



Fakultät für Maschinenwesen

Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen

**Analyse für eine belastungsgerechte Auslegung von Presswerkzeugen am
Beispiel Niederhalter und Schiebersystem**

Robert Canti

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigten Dissertation.

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

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hartmut Hoffmann
2. Univ.-Prof. dr. ir. Daniel J. Rixen

Die Dissertation wurde am 20.05.2015 an der Technischen Universität München eingereicht und von der Fakultät für Maschinenwesen am 02.02.2016 angenommen.

„Man misst eigentlich immer falsch,

man muss nur wissen wie viel.“

(David Packhard 1912–1996)

Geleitwort

Selten ist die Kombination der ersten und der zweiten Verarbeitungsstufe Ausgangsposition für eine fachübergreifende Forschung in der deutschen Hochschullandschaft. Angesichts der gestiegenen Anforderungen an Produkte und des verstärkten Kostendrucks ist dieses Ineinandergreifen von Fertigungsverfahren ein idealer Gegenstand für Forschungsaktivitäten, denn erst die gemeinsame Betrachtungsweise der beiden Verfahrensgebiete erlaubt Innovationen in vielen nachgeschalteten Bereichen der Industrie.

Vor allem Neuentwicklungen, aber auch die Weiterentwicklung bestehender Fertigungsverfahren, sollen im Umfeld eines härter werdenden Wettbewerbs dazu beitragen, die Position des Standortes Deutschland zu stärken. Die gegenseitige Bereicherung von Theorie und Praxis durch die Zusammenarbeit von Hochschule und Industrie kann als Baustein hierfür angesehen werden.

Eine enge Anlehnung der Themen an die in der betrieblichen Praxis auftretenden Probleme als ein Bindeglied zwischen Grundlagen- und anwendungsorientierter Forschung liegt daher im Interesse dieser Forschungsberichte. Die einzelnen Arbeiten können entscheidenden Einfluss auf die Verbesserung bisheriger Technologien nehmen.

Neben den beiden großen fertigungstechnischen Schwerpunkten Urform- und Umformtechnik, bei denen der isolierte Prozess im Mittelpunkt steht, gehört die gesamtheitliche Betrachtung der Verfahren mit naturwissenschaftlichen und planerischen Themen zum Inhalt der Arbeiten des Lehrstuhls für Umformtechnik und Gießereiwesen.

Ergebnisse und Inhalte der Forschungsberichte sollen nicht im Sinne einer Einbahnstraße lediglich dem Wissenstransfer aus der Forschung in die Praxis dienen. Vielmehr sollen sie neben einer Basis für weiterführende Arbeiten auch eine Diskussionsgrundlage für den Dialog zwischen Hochschule und Industrie bieten.

Hartmut Hoffmann

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen der Technischen Universität München im Rahmen der INI.TUM-Kooperation mit der Audi AG.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. i.R. Dr.-Ing. Hartmut Hoffmann, ehemaliger Ordinarius für Umformtechnik und Gießereiwesen der Technischen Universität München, gilt mein Dank für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die mir zugestandene Freiheit bei der Durchführung der Arbeit.

Herrn Prof. dr.-ir. Daniel J. Rixen, Ordinarius für Angewandte Mechanik im Maschinenwesen der Technischen Universität München, danke ich für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk, Ordinarius für Umformtechnik und Gießereiwesen der Technischen Universität München, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Des Weiteren danke ich der Audi AG, Ingolstadt, für die Unterstützung meines Projektes. Vor allem bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Ludwig Schaller und Herrn Dr.-Ing. Steffen Schulte. Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Christian Disch für die hervorragende persönliche und fachliche Zusammenarbeit während meines Projektes.

Darüber hinaus gilt mein Dank sowohl allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Lehrstuhls als auch den Studierenden für die tatkräftige Unterstützung und die wertvollen Diskussionen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. In erster Linie sind hier Herr Böttcher, Herr Demmel, Herr Kopp und Herr Mair zu nennen. Zudem bedanke ich mich bei Herrn Dr.-Ing. R. Golle und Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Golle für die Unterstützung bei der Konzeption der Arbeit.

Ganz besonderer Dank gebührt jedoch meiner Familie und meiner Freundin Andrea, die mit ihrer Förderung und dem mir uneingeschränkt gewährten Rückhalt meinen Werdegang ermöglicht haben.

München, im April 2016,

Robert Canti

Abstract (Deutsch)

Die Auslegung von Umformwerkzeugen für große Karosserieteile erfolgt aktuell anhand von Richtlinien, die auf analytischen Berechnungen aufbauen und zusätzlich die gesammelte Erfahrung der Mitarbeiter dokumentieren. Diese Vorgehensweise, Werkzeuge anhand von Richtlinien zu dimensionieren, ist darin begründet, dass es nur vereinzelt Untersuchungen über die tatsächlich wirkenden Beanspruchungen im Werkzeug gibt. Bisherige wissenschaftliche Arbeiten haben sich im Wesentlichen mit Tiefziehwerkzeugen und den für das Tiefziehen erforderlichen Kräften beschäftigt. Aufbauend auf diesen Untersuchungen werden aktuell für die 1. Pressenstufe Regelsysteme entwickelt sowie mechatronische Systeme in Ziehwerkzeuge integriert, um Prozessschwankungen beim Tiefziehen ausgleichen zu können.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den erforderlichen Analysen der benötigten Kräfte bei den Werkzeugen für die Folgeoperationen wie Schneiden, Abstellen und Nachformen. Neben den quasistatischen Prozesskräften, die in den Werkzeugen, z. B. an Schiebern wirken, treten infolge der großen Relativ- und Auftreffgeschwindigkeiten der bewegten Werkzeugelemente nicht vernachlässigbare dynamische Kräfte auf. Angesichts des Trends zu immer höheren Geschwindigkeiten und Hubzahlen (z. B. durch Servopressen) ist es erforderlich, die dynamischen Effekte ebenfalls zu berücksichtigen. Aus diesem Grund gilt es durch detaillierte Untersuchungen ein gesamtheitliches Verständnis der in den Werkzeugen wirkenden Kräfte zu erlangen. Basierend auf diesen Erkenntnissen können neue, angepasste Berechnungsgrundlagen geschaffen und in Richtlinien verankert werden.

Abstract (English)

Designing forming tools for large car body parts is currently carried out using guidelines which are based on analytical calculations and which also document the accumulated experience of employees. The reason for dimensioning tools on the basis of guidelines is that there are only isolated studies available on the actual loads onto the tool. Research work to date has mainly focussed on deep drawing tools and the forces necessary for the deep drawing process. Using this research, control systems are currently being developed for the 1st press stage and mechatronic systems are being integrated into deep drawing tools to offset process fluctuations during deep drawing.

This thesis deals with the necessary analyses of the required forces in the tools for subsequent operations such as cutting, edge bending and finish forming. Besides the quasi-static process forces acting in the tools, e.g. on the sliders, considerable dynamic forces are generated as a result of the significant relative and impact velocity of the moving tool elements. In view of the trend towards increasingly higher velocities and stroke rates (e.g. by means of servo presses), it is important to also take into account the dynamic effects. For this reason, detailed analyses are crucial in gaining an overall understanding of the forces acting in the tools. With these insights, a new, adapted basis for calculation may be generated and anchored in guidelines.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Verzeichnis der Kurzzeichen.....	IV
Verzeichnis der Abkürzungen	VIII
1 Einleitung	I
2 Stand der Kenntnisse.....	3
2.1 Werkzeugentstehungsprozess.....	4
2.2 Pressensysteme zur Karosserieteilfertigung.....	7
2.2.1 Hydraulische Pressen	8
2.2.2 Konventionelle mechanische Pressen	9
2.2.3 Mechanische Pressen mit Servoantrieb	12
2.3 Werkzeugtechnik	13
2.4 Belastungsanalysen an Pressen und Werkzeugen.....	20
2.4.1 Messsysteme für Pressen	21
2.4.2 Messkonzepte für Tiefziehwerkzeuge	26
2.4.3 Messkonzepte für Schneid- und Folgewerkzeuge.....	29
3 Zielsetzung, Aufgabenfelder und Vorgehensweise.....	34
4 Versuchseinrichtungen	38
4.1 Pressen	38
4.2 Versuchswerkzeuge	41
4.3 Messtechnik.....	43
5 Werkzeuge für Folgeoperationen	46
5.1 Eingesetzte Werkzeugwerkstoffe.....	49
5.2 Belastungsfälle entlang des Werkzeuglebenszyklus	52
5.3 Handlungsfelder bei Werkzeugen für Folgeoperationen.....	54

6	Niederhalter.....	56
6.1	Messsysteme für Niederhalterkräfte	59
6.1.1	Messdistanzen am Niederhalter.....	61
6.1.1.1	Anforderungen an die Messdistanzen.....	62
6.1.1.2	Aufbau und Funktion der Messdistanzen	63
6.1.2	Messwerkzeug für das Stößelkissen.....	64
6.1.2.1	Anforderungen an das Stößelkissenmesswerkzeug.....	66
6.1.2.2	Aufbau und Funktion des Stößelkissenmesswerkzeugs.....	67
6.2	Niederhalterbelastungen.....	69
6.2.1	Niederhalterkraft am Bauteil.....	69
6.2.2	Stößelkissenkräfte am Niederhalter	75
6.2.3	Simulationsergebnisse am Niederhalter.....	81
6.3	Ergebnisse für die Auslegung von Niederhaltern.....	84
7	Schiebersysteme	87
7.1	Messsysteme für Schieberkräfte.....	95
7.1.1	Anforderungen an das Schiebermesssystem.....	95
7.1.2	Aufbau und Funktion des Schiebermesssystems.....	98
7.2	Schieberbelastungen	102
7.2.1	Messung von Schieberkräften.....	103
7.2.2	Simulationsergebnisse der benötigten Umformkräfte an Schiebern.....	121
7.3	Ergebnisse für die Schieberauslegung	125
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	127
9	Verzeichnisse.....	131
9.1	Abbildungsverzeichnis	131
9.2	Tabellenverzeichnis.....	136
9.3	Literaturverzeichnis.....	137
9.4	Abschlussarbeiten und Studienarbeiten	142

10 Anhang	143
10.1 Niederhalter	143
10.1.1 Analytische Berechnung der Niederhalterkräfte	143
10.1.2 Exemplarische Berechnung der Flächenpressung am Blech	144
10.2 Schieber	145
10.2.1 Theoretische Schieberauslegung nach VDI 3386	145
10.2.2 Berechnung der Schieberkräfte unter Einbeziehung der Messwerte	146
10.2.3 Kalibrierkurven Messplattform	148
10.2.4 Übersprechen der Sensoren	153
10.2.5 Operationskraft des Schiebers und dessen Krafrichtung	154
10.2.6 Einfluss der Beölung des Bleches auf die gemessene Kraft	155
10.2.7 Reibwert der Reibpaarung Schieber–Gleitplatte mit Festschmierstoff	156

Verzeichnis der Kurzzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung der Größe
A	mm ²	Fläche
a	m/s ²	Beschleunigung
c	-	Schneidbeiwert
F	N	Kraft
F _A	N	Lagerkraft im Lager A
F _{A,N}	N	Normalkomponente der Lagerkraft A
F _{A,Schub}	N	Schubkomponente der Lagerkraft A
F _{Ab}	N	Abstützkraft
F _{AS,NH}	N	Niederhalterkraft des Arbeitsschiebers
F _B	N	Lagerkraft im Lager B
F _{Bi}	N	Biegekraft
F _G	N	Gewichtskraft
F _{Ges}	N	Gesamtkraft
F _{GDF_Rueck}	N	Rückstellkraft durch Gasdruckfedern
F _H	N	Haltekraft
F _{LT}	N	Lagerkraft am Treiber
F _{NH}	N	Niederhalterkraft
F _{OP}	N	Operationskraft, Prozesskraft
F _{OP_laengs}	N	Längskomponente der Operationskraft
F _{OP_quer}	N	Querkomponente der Operationskraft
F _{P1}	N	Kraft an der Messplattform 1
F _{P2}	N	Kraft an der Messplattform 2
F _{P3}	N	Kraft an der Messplattform 3
F _{Ref}	N	Referenzkraft der Kalibriermaschine
F _S	N	Schneidkraft
F _{S1}	N	Kraft an der Messstelle 1 der Messplattform
F _{S2}	N	Kraft an der Messstelle 2 der Messplattform
F _{S3}	N	Kraft an der Messstelle 3 der Messplattform
F _{S4}	N	Kraft an der Messstelle 4 der Messplattform

Zeichen	Einheit	Beschreibung der Größe
$F_{\text{Stoß}}$	N	Stoßkraft
F_{T}	N	Treiberkraft
F_{Umformen}	N	Umformkraft
F_{x}	N	Schubkraft
F_{x_P1}	N	Schubkräfte an der Messplattform 1
F_{x_P2}	N	Schubkräfte an der Messplattform 2
F_{x_P3}	N	Schubkräfte an der Messplattform 3
F_{x_Ref}	N	Referenzkraft der Kalibriermaschine in Schubrichtung x
$F_{\text{x}1}$	N	Schubkraft an der Messstelle 1 der Messplattform
$F_{\text{x}1_P2}$	N	Schubkraft an der Messstelle 1 der Messplattform 2
$F_{\text{x}2}$	N	Schubkraft an der Messstelle 2 der Messplattform
$F_{\text{x}2_P2}$	N	Schubkraft an der Messstelle 2 der Messplattform 2
$F_{\text{x}3}$	N	Schubkraft an der Messstelle 3 der Messplattform
$F_{\text{x}3_P2}$	N	Schubkraft an der Messstelle 3 der Messplattform 2
$F_{\text{x}4}$	N	Schubkraft an der Messstelle 4 der Messplattform
$F_{\text{x}4_P2}$	N	Schubkraft an der Messstelle 4 der Messplattform 2
F_{x_ges}	N	Gesamtschubkraft
F_{z}	N	Druckkraft
F_{z_P1}	N	Druckkräfte an der Messplattform 1
F_{z_P2}	N	Druckkräfte an der Messplattform 2
F_{z_P3}	N	Druckkräfte an der Messplattform 3
F_{z_Ref}	N	Referenzkraft der Kalibriermaschine in Druckrichtung z
$F_{\text{z}1}$	N	Druckkraft an der Messstelle 1 der Messplattform
$F_{\text{z}1_P2}$	N	Druckkraft an der Messstelle 1 der Messplattform 2
$F_{\text{z}2}$	N	Druckkraft an der Messstelle 2 der Messplattform
$F_{\text{z}2_P2}$	N	Druckkraft an der Messstelle 2 der Messplattform 2
$F_{\text{z}3}$	N	Druckkraft an der Messstelle 3 der Messplattform
$F_{\text{z}3_P2}$	N	Druckkraft an der Messstelle 3 der Messplattform 2
$F_{\text{z}4}$	N	Druckkraft an der Messstelle 4 der Messplattform
$F_{\text{z}4_P2}$	N	Druckkraft an der Messstelle 4 der Messplattform 2
F_{z_ges}	N	Gesamtdruckkraft

Zeichen	Einheit	Beschreibung der Größe
h_{BH}	mm	Blechhalterhub
h_{NH}	mm	Niederhalterhub
h_{Sch}	mm	Schieberhub
h_{st}	mm	Stößelhub
J	$kg \times m^2$	Massenträgheitsmoment
k	-	Steigung (eines Graphen)
k_B	-	Korrekturfaktor für das Biegen
k_S	N/mm^2	Schneidwiderstand
l_B	mm	Länge der Biegekante
l_S	mm	Länge der Schnittlinie
m	kg	Masse
Δp	$kg \times m/s$	Impulsdifferenz
p	N/mm^2	Druck
p_A	$kg \times m/s$	Impuls am Anfang
p_E	$kg \times m/s$	Impuls am Ende
p_F	N/mm^2	Flächenpressung
R_m	N/mm^2	Zugfestigkeit
s	mm	Blechdicke
t	s	Zeit
T	mm^2	Tuschierfläche
v	m/s	Geschwindigkeit
v_A	m/s	Anfangsgeschwindigkeit/ Auftreffgeschwindigkeit
v_E	m/s	Endgeschwindigkeit nach den Stoß
W	Nm	Bewegungsenergie
W_S	mm	Schieberweg
W_T	mm	Treiberweg
x	mm	Weg
y	mm	Verzögerungsstrecke
β	°	Treiberwinkel
γ	°	Arbeitswinkel des Schiebers
δ	°	Umformwinkel

Zeichen	Einheit	Beschreibung der Größe
ϑ	$^{\circ}$	Arbeitswinkel
μ	-	Reibwert
ρ	$^{\circ}$	Reibwinkel
ρ_1	$^{\circ}$	Reibwinkel am Lager A
ρ_2	$^{\circ}$	Reibwinkel am Lager B
ω_0	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Verzeichnis der Abkürzungen

A3	Fahrzeugbezeichnung der AUDI AG
A4	Fahrzeugbezeichnung der AUDI AG
A6	Fahrzeugbezeichnung der AUDI AG
Al	Aluminium
B	Lagerstelle B
DC06	Tiefziehstahl mit der Werkstoffnummer 1.0873
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLR	Durchlaufrichtung
DMS	Dehnungsmessstreifen
FEM	Finite-Elemente-Methode
GDF	Gasdruckfeder
GG	Grauguss
GRS	Großraumsaugerpresse
L_A	Lagerstelle A
MATLAB	kommerzielle Software des Unternehmens The MathWorks, Inc. zur Lösung mathematischer Probleme und zur grafischen Darstellung der Ergebnisse
MKS	Mehrkörpersystem
MP	Messplattform
NC	Nummerische Steuerung (engl. Numerical Control)
NH	Niederhalter
NI	National Instruments
norm.	normiert
OEM	Original Equipment Manufacturer
OP	Operation/Werkzeugstufe
OP10	Platinenschnitt
OP20	Tiefziehwerkzeug
OP30	Schneidwerkzeug
OP40	Werkzeug für die 1. Folgeoperation
OP50	Werkzeug für die 2. Folgeoperation
OP60	Werkzeug für die 3. Folgeoperation
OP70	Werkzeug für die 4. Folgeoperation

OU	Oberer Totpunkt beziehungsweise oberer Umkehrpunkt der Stößelbewegung
P1	Messplattform 1
P2	Messplattform 2
P3	Messplattform 3
PCI	Peripheral Component Interconnection, Bus-Standard
Pt	Platinen-Messwiderstand, Temperatursensor
PXI	PCI eXtensions for Instruments
r0	r-Wert in Walzrichtung
sig0	Materialkennwerte im Programm AutoForm
SOP	Start of Production
SWR	Seitenwandrahmen
UT	Werkzeugunterteil
UU	Unterer Totpunkt beziehungsweise unterer Umkehrpunkt der Stößelbewegung
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WKZ	Werkzeug

1 Einleitung

Das äußere Erscheinungsbild einer Karosserie weckt Emotionen und entscheidet letztendlich über den Kauf des Produktes. [GRAB06] Der Werkzeugbau trägt als Bindeglied zwischen Produkt und Produktion wesentlich zur technischen Umsetzung des Designs bei. [WALT04]

Ein progressives, einzigartiges Design (siehe Abb. 1-1) verlangt oftmals schmale parallele Fugen, stetige Übergänge zwischen den Bauteilen, kleinstmögliche Umformradien, harmonische Oberflächen und exakte Lichtkanten. [BRAE09] Diese Anforderungen bedingen wiederum qualitativ hochwertige und anspruchsvolle Außenhautbauteile wie Türen, Klappen, Seitenwandrahmen und Dächer. Die umformtechnische Umsetzung dieser Bauteile bedeutet eine große Herausforderung für die Werkzeugauslegung und -anfertigung.



Abbildung 1-1: AUDI A3 Sportback [AUDI12]

Die Umformtechnik einschließlich der dafür benötigten Werkzeuge stellt spätestens seit der Entwicklung des Automobils und dessen massenhafter Fertigung seit Beginn des 20. Jahrhunderts bis heute ein Produktionsverfahren mit hoher industrieller Relevanz dar. Das Verfahren wurde über die Jahrzehnte hinweg optimiert und erfahrungsbasiert erweitert. Erst auf Basis des breiten Erfahrungswissens der Werkzeugbauer können aktuelle Designs in Blech realisiert werden.

Trotz ihres einzigartigen Designs und hoher Qualitätsstandards stehen die deutschen Premiumhersteller unter dem weltweiten Wettbewerbsdruck hinsichtlich der Fertigungskosten. Damit die Großserienfertigung von Karosseriebauteilen in Hochlohnländern wie Deutschland konkurrenzfähig bleibt, muss nicht nur die Bauteilqualität weiter gesteigert werden, sondern auch die Produktivität durch Erhöhung der Hubzahl sowie Verkürzung von Optimierungsschleifen. Eine Innovation im Bereich der Anlagentechnik sind Pressen mit Servoantrieb, die aktuell Einzug in die Produktionsstätten der großen Automobilhersteller halten. Servopressen können einen wesentlichen Beitrag zur Steigerung der erreichbaren Maximalhubzahl und der damit verbundenen Ausbringung leisten.

Die stetig steigenden Hubzahlen und die neue Pressengeneration mit einem hochdynamischen Antrieb lassen die jahrzehntelang gesammelten Erfahrungswerte zum Teil hinfällig werden. Bisher kaum berücksichtigte Fragestellungen wie die realen Prozesskräfte und Stoßbelastungen bei Folgewerkzeugen rücken deshalb in den Mittelpunkt von wissenschaftlichen Untersuchungen. Die strukturierte Analyse der Folgewerkzeuge hat einen hohen wirtschaftlichen Stellenwert, da die Erkenntnisse Einfluss auf bis zu 80 % aller Werkzeuge haben.

Aufgrund der dargelegten neuen Anforderungen sollen im Rahmen der vorliegenden Arbeit die physikalischen Grundlagen der Werkzeugbelastungen erarbeitet werden. Neben den quasistatischen Prozesskräften sollen insbesondere die dynamischen Kräfte, hervorgerufen durch die höheren Hubzahlen, bewertet werden. Um die realen hohen statischen und dynamischen Kräfte erfassen zu können, werden in der Arbeit neue Messmethoden entwickelt und umgesetzt. Darüber hinaus werden Ansätze aufgezeigt, wie das gewonnene Wissen über die Belastungen bei der Werkzeugauslegung und -anfertigung genutzt werden kann.

2 Stand der Kenntnisse

Die Werkzeugauslegung wird, wie in Abbildung 2-1 gezeigt, von einer Vielzahl an Einflussgrößen bestimmt. Ein Teil der aufgeführten Faktoren kann nicht direkt durch den Werkzeugbau beeinflusst werden, sondern muss als Randbedingung berücksichtigt werden. Die Bauteilgeometrie und -eigenschaften legen zum Teil die Werkzeuggestaltung fest, werden aber von den Designern und den technischen Entwicklern vorgegeben. Eine weitere Randbedingung, die beachtet werden muss, ist die vorhandene Anlagentechnik, mit der das Werkzeug im Presswerk betrieben werden soll. Die Werkzeugauslegung hat somit zum Ziel, unter Berücksichtigung der Restriktionen ein möglichst ideales Werkzeug zu entwerfen.

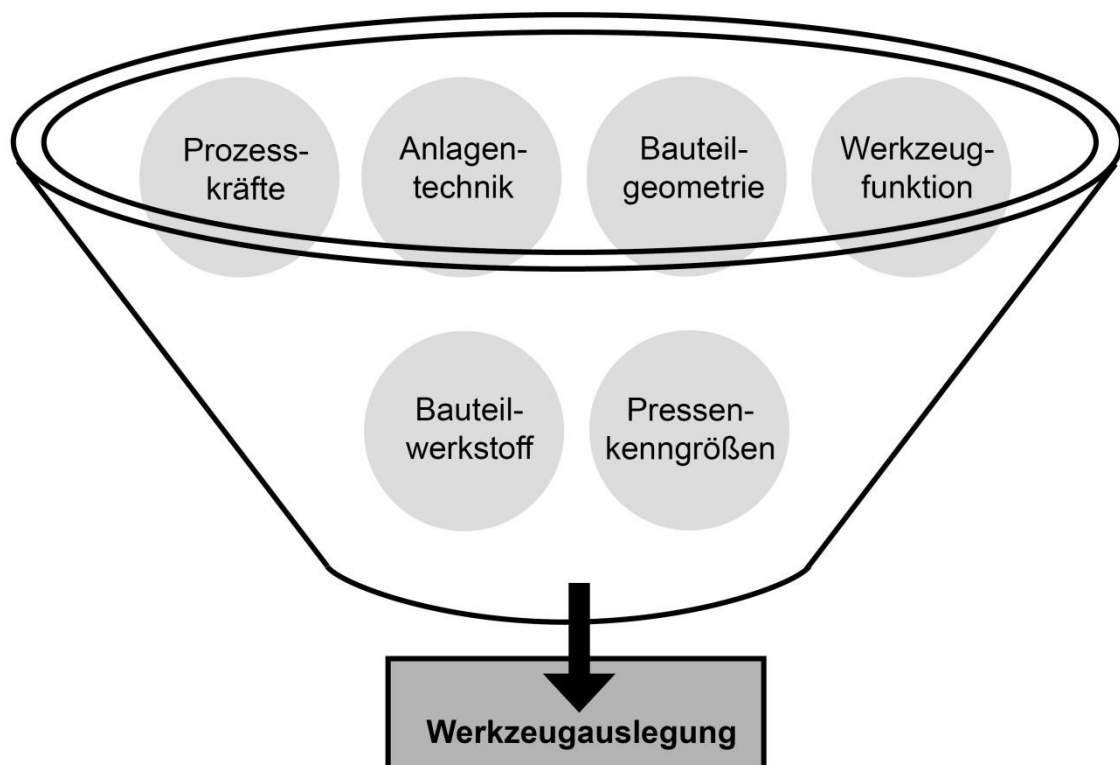


Abbildung 2-1: Technische Einflussgrößen auf die Werkzeugauslegung

Für die belastungsgerechte Auslegung eines Werkzeuges ist es nötig, dessen Entstehungsprozess sowie das Zusammenspiel der einzelnen Faktoren zu verstehen. Somit kann zum einen der Designer frühzeitig bei der Gestaltung der

Blechteile beraten werden und zum anderen die Anlagentechnik des Betreibers mittel- bis langfristig beeinflusst werden.

2.1 Werkzeugentstehungsprozess

Der Werkzeugbau lässt sich in die gesamte Wertschöpfungskette als Bindeglied zwischen Produktentwicklung und Serienproduktion einordnen [EVER98] (siehe Abb. 2-2). Dabei nimmt der Werkzeugbau in der Prozesskette „Karosserie“ eine Schlüsselposition ein. Der Werkzeug- und Anlagenhersteller ist heute Kooperationspartner der technischen Entwicklung und der Produktion. Als Bindeglied zwischen beiden bringt der Betriebsmittelbau sein Know-how aus Betriebsmittelfertigung und Serienbetreuung so früh wie möglich in die Gestaltung der Blechteile ein. [WALT04]

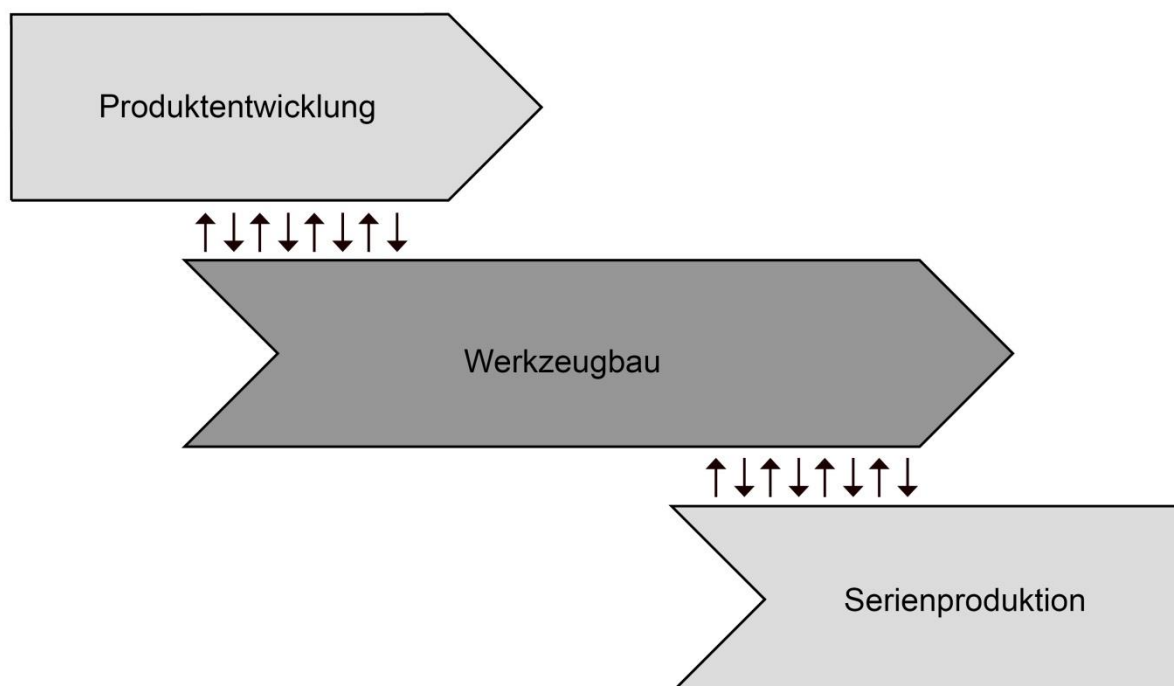


Abbildung 2-2: Integration des Werkzeugbaus in die Prozesskette „Karosserie“ [EVER98]

Der gesamte Prozess der Produktentwicklung durchläuft mehrere Phasen, die sich durch einen fortschreitenden Grad der Detaillierung und Festschreibung auszeichnen. Parallel hierzu findet ab der Freigabe zur Planung der Werkzeugentwicklungs-

prozess, bestehend aus Methodenplanung, Werkzeugkonstruktion und Arbeitsvorbereitung, statt, der die Herstellung der Serienwerkzeuge vorbereitet. [EVER98] Das Werkzeug-Engineering ist ein besonders anspruchsvoller Entwicklungsprozess, der stark auf Erfahrungswissen beruht und in dem fast ausschließlich Unikate mit stetig steigender Komplexität entwickelt werden. Um die Produktionsanläufe der vielen Fahrzeugderivate nicht zu gefährden, müssen die Betriebsmittel unter der Bedingung immer kürzerer Durchlaufzeiten im Großserienprozess funktionieren und die geforderte Teilequalität produzieren. [WALT04] Die Einhaltung der Termine ist nur mit einer entsprechenden Organisation der Abläufe möglich.

In Abbildung 2-3 ist erkennbar, dass die Werkzeuganfertigung parallel zur Engineering-Phase beginnt. Der Werkzeugentwicklungsprozess setzt mit der Methodenplanung ein, die der Werkzeugkonstruktion ein abgesichertes und ausgeplantes Fertigungskonzept für das Bauteil liefert. [BRAE09] Die Absicherung des Fertigungskonzeptes erfolgt durch die Methodenplanung mittels Umformsimulation. Darüber hinaus wird die Herstellbarkeit sehr kritischer Blechteile zusätzlich durch Prototypenwerkzeuge und -teile bestätigt. Basierend auf der Operationsreihenfolge, die der Methodenplaner anhand seiner Untersuchungen festlegt, entsteht die 3D-Konstruktion der einzelnen Werkzeugelemente. Die Dimensionierung der Werkzeugelemente erfolgt anhand von Richtlinien und dem Erfahrungswissen des Konstrukteurs. Das persönliche Know-how des Konstrukteurs umfasst bauteil- beziehungsweise geometriespezifisches Wissen sowie das Verhalten der Pressenstraße, für die das Werkzeug geplant ist. In dieser frühen Entwicklungsphase des Werkzeugs werden die Eigenschaften – zum Beispiel Prozessrobustheit, Verschleiß und Maßhaltigkeit – des Serienwerkzeugs festgelegt.

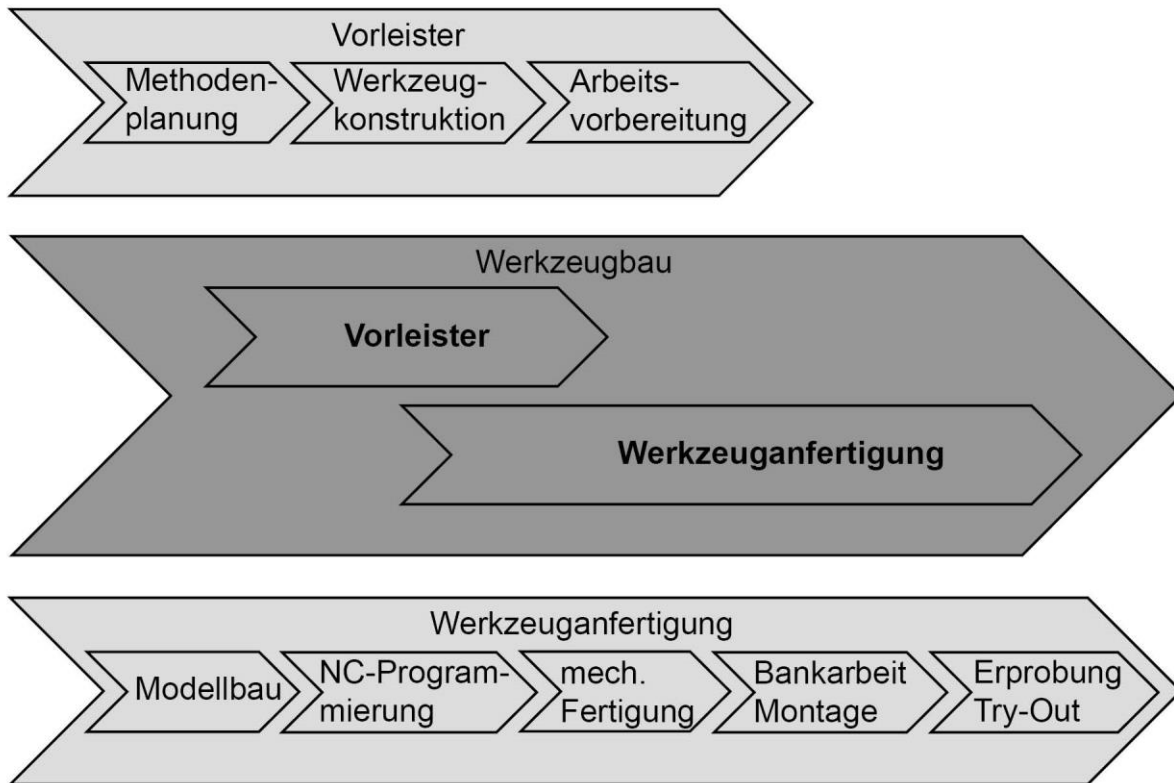


Abbildung 2-3: Werkzeugentstehungsprozess im Werkzeugbau nach [EVER98]

Vor der Detaillierung der einzelnen Werkzeugbaugruppen wird bereits der Anfertigungsprozess im Modellbau gestartet. Der frühe Beginn der Anfertigung ermöglicht es, die kurzen Durchlaufzeiten zu verwirklichen. So können während der Gussbeschaffung die Konstruktion vervollständigt und im Zuge der Arbeitsvorbereitung die Fertigungsschritte der Werkzeuganfertigung festgelegt werden. Nach der Arbeitsvorbereitung ist die Entwicklungs- und die Planungsphase des Werkzeugs abgeschlossen; es folgt die weitere Anfertigung. Zunächst müssen NC-Programme für die mechanische Bearbeitung der einzelnen im Anschluss zu montierenden Komponenten erstellt werden. Im letzten Schritt der Werkzeuganfertigung erfolgt die Erprobung der Werkzeuge in der Presse. Diese Phase ist primär auf die Überführung der Erkenntnisse aus dem Prototypenprozess in die Serienwerkzeugherstellung und auf die Prozesssicherheit der Bauteilproduktion ausgerichtet. Die Einarbeitung, der sogenannte Try-Out, startet mit dem Ziehwerkzeug. Nachdem sich riss- und faltenfreie Bauteile mit dem Ziehwerkzeug herstellen lassen, werden die einzelnen

Folgewerkzeuge nacheinander eingearbeitet. Beim Einarbeiten, dem sogenannten Tuschieren, der Folgewerkzeuge ist ein homogenes Tragbild des Niederhalters für eine hohe Oberflächenqualität der Bauteile von großer Bedeutung [BRAE09]. Nach Schwerin [SCHW08] führt das komplexe Systemverhalten von Werkzeug, Presse, Material und Tribologie dazu, dass mit Werkzeugen beim ersten Hub auf der Serienpresse häufig keine Gutteile produziert werden können. Aus diesem Grund besteht der letzte Schritt der Try-Out-Phase aus einer Optimierung der Werkzeuge für den Produktionseinsatz im Presswerk auf Serienpressen.

2.2 Pressensysteme zur Karosserieteilfertigung

Pressen haben die Funktion, eine oder auch mehrere Kräfte und Bewegungen auf das Werkzeug zu übertragen, um das Werkstück umzuformen oder zu schneiden [SCHU96]. Die benötigten Kräfte und Bewegungen sind von den spezifischen Anforderungen des Werkzeugs abhängig. In der Abbildung 2-4 ist links der Aufbau einer typischen einfachwirkenden Tiefziehpresse dargestellt. Außer dem Stößel, der die Umformkraft aufbringt, wird im Pressentisch ein Ziehkissen benötigt, mit dem der Blechhalter mit einer definierten Kraft beaufschlagt werden kann. Moderne Ziehpressen besitzen in der Regel ein hydraulisches 8-Punkt-Ziehkissen, mit der die Kraftverteilungen am Blechhalter gezielt gesteuert werden können. Doppeltwirkende Pressen verlieren bei der Herstellung komplexer Karosseriebauteile immer mehr an Bedeutung, da bei diesem Pressentyp die Beeinflussung der Kraftverteilung am Blechhalter kaum möglich ist. Für die Herstellung komplexer Teilegeometrien ist die lokale Einstellung von Haltekräften am Blechhalter von entscheidender Bedeutung.

Bei den Pressen für die Folgeoperationen wie Schneiden, Nachformen oder Prägen sind Kräfte von unten nur selten erforderlich. Es wird jedoch eine relative Bewegung beziehungsweise eine zusätzliche Kraft zum Stößel für den Niederhalter im Oberwerkzeug benötigt. Diese Kraftquelle für den Niederhalter wird durch ein Stößelkissen, das auch Oberluft genannt wird, im Stößel realisiert (siehe Abb. 2-4, Mitte).

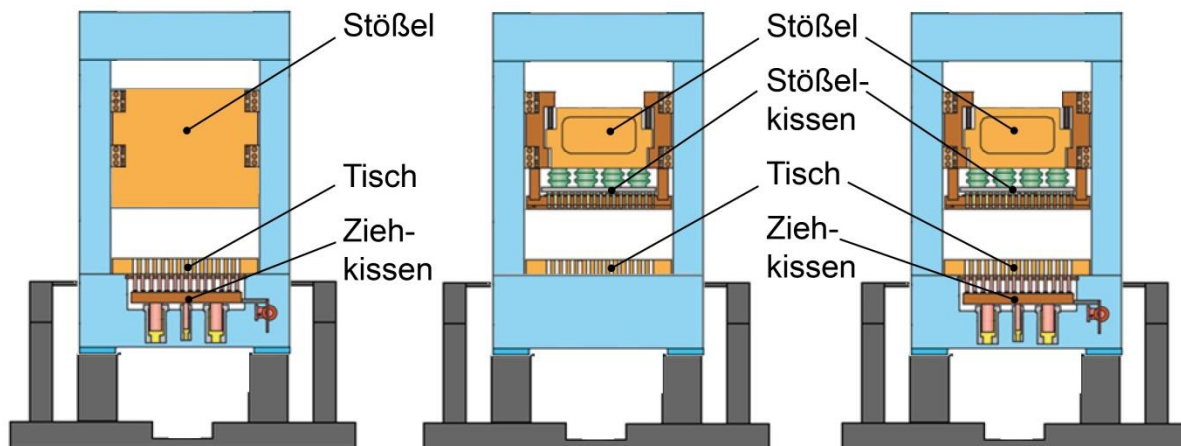


Abbildung 2-4: *Prinzipieller Aufbau von Pressen: links Tiefziehpresse, Mitte Presse der Folgestufen, rechts Try-Out-Pressen*

Für den Try-Out von Werkzeugen ist es jedoch aus wirtschaftlicher Sicht nicht sinnvoll, für die unterschiedlichen Werkzeugstufen die jeweils spezifische Pressenstufe vorzuhalten. Aus diesem Grund gibt es universale Pressen wie Try-Out-Pressen, bei welchen sowohl Zieh- als auch Stößelkissen in einer Presse integriert sind. Auf den Try-Out-Pressen, wie rechts in Abbildung 2-4 zu sehen ist, können sowohl Ziehwerkzeuge als auch Werkzeuge mit einem Niederhalter für die Folgeoperationen eingearbeitet werden. Dank dieser Pressenbauart wird für die Einarbeitung nur ein Pressentyp anstelle von zwei Pressen benötigt.

Außer nach dem prinzipiellen Aufbau können Pressen auch nach ihrem Antriebskonzept unterteilt werden. Auf diese Unterteilung wird in den nachfolgenden Unterkapiteln näher eingegangen.

2.2.1 Hydraulische Pressen

Die Arbeitsweise hydraulischer Pressen beruht auf dem physikalischen Gesetz, dass sich ein hydrostatischer Druck in einem Rohrleitungssystem gleichmäßig fortpflanzt und dass ein Druck p , der auf eine Fläche A wirkt, die Kraft F erzeugt [SCHU96]. Dieser Zusammenhang ist in Formel 2-1 gefasst.

$$F = p \cdot A \text{ [N]} \quad (\text{Formel 2-1})$$

Hydraulische Pressen zählen zu den kraftgebundenen Pressen, weil theoretisch über den gesamten Stößelhub die Nennkraft erzeugt werden kann. Ein weiteres Merkmal ist, dass sich die Wegcharakteristik (Abb. 2-5) einer kraftgebundenen Presse in Abhängigkeit von der Pumpenleistung der Hydraulikaggregate flexibel einstellen lässt [DOEG07].

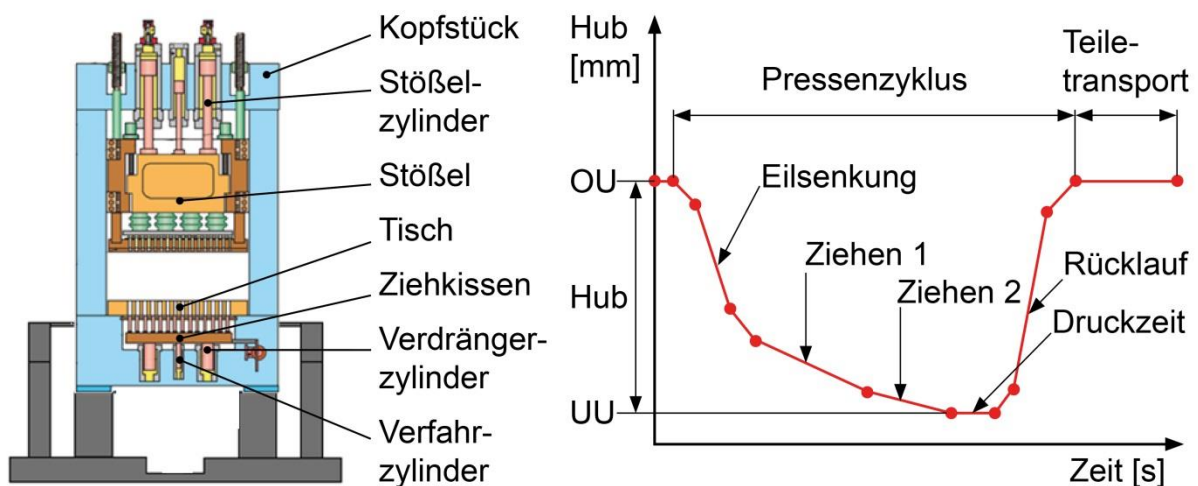


Abbildung 2-5: Hydraulische Try-Out-Pressen: links Aufbau, rechts mögliche Bewegungskurve [SCHU96]

Die Vorteile einer hydraulischen Presse gegenüber einer mechanischen sind die günstigeren Anschaffungskosten und die bereits erwähnte Flexibilität bezüglich der Bewegungskurve des Stößels. [SCHU96] Ein Nachteil liegt in der geringeren Stößelgeschwindigkeit und der damit verbundenen niedrigeren Ausbringung. Somit ist nach Doege [DOEG07] eines der typischen Anwendungsgebiete von kraftgebundenen Pressen die Einarbeit, der Try-Out, von Presswerkzeugen.

2.2.2 Konventionelle mechanische Pressen

Bei mechanischen Pressen ist der Stößel fest mit einem mechanischen Antrieb verbunden. Diese Pressen ermöglichen höhere Hubzahlen als hydraulische Pressen und weisen daher eine hohe Produktivität auf [DOEG07]. Aufgrund der hohen Hubzahlen, die mit mechanischen Pressen erzielt werden können, eignen sich diese Anlagen besonders gut für die Massenproduktion.

Die mechanische Presse zählt zu den weggebundenen Umformmaschinen, bei denen der mechanische Antrieb des Pressenstößels über einen Kurbel- beziehungsweise Exzenterantrieb realisiert wird. Ein Koppel- und/oder Zahnradgetriebe überträgt die Bewegung von der Antriebswelle auf den Stößel. [DOEG07] In Abbildung 2-6 ist das Funktionsprinzip einer Gelenkpresse sowie die Stößel-Weg-Kurbelwinkelverläufe für verschiedene Gelenkantriebe dargestellt.

