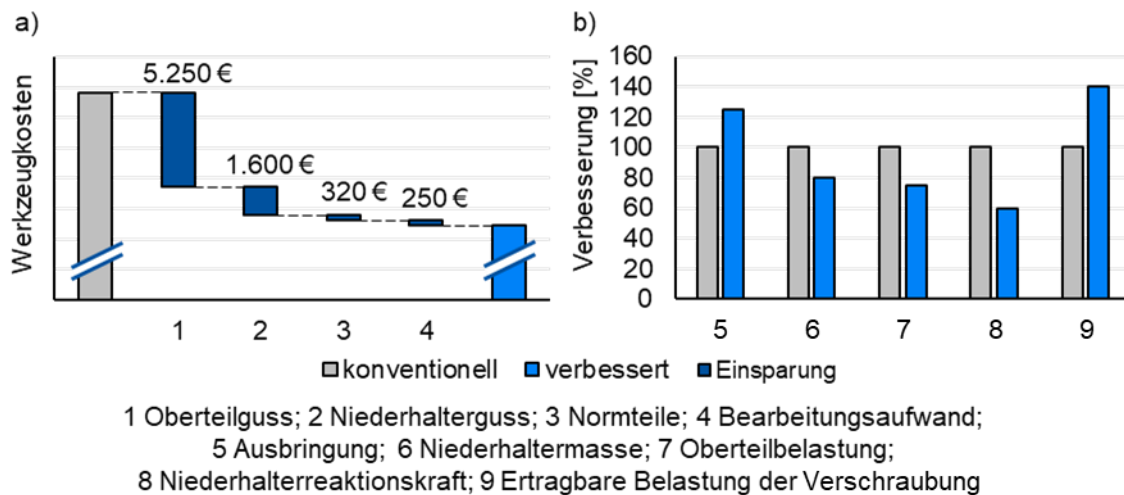
Für die Betrachtung des dynamischen Verhaltens des Niederhalters während des gesamten Stößelrückhubs, besonders unter Berücksichtigung der Einwirkung des Oberluftkissens, ist die Durchführung einer MKS unbedingt notwendig. Bei Implementierung der entsprechenden Stößelkonstruktion ermöglicht diese Simulation die Abbildung des dynamischen Verhaltens des Niederhalters sowie die der Wechselwirkung zwischen Werkzeugoberteil und Stößel. Zur Bestimmung der dynamischen Eigenschaften des Oberluftkissens sind erweiterte Kenntnisse über dessen konstruktiven Aufbau und die charakteristischen Betriebsparameter der Presse notwendig. Diese sind in erweiterten Versuchsumfängen durch Messungen genauer zu bestimmen, um eine detaillierte MKS zu ermöglichen.

## **8.6 Zusammenfassende Beurteilung der Ergebnisse der Modellbildung**

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur konstruktiven Verbesserung der Werkzeugoberteile von Folgeoperationen bilden im Rahmen der dargestellten Gültigkeit die Grundlage für die belastungsgerechte Auslegung von Folgewerkzeugen in der Blechteilherstellung. Die in dieser Arbeit dargestellten Verbesserungen sind allgemeingültig auf Umformwerkzeuge mit Niederhalterfunktionen anwendbar. Die vorgestellten Vorgehensweisen lassen sich auf jede Werkzeuggröße und auf alle Betriebspunkte, beispielsweise hinsichtlich ihrer Hubzahl, anpassen. Weichen die Werkzeuge grundlegend von der in dieser Arbeit behandelten Konstruktionsweise ab, sind entsprechend alternative Modelle und charakteristische Kennwerte für neue Werkzeugkomponenten nach der aufgezeigten Systematik festzulegen. Das erarbeitete Vorgehen gewährleistet die Prognose der auftretenden Belastungen im Serienbetrieb des Umformwerkzeuges sowie deren Bewertung anhand von Festigkeitsberechnungen.

Die Umsetzung der in der Arbeit vorgestellten Verbesserungen führt darüber hinaus nicht nur zu einer Steigerung der Produktionseffizienz, sondern auch zu einer Reduzierung des Werkzeuginvestments. Dies wird durch eine Reduzierung der Anzahl von Normteilen und die Massereduzierung möglich. Exemplarisch zeigt Abbildung 109 a), wie durch die Umsetzung der hier vorge-

schlagenen Konstruktionsvorschriften, beispielhaft für ein Werkzeugprojekt, das Werkzeuginvestment reduziert werden konnte, ohne sich auf die Qualität der Konstruktion und die des Bauteils auszuwirken, bei gleichzeitiger Erhöhung der Produktivität. Zusätzlich stellt Abbildung 109 b) dar, wie sich die Vorschriften auf die Verbesserung der einzelnen Werkzeugkomponenten auswirkt. Eine Erhöhung der Produktivität und Ausbringung um 25 % folgt daher aus einer Verringerung der Niederhaltermasse, der Oberteilbelastung, der Reaktionskraft in den Haltebolzen des Niederhalters und einer Erhöhung der ertragbaren Belastung der Gussverschraubung um mindestens 20 %.



**Abbildung 109:** a) Reduzierung des Werkzeuginvestments sowie b) Verbesserung der Werkzeugparameter durch Anpassung der empirischen Werkzeugauslegung und -konstruktion

Die Forschungshypothese der Arbeit aus Kapitel 3.2 wird hiermit bestätigt. Entgegen des Standes der Technik kann auf Basis der in dieser Arbeit vorgestellten systematischen Analyse und Auslegung der bewegten Werkzeugkomponenten eine belastungsgerechte Werkzeugkonstruktion praxisnah umgesetzt werden. Diese ermöglicht die Realisierung von deutlich erhöhten Stößelgeschwindigkeiten und Beschleunigungen des Werkzeugoberteils und des Niederhalters wie dies heute mit der modernen Servopressentechnologie erforderlich wird, indem auftretende statische und dynamische Belastungen konsequent beachtet und Lösungen zur Verringerung dynamisch auftretender Lasten erarbeitet wurden.

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der Arbeit in einer Auslegungsvorschrift für bewegte Werkzeugkomponenten in Folgeoperationen zusammengefasst.

## 9 Handlungsvorschrift zur Auslegung von Werkzeugoberteilen mit Niederhaltern

Auf Grundlage der in dieser Arbeit entwickelten Vorgehensweisen, Modelle und Berechnungen werden in den folgenden Abschnitten Handlungsempfehlungen und Auslegungsvorschriften gegeben, welche eine belastungsgerechte Konstruktion von Werkzeugoberteilen mit integrierten Niederhaltern ermöglichen. Mit den vorgestellten Auslegungskriterien für die bezüglich dynamischer Lasten verbesserte Konstruktion von Werkzeugoberteilen können höhere Hubzahlen im Serienbetrieb solcher Großwerkzeuge gewährleistet werden.

Der Fokus der Auslegungsvorschrift liegt hierbei auf Folgeoperationen von großen Karosseriewerkzeugsätzen und speziell auf deren Niederhaltersysteme. Die entwickelten Vorgehensweisen und Handlungsempfehlungen können jedoch allgemeingültig auch auf andere bewegte Werkzeugkomponenten wie etwa Schieber angewendet werden. Anhand der untersuchten relevanten Werkzeugkomponenten wird im Folgenden auf deren Auslegung und Konstruktion eingegangen.

### 9.1 Topologieoptimierung der Niederhaltergeometrie

Zur Reduzierung der Niederhaltermasse sind neue Konstruktionsstandards anhand von Topologieoptimierungen vor dem Hintergrund der Themenstellung dieser Arbeit für die nachhaltige Umsetzung der gefundenen Verbesserungen erforderlich. Auf Basis vorangegangener Bauteilprojekte sind vorhandene Niederhalterstrukturen zu optimieren und auf Gemeinsamkeiten zu untersuchen. Norm- und fertigungsgerechte Gestaltung sowie das Vorsehen von Reparaturlösungen sind bei der verbesserten Nachkonstruktion von Niederhaltern und der Erstellung der Standards zu berücksichtigen. Zu betrachtende Lastfälle der Topologieoptimierung sind in Tabelle 31 festgehalten. Auftretende Belastungen sind anhand der in Kapitel 9.4 aufgestellten Vorgaben zu berechnen oder nach Norm- bzw. Fertigungsvorgaben des Werkzeugherstellers zu bestimmen.

**Tabelle 31:** Lastfälle zur Topologieoptimierung von Niederhalterstrukturen

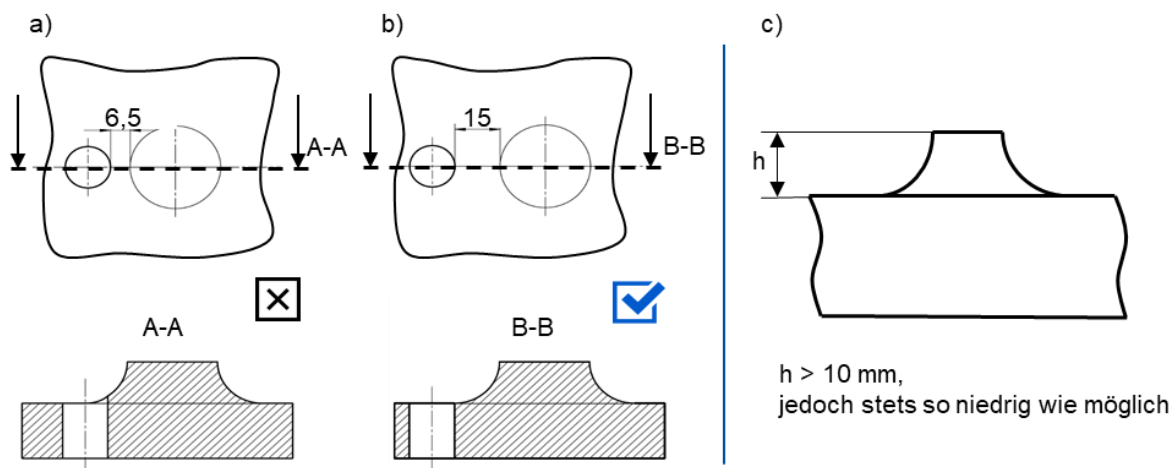
	Lastfälle	Beschreibung
L1	Schließen des Werkzeugs mit Blechteil	Kraftfluss: Oberluftkissen, Druckbolzen, Niederhalterformfläche
L2	Schließen des Werkzeugs ohne Blechteil	Kraftfluss: Oberluftkissen, Druckbolzen, Niederhalterdistanzen
L3	Rückhub des Stößels	Auslegung der Reaktionskraft nach Kapitel 9.4
L4	Transport des Niederhalters	Transport des Eigengewichts über Transportelemente nach VDI 3366 [139]
L5	Wenden des Niederhalters	Wenden des Eigengewichts über Transportelemente nach VDI 3366 [139]
L6 Optional	Absicherung durch Steckbolzen	Fall des Niederhalters in Sicherungsbolzen bei Betrieb oder Wenden ohne Haltebolzen nach VDI 3365 [48]

## 9.2 Konstruktionsvorgaben zur belastungsgerechten Oberteilkonstruktion

Eine belastungsgerechte Konstruktion des Oberteils induziert geringere Spannungen im Serien-einsatz des Umformwerkzeugs als eine konventionelle Werkzeugkonstruktion. Im Folgenden werden einige Handlungsempfehlungen für eine belastungsgerechte Oberteilkonstruktion aufgeführt.

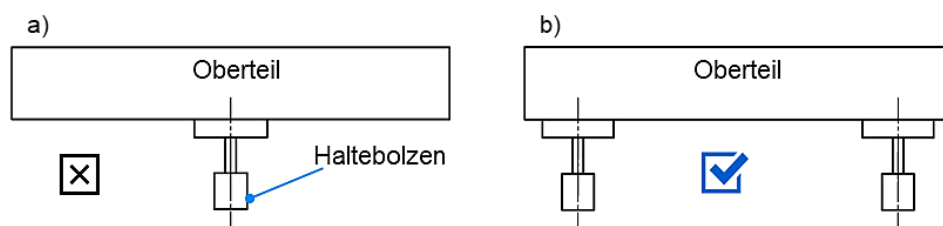
Um die Kerbspannung in Angüssen zu reduzieren, sollte der Abstand zwischen einem Anguss und einem Freiguss oder einer Bohrung mindestens 15 mm betragen, dargestellt in Abbildung 110 a) und b). Da das Polystyrol-Modell für den Sandguss stets mit einem Hohlfräser/Kugelfräser  $\varnothing 30$  mm bearbeitet wird, sind alle inneren Kanten im realen Gussteil mit R15 Radien versehen.

Einen signifikanten Einfluss auf die Kerbspannungen im Bereich der Gusspiegelflächen der Haltebolzen hat die Höhe des entsprechenden Angusses. Daher ist die Angusshöhe so klein wie möglich zu wählen. Jedoch darf die Angusshöhe aus fertigungstechnischen Gründen nicht weniger als 10 mm betragen, dargestellt in Abbildung 110 c).



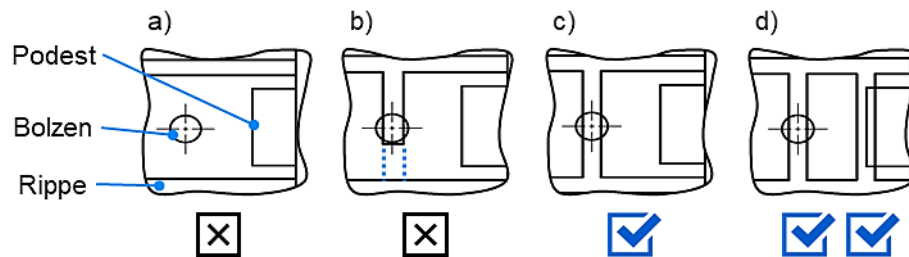
**Abbildung 110:** Reduzierung von Kerbspannungen a) durch Erhöhung des Abstands b) von Angüssen zu Freigüssen und c) grundsätzliche Minimierung der Angusshöhe

Die Anordnung der Haltebolzen hat zusätzlichen Einfluss auf die Durchbiegung des Werkzeugoberteils. Dabei ist zu empfehlen, die Haltebolzen nach außen, und nicht in der Mitte des Oberteils anzuordnen, veranschaulicht in Abbildung 111.