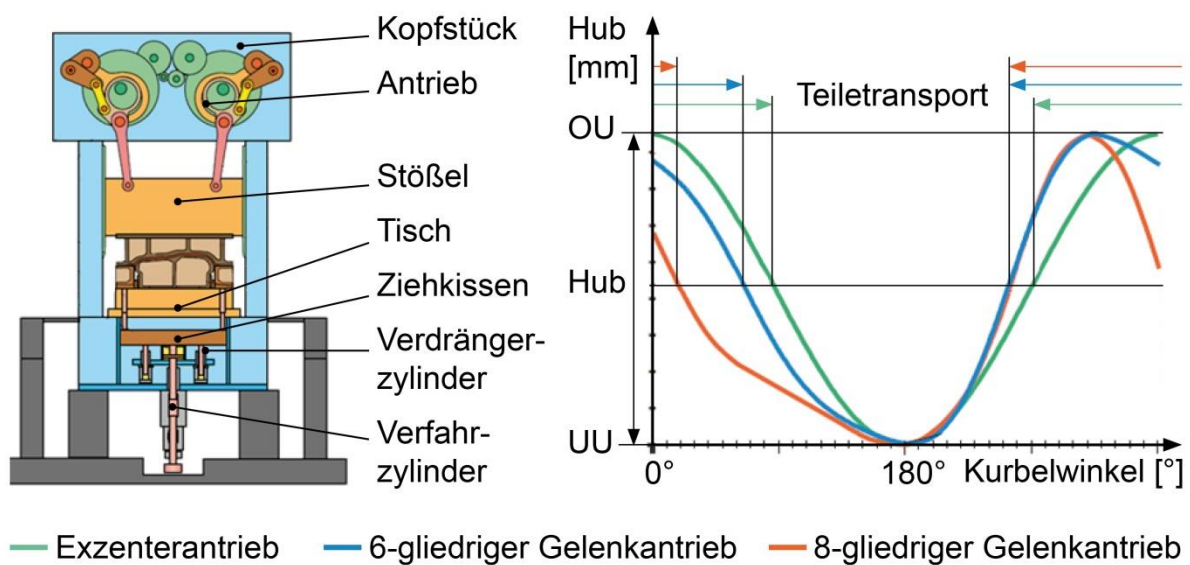


Abbildung 2-6: Konventionelle mechanische Presse: links Aufbau, rechts mögliche Bewegungskurven inkl. Teiletransport [SCHU96]

Die unterschiedlichen mechanischen Antriebe beeinflussen auch die zur Verfügung stehenden Kurbelwinkel maßgeblich – und somit die Zeit, die für den Teiletransport zur Verfügung steht. Ein wesentliches Ziel bei der Entwicklung von Pressen ist eine modifizierte Kinematikkurve, mit der eine Reduktion der Auftreffgeschwindigkeit beim Schließen des Werkzeugs sowie eine konstant niedrige Stößelgeschwindigkeit beim Umformen möglich sind. Die beschriebene Modifikation soll aber keine negativen Auswirkungen auf die erreichbare Zykluszeit haben. Infolge der Weiterentwicklung (Abb. 2-7) des Exzenterantriebes, der nur sinusförmige Kinematikkurven zulässt, können aktuell mit dem Einsatz mehrgliedriger Gelenktriebe, wie in Abbildung 2-6 bereits gezeigt, die Weg-Zeit-Verläufe bei der Pressenauslegung konstruktiv den Anforderungen entsprechend gestaltet werden. Ein Nachteil der konventionellen

mechanischen Presse liegt darin, dass zu einem späteren Zeitpunkt nach der Pressenkonstruktion Teilbereiche der Kinematikurve nicht mehr vom Betreiber verändert werden können. Lediglich die Geschwindigkeit der gesamten Kurve kann durch eine Veränderung der Hubzahl noch beeinflusst werden. Das Geschwindigkeitsprofil der Presse kann somit nicht an die spezifischen Anforderungen des Werkzeuges und dessen Funktionen angepasst werden.

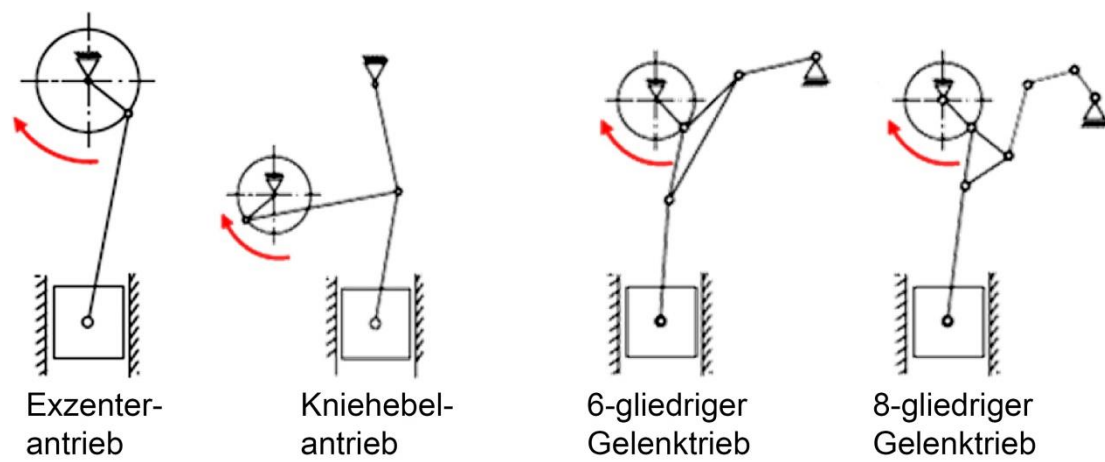


Abbildung 2-7: Getriebetypen für mechanische Pressenantriebe [BOGO12]

Muss die Geschwindigkeit aufgrund von Werkzeugfunktionen verringert werden, hat dies eine direkte Auswirkung auf die Ausbringung, wie es in Kapitel 2.2.3 anhand der Abbildung 2-9 links erläutert wird.

Die Energie, die einer konventionellen mechanischen Presse pro Hub entnommen werden kann, wird vom Schwungrad und dem Antriebstrang vorgegeben. Das Schwungrad hat eine Bewegungsenergie W , die vom Massenträgheitsmoment J und von der Winkelgeschwindigkeit ω_0 (Formel 2-2) abhängt.

$$W = \frac{J\omega_0^2}{2} \text{ [Nm]} \quad (\text{Formel 2-2})$$

Das Schwungrad ist ein Energiespeicher, dem pro Umformvorgang nur so viel Energie entnommen werden darf, wie der Elektromotor in der Zeit bis zum nächsten Umformvorgang wieder zuführen kann. [REIS09] Die maximale Hubzahl einer Presse

wird somit unter anderem durch das Zusammenspiel von Motor und Schwungrad festgelegt.

2.2.3 Mechanische Pressen mit Servoantrieb

Mechanische Pressen mit Servoantrieb gehören zu den weggebundenen Pressen und weisen daher alle Vorteile einer konventionellen mechanischen Presse auf. In Abbildung 2-8 sind mehrere Antriebskonzepte illustriert.

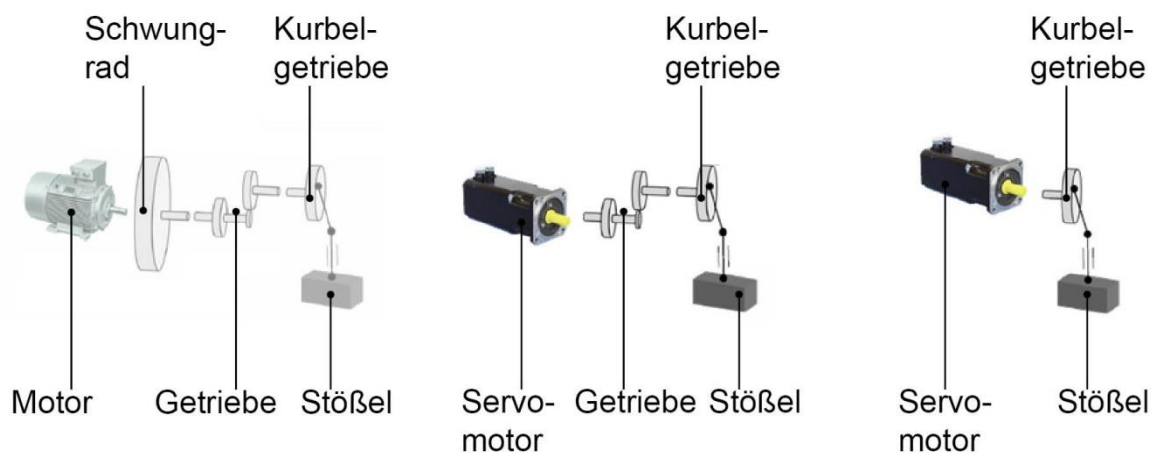


Abbildung 2-8: *Komponenten von Antriebskonzepten für mechanische Pressen: links konventionelle mechanische Presse, Mitte Servopresse mit Vorgelege, rechts direkt angetriebene Servopresse [VOLK11]*

Im Gegensatz zum Antrieb der konventionellen mechanischen Presse, der links dargestellt ist, entfällt bei der Servopresse das Schwungrad und der konventionelle Elektromotor wird durch einen dynamischen Servomotor ersetzt. Die Grundkinematikkurve des Stößels wird bei großen Pressen, die für Karosseriebauteile benötigt werden, weiterhin vom Gelenkantrieb bestimmt.

Mit den Servopressen ist es möglich, durch Änderung der Drehzahl der dynamischen Servomotoren auch die Geschwindigkeit des Stößels, ungeachtet der konstruktiv vorgegebenen Kinematik, abschnittsweise zu verändern. Während bei den konventionellen mechanischen Pressen die Veränderung der Drehzahl dazu führt, dass sich die gesamte Weg-Zeit-Kurve und somit die Geschwindigkeit während des

gesamten Hubes ändert (Abb. 2-9, links), können mit dem Servomotor im Antriebsstrang Teilbereiche der Bewegungskurve verändert werden (Abb. 2-9, rechts). Diese Entwicklung erlaubt Geschwindigkeitskurven des Stößels im Rahmen der Motorleistung frei zu gestalten und abhängig von der Werkzeugfunktion und der benötigten Arbeit anzupassen.

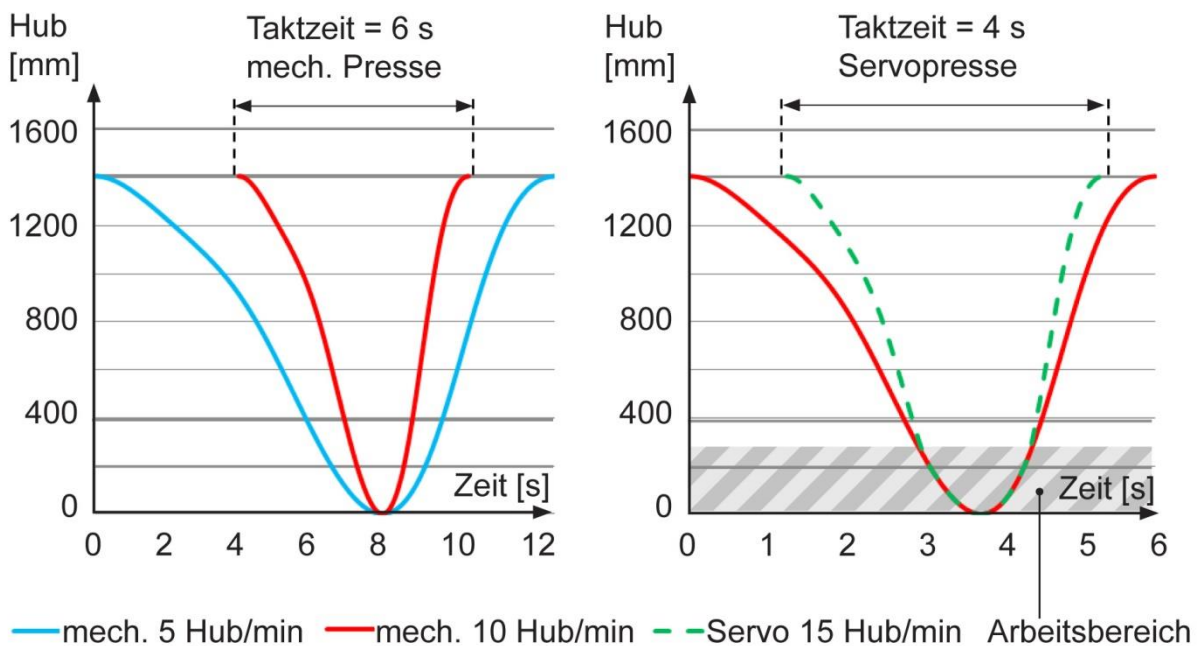


Abbildung 2-9: Weg-Zeit-Kurven mechanischer Pressen: links konventionelle mechanische Presse, rechts mechanische Presse mit Servoantrieb

Diese steuerungstechnischen Möglichkeiten können die Ausbringung und somit die Produktivität der Pressen weiter steigern, ohne die Geschwindigkeiten im Arbeitsbereich der Werkzeuge, circa 300 mm vor UU, zu verändern (siehe Abb. 2-9, rechts). Somit kann die Taktzeit zum Beispiel von 6 s auf 4 s mittels Servotechnik reduziert werden. Diese vielversprechende Produktivitätssteigerung ist der Grund für die wachsende Bedeutung der Servotechnik als Hauptantrieb für Karosseriepresse.

2.3 Werkzeugtechnik

Die Herstellung von komplexen Blechbauteilen erfolgt in der Regel in mehreren Schritten, sogenannten Operationsfolgen. Bei großen Blechteilen für den Karosserie-

bau, wie in Abbildung 2-10 zu sehen, werden die einzelnen Bearbeitungsschritte in Einzelwerkzeugen durchgeführt, auf deren prinzipiellen Aufbau nachfolgend näher eingegangen wird.

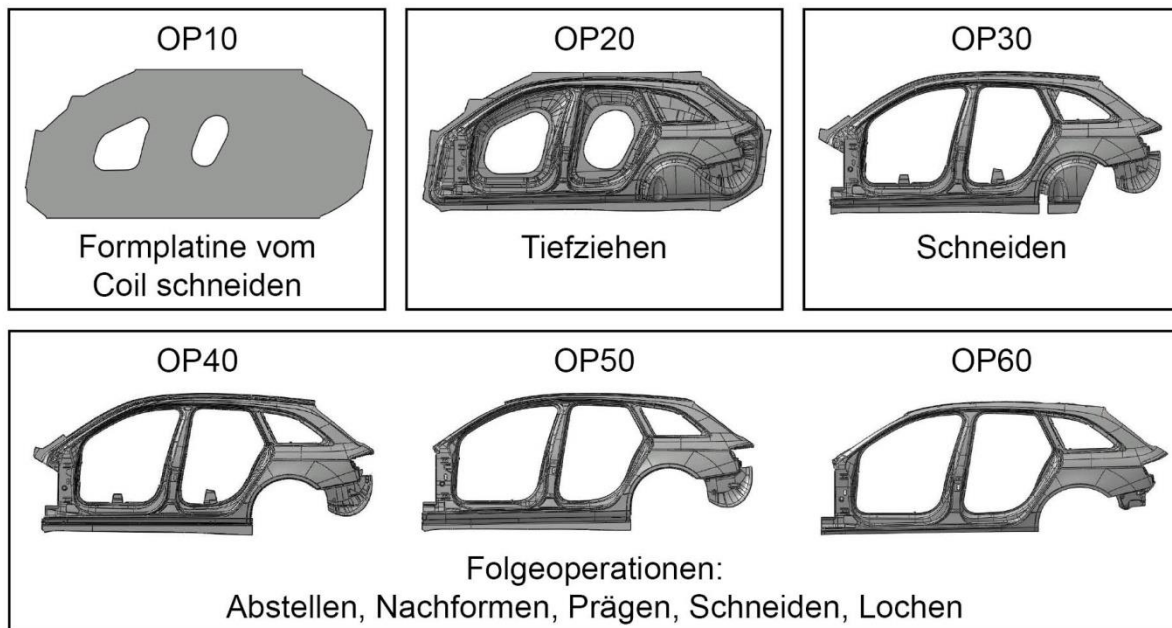


Abbildung 2-10: Fertigungsfolgen und Bezeichnungen – A4 Seitenwandrahmen

Die Fertigung eines Seitenwandrahmens setzt mit der Herstellung der Platine ein, der ersten Operationsfolge, die als OP10 bezeichnet wird. Die Platine wird auf einer Bandschneideanlage in Form von Rechtecks-, Trapez- oder Formplatten von den restlichen Operationsfolgen getrennt produziert. Die restlichen Arbeitsfolgen werden in der Regel auf einer Großraumsaugerpresse durchgeführt. Diese besteht aus mehreren Einzelstufen, in die alle benötigten Werkzeuge eingebaut sind. Auf der ersten Pressenstufe, in der OP20, wird aus der Formplatte im Zuge des Tiefziehprozesses die Grundgeometrie des späteren Bauteils erzeugt. Die benötigten Ankonstruktionen für den Tiefziehprozess werden auf der zweiten Stufe, der OP30, abgeschnitten (vgl. Abb. 2-10, OP20 mit OP30). Bis zum fertigen Bauteil müssen Bereiche des Bauteils nachgeformt, aber auch weitere Beschnitte durchgeführt werden. All diese weiteren Fertigungsschritte erfolgen in den Werkzeugen für die sogenannten Folgeoperationen, die fortlaufend mit OP40 bis OP60 bezeichnet werden.

Abbildung 2-11 gibt den prinzipiellen Aufbau sowie die Funktion eines einfachwirkenden Ziehwerkzeugs wieder, das in hydraulisch oder mechanisch angetriebenen Pressen mit Zieheinrichtung eingesetzt wird. [BRAE09]

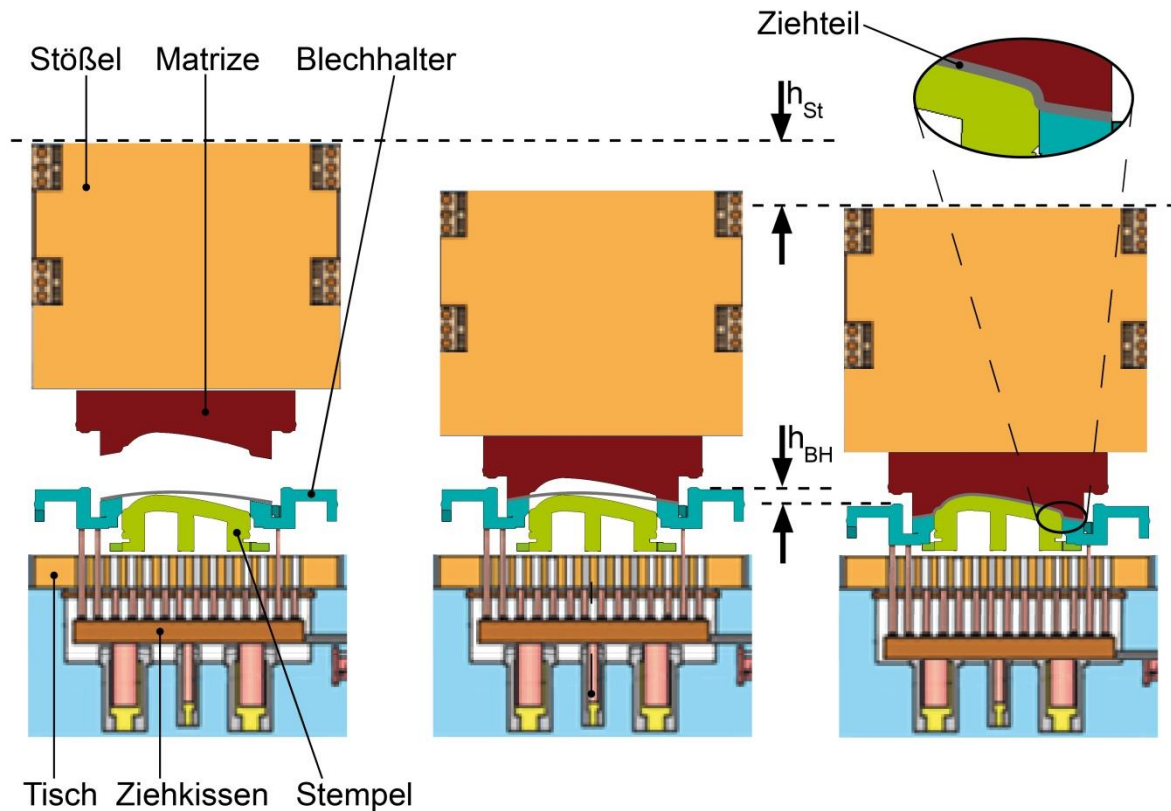


Abbildung 2-11: Funktionsprinzip Tiefziehwerkzeug: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Blechhalter schließen, rechts Werkzeug in UU

Links in Abbildung 2-11 ist ein geöffnetes Ziehwerkzeug mit angehobenem Blechhalter dargestellt. In diesem Zustand kann die Platine in das Werkzeug auf den Blechhalter gelegt werden. Beim Tiefziehen erfolgt als nächster Schritt das Schließen des Blechhalters, wobei die Platine zwischen Blechhalter und Matrize mit einer definierten Kraft gehalten wird. Die benötigte Haltekraft und der damit verbundene Druckaufbau in den Zylindern des Ziehkissens erfolgt häufig passiv durch Verdrängung von Hydrauliköl gegen die Steuerkante von Proportionalventilen. Die Bewegung des Ziehkissens und der Kraftaufbau werden von der Abwärtsbewegung des Stößels hervorgerufen. Daran schließt der Ziehbereich mit der Blechumformung bis

zum unteren Umkehrpunkt an. In diesem Bereich wird der Materialfluss gezielt gesteuert. Dies erfolgt zum einen mittels Regelung des Drucks am Ziehkissen über die Proportionalventile und zum anderen mittels lokaler Steuerung des Materialflusses durch Ziehsicken und Ziehleisten. Nachdem die Platine ausgeformt ist, öffnet die Presse wieder, der Blechhalter wird über den Auswerfzylinder des Ziehkissens nach oben bewegt und das Bauteil kann entnommen werden. [BRAE09], [FAAS08], [SCHU96]

Der Aufbau der Werkzeuge für Schneid- und Folgeoperationen weicht von jenem der Werkzeuge beim Tiefziehen ab. Als ein wesentlicher Unterschied sei der Niederhalter genannt, der im Gegensatz zum Blechhalter nicht die Funktion erfüllt, das Blech gezielt nachlaufen zu lassen, sondern lediglich das Blech auf dem Aufsatz fixieren muss. Ein weiterer Unterschied zum Blechhalter eines einfachwirkenden Ziehwerkzeuges besteht darin, dass sich der Niederhalter im Werkzeugoberteil befindet.

Der Ablauf des Schneidens kann wie folgt beschrieben werden: In das geöffnete Werkzeug, in Abbildung 2-12 links, wird das vorgeformte Blechteil aus der Ziehstufe gelegt. Danach wird das Werkzeug geschlossen, wobei als erstes der Niederhalter das Blech auf dem Aufsatz fixieren muss. Die Haltekraft des Niederhalters wird von den Balg- oder Hydraulikzylindern im Stößelkissen erzeugt. Während der Niederhalter das Blechteil mit einer definierten Kraft festhält, findet der Beschnitt durch die Schneidstempel im Werkzeugoberteil statt. Anschließend wird das Werkzeug geöffnet und das beschnittene Bauteil kann entnommen werden.

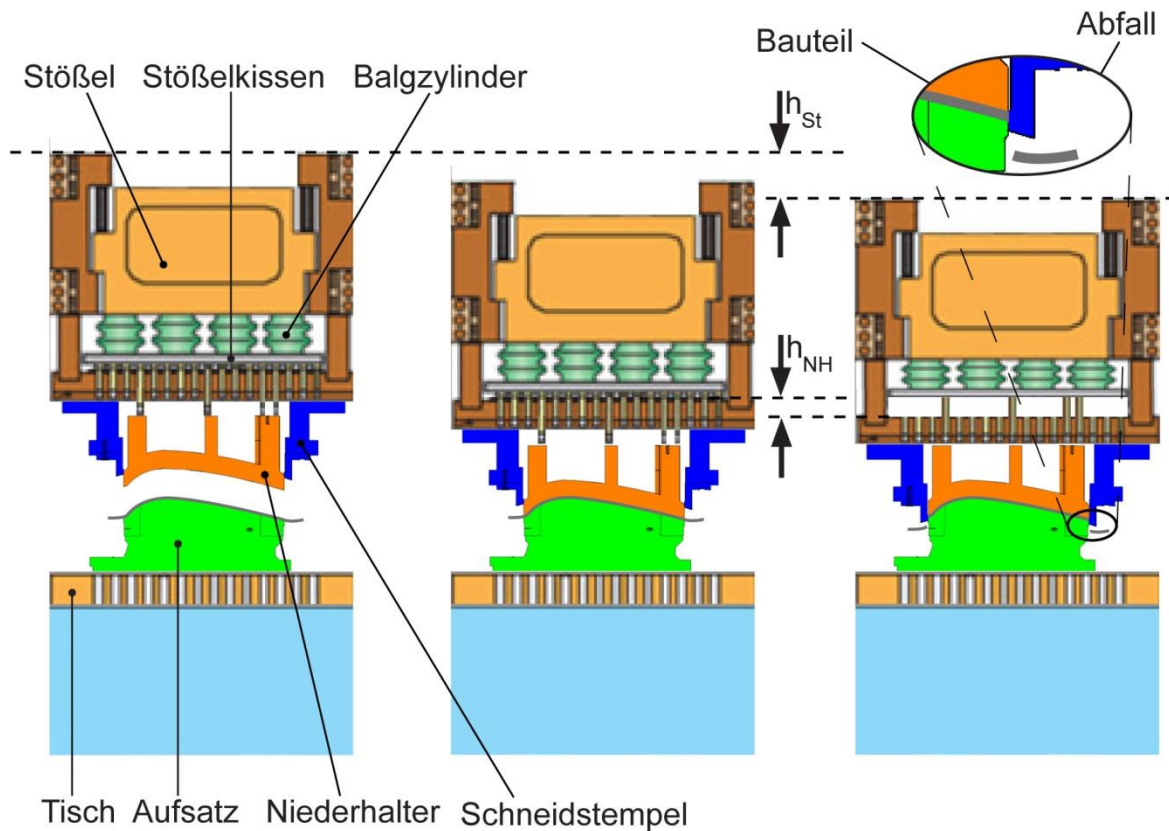


Abbildung 2-12: Funktionsprinzip Beschneidewerkzeug: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Niederhalter schließen, rechts Werkzeug in UU

In den Folgeoperationen werden nicht reine Schneid- oder Umformwerkzeuge eingesetzt, sondern sowohl Schneid- als auch Umformvorgänge parallel an mehreren Stellen des Bauteils durchgeführt. Der prinzipielle Aufbau von Werkzeugen für die Folgeoperationen entspricht im Wesentlichen jenem der Schneidwerkzeuge.

An einem einfachen Abstellwerkzeug, wie in Abbildung 2-13 gezeigt, werden der Ablauf und die Unterschiede kurz erläutert. In der Abbildung ist links zu sehen, dass in das offene Werkzeug das bereits beschnittene Blechteil eingelegt wird. Nach dem Schließen des Werkzeugs muss zunächst wieder die Niederhalterkraft auf das Bauteil aufgebracht werden, damit dieses während der nachfolgenden Umformung fixiert ist und ein Nachfließen des Materials verhindert wird. Anders als beim Beschneiden befinden sich im Abstellwerkzeug keine Schneidstempel, sondern Formstempel, die das Blech um bis zu 90° abstellen. Im Gegensatz zum Biegen

versteht man unter Abstellen auch das Erzeugen von geschlossenen und komplexeren Geometrien.

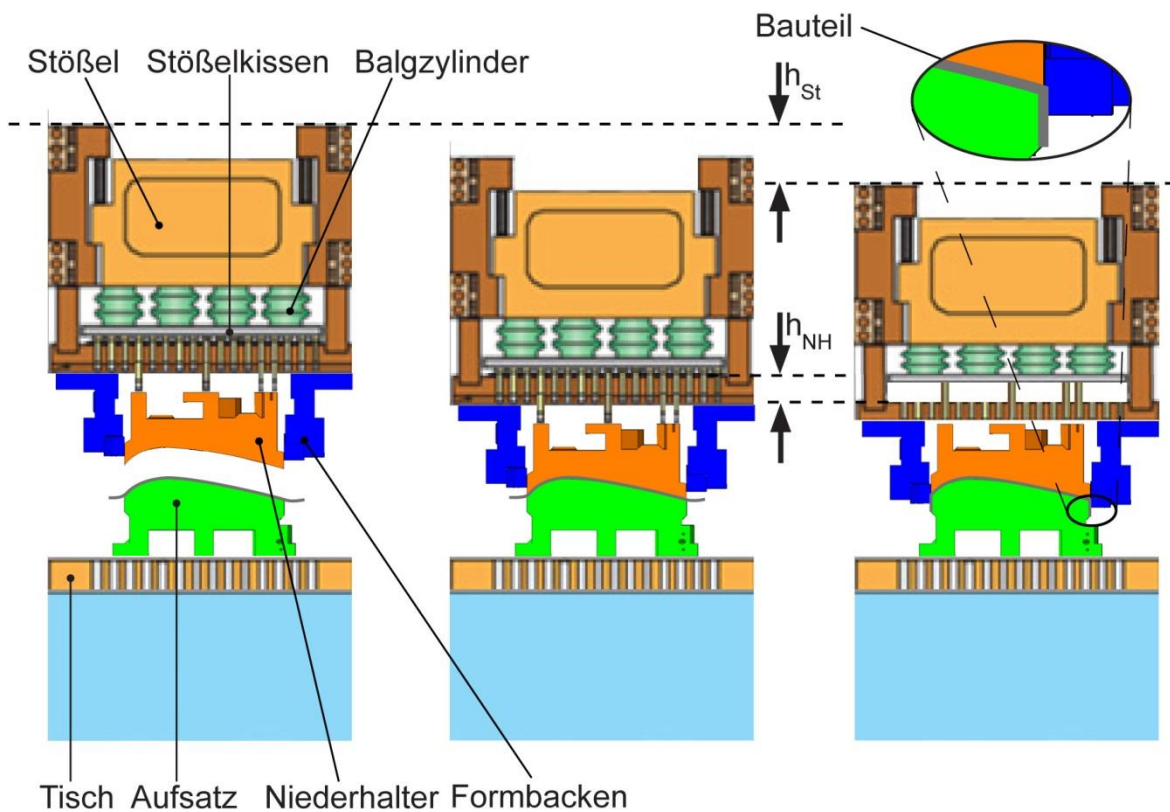


Abbildung 2-13: Funktionsprinzip Folgewerkzeuge für Abstellen: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Niederhalter schließen, rechts Werkzeug in UU

Für die Herstellung von Karosseriebauteilen ist es meist nicht ausreichend, Beschnitte und Umformungen ausschließlich in Bewegungsrichtung des Stößels vorzunehmen. Bei komplexen Bauteilen müssen zum Beispiel umformtechnisch Hinterschnitte realisiert werden, was sich mit sogenannten Schiebern umsetzen lässt. Durch Schieber wird die vertikale Bewegung des Stößels und des Werkzeugoberteils in die benötigte Bewegungsrichtung umgelenkt. In Abbildung 2-14 ist ein Versuchswerkzeug mit einem einfachen Schieber dargestellt, um dessen Funktion zu verdeutlichen.

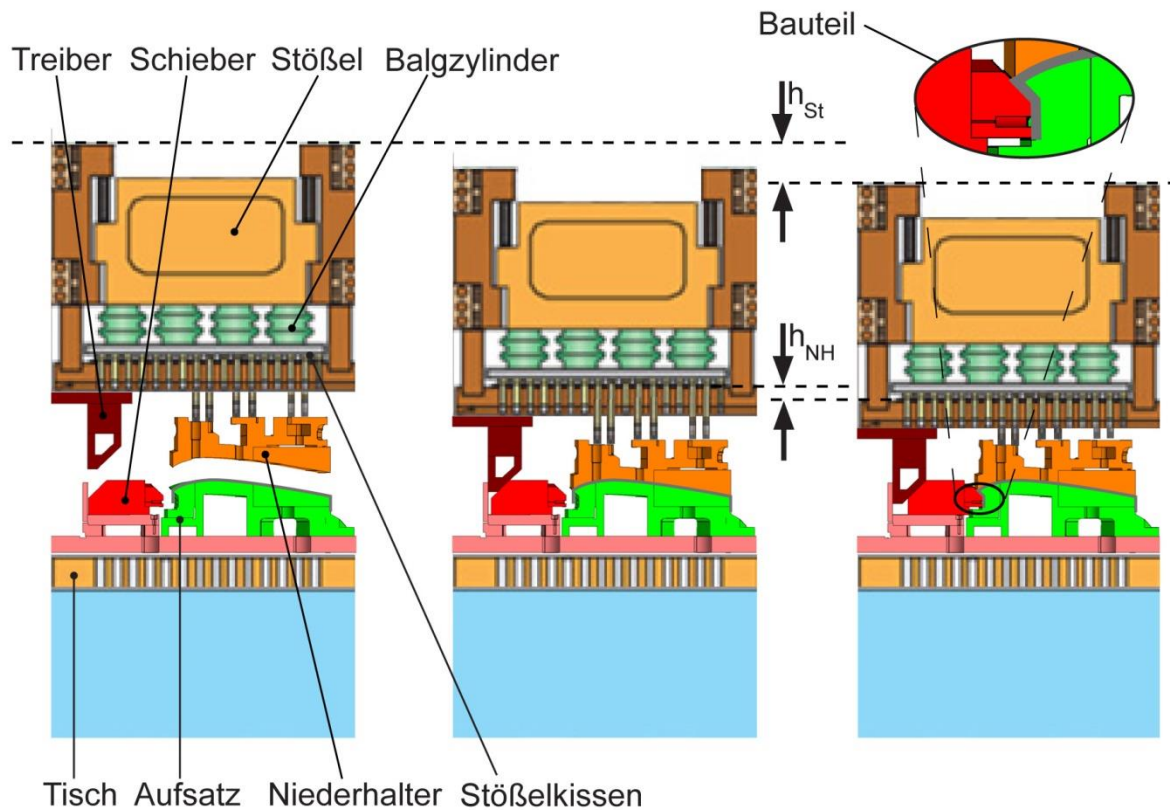


Abbildung 2-14: Funktionsprinzip Folgewerkzeuge mit Schieber: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Niederhalter schließen, rechts Werkzeug in UU

In das offene Werkzeug links wird das bereits beschnittene und nachgeformte Bauteil eingelegt. Wie beim Erläutern des Beschneidens und Abstellens bereits verdeutlicht, muss zunächst das Bauteil mittels Niederhalter auf dem Aufsatz fixiert werden. Der Treiber im Werkzeugoberteil lenkt die vertikale Bewegung des Stößels in die – in Abbildung 2-14 rechts gezeigte – Horizontalbewegung des Schiebers um. Der Bewegungsablauf des Schiebers kann bereits vor dem Aufsetzen des Niederhalters auf das Blechteil beginnen. Ein Kontakt zwischen Blech und Schieber darf erst nach dem Kraftaufbau des Niederhalters erfolgen, damit ein Nachlaufen der vorgeformten Kanten vermieden wird. Unter Nachlaufen einer Kante wird ein unerwünschter Materialfluss verstanden, der von einer zu geringen Niederhalterkraft hervorgerufen wird und sich am Bauteil abmarkiert. Nach dem Öffnen des Werkzeugs ist durch den Schieber am Bauteil ein Hinterschnitt entstanden, sodass das fertige Bauteil nicht mehr in

Stößelrichtung – in dem in Abbildung 2-14 rechts dargestellten Versuchswerkzeug – entnommen werden kann.

Eine Bauteilentnahme in Stößelrichtung muss aber bei Serienwerkzeugen, anders als beim gezeigten Versuchswerkzeug, zwingend gewährleistet werden. Um dies zu realisieren, kommen komplexere Schiebersysteme mit Füllschieber zum Einsatz, auf die in Kapitel 7 näher eingegangen wird.

2.4 Belastungsanalysen an Pressen und Werkzeugen

Belastungen in Werkzeugen oder an Pressenkomponenten werden von Kräften hervorgerufen, die an diesen Werkzeugen oder Komponenten angreifen. Sollen Belastungen an Werkzeugen untersucht werden, müssen zwangsläufig die wirkenden Kräfte näher betrachtet werden.

Die Systeme Presse, Werkzeug und Werkstück können hinsichtlich der benötigten Kräfte nur bedingt einzeln betrachtet werden, da sie sich im Prozess gegenseitig beeinflussen. Diese Systeme dienen auch der Definition der wirkenden Kraftanteile, die in Pressenkraft, Werkzeugkraft und Prozesskraft unterteilt werden und in Abbildung 2-15 dargestellt sind [STRU08].

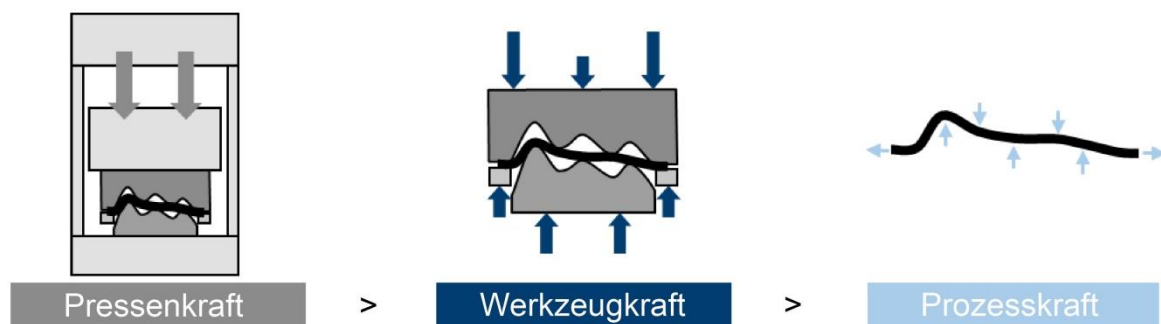


Abbildung 2-15: Definition von Pressen-, Werkzeug- und Prozesskraft [STRU10]

Die Pressenkraft ist die vom Antriebssystem der Presse aufzubringende Kraft, die für die Herstellung des Bauteils benötigt wird. Aufgrund von Kraftnebenschlüssen in der Antriebseinheit, an den Führungen oder an den Aufspannflächen kann nicht grund-

sätzlich gewährleistet werden, dass die aufgebrachte Pressenkraft dem Fertigungsprozess vollständig zur Verfügung steht.

Die Werkzeugkraft wirkt demzufolge an der Systemgrenze zwischen Werkzeug und Presse. Hier kann es ebenfalls zu Kraftnebenschlüssen in den Führungen wie auch an den Niederhalter- und Enddistanzen kommen. Unter der Niederhalterdistanz versteht man die starre Distanzierung zwischen Niederhalter und Aufsatz. Auf dem Aufsatz wird das vorgeformte Blech in den Folgeoperationen abgelegt. Die Enddistanzen bringen Werkzeugoberteil und -unterteil auf einen abgestimmten Abstand. Daher kommt nicht die gesamte Werkzeugkraft dem Fertigungsprozess zugute.

Die Umformkraft ist die am Werkstück angreifende Kraft, die zur Herstellung des Bauteils notwendig ist. Sie beinhaltet nicht die Blechhalter- oder Niederhalterkräfte und wird daher im einfachwirkenden Prozess auch als Stempelkraft bezeichnet. [STRU10]

Werden Kräfte für die Werkzeugauslegung ermittelt, muss anhand der Kraftunterteilung beachtet werden, welche Kräfte tatsächlich vorliegen. Für die belastungsgerechte Auslegung von Presswerkzeugen spielen vor allem die Werkzeugkräfte eine entscheidende Rolle. Die Kräfte aus dem übergeordneten System „Presse“ und des Subsystems „Prozess“ müssen jedoch unbedingt als Randbedingungen bei der Auslegung berücksichtigt werden. In den nachfolgenden Unterkapiteln soll ein Überblick über die für die Arbeit relevanten Möglichkeiten gegeben werden, wie im Werkzeug angreifende Kräfte und Einflussgrößen von der Presse bestimmt werden können.

2.4.1 Messsysteme für Pressen

Die Bauteilqualität von tiefgezogenen Blechteilen wird neben der Güte des Werkzeuges und des Blechwerkstoffes weiterhin von den elastischen Eigenschaften der verwendeten Presse bestimmt [BOGO97]. Daher sind die Grundlagen der Pressenvermessung in der Norm [DIN55189] einheitlich festgelegt, die auch als Abnahmekriterium von Pressen verwendet wird. In der Norm wird auf die Verlagerung in Arbeitsrichtung, die Kippung zwischen Tisch und Stößel und die Verlagerung senkrecht zur Arbeitsrichtung eingegangen. Unter der Verlagerung in Arbeitsrichtung

wird die mittlere Abstandsänderung zwischen Pressentisch und Pressenstößel aufgrund einer dazwischen mittig wirkenden Kraft verstanden. Die Kippung ist die Neigung zwischen Stößelunterseite und Tischaufspanfläche bei außermittiger Belastung. Die Gesamtkippung setzt sich aus der Anfangskippung, hervorgerufen durch das Führungsspiel, und der elastischen Kippung, die zum Beispiel die Verformung des Pressenständers widerspiegelt, zusammen. Die Kenngröße „Verlagerung senkrecht zur Arbeitsrichtung“ beschreibt die Änderung der Mittelsenkrechten des Stößels gegenüber der Mittelsenkrechten des Tisches bei außermittiger Belastung. [DIN55189]

Der Messaufbau für die Ermittlung der in der Norm [DIN55189] niedergelegten statischen Kenngrößen ist in Abbildung 2-16 dargestellt.

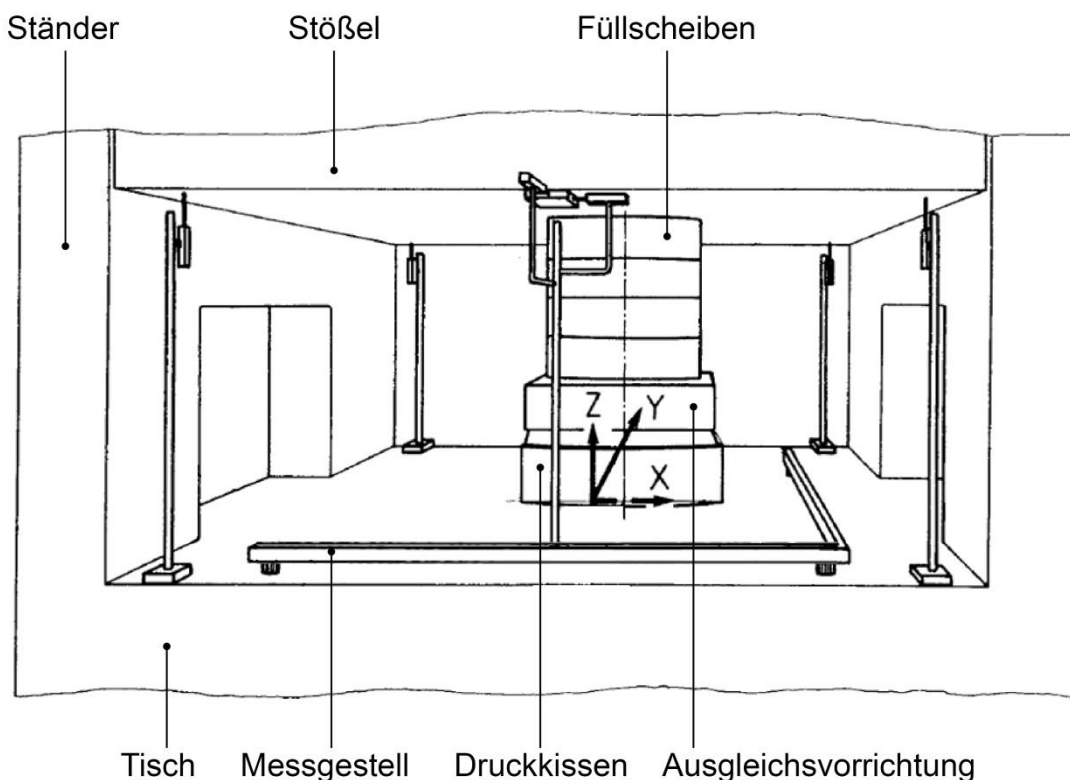


Abbildung 2-16: Genormter Messaufbau zur Ermittlung der statischen Pressenkennwerte [DIN55189]

In Behrens et al. [BEHR06] wird das in der DIN- und VDI-Norm festgelegte Verfahren erweitert, sodass zusätzlich die Einzeldurchbiegungen von Tisch und Stößel beziehungsweise deren Summendurchbiegung erfasst werden können. Die Durchbiegungen werden bei mittiger und außermittiger Belastung ermittelt.

Im Rahmen der Untersuchungen von Träger [TRÄG07] ist, basierend auf der entsprechenden DIN-Richtlinie [DIN55189] und den Ansätzen aus Behrens et al. [BEHR06], ein modulares Messsystem entwickelt worden, das eine rasche Erfassung von Tisch- und Stößeldurchbiegung sowie von weiteren pressenspezifischen Kenngrößen ermöglicht.

Abgesehen von den statischen Kenngrößen einer Umformmaschine sind auch die dynamischen Kenngrößen von großer Bedeutung. In Studien mehrerer Forschungsinstitute wurden bereits anhand von Stauchproben Umformmaschinen dynamisch analysiert. Problematisch bei solchen Stauchproben ist die Bereitstellung der Proben selbst, die Reproduzierbarkeit der Versuche sowie die Durchführung, die nur im Einzelhub möglich ist. [BEHR06] Um die Nachteile der Stauchprobe zu vermeiden, ist in Behrens et al. [BEHR06] ein Messaufbau mit Stickstoffedern beschrieben. Dieser Lösungsansatz lässt die Erfassung dynamischer Pressenkenngrößen, wie dynamische Auffederung und dynamische Kippung, bei mehrfacher Belastung der Presse zu.

Neben der Messung von Kenngrößen, wie zum Beispiel des Versatzes und der Durchbiegung, stellt Bogon [BOGO98] eine Messmethode vor, um Kraft-Zeit- und Moment-Zeit-Verläufe über die hydraulische Überlastsicherung der Presse aufzuzeichnen. Mit dieser Methode können Pressenkräfte und -belastungen direkt erfasst werden. Des Weiteren können einzelne Prozesskraftanteile aus den Kraft-Zeit-Diagrammen isoliert werden. [BOGO98] Diese Kräfte können für die Auslegung einzelner Werkzeugkomponenten herangezogen werden.

Pressen für die Herstellung von Karosseriebauteilen haben als Schnittstelle zum Werkzeug nicht nur Tisch und Stößel, sondern auch das Zieh- und Stößelkissen.

Deren Eigenschaften müssen bei der Auslegung von Werkzeugen ebenfalls als Randbedingung berücksichtigt werden.

Träger [TRÄG07] erläutert bereits einen Messaufbau zur Erfassung des Regelungsverhaltens hydraulischer Ziehkissen. Für die Werkzeugauslegung sind jedoch vor allem die übertragenen Kräfte von Interesse. Ein Referenzmesssystem nach Braedel [BRAE10] ist in Abbildung 2-17 links dargestellt.

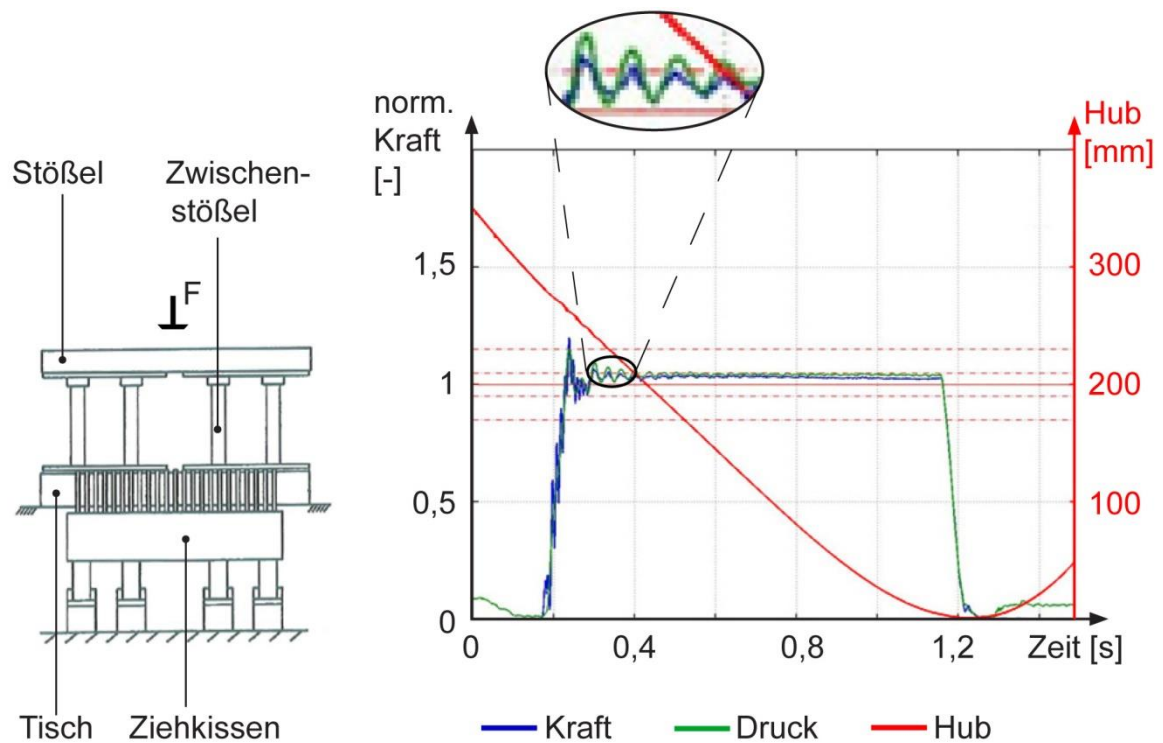


Abbildung 2-17: Messvorrichtung zur Ermittlung der Ziehkissenkräfte einer Presse: links Messaufbau, rechts exemplarische Auswertung [BRAE10]

Das Messsystem besteht aus einem Zwischenstößel, in dem Kraftsensoren integriert sind. Während des Verdrängens des Ziehkissens werden die Drücke der Verdrängerzylinder und die Kraft in den Säulen des dargestellten Zwischenstößels lokal gemessen, die von dem Ziehkissen auf den Zwischenstößel übertragen werden. [BRAE09] Mit dem beschriebenen Verfahren kann über die Druckmessung in den Verdrängerzylindern nicht nur die Regelung des Ziehkissens überprüft, sondern über die Kraftmessung auch die Steifigkeit des Ziehkissens aufgezeigt werden. Die

Abbildung 2-17 rechts verdeutlicht nochmals den Unterschied zwischen Presskraft und Werkzeugkraft. Die normierte Druckmessung, die der Presskraft entspricht, liegt über der dazugehörigen Kraftmessung am Zwischenstößel im Werkzeugraum. Die gezeigte Auswertung gibt somit zusätzlich Aufschluss über die vorhandenen Kraftnebenschlüsse des Ziehkissens.

Über die bereits erwähnten Arbeiten hinaus gibt es Ansätze für Belastungswerkzeuge von Bogon [BOGO97], Päßler [PÄSS01] und Behrens [BEHR07], mit denen verschiedene Pressenkenngößen einfach und schnell ermittelt werden können. Um den wirtschaftlichen Anforderungen bei der regelmäßigen Anlagenwartung gerecht zu werden, ist eine Automatisierung des Messablaufes nötig, wie sie bei Behrens [BEHR07] beschrieben ist. Darüber hinaus wird im Patent [WALT14] ein Prüfwerkzeug zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformpresse unter Realbedingungen beschrieben, mit dem alle beschriebenen Kenngößen insbesondere von GRS-Pressen automatisiert aufgezeichnet und berechnet werden können. Das Prüfwerkzeug mit seinen wichtigsten Bestandteilen ist in Abbildung 2-18 schematisch illustriert.

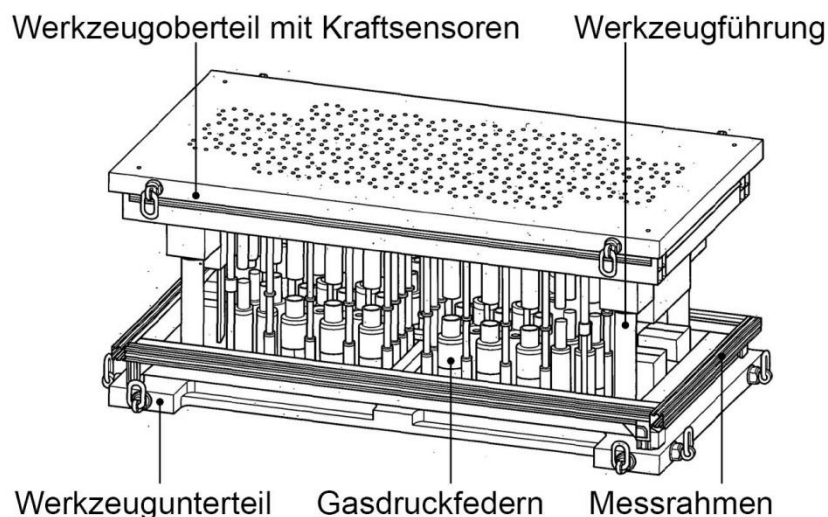


Abbildung 2-18: Prüfwerkzeug nach Walzl et al. [WALT14] zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformpresse unter Realbedingungen

2.4.2 Messkonzepte für Tiefziehwerkzeuge

Voraussetzung für eine belastungsgerechte Werkzeugauslegung ist nicht nur das Wissen um das Verhalten der Presse, sondern auch die Kenntnis der im Werkzeug wirkenden Kräfte. Für Ziehwerkzeuge sind bereits umfassende Kraftuntersuchungen durchgeführt worden, auf deren messtechnische Erfassung nachfolgend kurz eingegangen wird.

Ein Messkonzept, mit dem nicht nur die Gesamtkraft, sondern auch die Kraftverteilung möglichst nahe an der Umformzone aufgenommen werden kann, wird von Struck [STRU10] beschrieben. Die dafür benutzte Kraftmesskoppelplatte (siehe Abb. 2-19) wird im direkten Kraftfluss zwischen Stößel und Werkzeugoberteil montiert. Die mit der Kraftmesskoppelplatte gemessene Werkzeugkraft beinhaltet auch die Blechhalterkraft, die vom Blechhalter auf das Werkstück aufgebracht wird.

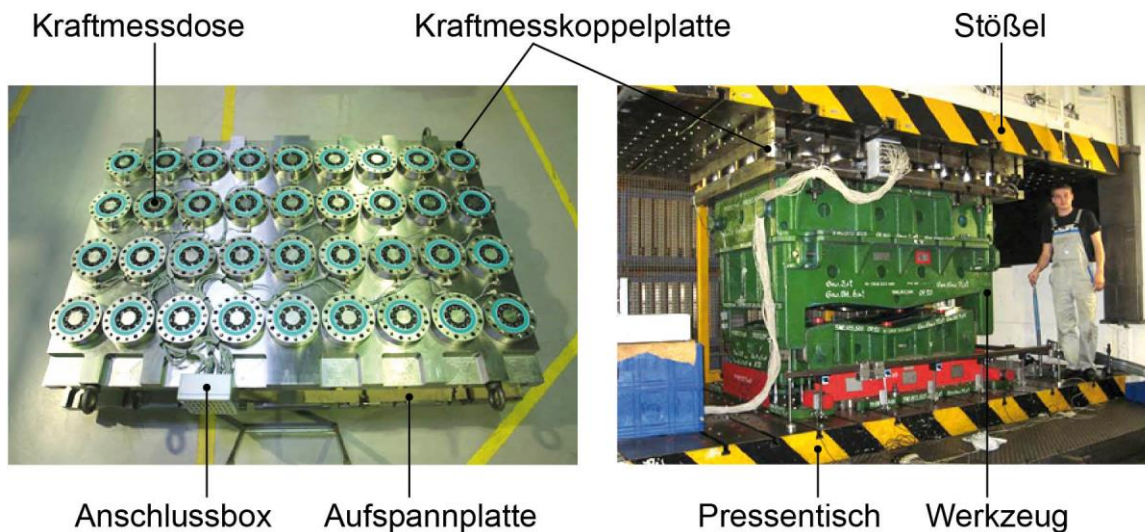


Abbildung 2-19: Messvorrichtung zur Ermittlung der Werkzeugkräfte: links geöffnete Kraftmesskoppelplatte, rechts eingebaute Kraftmesskoppelplatte inkl. Ziehwerkzeug [STRU10]

Für eine optimierte Werkzeugauslegung müssen jedoch die angreifenden Kräfte an den einzelnen Werkzeugkomponenten bekannt sein. Somit muss die Stempelkraft, die der Gesamtumformkraft entspricht und daher auch mit Simulationswerten verglichen werden kann, ermittelt werden. Um die Kraft des Blechhalters von der

gemessenen Gesamtkraft subtrahieren zu können, führt Struck [STRU10] zusätzlich Messungen ohne Bauteil durch. Die Differenz der beiden Kraftverläufe ergibt die wirkende Stempelkraft in Ziehrichtung abzüglich eines Reibkraftanteils in den Führungen, der vernachlässigt wird. [STRU10]

Neben der Bestimmung von globalen Kräften sind für die Auslegung von Werkzeugradien und für die Abschätzung von Verschleiß auch die lokal angreifenden Kräfte von Interesse. Die Integration entsprechender Sensorik gestaltet sich aufgrund des Bauraumes problematisch. Beispielhaft muss bei dem Betrieb der Foliensensoren der Firma Tekscan, die sich für lokale Druckmessungen eignen, beachtet werden, dass die Sensoren auf Scherkräfte äußerst empfindlich reagieren. Deshalb können sie nicht direkt auf der Wirkfläche des Werkzeuges appliziert werden, sondern müssen durch eine Maske geschützt werden, wie dies in Abbildung 2-20 zu erkennen ist. Des Weiteren kann nicht an jedem Ort im Werkzeug die Kontaktpresung bestimmt werden, da die folienartigen Sensoren für Krümmungen in mehr als eine Richtung nicht geeignet sind. [SCHN08]

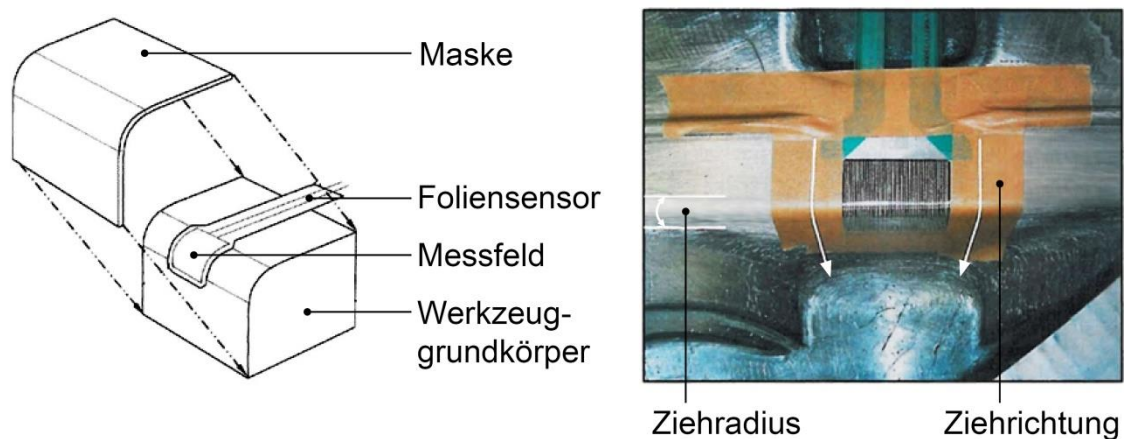


Abbildung 2-20: Aufbau und Applikation der In-situ-Druckmessung an Ziehradien: links prinzipieller Aufbau, rechts Applikation im Werkzeug [SCHN08]

Trotz der Einschränkungen der Foliensensoren kann mit ihnen der Kontaktdruck im Werkzeug in situ gemessen werden. Basierend auf diesen Messungen kann zum Beispiel die Beschichtung sowie die Härte von Ziehradien angepasst werden.

Die bisher vorgestellten Messmethoden bei Tiefziehwerkzeugen sind sehr kostenaufwendig und darüber hinaus ausgesprochen empfindlich. Daher hat sich bei der Kraftermittlung von Ziehwerkzeugen der Einsatz von Dehnungsmessstreifen (DMS) etabliert. Das Messprinzip der DMS beruht auf dem Effekt, dass sich ein Körper unter Krafteinwirkung elastisch verformt. Die Längenänderung des DMS-Sensors führt zu einer Veränderung des elektrischen Widerstandes, der messtechnisch erfasst und in Korrelation mit der wirkenden Kraft gesetzt werden kann. [HOFF04]

Das Anbringen von DMS zur Bestimmung von Kräften und Verformungen in den Strukturen von Anlagen hat sich bewährt. Im Rahmen der Arbeit von Schwerin [SCHW08] werden an verschiedenen Rippen der Gussstruktur des Unterwerkzeugs DMS appliziert (siehe Abb. 2-21 links). Um Kräfte in mehrere Richtungen messen zu können, werden an verschiedenen Messstellen zwei DMS im rechten Winkel zueinander angebracht. DMS-Sensoren werden im Anlagen- sowie im Werkzeugbau bevorzugt eingesetzt, da sie kostengünstig, robust und zusätzlich in Form von anschraubbaren DMS einfach montierbar sind.

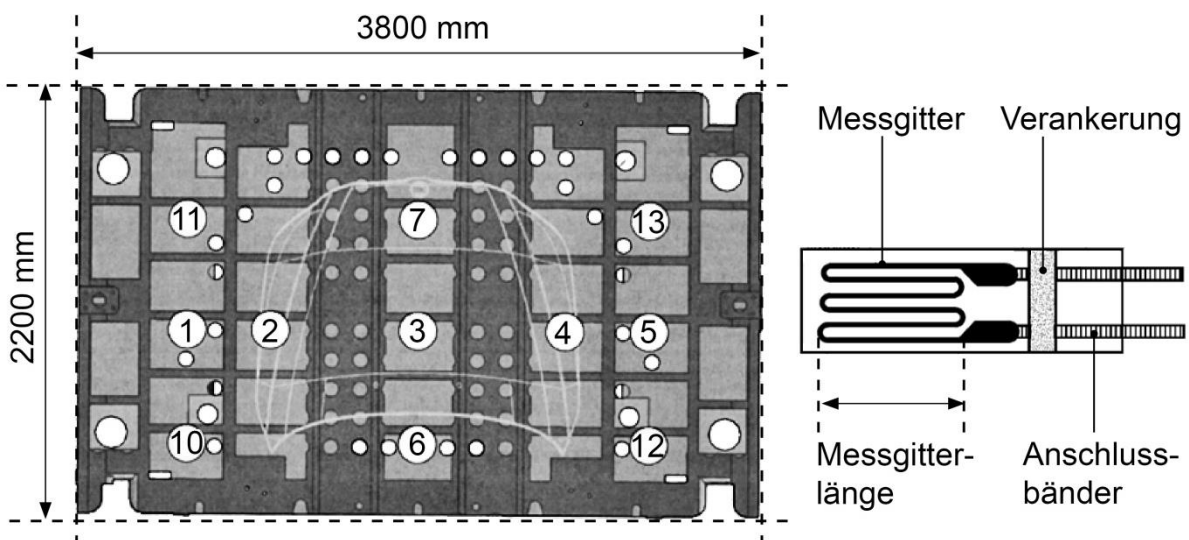


Abbildung 2-21: Messungen der Werkzeugstrukturverformung durch DMS: links Position der DMS [SCHW08], rechts Aufbau der DMS [BLOH07]

Die Bestimmung von Absolutkräften ist mittels DMS schwierig, da diese in Messlage kalibriert werden müssen. Gerade bei großen Gussstrukturen wie dem Werkzeugun-

terteil ist eine Kalibrierung nahezu unmöglich. Diese Messtechnik eignet sich allerdings gut, um bei unterschiedlichen Kräfteinstellungen oder Pressen die resultierenden Verformungen und Abweichungen vom zuvor definierten Soll-Zustand an der Werkzeugstruktur aufzuzeichnen.

Die Verformung der Werkzeugstruktur, die mittels DMS erfasst werden kann, stellt die Antwort auf eine eingeleitete Kraft dar. Durch den Einsatz von weiteren Sensoren kann nach Waltl [WALT10] ein Sensorsystem aufgebaut werden, mit dem der Tiefziehprozess bei jedem Hub überwacht werden kann. Ein angestrebtes Ziel besteht darin, über Sensor-Aktor-Systeme die Werkzeuge auf direktem Weg und in wenigen Optimierungsschritten in das ideale Prozessfenster zu bringen und diesen Zustand während der gesamten Produktion aufrechtzuerhalten. Durch Aktorik kann der Kraftfluss während des Umformprozesses beeinflusst werden. [KERS11] Die möglichen maximalen Kräfte, die infolge der Verlagerung des Kraftflusses aufgrund der Aktorik zu erwarten sind, müssen bei der Gestaltung der Werkzeug-Rippen-Struktur berücksichtigt werden.

2.4.3 Messkonzepte für Schneid- und Folgewerkzeuge

Zur Auslegung von Schneidwerkzeugen und zur Auswahl einer geeigneten Produktionspresse wird die für den Schneidvorgang notwendige Kraft überschlägig berechnet. Die Höhe der Schneidkraft F_S beim Scherschneiden mit ebenen, vollflächig anliegenden Stempeln hängt unter anderem von der Schnittlinie l_S , der Zugfestigkeit R_m und der Dicke s des zu verarbeitenden Blechs ab. [HOFF11] Nach Schuler [SCHU96] und Doege [DOEG07] findet üblicherweise Formel 2-3 zur Abschätzung der benötigten Maximalkraft Anwendung.

$$F_S = l_S \cdot k_S \cdot s \text{ [N]} \quad (\text{Formel 2-3})$$

$$k_S = c \cdot R_m \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (\text{Formel 2-4})$$

Der Faktor k_S wird als Schneidwiderstand bezeichnet und für Überschlagsrechnungen mit 80 % der Zugfestigkeit des zu schneidenden Werkstoffes angenommen. Der Beiwert c ist jedoch keineswegs konstant. Als Beispiel sei genannt, dass $c = 0,8$ für

gut umformbare Werkstoffe eingesetzt werden kann und $c = 0,6$ für spröde Werkstoffe. [DOEG07]

Zusätzlich zu den Schneidkräften kommen beim Scherschneiden auch Rückzugskräfte zum Tragen. Mittels Messungen im Rahmen verschiedener Forschungsprojekte konnte je nach Randbedingungen eine Spannweite zwischen 1 % und 40 % der Schneidkraft für die Rückzugskraft ermittelt werden. [HOFF11]

Neben der Schneidkraft wirken beim Scherschneidvorgang lokal weitere Kräfte auf Stempel, Matrize, Niederhalter und Blechwerkstoff. So kommt es infolge des Schervorgangs auch zu Querkräften zwischen Matrize und Stempel. Bei offenen Schnittlinien kann dies, je nach Werkzeugsteifigkeit, zu einem Abdrängen des Schneidstempels und damit zur Schneidspaltänderung führen. [HOFF11] Eine solche Veränderung des Schneidspalts ist auch wirtschaftlich von Bedeutung, da der Zusammenhang zwischen dem Schnittgrat und dem Schneidspalt bekannt ist. Bei der Verarbeitung von Aluminium hat der Schneidspalt des Weiteren Einfluss auf die Flitterbildung. Aufgrund dieser Tatsache wird in [DOEG99] eine Messvorrichtung beschrieben, mit der bei reproduzierbaren Randbedingungen neben der Schneidkraft auch die hervorgerufenen Querkräfte messtechnisch erfasst werden. Auf Basis dieser Versuche kann die Werkzeugsteifigkeit an die auftretenden Querkräfte angepasst werden. Der Schneidprozess ist ein hochdynamischer Vorgang, somit müssen die verwendeten Messmittel auch hochdynamische Kräfte erfassen können. Im Messaufbau werden deshalb piezoelektrische Kraftsensoren verwendet.

Im Rahmen weiterer Forschungsprojekte wird für die Messung von Kräften in Schneidwerkzeugen ebenfalls ausschließlich auf piezoelektrische Sensoren zurückgegriffen. Im Messaufbau von Hörmann [HOER08], der die Kräfte beim Feinschneiden untersucht hat, sind die verschiedenen Einbauvarianten (siehe Abb. 2-22) von Kraftsensoren deutlich zu sehen.

Vor der Auslegung des Messaufbaus muss die messtechnisch zu erfassende Kraft abgeschätzt werden. Liegen die Kräfte über dem Messbereich der Sensoren,

müssen diese im Kraftnebenschluss, wie bei der Stempel- und Niederhalterkraftmessung (Abb. 2-22), verbaut werden.

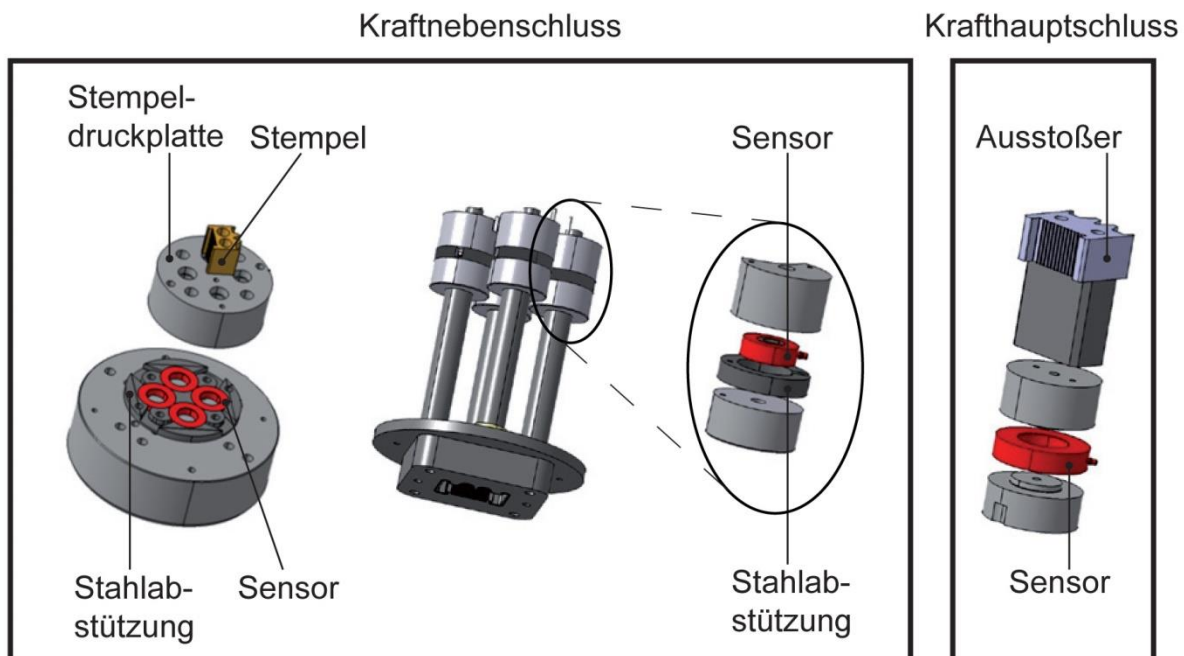


Abbildung 2-22: Messaufbau zur Erfassung der Schneidkräfte beim Feinschneiden: links Stempelkraft, Mitte Niederhalterkraft, rechts Gegenhalterkraft [HOER08]

Beim Gegenhalter werden deutlich geringere Kräfte erwartet, somit kann der Sensor im Krafthauptschluss verbleiben. Im Krafthauptschluss weist der Sensor eine höhere Empfindlichkeit auf, sodass er bei Überlastung des Messaufbaus mechanisch beschädigt werden kann. Die Empfindlichkeit des Messaufbaus im Kraftnebenschluss, wie bei der Stempelkraftmessung, hängt überwiegend von der Größe der Nebenschlussfläche ab, an der sich die Kraft zusätzlich zum Sensor abstützt. Werden Sensoren im Kraftnebenschluss verbaut, muss nach der Montage und Vorspannung das Gesamtsystem kalibriert werden. Erst nach der Kalibrierung und der dabei ermittelten Kalibrierkurve können mit einem solchen Messsystem quantitative Kraftmessungen durchgeführt werden.

In den bereits vorgestellten Folgeoperationen wird das Bauteil nicht nur beschnitten und gelocht, sondern es erfolgen auch Nachform- und Prägeoperationen. Für diese formgebenden Prozessschritte sind oft Schieber notwendig. Umfassende Untersuchungen zur Ermittlung der Kräfte an Schiebern sind nicht bekannt. Bortenschlager [BORT07] hat im Rahmen seiner Untersuchungen mittels Druckmessfolien des Herstellers Fujifilm die maximalen Kräfte an der Lagerstelle des Schiebers erfasst. Der dafür verwendete Messaufbau ist in Abbildung 2-23 dargestellt.

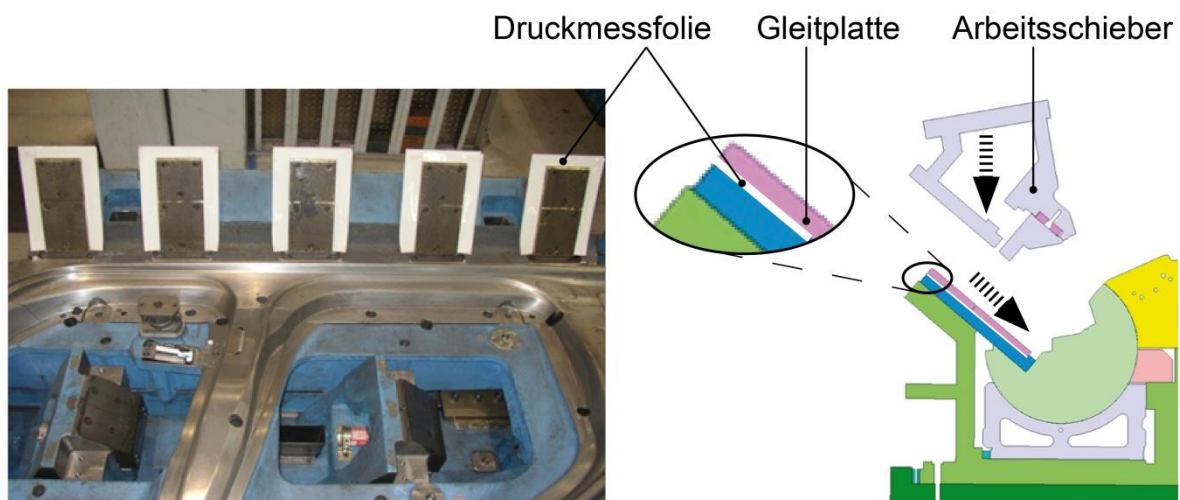


Abbildung 2-23: Messaufbau zur Erfassung der Schieberkräfte mittels Druckmessfolien: links Applikation, rechts Prinzipaufbau [BORT07]

Bei dem Verfahren der Druckmessung mittels Fujifilm-Druckmessfolien wird die Druckkraft an der Intensität der Verfärbung der Druckmessfolie sichtbar. [FUJI07] Für die Auswertung der Folien ist man in der Regel auf das menschliche Auge angewiesen, da anhand der mitgelieferten Farbskala die Verfärbung eingeschätzt wird. Bei dieser optischen Auswertung wird das Ergebnis durch die subjektive Einschätzung des Auswertenden verfälscht. Fujifilm bietet allerdings ergänzend zu den Druckmessfolien eine Software zur Auswertung an, mit der eine objektive Beurteilung möglich ist.

Nichtsdestotrotz sind die Druckmessfolien nur bedingt für die durchgeführten Untersuchungen geeignet, da nach Angaben des Herstellers [FUJI07] die Druckkraft

für eine korrekte Messung innerhalb von fünf Sekunden aufgebracht und anschließend für weitere fünf Sekunden konstant gehalten werden muss. Somit sind die beschriebenen Druckmessfolien für quasi-statische Messungen geeignet. Die Blechumformung in den Folgeoperationen läuft jedoch in einem Bruchteil einer Sekunde ab und benötigt andere Messmethoden. Lediglich die Prägekraft in UU kann auf hydraulischen Pressen mit einer entsprechend langen Haltezeit dargestellt werden.

3 Zielsetzung, Aufgabenfelder und Vorgehensweise

Ein Teil der im vorangegangenen Abschnitt vorgestellten Arbeiten ([BEHR06] [BEHR07], [BOGO97], [BOGO98], [BRAE10], [TRÄG07], [WALT14]) befassen sich mit der Ermittlung von Kennwerten von Pressen und den Kräften, die an Pressen wirken. Der andere Teil ([BRAE09], [FASS08], [KERS11], [SCHW08], [STRU10], [WALT10]) beschäftigt sich überwiegend mit dem Tiefziehprozess und somit mit dem Werkzeug in der ersten Pressenstufe. Eine Wechselwirkung zwischen Presse und Werkzeug wurde in Grundzügen ebenfalls nur bei der ersten Pressenstufe beim Tiefziehen (siehe Abb. 3-1) erforscht.

Die für die Werkzeugauslegung relevanten Kräfte sind in Abbildung 3-1 aufgeführt. In der Grafik sind die benötigten Pressengrößen schwarz und die Werkzeuggrößen grau gekennzeichnet. Aus der Darstellung wird deutlich, dass beim Tiefziehen alle notwendigen Grundlagen bis auf die dynamischen Kräfte für die Werkzeugauslegung bereits erarbeitet sind.

Bei den Folgeoperationen sind allerdings neben jener der dynamischen Kräfte noch weitere Fragen offen. Deshalb setzt sich die vorliegende Arbeit als Ziel, die fehlenden Grundlagen für die belastungsgerechte Werkzeugauslegung zu vervollständigen.

Die Betrachtung der dynamischen Kräfte, hervorgerufen durch Stoßbelastungen, ist beim Tiefziehen von untergeordneter Bedeutung, da der Blechhalter in der Regel vorbeschleunigt wird. Durch diese Vorbeschleunigung wird der Stoß zwischen Matrize und Blechhalter beim Aufsetzen minimiert. Hingegen spielen dynamische Belastungen bei den Folgeoperationen, gerade unter dem Gesichtspunkt leistungsfähiger Großraumsaugerpressen und dem Einzug der Servotechnologie, aufgrund höherer Geschwindigkeiten eine immer wichtigere Rolle. Daher werden, diese Größen an den Folgeoperationen zu untersucht. Darüber hinaus haben die Untersuchungen an den Folgeoperationen auch eine hohe wirtschaftliche Bedeutung. Während die bisher erarbeiteten Erkenntnisse bei Tiefziehwerkzeugen

pro Werkzeugsatz nur in einem Werkzeug Anwendung finden, können die zu erarbeitenden Größen bis zu fünf Werkzeuge pro Bauteil entscheidend beeinflussen.

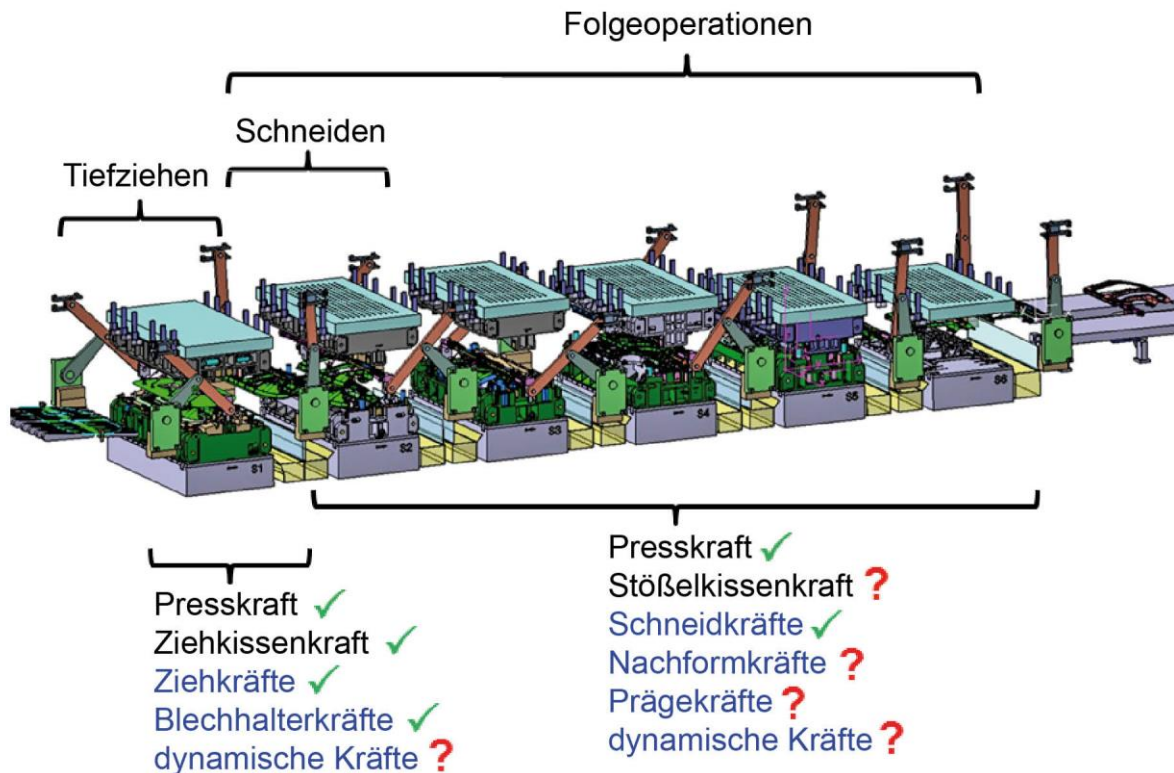


Abbildung 3-1: Benötigte Kräfte für die Werkzeugauslegung: schwarz Pressen-
größen, blau Prozessgrößen

Für vorliegende Arbeit leitet sich daraus die in Abbildung 3-2 dargestellte Aufbau und Vorgehensweise ab. Im ersten Schritt wird exemplarisch ein Werkzeug einer Folgeoperation analysiert. Anschließend erfolgt eine vertiefende Untersuchung des Niederhalters und der Schiebersysteme. In diesen Werkzeugkomponenten liegen die größten Unterschiede im Vergleich zu Tiefziehwerkzeugen. Als Abschluss der Analyse sollen die notwendigen Kräfte für die belastungsgerechte Werkzeugauslegung erarbeitet werden.

Anschließend werden Messkonzepte erarbeitet, um die ermittelten Kräfte in Versuchen an Serienwerkzeugen erfassen zu können. Bei der Ausarbeitung des Messaufbaus wird besonderer Wert darauf gelegt, dass nicht nur statische und quasistatische Kräfte aus dem Umformprozess in den Folgeoperationen aufgezeich-

net werden können, sondern auch hochdynamische Kräfte aus Stoßprozessen während des Schließens und Öffnens des Werkzeuges.

In einem letzten Schritt werden die Messergebnisse vorgestellt und diskutiert. Außerdem wird eine Empfehlung für die Auslegung, Konstruktion und Werkzeuganfertigung abgeleitet, um die Erkenntnisse bei neuen Werkzeugen einsetzen zu können.

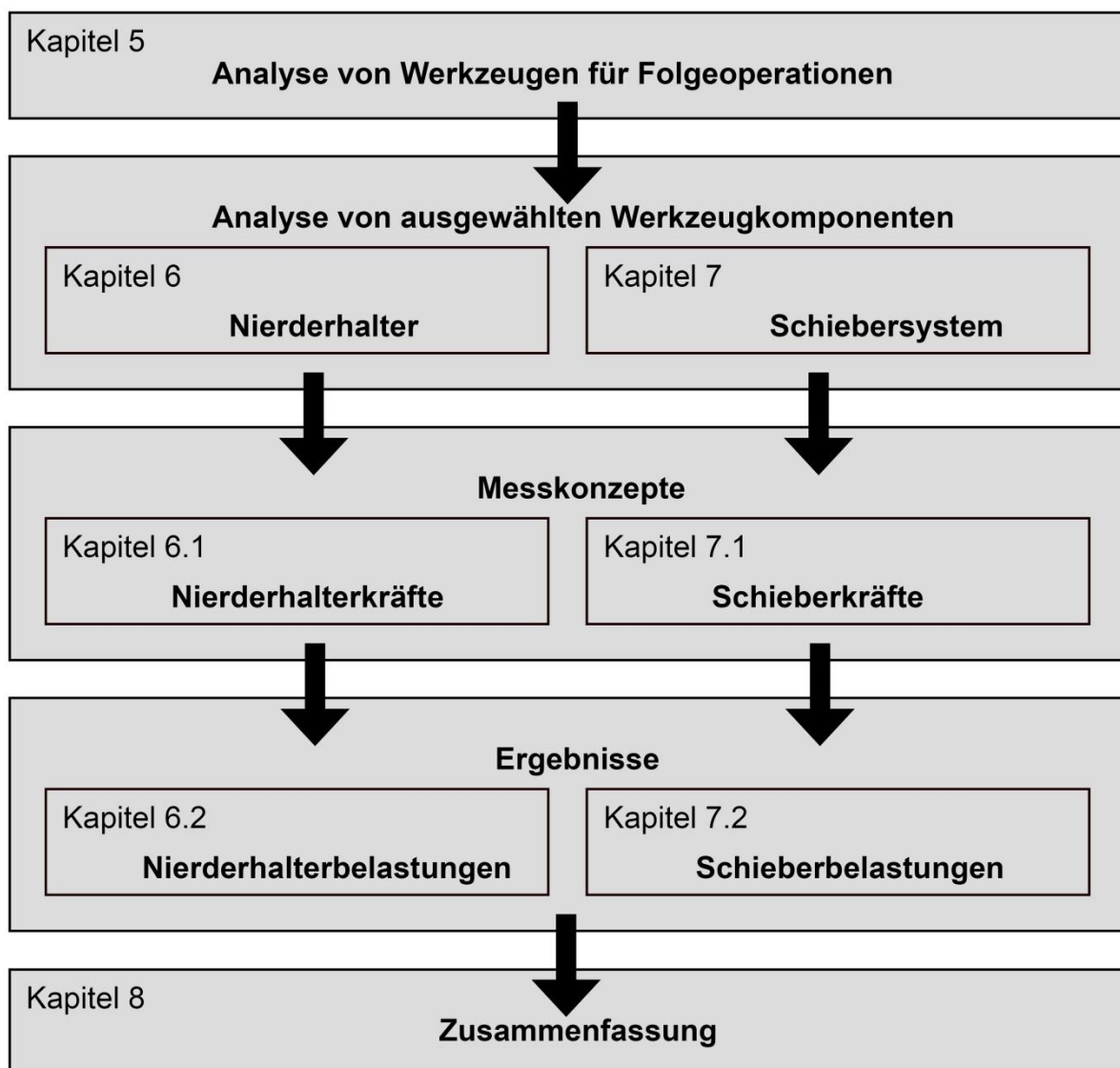


Abbildung 3-2: Gliederung der Arbeit

Zunächst werden im folgenden Kapitel die verwendeten Großpressen, Umformwerkzeuge sowie die Messtechnik als Versuchseinrichtung näher erläutert.

4 Versuchseinrichtungen

4.1 Pressen

Im Folgenden werden die Pressenanlagen vorgestellt, auf denen die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Werkzeuge der Folgeoperation betrieben und untersucht werden. Die meisten Werkzeuge werden zunächst auf einer hydraulisch angetriebenen Einarbeitspresse in Betrieb genommen. Danach erfolgt die Feinabstimmung auf einer seriennahen mechanischen Einarbeitspresse. Der prinzipielle Aufbau der verwendeten Try-Out-Pressen ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

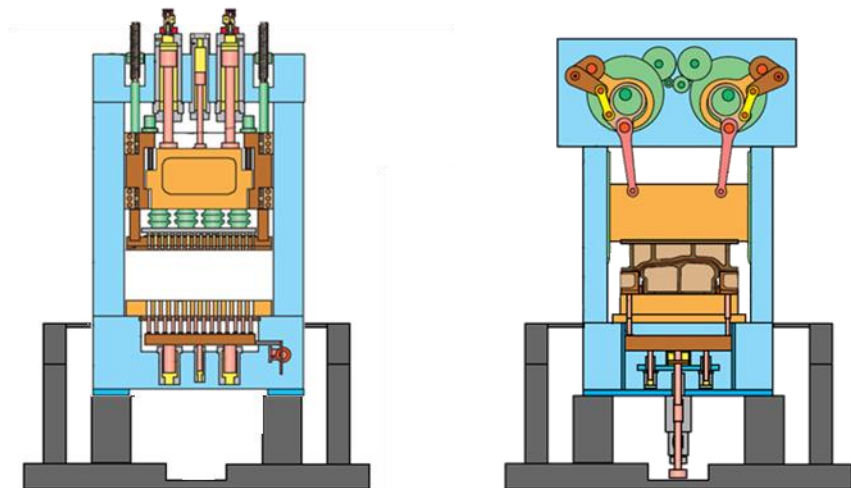


Abbildung 4-1: Try-Out-Pressen: links hydraulisch, rechts mechanisch [SCHU96]

Die Versuche Niederhalterkraft Kapitel 6.2.1, Stößelkissen Kapitel 6.2.2 und Schiebersystem Kapitel 7.2 werden auf drei beziehungsweise zwei hydraulischen Pressen, die in Tabelle 4-1 aufgelistet sind, durchgeführt. Diese Pressen sind in ihrem Aufbau identisch, unterscheiden sich jedoch in ihrer maximalen Nennpresskraft. Alle drei hydraulischen Pressen besitzen neben einem hydraulischen 8-Punkt-Ziehkissen auch ein hydraulisches Stößelkissen.

Bezeichnung	Nennpresskraft	Tischgröße	max. Hubzahl	Versuche
Presse A	21.000 kN	4.500 x 2.400 mm	10	Niederhalter Stößelkissen Schiebersystem
Presse B	16.000 kN	4.500 x 2.400 mm	5	Niederhalter Stößelkissen Schiebersystem
Presse C	12.000 kN	4.500 x 2.400 mm	5	Niederhalter Stößelkissen

Tabelle 4-1: Verwendete hydraulische Try-Out-Pressen

Die mechanische Try-Out-Pressen dient der Wartung laufender Werkzeuge in der Produktion und als Qualifizierungspresse für neue Werkzeuge, bevor diese auf der Produktionspresse in Betrieb genommen werden. Die mechanische Try-Out-Presse weist überwiegend dieselben technischen Spezifikationen wie die erste Stufe der Produktionspresse auf.

Ein wesentlicher Unterschied zur Serienpresse ist, dass die mechanische Einarbeitspresse sowohl ein hydraulisches Ziehkissen als auch ein pneumatisches Stößelkissen hat. Mit den in Tabelle 4-2 aufgeführten Pressen wird ein Großteil der Werkzeuguntersuchungen bei Serienhubzahl durchgeführt.

Bezeichnung	Nennpresskraft	Tischgröße	max. Hubzahl	Versuche
Presse D	21.000 kN	4.500 x 2.400 mm	16	Niederhalter Stößelkissen Schiebersystem
Presse F	21.000 kN	4.500 x 2.400 mm	15	Niederhalter Stößelkissen Schiebersystem
Presse G	21.000 kN	4.500 x 2.400 mm	14	Niederhalter Stößelkissen

Tabelle 4-2: Verwendete mechanische Try-Out-Pressen

Auf der mechanischen Großteiltransferpresse (siehe Abb. 4-2) wird der gesamte Werkzeugsatz von der Ziehstufe bis zum letzten Folgewerkzeug gleichzeitig eingebaut. Die einzelnen Stößelantriebe sind über Längswellen und Zwischenkuppelungen mit dem Pressenhauptantrieb verbunden. Der Hauptunterschied zur mechanischen Einarbeitspresse besteht darin, dass die Ziehstufe kein Stößelkissen hat und die Pressenstufen 2–6 kein Ziehkissen besitzen.