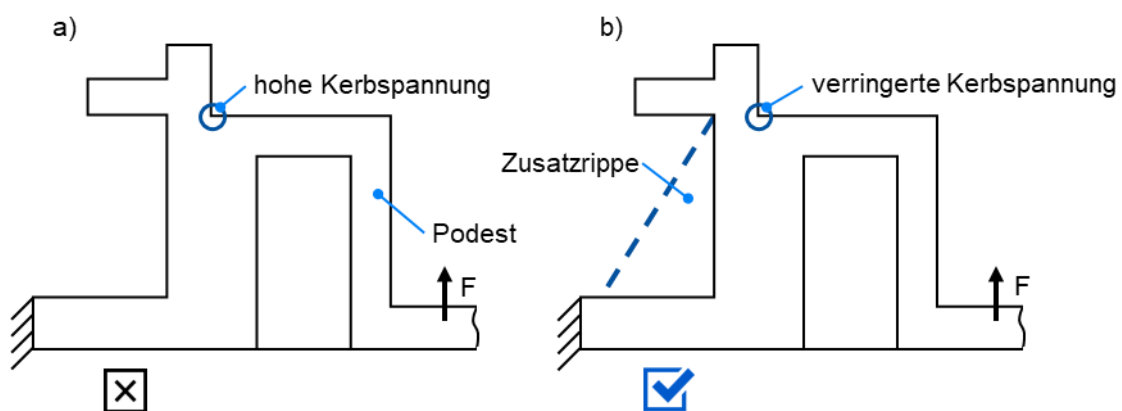
**Abbildung 111:** Reduzierung der Oberteildurchbiegung durch Versetzen der Haltebolzenpositionen von a) innen (falsch) nach b) außen (richtig)

Die Rippen im Oberteil bewirken eine erhöhte Steifigkeit der stets flachen Oberteilstruktur. Dabei sollen die Rippen möglichst durchgehend und nicht unterbrochen ausgeführt werden, wie in Abbildung 112 b) dargestellt. Rippen sind zudem gezielt in biegebeanspruchten Bereichen anzuordnen, wie Abbildung 112 c) und d) zeigt. Gewinde für Haltebolzen zur Niederhalterdämpfung sind möglichst mittig von Rippen zu positionieren. Außerdem sind Rippen unter Werkzeugpodesten zu bevorzugen, um diese zu versteifen.



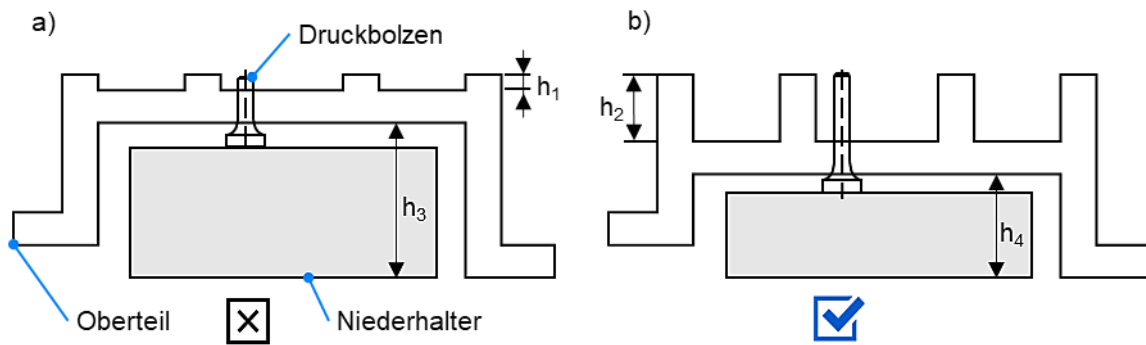
**Abbildung 112:** Versteifung von a) biegeweichen Werkzeugstrukturen durch b) durchgezogene Rippen, c) Rippen mittig an Haltebolzenpositionen und d) unterhalb von Podesten

Podeste für Bauteile mit Schraubverbindungen, wie beispielsweise Messerbacken, sind bis zur Grundfläche abzustützen, exemplarisch in Abbildung 113 dargestellt. Um resultierende Kräfte abzufangen, sind in Kraftrichtung zusätzlich Stützrippen anzubringen.



**Abbildung 113:** Reduzierung von hohen Kerbspannungen a) durch die Abstützung von Werkzeugpodesten b)

Eine insgesamt deutlich steifere Struktur wird durch möglichst hohe Rippen auf der Oberseite des Oberteils erreicht. Dies wird durch die Verschiebung des Oberteilbodens nach unten realisiert. Höhere Rippen führen zu einer geringeren Durchbiegung und zu niedrigeren Biegespannungen im Oberteil. Dies wirkt sich gleichzeitig vorteilhaft auf die benötigte Länge der Druckbolzen im Oberteil aus, deren Festigkeit und Knickverhalten zu prüfen ist, wie in Abbildung 114 dargestellt. Bei der Auslegung der Druckbolzen ist auf Vorgaben nach VDI 3002 zu achten [47].



**Abbildung 114:** Versteifung der Oberteilstruktur von a) nach b) durch Erhöhung der Rippen  $h_1 < h_2$  bei gleichzeitiger Reduzierung der Niederhalterhöhe  $h_3 > h_4$

### 9.3 Verbesserte Auslegung der Haltebolzenverschraubung

Zur Absicherung der Haltebolzenverschraubung sind die auftretenden Reaktionskräfte pro Bolzen, berechnet nach Kapitel 9.4, mit entsprechenden Zykluszahlen bezüglich der die maximal ertragbaren Belastung zu prüfen. Hierbei sind die Belastungsgrenzen für die statische, zeitfeste und dauerfeste Belastung nach Tabelle 32 zu berücksichtigen. Die Beiwerte der Ausfallwahrscheinlichkeit für 10 % sowie die minimale statische Zugbelastung sind zu berücksichtigen, um eine konservative Auslegung des Haltebolzen-Gewindeverbunds umzusetzen.

**Tabelle 32:** Grenzwerte der Reaktionskraft pro Haltebolzenverschraubung

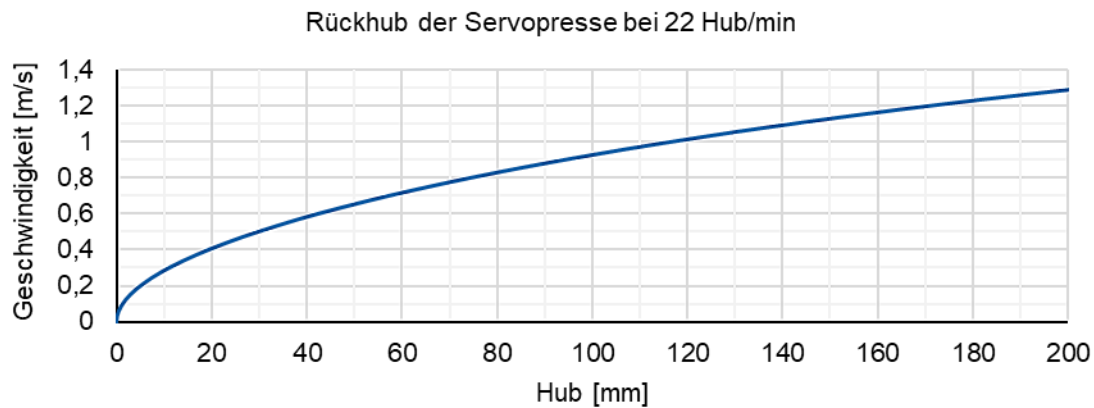
Grenzwerte		Max. Kraft [kN]
Statische Maximalkraft		394,2
Dauerfestigkeit ( $10^6$ Zyklen)	90 % Überlebenswahrscheinlichkeit	71,1
	Durchläufer bei	70,0
Zeitfestigkeit ( $<10^6$ Zyklen)	$-\frac{1}{4} \log(N) + \frac{0,9 \cdot 13,4}{4} = \log(F_{\max Z})$	$394,2 > F_{\max Z}$ $F_{\max Z} > 71,1$

Liegt eine höhere Reaktionskraft vor, so ist die Kraft auf zusätzliche Haltebolzen zu verteilen, wobei gleichzeitig die Festigkeit des Werkzeugoberteils anhand der erhöhten Gesamtreaktionskraft nach Kapitel 9.4 zu prüfen ist.

### 9.4 Maximal zulässige Werkzeugbelastung aufgrund der Niederhalterbeschleunigung

Für die dauerfeste Auslegung der auftretenden Belastung für höhere Hubzahlen innerhalb des dynamisch belasteten Niederhaltersystems ist im ersten Schritt die Geschwindigkeit der Niederhaltermitnahme zu bestimmen. Diese resultiert aus dem Niederhalterhub und der Zielhubzahl der Bauteilproduktion. Anhand dieser Werte lässt sich durch die entsprechende Bewegungskurve des Stößels eine Geschwindigkeit zum Zeitpunkt der Niederhalterbeschleunigung bestimmen. Bei Servopressen wird empfohlen, die maximal mögliche Rückhubkurve bzw. maximale Aufwärts-

geschwindigkeit des Pressenstößels zu verwenden, dargestellt in Abbildung 115, um das Werkzeug langfristig in Bezug auf die technisch maximal mögliche Hubzahlerhöhung abzusichern.



**Abbildung 115:** Maximale Geschwindigkeitskurve der XL-Servopresse bei 22 Hub/min

Im nächsten Schritt sind die einzusetzenden Elastomerdruckfedern auszuwählen. Für Großwerkzeuge wird empfohlen, ein hängendes Niederhalterkonzept einzusetzen, um so den Bauraum für Elastomerdruckfedern groß halten und die Anzahl der Federn reduzieren zu können. Zudem ermöglichen höhere Federn eine Verringerung der auftretenden Belastung. Durch die Auswahl der Elastomerdruckfedern werden anschließend deren charakteristische Modellparameter nach Tabelle 33 ausgewählt, um die benötigte Anzahl der Federn und entstehende Reaktionskräfte zu bestimmen.

**Tabelle 33:** Modellparameter der globalen Zener- und Kelvin-Voigt-Modelle sowie des Zener-Modell Polynoms für die Elastomerfedern KF1, KF2, KF3 und KF4

Zener-Modell Global				Kelvin-Voigt-Modell Global	
	$k_1$ [N/m]	$k_2$ [N/m]	$d$ [kg/s]	$k$ [N/m]	$d$ [kg/s]
KF1	20.983	1.824.055	177.354	1.805.700	6.266
KF2	3.261.700	117.565.000	13.001	4.300.150	12.347
KF3	155	2.035.150	86.740	2.038.400	6.537
KF4	3.087.600	584.080.000	9.189	3.094.200	9.067
Zener-Modell Polynom					
		$a_2$	$a_1$	$a_0$	
KF1	$k_1$ [N/m]	4.783.500	-7.643.400	3.240.700	
	$k_2$ [N/m]	1.005.900	889.640	512.020	
	$d$ [kg/s]	-227.808	540.160	-132.290	
KF2	$k_1$ [N/m]	0	-344.458	2.539.136	
	$k_2$ [N/m]	0	-13.257.300	90.934.200	
	$d$ [kg/s]	0	-88.230	14.120	
KF3	$k_1$ [N/m]	0	-1.754	1.619	
	$k_2$ [N/m]	0	-1.483.900	2.592.400	
	$d$ [kg/s]	0	-82.256	121.071	
KF4	$k_1$ [N/m]	-1.750.661	-1.007.642	3.872.895	
	$k_2$ [N/m]	-10.069.368.437	8.811.108.283	-354.688.877	
	$d$ [kg/s]	19.347	-10.736	7.739	

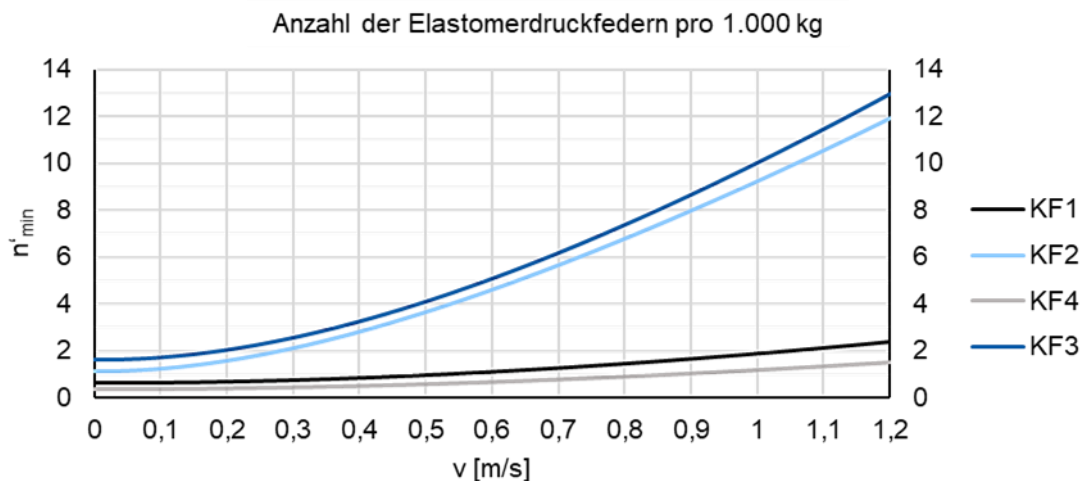
Basierend auf den charakteristischen Kennwerten kann die Anzahl der benötigten Elastomerdruckfedern, abhängig vom Niederhaltergewicht und der Mitnahmegeschwindigkeit, mittels der genannten rheologischen Modelle festgelegt werden. Anhand des Kelvin-Voigt-Modells kann die maximale Einfederung nach den Gleichungen (99) bis (101) bestimmt werden. Hierbei ist der Umschaltunkt und die Fallunterscheidung zu beachten.

$$\text{Umschaltunkt } U_x = \frac{g}{D\omega_0} \quad (99)$$

$$t_{x\max} = \begin{cases} \frac{\tan^{-1}\left(\frac{v_0\omega_d}{Dv_0\omega_0 - g}\right) + \pi}{\omega_d}, & \text{für } v_0 < U_x \\ \frac{\tan^{-1}\left(\frac{v_0\omega_d}{Dv_0\omega_0 - g}\right)}{\omega_d}, & \text{für } v_0 > U_x \end{cases} \quad (100)$$

$$x = -e^{-D\omega_0 t} \cdot \left( \sin(\omega_d t) \cdot \frac{Dg - v_0\omega_0}{\omega_0\omega_d} + \cos(\omega_d t) \cdot \frac{g}{\omega_0^2} \right) + \frac{g}{\omega_0^2} \quad (101)$$

Wird die Masse des Niederhalters durch die Anzahl der benötigten Elastomerdruckfedern aufgrund von deren Parallelschaltung geteilt, kann so mit Gleichung (101) und der maximal zulässigen Einfederung eine grafische Lösung zur Bestimmung der benötigten Elastomerdruckfedern abgeleitet werden. Diese ist in Abbildung 116 dargestellt und ermöglicht die Bestimmung der benötigten Federelemente nach Gleichung (102). Hierbei wird zudem die Sicherheit  $S_A$  zur Berücksichtigung der Abweichung der Parameterschätzung herangezogen, um eine konservative Auslegung zu erzielen und ein Versagen der Druckfedern im Betrieb auszuschließen.