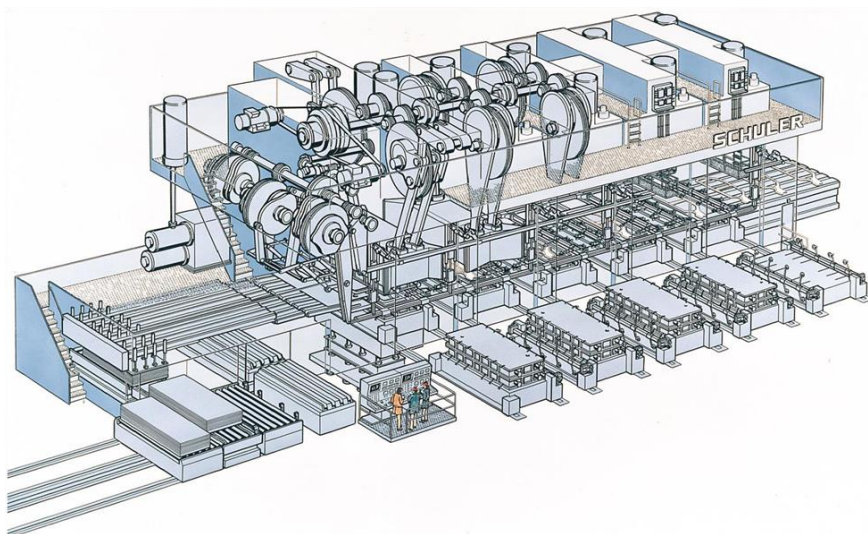


Abbildung 4-2: Serienpresse mit Saugerbalken-Transfersystem [SCHU96]

Die Auswirkung verschiedener Kinematikkurven auf die Werkzeugbelastungen wird auf den nachfolgend aufgelisteten Pressen näher betrachtet. Der Unterschied in den Kinematikkurven wird von den unterschiedlichen Kurbeltrieben (siehe Abb. 2-7) in den Pressenanlagen hervorgerufen.

Bezeichnung	Nennpresskraft	Tischgröße	Kurbeltrieb	max. Hubzahl	Versuche
Presse H	77.000 kN	4.500 x 2.400 mm	8-gliedrig	16	Niederhalter Stößelkissen
		4.500 x 2.200 mm	4-gliedrig		
Presse I	73.000 kN	4.500 x 2.400 mm	8-gliedrig	15	Niederhalter Stößelkissen Schiebersystem
		4.500 x 2.200 mm	6-gliedrig		
Presse J	73.000 kN	4.500 x 2.400 mm	8-gliedrig	14	Stößelkissen
		4.500 x 2.200 mm	6-gliedrig		

Tabelle 4-3: Verwendete Großteiltransferpressen mit 6 Stufen

Im Rahmen der Arbeit wurden keine Versuche auf Servopressen durchgeführt, da solche Pressen zum Zeitpunkt der Messungen noch nicht zur Verfügung standen. Trotzdem sollen die Ergebnisse der Messungen auf diesen neuen Pressentyp übertragbar sein. Aus dem Grund ist es wichtig, die in Kapitel 2.2.3 beschriebenen technischen Möglichkeiten der Servopresse bei der Auswertung zu berücksichtigen.

4.2 Versuchswerkzeuge

Im Rahmen vorliegender Arbeit wurden Untersuchungen an verschiedenen Seitenwandrahmenwerkzeugen durchgeführt. Bei den analysierten Werkzeugen handelt es sich um Werkzeuge der dritten Folgestufe, der sogenannten OP50. Ein solches Werkzeug ist aufgedeckt in Abbildung 4-3 dargestellt.

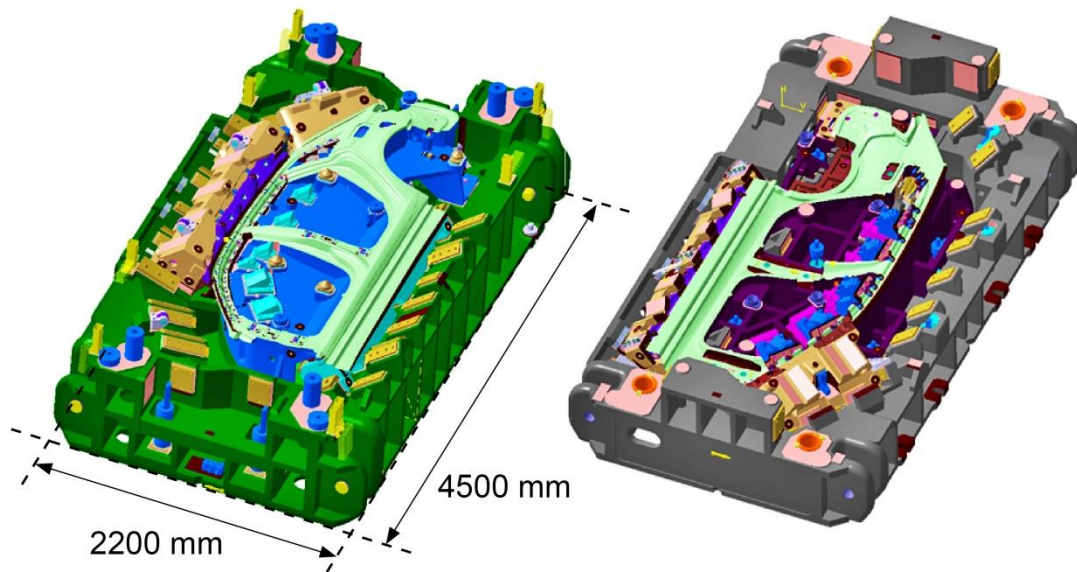


Abbildung 4-3: Seitenwandrahmen Werkzeug AUDI A3 Sportback OP50: links Werkzeugunterteil, rechts Werkzeugoberteil

Die Messungen wurden alle an Serienwerkzeugen aufgezeichnet (siehe Tabelle 4-4). Die Durchführung von Messungen ist jedoch nur bis zur Produktion der sogenannten 0-Serie ohne größeren Aufwand möglich. Bei Anlauf des Fahrzeugprojektes – bei „Start of Production“ – sinkt die Werkzeugverfügbarkeit für die benötigten Messungen weiter ab, da die Messungen unweigerlich zu Produktionsunterbrechungen führen. Ein Wechsel der Werkzeuge während des Forschungsprojektes ist somit unumgänglich. Die Messdistanzen, die in Kapitel 6.1.1 detailliert behandelt werden, sind an den SWR-Werkzeugen des AUDI A6 und des AUDI A3 erprobt worden. Die messtechnische Bestätigung des Messwerkzeuges für das Stößelkissen, das in Kapitel 6.1.2 erläutert wird, wurde am Niederhalter des AUDI A3 und des Audi A3 Sportback durchgeführt. Die Untersuchungen am Schieber fanden an den Werkzeugen des AUDI A3 Sportback und des AUDI A3 Limousine statt.

Werkzeug	verwendete Pressen	Versuche
A6 Avant SWR OP50	A, B, H, I	Niederhalter
A3 SWR OP50	A, B, C, D, F, H, I A, B, C, D, F, G, H, I, J	Niederhalter Stößelkissen
A3 Sportback SWR OP50	A, B, C, D, H, I A, B, D, F, I	Stößelkissen Schiebersystem
A3 Limousine SWR OP50	A, D, I	Schiebersystem

Tabelle 4-4: Übersicht verwendete Werkzeuge und durchgeführte Versuche

Der Werkzeugwechsel hat keinen Einfluss auf die in Kapitel 6 und 7 dargelegten Erkenntnisse, da alle Werkzeuge auf die gleichen Konstruktionsrichtlinien ausgelegt und nach einheitlichen Anfertigungsrichtlinien erstellt worden sind. Außerdem sind die Arbeitsinhalte innerhalb einer Werkzeugstufe zum Großteil standardisiert. Somit können die gewonnenen Erkenntnisse von einem Werkzeug auf das andere übertragen und durch Wiederholung einiger Versuche zusätzlich untermauert werden. Durch den Werkzeugwechsel kann bereits während des Projektes eine Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf andere Werkzeuge bestätigt werden.

Charakteristisch für die Werkzeuge ist, dass sie einen bis zu fünf Tonnen schweren Niederhalter und mehrere Schieber zum Formen und Beschneiden haben. Die genauen Funktionen der einzelnen Werkzeugkomponenten der untersuchten Werkzeugstufe werden in Kapitel 5 ausführlich dargelegt.

4.3 Messtechnik

Die Entwicklung der benötigten Messmittel ist ein wesentlicher Bestandteil der vorliegenden Arbeit. Aus diesem Grund wird in den Kapiteln 6.1 und 7.1 detailliert auf die zu messenden Kenngrößen und den daraus resultierenden Messaufbau eingegangen.

Zur Aufzeichnung und Auswertung der Messsignale steht ein mobiles Messsystem (siehe Abb. 4-4) mit zwei Recheneinheiten zur Verfügung. Bei der ersten Einheit handelt es sich um ein echtzeitfähiges, modulares PXI-System aus dem Hause National Instruments, das zum Aufzeichnen der Messdaten benötigt wird. Das zweite Rechensystem ist ein Host-Rechner mit einem Windows-Client; es wird für die Verarbeitung, Visualisierung und Speicherung der Messdaten genutzt.

Das verbaute echtzeitfähige System besteht aus einem Chassis des Typs NI PXI 1042 mit acht Steckplätzen, einem leistungsstarken Embedded-Controller mit Intel Core 2-Duo-Prozessor und der Typbezeichnung NI PXI 8108 sowie einem Multifunktionsdatenerfassungsmodul des Typs NI PXI 6225.

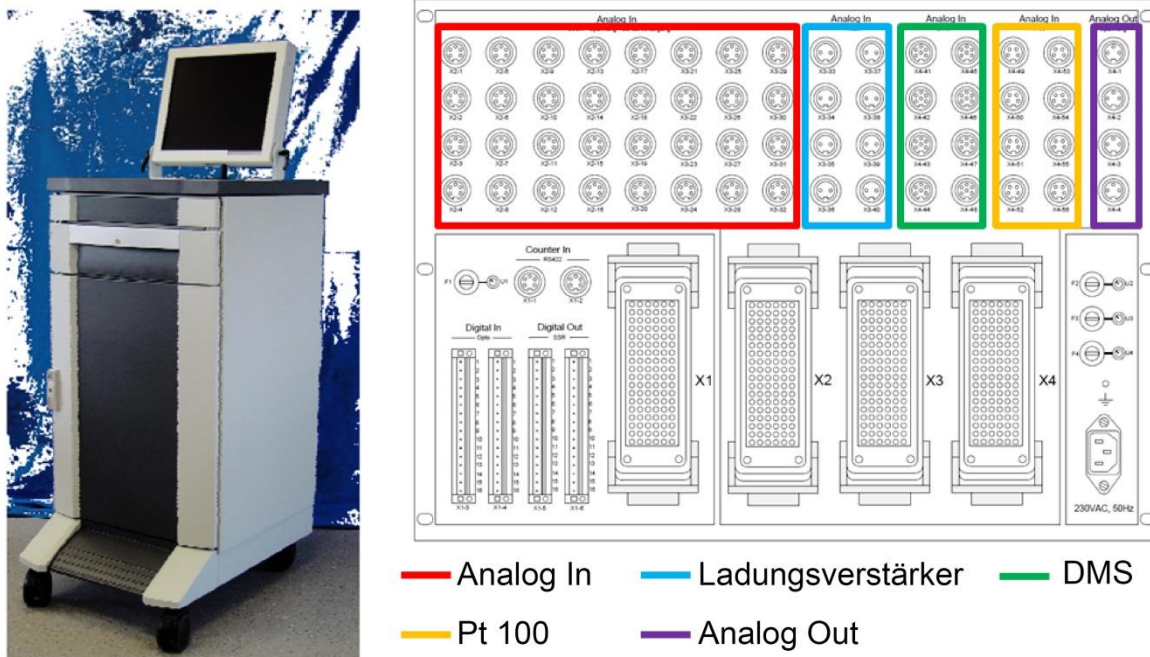


Abbildung 4-4: Mobiles Messsystem mit vorhandenen Anschlussmöglichkeiten

Das Multifunktionsdatenerfassungsmodul NI PXI 6225 besitzt 80 Analogeingänge mit einer Auflösung von 16 bit und einer Abtastrate von 250 kS/s. Im mobilen Messsystem sind die in Abbildung 4-4 dargestellten Anschlüsse mit dem Datenerfassungsmodul verkabelt. Somit können an dem universal einsetzbaren Messschrank bis zu 32 Sensoren mit einem Strom- oder Spannungsausgang über die Analog-In-

Eingänge, 16 Piezosensoren über den Ladungsverstärker, acht DMS und acht Temperatursensoren des Typs Pt 100 angeschlossen werden.

Der erwähnte Windows-Rechner dient in erster Linie der Verarbeitung, Visualisierung und Sicherung der Messdaten. Über das universelle Messprogramm auf dem Rechner, das in LabVIEW erstellt ist, kann auf alle Kanäle zugegriffen werden. Für die Erstellung eines neuen Messprojektes müssen zu Beginn lediglich die benötigten Kanäle in Form einer csv-Datei definiert und konfiguriert werden.

Der modulare Aufbau des Messsystems sowie das universelle Messprogramm erlauben es, das System sehr einfach und schnell an die jeweilige anstehende Messaufgabe anzupassen.

5 Werkzeuge für Folgeoperationen

Die Werkzeuge für Folgeoperationen bestehen im Vergleich zum Ziehwerkzeug aus deutlich mehr Baugruppen. Zudem ist die werkzeug-interne Kinematik bei Folgeoperationen komplizierter als bei Tiefziehwerkzeugen. Ein Beispiel dafür sind die in Abbildung 5-1 illustrierten Schieber, die nicht nur einer vertikalen Bewegung in Stößelrichtung folgen, sondern über Keiltriebe umgelenkt werden. Außerdem werden einzelne Werkzeugkomponenten mechanisch von der Stößelbewegung entkoppelt angetrieben, was die Komplexität der Werkzeugkinematik zusätzlich erhöht.

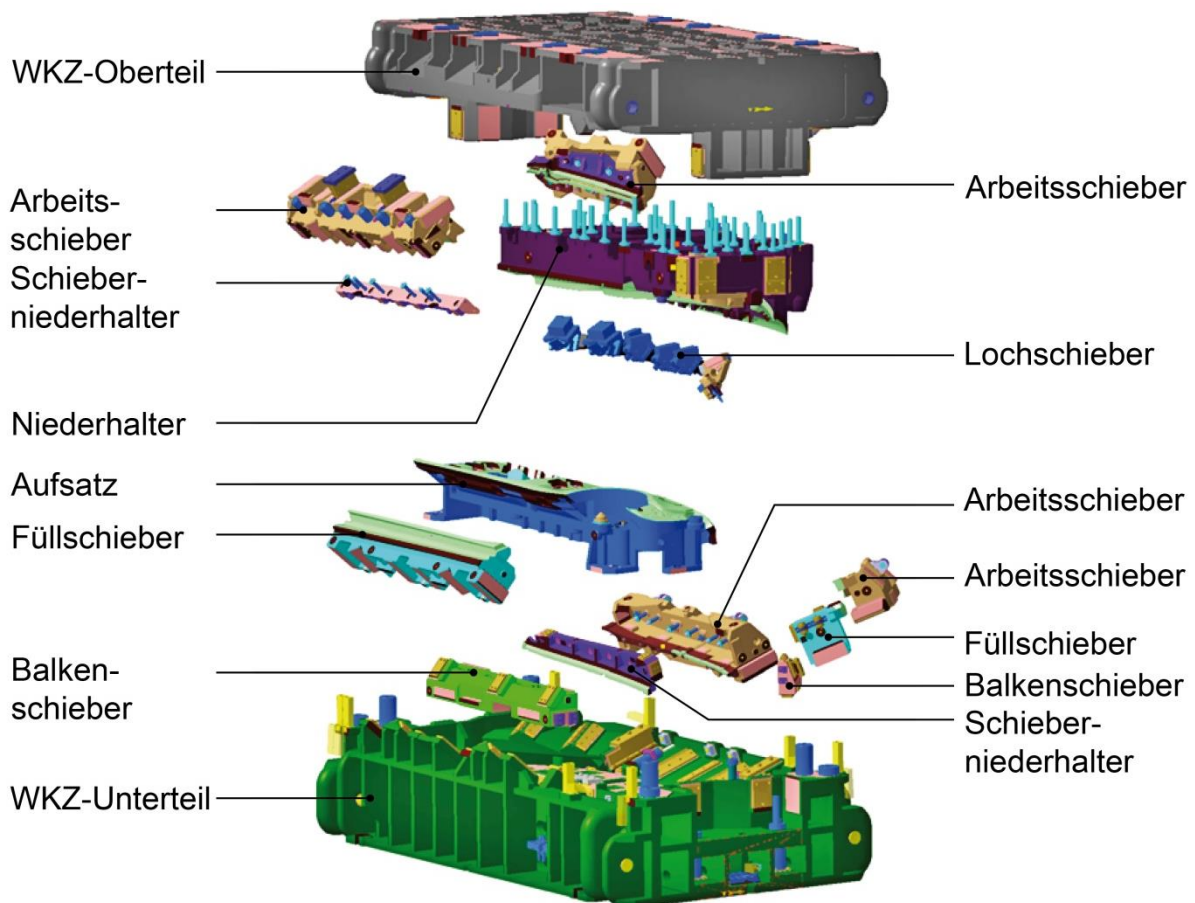


Abbildung 5-1: Explosionszeichnung Seitenwandrahmen Werkzeug AUDI A3 Sportback OP50

Die Besonderheiten an Werkzeugen für die Folgeoperationen sind der Niederhalter sowie die verwendeten Schiebersysteme. Diese Baugruppen bewegen sich nicht nur

mit dem Stößel und dessen Geschwindigkeit, sondern erfahren im Vergleich zum Werkzeugoberteil eine deutlich höhere Geschwindigkeit aufgrund von Relativbewegungen zu anderen Bauteilen des Werkzeugs. Auf die Funktionsweise sowie die Ausführungsvarianten von Niederhalter und Schiebersystemen wird in Kapitel 6 und 7 näher eingegangen.

Das zeitliche Zusammenspiel der einzelnen Werkzeugkomponenten lässt sich anhand des Ablaufdiagramms in Abbildung 5-2 erläutern. Die Funktion des Werkzeugs wird mit dem Ablaufdiagramm festgelegt und sichergestellt. Anhand des Diagramms wird über den jeweiligen Hub der einzelnen Elemente entschieden und dieser anschließend bei der Konstruktion der Werkzeugkomponenten entsprechend berücksichtigt.

Im Ablaufdiagramm, das in Abbildung 5-2 zu sehen ist, wird zu Beginn der grundlegende Hub des Werkzeugs entlang der z-Achse beschrieben. Beim Schließen des Werkzeugs muss als erstes die Führung in Eingriff kommen, damit die geforderte Genauigkeit des Werkzeugs erreicht werden kann. Somit taucht im betrachteten Werkzeug zuerst die Stollenführung und anschließend die Säulenführung ein, bevor der Niederhalter aufsetzt, um das Blech im Prozess auf den Aufsatz zu fixieren.

Die Bewegungspunkte von Schiebern müssen ebenfalls in das Ablaufdiagramm eingetragen werden, damit eine richtige Bewegungsabfolge der einzelnen Komponenten sichergestellt wird. Exemplarisch ist in Abbildung 5-2 der Ablauf des in Kapitel 7 untersuchten Schiebers im Schwellerbereich eingezeichnet. Es ist ersichtlich, dass der gezeigte Schieber vor dem Niederhalter auf dem Schieberbett im Werkzeugunterteil (UT) aufsetzt. Anschließend verfährt der Schieber unter dem Winkel des Schieberbetts. Bei der Definition der Schieberbewegung ist wichtig, dass ein Kontakt zwischen Blech und Schieber erst nach dem Aufsetzen des Niederhalters stattfindet. Dieser Zeitpunkt wird im Ablaufdiagramm mit dem eingezeichneten Niederhalterhub grafisch dargestellt.

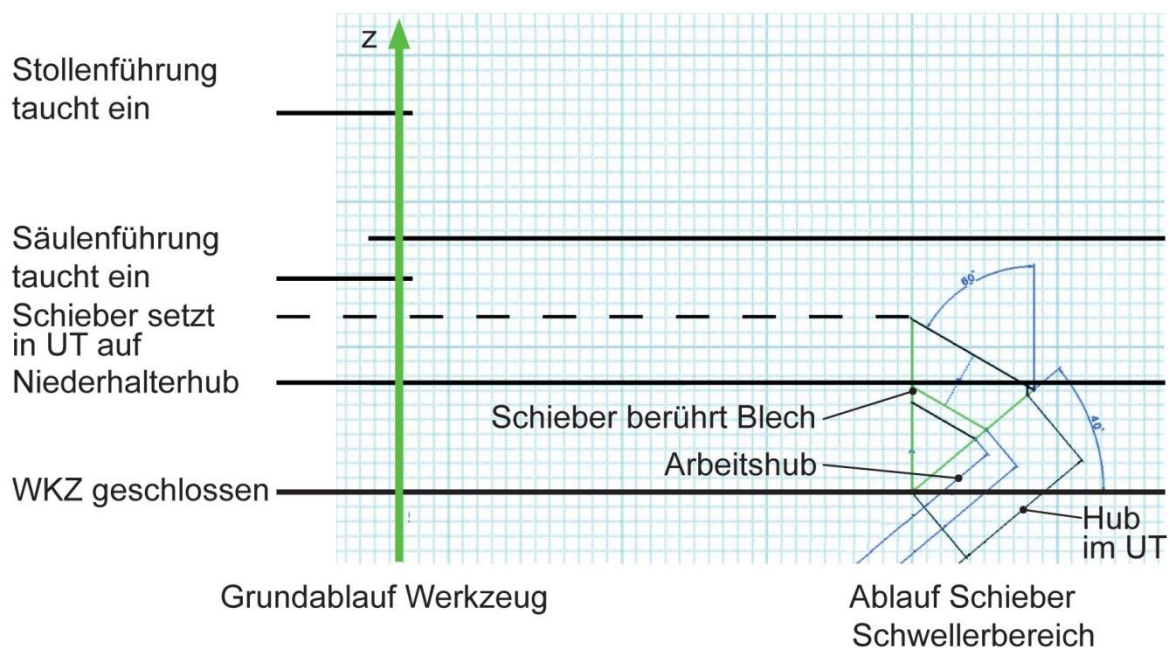


Abbildung 5-2: Schematischer Auszug aus dem Ablaufdiagramm Seitenwandrahmen Werkzeug AUDI A3 Sportback OP50

Im Rahmen der Werkzeugkonstruktion müssen aber nicht nur die Hübe der Baugruppen berücksichtigt werden, sondern auch eine Dimensionierung der Gussstruktur der einzelnen Werkzeugkomponenten erfolgen. Dafür ist eine kinematische Betrachtung, wann die einzelnen Komponenten in Eingriff kommen, nicht mehr ausreichend. Für eine belastungsgerechte Auslegung der Werkzeugkomponenten müssen zu den einzelnen Zeitpunkten die wirkenden Kräfte bekannt sein. Für den Schieber bedeutet dies beispielsweise, dass beim Aufsetzen des Schiebers das Werkzeugunterteil eine Stoßbelastung erfährt. Während der Bewegung entlang des Schieberbettes wirken die Gewichtskraft sowie die Antriebskraft über den Stößel. Erst ab dem Kontakt mit dem Blech wirken Prozesskräfte. Für die Strukturauslegung des Schiebers müssen alle diese Lastfälle qualitativ und quantitativ bekannt sein.

Neben den Lastkollektiven sind bei dynamischen Belastungen auch die verwendeten Werkstoffe von entscheidender Bedeutung. Bei Stoßbelastungen eignen sich Werkstoffe mit einer hohen Dämpfung besonders gut. Ein Ansatz, um die Belastungen beim Stoß zu reduzieren, ist die Minimierung der bewegten Massen

durch eine entsprechende Werkstoffauswahl, zum Beispiel Leichtbauwerkstoffe. Eine weitere Möglichkeit liegt in der Topologieoptimierung. Der Ansatz einer Topologieoptimierung von Großwerkzeugkomponenten wird im Forschungsvorhaben [OSWA11] wissenschaftlich untersucht.

5.1 Eingesetzte Werkzeugwerkstoffe

Eine Möglichkeit, die Masse der bewegten Körper zu verringern, liegt in der Verwendung von Leichtbauwerkstoffen. Die Anteile des für Großwerkzeuge üblichen Materialmixes sind in Abbildung 5-3 links dargestellt. Die gezeigte Aufteilung der Materialien bezieht sich auf das Gesamtgewicht des Werkzeugs. Deutlich wird, dass die meisten Werkzeugkomponenten aus einem kostengünstigen Grau- beziehungsweise Sphäroguss bestehen. Dieser Werkstoff ist sehr druckbeständig und hat zudem ausgesprochen gute Dämpfungseigenschaften. Bei höher belasteten Baugruppen, die unter anderem auch auf Zug beansprucht werden, wird Stahlguss verwendet. Neben diesen Gusswerkstoffen kommen, überwiegend in Normteilen, Werkzeugstahl als Walzmaterial sowie Führungen aus Bronze zum Einsatz.

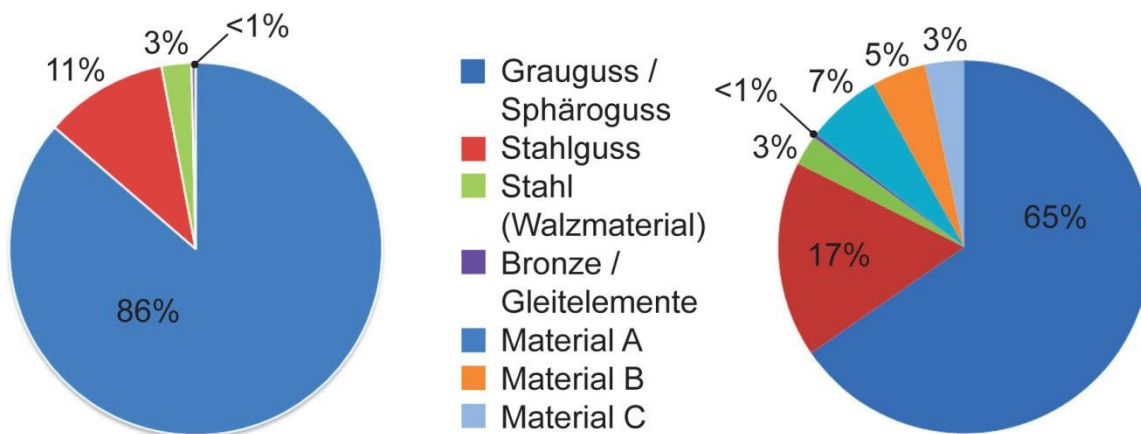


Abbildung 5-3: Übersicht der eingesetzten Werkzeugwerkstoffe: links aktuelle Werkzeugwerkstoffe, rechts möglicher zukünftiger Werkstoffmix

Die aktuelle Materialauswahl beruht auf einer erfahrungsbasierten Richtlinie, die für verschiedene Einsatzbereiche eine Empfehlung beinhaltet. Jedoch berücksichtigt die

Richtlinie die dynamischen Belastungen wie Stöße nicht ausreichend, was zur Beschädigung einzelner Werkzeugkomponenten führen kann.

Um einen werkstofftechnischen Leichtbau zu realisieren, müssen die vorhandenen Richtlinien überdacht und um weitere Werkstoffe wie zum Beispiel Aluminium, Kunststoffe und Polymerbeton ergänzt werden. Im Rahmen von Forschungsvorhaben werden bereits alternative Werkzeugwerkstoffe wie Zamak und glasfaserverstärkte Kunststoffe für die Kleinserienfertigung untersucht [BRUM09]. Trotzdem gestaltet sich die Ergänzung der Werkstoffrichtlinie nicht einfach, da bereits für statische Lastfälle die benötigten Erfahrungen mit Leichtbauwerkstoffen im Werkzeugumfeld fehlen. Somit kann für neue Richtlinien nicht auf Erfahrungswissen zurückgegriffen werden. Stattdessen müssen Berechnungsgrundlagen geschaffen werden, mit denen der Einsatz neuer Werkstoffe statisch und dynamisch abgesichert werden kann. Erst unter solch einer Absicherung ist es denkbar, dass neue Werkstoffe Verwendung finden und der Materialmix im Werkzeug verändert und erweitert wird, wie dies in Abbildung 5-3 rechts angedeutet ist.

Gerade unter dem Gesichtspunkt der Massereduktion von bewegten Komponenten wie einem Schieber ist für die zukünftige Werkstoffauswahl entscheidend, dass der richtige Werkstoff an der richtigen Stelle eingesetzt wird. Somit müssen vor der Werkstoffauswahl sowohl die Kraftpfade in den Werkzeugkomponenten bekannt sein als auch die maximale Höhe der zu erwartenden Kräfte. Erst mit diesen Informationen kann der entsprechende Werkstoff für das Bauteil oder auch nur einen Bestandteil des Bauteils ausgewählt werden. Gegenwärtig ist der Kenntnisstand jedoch nicht zufriedenstellend. Nur bei sehr einfachen Komponenten, zum Beispiel bei einem Balkenschieber, wie er in Abbildung 5-4 zu sehen ist, liegen die für eine belastungsgerechte Werkstoffauswahl benötigten Informationen vor.

Bei dem dargestellten Balkenschieber kann durch ein Verbundgusskonzept aus Aluminium und Stahl eine Gewichtseinsparung von 30 % erreicht werden, ohne dass die Geometrie verändert oder die Funktion des Schiebers beeinträchtigt würde.

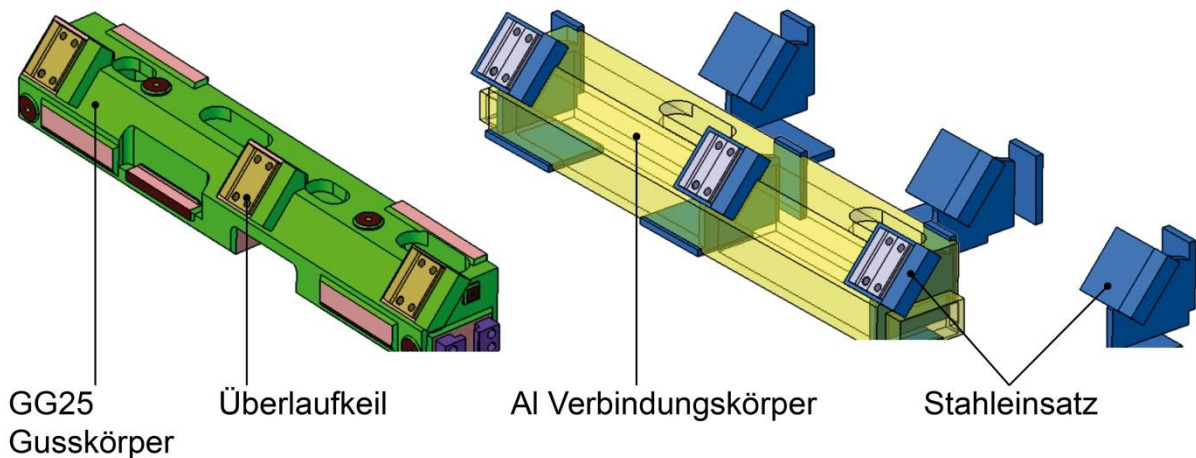


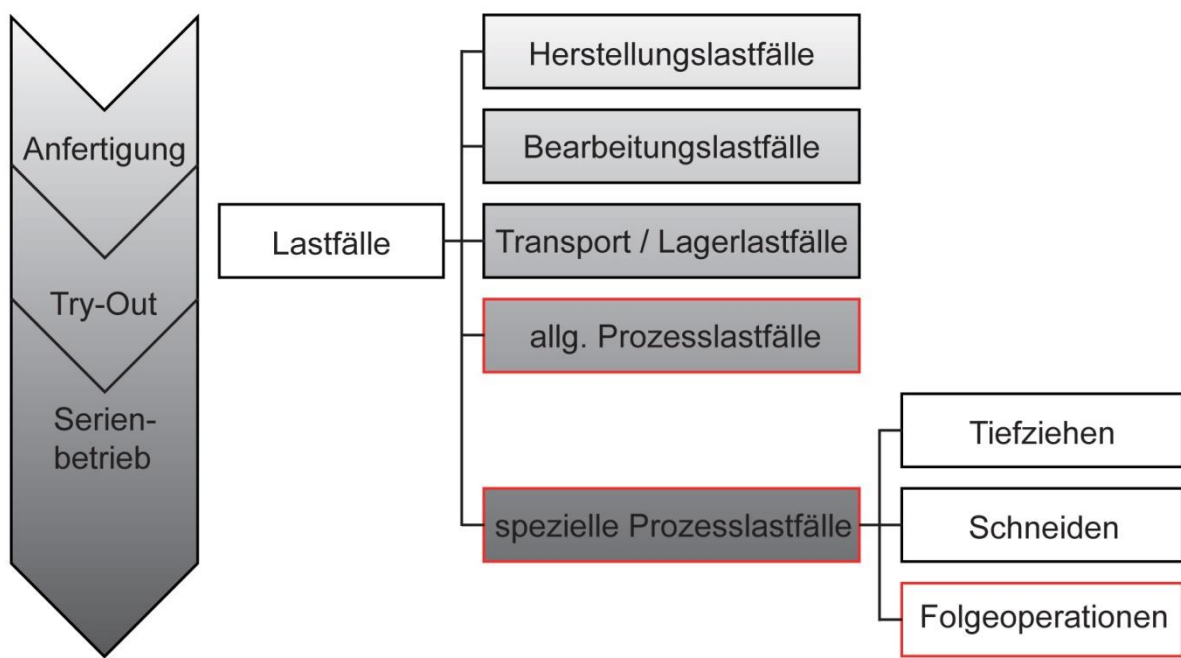
Abbildung 5-4: *Balkenschieberkonzept aus Aluminium-Stahl-Verbundguss: links konventioneller Balkenschieber aus GG25, rechts Aluminium-Verbundguss-Balkenschieber mit Stahleinsätzen [A_MEYE11]*

Bei dem illustrierten Konzept für den Balkenschieber, der als Prototyp hergestellt wurde, befinden sich hinter den Überlaufkeilen Stahleinsätze, die im Lost-Foam-Verfahren mit Aluminium umgossen werden. Die Stahleinsätze befinden sich im Hauptkraftfluss und leiten somit die Kraft von den Überlaufkeilen gezielt in die Lagerstellen. Das Aluminium verbindet die einzelnen Überlaufkeile miteinander und ermöglicht die Bewegung des Balkenschiebers mit einem einzigen Antrieb.

Das Konzept ist für weitere Bauteile nur realisierbar, wenn alle entlang des Werkzeuglebenszyklus möglichen Lastfälle, die in Kapitel 5.2 beschrieben werden, bekannt sind und die maximalen Kräfte mit einer ausreichend hohen Genauigkeit bestimmt werden können. Bei der Auslegung und Werkstoffauswahl muss auch auf die Überlagerung von einzelnen Lastfällen geachtet werden. Das einfache Beispiel des Balkenschiebers, bei dem Überlagerungen von Lastfällen kaum eine Rolle spielen, zeigt eindrucksvoll das Potenzial, welches in der belastungsgerechten Auslegung einschließlich belastungsgerechter Werkstoffauswahl liegt. Grundlage für die Werkzeugauslegung ist demnach die Abbildung und Erfassung aller relevanten Lastfälle.

5.2 Belastungsfälle entlang des Werkzeuglebenszyklus

Eine Möglichkeit, die Belastungsfälle zu untergliedern, besteht darin, die einzelnen Lastfälle entlang der Prozesskette der Werkzeugentstehung zu betrachten (siehe Abb. 5-5). Bei der Optimierung von Werkzeugbaugruppen müssen nicht nur die dominierenden Lastfälle aus dem Serienbetrieb berücksichtigt werden, sondern auch die Beanspruchungen, die während der Anfertigung und des Try-Outs auftreten.



□ Schwerpunkt der Messung

Abbildung 5-5: Lastfälle aus dem Werkzeuglebenszyklus

Anhand dieser groben Gliederung können die Lastfälle in Herstellungs-, Bearbeitungs-, Transport- sowie Prozesslastfälle weiter unterteilt werden. Die Herstellungslastfälle beinhalten Belastungen, die während der Erzeugung der Gusskörper auftreten. Zwei beispielhafte Lastfälle dieser Kategorie sind die Gießmodellbelastungen beim Einsanden sowie die Eigenspannungen des Gusskörpers nach dem Gießen. Unter Bearbeitungslastfällen werden Beanspruchungen verstanden, die zum Beispiel im Zuge der mechanischen Bearbeitung der Gusskörper auftreten. Diese

Belastungen, überwiegend hervorgerufen von der Gewichtskraft der Elemente, führen in der Regel nicht zum Bauteilversagen, beeinflussen jedoch entscheidend die erreichbare Genauigkeit der Werkzeuge. Bei den Transportlastfällen handelt es sich um sicherheitsrelevante Lastfälle, wie zum Beispiel das sogenannte „Kranen“ von Werkzeugen. Dabei wirken auf die im Werkzeug integrierten Transportelemente statische und insbesondere auch dynamische Kräfte. Nicht nur bei der Auslegung der Transportelemente müssen diese Lastkollektive beachtet werden, sondern auch bei der Gestaltung der Anbindung zum Werkzeug.

Bei den Prozesslastfällen kann weiter untergliedert werden in die allgemeinen Prozesslastfälle und die verfahrensspezifischen Lastfälle wie Tiefziehen, Schneiden sowie Nachformen und Prägen in den Folgeoperationen. Die hohe Relevanz dieser Lastfälle für die Auslegung und Gestaltung der Werkzeuge ist bekannt, jedoch liegen bisher nur für das Tiefziehen grundlegende Daten wie Stempel- und Blechhalterkräfte vor. Fundierte Aussagen über die Höhe der Kräfte in Folgeoperationen können hingegen aktuell nicht gemacht werden.

Eine weitere Unterscheidung, die vor allem bei den Prozessbeanspruchungen für Folgeoperationen getroffen werden muss, ist jene in statische und dynamische Lastkollektive. Statische beziehungsweise quasistatische Belastungen resultieren aus den Prozesskräften, die auf die Umformung oder das Schneiden zurückgehen. Die in Kapitel 6 und 7 untersuchten dynamischen Belastungen hingegen beruhen auf den Werkzeugbewegungen und den hierbei wirkenden Stoßbelastungen. Als Beispiel sei das Aufsetzen des Schiebers auf dem Werkzeugunterteil genannt. Gerade bei Werkzeugen für die Folgeoperationen können sich die statischen und dynamischen Lastfälle überlagern und somit die resultierenden Belastungen gegenseitig stark beeinflussen.

Die Berücksichtigung der offenbar dominierenden Prozesslastfälle ist für eine angestrebte Optimierung von Werkzeugen nicht ausreichend; alle weiteren Lastfälle entlang des Werkzeuglebenszyklus müssen ebenfalls einbezogen werden. Neben der Beachtung der in Abbildung 5-5 dargestellten Beanspruchungen gilt es, die

einzelnen Lastfälle für eine korrekte Optimierung zu bewerten und schlussendlich zu gewichten.

5.3 Handlungsfelder bei Werkzeugen für Folgeoperationen

Die Recherchen zum Stand der Technik haben bereits gezeigt, dass sich bislang vorliegende Arbeiten überwiegend mit dem Tiefziehen und den entsprechenden Werkzeugen beschäftigen. Das erarbeitete Wissen über das Tiefziehen bildet die Grundlage, um Optimierungen am Prozess wie auch an den Werkzeugen durchführen zu können. Basierend auf diesem Wissen werden unter anderem bionische Optimierungsansätze ([HOFF07] [DRUD09] [SAAL11] [OSWA11] [PFEI11]) für die Strukturauslegung der Werkzeugelemente verfolgt.

Hinsichtlich der Werkzeuge für die Folgeoperationen fehlen für weitreichende Optimierungen bisher die physikalischen Grundlagen. Deshalb wird in diesem Kapitel eine Analyse der Folgeoperationen durchgeführt. Im Zuge einer näheren Betrachtung können die Besonderheiten der Folgeoperationen herausgearbeitet und die Wichtigkeit der Zielstellung veranschaulicht werden.

Untersuchungen bestehender Konstruktionen und werkzeugbauspezifischer Unterlagen haben gezeigt, dass die gesammelte Erfahrung über die Projekte der letzten Jahre als Grundlage für eine Entwicklung der Auslegung und Konstruktion dient. Mit diesem Vorgehen ist eine kontinuierliche Verbesserung der Werkzeuge möglich, jedoch keine vollkommen neue Auslegung. Ein Grund für die erfahrungsbasierte Vorgehensweise ist der Mangel an Wissen hinsichtlich Belastungszeitpunkt und Belastungshöhe, die im Rahmen vorliegender Arbeit analysiert werden.

Des Weiteren rücken die dynamischen Stoßbelastungen in den Fokus der Arbeit, da sie vor allem in den Folgeoperationen nicht zu vernachlässigen sind. Für die Minimierung der auftretenden Kraft F aufgrund der Stoßbelastungen gibt es nach der Formel 5-1 zwei Möglichkeiten: Die eine besteht darin, die Geschwindigkeiten und die Beschleunigungen a der bewegten Körper zu reduzieren. Dies widerspricht zunächst der Forderung nach höherer Teileausbringung. Die zweite Option ist die Reduktion der bewegten Massen m . Die in Kapitel 5.1 vorgestellte belastungsgerech-

te Werkstoffauswahl am Balkenschieber zeigt das Potenzial der Gewichtsreduzierung mittels einer ganzheitlichen belastungsgerechten Werkzeugauslegung.

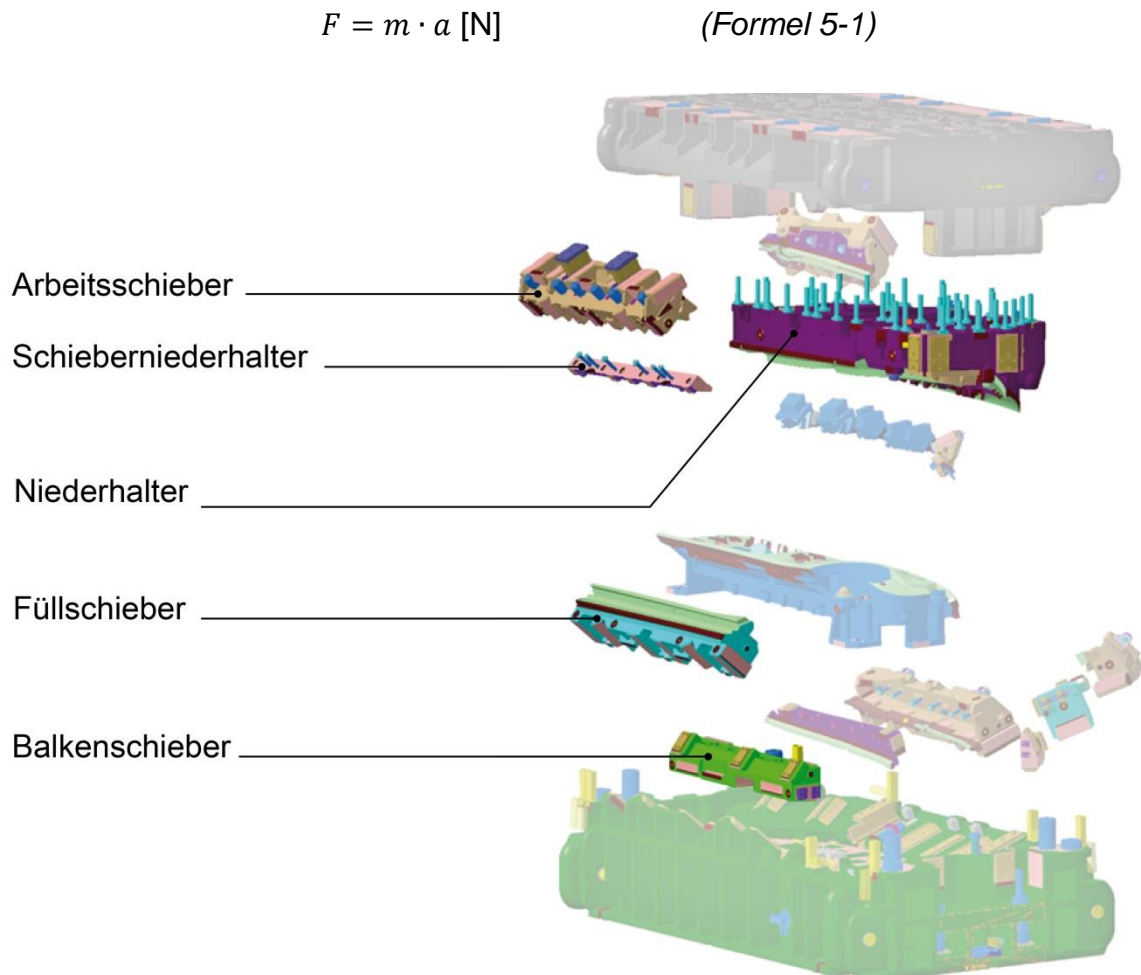


Abbildung 5-6: Handlungsfelder: farbig hervorgehoben die relevanten Werkzeugkomponenten

In der weiteren Ausarbeitung wird auf die Besonderheiten von Werkzeugen für Folgeoperationen eingegangen. Die Untersuchungen werden am Beispiel des Seitenwandrahmen-Werkzeuges OP50 mit dessen Niederhalter und Schiebersystem für den Schwellerbereich durchgeführt (siehe Abb. 5-6). Bei den beiden ausgewählten Werkzeugsystemen werden, wie beschrieben, nicht nur die statischen Kräfte betrachtet, sondern es wird entsprechend der Zielsetzung ein Schwerpunkt bei den dynamischen Stoßbelastungen zwischen den Werkzeugkomponenten gesetzt.

6 Niederhalter

Der Niederhalter in den Folgeoperationen ist der schwerste Gusskörper, der zu anderen Werkzeugkomponenten wie dem Werkzeugoberteil eine Relativbewegung ausführt. Der Niederhalterkörper mit seinen Anbauteilen kann bei aktuellen Werkzeugen ein Gewicht von fünf Tonnen erreichen. Diese hohe Masse lässt nach der Formel 5-1 große dynamische Kräfte erwarten, die beim Beschleunigen und Abbremsen wirken.

Um die Belastungen am Niederhalter und an den angrenzenden Baugruppen zu minimieren, muss das Gewicht des Niederhalters drastisch reduziert werden. Dafür müssen, wie bereits in Kapitel 5.2 erläutert, die Lastfälle während des gesamten Hubs bekannt sein.

In Abbildung 6-1 ist ersichtlich, dass der Niederhalter, im Gegensatz zum Werkzeugoberteil, auf einer mechanischen Presse keine stetige Bewegung ausführt. Der Niederhalter, der im Oberteil befestigt und geführt wird, folgt bis zur Stelle 1 der Kinematik des Werkzeugoberteils. Zum Zeitpunkt 1 setzt der Niederhalter auf dem Aufsatz auf und wird schlagartig abgebremst. Ab diesem Moment soll die an der Presse eingestellte Niederhalterkraft wirken und so das vorgeformte Blech fixieren. Das Fixieren des Blechs entspricht der Hauptfunktion des Niederhalters während des Niederhalterhubs h_{NH} .

In dem Zeitbereich zwischen 1 und 4 kann der Niederhalter Sonderfunktionen erfüllen, die in der Abbildung 6-1 nicht gezeigt werden. Eine mögliche Aufgabe ist die Führung von sogenannten Pinolenschiebern, die in Kapitel 7 beschrieben werden. Da der Niederhalter in diesem Fall Führungsaufgaben übernimmt, muss durch Kegeldistanzen sichergestellt werden, dass der Niederhalter zum Aufsatz und somit ebenfalls zum Bauteil zentriert ist. Auch das Nachformen von Teilbereichen des Bauteils kann durch den Niederhalter realisiert werden. Um die für das Nachformen nötigen Kräfte aufbringen zu können, muss der Niederhalter auf Enddruck gehen.

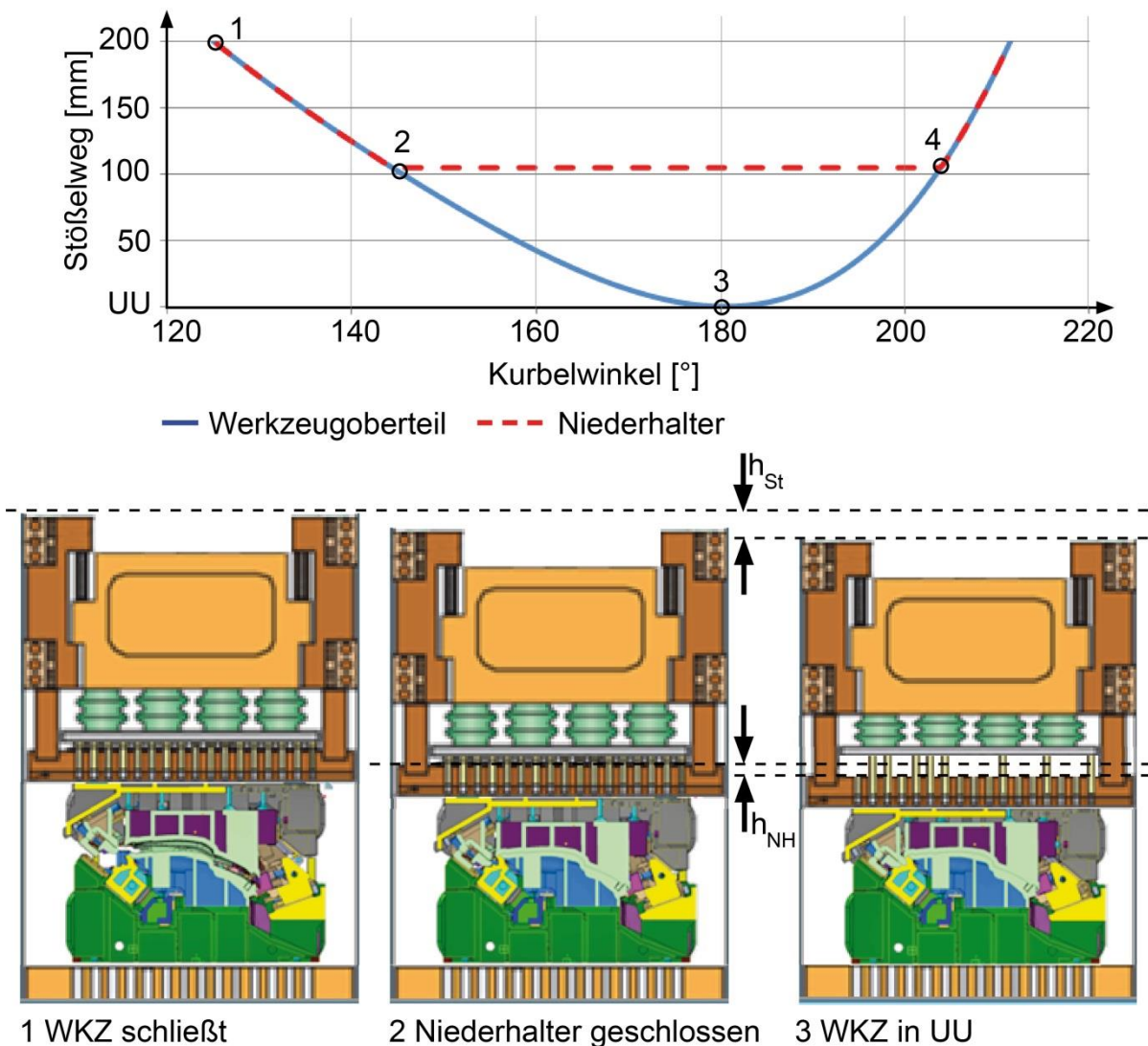


Abbildung 6-1: Funktion und Weg-Kurbelwinkelverlauf des Niederhalters

Das Fixieren des Bleches auf dem Aufsatz ist nötig, damit beim Schneiden eine saubere Schnittkante erzeugt beziehungsweise beim Formen ein Nachlaufen von Kanten verhindert wird. Entscheidend ist dabei nicht nur die Größe der Kraft, sondern auch die Zeitdauer, in der die Kraft wirkt. Erst bei Position 4 in Abbildung 6-1 darf die Niederhalterkraft auf null abfallen. Die Haltekraft wirkt nach UU Position 3 als Abstreiffunktion. Die benötigte Abstreiffkraft beträgt beim Schneiden in der Praxis nach Schuler [SCHU96] circa 10 % der Schneidkraft, die nach Formel 2-3 berechnet wird. Für die benötigte Abstreiffkraft beim Nachformen gibt es keine feste Formel. Sie

richtet sich nach Erfahrungswerten aus Referenzwerkzeugen, abhängig von der Bauteilkontur. In der Praxis werden somit Abstreifkräfte von bis zu 1000 kN am Niederhalter realisiert.

Die Hauptaufgabe bei der Einarbeit des Niederhalters ist das Einstellen eines gleichmäßigen Tuschierbildes, wie es links in Abbildung 6-2 zu sehen ist. Der gleichmäßige Tuschierabdruck soll eine homogene Flächenpressung widerspiegeln, wodurch lokale Druckstellen am Bauteil vermieden werden sollen. Dieser Zusammenhang ist nach Untersuchungen mit Druckmessfolien jedoch nicht zwangsläufig gegeben. Das optische Erscheinungsbild des Tuschierabdruckes ist nicht nur abhängig von der zu übertragenen Kraft, sondern zum Beispiel auch vom Auftragen der blauen, öligen Tuschierfarbe. Der Tuschierabdruck gibt somit lediglich Aufschluss über die Bauteilbereiche, die der Niederhalter berührt, nicht jedoch über die absolute Flächenpressung.

Eine Aussage über die zu übertragene Kraft auf das Bauteil, welches fixiert werden soll, wird darüber hinaus insofern erschwert, als der Niederhalter sich nicht nur am Bauteil, sondern zusätzlich über Distanzen abstützt (siehe Abb. 6-2 rechts). Auch ein zusätzlicher Tuschierabdruck an der Distanz lässt keine Angabe über die Kraftverteilung zu. Folglich ist hinsichtlich der Kräfte am Niederhalter nur die an der Presse eingestellte gesamte Niederhalterkraft bekannt. Wie diese Kraft jedoch wirkt und sich aufteilt, ist für eine belastungsgerechte Auslegung nicht hinreichend bekannt.

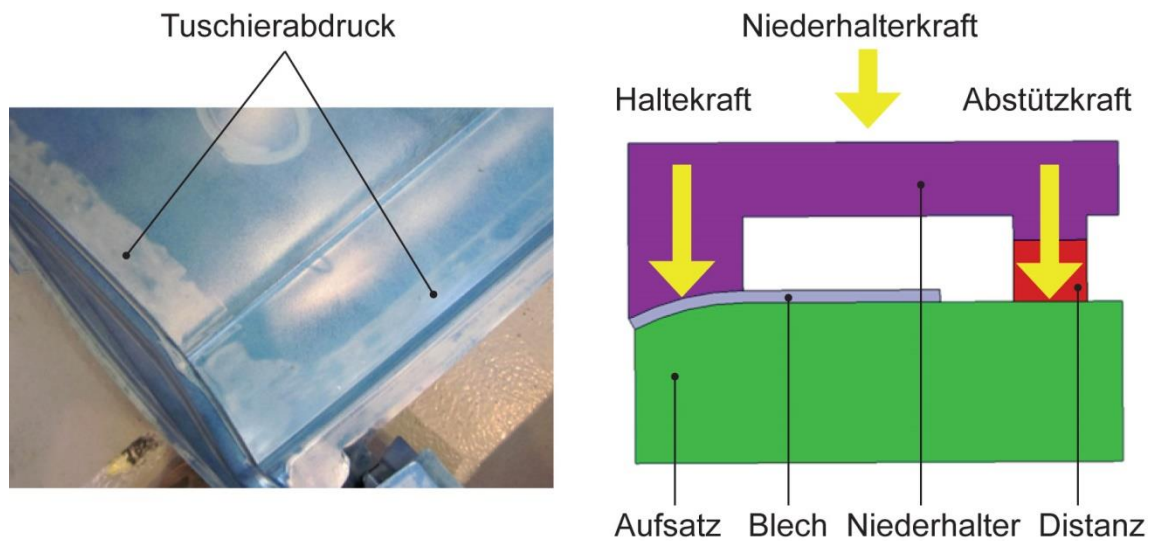


Abbildung 6-2: Tuschiebild Niederhalter: links Tragbild, rechts schematische Darstellung der Kraftverteilung

Dieses Wissen ist aber für eine optimierte und belastungsgerechte Auslegung von Niederhaltern unabdingbar. Daher werden Messmethoden benötigt, mit denen ein grundlegendes Verständnis über die Kraftverteilung im Niederhalter erlangt werden kann und mit denen sich die einzelnen Kräfte bestimmen lassen.

6.1 Messsysteme für Niederhalterkräfte

Auf den Niederhalter wirkt über die Druckbolzen die eingestellte Niederhalterkraft der Presse. Die Kräfte an den einzelnen Druckbolzen sind am freigeschnittenen Niederhalter in Abbildung 6-3 rot dargestellt. Über die Tuschieflächen und die Distanzen wird die Kraft in den Aufsatz geleitet. Diese Kraft ist am freigeschnittenen Niederhalter gelb dargestellt.

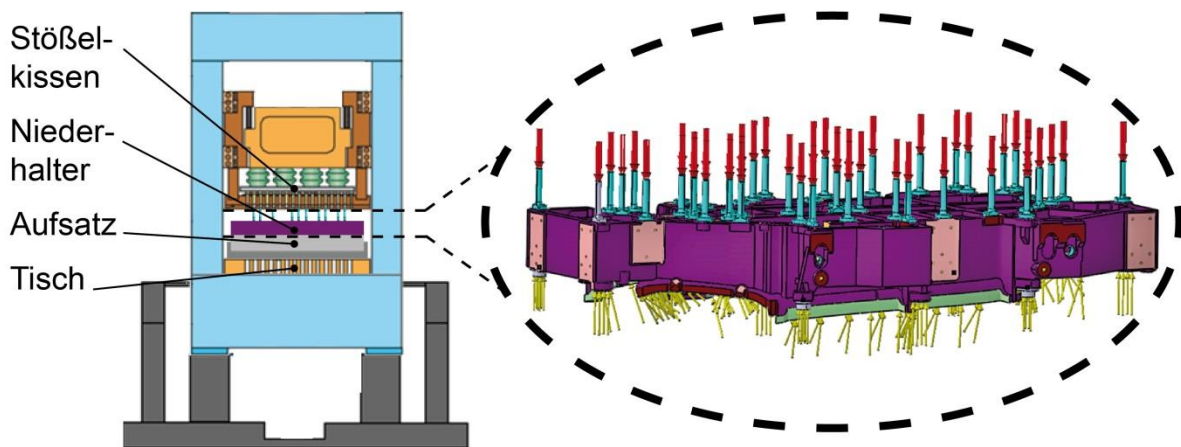


Abbildung 6-3: Freigeschnittener Niederhalter

Bei der Positionierung der Druckbolzen am Niederhalter müssen sowohl das Lochbild der Stößelplatte als auch die geometrischen Gegebenheiten des Niederhalters berücksichtigt werden. Es werden jedoch in der Regel nicht alle möglichen Bolzen des Lochbildes belegt. Abhängig von den Funktionen, die in bestimmten Teilbereichen des Niederhalters erfüllt werden, sind die Bolzen nach Konstruktionsrichtlinie der OEM in kleineren oder größeren Abständen gesetzt. Beispielsweise finden beim Umformen mehr Bolzen Verwendung als beim Beschneiden.

Mit der Anzahl der Druckbolzen soll nach dem aktuellen Vorgehen die Haltekraft auf das Blech beeinflusst werden. Folglich wird bei der Konstruktion des Niederhalters ein direkter Zusammenhang zwischen der Anzahl der Druckbolzen und der lokalen Flächenpressung zwischen Niederhalter und Bauteil angenommen. Dabei wird davon ausgegangen, dass über jeden Druckbolzen dieselbe Kraft geleitet wird und somit die Haltekraft von der Anzahl der Bolzen abhängt. Die Untersuchungen sollen diese Annahme überprüfen und darüber hinaus die tatsächlich wirkenden Kräfte zwischen Bauteil beziehungsweise Formaufsatz und dem Niederhalter aufzeigen. Für diese beiden Aufgaben werden zwei separate Messmethoden entwickelt, auf die nachfolgend detailliert eingegangen wird.

6.1.1 Messdistanzen am Niederhalter

Eine Messung der Haltekraft, die der Niederhalter auf das Blech ausübt, gestaltet sich aufgrund der flächigen Freiformauflage schwierig. Da sich der Niederhalter nicht nur über das Blech am Formaufsatz abstützt, kann die Kraftübertragung über die Distanzen (siehe Abb. 6-4) als Messgröße mitgenutzt werden.

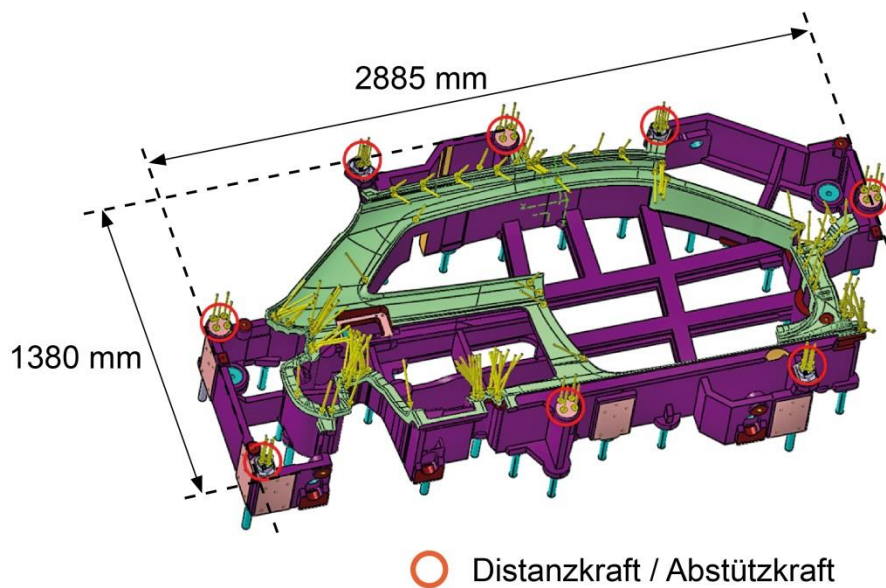


Abbildung 6-4: Kräfte zwischen Niederhalter und Bauteil/Formaufsatz

Nach dem Kräftegleichgewicht muss die von der Presse aufgebrachte Niederhalterkraft F_{NH} der Summe der auf das Blech wirkenden Haltekraft F_H und der Abstützkraft F_{Ab} auf die Distanzen entsprechen (siehe Abb.6-2).

$$F_{NH} = F_H + F_{Ab} \text{ [N]} \quad (\text{Formel 6-1})$$

Da die eingestellte Niederhalterkraft F_{NH} an der Presse theoretisch als gegeben angesehen werden kann, ist über die Messung der Abstützkraft die Haltekraft über die Formel 6-1 zu berechnen. Somit kann die Haltekraft indirekt bestimmt werden.

6.1.1.1 Anforderungen an die Messdistanzen

Neben der statischen Haltekraft sollen auch die dynamischen Belastungen erfasst werden, die beim Aufsetzen des Niederhalters auftreten. Die dynamischen Kräfte gewinnen aufgrund der geforderten Hubzahlsteigerung zunehmend an Bedeutung. Der Messaufbau soll einen direkten Vergleich der Belastungen liefern, die durch die unterschiedlichen Kinematikkurven der Pressen hervorgerufen werden (siehe Abb. 6-5). Aufgrund der verschiedenen Stößelbewegungskurven von Presse I und H (vgl. Tabelle 4-3) ergeben sich auch abweichende Niederhalterbewegungen, wie im rechten Diagramm der Abbildung 6-5 ersichtlich ist.

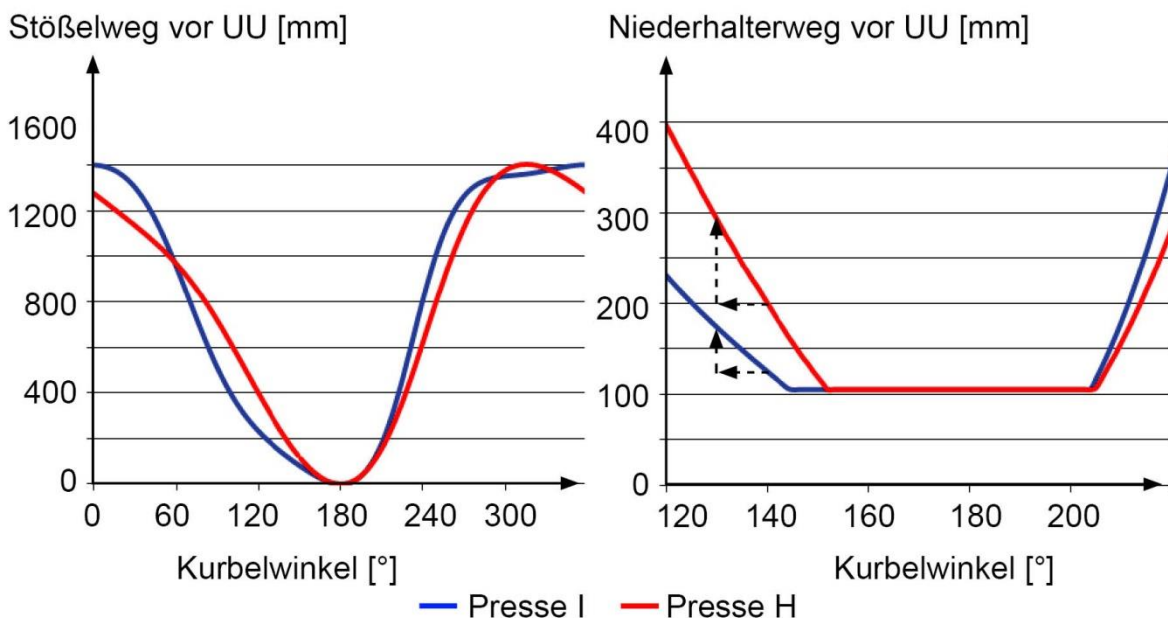


Abbildung 6-5: Bewegungskurven von Werkzeugkomponenten: links Stößel/Werkzeugoberteil, rechts Niederhalter

Ein wesentlicher Unterschied bei den Bewegungskurven des Niederhalters liegt in der Steigung vor dem Aufsetzen des Niederhalters auf dem Aufsatz circa 100 mm vor UU. Die Steigung k lässt sich nach Formel 6-2 aus der Ableitung des Weges x nach der Zeit t berechnen und gibt Aufschluss über die Auftreffgeschwindigkeit v des Niederhalters (siehe Kapitel 10.1.1).

$$k = v = \frac{dx}{dt} \text{ [mm/s]} \quad (\text{Formel 6-2})$$

Die höhere Auftreffgeschwindigkeit der Presse H zieht auch höhere Belastungen nach sich. Da die Stoßparameter wie die Verzögerungstrecke Δy unbekannt sind und auch schwer ermittelt werden können, hat eine analytische Berechnung der mittleren Kraft über die Impulserhaltung mit Schätzwerten nach Formel 6-3 und 6-4 eine sehr große Streuung. Unter der Verzögerungstrecke Δy die zu schätzen ist wird die Verformung des Aufsatzes oder Werkzeugunterteiles verstanden, die durch das Aufsetzen des Niederhalters hervorgerufen wird. Aufgrund der großen Streuung der Berechnung, die exemplarisch im Anhang (Kapitel 10.1.1) durchgeführt ist, können auf diesem Weg keine Aussagen über die tatsächlichen Kraftverteilungen zwischen Niederhalter, Blech und Distanzen getroffen werden. Zudem sind die theoretisch berechneten Werte von bis zu 46225 MN unrealistisch, da dadurch massive Beschädigungen am Werkzeug auftreten würden. Mit einem entsprechenden Messaufbau sollen daher die tatsächlich angreifenden Kräfte an den Distanzen ermittelt werden.

$$F = \frac{\Delta p}{\Delta t} = \frac{p_E - p_A}{\Delta t} = \frac{p_E - p_A}{\frac{\Delta y}{\frac{v_A}{2}}} \text{ [N]} \quad (\text{Formel 6-3})$$

$$p = m \cdot v \text{ [kg x mm/s]} \quad (\text{Formel 6-4})$$

6.1.1.2 Aufbau und Funktion der Messdistanzen

Die Messung der Abstützkraft erfolgt über spezielle Messdistanzen, die in Abbildung 6-6 illustriert sind. In diesen Messdistanzen ist ein piezoelektrischer Querkraftmessdübel des Typs Kistler 9241C appliziert. Die Position des Sensors muss so gewählt werden, dass eine homogene Kraft über den gesamten Querschnitt wirkt. Die instrumentierten Distanzen werden anstelle der üblichen Kegelbeziehungsweise Paralleldistanzen des Niederhalters verbaut, um die Abstützkraft des Niederhalters messtechnisch zu erfassen. Die Sensoren in den Distanzen liefern ein proportionales Signal zur aufgebrauchten Kraft und ermöglichen nach einer

Kalibrierung die Bestimmung der absoluten Kräfte, die über die Distanzen geleitet werden.

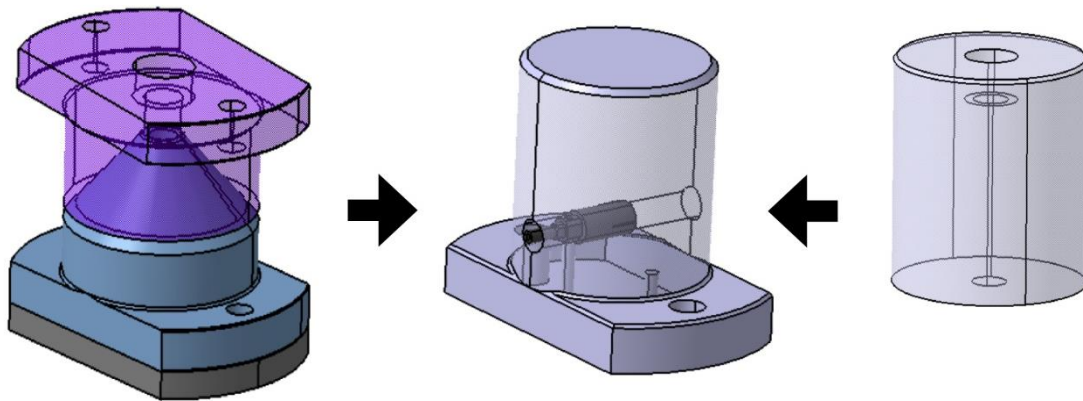


Abbildung 6-6: Werkzeugdistanzen: links Kegeldistanz, Mitte entwickelte Messdistanz, rechts Paralleldistanz

Über die Differenz der eingestellten Niederhalterkraft und der gemessenen Abstützkraft in den Distanzen lässt sich über die Formel 6-1 die Haltekraft am Blech berechnen. Aus der Haltekraft F_H kann in Verbindung mit der Tuschiefläche T , die zum Beispiel über eine Digitalisierung der Werkzeugwirkflächen ermittelt wird, nach Formel 6-5 die reale Flächenpressung p_F zwischen Niederhalter und Blech ermittelt werden. Die Berechnung dieser Flächenpressungen anhand der in Kapitel 6.2 dargestellten Messungen ist im Anhang (Kapitel 10.1.2) dargelegt.

$$p_F = \frac{F_H}{T} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (\text{Formel 6-5})$$

Im Unterschied zu dem qualitativen Tuschieabdruck mittels blauer Tuschiefarbe, wie in Abbildung 6-2 zu sehen, erhält man über diese Messmethodik einen quantitativen Tuschieabdruck mit absoluten Flächenpressungen. [CANT11]

6.1.2 Messwerkzeug für das Stößelkissen

Die in der Einleitung von Kapitel 6.1 erläuterte Annahme, dass jeder Druckbolzen eine gleich große Kraft überträgt und durch zusätzliche Druckbolzen die lokale Flächenpressung zwischen Niederhalter und Bauteil erhöht werden kann, scheint

unter Berücksichtigung des Stößelkissenaufbaus nicht gerechtfertigt (siehe Abb. 6-7). Aufgrund der örtlichen Krafteinleitung in die Schwebplatte und deren Steifigkeit ist eine homogene Kraftverteilung auf alle möglichen Druckbolzen im Raster von 150 mm des Niederhalters nicht zu erwarten. Während Druckbolzen, die innerhalb des Druckkegels der Krafteinleitung liegen, homogen belastet werden, werden die Druckbolzen außerhalb der Druckkegel theoretisch nicht belastet. Aufgrund der Elastizität der Schwebplatte erfahren diese Bolzen trotzdem eine geringe Kraft durch die Biegebelastung, die auf die Schwebplatte wirkt. Sind die Druckbolzen ungünstig zwischen den Druckpunkten positioniert, ist eine erhöhte Belastung der Presse und des Niederhalters durch auftretende Biegemomente zu erwarten.

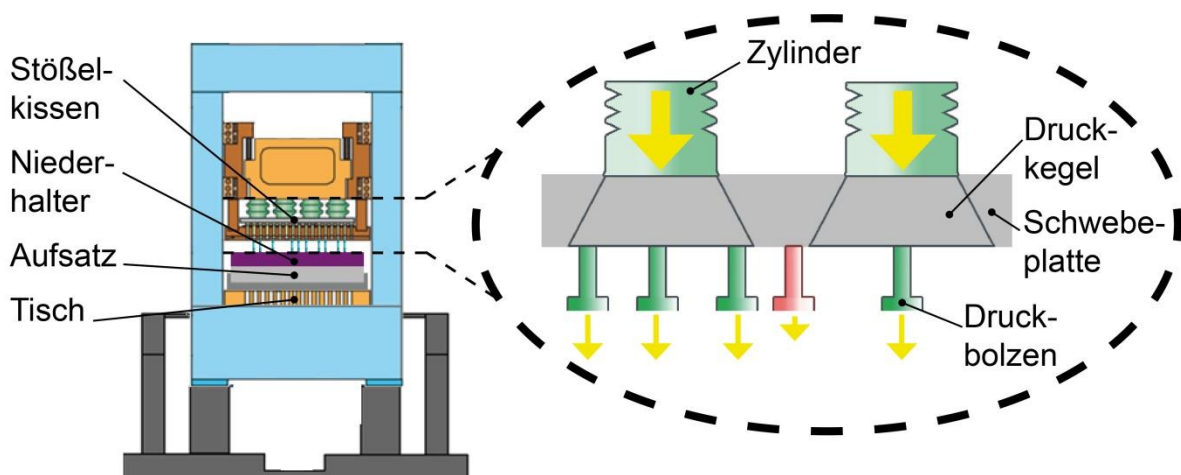


Abbildung 6-7: *Belastung von Druckbolzen aufgrund der Auslegung des Stößelkissens*

Schwebplatten verschiedener mechanischer Pressen mit ihren Krafteinleitungspunkten sind schematisch in Abbildung 6-8 dargestellt. Anhand der Abbildungen 6-7 und 6-8 ist zu erkennen, dass aufgrund der unterschiedlichen Krafteinleitungspunkte der einzelnen Pressen und der damit verbundenen Kraftpfade eine ideale Positionierung der Druckbolzen am Niederhalter für alle Pressen nicht möglich ist.

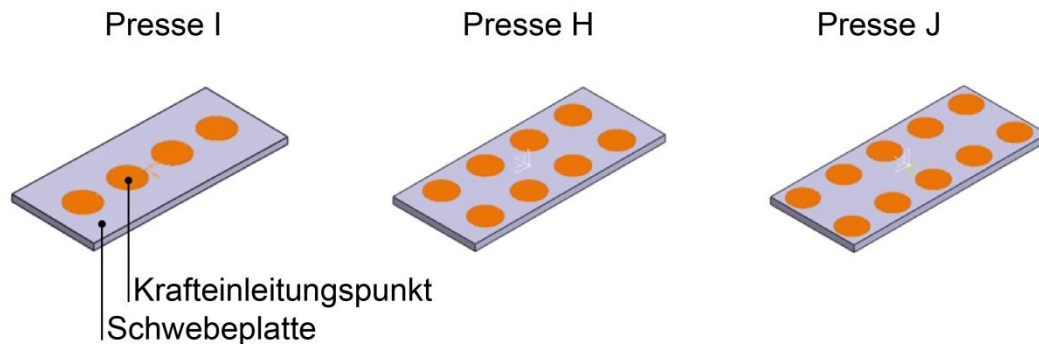


Abbildung 6-8: Kraftangriffspunkte an der Schwebplatte unterschiedlicher Pressen

6.1.2.1 Anforderungen an das Stößelkissenmesswerkzeug

Die in Abbildung 6-8 gezeigten unterschiedlichen Kraftangriffspunkte der Pressen und die Kraftpfade durch die Schwebplatte und Niederhalter (siehe Abb. 6-7) bewirken bei einem Wechsel der Presse eine lokale Veränderung der Flächenpressung zwischen Blech und Niederhalter. Dies führt zu Bauteilfehlern bzw. Unterschieden auf verschiedenen Pressen. Um diesen Wechsel hinsichtlich des Optimierungsaufwandes besser planen zu können, ist die Kenntnis der zu übertragenden Kräfte pro Druckbolzen hilfreich. Diese Kräfte, dargestellt in Abbildung 6-9, sollen mit dem zu entwickelnden Messaufbau erfasst werden.

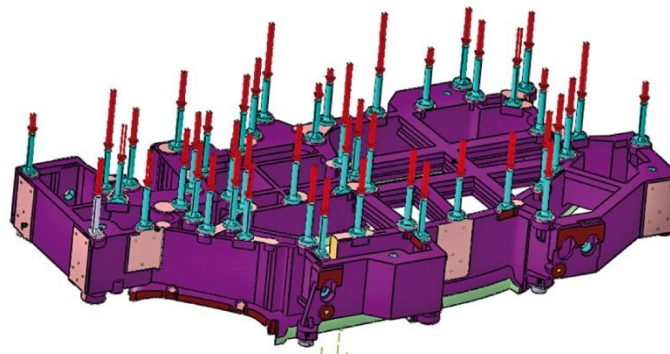


Abbildung 6-9: Kräfte an den Druckbolzen des Niederhalters

Mit dem Messwerkzeug soll nicht nur das in Abbildung 6-9 wiedergegebene Druckbolzenbild bewertet werden, sondern auch ein variabler Aufbau des

Druckbolzenbildes möglich sein, um beliebige Niederhalter nachbilden zu können. Ferner sollen die optimierten Druckbolzenpositionen des gezeigten Niederhalters überprüfbar sein.

Bei der Auslegung des Messwerkzeuges für die Stößelkissen müssen zusätzlich die standardisierten Einbauhöhen der Werkzeuge sowie die Spannmöglichkeiten in den Pressen berücksichtigt werden. Auf diese Weise können beliebige Serienwerkzeuge mit Niederhalter durch das zu entwickelnde Messwerkzeug vergleichbar abgebildet werden (siehe Abb. 6-10). Die Berücksichtigung der Einbauhöhen und der Spannmöglichkeiten der Anlagen ermöglicht den Einbau des Messwerkzeuges in verschiedene Pressen. Dadurch kann zum einen die Funktion des Stößelkissens der einzelnen Pressen überprüft, zum anderen können die einzelnen Pressen miteinander verglichen werden.

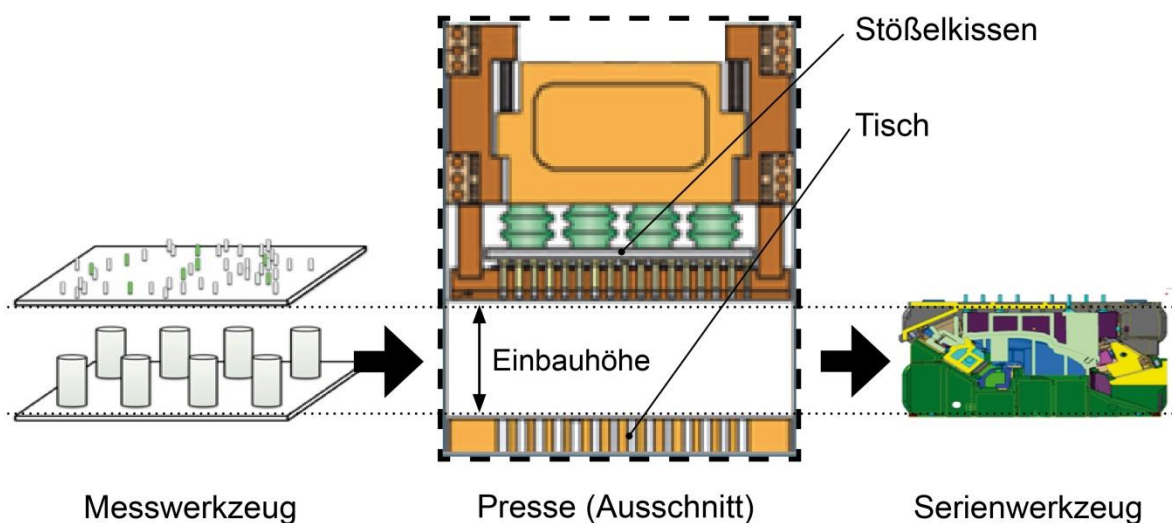


Abbildung 6-10: Vorgehensweise bei der Messung der Stößelkissenkraft

6.1.2.2 Aufbau und Funktion des Stößelkissenmesswerkzeugs

Anhand der genannten Anforderungen und aufbauend auf dem Patent von Braedel et al. [BRAE10] wurde der in Abbildung 6-11 dargestellte modifizierte Versuchsaufbau entwickelt. Der Versuchsaufbau sowie die Umsetzung werden nachfolgend erläutert.

Der Grundaufbau, das sogenannte Messgestell, bestehend aus Oberteil, Unterteil und Säulen, dient zur Überbrückung des Werkzeugeinbauraums. Oberteil und Unterteil entsprechen den Abmaßen von realen Werkzeugen, sodass das Messwerkzeug anstelle eines Serienwerkzeuges eingebaut werden kann. Dadurch ist gewährleistet, dass sich der Aufbau auch für Routinemessungen während der Wartung eignet. Die acht Säulen dienen zur Überbrückung der Werkzeugeinbauhöhe und der Übertragung der Kräfte vom Oberteil zum Unterteil des Aufbaus.

Die Adapterplatte weist das gleiche Lochbild wie die Stößelplatten der Presse auf. Somit ermöglicht die Adapterplatte die geforderte Flexibilität, um das Druckbolzenbild für beliebige Niederhaltergeometrien darstellen zu können. Dank des Adapters können optimierte Druckbolzenpositionen bewertet und überprüft werden.

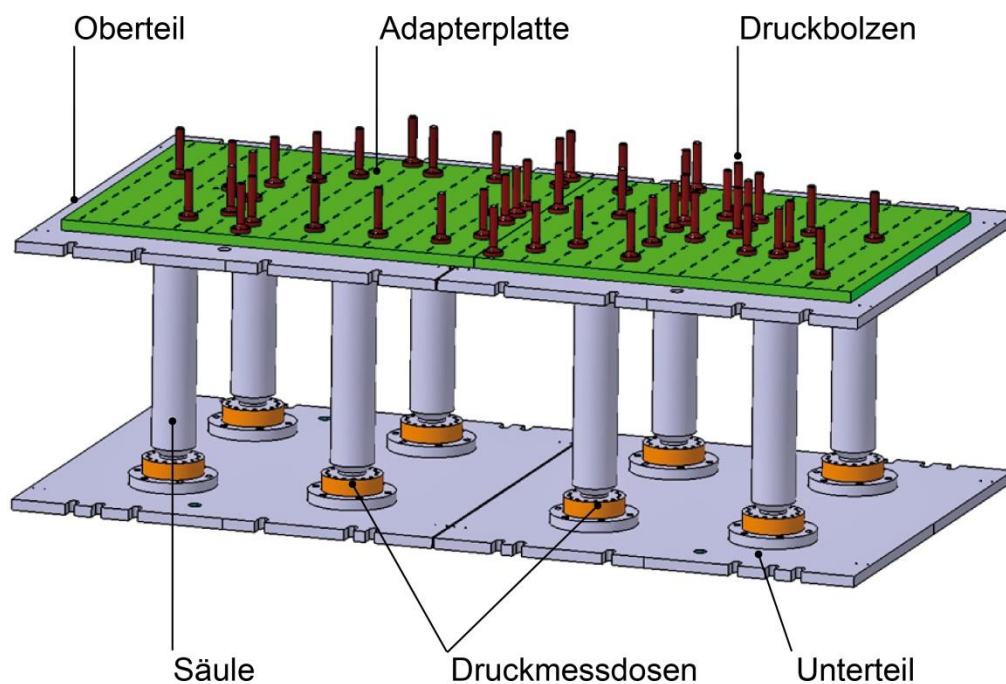


Abbildung 6-11: Aufbau Messwerkzeug für das Stößelkissen

Das Messwerkzeug besitzt zwei separate Kraftmesssysteme. Das erste Messsystem ist in den Druckbolzen integriert, über welche die eingestellte Niederhalterkraft der Pressen geleitet wird. Dabei entsprechen die Druckbolzen in ihrer Geometrie den normierten Druckbolzen, die in jedem Werkzeug eingesetzt werden. Für die

Integration der Sensoren des Typs Kistler 9241C sind die Druckbolzen mit einer zusätzlichen Querbohrung so präpariert, dass die Steifigkeit der Bolzen kaum verändert wird. Mit den kalibrierten Druckbolzen kann die Kraft jedes einzelnen Druckbolzens absolut erfasst werden. Diese Messung wird im Folgenden als lokale Messung der Stößelkissenkraft bezeichnet.

Das zweite Messsystem befindet sich am Sockel der Säulen in Form von Druckmessdosen des Typs HBM U10M. Im Gegensatz zu der lokalen Messung der Kräfte in den einzelnen Druckbolzen wird über die acht Säulen bei einem homogenen Druckbolzenbild theoretisch jeweils circa ein Achtel der eingestellten Niederhalterkraft geleitet. Somit spiegelt das zweite Messsystem das globale Verhalten des Stößelkissens wider. Diese Messung der Säulenkraft ist ausreichend, um die Funktionstüchtigkeit des Stößelkissens zu überprüfen (siehe Kapitel 6.2.2).

6.2 Niederhalterbelastungen

Mit den vorgestellten Messmitteln können die am Niederhalter angreifenden Kräfte erfasst werden. Über die Messdistanzen, die in Serienwerkzeuge eingebaut werden, kann die Niederhalterkraft am Bauteil bestimmt werden (siehe Kapitel 6.2.1). Das Messwerkzeug für die Stößelkissenkräfte ermöglicht die Erfassung der tatsächlichen Anlagenkraft, die auf das abgebildete Druckbolzenbild des Niederhalters wirkt (siehe Kapitel 6.2.2). Die Ergebnisse der Messungen werden in den folgenden Kapiteln dargelegt und diskutiert. Basierend auf diesen Erkenntnissen kann die Konstruktion sowie die Einarbeit des Niederhalters optimiert werden.

6.2.1 Niederhalterkraft am Bauteil

Die Untersuchung der Niederhalterkräfte zwischen Niederhalter und Bauteil ist an mehreren Werkzeugen durchgeführt worden und wird im Rahmen der Arbeit exemplarisch an dem in Abbildung 6-12 demonstrierten Seitenwandrahmen-Werkzeug des Audi A6 Avant dargestellt.

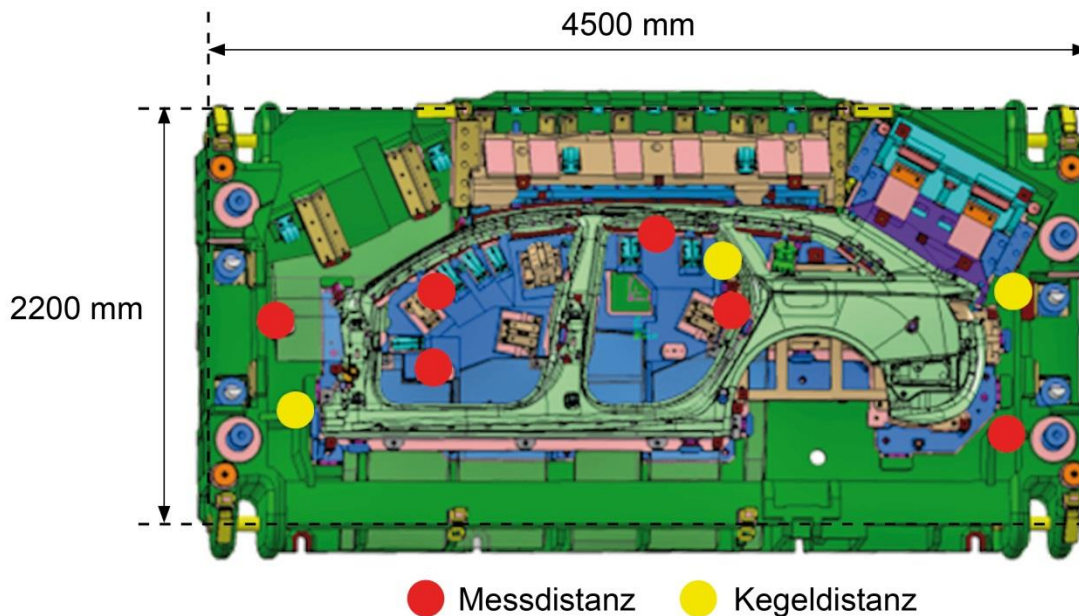


Abbildung 6-12: Exemplarisches Werkzeugunterteil; SWR OP50 AUDI A6 Avant

Zur Bestimmung der Kräfte zwischen Niederhalter und Bauteil müssen die in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Messdistanzen in das Werkzeug eingebaut werden. Idealerweise müssten alle Distanzen im Werkzeug mit Sensoren ausgestattet sein. Dies ist jedoch im Falle des hier gezeigten Werkzeugs nicht möglich, da der Niederhalter neben der Haltefunktion auch Führungsaufgaben von Schiebern übernimmt. Somit muss der Niederhalter über Kegeldistanzen zum Aufsatz positioniert werden. Um die Positionierung sicherzustellen, werden drei Kegeldistanzen beibehalten und nicht durch Messdistanzen ersetzt (siehe Abb.6-12). Durch Variation der im Werkzeug verbleibenden Kegeldistanzen in weiteren Messungen wird der Einfluss der in Abbildung 6-12 dargestellten Kegeldistanzen erfasst und bei der Auswertung berücksichtigt.

Die Höhe der Abstützkraft an den Distanzen hat einen direkten Einfluss auf die Oberflächenqualität der Bauteile. Insbesondere bei den dynamischen Kräften spielt die Abstützkraft eine große Rolle. Abbildung 6-13 gibt einen Ausschnitt des Seitenwandrahmens bei unterschiedlicher Hubzahl, jedoch unveränderter Abstimmung der Distanzen wieder. Während bei einer Hubzahl von sieben pro

Minute die geforderte Oberflächenqualität erreicht wird, werden bei steigenden Hubzahlen Oberflächenfehler in Form von Druckstellen erkennbar.