**Abbildung 116:** Benötigte Anzahl  $n'$  der Elastomerdruckfedern der Typen KF1, KF2, KF3 und KF4 für ein Niederhaltergewicht von 1.000 kg im Geschwindigkeitsbereich bis 1,2 m/s

$$n_{\min} = \frac{m \cdot n'_{\min}}{1.000 \text{ kg}} \quad (102)$$



Bei Ausgestaltung der Konstruktion des Werkzeugoberteils ist darauf zu achten, dass aus notwendigen Symmetriegründen bisweilen mehr Elastomerdruckfedern einzusetzen sind als konstruktiv erforderlich. Allgemein gilt, dass im begründeten Fall maximal zwei zusätzliche Federn vorgesehen werden dürfen.

Nach der Festlegung der Anzahl der Elastomerdruckfedern ist nun eine analytische Berechnung der maximalen Beschleunigungen möglich. Diese ist anhand der Gleichungen (103) bis (105) zu bestimmen. Sind erweiterte Kenntnisse über den Beschleunigungsverlauf nötig, ist die Durchführung einer MKS, wie in Kapitel 6 beschrieben, notwendig.

$$\text{Umschalt punk für } D < \frac{1}{2} \text{ und } U_a = \frac{(2D^2 - 1)g}{(4D^2 - 3)D\omega_0} \quad (103)$$

$$t_{\text{amax}} = \begin{cases} \frac{\tan^{-1}\left(\frac{(4D^2 - 1)\omega_0\omega_d v_0 - 2Dg\omega_d}{(4D^2 - 3)Dv_0\omega_0^2 - (2D^2 - 1)g\omega_0}\right) + \pi}{\omega_d}, & \text{für } v_0 \leq U_a \\ \frac{\tan^{-1}\left(\frac{(4D^2 - 1)\omega_0\omega_d v_0 - 2Dg\omega_d}{(4D^2 - 3)Dv_0\omega_0^2 - (2D^2 - 1)g\omega_0}\right)}{\omega_d}, & \text{für } v_0 > U_a \end{cases} \quad (104)$$

$$a_{\text{max}} = e^{-Dt\omega_0} \cdot \left( \sin(\omega_d t) \left( \left( \frac{\omega_0^2}{\omega_d} + 2\omega_d \right) v_0 + \frac{D\omega_0 g}{\omega_d} \right) + \cos(\omega_d t) (2Dv_0\omega_0 - g) \right) \quad (105)$$

Um eine Unterschätzung der maximalen Belastung auszuschließen, sind die in Tabelle 34 festgelegten Sicherheiten zu berücksichtigen. Diese basieren auf der maximal möglichen Unterschätzung unter Annahme des Kelvin-Voigt-Modells.

**Tabelle 34:** Sicherheitswerte  $S_A$  für die Bestimmung der maximalen Niederhalterbeschleunigung nach dem Kelvin-Voigt-Modell

Elastomerdruckfeder	Sicherheitswert $S_A$	
	[%] +100 %	[-]
KF1	22,86	1,23
KF2	7,31	1,08
KF3	15,66	1,16
KF4	28,57	1,29

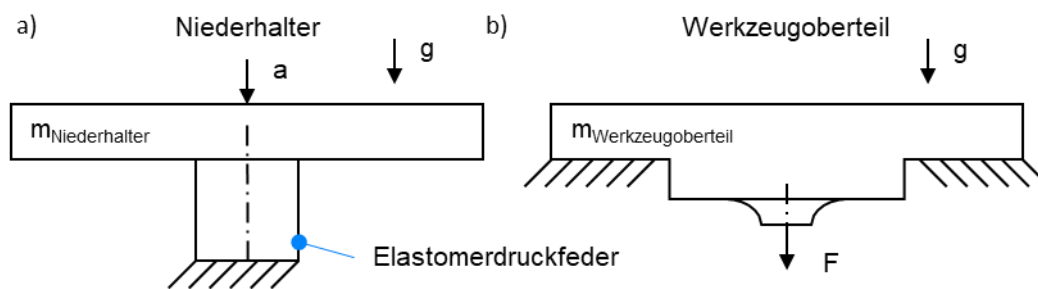
In der Niederhalterstruktur auftretende Spannungen sind anhand von statischen FEM-Simulationen zu bestimmen. Werden Spannungen über den gesamten Beschleunigungsverlauf benötigt, ist eine FMKS durchzuführen. Für die konservative Festigkeitsberechnung der Werkzeugkomponenten reicht jedoch eine statische FEM-Simulation aus.

Das Werkzeugoberteil und der Niederhalter werden in *Siemens NX* mithilfe des Solvers *Nastran*-Lösungstyp *SOL 101 Linear Statics – Global Constraints* simuliert. Die Diskretisierung ihrer

Körpervolumen ist mit CTETRA(10)-Elementen durchzuführen. Hierbei ist eine automatisierte Vernetzung anzuwenden, wobei die von *Siemens NX* empfohlene maximale Netzgröße zu halbieren ist. Kritische Werkzeugbereiche, wie beispielsweise Radien oder andere Kerben, sind grundsätzlich mit einer Kantenlänge von 1 mm zu vernetzen.

Die statische FEM-Simulation des Werkzeugoberteils erfolgt durch Berechnung der maximalen Haltebolzenkräfte. Diese werden mittels der maximalen Beschleunigung und des anteiligen Niederhaltergewichtes pro Haltebolzen berechnet. Das Werkzeugoberteil wird dabei an seinen Spannflächen am Stößel fest eingespannt. An der jeweiligen Bolzenposition wird die Kraft durch die Reaktionskraft der Haltebolzen bestimmt. Zusätzlich wirkt die Erdbeschleunigung.

Für die Simulation des Niederhalters wird dessen maximale Beschleunigung herangezogen. An den Positionen der Elastomerdruckfedern werden diese durch prismatische Körper abgebildet. Aus der Materialdatenbank ist für die statische FEM-Simulation der Werkstoff PU-Soft auszuwählen. In Abbildung 117 werden die simulierten Lastfälle der statischen FEM-Simulation exemplarisch dargestellt.



**Abbildung 117:** Exemplarische Randbedingungen in der FEM-Simulation zur Nachbildung der dynamischen Belastung für a) den Niederhalter und b) das Werkzeugoberteil

Zur Festigkeitsberechnung des Werkzeugoberteils ist aus seinem Volumen jeweils der Knoten mit der maximalen Hauptnormalspannung heranzuziehen. Zur konservativen Abschätzung des Mehrstufenkollektivs des Werkzeugoberteils und Niederhalters wird abhängig von den eingesetzten Elastomerdruckfedern ein Sicherheitswert nach Gleichung (106) bis (112) festgelegt.

$$\text{für } N_D = 10^6, k = 5, n_i = n = 1 \cdot 10^6, D_m = 1 \quad N_{\text{koll}} = N = 5 \cdot 10^6 \quad (106)$$

$$\text{mit } \sigma_{a,i} = \sigma_{a,1} \cdot p^{i-1} \quad (107)$$

$$e = \sqrt{\frac{m}{k}} \cdot v_0 \cdot e^{-D \cdot \omega_0 \cdot t} \quad (108)$$

$$p = \frac{a(t) - a(t + \Delta t)}{a(t)} = 1 - e^{-D \cdot \omega_0 \cdot \Delta t} \quad (109)$$

$$A_{\text{ele}} = \left[ \sum_{i=1}^j \frac{n}{N} \cdot \left( \frac{\sigma_{a,i}}{\sigma_{a,1}} \right)^k \right]^{-1} = \frac{N}{n} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} \left( \frac{\sigma_{a,1} \cdot x^{i-1}}{\sigma_{a,1}} \right)^k \right]^{-1} = \frac{N}{n} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} x^{k \cdot (i-1)} \right]^{-1} \quad (110)$$

$$K_{\text{BK}} = \left( \frac{A \cdot N_D \cdot D_M}{N_{\text{koll}}} \right)^{\frac{1}{k}} = \left( \frac{N_D \cdot D_M}{N_{\text{koll}}} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left( \frac{N}{n} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} x^{k \cdot (i-1)} \right]^{-1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (111)$$

$$= \left( \frac{N_D \cdot D_M \cdot N}{N_{\text{koll}} \cdot n} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} x^{k \cdot (i-1)} \right]^{-\frac{1}{k}}$$

$$\sigma_{\text{Äqu}} = \frac{\sigma_{a,1}}{K_{\text{BK}}} = \frac{\sigma_{a,1}}{\left( \frac{N_D \cdot D_M \cdot N}{N_{\text{koll}} \cdot n} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} x^{k \cdot (i-1)} \right]^{-\frac{1}{k}}} = \sigma_{a,1} \cdot \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N}{n}} x^{k \cdot (i-1)} \right]^{\frac{1}{k}} = \sigma_{a,1} \cdot S_{\text{Äqu}} \quad (112)$$

Anhand des minimalen Abklingverhaltens sind die in Tabelle 35 dargestellten Sicherheiten mit der simulierten Spannung zu multiplizieren. Der statische und Ermüdungsfestigkeitsnachweis ist nach der FKM-Richtlinie durchzuführen.

**Tabelle 35:** Sicherheitskennwerte zur konservativen Abschätzung des Mehrstufenkollektivs anhand des minimalen Abklingverhaltens

	p	Sicherheitskennwerte $S_{\text{Äqu}}$	
		[%]+100 %	[-]
<b>Elastomerdruckfeder</b>	[%]		
KF1	0,282	4,32	<b>1,05</b>
KF2	0,458	0,96	<b>1,01</b>
KF3	0,420	1,3	<b>1,02</b>
KF4	0,244	5,80	<b>1,06</b>

Bei der Bewertung der auftretenden Spannung nach FKM-Richtlinie sind vorgesehene Sicherheitsbeiwerte anzuwenden. Für die Bewertung der Auftretenswahrscheinlichkeit und der Schadensfolge sind zur Absicherung des Werkzeugbetriebs und -transports jeweils die Maximalwerte zu wählen. [78]

## 9.5 Abschließende Bewertung der Werkzeugauslegung

Die hier vorgeschlagene Auslegungsvorschrift für die verbesserte konstruktive Gestaltung bzw. Auslegung von Folgeoperationen mit Niederhalten ermöglicht durch die Reduzierung der bewegten Masse, die Reduzierung der Beschleunigung und die Versteifung des Werkzeugoberteils eine belastungsgerechte Werkzeugkonstruktion, die steigenden Anforderungen im Presswerksbe-

trieb wirkungsvoll begegnet. Die in diesem Kapitel zusammengestellten Auslegungsvorschriften und die vorgestellte Methodik sind grundsätzlich auf bewegte Massen in Folgeoperationen in Großwerkzeugsätzen anwendbar und skalierbar.

Die Reduzierung der Niederhaltermasse durch belastungsspezifische Konstruktionsvorschriften auf Grundlage von Topologieoptimierungen ermöglicht generell eine signifikante Senkung auftretender Belastungen. Zudem können durch die hier entwickelte Auslegungsvorschrift für die Auswahl geeigneter Elastomerdruckfedern diese vor Versagen geschützt und verringern durch Maximierung ihrer Einfederung die auftretenden Beschleunigungen des Niederhalters. Folglich ergeben sich aus verringerten Massen und Beschleunigungen auch bei höheren Hubzahlen niedrigere Reaktionskräfte, welche von der Oberteilstruktur aufgenommen werden müssen.

Der rechnerische Festigkeitsnachweis der Werkzeugoberteile ist auf Grundlage von FEM-Simulationen und der FKM-Richtlinie zu führen. Durch Anpassung der Oberteilkonstruktion an die Belastung aufgrund der Niederhalterbeschleunigung, die Wahl des geeigneten Gusswerkstoffs für das Werkzeugoberteil und der eingesetzten Elastomerelemente ist einer Überlastung bei Überschreiten des zulässigen Auslastungsgrads zu begegnen.