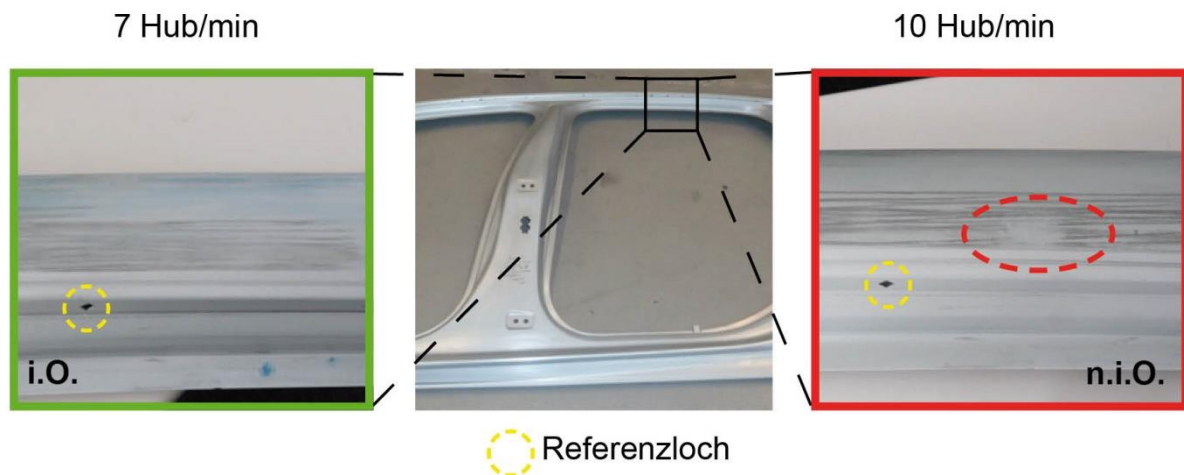


Abbildung 6-13: Druckstellen am SWR A6 Avant durch dynamische Belastungen: links 7 Hub/min ohne Druckstelle, rechts 10 Hub/min mit Druckstelle

Da die untersuchten Bauteile auf derselben Presse und bei identisch eingestellten Niederhalterkräften gefertigt wurden, wird der Rückschluss gezogen, dass die Oberflächenfehler beim Aufsetzen des Niederhalters durch dynamische Kräfte entstehen. Die beim Aufsetzen wirkenden Kräfte hängen von der Geschwindigkeit und somit von der Hubzahl ab. Aufgrund der Stoßbelastung des Niederhalters wird dieser zum Schwingen angeregt. Die Schwingungen sind nach den Grundlagenuntersuchungen von Jansen [A_JANS11] die Ursache für die Druckstellen bei höheren Hubzahlen. Die Untersuchung des Schwingungsverhaltens und der Druckstellen am Blechbauteil zeigt eine hohe örtliche Übereinstimmung.

Druckstellen am Blechteil entstehen, wenn die Flächenpressungen zwischen Niederhalter und Blechteil lokal zu groß werden. Da die Haltekraft F_H die Flächenpressung hervorruft, können die Druckstellen über die Optimierung dieser Kraft vermieden werden. Nach der Formel 6-1 kann als Optimierung entweder die eingestellte Niederhalterkraft reduziert oder die Kraftaufteilung zwischen Haltekraft und Abstützkraft verändert werden. Die auftretenden Druckstellen werden jedoch

nicht von der eingestellten statischen Niederhalterkraft verursacht, sondern von den dynamischen Kräften beim Aufsetzen des Niederhalters auf dem Aufsatz. Somit ist eine Änderung der Niederhalterkraft an der Presse nicht zielführend; als Optimierungsgröße bleibt die Kraftverteilung zwischen Bauteil und Distanzen übrig. Um die lokalen Haltekräfte zu verringern, müssen die Abstützkräfte an den Distanzen erhöht werden. Diese Kräfte werden über den Messaufbau erfasst und können somit während der Einarbeit gezielt eingestellt werden.

Der Zusammenhang zwischen den Druckstellen und den Abstützkräften lässt sich anhand der Abbildung 6-14 erklären. In diesem Diagramm wird die normierte Abstützkraft über die Messzeit, die auch als Messintervall bezeichnet wird, aufgetragen. Als Normierung für die Kraft dient die statische Abstützkraft, bei der Gutteile produziert werden. Der zeitliche Versatz der Kurven ist auf die manuelle Aufzeichnung der Messgraphen zurückzuführen und hat keine Bedeutung.

Während im Leerhub die gesamte Niederhalterkraft auf die messenden Distanzen wirkt, teilt sie sich im Prozesshub mit Blech in Halte- und Abstützkraft auf. Diese Kraftaufteilung wird in der Formel 6-1 mathematisch erfasst. Zu klären ist, inwieweit die Kraftverteilung einen Einfluss auf die Oberflächenqualität der Bauteile hat und wie die Kraftverteilung für die Einarbeit genutzt werden kann. Die rote Kraftkurve zeigt die Abstützkraft an einer messenden Distanz des SWR-Werkzeuges A6 Avant, bei der mit zehn Hüben pro Minute deutliche Druckstellen erkennbar sind. Wird die übertragene Abstützkraft an den Distanzen erhöht, wird gleichzeitig die Flächenpressung, die für Druckstellen verantwortlich ist, lokal verringert. Die gezielte Veränderung der Kraftverteilung entsprechend der grünen Kraftkurve führt zu fehlerfreien Bauteilen bei gleicher Presseneinstellung und ohne eine weitere Nacharbeit der Werkzeuge. Die Vorgehensweise ließ sich bei einer Vielzahl von weiteren Werkzeugen bestätigen.

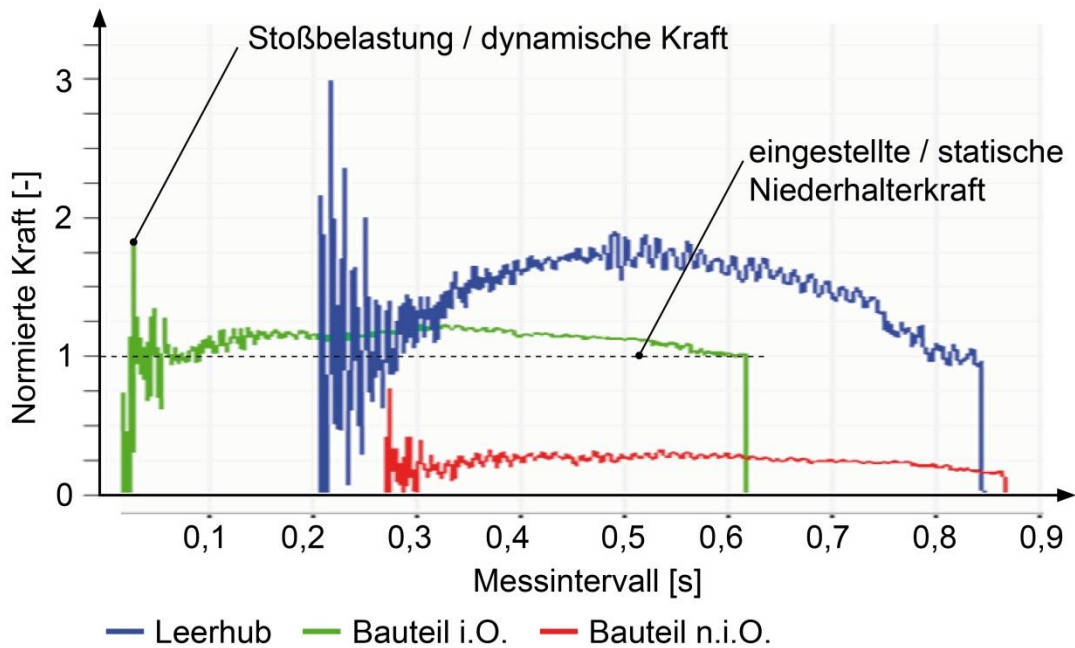


Abbildung 6-14: Exemplarische Kraftverläufe bei 10 Hub/min an einer Distanz beim SWR A6 Avant

Für die Einarbeit ist nach der Patentanmeldung [Cant11] das Kraftverhältnis zwischen Leerhub und Prozesshub ausreichend; somit kann auf die Kalibrierung der Messdistanzen verzichtet werden, da der Leerhub als Referenzkraft dienen kann. Das ermittelte Kraftverhältnis für das vorgestellte Werkzeug, mit dem gute Teile produziert werden können, kann auch auf andere Niederhalter übertragen werden. Daher kann bereits während der Einarbeit das richtige Verhältnis der Kraftverteilung zwischen Blech und Distanz eingestellt werden, um Druckstellen unabhängig von der späteren Produktionshubzahl zu vermeiden.

Ein weiterer zu betrachtender Aspekt ist der Einfluss der Presse. Um diesen Einfluss zu bewerten, werden Versuche mit dem vorgestellten Werkzeug auf zwei unterschiedlichen Pressen durchgeführt. Presse I hat einen sechsgliedrigen, Presse H hingegen einen viergliedrigen Antrieb. Somit herrschen beim Aufsetzen des Niederhalters auf der Presse H höhere Geschwindigkeiten, sodass auch höhere Belastungen zu erwarten sind (siehe Abb. 6-5). Aufgrund der fehlenden Stoßparame-

ter können die Belastungen nach Formel 6-3 nicht mit einer ausreichenden Genauigkeit berechnet werden (siehe Kapitel 10.1.1).

Mit den Messungen soll geklärt werden, wie hoch die auftretenden Kräfte tatsächlich sind. Die Messergebnisse an den beiden Pressen sind in Abbildung 6-15 aufgezeigt. Wie zu erwarten war, sind sowohl die eingestellte als auch die gemessene statische Niederhalterkraft von der Hubzahl unabhängig (siehe Abb. 6-15 links). Zudem ist ersichtlich, dass die beiden Pressen bezüglich der eingestellten Niederhalterkraft gut übereinstimmen.

Interessant sind die gemessenen dynamischen Kräfte an den Distanzen, die beim Aufsetzen des Niederhalters wirken. Bei der dynamischen Belastung ist ein deutlicher Einfluss der Hubzahl festzustellen (siehe Abb. 6-15 rechts). Außerdem gibt es klare Abweichungen zwischen den beiden betrachteten Pressen: Die Presse H bewirkt im Vergleich zur Presse I bei gleicher Hubzahl eine um circa 50 % höhere Kraft an den Werkzeugdistanzen. Ein Vergleich der statischen und dynamischen Kräfte offenbart, dass die Stoßbelastungen im Produktionsbetrieb bereits ab fünf Hüb pro Minute immer den kritischen Lastfall bilden.

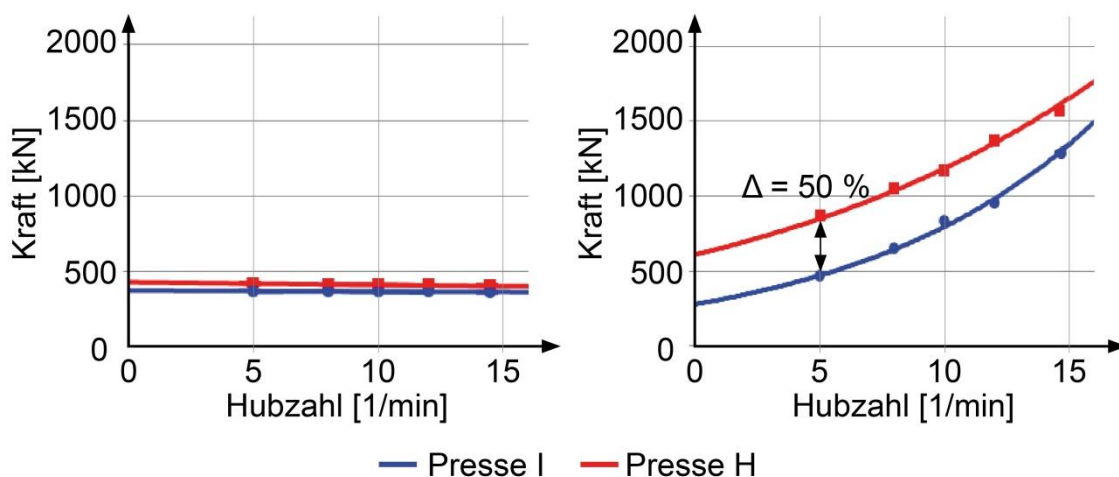


Abbildung 6-15: Einfluss der Pressenkinematik auf die Abstützkraften an den Distanzen im Prozesshub: links statische NH-Kraft, rechts dynamische NH-Kraft

Die Abstimmung des Niederhalters über die Kraftverteilung bringt vor allem bei einer Werkzeugverlagerung, bei dem sich überwiegend die dynamischen Kräfte ändern, einen entscheidenden Vorteil mit sich: Ein Großteil der Stoßbelastungen wird über die Distanzen abgefangen. Zu beachten ist, dass die Distanzen durch die hohen dynamischen Kräfte stark belastet werden und folglich ein höherer Verschleiß zu erwarten ist.

6.2.2 Stößelkissenkräfte am Niederhalter

Für die Auslegung von Niederhaltern ist nicht nur die Haltekraft zwischen Niederhalter und Blech von Interesse. Vielmehr sind auch jene Kräfte, die von der Presse in den Niederhalter geleitet werden, zu berücksichtigen. Mit dem unter 6.1.2 beschriebenen Messwerkzeug können die vom Stößelkissen aufgebrachten Kräfte erfasst werden.

In einer ersten Untersuchung werden die Eigenschaften eines hydraulischen und eines pneumatischen Stößelkissens erarbeitet. Bei hydraulischen Einarbeitspressen sind in der Regel auch hydraulische Stößelkissen verbaut, da bereits Hydraulikaggregate vorhanden sind und somit auf ein zweites Medium verzichtet werden kann. Bei mechanischen Produktionspressen werden hingegen üblicherweise pneumatische Stößelkissen eingesetzt.

Die idealen Kraftverläufe des Stößelkissens weisen die in Abbildung 6-16 beschriebene Charakteristik auf. Beim Aufsetzen des Niederhalters kommt es zu einem leichten Überschwinger. Diese Kraftspitze beim Überschwingen resultiert aus der Masse und der Geschwindigkeit der Presse. Die Masse des Niederhalters beeinflusst die Kraftspitze nur unwesentlich, da das Gewicht der Schwebplatte mit bis zu 20 Tonnen um den Faktor vier bis sechs höher ist. Nach der Kraftspitze stellt sich rasch die gewünschte Niederhalterkraft ein. Diese Kraft liegt bis zum Abheben des Niederhalters vom Aufsatz an. Das Wirken der Kraft auch nach UU ist wichtig, da der Niederhalter zusätzlich eine Abstreiffunktion erfüllen muss. Nach dem Abheben des Niederhalters mit dem Stößelkissen fällt die Niederhalterkraft ab. Die separate Darstellung des Stößelkissenweges ist nicht nötig, da dieser bis zum Aufsetzen des

Niederhalters auf dem Aufsatz und nach dem Abheben vom Aufsatz dem Stößelweg entspricht (siehe Abb. 6-5).

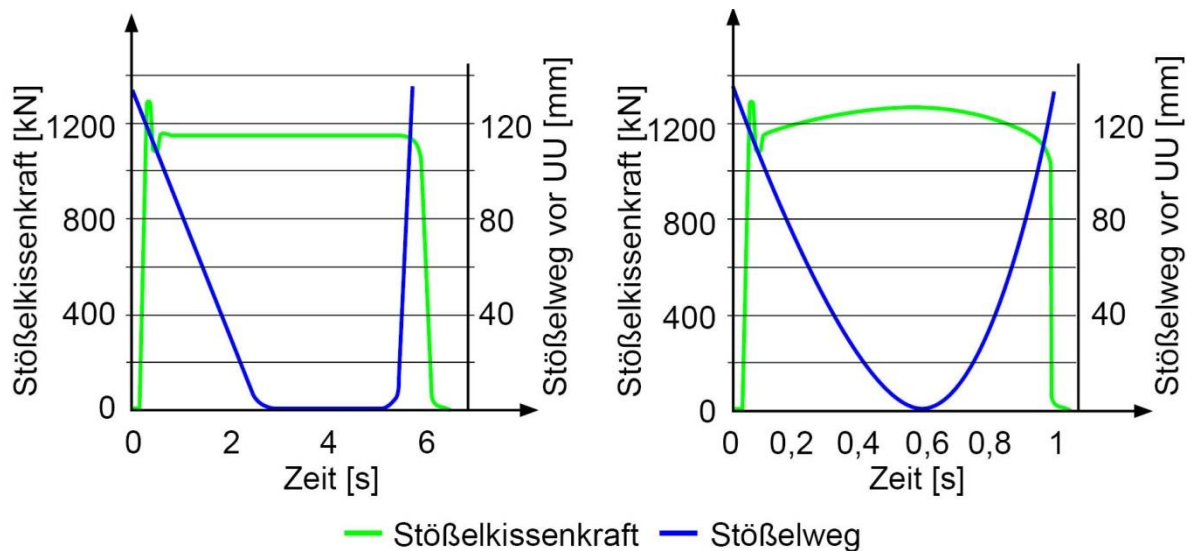


Abbildung 6-16: *Idealer Stößelkissenkraftverlauf: links hydraulische Presse mit hydraulischem Stößelkissen, rechts mechanische Presse mit pneumatischem Stößelkissen*

Die beschriebene ideale Kraftkurve entspricht jedoch nicht den gemessenen Kraftkurven der Abbildung 6-17. In dieser Darstellung ist die Kraft die bei einer Stößelkisseneinstellung von 1000 kN aufgezeichnet wurde, und der dazugehörige Stößelwegverlauf aufgetragen. Ein wesentlicher Unterschied der hydraulischen Presse C zur mechanischen Presse D, die rechts in Abbildung 6-17 dargestellt ist, ist die Druckzeit in UU was den Stößel in UU verweilen lässt (vgl. Abb. 2-5).

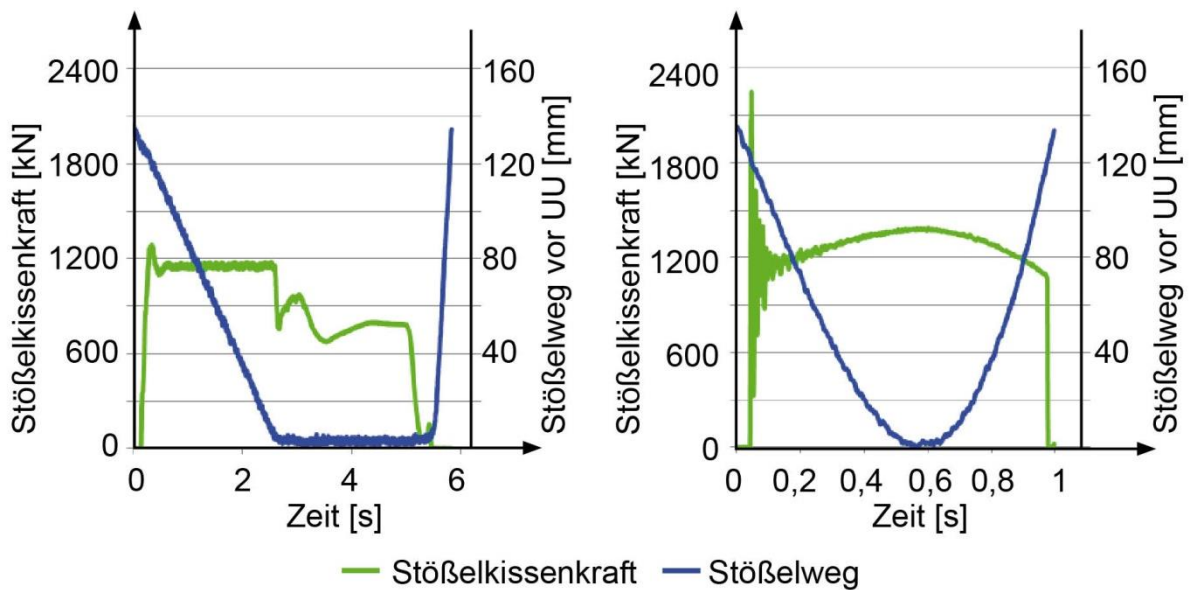


Abbildung 6-17: Vergleich der Stößelkissenkraft: links hydraulisches Stößelkissen Presse C bei 5 Hub/min, rechts pneumatisches Stößelkissen Presse D bei 10 Hub/min

Links in der Abbildung 6-17 ist der Kraftverlauf des hydraulischen Stößelkissens der Presse C (vgl. Tabelle 4-1) wiedergegeben. Zu Beginn entspricht die Kurve der erläuterten Idealkurve, sie fällt jedoch kurz vor UU bereits drastisch ab. Vor Beginn des Rückhubes fällt die Kraft sogar völlig ab. Dieser Kraftverlauf ist allerdings plausibel und lässt sich mit der Funktion der Hydraulikzylinder erklären. Beim Aufsetzen der Schwebplatte auf dem Prüfaufbau sind die Zylinder des Stößelkissens mit Öl gefüllt. Durch die Stoßbelastung beim Aufsetzen und die Regelträgeit der Hydraulik entsteht die leichte Kraftspitze. Bei der weiteren Stößelbewegung wird das Öl in den Zylindern gegen Proportionalventile verdrängt. Dank der steuerbaren Ventile wird die eingestellte Niederhalterkraft bis kurz vor UU sehr exakt gehalten (siehe Abb. 6-17, links). In UU ist fast das gesamte Öl aus den Zylindern verdrängt, sodass die Kraft durch den passiven Antrieb nicht aufrechterhalten werden kann. Dies führt zu dem Kraftabfall kurz vor UU. Da die Zylinder in UU quasi leer sind und erst während des Rückhubes wieder mit Öl gefüllt werden, fällt die Kraft zu Beginn des Rückhubes auf null ab. Diese beiden Kraftabfälle kurz vor UU und bei Beginn des Rückhubes könnten mit einer starken Hydraulikpumpe behoben werden, mit der ein

aktiver Antrieb realisiert wird. Bei diesem aktiven Antrieb müssten die Hydraulikaggregate so ausgelegt werden, dass sie zu jedem Zeitpunkt den eingestellten Druck in den Zylindern gewährleisten können. Dies ist jedoch beim gegenwärtigen Stand der Technik nicht möglich. Daher kann mit passiven hydraulischen Stößelkissen keine definierte Abstreifkraft realisiert werden.

Der Kraftverlauf des pneumatischen Stößelkissens der Presse D (vgl. Tabelle 4-2) unterscheidet sich wesentlich von dem der hydraulischen Presse (siehe Abb. 6-17, rechts). Beim Auftreffen und im Schlussbereich entspricht der Kraftverlauf dem der idealen Kraftkurve. Zwischen dem Auftreffzeitpunkt und dem Abheben stellt sich jedoch keine konstante Kraft ein. Stattdessen ist bis UU ein Kraftanstieg und schließlich bis zum Abheben ein entsprechender Kraftabfall bis auf die eingestellte Niederhalterkraft zu erkennen. Auch dieser Kraftverlauf lässt sich mit der passiven pneumatischen Ausführung des Stößelkissens erklären.

Zu Beginn des Hubes sind die pneumatischen Balgzylinder bereits mit Druckluft beaufschlagt. Der vorherrschende Druck ergibt sich aus der eingestellten Niederhalterkraft. Auffällig ist, dass die Kraftspitze zu Beginn sehr viel ausgeprägter ist als bei der hydraulischen Presse. Diese höhere Kraft gründet in der deutlich höheren Geschwindigkeit der betrachteten mechanischen Presse. Nach dem Aufsetzen werden die Balgzylinder wie Federn um den Niederhalterhub gestaucht. In der Folge erhöht sich der Luftdruck in den einzelnen Zylindern und es resultiert der beschriebene Kraftanstieg bis UU. Während des Rückhubes werden die Balgzylinder wieder auf den Ausgangszustand entlastet, bevor die Schwebplatte abhebt und der Messaufbau auf null entlastet wird. Im Anschluss wird der Druck in den Balgzylindern überprüft und gegebenenfalls über die Dauerluft der Presse nachgeregelt.

Auffällig in den Kraftverläufen der Abbildung 6-17 ist, dass trotz einer eingestellten Niederhalterkraft von 1000 kN auf beiden Pressen eine Niederhalterkraft von fast 1200 kN gemessen wird. Die Differenzkraft von 200 kN entspricht der Gewichtskraft des Stößelkissens, die sich nach Konstruktionsunterlagen auf circa 20 Tonnen beläuft. Somit kann nachgewiesen werden, dass der in der Steuerung vorgegebene

Wert nicht der absoluten Niederhalterkraft entspricht, sondern lediglich als Regelwert für die Aggregate dient.

Neben dem in Abbildung 6-17 illustrierten Verlauf der Gesamtkraft ist deren Verteilung für die Auslegung des Niederhalters sowie für den Prozess entscheidend. Die Kraftverteilung wird über die beschriebenen Kraftmessdosen in den acht Säulen des Messwerkzeuges aufgezeichnet. Die Messergebnisse an der hydraulischen Presse C und der mechanischen Presse D sind in Abbildung 6-18 wiedergegeben. Diese Pressen wurden in Kapitel 4 vorgestellt.

Unter idealen Bedingungen, bei dem die Druckbolzen homogen verteilt sind, sollten alle acht Messstellen in den Säulen des Messwerkzeuges gleichmäßig belastet werden, was einem theoretischen Kraftanteil an jeder Säule von 12,5 % der Gesamtkraft entspräche. Diese Kraftverteilung kann sich jedoch zum einen wegen der Krafteinleitungspunkte der Schwebplatte und zum anderen wegen des asymmetrischen Druckbolzenbildes des untersuchten SWR-Niederhalters nicht einstellen. Deshalb ist eine Streuung um den theoretischen Wert zu erwarten.

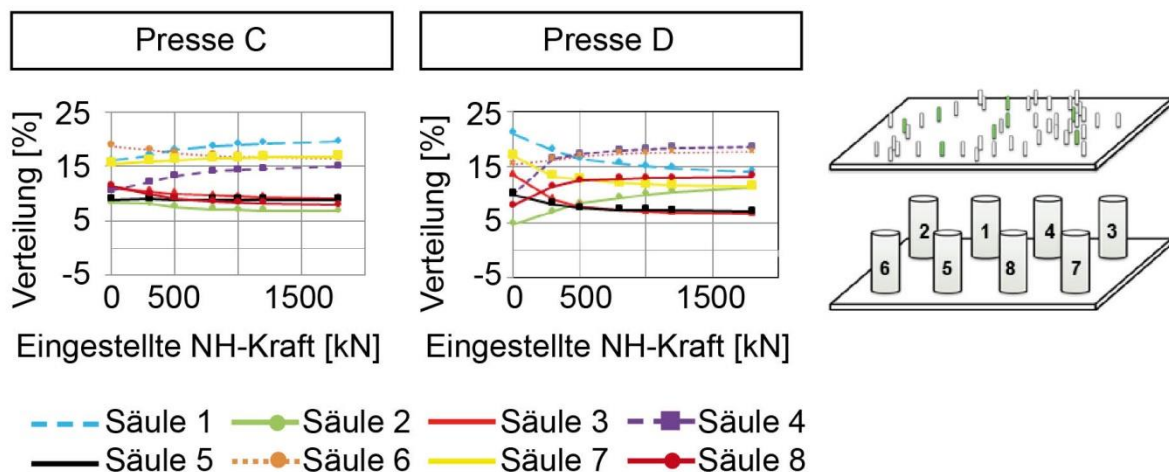


Abbildung 6-18: Kraftabhängige Stößelkissenkraftverteilung auf die Säulen des Stößelkissen-Messwerkzeuges

Die abgebildeten Messungen mit dem Messwerkzeug weisen um den theoretischen Wert von 12,5 % eine absolute Streuung von ± 5 % auf. Diese Streuung hat sich als

tolerierbar erwiesen, da bei einer Werkzeugverlagerung kein erhöhter Nacharbeitsaufwand nötig ist. Bei Pressen mit einer höheren Streuung gestaltet sich die Einarbeit bis zur Serienqualität der Bauteile weitaus schwieriger. Die gewonnenen Messwerte spiegeln die Erfahrungen der Mitarbeiter wider. Somit ist es mit der Messung möglich, die subjektiven Erfahrungswerte über das Pressenverhalten in objektive Kenngrößen zu überführen. Bei der detaillierten Bewertung der Abweichungen ist die vorgestellte Streuung nicht ausreichend. Sollen lokale Erscheinungen erläutert werden, kann die Betrachtung der einzelnen Säulen hilfreich sein. Ist die Abweichung zwischen zwei angrenzenden Messpunkten sehr ausgeprägt, kann dies auf eine mechanische Beschädigung der Schwebplatte hinweisen. Folglich kann anhand der Analyse der einzelnen Kräfte der Pressenzustand beurteilt und eine eventuelle Fehlersuche erleichtert werden. Dadurch wird sichergestellt, dass die theoretisch angenommen Kräfte durch eine entsprechende Pressenwartung auch real an dem Niederhalter angreift.

Für die Einarbeit ist nicht nur wichtig, dass die Streuung der Kräfte gering ist. Vielmehr bedarf es auch einer konstanten Kraftverteilung bei Variation der eingestellten Niederhalterkraft. Erst eine konstante Kraftverteilung lässt einen robusten Prozess ohne wiederkehrende Nacharbeitsschleifen zu. Die Kraftverteilung in Abbildung 6-18 zeigt, dass bei geringen Niederhalterkräften die Forderung nach einer konstanten Kraftverteilung bis circa 500 kN nicht erfüllt ist. Dieses Phänomen ist auf das Führungsspiel zwischen Schwebplatte und Stößel zurückzuführen. Erst bei höheren Kräften wird das Spiel aus dem System genommen und es stellt sich eine konstante Kraftverteilung ein. Diese Erkenntnis kann direkt für die Einarbeit genutzt werden. Eines der Hauptziele bei der Einarbeit ist die Abstimmung des Werkzeuges mit der zum Einsatz kommenden Presse. Hierbei wird eine möglichst konstante Flächenpressung im Werkzeug eingestellt. Wenn sich jedoch die Kraftverteilung von der Schwebplatte auf das Werkzeug ändert, verschiebt sich die Flächenpressung zwischen Niederhalter und Blech. Dies hat einen nicht vernachlässigbaren Nacharbeitsaufwand zur Folge, um wieder eine konstante Flächenpressung zu erhalten. Zur Vermeidung unnötiger Optimierungsschleifen sollte die Einarbeit des

Niederhalters bei den dargestellten Pressen C und D nicht unter einer eingestellten NH-Kraft von 500 kN erfolgen.

6.2.3 Simulationsergebnisse am Niederhalter

Die Messungen liefern lediglich punktuelle Werte an den Messstellen, die für das prinzipielle Verständnis des betrachteten Systems erforderlich sind. Zugleich dienen die Messwerte als Grundlage für die Simulation. Anhand der Messwerte kann das Simulationsmodell kalibriert werden. Erst mittels kalibrierter Simulation ist eine ganzheitliche Betrachtung von Belastungen und Verformungen an Werkzeugkomponenten möglich.

Des Weiteren werden die Messgrößen benötigt, um die richtigen Annahmen und Randbedingungen für die Simulation zu wählen. Ein gutes Beispiel dafür ist die Messung der Abstützkräfte an den Niederhalterdistanzen. Die Messung liefert die Abstützkräfte an dem in Abbildung 6-19 dargestellten Niederhalter. Aus den gemessenen Kräften und der eingestellten Niederhalterkraft lässt sich mit der Formel 6-1 die Haltekraft und darüber in guter Näherung die Flächenpressung an den Tuschierflächen bestimmen (siehe Kapitel 10.1.2).

Die gemessenen Abstützkräfte und die berechneten Flächenpressungen werden in einer FEM-Simulation in Catia V5 abgebildet. Dabei wird die Flächenpressung konstant über die Tuschierflächen angenommen. Ziel der Simulation ist die Ermittlung der benötigten Druckbolzenkräfte für einen homogenen Tuschierabdruck.

Zur Bestimmung der Druckbolzenkräfte werden in der Simulation die Druckbolzen mit starren Lagern versehen. Die simulierten Druckbolzenkräfte sind in Abbildung 6-19 aufgetragen. Dabei wird ersichtlich, dass einige Druckbolzen sehr große Kräfte übertragen müssen, wohingegen ein Großteil der Druckbolzen mit nur sehr geringen Kräften beaufschlagt werden, um eine homogene Flächenpressung an den Tuschierflächen des Niederhalters zu erzielen. Dieses Ergebnis macht deutlich, dass die bisherigen Konstruktionsannahmen hinsichtlich einer gleichmäßigen Belastung aller Druckbolzen nicht aufrechterhalten werden können.

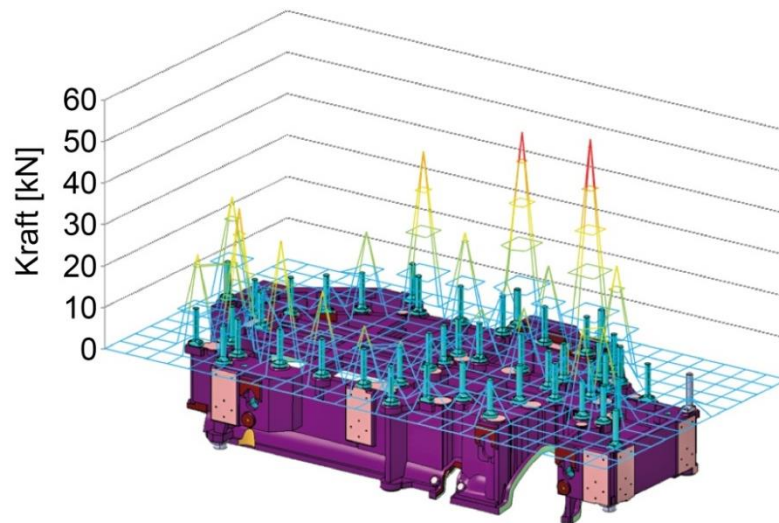


Abbildung 6-19: Benötigte Druckbolzenkräfte am Niederhalter nach Simulation

Die benötigten Kraftsprünge zwischen den einzelnen Druckbolzen, die den Tuschieraufwand am Niederhalter minimieren, können jedoch nicht über die Schwebplatte und deren Krafteinleitungspunkte pressenseitig abgebildet werden. Ein möglicher Ansatz zur Realisierung der Kraftunterschiede im Werkzeug könnte die Längen Anpassung der Druckbolzen sein.

Die Messungen an den Druckbolzen des Messwerkzeuges haben die in Abbildung 6-7 illustrierte Theorie bestätigt, dass die unterschiedlichen Kraftangriffspunkte der Presse einen Einfluss auf die Kraftübertragung in den einzelnen Druckbolzen haben. Die übertragenen Kräfte wirken sich ebenfalls auf die lokalen Verformungen und die Flächenpressungen am Niederhalter aus. Für die Einarbeit, aber auch für eine Werkzeugverlagerung, wäre es von Vorteil, die zu erwartenden Abweichungen zwischen den Pressen im Vorfeld zu kennen und zeitig Gegenmaßnahmen einzuleiten.

Solche frühzeitigen, aus Simulation und Messung gelieferten Informationen können gezielt für die Einarbeit genutzt werden, um die Anzahl der Optimierungsschleifen zu reduzieren und somit die Durchlaufzeit der Werkzeuge bis zum Erreichen der Serienqualität der Bauteile zu verkürzen. Neben der Einarbeit kann basierend auf diesen Ergebnissen der Aufwand bei einer Werkzeugverlagerung zwischen

verschiedenen Produktionspressen besser abgeschätzt oder ganz vermieden werden, sodass auch eine höhere Planungsgüte erreicht werden kann.

Damit der Einfluss der diversen Kraftangriffspunkte virtuell abgebildet werden kann, wird ein FEM-Modell aufgebaut, das aus der Schwebplatte mit den entsprechenden Druckpunkten und dem Niederhalter besteht. Zum Vergleich wurden in der Simulation Schwebplatten verschiedener Pressenkonzepte mit derselben Kraft beaufschlagt. Die Kraft wird gleichmäßig auf die in Abbildung 6-20 dargestellten Druckpunkte verteilt.

Das Ergebnis der Simulation zeigt deutlich den Einfluss der Kraftangriffspunkte auf die Verformungen des Niederhalters, wobei sich die jeweiligen Verformungen des Niederhalters in Abbildung 6-20 prinzipiell gleichen. Dies spiegeln auch die ermittelten Kraftverteilungen an den Säulen des Messwerkzeuges zwischen den Pressen wider. Wird der Verformungsplot genau betrachtet, können lokale Unterschiede festgestellt werden, die am Blechteil zu Fehlern, beispielsweise zu Druckstellen, führen. Dabei entspricht die Presse I jener Produktionspresse, auf die das Werkzeug abgestimmt ist. Aus diesem Grund wird diese Presse als Referenz verwendet und in der Darstellung mit 100 % bewertet. Am Beispiel des A-Säulen-Bereiches an einem SWR, welches in Abbildung 6-20 hervorgehoben ist, wird ersichtlich, dass die unterschiedlichen Pressen bei gleicher Krafteinstellung eine Abweichung der Verformung von bis zu 10 % zur Folge haben. Diese Abweichungen müssen bei einer Werkzeugverlagerung durch Nacharbeit an den Werkzeugen ausgeglichen werden.

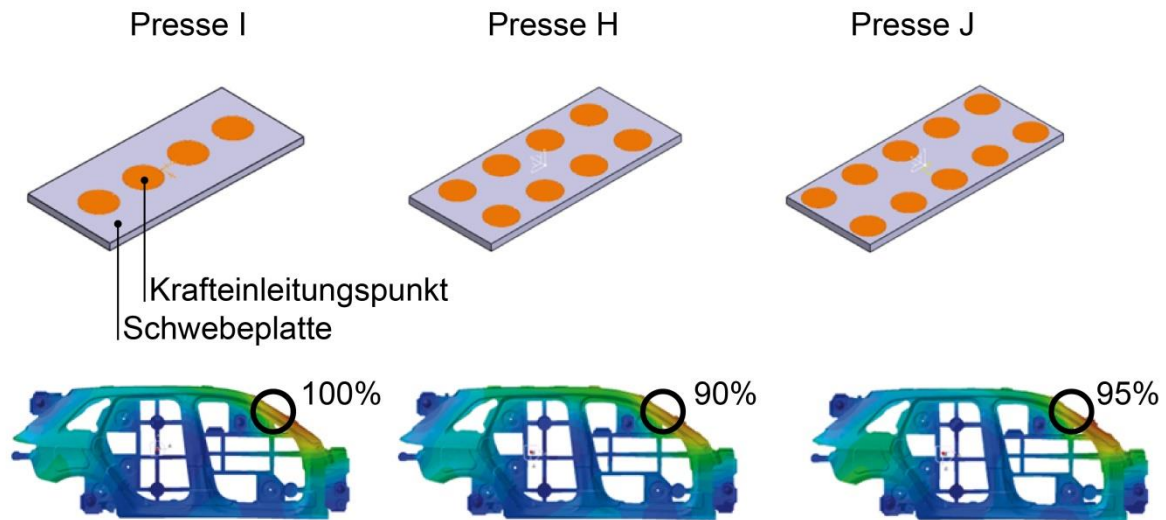


Abbildung 6-20: Einfluss der Kraftangriffspunkte des Stößelkissens auf die simulierte NH-Verformung

Durch die Simulation von Schwebepplatte und Niederhalter kann bereits vor der Werkzeuganfertigung, der zu erwartende Aufwand während der Einarbeit und Optimierung besser eingeschätzt werden. Die Simulation bietet außerdem die Chance, im Vorfeld Gruppen aus Pressen mit gleichem Verhalten hinsichtlich Verformung und Kraftverteilung zu bilden. Dadurch kann der Aufwand bei einer Werkzeugverlagerung zwischen den Pressen auf ein Minimum reduziert werden.

6.3 Ergebnisse für die Auslegung von Niederhaltern

Die Messungen mit dem Messwerkzeug haben in Abbildung 6-17 gezeigt, dass bei dem passiven hydraulischen Stößelkissen keine definierte Abstreifkraft gegeben ist. Diese Tatsache muss bei der Auslegung der Werkzeuge zwingend beachtet werden. Wird sie nicht berücksichtigt, kann es nicht nur zum Hängenbleiben des Bauteils am Werkzeugoberteil, sondern sogar zum Werkzeugbruch führen, da der Werkzeugablauf gestört werden kann.

Die Vermessung der Pressen mit dem Messwerkzeug für Stößelkissen hat außerdem ergeben, dass es Pressen gibt, deren Kraftverteilung sehr ähnlich ist. (siehe Abb. 6-18). Um unnötige Optimierungsschleifen zu vermeiden, wird

empfohlen, Pressengruppen mit gleichen Eigenschaften zu bilden, die ein sehr ähnliches Verhalten hinsichtlich Verformung und Kraftverteilung aufweisen. Dadurch kann die geforderte Werkzeug- und Bauteilqualität schneller und mit geringerem Aufwand erreicht werden.

Die bisherige Annahme, dass alle Druckbolzen mit einer ähnlich hohen Kraft belastet werden, und die entsprechenden Vorgaben in den OEM-Richtlinien für die konstruktive Auslegung des Niederhalters herangezogen werden, können weder durch die Messungen mit dem Messwerkzeug noch in der Simulation bestätigt werden. Die Untersuchungen haben hingegen gemäß Abbildung 6-19 klar gezeigt, dass die angreifenden Kräfte stark streuen können. Eine werkzeugtechnische Möglichkeit, die Streuung bei der Einarbeit auszugleichen, liegt in der Variation der Druckbolzenlänge. Durch die Veränderung einzelner Druckbolzenlängen kann die Kraftverteilung zwischen den Druckbolzen verändert und somit die gewünschte beziehungsweise simulierte Kraft an den einzelnen Druckbolzen eingestellt werden. Dieser Ansatz wird in weiterführenden Untersuchungen [A_THEO13] verfolgt, mit dem Ziel, eine praxistaugliche Methode zu entwickeln. Ein pressenseitiger Ansatz kann in einer Vielpunkt-Ausführung der Schwebplatte liegen. Idealerweise kann über ein solches Schwebplattenkonzept jeder Druckbolzen einzeln mit einer spezifischen Kraft beaufschlagt werden.

Die Kenntnis über die Abstützkräfte an den Distanzen erlaubt die Bestimmung der real wirkenden durchschnittlichen Flächenpressungen zwischen Bauteil und Niederhalter, sodass die Kraftverteilungen am Niederhalter bekannt sind. Mit diesem Wissen können analog dem Balkenschieber aus Kapitel 5.1 neue Leichtbaukonzepte für Niederhalter erarbeitet werden, sodass auch die Stoßbelastungen reduziert werden können. Die Messwerte können nach der in der Patentanmeldung [CANT11] und in Kapitel 6.2.1 beschriebenen Methodik ebenfalls für die Einarbeit genutzt werden. Durch das gezielte Einstellen der Kraftverteilung zwischen Distanzen und Bauteil kann die geforderte Oberflächenqualität auch bei hohen Stößelgeschwindigkeiten sichergestellt werden.

Infolge der Einstellung der Kraftverteilung an den Distanzen werden diese zum Teil stark belastet. Bei der Positionierung der Distanzen ist daher unbedingt darauf zu achten, dass sich diese an tragenden Rippen des Werkzeuges abstützen. Darüber hinaus sollte die maximal zulässige Flächenpressung zwischen den Distanzen und der Gussstruktur beachtet werden. Wird die zulässige Flächenpressung überschritten, können plastische Verformungen an den Gusskörpern wie Aufsatz oder Unterteil auftreten. Dies zieht eine Veränderung der Kraftverteilung am Niederhalter und letztlich eine Verschlechterung der Oberflächenqualität des Bauteils nach sich.

7 Schiebersysteme

Schiebersysteme werden für die Fertigung von komplexen Blechbauteilen benötigt. In den drei nachfolgenden konkreten Beispielen werden mögliche Einsatzbereiche aufgezeigt.

Schieber werden überwiegend in Nachformwerkzeugen verbaut, mit denen weitere Formgebungen, wie das Ab- und Einstellen der Flansche, durchgeführt werden. Da diese Operationen meist unterschiedliche Kraftwirkungsrichtungen benötigen, die nicht der Stößelbewegung entsprechen, werden Werkzeugelemente über Keil- und Drehschieber in die jeweilige Wirkrichtung betätigt [HOFF12].

Wenn Hinterschnitte in Bauteilbereiche eingebracht werden müssen, kann dies ebenfalls mit Schieberfunktionen umgesetzt werden: Beispielsweise wird ein Teil der Formauflage als Füllschieber realisiert, der nach der Umformung die Entnahme des Bauteils ermöglicht. Die Umformung selbst erfolgt durch Arbeitsschieber. Mit Schiebern können zudem weitere Funktionen umgesetzt werden, beispielsweise Niederhalterfunktionen oder Beschnittoperationen. [HOFF12]

Ein weiteres Einsatzgebiet ergibt sich bei den Beschnittoperationen, wenn der maximal zulässige Schnittwinkel nicht eingehalten werden kann. In dem Fall müssen ebenfalls aufwendige Schiebersysteme verwendet werden, um die geforderte Schnittkantenqualität zu erreichen. [HOFF12]

Bevor die aktuellen Auslegungskriterien dargelegt werden, wird im Folgenden die Einteilung von Schiebern erläutert.

Die erste Möglichkeit, Schieber zu klassifizieren, besteht in der Einteilung nach Gleitrichtung beziehungsweise Arbeitsrichtung. Dabei wird, wie in Tabelle 7-1 aufgelistet, in Abhängigkeit des Arbeitswinkels zwischen drei Schiebertypen unterschieden. Der Arbeitswinkel ϑ beschreibt den Winkel zwischen der vertikalen Bewegung der Presse und der Bewegungsrichtung des Schiebers.

Arbeitswinkel	Schiebertyp
45° bis 85°	Niederhalterschieber, Oberteilschieber
0° bis 45°	Oberteilschieber, Unterteilschieber
-15° bis 0°	Unterteilschieber
-90° bis -15°	Unterteilschieber mit Zwischenschieber

Tabelle 7-1: Zusammenhang Arbeitswinkel und Schiebertyp

Die in der Tabelle 7-1 erwähnten Schiebertypen sind in Abbildung 7-1 illustriert. Aus der Tabelle wird bereits ersichtlich, dass eine eindeutige Zuordnung nur über die Arbeitsrichtung nicht möglich ist. Somit müssen weitere Kriterien für die Wahl des richtigen Schiebers herangezogen werden.