## 10 Zusammenfassung und Ausblick

Großwerkzeuge für Karosseriebauteile werden heutzutage vornehmlich auf der Grundlage von Erfahrungswerten und empirischen Erkenntnissen aus der Serienproduktion im Großpresswerk ausgelegt und konstruiert. Deren Betrieb hat sich jedoch mit der Einführung der Servopressentechnologie hin zu effizienten und modernden Produktionsstrukturen gewandelt, für die die aktuellen Konstruktionsstandards für Großwerkzeuge nicht mehr ausreichend sind. Aufgrund ihrer modernen Antriebs- und Regelungstechnik verfügen Servopressen über nahezu freiprogrammierbare Stößelbewegungsprofile, was zu einer deutlichen Erhöhung von Stößelgeschwindigkeiten und Beschleunigungen der Werkzeugkomponenten im Betrieb führt. Dynamische Lasten durch diese beschleunigten Stößelbewegungen sowie Impuls- und Stoßbelastungen werden bei der Auslegung der Werkzeuge jedoch in der Praxis nicht berücksichtigt. Die Auslegungs- und Konstruktionsvorschriften von Großwerkzeugen sind heute von konservativen Annahmen und Grundsätzen geprägt, welche zu einer massiven Bauweise, zu überflüssigen Komponenten und damit zu hohen bewegten Massen führen. Kritische lokale Belastungen, unvorhergesehene Werkzeugschäden oder -brüche sind die Folge, was schließlich zu Produktionsausfällen führt.

Die Analyse des Stands der Technik in dieser Arbeit zur konstruktiven Berücksichtigung auftretender dynamischer Lasten bewegter Werkzeugkomponenten, besonders in Folgeoperationen zur Herstellung von Karosserieaußenhautteilen, zeigt, dass dynamische Herausforderungen bereits in der Vergangenheit identifiziert wurden. In der industriellen Anwendung wurden diese Herausforderungen jedoch nur teilweise berücksichtigt. Im Zuge dessen wurden bereits verschiedene Ansätze zur Bewertung und Berechnung solcher dynamischen Lasten von bewegten Massen in Folgeoperationen verfolgt [43-46]. Werkzeuge für die Herstellung von Karosserieaußenhautteilen besitzen in der Regel relativbewegte Massen, wie etwa Niederhalter oder Schieber, die beim Rückhub des Stößels hohen Beschleunigungen ausgesetzt sind. Heutige Berechnungsansätze zur Prognose von Impulswirkungen und den daraus folgenden Niederhalterschwingungen stützen sich einerseits auf einer Skalierung bereits bekannter Belastungen ab, was jedoch der detaillierten Beschreibung des schwingungsfähigen Systems bestehend aus Stößel, Oberluftkissen, Werkzeugoberteil und Niederhalteraufhängung nicht gerecht wird. Andererseits werden heute unzureichende Schwingungs- und Materialmodelle für Berechnungsvorschriften herangezogen, welche reale Belastungssituationen nicht berücksichtigen und diese folglich unzureichend abbilden [44]. Zudem werden Effekte und Komponenten im Werkzeug und dessen Betrieb getrennt voneinander betrachtet, was zu spezifischen Lösungen führt, welche die Berücksichtigung des Gesamtsystems und eine ganzheitliche Verbesserung nicht zulässt.

Mit dem Erkenntnisgewinn aus dieser Arbeit konnte sowohl ein Beitrag zur Weiterentwicklung von belastungsgerechten Auslegungs- und Konstruktionsvorschriften geleistet, als auch eine Steigerung der Leistungsfähigkeit und der Sicherheit des Betriebs von Folgeoperationen in Großwerkzeugsätzen erzielt werden. Durch die Identifizierung und Verbesserung der beteiligten Werkzeugkomponenten anhand einer Modellreduktion wurde ganzheitlich das Potential eines modernen Werkzeugbetriebs aufgezeigt. In diesem Kontext wurde die Niederhaltermasse reduziert, was zu einer Reduktion der auftretenden Reaktionskräfte während des Rückhubs des Pressenstößels führte. Anschließend wurden die möglichen Versagensstellen der Gussstruktur des Werkzeugoberteils und der Haltebolzenverschraubung, bezüglich erhöhter Spannungen und Belastungsgrenzen untersucht. Hierbei konnten Versagensgrenzen für die Gussverschraubung festgelegt, die Steifigkeit des Oberteils erhöht und Kerbspannungen reduziert werden.

Anhand eines idealisierten Versuchswerkzeugs, welches die relevanten Werkzeugkomponenten der Modellreduktion, wie das Werkzeugober- und Unterteil, den Niederhalter, den/die Haltebolzen und die Elastomerfedern umfasste, konnte eine Modellparametrisierung für viskoelastische Modelle der eingesetzten Federelemente durchgeführt werden. Diese bestimmen maßgeblich die beim Rückhub auftretenden Beschleunigungen des Niederhalters. Ein prozessdatenbasierter Modellierungsansatz wurde hierbei erfolgreich entwickelt, der die Auswahl geeigneter dynamischer Modelle und die Bestimmung von entsprechenden charakteristischen Parametern ermöglicht.

Die vorgestellte Methodik, die Modelle und charakteristischen Parameter wurden daraufhin anhand von Beschleunigungsmessungen an Serienwerkzeugen validiert. Gleichzeitig wurde durch den Vergleich der Messdaten eines topologieoptimierten und konventionellen Werkzeugs das Verbesserungspotential einer belastungsgerechten Auslegungsvorschrift aufgezeigt. Die Validierungsversuche zeigten die Übertragbarkeit und Gültigkeitsbereiche der datenbasierten Modellierung. Aus den Verbesserungen mit entsprechenden Gültigkeits- und Anwendungsbereichen wurde schließlich eine Auslegungsvorschrift für Folgeoperationen mit Niederhaltern festgelegt, welche zukünftig auf Grundlage der aufgezeigten Komponenten eine belastungsgerechte Auslegung von Werkzeugoberteilen ermöglicht.

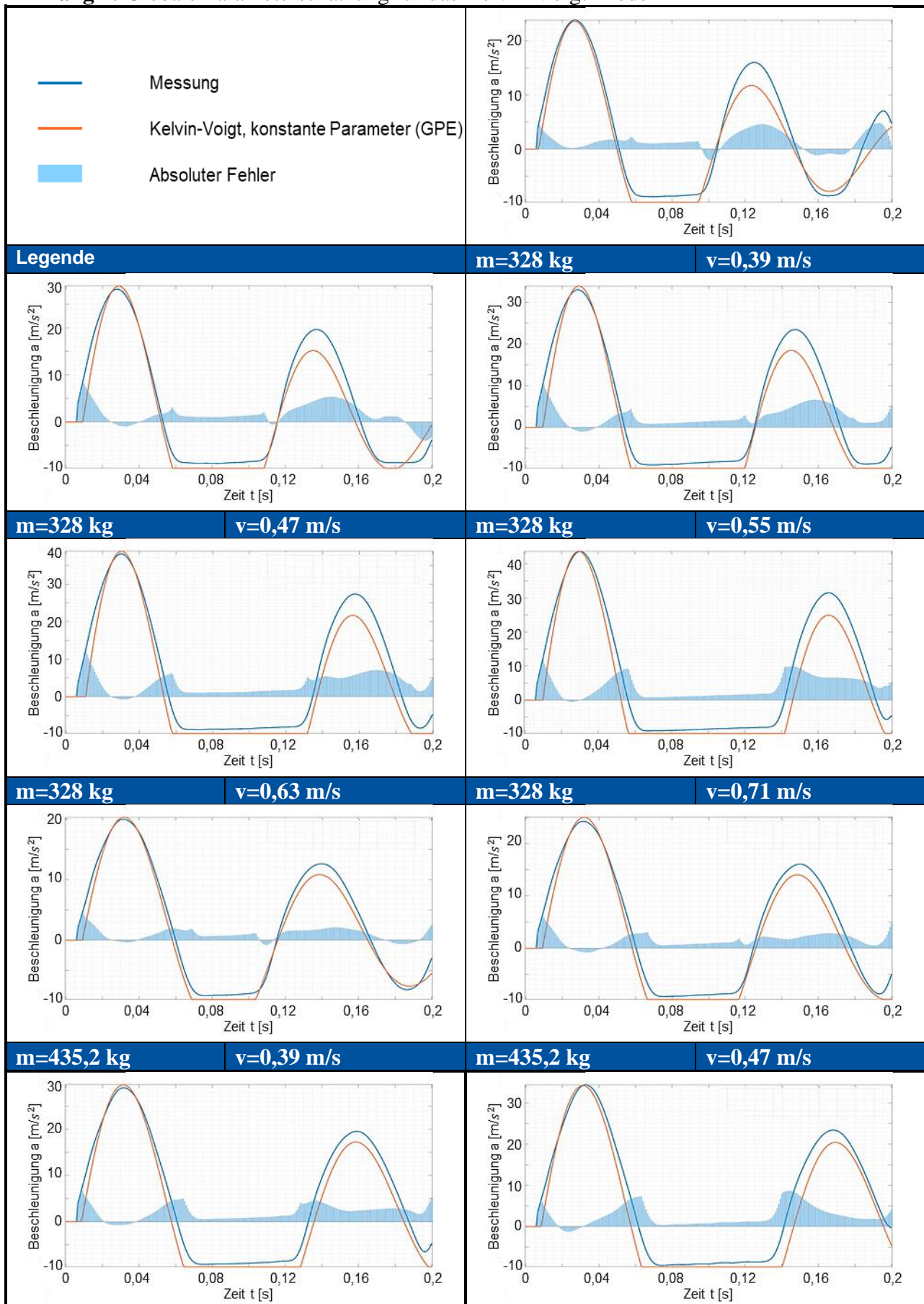
Bei Anwendung einer belastungsgerechten Werkzeugauslegung wird folglich der Betrieb mit der anlagenseitig vorgesehenen Zielhubzahl und der entsprechenden Stößelgeschwindigkeit möglich. Dies beruht auf den Annahmen, dass die verwendeten Modelle im Gültigkeitsbereich angewendet und die vorgesehenen Konstruktionsvorgaben umgesetzt werden. Wird dies berücksichtigt, wird durch die Auslegungsvorschriften der Betrieb für die vorgesehenen Betriebspunkte abgesichert und damit ermöglicht. Das Werkzeuginvestment wird dabei nicht erhöht, sondern im Gegenteil durch das entwickelte Vorgehen verringert, indem die Anzahl von Normteilen sowie Gussmassen reduziert werden.

Im Rahmen zukünftiger Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet sollte der Fokus vornehmlich auf zwei Handlungsfeldern zur Erweiterung der Potentiale und der belastungsgerechten Auslegung der Blechteilproduktion gelegt werden. Zum einen bietet eine Anpassung der Werkzeugkomponenten weiterhin die Möglichkeit, Prozessfenster zu erweitern und gleichzeitig Einsparpotentiale zu nutzen. Hierbei sollten in Folgeoperationen besonders die Druckfedern im Augenmerk einer Anpassung liegen. Durch die Veränderung der Geometrie und des Werkstoffs lassen sich gezielt dynamische Eigenschaften einstellen und auf die Betriebsbedingungen des Werkzeugs anpassen. Mit den Untersuchungen der Elastomerdruckfedern KF3 und besonders KF4 wurden im Rahmen dieser Arbeit bereits entsprechende Ansätze verfolgt. Jedoch hat sich gezeigt, dass zukünftig mit einer detaillierten Betrachtung des Geometrie- und des Werkstoffverhaltens auftretende Reaktionskräfte weiter reduziert werden können. Durch eine Erhöhung des möglichen Federwegs lassen sich die auftretende Beschleunigung und die benötigte Anzahl an Druckfedern reduzieren. Die Werkstoffeigenschaften sind auf die auftretenden Belastungen im Werkzeugbetrieb und die eingesetzte Geometrie der Druckfedern abzustimmen. Auch die Kombination von Werkstoffen wie Hybridfedern aus Kunststoffen und Metall ermöglicht eine Einstellung von deren dynamischen Eigenschaften. Die Setzneigung der Elemente kann zudem zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens verwendet werden. So ist zu untersuchen, ob möglicherweise eine erhöhte Setzneigung gewünscht ist oder vermieden werden soll. Dies ist besonders im Hinblick auf den Abstand zwischen Oberluftkissen und Druckbolzen zu untersuchen. So beeinflusst dieser Abstand das dynamische Verhalten des Niederhalters bei hohen Hubzahlen signifikant. Konstruktive Einschränkungen, wie die Möglichkeiten der Werkzeugstapelung sowie die Vorspannung der Druckfedern, sind in weiterführenden Untersuchungen zu berücksichtigen.