Der Unterteilschieber, in Abbildung 7-1 links dargestellt, sollte bei der Konstruktion immer bevorzugt werden. Ein Grund dafür ist, dass keine Sicherungsmaßnahmen notwendig sind, da der Schieber während des gesamten Hubes im Werkzeugunterteil verbleibt. Ein weiterer entscheidender Faktor ist die einfachere Abstimmung des Schiebers mit den angrenzenden Werkzeugkomponenten: Bei einem Unterteilschieber müssen sämtliche Anpassungsarbeiten nur am Werkzeugunterteil vorgenommen werden. Dies gestaltet sich wesentlich einfacher als die Anpassung in zwei unterschiedlichen Werkzeughälften.

Ungeachtet des höheren Aufwands in der Einarbeit kann auf die Oberteilschieber oft nicht verzichtet werden. Aufgrund steiler Arbeitsrichtungen fehlt bei normaler Schieberanordnung im Werkzeugunterteil häufig der Freiraum für das Einlegen beziehungsweise Entnehmen des Pressteils. In diesen Fällen müssen die Arbeitsschieber im Werkzeugoberteil angeordnet sein. Bei diesen Hängeschiebern werden kleinere Hübe als bei Schiebern im Unterteil benötigt, da die Einlegefreiheit nicht beachtet werden muss [VDI3386]. Somit ergeben sich für die Wahl von Oberteilschiebern zwei Kriterien: zum einen ein großer Arbeitswinkel und zum

anderen der nicht vorhandene Bauraum im Werkzeug, um einen Unterteilschieber zu realisieren.

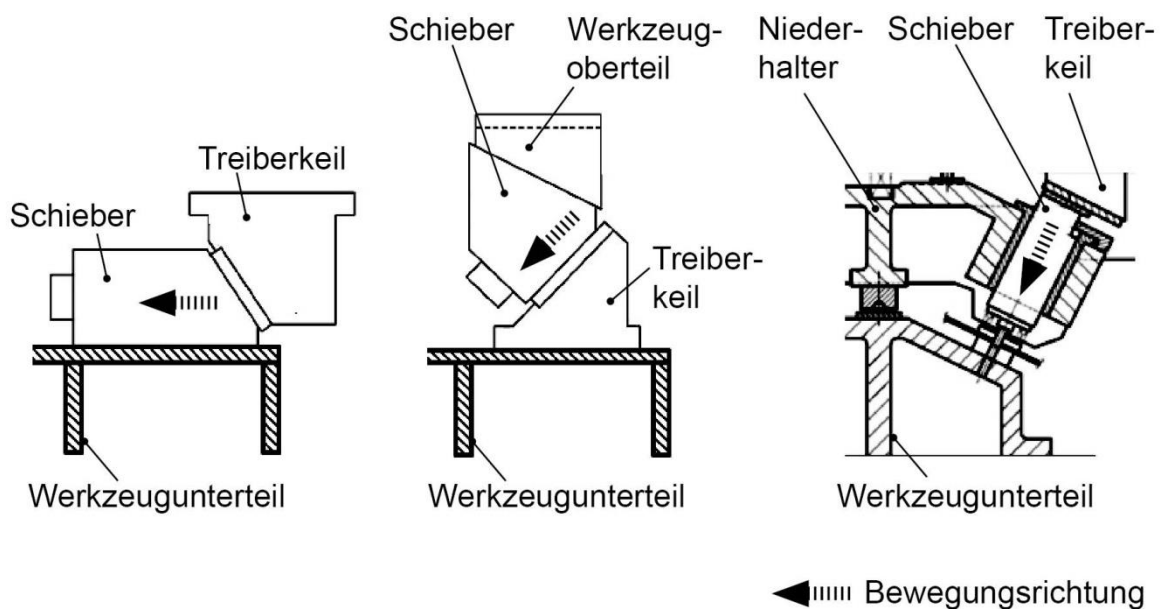


Abbildung 7-1: Schieberunterteilung nach Position, links Unterteilschieber, Mitte Oberteilschieber, rechts Pinolenschieber [VDI 3386]

Der dritte Schiebertyp ist der Niederhalterschieber, der aufgrund seiner Form auch als Pinolenschieber bezeichnet wird. Dieser Schiebertyp sollte wegen seiner Nachteile – wie komplexe Führung, Freigängigkeit der Mechanisierung und Abstimm Aufwand – nach Möglichkeit vermieden werden. Der Einsatz dieser Schieber erfolgt in der Regel bei Beschnittoperationen unter einem großen Arbeitswinkel und unter dem Gesichtspunkt, möglichst viele Arbeitsinhalte in ein Werkzeug zu integrieren. Infolge dieser Maßnahmen nehmen jedoch Werkzeugkomplexität und Wartungsaufwand zu. Bereits beim Werkzeugablauf müssen Niederhalterschieber ausdrücklich berücksichtigt werden. Sie dürfen erst nach dem Aufsetzen und Zentrieren des Niederhalters, der dem Schieber als Führung dient, betätigt werden. Dies kann in Einzelfällen eine Vergrößerung des Niederhalterhubes nach sich ziehen, was wiederum die Freigängigkeit der Mechanisierung negativ beeinflusst und sogar die maximale Ausbringung begrenzen kann. Darüber hinaus ist das Abstimmen dieses Schiebertyps sehr aufwendig.

Eine weitere Einteilung der Schieber kann anhand der Bewegungsart vorgenommen werden: Drehschieber mit einer rotatorischen Bewegung sind von Keilschiebern mit einer translatorischen Bewegung abzugrenzen (siehe Abb. 7-2).

Der Hub eines Keilschiebers wird vom Treiberweg und dem Keilwinkel festgelegt. Die Realisierung einer Verriegelung kann bei translatorischen Schiebern erreicht werden, indem der Treiber den Keil überfährt und somit formschlüssig die auftretenden Prozesskräfte abstützt. Durch den Keilwinkel wird nicht nur der Hub des Schiebers bestimmt, sondern auch dessen Geschwindigkeit. Ist der Keilwinkel kleiner 45° , wird der Schieber untersetzt und hat im Vergleich zum Treiber eine geringere Geschwindigkeit. Hingegen erfolgt bei einem Treiberwinkel, der größer als 45° ist, eine Übersetzung.

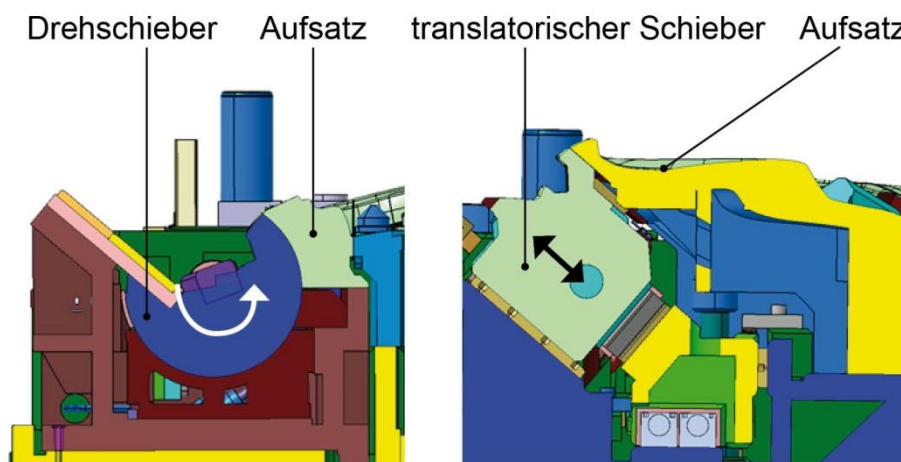


Abbildung 7-2: Schieberunterteilung nach Bewegungsart; links Drehschieber, rechts translatorischer Füllschieber

Drehschieber werden überwiegend als Füllschieber verwendet. Durch den Einsatz eines Drehschiebers können mehrere komplexe Füllschieber ersetzt werden. Selbst die Anzahl der Werkzeugstufen kann mit Drehschiebern reduziert werden. Aufgrund der Drehbewegung können bestimmte Bauteilbereiche besser oder überhaupt erst gefüllt werden. Zudem sind bei rotatorischen Schiebern wegen der kompakten Kinematik weniger Freimachungen im Aufsatz und Werkzeugunterteil vorzusehen, sodass die Teilauflegeflächen besser ausgelegt werden können. Der Antrieb von

Drehschiebern erfolgt üblicherweise durch Pneumatikzylinder, was eine sehr flexible Steuerung zulässt. Ein großer Nachteil dieser Schieber ist die aufwendige Anfertigung sowie patentrechtliche Aspekte [UMIX96], die bei der Ausführung zu beachten sind.

Die Einteilung von Schiebern anhand ihrer Funktion ist ebenfalls gängige Praxis. Dabei wird zwischen Balken-, Füll- und Arbeitsschieber unterschieden (siehe Abb. 7-3).

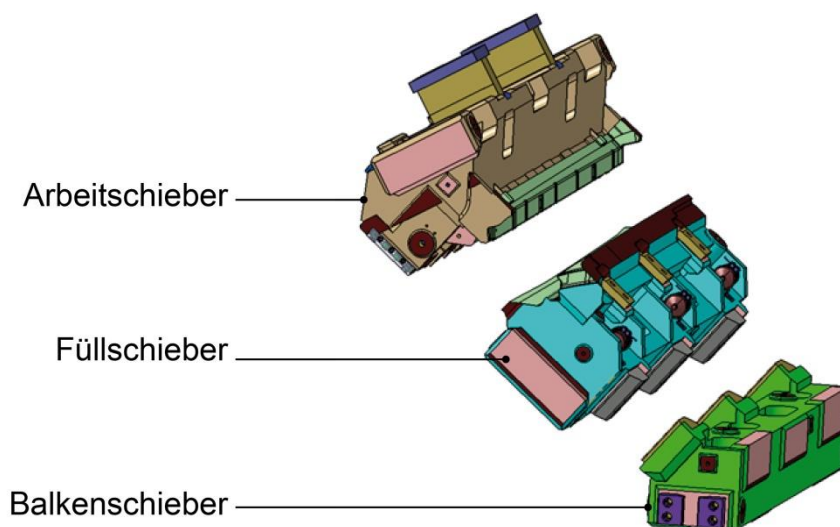


Abbildung 7-3: Schieberunterteilung nach Funktion

Balkenschieber werden für den Antrieb von Schiebern genutzt. Eine häufige Anwendung ist der Antrieb des Füllschiebers, weil die zu füllende Kontur meist vom Formaufsatz verdeckt wird und somit ein direkter Antrieb des Füllschiebers über einen Treiber im Werkzeugoberteil nicht möglich ist. Die Besonderheit bei dieser Anwendung ist, dass der Balkenschieber den Füllschieber nicht nur in seine Arbeitsposition bringt, sondern auch die Prozesskräfte aufnehmen muss, die auf den Füllschieber wirken. Die benötigte Abstützkraft des Füllschiebers während des Umformprozesses muss vom Balkenschieber aufgebracht werden. Dies wird durch Abstützen des Balkenschiebers am Werkzeugunterteil erreicht, sodass der Balkenschieber den Füllschieber in seiner Arbeitsposition verriegelt. Aus diesem Grund wird der Balkenschieber oft als Verriegelungsschieber bezeichnet.

Für die kontrollierte Umformung eines Bauteilbereiches müssen Gegenstücke verwendet werden, die zum einen die Gegenkontur bilden und zum anderen die auftretenden Arbeitskräfte aufnehmen. Ein Problem, das bei der Verwendung dieser Gegenstücke entsteht, ist die fehlende Freigängigkeit bei der Bauteilentnahme nach dem Arbeitsgang. Diese Einschränkung ist auf Hinterschnitte am Bauteil zurückzuführen. Durch eine Bewegung der Gegenform weg vom Blech ist eine vertikale Bauteilentnahme trotz der Hinterschneidung am fertig geformten Blechteil möglich. Für diese beschriebene Bewegung werden Füllschieber eingesetzt. Deren Bezeichnung geht darauf zurück, dass sie die hinterschnittige Kontur mithilfe einer der Form des Bauteiles und dem Fertigungsverfahren angepassten Gegenstückes füllen. Nach der Bewegung und dem Erreichen der Arbeitsposition ist ein Verharren in dieser Stellung zur Aufnahme der auf das Blechteil wirkenden Kräfte nötig. Der Füllschieber wird zum Beispiel durch den Balkenschieber in dieser Position verriegelt, sodass die Prozesskräfte direkt auf den Füllschieber wirken können. Der Füllschieber muss stabil genug ausgelegt werden, damit er der Belastung dauerhaft standhält.

Die Arbeitsschieber werden so bezeichnet, weil sie die eigentliche Arbeit, also das Fertigungsverfahren, umsetzen. Sie werden entsprechend weiter nach den einzelnen Fertigungsverfahren wie Schneiden und Umformen unterschieden. Dies ist erforderlich, da die Verfahren verschiedene Anforderungen an die Schieber stellen. Ein entscheidender Unterschied liegt in den prozessbedingten Kräften, die am Schieber wirken. Für den Schneidprozess lassen sich mit der Formel 2-3 die angreifenden Kräfte in ausreichender Genauigkeit analytisch berechnen. Für die formgebenden Operationen von komplexen Bauteilen ist dies analytisch nicht möglich. Auch die Vorhersage mittels Simulationstools ist gegenwärtig nicht aussagekräftig genug. Aus diesem Grund beschäftigen sich die weiteren Analysen mit einem Arbeitsschieber, der den Schweller-Bereich eines Seitenwandrahmens nachformt. Auf den ausgewählten Schieber wirken nicht nur prozessbedingte Umformkräfte, sondern auch Stoßbelastungen, die ebenfalls untersucht werden.

Vor der weiterführenden Analyse des Schiebers, die für eine belastungsgerechte Auslegung von Schiebersystemen nötig ist, wird kurz auf die bisherigen Auslegungskriterien und -verfahren eingegangen.

Als Eingangsgröße für die Auslegung wird der Arbeitswinkel ϑ eines Schiebers (siehe Abb. 7-4), der die Bewegungsrichtung beschreibt. Bei der Definition des Arbeitswinkels werden zum Beispiel beim Beschneiden Aspekte wie der maximal zulässige Schnittwinkel berücksichtigt. Anhand des Arbeitswinkels und der Kontur, die umgeformt oder beschnitten werden muss, wird der benötigte Schieberweg W_S und letztlich der erforderliche Bauraum für die unterschiedlichen Schiebertypen ermittelt. Abhängig vom vorhandenen Platz und der benötigten Freigängigkeit wird entschieden, ob der Arbeitsschieber als Unterteil- oder Oberteilschieber ausgeführt wird.

Die Lagerkraft F_A , dargestellt in Abbildung 7-4, ist nicht senkrecht zu der Schieberbewegung, sondern hat gemäß VDI-Handbuch Betriebstechnik [VDI3386] einen Versatz von 6° . Dieser Versatz resultiert aus der Reibkraft, die zwischen Schieberbett und Schieber wirkt. Für die vorhandene Reibpaarung aus einer Bronze-Gleitplatte mit Festschmierstoff und Grauguss wird vom Hersteller [FIBR11] ein Reibwert μ von 0,1 angegeben. Nach der Formel 7-1 ergibt sich daraus der Reibwinkel ρ zu 6° , der dem VDI-Wert [VDI3386] entspricht.

$$\mu = \tan \rho \quad [-] \quad (\text{Formel 7-1})$$

Der Treiberwinkel β wird nach dem in Abbildung 7-4 rechts dargestellten Diagramm bestimmt. Abhängig von dem Verhältnis der erwarteten Lagerkräfte F_A und F_{LT} werden die Kleinst-, Normal- oder Größtwerte für den Treiberwinkel herangezogen. Entspricht das Verhältnis F_A zu F_{LT} dem Wert eins, wird der Normalwert für den Treiberwinkel verwendet. Bei einem kleineren Verhältnis kommt der Kleinstwert zum Tragen, während bei einem größeren Verhältnis der Größtwert gewählt wird. Nach der Formel 7-2 wird aus der benötigten Schieberbewegung W_S und den geometrischen Gegebenheiten (Arbeitswinkel ϑ , Treiberwinkel β) am Schieber anschließend der Treiberweg W_T errechnet.

$$W_T = W_S \frac{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta)}{\sin \beta} \text{ [mm]} \quad (\text{Formel 7-2})$$

Für die Dimensionierung der Gussstruktur des Schiebers, aber auch der Führungsflächen, müssen die am Schieber wirkenden Kräfte ermittelt werden. Anhand der Formeln 7-3 bis 7-5 werden die Lagerkräfte F_A , F_{LT} und die Treiberkraft F_T , die der benötigten Presskraft entspricht, berechnet.

$$F_A = F_S \frac{\sin(\beta - \vartheta + \rho)}{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta - 2\rho)} \text{ [N]} \quad (\text{Formel 7-3})$$

$$F_{LT} = F_S \frac{\sin(90^\circ - \beta - \rho)}{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta - 2\rho)} \text{ [N]} \quad (\text{Formel 7-4})$$

$$F_T = F_S \frac{\sin(\beta + 2\rho)}{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta - 2\rho)} \text{ [N]} \quad (\text{Formel 7-5})$$

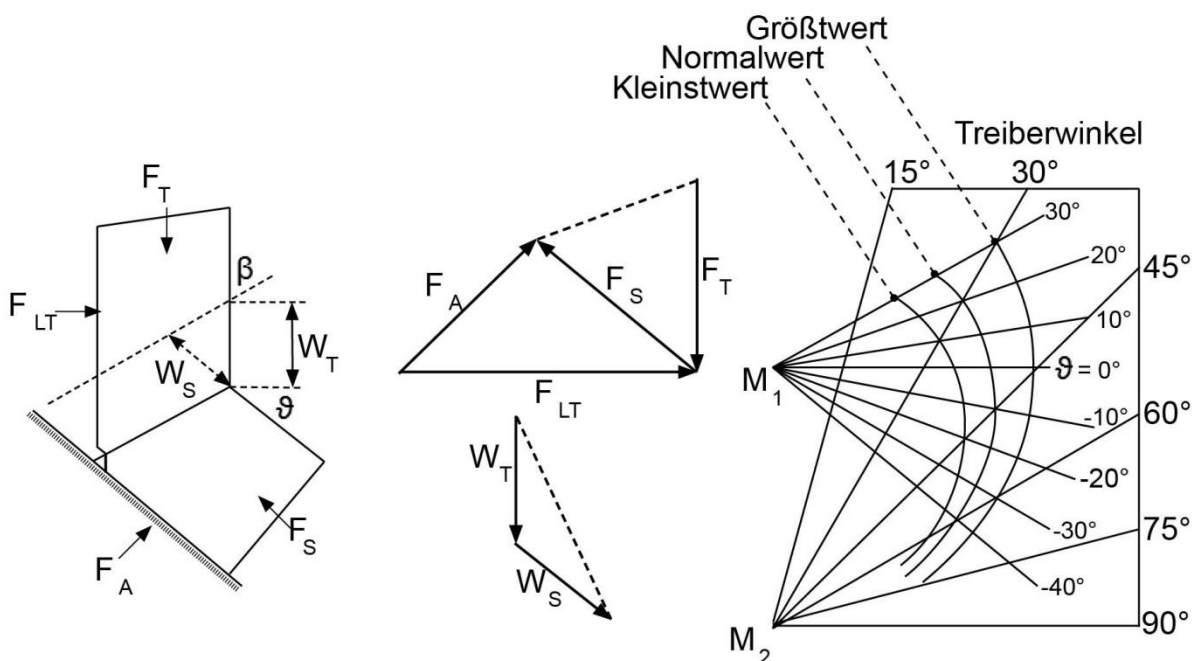


Abbildung 7-4: Schieberauslegung nach VDI 3386

Aus den oben aufgeführten Formeln ist ersichtlich, dass für die Berechnung immer die aus dem Prozess hervorgehende Schieberkraft F_S benötigt wird. Die Prozesskraft ist jedoch aktuell nur für den Schneidprozess ausreichend bekannt. Deshalb wird im Zuge der weiterführenden Untersuchung unter anderem auf die Ermittlung der

fehlenden Umformkräfte an Schiebern eingegangen. Eine exemplarische Berechnung der Schieberauslegung mit den überschlägigen Umformkräften nach Formel 7-11 wird im Anhang (Kapitel 10.2.1) durchgeführt.

7.1 Messsysteme für Schieberkräfte

Für eine optimierte und belastungsgerechte Auslegung von Schiebern müssen als Grundlage die Randbedingungen und die angreifenden Kräfte bekannt sein. Um die Kräfte zu bestimmen, müssen anhand der Anforderungen zunächst Methoden und Messsysteme entwickelt werden.

7.1.1 Anforderungen an das Schiebermesssystem

Die zwei Hauptanforderungen, die an das zu entwickelnde Messsystem gestellt werden, sind in Abbildung 7-5 illustriert. Eine wesentliche Anforderung besteht darin, die Prozesskräfte, insbesondere während der Umformung, erfassen zu können. Die Kräfte werden für die Auslegung der Gussstruktur und der Führungsflächen benötigt. Zudem können die erfassten Kräfte für die Validierung der Umformsimulation genutzt werden.

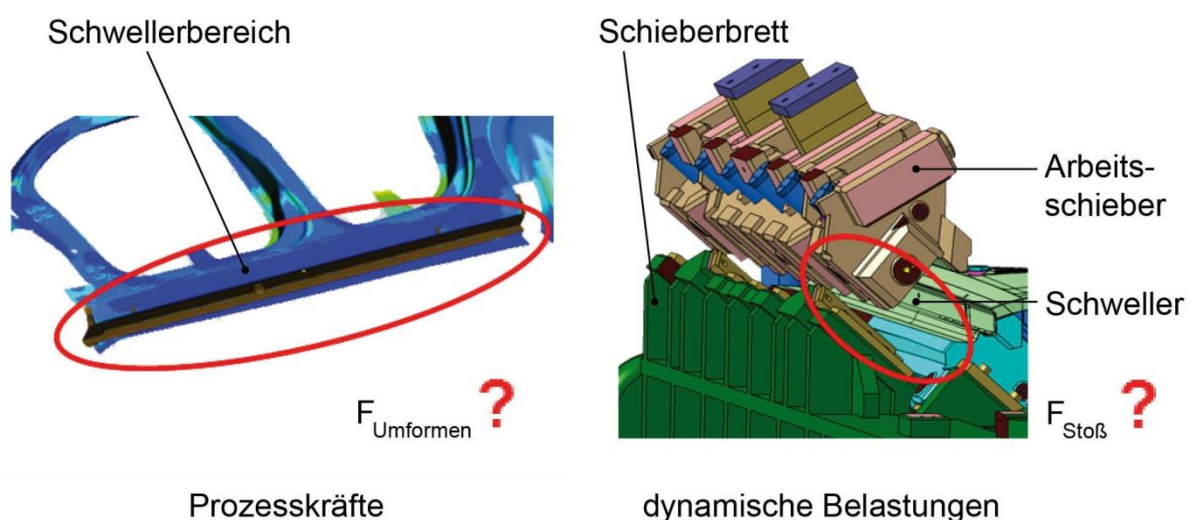


Abbildung 7-5: Zu bestimmende Messgrößen am Schwellerschieber durch das zu entwickelnde Messsystem

Neben den Prozesskräften sollen auch hochdynamische Stoßbelastungen aufgezeichnet werden, die zum Beispiel beim Aufsetzen des Oberteilschiebers im Werkzeugunterteil entstehen. Diese Kräfte müssen bei der Dimensionierung der einzelnen Komponenten unbedingt berücksichtigt werden, dass zum Beispiel das Schieberbett im Unterteil ausreichend dimensioniert wird. Die Bedeutung dieser dynamischen Lastfälle wird durch die neue Pressengeneration mit Servoantrieb noch weiter zunehmen, da die Belastungen von der variablen Stößelgeschwindigkeit direkt beeinflusst werden können. Eine ungünstige Gestaltung der Kinematikkurven bei Servopressen kann zu sehr hohen dynamischen Kräften bei Schiebern führen.

Außer diesen beiden Hauptanforderungen sollen auch die bisher getroffenen Annahmen, zum Beispiel der Reibwert, überprüft werden.

Um die benötigten Messgrößen, die mit dem Messmittel erfasst werden sollen, herausarbeiten zu können, bietet sich die Betrachtung eines freigeschnittenen Schiebers an. In Abbildung 7-6 sind alle am Schieber angreifenden Kräfte eingetragen und die Zusammenhänge in Form eines Kräfteplans veranschaulicht.

$$\frac{F_B}{F_A} = \frac{\sin(90^\circ + \rho_1 - \delta)}{\sin(\beta - \gamma + \rho_2 + \delta)} [-] \quad (\text{Formel 7-6})$$

$$\frac{F_{OP}}{F_A} = \frac{\sin(90^\circ - \beta + \gamma - \rho_1 - \rho_2)}{\sin(\beta - \gamma + \rho_2 + \delta)} [-] \quad (\text{Formel 7-7})$$

$$\frac{F_B}{F_{OP}} = \frac{\sin(90^\circ + \rho_1 - \delta)}{\sin(90^\circ - \beta + \gamma - \rho_1 - \rho_2)} [-] \quad (\text{Formel 7-8})$$

$$\frac{F_{OP_laengs}}{F_{OP}} = \cos \delta [-] \quad (\text{Formel 7-9})$$

$$\frac{F_{A_Schub}}{F_{A_N}} = \tan \rho_1 [-] \quad (\text{Formel 7-10})$$

Am Schieber greifen die zwei Lagerkräfte F_A und F_B an, die aufgrund der Reibung analog zu VDI 3386 [VDI 3386] nicht senkrecht zur Führungsfläche verlaufen. Zudem wirkt auf den Schieber die Operationskraft F_{OP} , die ebenfalls einen Winkelversatz zur Arbeitsrichtung aufweisen kann, da in der Regel die Schieber auch mit Querkraften F_{OP_quer} aus dem Prozess belastet werden. Anhand der Kräftedreiecke ergeben sich

nachfolgende Zusammenhänge zwischen den Kräften. Die Berechnung der einzelnen Schieberkräfte erfolgt unter Einbeziehung der gemessenen Kräfte aus Kapitel 7.2.1 im Anhang (Kapitel 10.2.2).

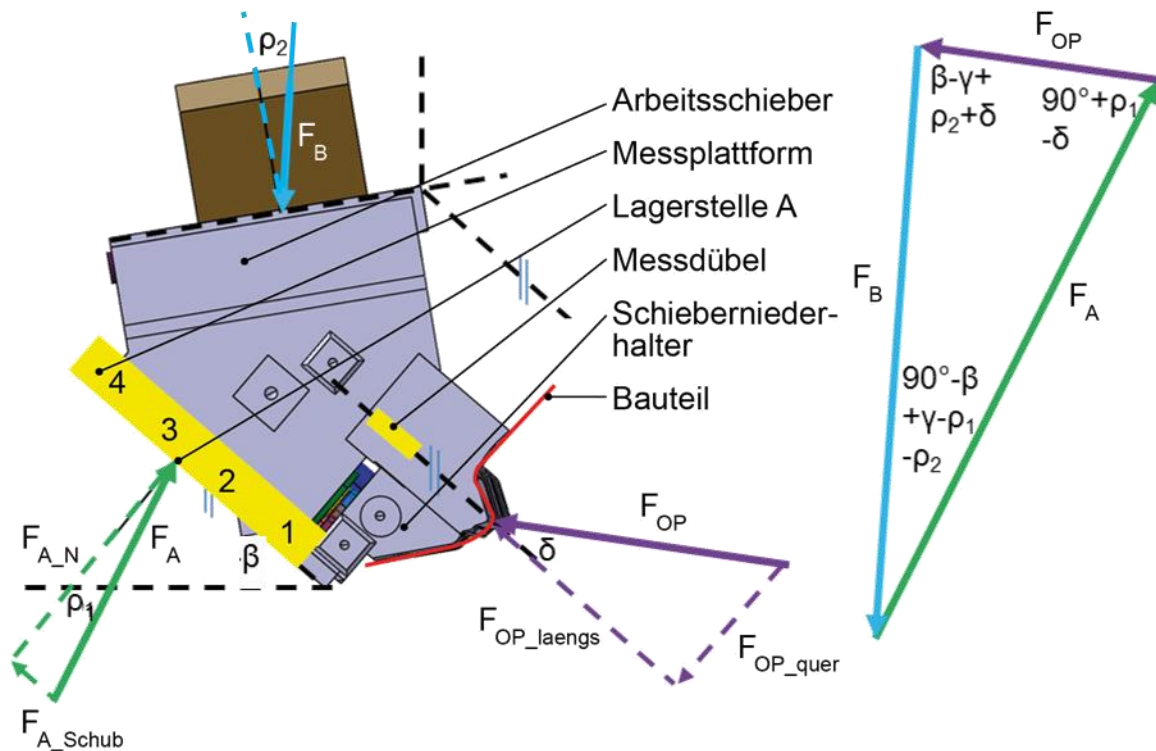


Abbildung 7-6: Messkonzept für Schieberkräfte

Als grundlegende Größen sollen die Prozesskraft F_{OP} und die Stoßbelastung F_A an der Lagerstelle ermittelt werden. Über die Gleichung 7-7 ist es möglich, diese beiden Kräfte ineinander überzuführen. Wie in der Abbildung 7-6 verdeutlicht, bietet es sich an, die Schieberkräfte über die Lagerstelle LA und der Kraft F_A zu bestimmen. Daher soll an der Lagerfläche ein Messinstrument integriert werden, das die Druckkräfte F_{A_N} und F_{A_Schub} aufzeichnen kann. Um eine detaillierte Auswertung zu ermöglichen, wird die Kraft nicht flächig, sondern punktuell über die Gleitfläche verteilt erfasst. Über das Messsystem können somit eventuelle Kippbewegungen des Schiebers wie auch reale Reibwinkel ρ_1 ermittelt werden.

Als Prüfwert zur Absicherung der Messung soll außerdem mindestens eine Komponente der Prozesskraft F_{OP} erfasst werden. Diese Kraft wird möglichst nahe

an der Wirkfläche des Schiebers, in diesem Fall der Umformzone, gemessen. Die erwähnten Messmittel sind skizzenhaft in die Abbildung 7-6 eingezeichnet und geben eine Übersicht über die Position des benötigten Messequipments.

7.1.2 Aufbau und Funktion des Schiebermesssystems

Aufgrund der Forderung, dass hochdynamische Kräfte quantitativ messtechnisch erfasst werden sollen, müssen Sensoren verwendet werden, die eine extrem kurze Ansprechzeit haben. Sensoren, die sich des piezoelektrischen Effekts bedienen, sind für diese Anwendungen besonders gut geeignet. [KIST13]. Für die Messung von Kräften in Stahlstrukturen gibt es spezielle Messdübel, die in der Struktur verspannt werden können. Die Längskomponente der Operationskraft F_{OP_laengs} wird mit Längskraftmessdübel des Typs Kistler 9243 erfasst. Diese Sensoren werden in Bohrungen möglichst nahe an der Formfläche vorgespannt, damit sichergestellt ist, dass nur die Längskräfte gemessen werden.

Die Messung der Lagerkraft ist nach aktuellem Stand der Technik nur schwer umsetzbar. Zum einen werden an der Lagerfläche A große Kräfte bis circa 1000 kN erwartet, die den Einbau der Sensoren nur im Kraftnebenschluss zulassen. Eine quantitative Messung, insbesondere von Schubkräften im Kraftnebenschluss, ist nur schwer realisierbar. Eine weitere Herausforderung ergibt sich aus dem begrenzten Bauraum sowie dem zu erwartenden Verschleiß an der Führungsfläche.

Um diesen Herausforderungen gerecht zu werden, musste ein neuartiges Messinstrument entwickelt werden. Die Messplattform nach der Patentanmeldung [CANT12a] (siehe Abb. 7-7) besteht aus insgesamt vier Drucksensoren des Typs Kistler 9135B und vier Schubsensoren des Typs Kistler 9145B. Zusammen mit dem Druckstück, mit dem die Sensoren vorgespannt sind, bilden sie die vier Messstellen der Messplattform. Die Vorspannung ist insbesondere für die Messung der Schubkräfte nötig, damit die am Druckstück angreifenden Schubkräfte kraftschlüssig auf den Sensor übertragen werden. Um die Messstellen vor einer Überlastung und Zerstörung zu schützen, sind sie in einer Stahlplatte eingefasst. Das aufgebaute Messinstrument misst an den vier Messstellen über das Druckstück im Krafthaupt-

schluss Druck- und Schubkräfte; wird jedoch die gesamte Messplatte betrachtet, erfolgt die Messung im Kraftnebenschluss. Mit dieser konstruktiven Gestaltung ist sichergestellt, dass das Messequipment auch unter hohen Belastungen zerstörungsfrei betrieben werden kann.

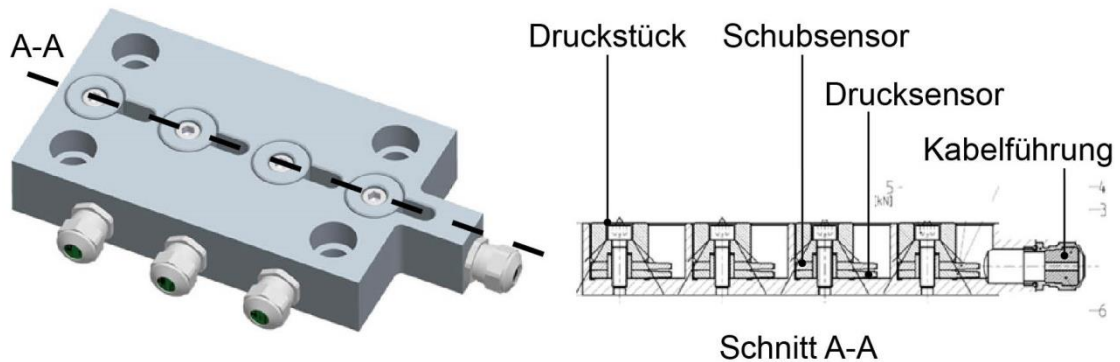


Abbildung 7-7: Aufbau Messplattform

Mit der zusammengebauten Messplattform können bereits qualitative Kraftverläufe prozesssicher aufgezeichnet werden. Es werden jedoch nicht nur qualitative, sondern auch quantitative Kraftverläufe benötigt. Die tatsächlichen Kraftwerte werden für die Auslegung des Schiebers, aber auch für die Validierung von Simulationen benötigt.

Zu dem Zweck muss die Messplattform als Ganzes kalibriert werden, da die vorhandenen Kalibrierkurven der einzelnen Sensoren infolge des Einbaus im Kraftnebenschluss ihre Gültigkeit verloren haben. Bei der Kalibrierung ist darauf zu achten, dass alle relevanten Einflussgrößen aus dem realen Prozess berücksichtigt werden. Bei der Kalibrierung wurde daher sichergestellt, dass die Vorspannung, die Reibpaarungen und die Kräfte jenen des realen Einbaus im Werkzeug entsprechen.

Damit die zwei Krafrichtungen aus dem Prozess abgebildet werden können, muss eine mehrachsige Prüfmaschine für die Kalibrierung eingesetzt werden. Die verwendete Prüfmaschine der Firma Walter & Bal AG Löhningen mit der Bezeichnung K18260 ist in Abbildung 7-8 wiedergegeben. Die Anlage besteht aus einem massiven Tisch und drei hydraulischen Kraftzylindern, mit denen je eine Kraft aus

den drei Koordinatenrichtungen gesteuert aufgebracht werden kann. Der Hauptzylinder für die z-Richtung hat eine maximale Nennpresskraft von 500 kN, wohingegen die beiden Kraftzylinder für die x- und y-Richtung jeweils eine Nennpresskraft von 100 kN aufweisen. In den Druckstücken der einzelnen Zylinder befindet sich jeweils ein geeichter Kraftsensor, der die Referenzkraft F_{Ref} bei der Bestimmung der Kalibrierkurven liefert. Die Anlage lässt es zu, die Messplattform gleichzeitig in z- und x-Richtung zu belasten, sodass sehr realitätsnah kalibriert werden kann.

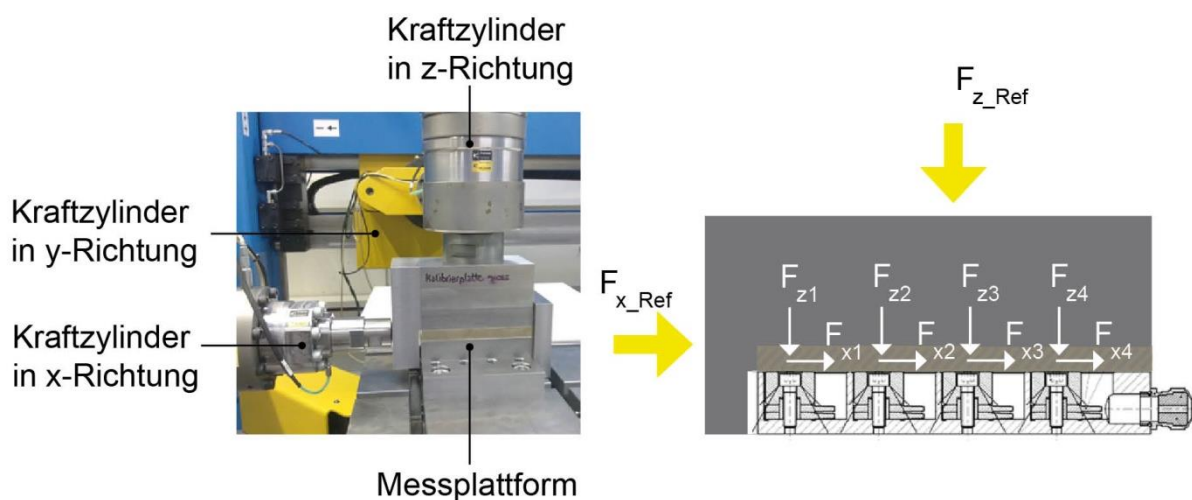


Abbildung 7-8: Kalibrieraufbau Messplattform: links realer Aufbau, rechts schematische Darstellung mit den wirkenden Kräften

Anhand der Abschätzung der zu erwartenden Lagerkräfte an dem ausgewählten Schieber des Seitenwandrahmen-Werkzeugs OP50 des Audi A3 Sportbacks werden die einzelnen Plattformen bis zu 300 kN in z-Richtung und 30 kN in x-Richtung kalibriert. Im Zuge der Kalibrierung werden mehrere Verschaltungen der einzelnen Sensoren getestet. In Abbildung 7-9 sind exemplarisch die Kalibrierkurven der Einzelsignalschaltung der Plattform dargestellt. Die Kurven zeigen ein sehr gutes lineares Verhalten der entwickelten Messeinheit bei Druck- und Schubkräften. Auch hinsichtlich der Genauigkeit der Messplattform sind die theoretisch berechneten Werte des Sensorherstellers erreicht worden. Ein weiterer wichtiger Aspekt, der bei der Kalibrierung aufgezeigt wurde, ist das Übersprechen der einzelnen Sensoren. Darunter ist zum Beispiel das Signal, das ein Drucksensor bei einer reinen

Schubbelastung liefert, zu verstehen. Es erwies sich, dass das Übersprechen der Sensoren für die geplanten Messungen vernachlässigt werden kann, da es nur einen sehr geringen Einfluss auf die messenden Kräfte hat (siehe Kapitel 10.2.4).

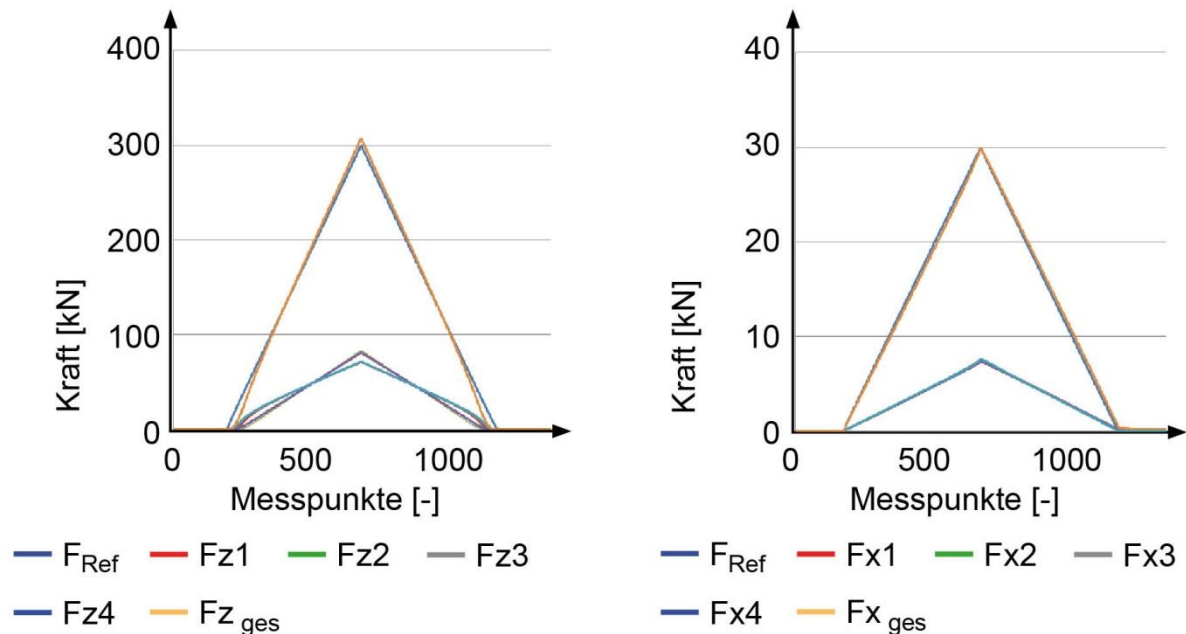


Abbildung 7-9: Exemplarische Kalibrierkurven Messplattform: links Druckkraft F_z , rechts Schubkraft F_x

Neben der Vielzahl an Verschaltungsvarianten, bei denen die Signale der einzelnen Sensoren unterschiedlich aufsummiert werden, ist es bei der Kalibrierung notwendig, zwei Lastfälle zu unterscheiden. Der erste Lastfall, der in Abbildung 7-10 links dargestellt ist, bildet das Auftreffen des Schiebers im Schieberbett ab. Beim Auftreffen des Schiebers sind nur drei Messbereiche komplett im Eingriff, der vierte Messbereich nur zum Teil. Somit muss für diesen Prozesszeitpunkt eine gesonderte Kalibrierkurve aufgenommen werden. Nach einem Hub des Stößels und somit des Schiebers von h_{Sch} (siehe Abb. 7-10) sind alle Messbereiche gleichmäßig im Eingriff. Für diesen zweiten Lastfall wird eine weitere Kalibrierkurve ermittelt.

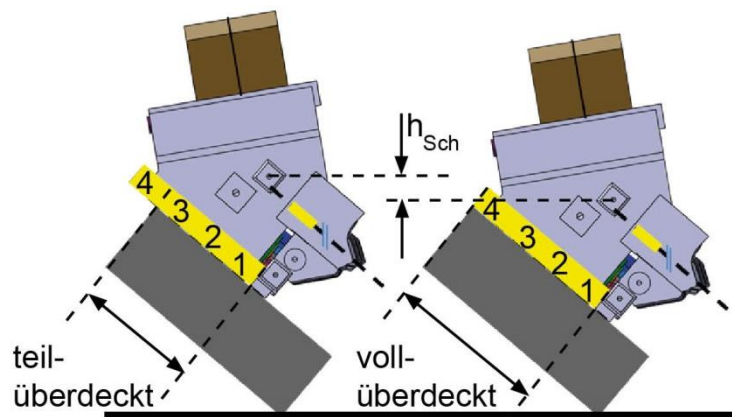


Abbildung 7-10: Kalibrierfälle: links Teilüberdeckung, rechts Vollüberdeckung

Mit den beiden Kalibrierkurven ist es möglich, die Signale der Messplattform beim Stoß und während der Umformung in Kräfte umzurechnen. Nur für den kleinen Bereich, in dem sich der Schieber um Δh_{Sch} bewegt, ist keine quantitative Aussage über die Kräfte zu treffen. Da dieser Bereich jedoch nicht auslegungsrelevant ist, kann die Einschränkung toleriert werden.

Ausgewählte Kalibrierkurven für die drei gefertigten Messplattformen mit ihren Schaltungsvarianten für die beiden Lastfälle finden sich im Anhang (Kapitel 10.2.3).

7.2 Schieberbelastungen

Mittels der gefertigten Messplattformen und der ermittelten Kalibrierkurven können die Kräfte an dem ausgewählten Schieber messtechnisch erfasst werden. Bevor der konkrete Messaufbau am Schieber sowie die Messergebnisse erläutert werden, wird kurz auf eine überschlägige Berechnung der Schieberkräfte eingegangen.

Für die bisherige Auslegung von Schiebern gab es weder fundierte Messwerte noch konnten Simulationswerte herangezogen werden, da diese noch nicht validiert worden waren. In der Praxis hat sich deshalb die analytische Formel 7-11 etabliert. Diese Formel berechnet die Biegekraft F_{Bi} für einfache Geometrien wie das Abstellen oder Einstellen einer geraden Kontur. Für die Berechnung wird die Zugfestigkeit R_m sowie die Blechdicke s und die Länge l_B der Biegekontur benötigt. Zusätzlich bedarf

es eines Korrekturwerts k_B , der für einfache Konturen mit 0,2 angenommen werden kann.

$$F_{Bi} = k_B \cdot s \cdot l_B \cdot R_m \text{ [N]} \quad (\text{Formel 7-11})$$

In der Praxis wird diese Formel jedoch nicht nur für die erwähnten Konturen herangezogen, sondern auch für komplexe Schiebergeometrien. Bei der Berechnung der Schieberkräfte wird lediglich der Korrekturwert angepasst. Abhängig von der Größe der Biegeradien wird ein Korrekturfaktor zwischen 0,2 und 0,6 gewählt. Mit dem betrachteten Schieber wird das Material DC06 mit einer Zugfestigkeit von 270 N/mm² bis 350 N/mm² und einer Blechstärke s von 0,75 mm verarbeitet. Die Analyse der Schiebergeometrie ergibt eine Gesamtbiege­länge von 7200 mm. In Abhängigkeit vom gewählten Korrekturfaktor und der Streckgrenze ergibt sich eine Nachformkraft zwischen 292 kN und 1134 kN. Die Kraft kann somit fast um den Faktor vier schwanken, womit sich diese Berechnung für eine belastungsgerechte Auslegung als unzureichend erweist. Die Formel 7-11 lässt demnach lediglich eine grobe Abschätzung der zu erwartenden Kräfte zu. Kommt sie zum Einsatz, wird üblicherweise der größte Kraftwert angenommen, damit die Gefahr des Versagens von Werkzeugkomponenten aufgrund einer Unterdimensionierung minimiert wird.