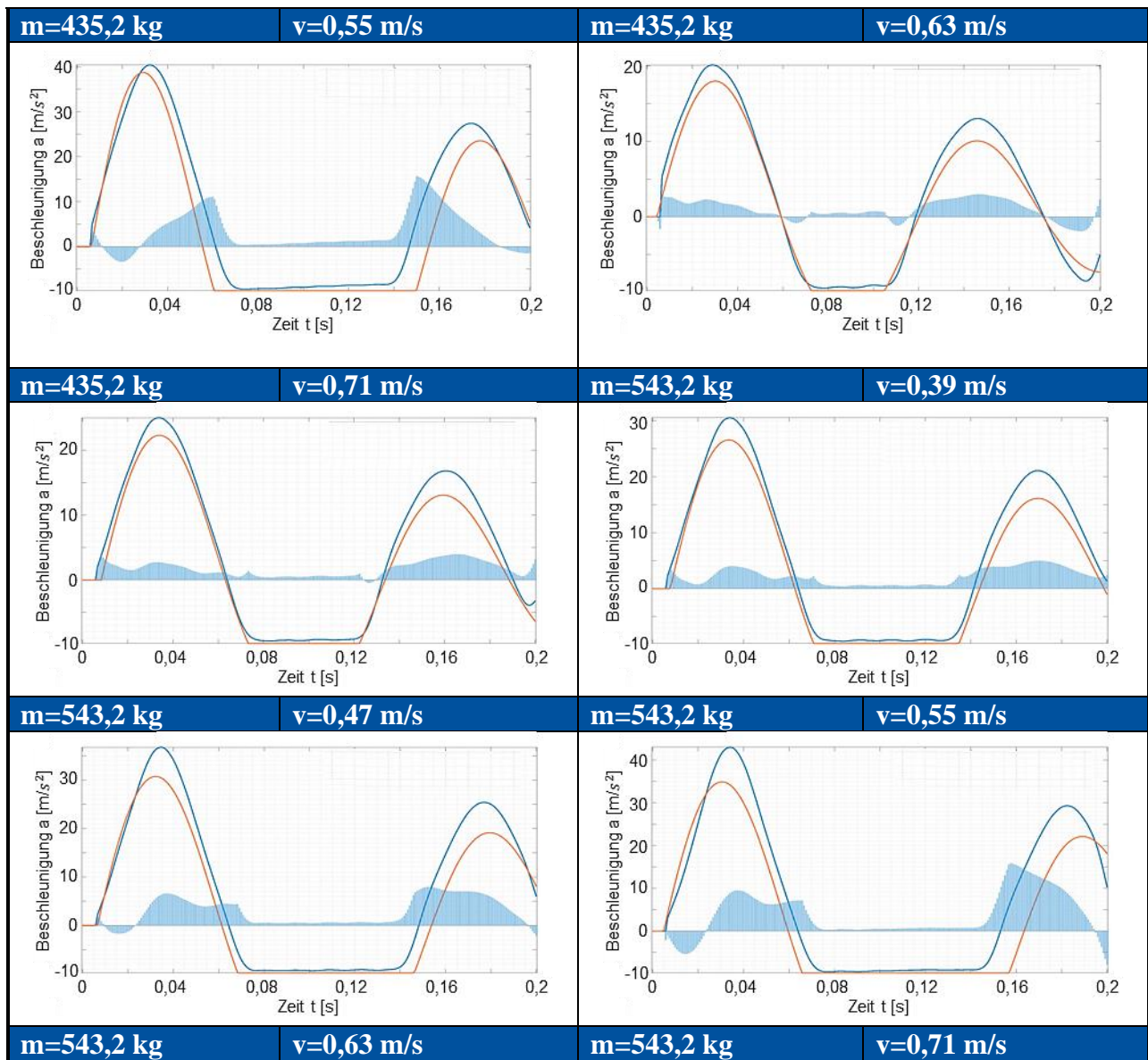
Zum anderen ermöglicht die flexible Programmierung der Stößelbewegung von Servopressen eine Anpassung der Bewegungskurve des Stößels an dynamische Belastungen im Werkzeugbetrieb. Durch gezielte Analyse auftretender Stößelbelastungen und -reaktionen kann die Bewegungskurve des Stößels nicht nur ausbringungsgerecht, sondern auch belastungsgerecht programmiert werden. Zudem lässt die Analyse der Pressendaten zukünftig eine Bewertung der im Serienbetrieb auftretenden Werkzeugbelastungen zu. Diese Daten können ganzheitlich für die Auslegung der Bewegungskurve und für die Anlageninstandhaltung herangezogen werden. Folglich ist hier das Ziel, die Stößelprogrammierung auf die Beschleunigung bewegter Massen anzupassen und hierbei auf das dynamische Pressen-Werkzeug-Kollektiv zu beziehen. Eine Berücksichtigung der Pressenkinematik mit entsprechenden Freigängigkeiten und kinematisch bedingten Schwankungen in dynamischen Modellen kann diese entsprechend erweitern und Rückschlüsse auf Anlagenbelastungen zulassen. Zur Modellparametrisierung und Validierung ist demnach eine Anpassung von Versuchsaufbauten und -werkzeugen heranzuziehen.

# Anhang

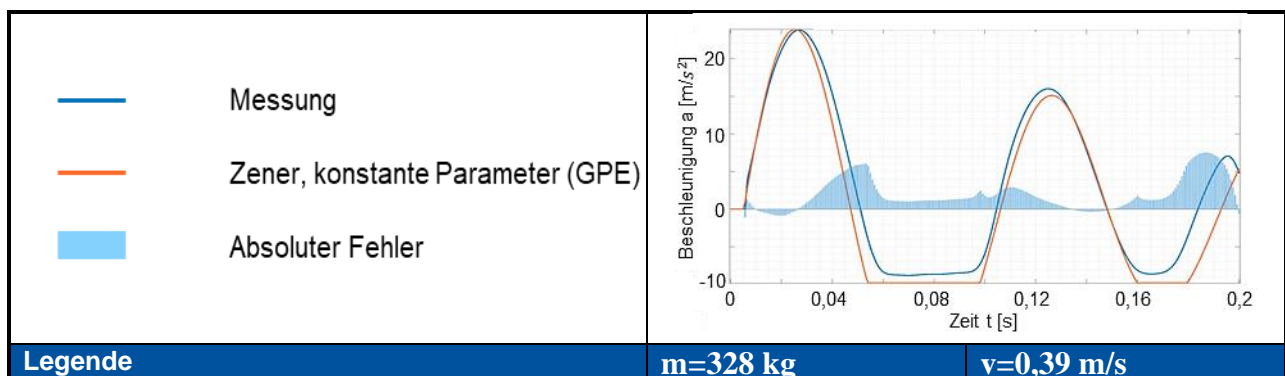
## Anhang 1: Globale Parameterschätzung für das Kelvin-Voigt-Modell

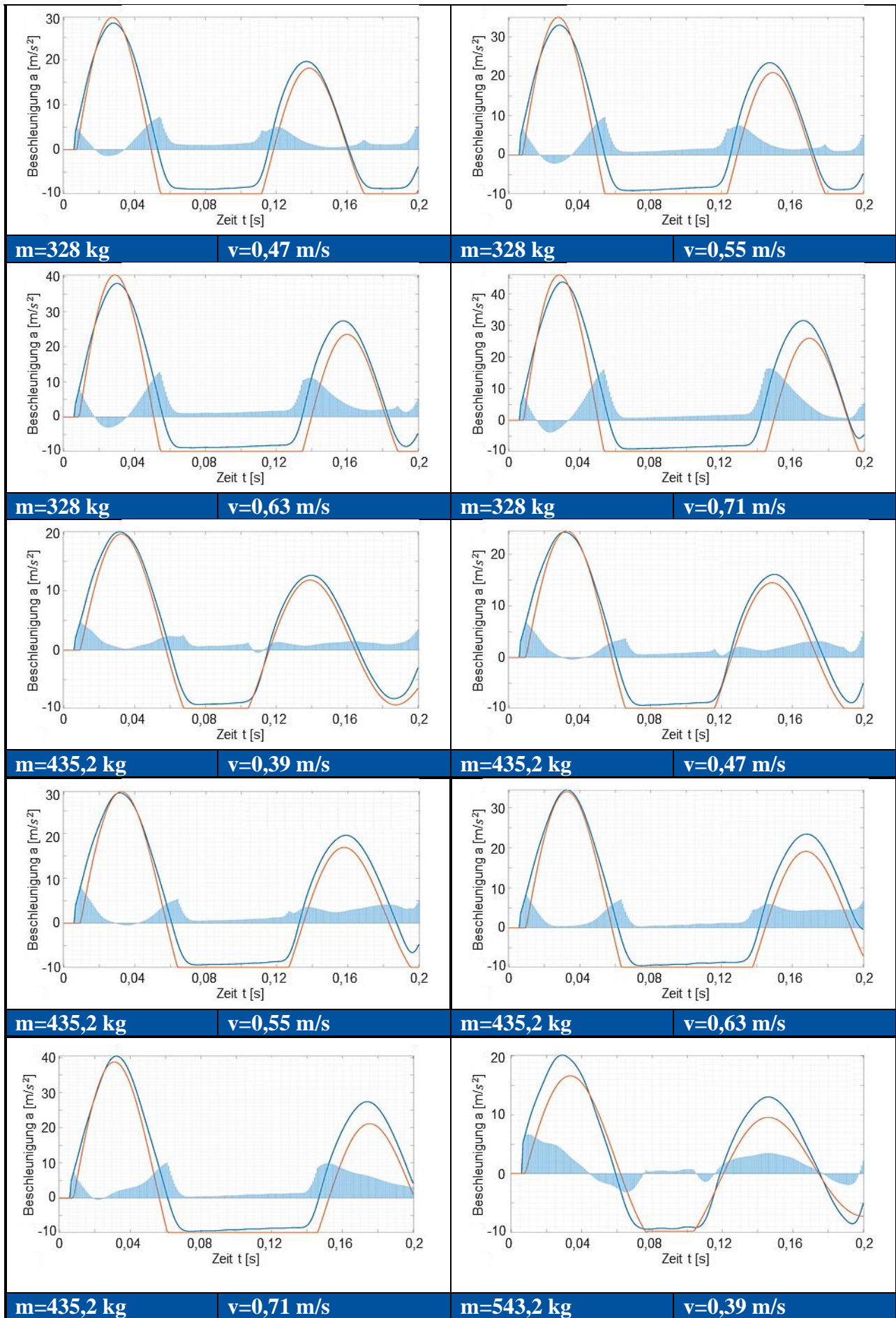


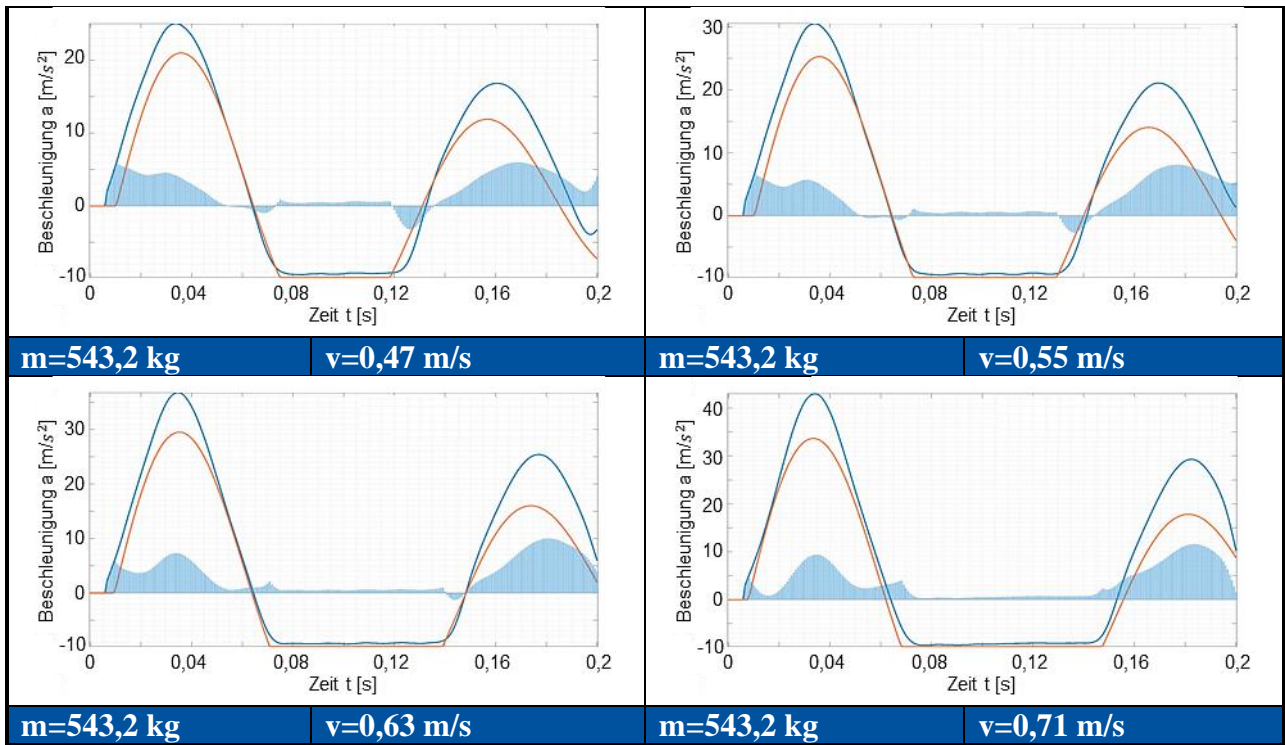




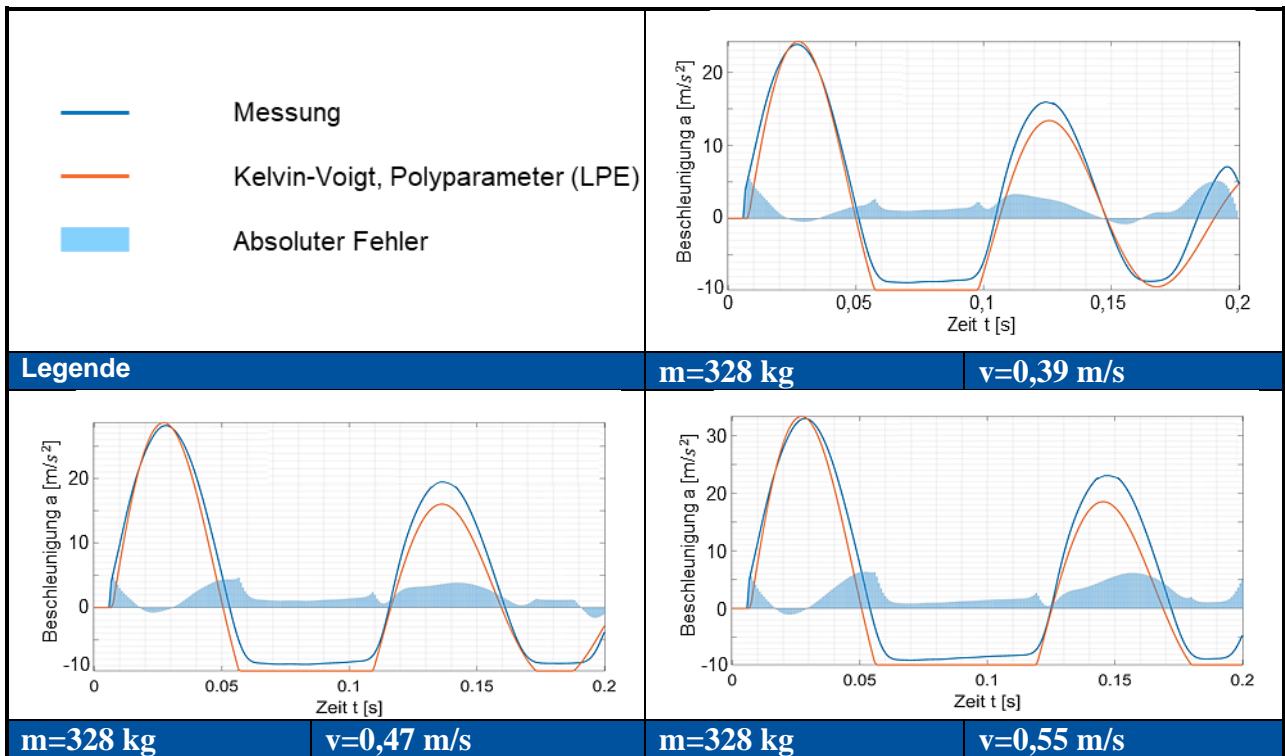
**Anhang 2: Globale Parameterschätzung für das Zener-Modell**

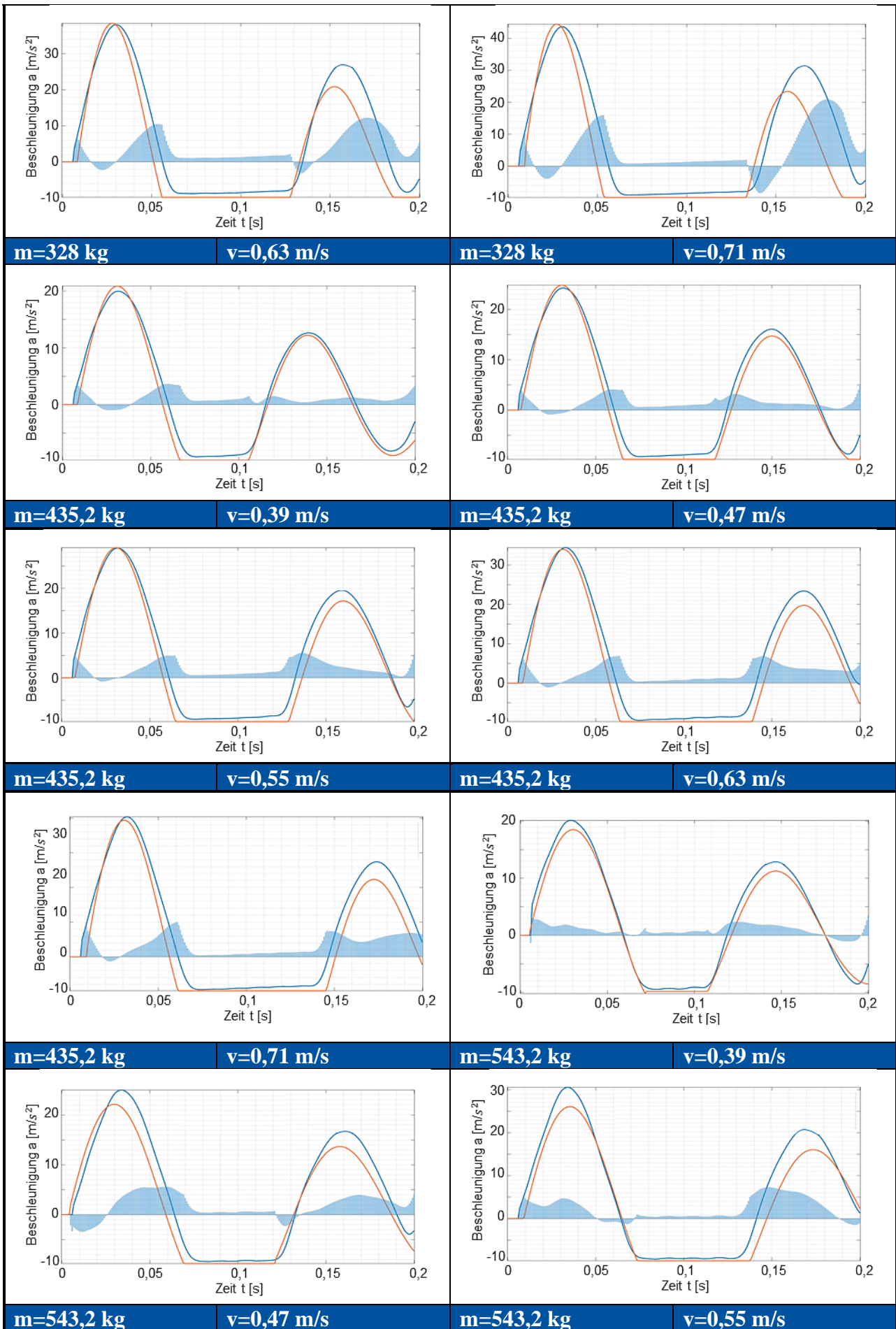


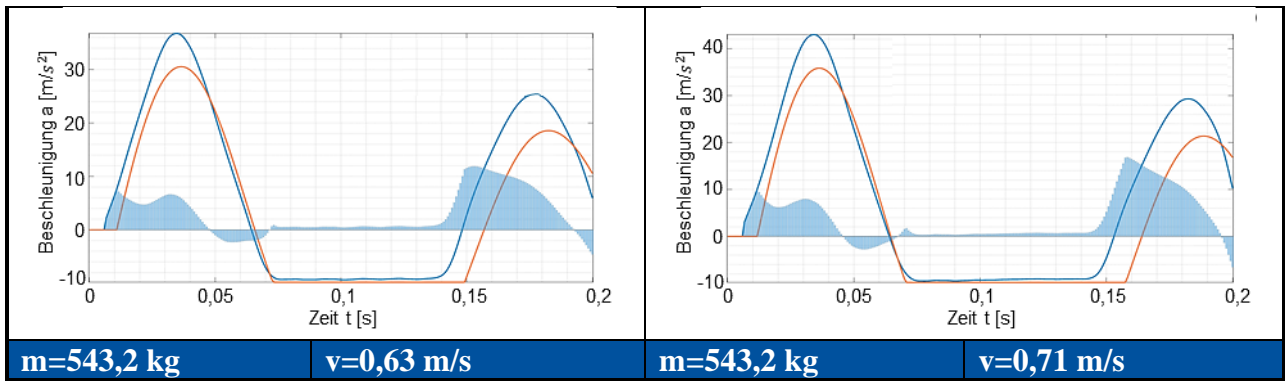




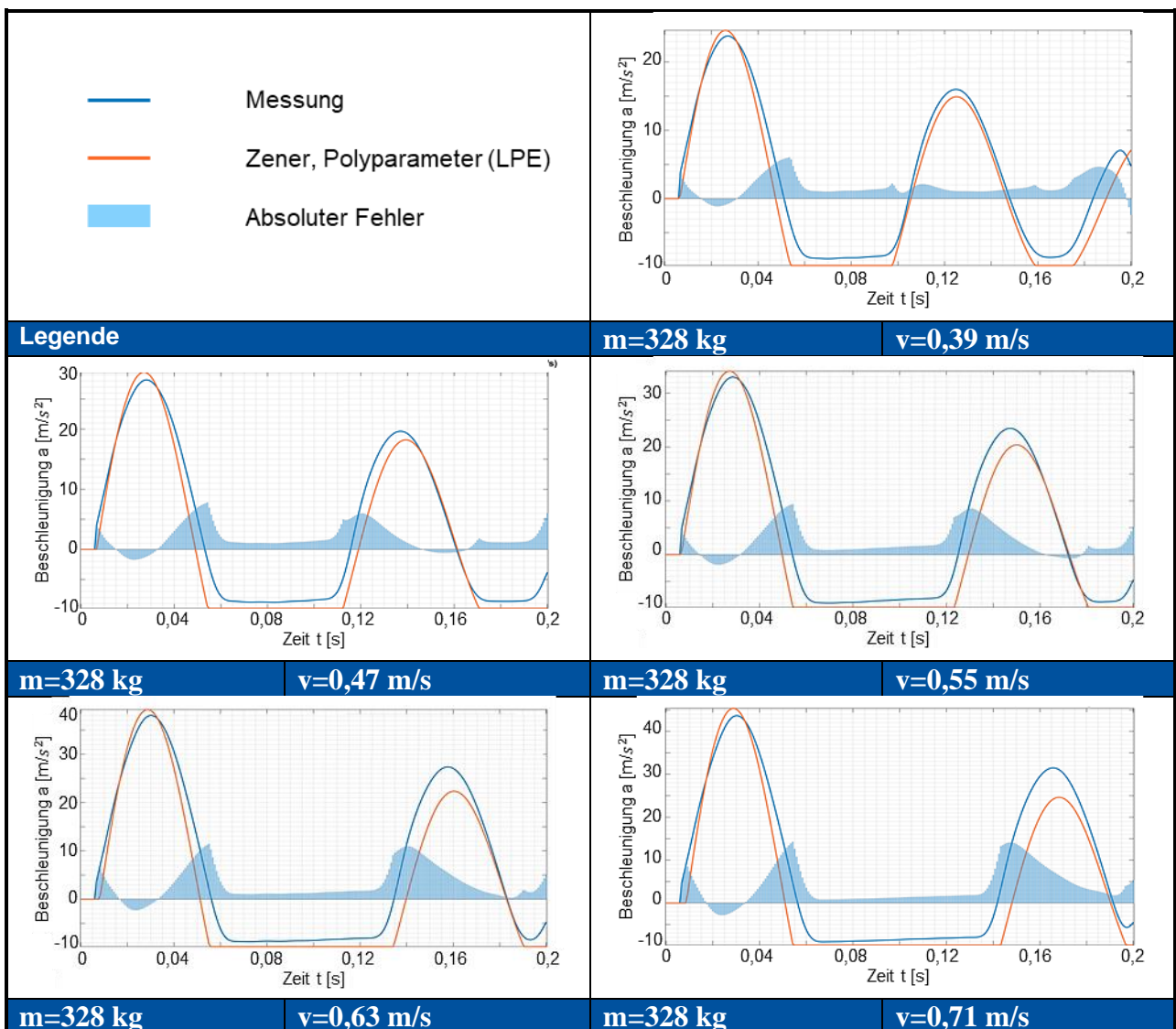
**Anhang 3: Polynombasierte Parameterschätzung für das Kelvin-Voigt-Modell**

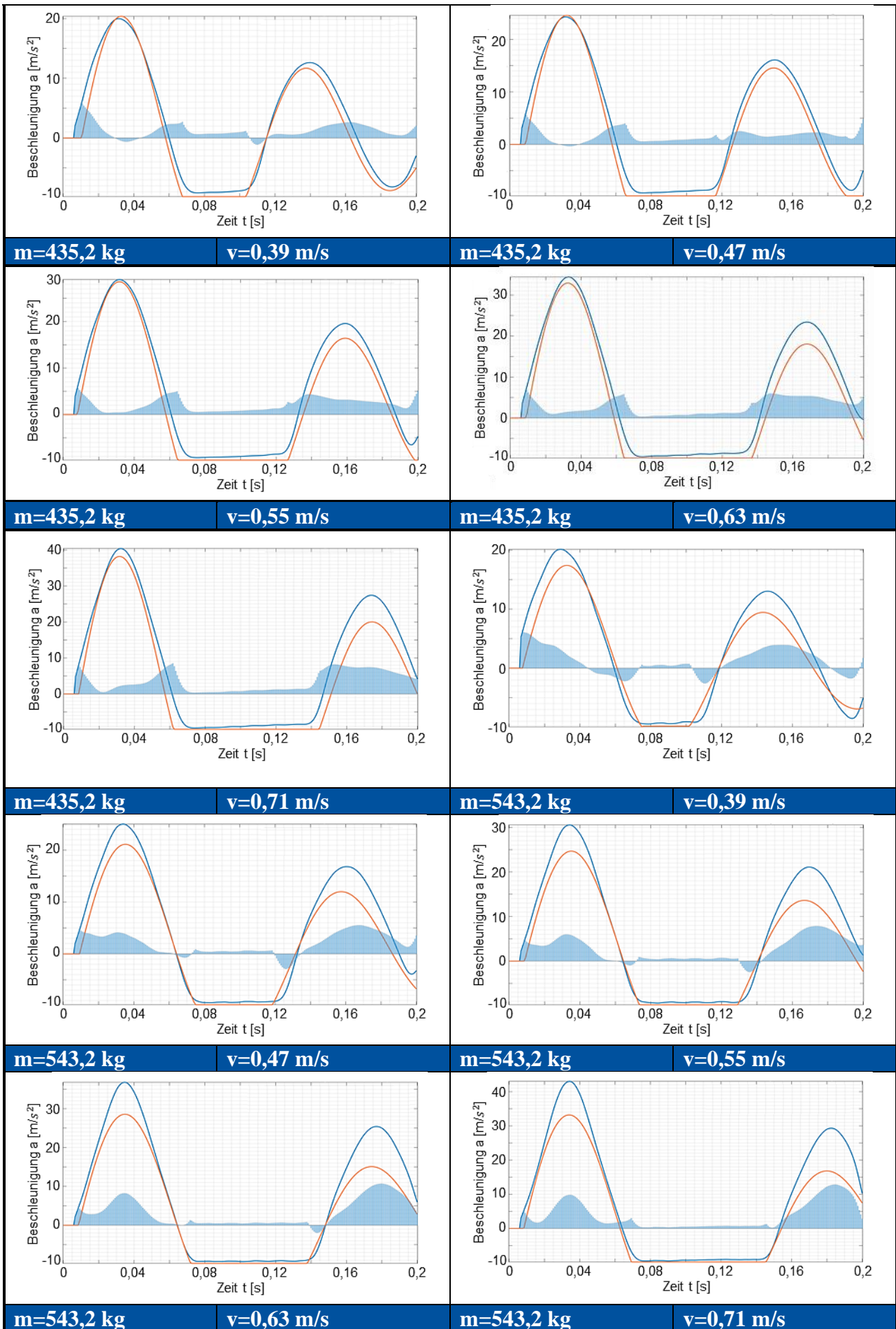






**Anhang 4: Polynombasierte Parameterschätzung für das Zener-Modell**





## Literaturverzeichnis

- [1] Boos, W., Kelzenberg, C., Wiese, J., Stracke, F., Ebbecke, C., Graberg, T., Jakubowski, S. und Lapper, S., 2019, *Intelligente Werkzeuge und datenbasierte Geschäftsmodelle*, 1. Aufl. Aachen: RWTH Aachen.
- [2] Schuler AG, 2014, „Die ganze Welt der Blechumformung: Forming the Future“, Broschüre.
- [3] Ossola-Haring, C., Schlageter, A. und Schöning, S., 2016, *11 Irrtümer über Kennzahlen: Mit den richtigen Zahlen führen*. Wiesbaden: Springer Gabler.
- [4] Hoffmann, H., Spur, G. und Neugebauer, R., 2012, *Handbuch Umformen*, 2. Aufl. s.l.: Carl Hanser Fachbuchverlag.
- [5] Birkert, A. R., Haage, S. und Straub, M., 2013, *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile: Auslegung von Ziehanlagen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- [6] Kurek, R., 2011, *Karosserie-Leichtbau in der Automobilindustrie: Theorie und Praxis*. Würzburg: Vogel.
- [7] Rebele, M., Hahn, T., Zeitler, S., Kunow, C., Böhner, R. und Hintersteiner, R., 2008, „Funktionale Auslegung der Karosserie“, *ATZ Extra*, Jg. 13, Nr. 2, S. 124–133.
- [8] Daimler AG, 2015, „Life cycle: Umwelt-Zertifikat für die Mercedes-Benz C-Klasse inklusive Plug-In Hybrid C 350 e“, Stuttgart, Broschüre.
- [9] Wallentowitz, H., Freialdenhoven, A. und Olschewski, I., 2009, *Strategien in der Automobilindustrie*. Vieweg+Teubner.
- [10] Schuler GmbH, *Handbuch der Umformtechnik*. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg, 1996.
- [11] Schuler AG, 2018, *Laser Blanking - the better way to produce blanks: Ready for tomorrow's industrial production*. [Online]. Verfügbar unter: <https://laserblanking.schulergroup.com/en/index.html> (Zugriff am: 19. August 2020).
- [12] Schuler AG, 2016, „Schuler Servoline: Schnell, Kompakt und Flexibel“, Broschüre.
- [13] DIN 8580, 2003, Deutsche Norm: *Fertigungsverfahren: Begriffe, Einleitung*.
- [14] DIN 8582, 2003, Deutsche Norm: *Fertigungsverfahren Umformen: Einordnung, Unterteilung, Begriffe, Alphabetische Übersicht*.
- [15] DIN 8588, 2013, Deutsche Norm: *Fertigungsverfahren Zerteilen: Einordnung, Unterteilung, Begriffe*.
- [16] DIN EN ISO 6892-1, 2017, Deutsche Norm: *Metallische Werkstoffe - Zugversuch: Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur*.
- [17] K. Lange, Hg., 1990, *Blechbearbeitung*, 2. Aufl. Berlin: Springer.
- [18] K. Siegert, Hg., 2015, *Blechumformung: Verfahren, werkzeuge und maschinen*. Berlin, Germany, Heidelberg, Germany: Springer Vieweg.
- [19] DIN 8584-3, 2003, *Fertigungsverfahren Zugdruckumformen: Teil 3: Tiefziehen Einordnung, Unterteilung, Begriffe*.
- [20] Doege, E. und Behrens, B.-A., 2010, *Handbuch Umformtechnik: Grundlagen, Technologien, Maschinen*, 2. Aufl. s.l.: Springer-Verlag.
- [21] DIN 8585-4, 2003, *Fertigungsverfahren Zugumformen: Teil 4: Tiefen Einordnung, Unterteilung, Begriffe*.
- [22] DIN 8586, 2003, *Fertigungsverfahren Biegeumformen: Einordnung, Unterteilung, Begriffe*.
- [23] VDI 2906-2, 1994, Verein Deutscher Ingenieure, *VDI-Richtlinie: Schnittflächenqualität beim Schneiden, Beschneiden und Lochen von Werkstücken aus Metall: Scherschneiden*.
- [24] Liewald, M. und Wagner, S., 2014, „Werkzeugmaschinen zum Umformen“ in *Dubbel*, K.-H. Grote und J. Feldhusen, Hg., Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, S. 1550–1562.
- [25] Osakada, K., Mori, K., Altan, T. und Groche, P., 2011, „Mechanical servo press technology for metal forming“, *CIRP Annals*, Jg. 60, Nr. 2, S. 651–672.
- [26] Schuler AG, 2016, „Forming the Future“. *Forming the Future*“, Broschüre.
- [27] Behrens, B.-A., Krimm, R. und Nguyen, T., 2017, „Untersuchung der Eignung von Interpolationsmethoden zur Erstellung energieeffizienter Stößelkinematik von Servopressen“, Bamberg: Verlag Meisenbach GmbH.
- [28] Koch, F., Thumann, P., Swidergal, K. und Wagner, M., 2016, „Strukturmechanische Analyse eines Tiefziehwerkzeugs mit der Finite-Elemente-Methode“, *Forschungsbericht 2016 Ostbayerische Technische Hochschule Regensburg*, S. 39–40, 2016.

- [29] Burkart, M., Liewald, M. und J. Wied, 2020, „Hubzahlmaximierung im Presswerk durch Betrachtung dynamischer Belastungen im Werkzeug“, *11. VDI-Fachtagung: Innovative Blechumformung in der Automobilindustrie*, 2020.
- [30] P. Groche und M. Scheitza, Hg., 2009, Konstruktion und Steuerung von Servopressen.
- [31] Reissner, J., 2009, Umformtechnik multimedial: Werkstoffverhalten, Werkstückversagen, Werkzeuge, Maschinen. München: Hanser.
- [32] Kleeh, T. und Wolf, M., 2020, „Digitale Produktabsicherung Zusammenbauteile in Mercedes-Benz Operations“, *11. VDI-Fachtagung: Innovative Blechumformung in der Automobilindustrie*.
- [33] Burkart, M., Liewald, M., Wied, J., Todzy, T., Hartmann, M. und Müller, M., 2020, „Optimization of a Part Holder Design Considering Dynamic Loads during Return Stroke of Tool and Ram“, *Procedia Manufacturing*, Jg. 47, S. 861–866.
- [34] Eversheim, W., 2013, Werkzeugbau mit Zukunft: Strategie und Technologie, 1. Aufl. Berlin: Springer Berlin.
- [35] Kurz, U., Hintzen, H. und Laufenberg, H., 2004, Konstruieren, Gestalten, Entwerfen: Lehr- und Arbeitsbuch für das Studium der Konstruktionstechnik, 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- [36] Burkart, M., Essig, P., Liewald, M., Beck, M. und Mueller, M., 2020, „Compensation of elastic die and press deformations during sheet metal forming by optimizing blank holder design“, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Jg. 967, S. 12074.
- [37] Bargel, H. und Schulze, G., 2018, Werkstoffkunde. Springer Berlin Heidelberg.
- [38] Sauer, B., 2016, Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Aufl.
- [39] Klocke, F., 2015, Fertigungsverfahren 5. Springer Berlin Heidelberg.
- [40] Fertigungstechnik, 10. Aufl. Berlin: Springer Berlin, 2012.
- [41] Berns, H. und Theisen, W., 2008, Eisenwerkstoffe - Stahl und Gusseisen, 4. Aufl. Berlin: Springer.
- [42] DIN EN ISO 945-1, 2019, Deutsche Norm: Mikrostruktur von Gusseisen: Teil 1: Graphitklassifizierung durch visuelle Auswertung.
- [43] Swidergal, K., Lubeseder, C., Wurmb, I. von, Lipp, A., Meinhardt, J., Wagner, M. und Marburg, S., „Experimental and numerical investigation of blankholder’s vibration in a forming tool: A coupled MBS-FEM approach“, *Prod. Eng. Res. Devel.*, Jg. 9, 5-6, S. 623–634, 2015.
- [44] Burkart, M., Liewald, M. und Wied, J., 2019, „Modelling of dynamic loads during series operation for optimisation of part holder design“, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Jg. 651, S. 12025.
- [45] Swidergal, K., Lubeseder, C., Meinhardt, J., Wurmb, I. von, Wagner, M. und Marburg, S., 2014, Vibration analysis of an automotive forming tool using coupled MBS-FEM simulation and experimental validation. Leuven, *PROCEEDINGS OF ISMA2014 INCLUDING USD2014*.
- [46] Canti, R., 2016, „Analyse für eine belastungsgerechte Auslegung von Presswerkzeugen am Beispiel Niederhalter und Schiebersystem: Dissertation“, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München.
- [47] VDI 3002, 2016, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: Druckbolzen in Stanzerei-Großwerkzeugen: Entwurf.
- [48] VDI 3365, 2016, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: Steckbolzen für Stanzerei-Großwerkzeuge: Entwurf.
- [49] DIN 10069-1, 2010, Deutsche Norm: Werkzeuge der Stanztechnik – Elastomerdruckfedern – Teil 1: Allgemeine Anforderungen.
- [50] Erdös, T., 2011, „Pressenwerkzeug für eine Presse zum Umformen von Teilen mit zusätzlicher Klemmfunktion, Presse und Verfahren hierfür“, Deutsches Patent, DE102009037854 A1.
- [51] Burkart, M., 2020, „Vorrichtung zur Bearbeitung eines Blechmaterials und Verfahren zur Bearbeitung eines Blechmaterials mittels einer solchen Vorrichtung“, Deutsches Patent, DE 10 2020 004 031 A1.
- [52] Heintl, E., Wurmb, I. von und Hochmuth, K.-H., 2013, „Blechbearbeitungswerkzeug mit einem am Werkzeugoberteil gehaltenen relativbeweglichen Niederhalter und mit einer Mitnehmereinrichtung sowie einer Stelleinrichtung für diesen Niederhalter“, Deutsches Patent, DE102012207390 A1.



- [53] Wurmb, I. von, 2013, "Blecbearbeitungswerkzeug mit einem am Werkzeugoberteil gehaltenen relativbeweglichen Niederhalter und mit einer Mitnehmereinrichtung sowie einer Entlastungseinrichtung für diesen Niederhalter", Deutsches Patent, DE102012207429 A1.
- [54] Kolbe, M. und Hellwig, W., 2015, Spanlose Fertigung Stanzen: Präzisionsstanzteile, Hochleistungswerkzeuge, Hochgeschwindigkeitspressen, 11. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [55] EFFBE GmbH, 2018, „EFFBE Elastomerfedern und Konstruktionsteile: Dauerelastisch, bruch-sicher, kundenspezifisch“. Konstruktionshinweise, Lieferprogramm, Broschüre.
- [56] FIBRO GmbH, 2018, „Normalien: Katalog“, Broschüre.
- [57] ACE Stoßdämpfer GmbH, 2011, „Innovative Dämpfungslösungen in der Automobil- und Haushaltsgeräteindustrie: Tuning für Ihre Presswerkzeuge“, Broschüre.
- [58] Alfred Konrad Veith GmbH & Co. KG, 2016, „Eladur: Polyurethan-Elastomer“, Broschüre.
- [59] Polymer Service GmbH Merseburg, 2018, SHORE-Härte - Grundlagen. [Online]. Verfügbar unter: <http://wiki.polymerservice-merseburg.de/index.php/SHORE-H%C3%A4rte> (Zugriff am: 9. April 2018).
- [60] DIN 7619-1, 2012, Deutsche Norm: Elastomere oder thermoplastische Elastomere – Bestimmung der Eindringhärte – Teil 1: Durometer-Verfahren (Shore-Härte).
- [61] DIN 53505, 2000, Deutsche Norm: Prüfung von Kautschuk und Elastomeren - Härteprüfung nach Shore A und Shore D.
- [62] DIN 53533-1, 1988, Deutsche Norm: Prüfung von Kautschuk und Elastomeren; Prüfung der Wärmebildung und des Zermüßungswiderstandes im Dauerschwingversuch (Flexometerprüfung); Grundlagen.
- [63] DIN 10069-2, 2010, Deutsche Norm: Werkzeuge der Stanztechnik - Elastomerdruckfedern - Teil 2: Zubehör.
- [64] ACE Stoßdämpfer GmbH, 2020, Strukturdämpfer: TUBUS TA. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.ace-ace.de/de/produkte/daempfungstechnik/strukturdaempfer/tubus-ta/ta.html> (Zugriff am: 15. Januar 2020).
- [65] Schröder, T., 2018, Rheologie der Kunststoffe: Theorie und Praxis. München: Hanser.
- [66] Phan-Thien, N., 2013, Understanding Viscoelasticity: An Introduction to Rheology, 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer.
- [67] Berg, M., „A model for rubber springs in the dynamic analysis of rail vehicles“, 1997, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Jg. 211, Nr. 2, S. 95–108.
- [68] Popov, V., 2016, Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik, 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- [69] Dumitriu, M. und Craciun, C., 2016, „Modelling of the Rubber-metal Suspension Components in the Railway Vehicle Dynamics Simulations“, *Materiale Plastice*, Jg. 53, No.3, S. 382–385, 2016.
- [70] Nguyen, Q. T., Tinard, V. und Fond, C., 2015, „The modelling of nonlinear rheological behaviour and Mullins effect in High Damping Rubber“, *International Journal of Solids and Structures*, 75-76, S. 235–246.
- [71] Swidergal, K., Wagner, M., Lubeseder, C., Wurmb, I. von, Meinhardt, J. und Marburg, S., 2015, Final Element Simulation of Blankholder's Lift-off in a Deep Drawing Tool Using Abaqus/Standard. Berlin, [www.3ds.com/simulia](http://www.3ds.com/simulia).
- [72] Thumann, P., Swidergal, K. und Wagner, M., 2015, „Experimentelle Ermittlung von Materialkennwerten und numerische Untersuchungen an einem gefüllten Elastomer“, *Forschungsbericht 2015 Ostbayerische Technische Hochschule Regensburg*, S. 49–50, 2015.
- [73] Swidergal, K., Lubeseder, C., Wurmb, I. von, Meinhardt, J., Wagner, M. und Marburg, S., 2014, „Modeling and simulation of carbon black filled elastomer damper using LS-DYNA“, 2014.
- [74] Liewald, M., Burkart, M., Wied, J. und Stockinger, E., 2019, Analyse dynamischer Niederhalterbelastungen: Versuchswerkzeug zur produktionsnahen Validierung von Niederhalterstößen in Großwerkzeugen. Düsseldorf: VDI Fachmedien GmbH & Co. KG, *wt Werkstattstechnik online*, Jg. 109.
- [75] Richard, H. A. und Sander, M., 2005-, Technische Mechanik: Lehrbuch mit Praxisbeispielen, Klausuraufgaben und Lösungen : Grundlagen - effektiv und anwendungsnah. Wiesbaden: Vieweg.

- [76] Wächter, M., 2017, Angewandter Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [77] Richard, H. A. und Sander, M., 2012, Ermüdungsrisse: Erkennen, sicher beurteilen, vermeiden, 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
- [78] FKM, Hg., 2012, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisen- und Aluminiumwerkstoffen, 6. Aufl. Frankfurt am Main: VDMA-Verl.
- [79] Schlottmann, D. und Schnegas, H., 2016, Auslegung von Konstruktionselementen: Sicherheit, Lebensdauer und Zuverlässigkeit im Maschinenbau. Berlin, [Germany], Heidelberg, [Germany]: Springer Vieweg.
- [80] Radaj, D. und Vormwald, M., 2007, Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen Für Ingenieure. Springer Verlag.
- [81] DIN 50100, 2016, Deutsche Norm: Schwingfestigkeitsversuch: Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile.
- [82] Christ, H.-J., Hg., 2009, Ermüdungsverhalten metallischer Werkstoffe, 2. Aufl. Weinheim: Wiley-VCH.
- [83] Haibach, E., 2006, Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, 3. Aufl. Berlin: Springer.
- [84] Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J. und Spura, C., 2017, Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [85] Seybold, R., 2006, Finite-Elemente-Simulation örtlicher Beanspruchungen in Schraubengewinden. Zugl.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2005. Aachen: Shaker.
- [86] Klein, B., 2015, FEM: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau, 10. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [87] VDI 3633-8, 2007, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: Simulation von Logistik-, Materialfluss und Produktionssystemen: Maschinennahe Simulation.
- [88] Stommel, M., Stojek, M. und Korte, W., 2018, FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen, 2. Aufl. München: Hanser.
- [89] Nasdala, L., 2015, FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik: Hintergrundinformationen, Tipps und Tricks, 3. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [90] Siemens AG, 2013, „Four-Sided Solid Element (CTETRA): CAE NX Nastran Element Library Reference, 3D Elements“, *NX 9 Help Siemens Product Lifecycle Management Software Inc.*, 2013.
- [91] Gross, D., Hauger, W., Schröder, J. und Wall, W. A., 2019, Technische Mechanik 1. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- [92] Schenke, C.-C. und Großmann, K., 2014, „Modellierungsansätze und Simulationsmethoden zur Berücksichtigung dynamischer Maschineneigenschaften bei der Blechumformsimulation“, LS-DYNA Forum 2014, Bamberg, Germany.
- [93] Natke, H.-G., 2014, Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse: Identifikation schwingungsfähiger elastomechanischer Systeme, 3. Aufl. Wiesbaden: Springer.
- [94] Schiehlen, W. und Eberhard, P., 2017, Technische Dynamik, 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [95] Schwertassek, R. und Wallrapp, O., 2014, Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme: Methoden der Mechanik zum rechnergestützten Entwurf und zur Analyse mechatronischer Systeme, 1999. Aufl. Wiesbaden: Vieweg & Teubner.
- [96] Shabana, A. A., 1997, „Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments“, *Multibody System Dynamics*, Jg. 1, Nr. 2, S. 189–222.
- [97] Rill, G. und Schaeffer, T., 2017, Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation: Vertieft in Matlab-Beispielen, Übungen und Anwendungen, 3. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [98] Swidergal, K. *et al.*, 2015, Structural analysis of an automotive forming tool for large presses using LS-DYNA. Würzburg, *10th European LS-DYNA Conference*.
- [99] Harzheim, L., 2008, Strukturoptimierung: Grundlagen und Anwendungen, 1. Aufl. Frankfurt am Main: Deutsch.
- [100] Nachtigall, W., 2002, Bionik: Grundlagen und Beispiele für Ingenieure und Naturwissenschaftler, 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg.
- [101] Bundesverband der Deutschen Gießerei-Industrie, 2007, „Gusseisen mit Kugelgraphit: Herstellung - Eigenschaften - Anwendung“, *konstruieren + giessen*, Jg. 32, Nr. 2, 2007.

- [102] Altair Engineering, I., 2021, Altair Inspire: Accelerate Simulation-Driven Design. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.altair.de/inspire/> (Zugriff am: 21. Januar 2021).
- [103] Bruder, G. R., 1998, „Finite-Elemente-Simulationen und Festigkeitsanalysen von Wurzelverankerungen“.
- [104] Walzl, A. und Buchmayr, B., „Topologieoptimierung – Entwicklungswerkzeug für die additive Fertigung“, 2017, *Berg Huettenmaenn Monatsh*, Jg. 162, Nr. 3, S. 110–116.
- [105] Prill, T., 2013, Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung. Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2013. Stuttgart: IMA.
- [106] Bendsøe, M. P. und Sigmund, O., 2011, *Topology optimization: Theory, methods, and applications*. Berlin, Heidelberg: Springer.
- [107] Klahn C., Meboldt M., Fontana F., Leutenecker-Twelsiek B. und Jansen J., Hg., 2018, *Entwicklung und Konstruktion für die Additive Fertigung: Grundlagen und Methoden für den Einsatz in industriellen Endkundenprodukten*, 1. Aufl. Würzburg: Vogel Business Media.
- [108] Xu, D., Chen, J., Tang, Y. und Cao, J., „Topology optimization of die weight reduction for high-strength sheet metal stamping“, *International Journal of Mechanical Sciences*, Jg. 59, Nr. 1, S. 73–82, 2012.
- [109] Kruschke, G., 2016, Enorme Kräfte von bis zu 2.500 Tonnen: Schneller und präziser fertigen. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.produktion.de/wirtschaft/audi-entwickelt-neue-werkzeuggeneration-311.html?page=2> (Zugriff am: 7. November 2019).
- [110] Eracheri, J., Venkatesan, R. und Kumar, N., 2018, „Topology Optimization of a Stamping Die Structure using LD-Dyna® and LS-TaSC™: Topology & Shape Optimization“, *15th International LS-DYNA® Users Conference*, S. 1–6, 2018.
- [111] Ráž, K. und Čechura, M., 2019, „Optimization of forming machine stiffness for increased production accuracy“, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019.
- [112] Zhao, X., Liu, Y., Hua, L. und Mao, H., „Finite element analysis and topology optimization of a 12000KN fine blanking press frame“, 2016, *Struct Multidisc Optim*, Jg. 54, Nr. 2, S. 375–389.
- [113] Pilthammar, J., Sigvant, M., Hansson, M., Pålsson, E. und Rutgersson, W., 2017, „Characterizing the Elastic Behaviour of a Press Table through Topology Optimization“, *J. Phys.: Conf. Ser.*, Jg. 896, S. 12068.
- [114] Siemens AG, 2021, NX: Siemens Digital Industries Software. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/de/products/nx/> (Zugriff am: 21. Januar 2021).
- [115] VDI 3120, 2015, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: Gusswanddicken in Stanzerei-Großwerkzeugen: Konstruktionsempfehlungen für Werkzeuge mit mehr als 1000 mm Seitenlänge.
- [116] Wunsch, A., 2017, *NX 11 für Fortgeschrittene - kurz und bündig*, 2. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [117] DIN 76-1, 2016, Deutsche Norm: Gewindeausläufe und Gewindefreistiche: Teil 1: Für Metrisches ISO-Gewinde nach DIN 13-1.
- [118] VDI 2230-2, 2015, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen: Mehrschraubenverbindungen.
- [119] VDI 2230-1, 2015, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen: Zylindrische Einschraubenverbindungen.
- [120] DIN EN ISO 898-1, 2013, Deutsche Norm: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl: Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde (ISO 898-1:2013); Deutsche Fassung EN ISO 898-1:2013.
- [121] DIN EN 6072, 2011, *Luft- und Raumfahrt – Metallische Werkstoffe – Prüfverfahren: Ermüdungstest mit konstanter Amplitude*.
- [122] Bruderer AG, 2013, „BSTA 280: Innovationen und Erfahrung für Ihren Produktionserfolg.“, Bruderer AG, Broschüre.
- [123] Wehl & Partner Muster+Prototypen GmbH, 2011, „Technisches Datenblatt: PUR 90 Shore A“.
- [124] Kern GmbH, 2021, „Polyurethan Gießsystem (PUR GS): Technisches Datenblatt“.
- [125] Amsler & Frey AG, 2016, „PUR Polyurethan: Technisches Datenblatt“.
- [126] Meram, A., „Dynamic characterization of elastomer buffer under impact loading by low-velocity drop test method“, 2019, *Polymer Testing*, Jg. 79, S. 106013.

- [127] Burkart, M., Liewald, M., Wied, J. und Kaminsky, C., 2021, „Validation of Part Holder Models of Car Body Upper Line Dies for Return Stroke Loads“, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Jg. 1157, S. 12073.
- [128] Volk, W., Groche, P., Brosius, A., Ghiotti, A., Kinsey, B. L., Liewald, M., Madej, L., Min, J. und Yanagimoto, J., 2019, „Models and modelling for process limits in metal forming“, *CIRP Annals*, Jg. 68, Nr. 2, S. 775–798.
- [129] Werner, M., 2012, *Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB®: Grundkurs mit 16 ausführlichen Versuchen*, 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden.
- [130] DIN EN 60068-2-6, 2008, Deutsche Norm: Umgebungseinflüsse – Teil 2-6: Prüfverfahren: Prüfung Fc: Schwingen (sinusförmig).
- [131] MATLAB, 2019, *Math. Graphics. Programming.*: 9.6.0.111.4505 (R2019a). Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc.
- [132] MATLAB, 2015, *Simulink Design Optimization: User's Guide*. Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc.
- [133] Hedderich, J. und Sachs, L., 2018, *Angewandte Statistik: Methodensammlung mit R*, 16. Aufl.
- [134] Köhler, M., Jenne, S., Pötter, K. und Zenner, H., 2012, *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Dordrecht: Springer.
- [135] AMZALLAG, C., GEREY, J., ROBERT, J. und BAHUAUD, J., „Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis“, *International Journal of Fatigue*, Jg. 16, Nr. 4, S. 287–293, 1994.
- [136] Hiatt, J., 2019, *Rainflow Counting: Siemens PLM*. [Online]. Verfügbar unter: <https://community.sw.siemens.com/s/article/rainflow-counting> (Zugriff am: 17. Februar 2021).
- [137] Olaizola, J., Iturrospe, A., Abete, J. M., Galdos, L. und Argandoña, E. S. de, 2020, „Soft sensing force measurement approach in sheet metal forming facilities“, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Jg. 967, S. 12015.
- [138] DIN 55189, 1988, Deutsche Norm: Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung: Historisch.
- [139] VDI 3366, 1997, Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Richtlinie: Transportelemente für Stanze- und Großwerkzeuge.

# Curriculum Vitae

## PERSÖNLICHE DATEN

Name	<b>Maximilian Walter Burkart</b>
Geburtsdatum	<b>28.03.1994</b>
Geburtsort	<b>Heilbronn Neckargartach</b>
Familienstand	<b>verheiratet</b>

## SCHULISCHE AUSBILDUNG

08/2004 bis 05/2012	<b>Hohenstaufen-Gymnasium Bad Wimpfen</b> Abschluss: Allgemeine Hochschulreife
------------------------	---

## UNIVERSITÄRE AUSBILDUNG

10/2015 bis 05/2018	<b>Studium des Maschinenwesens an der Universität Stuttgart,</b> Vertiefung in Konstruktionstechnik und Umformtechnik, Abschluss: Master of Science
10/2012 bis 10/2015	<b>Studium des Maschinenwesens an der Universität Stuttgart,</b> Vertiefung in Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Abschluss: Bachelor of Science

## BERUFLICHER UND WISSENSCHAFTLICHER WERDEGANG

Seit 09/2022	<b>Entwicklungsingenieur Mechatronik/Systemengineering,</b> <b>Carl Zeiss SMT GmbH, Oberkochen,</b> Optomechanik EUV-Lithografie
07/2021 bis 09/2022	<b>Systemingenieur, Modis GmbH, Ulm,</b> <b>für Carl Zeiss SMT GmbH, Oberkochen,</b> Optomechanik EUV-Lithografie
07/2018 bis 07/2021	<b>Doktorand, Mercedes-Benz AG, Sindelfingen,</b> Technologieentwicklung Werkzeugbau
10/2017 bis 05/2018	<b>Masterand, Daimler AG, Sindelfingen,</b> Technologieentwicklung Werkzeugbau
10/2016 bis 03/2017	<b>Praktikant, FTI Forming Technologies Inc, Burlington,</b> Auslandspraktikum Kanada
05/2014 bis 09/2016	<b>Werkstudent, Leichtbau BW GmbH, Stuttgart,</b> Technologiemanagement
07/2012 bis 07/2012	<b>Praktikant, Schunk GmbH &amp; Co. KG, Lauffen am Neckar,</b> Vorpraktikum