7.2.1 Messung von Schieberkräften

An­ge­sichts der hohen Ungenauigkeit der bisherigen analytischen Berechnung erscheint eine messtechnische Erfassung der tatsächlichen Kräfte zur Optimierung der Berechnung dringend notwendig. Der dafür verwendete Aufbau am Schieber des Seitenwandrahmen-Werkzeugs OP50 des Audi A3 Sportbacks ist in Abbildung 7-11 zu sehen.

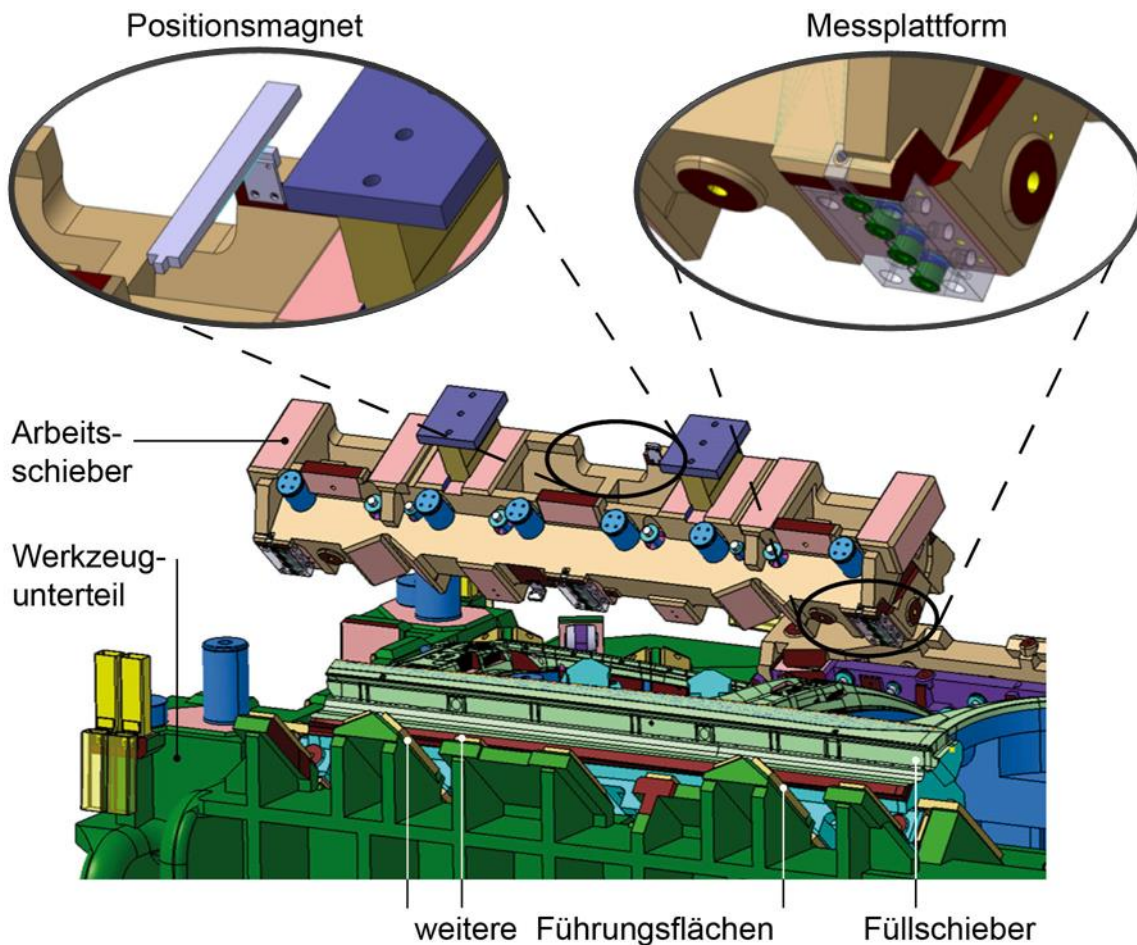


Abbildung 7-11: Messaufbau am Schwellerschieber des Seitenwandrahmen-Werkzeugs OP50 des Audi A3 Sportbacks

Der Messaufbau besteht aus drei Messplattformen, deren Funktionen bereits in Kapitel 7.1.2 ausführlich erläutert wurden. Zusätzlich sind über die Umformfläche des Schiebers drei Längskraftmessdübel verteilt, deren Signal für die Auswertung lediglich als Prüfgröße dient. Neben den Kraftsensoren sind zwei Positionsmagnete am Arbeitsschieber montiert, mit denen über einen magnetostriktiven Sensor die Position des Schiebers bestimmt wird. Somit ist eine eindeutige Zuordnung der Kraftsignale zur Schieber- und Stößelposition möglich, was die Auswertung erleichtert.

Die Kraftmessung am Schieber wird auf der hydraulischen Presse A (siehe Tabelle 4-1) und im Anschluss auf der mechanischen Produktionspresse I (siehe

Tabelle 4-3) vorgenommen. Auf diese Weise kann der Unterschied zwischen der Einarbeit auf der hydraulischen Presse und der Produktion auf der mechanischen Presse abgebildet werden. Darüber hinaus können systematische Untersuchungen zum Einfluss der Hubzahl durchgeführt werden.

Die Auswertung der gewonnenen Messergebnisse kann in drei Detaillierungsstufen erfolgen (siehe Abb. 7-12). Die erste Stufe bezieht sich auf die Auswertung der Gesamtkraft, die am Schieber angreift. Diese Kraft wird für die Validierung der Umformsimulation benötigt sowie für die Konzeptauslegung von Schieberstrukturen. Die nächstfeinere Auswertungsstufe verdeutlicht die Kraftverteilung über die Länge des Schiebers. Besonders bei asymmetrischen Schiebern oder Umformbereichen ist diese Detaillierung wichtig. Um die Kraftverteilung in den einzelnen Führungsflächen zu erhalten, ist eine noch genauere Auswertung, wie in Abbildung 7-12 rechts dargestellt, angebracht. Diese ermöglicht die Optimierung der Führungsflächen sowie der verwendeten Gleitpaarungen.

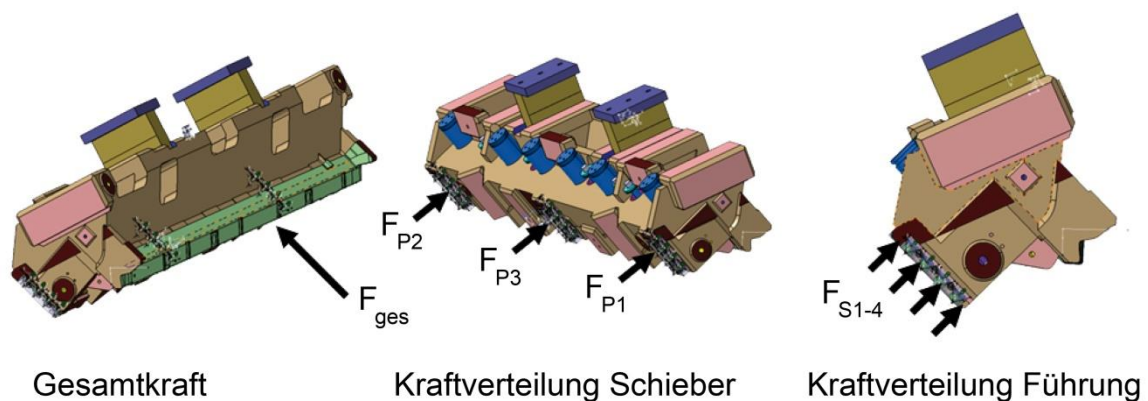


Abbildung 7-12: Detaillierungsstufen der Auswertung der Schieberkraftmessung

Die Aufzeichnung und Speicherung der Daten wird mit dem in Kapitel 4.3 vorgestellten Messsystem realisiert. Die Daten werden mit einer Abtastfrequenz von 5 kHz aufgezeichnet, damit die Stoßbelastungen in einer ausreichenden Genauigkeit erfasst werden können.

Eine Herausforderung stellt die Verarbeitung und Auswertung der aufgenommenen Messwerte dar. Infolge der Datenerfassung auf bis zu 17 Kanälen mit einer Abtast-

frequenz von 5 kHz entstehen sehr große Mengen an Rohdaten, die manuell nur schwer verarbeitet werden können. Daher werden die Daten als Erstes unter Zuhilfenahme der Wegkurven beschnitten. Anschließend erfolgt, wie in Abbildung 7-13 veranschaulicht, die Auswertung mit einem erstellten MATLAB-Programm.

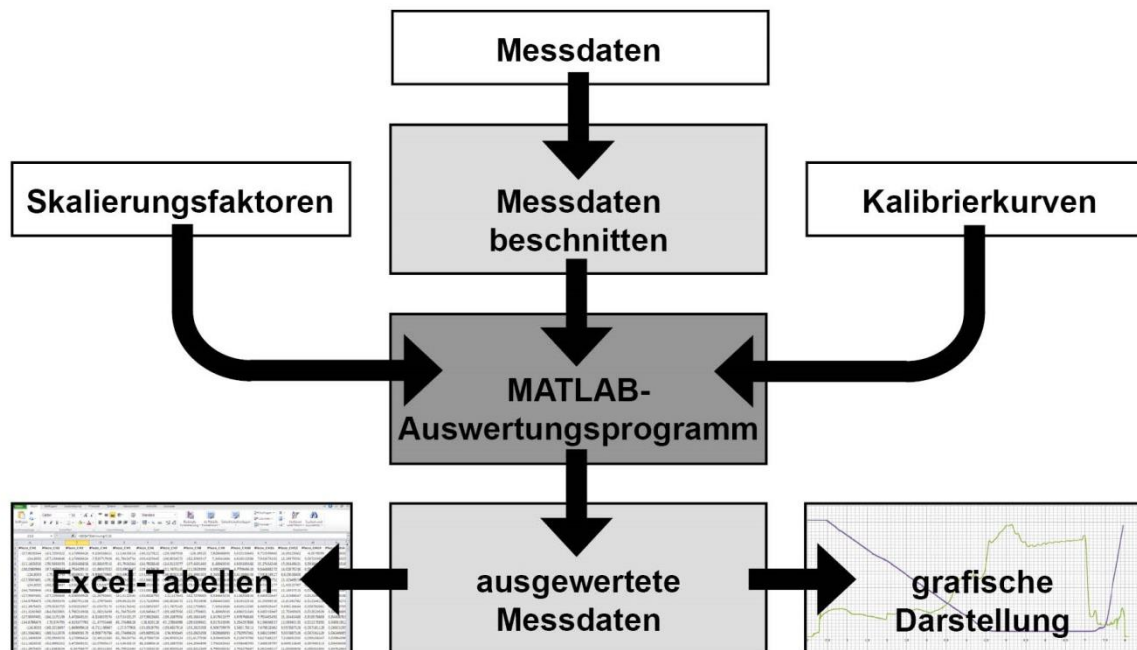


Abbildung 7-13: Schematische Darstellung der Auswertung

Das Auswertungsprogramm greift auf die erstellten Kalibrierkurven der Messplattformen zurück und kann anhand des Wegsignals auch die beiden Lastfälle Voll- und Teilüberdeckung, wie in Abbildung 7-10 dargestellt, unterscheiden. Somit kann der gespeicherte Spannungswert in den entsprechenden Kraftwert umgerechnet werden. Des Weiteren greift das Programm auf eine Reihe von Skalierungsfaktoren zu, die aus den Einstellungen des Ladungsverstärkers stammen oder aufgrund von geometrischen Gegebenheiten benötigt werden. Als Output liefert das Programm Excel-Tabellen, die manuell weiter bearbeitet werden können, sowie vordefinierte Graphen für eine schnelle Visualisierung der Messungen.

Dieses Programm lässt es zu, die bei der Messung erzeugte große Datenmenge effizient zu verarbeiten und unter verschiedenen Gesichtspunkten auszuwerten. Als Erstes wird die Auswertung der Gesamtkraft detailliert erläutert. In Abbildung 7-14

werden typische Kraftverläufe an der Lagerstelle A des Schiebers (siehe Abb. 7-6) bei der Umformung gezeigt. Die Darstellung der Kraftverläufe beruht auf Aufzeichnungen an der hydraulischen Presse B (siehe Tabelle 4-1). Der Stößel der Presse fährt, wie dem Wegverlauf zu entnehmen ist, während des Kontaktes zwischen Schieber und Werkzeugunterteil mit einer nahezu konstanten Geschwindigkeit bis UU. In UU verharrt der Stößel für 2,5 Sekunden, bevor er wieder mit einer konstanten Geschwindigkeit den Rückhub durchführt.

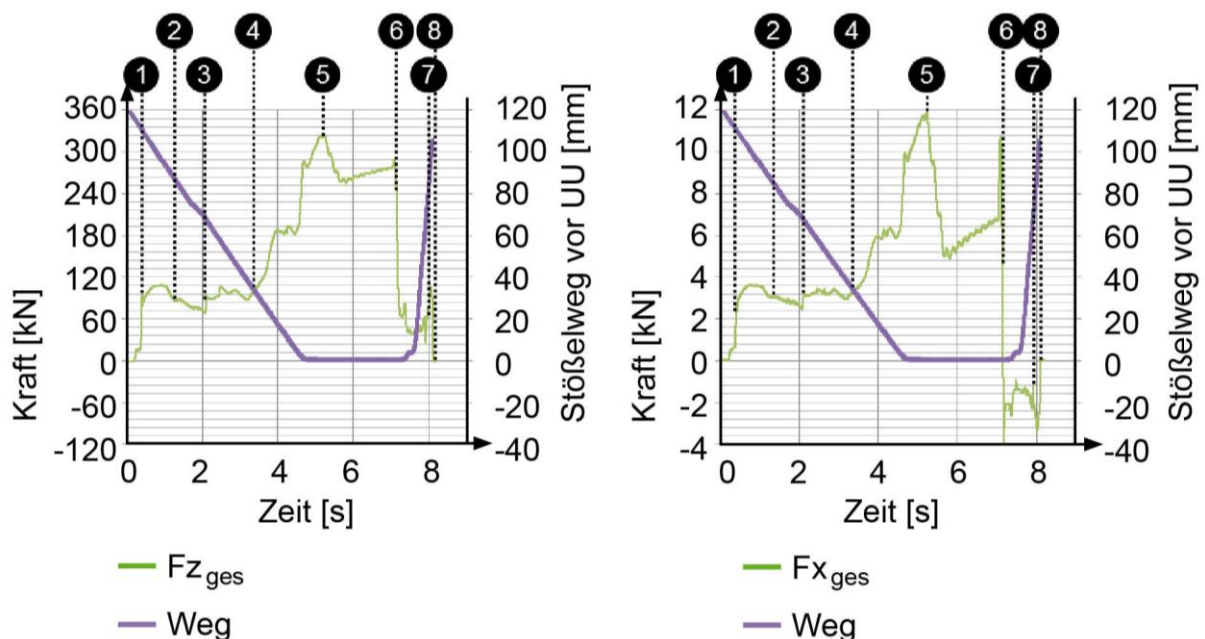


Abbildung 7-14: Gemessener Gesamtkraftverlauf am Schieber im Prozess: links Druckkraft, rechts Schubkraft

Der typische, in Abbildung 7-14 wiedergegebene Kraftverlauf ist durch mehrere Punkte charakterisiert, auf die nachfolgend eingegangen wird. Beim Auftreffen des Schiebers in Punkt 1 kann selbst bei der langsamen Bewegung der hydraulischen Presse eine Kraftspitze infolge der Stoßbelastung erkannt werden. In den Bereichen zwischen 1 und 2 sowie zwischen 7 und 8 ist eine quantitative Bewertung nicht möglich. Dies liegt darin begründet, dass lediglich Kalibrierkurven für den Auftreffzeitpunkt und die volle Überdeckung der Messplatte vorliegen. Innerhalb der beschriebenen Zeiträume liegt der Übergangsbereich zwischen den beiden in Abbildung 7-10 dargestellten Lastfällen. Zum Zeitpunkt 3 setzt der im Schieber

integrierte Niederhalter auf das Blech auf. Die Niederhalterkraft wird dabei über Gasdruckfedern aufgebracht, was auch den Kraftsprung im Verlauf erklärt. Der Kraftanstieg entspricht der Kraft der nicht vorgespannten Gasdruckfeder. Ab dem mit der Nummer 4 markierten Bereich findet die eigentliche Umformung statt. Der erste Kraftanstieg resultiert aus den vorherrschenden Biegekräften, denen sich bis zu Punkt 5 die Prägekraft anschließt. Die Prägekraft, resultierend aus dem Überdrücken der Kontur, ist nötig, um die Auffederung nach dem Entlasten des Bauteiles zu minimieren. Der Zeitpunkt, der im Kraftverlauf mit der Nummer 6 markiert ist, kennzeichnet den Beginn des Rückhubs. Dies lässt sich besonders gut am Verlauf der Schubkraft erkennen (siehe Abbildung 7-14, rechts), deren Vorzeichen sich zu dem Zeitpunkt ändert. Mit dem Punkt 8 endet die Messung der Lagerkraft, da der untersuchte Oberteilschieber vom Schieberbett abhebt und somit an der Lagerstelle keine Kräfte mehr gemessen werden.

Bei der weiteren Analyse der Kraftkurven wird die eben vorgestellte Nomenklatur für die markanten Stellen beibehalten. Für die Bewertung der erforderlichen Umformkraft muss der Leerhub mit dem bereits erläuterten Prozesshub verglichen werden. Dieser Vergleich ist in Abbildung 7-15 veranschaulicht. Die beiden Kraftkurven weisen bis zur Markierung 3 und ab der Markierung 6 einen identischen Verlauf auf. Dies ist zurückzuführen auf die identische Kinematikkurve und die gleichen werkzeuginternen Randbedingungen (zum Beispiel Reibung), die sowohl beim Leerhub als auch im Prozesshub mit Bauteil vorliegen.

Während nur der Schieberniederhalter zum Zeitpunkt 3 wirkt, kann bereits im Prozesshub eine leicht höhere Kraft als beim Leerhub festgestellt werden. Die größere Kraft ergibt sich aus der größeren Komprimierung der Gasdruckfeder um die Blechdicke von 0,75 mm bei eingelegtem Blech. In dem Bereich zwischen 4 und 6 sind die Unterschiede deutlich sichtbar. Erwartungsgemäß liegt die Prozesskraft deutlich über der Kraft im Leerhub. Die Kraftkurve des Leerhubs müsste theoretisch aufgrund der Kompression der Gasdruckfedern im Bereich von 3 bis 5 in Abhängigkeit der Kennlinie der Gasdruckfeder leicht linear ansteigen. Dies ist bis kurz vor der Markierung 5 tatsächlich der Fall, jedoch zeigt sich in UU auch im Leerhub eine

Prägekraft. Diese resultiert aus dem massiven Überdrücken der Form um mehr als die Blechstärke. Ein Überdrücken ist beim Nachformen zur Minimierung der Auffederung, wie bereits beschrieben, üblich, sollte allerdings unter der Blechstärke liegen. Dies ist beim untersuchten Schieber nicht gegeben, sodass auch im Leerhub der Kraftanstieg in UU zu verzeichnen ist. Eine solche überflüssige Prägekraft sollte vermieden werden, da sie die Werkzeugkomponenten unnötig belastet. Sie sollte vor dem Serienbetrieb des Werkzeuges auf einer mechanischen Presse eliminiert werden. Somit kann anhand der Messungen auch die Einarbeit des Schiebers objektiv bewertet werden.

Auffällig ist zudem der Kraftanstieg kurz vor dem Umkehrpunkt 6, der bei den Schubkräften besonders deutlich zu sehen ist. Die Ursache dieser Kraftspitze liegt jedoch nicht im Prozess, sondern in der Steuerung der hydraulischen Presse. Das Umschalten der Hydraulikaggregate in den Rückhub bewirkt ein Schwingen des Stößels, auf das die Kraftspitze zurückzuführen ist.

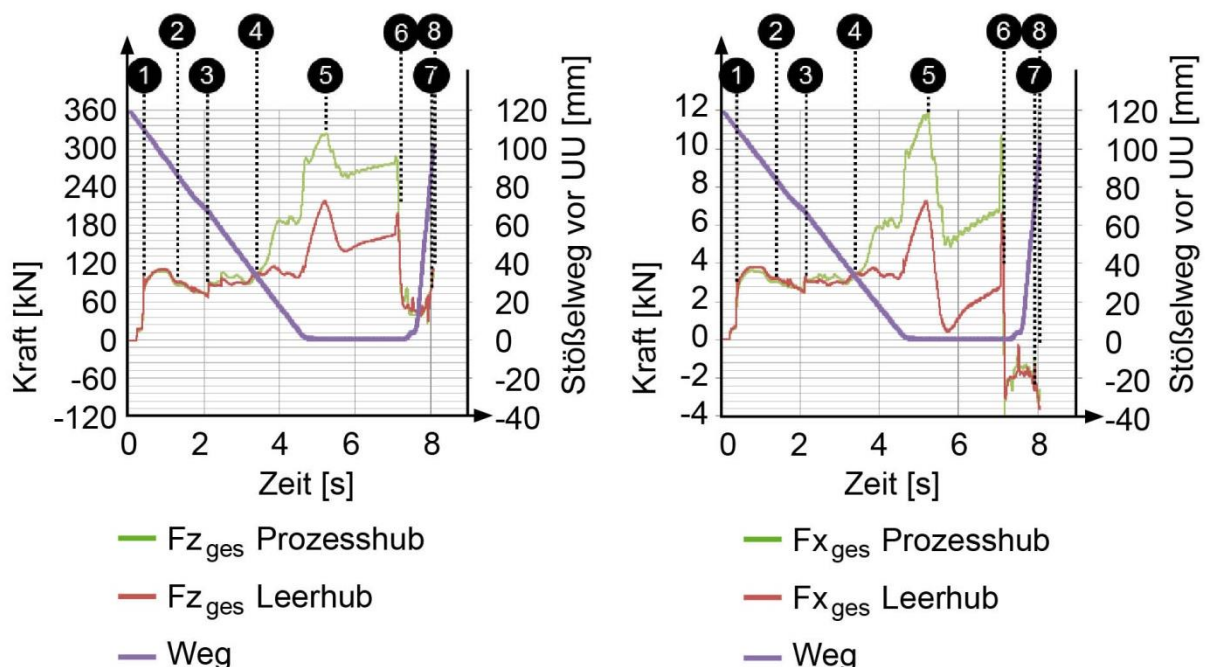


Abbildung 7-15: Vergleich der gemessenen Gesamtkraftverläufe zwischen Leerhub und Prozesshub: links Druckkräfte, rechts Schubkräfte

Für den Vergleich der gemessenen Kräfte mit der Umformsimulation ist die Betrachtung der direkt ausgegebenen Kraftwerte nicht ausreichend. Der Abgleich mit der Simulation kann nur mit jenen Kräften erfolgen, die ausschließlich auf die Umformung zurückgehen. Um diese Kraft zu erhalten, muss die Differenzkraft zwischen Prozesshub und Leerhub bestimmt werden. Dies gewährleistet, dass nur Kräfte, die aus der Umformung stammen, übrig bleiben und sämtliche Störgrößen, zum Beispiel Reibkräfte, eliminiert werden. Die Differenzkraftkurven in Druck- und Schubrichtung sind in Abbildung 7-16 dargestellt. Die reine Umformkraft liegt um den Faktor zwei unter der Gesamtkraft, was deutlich macht, dass ein Großteil der Werkzeugbelastungen nicht durch den Umformprozess verursacht wird. Somit haben die Kinematikkurve des Schiebers, die verbauten Gasdruckfedern im Schieber sowie das Gewicht des Schiebers einen entscheidenden Einfluss auf die auftretenden Kräfte. Fehlfunktionen wie ein zu starkes Überdrücken steigern zusätzlich die werkzeuginternen Belastungen.

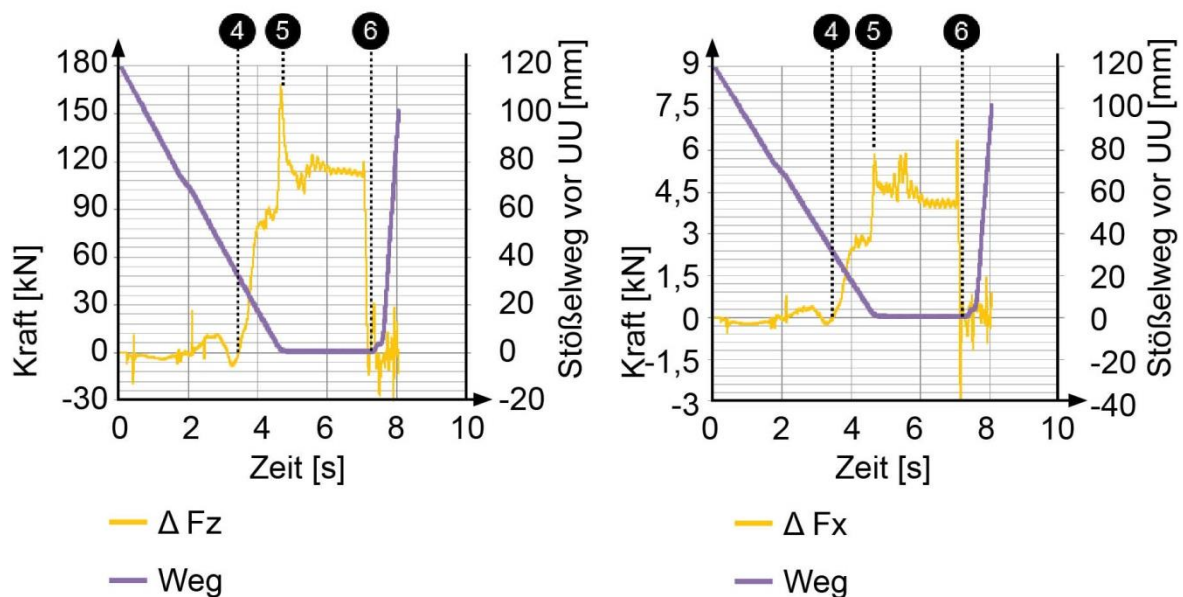


Abbildung 7-16: Differenzkraft aus Prozesshub zu Leerhub am Lager A des Schiebers: links Druckkraft, rechts Schubkraft

Anhand der in Abbildung 7-16 wiedergegebenen Kraftkurven kann über die Formel 7-12 die Lagerkraft F_A (siehe Abb. 7-6) am Schieber berechnet werden. In UU ergibt

sich aus der Berechnung eine Lagerkraft von 150 kN. Über die Formeln 7-7 und 7-9 lässt sich der Zeitverlauf der Umformkraft darstellen. Dieser Verlauf sowie die Richtung der Umformkraft, die der Operationskraft entspricht, sind im Anhang (Kapitel 10.2.4) exemplarisch gezeigt.

$$(F_A)^2 = (F_{A_Schub})^2 + (F_{A_N})^2 \quad [\text{N}^2] \quad (\text{Formel 7-12})$$

Der Simulationsabgleich erfolgt nicht anhand des Kraftverlaufs sondern lediglich anhand der maximalen Kraft in UU. Werden die am Schieber angreifenden Kräfte in UU betrachtet (Abb. 7-17), erweist sich, dass die Querkräfte F_{OP_quer} von der Messplattform nicht erfasst werden können, da sie aufgrund der Schiebergeometrie wieder in die Gegenform abgeleitet werden. Folglich kann in UU der Winkel δ (siehe Abb. 7-6) als null angenommen werden, was sich auch im Winkelversatz der Operationskraft (siehe Anhang, Kapitel 10.2.4) äußert. In UU führt der Schieber zudem keine Bewegung mehr aus, sodass sich eine konstante Reibkraft von 4,5 kN einstellt. Über die Formel 7-10 ergibt sich ein Reibwinkel ρ von $1,7^\circ$. Dieser geringe Winkel kann bei der weiteren Berechnung der Operationskraft vernachlässigt werden, da das Ergebnis dadurch um weniger als 5% verfälscht wird.

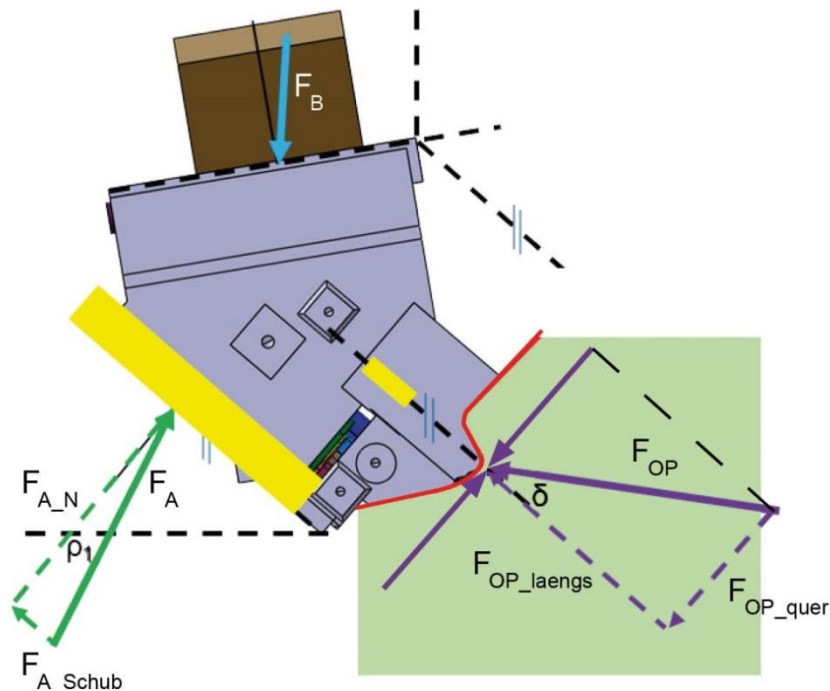


Abbildung 7-17: Schematische Darstellung der Operationskraft in UU

Die Formel 7-7 vereinfacht sich durch die Annahmen zur Formel 7-13. Der Zusammenhang der Kräfte ist für diesen Zeitpunkt durch die geometrische Gestaltung des Schiebers fest vorgegeben.

$$\frac{F_{OP}}{F_A} = \frac{\sin(90^\circ - \beta + \gamma)}{\sin(\beta - \gamma)} [-] \quad (\text{Formel 7-13})$$

Über diese Formel ergibt sich eine Operationskraft von 412 kN, die für die Validierung der Umformsimulation herangezogen werden muss. Wird der gemessenen Kraft der analytisch berechnete Wert nach der Formel 7-11 mit 1134 kN gegenübergestellt, ist eine Überdimensionierung des Schiebers nach der bisherigen Vorgehensweise die Folge.

Nachdem die Gesamtkraft am Schieber analysiert und der für die Validierung der Simulation benötigte Wert ermittelt wurde, können die am Schieber wirkenden Kräfte genauer betrachtet werden. Daraus werden Erkenntnisse für eine optimierte Schieberstruktur und zur Auslegung der Führungen abgeleitet. Zu diesem Zweck wird im nächsten Schritt die Kraftverteilung auf die drei verbauten Plattformen untersucht. In der Abbildung 7-18 sind jene Kräfte aufgezeigt, die bei der Messung mit Bauteil aufgenommen wurden. Somit ist in diesen Kraftkurven auch die benötigte Umformkraft enthalten. An den gezeigten Kraftverläufen der einzelnen Messplattformen sind die bereits beschriebenen markanten Punkte ebenfalls gut erkennbar.

Die Kräfte der Messplattformen P1 und P2 (siehe Abb. 7-12), die an den äußeren Gleitflächen des Schiebers montiert sind, bleiben über die Zeit nahezu identisch. Sie erreichen zudem gleich hohe Kraftspitzen. Dies entspricht den Erwartungen, da der betrachtete Schieber fast symmetrisch ist und somit zur Symmetrieebene hin die gleichen Kräfte wirken sollten. Die vorhandenen kleinen Unterschiede lassen sich mit der manuellen Einarbeit der Führungs- und Formflächen begründen. Durch das Tuschieren während der Einarbeit wird die Wirkfläche lokal verändert, was die unterschiedlichen Kraftanstiege in den Messplattformen P1 und P2 nach sich zieht. Die mittlere Plattform P3 erfährt deutlich größere Kräfte als die beiden anderen Messplattformen. Die höheren Kräfte lassen sich damit erklären, dass sich an der

mittleren Lagerfläche mehrere Gasdruckfedern und ein größerer Wirkflächenbereich abstützen als an den seitlichen Lagerflächen.

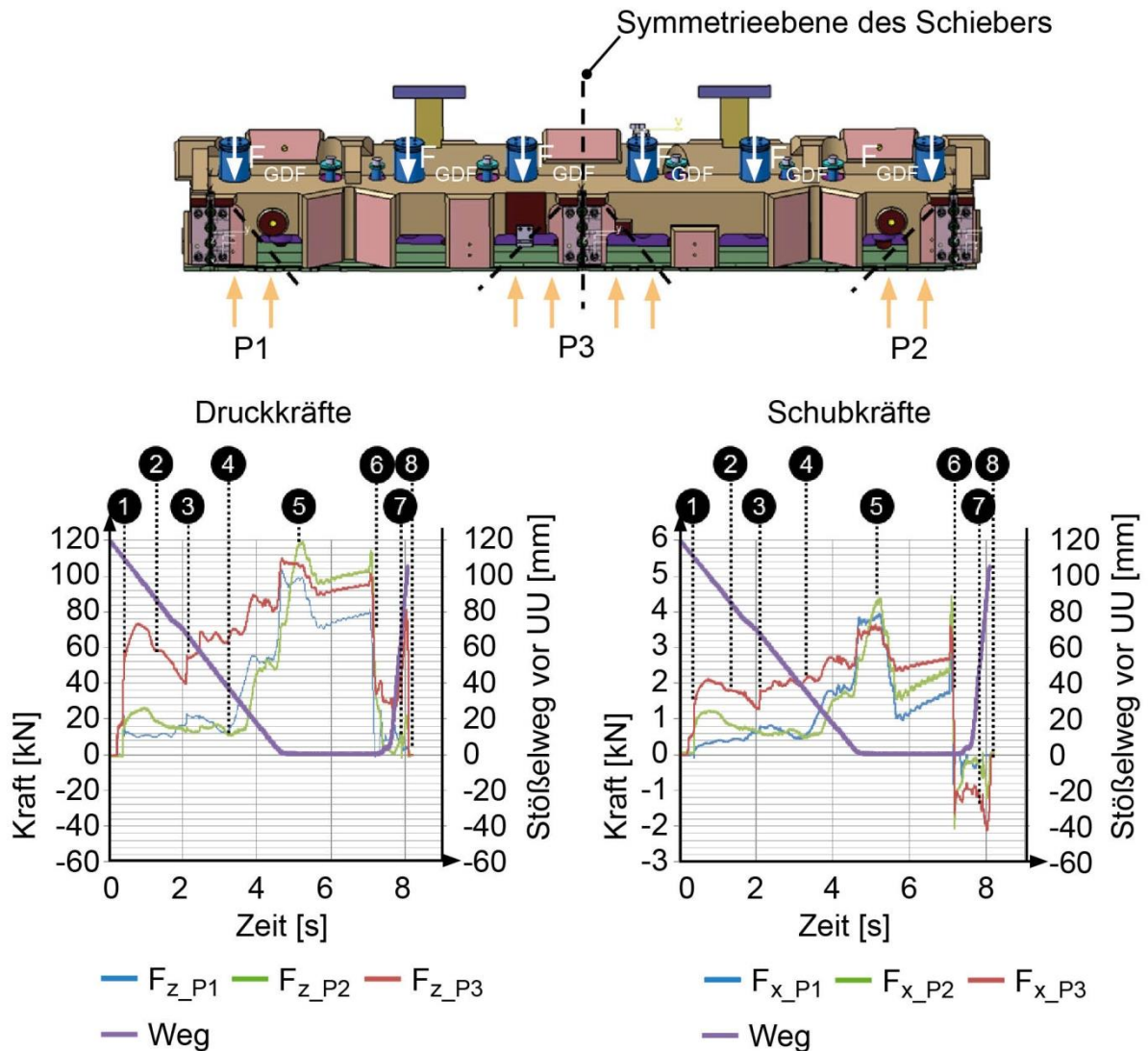


Abbildung 7-18: Gemessene Kraftverteilung entlang des Scheibers

Jede Messplattform ist mit vier Messstellen ausgestattet, was eine Auswertung der Kräfte entlang jeder Führung zulässt. Die Interpretation der ermittelten Kraftkurven an jedem einzelnen Messpunkt wird an der Messplattform P2 gezeigt.

An den Kraftverläufen, die in Abbildung 7-19 zu sehen sind, können – wie bei den zuvor vorgestellten Kurven – die gleichen charakteristischen Punkte identifiziert werden. Auffällig ist, dass die einzelnen Kräfte entlang der Führungsfläche der

Messplattform P2 extreme Unterschiede aufweisen. Es zeigt sich zudem, dass sich die Kraftverteilung an den Messstellen während der aufgezeichneten Zeit deutlich verändert.

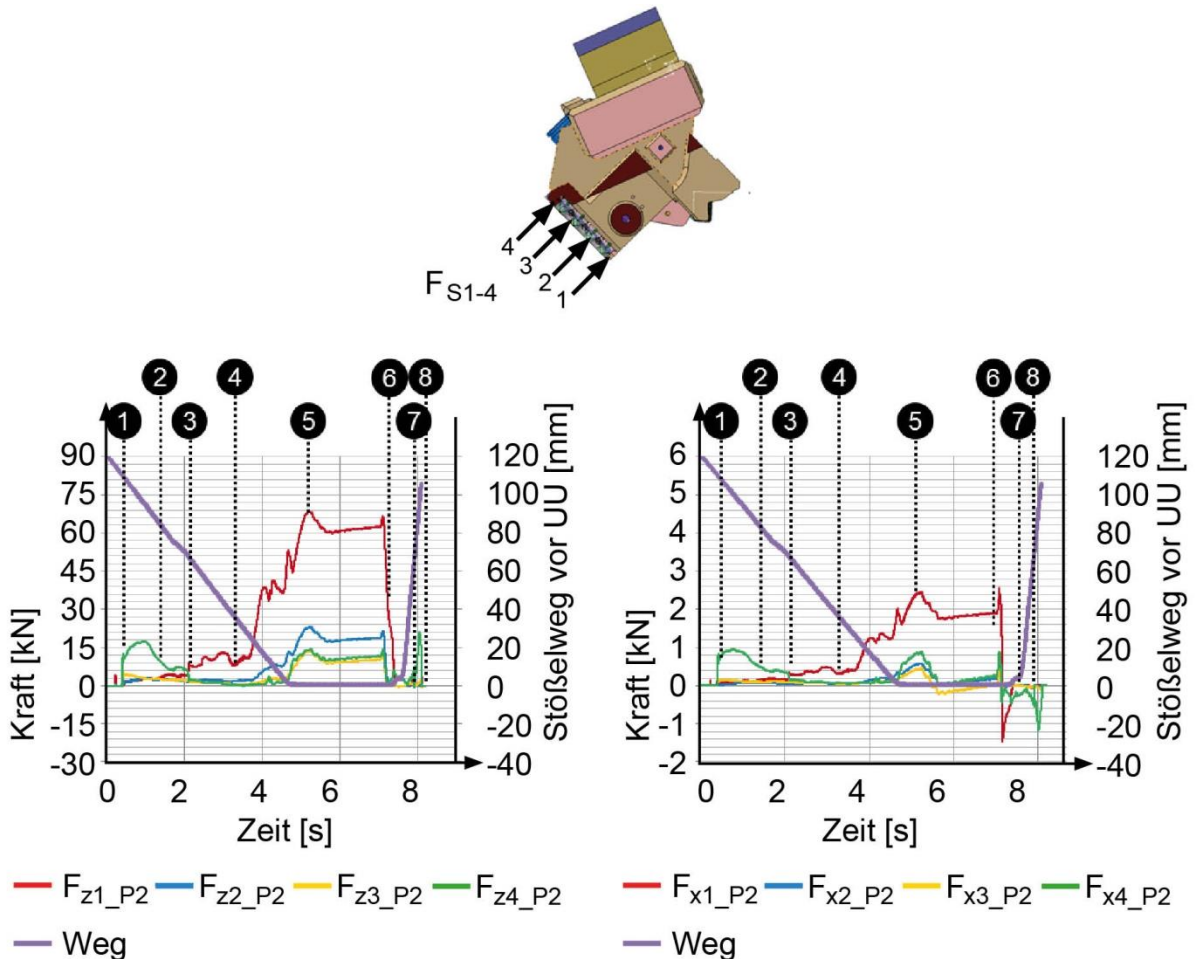


Abbildung 7-19: Exemplarisch gemessene Kraftverteilung an der Schieberführung der Messplattform 2

Um die Kraftverläufe in Abbildung 7-19 deuten zu können, müssen die jeweils angreifenden Kräfte am Schieber betrachtet werden. Der Zusammenhang zwischen den angreifenden Kräften und der Kraftverteilung in der Führungsfläche des Schiebers lässt sich mithilfe von Abbildung 7-20 erklären.

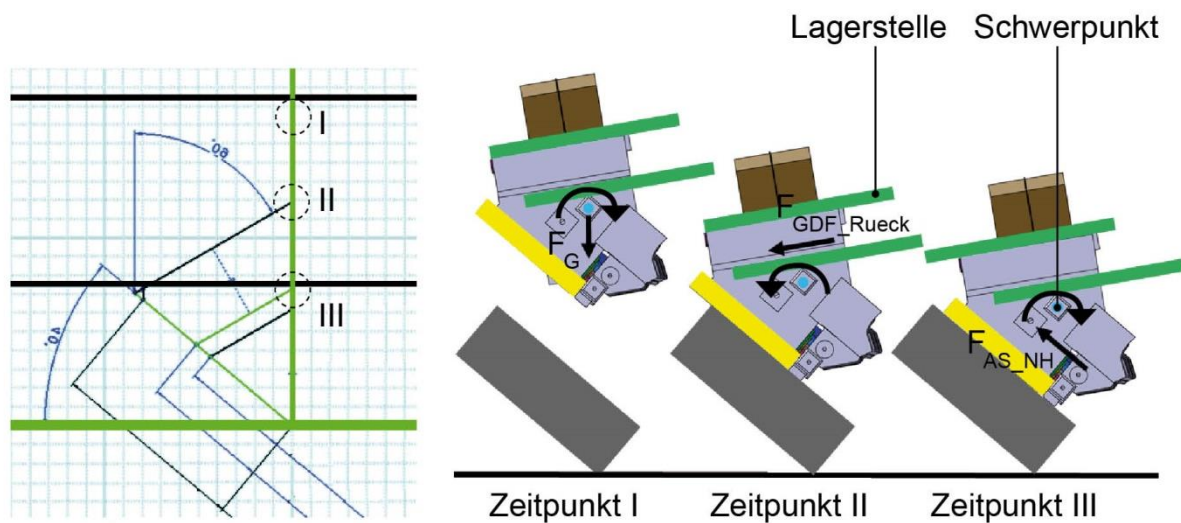


Abbildung 7-20: Kraftbedingte Verlagerung des Arbeitsschiebers: links Ablaufdiagramm Schieber, rechts ablaufbedingte Kräfte und resultierende Momente am Arbeitsschieber

Bereits vor dem eigentlichen Eingriff des Schiebers, der in Abbildung 7-19 mit 1 markiert ist, kann am Sensor eins (S1) eine kurze Kraftspitze erfasst werden. Diese Kraftspitze zeigt, dass sich der Schieber unter dem Eigengewicht verformt und infolge des Führungsspiels verkippt, wie dies in Abbildung 7-20 links durch die Drehbewegung illustriert ist. Ein Abkippen ist aufgrund des eingestellten Spiels in den Führungen möglich. Erst nach der kurzen Berührung kommt es bei der Markierung 1 in Abbildung 7-19 zur flächigen Auflage des Schiebers auf den Führungsflächen.

Nachdem der Schieber im Werkzeugunterteil aufsetzt, wird an allen Sensoren eine Kraft gemessen. Außergewöhnlich ist, dass der Sensor vier (S4) die höchste Kraft erfährt, während der Sensor eins (S1) die geringste Belastung aufweist. Ab dem Zeitpunkt II des flächigen Aufsetzens wirken Gasdruckfedern der Schieberbewegung entgegen, welche sicherstellen sollen, dass der Schieber beim Rückhub in seine Ausgangslage bewegt wird. Diese Kraft F_{GDF_Rueck} bewirkt um den Schwerpunkt des Schiebers ein Moment, wodurch sich der Schieber überwiegend auf dem vierten Sensor abstützt (Abb. 7-20, mittig).

Bei Punkt 3 in der Kraftkurve von Abbildung 7-19 setzt der Schieberniederhalter auf und fixiert das Blech über Gasdruckfedern. Auch diese Kraft wird in die Struktur des Schiebers eingeleitet. Da die Niederhalterkraft F_{AS_NH} deutlich größer ist als die benötigte Rückstellkraft F_{GDF_Rueck} , wird um den Schwerpunkt ein Moment in die andere Richtung erzeugt (Abb. 7-20, rechts). Somit stützt sich der Schieber ab dem Zeitpunkt III nicht mehr am Sensor vier (S4), sondern überwiegend an der Fläche des Sensors eins (S1) ab. Mit dem Moment kann der sprunghafte Wechsel im Kraftverlauf in Abbildung 7-19 erklärt werden. Bis zum Abheben des Niederhalters kurz nach Markierung 6 in Abbildung 7-19 wird die Hauptkraft somit über den Sensor eins (S1) geleitet. Sobald der Niederhalter nicht mehr im Eingriff ist, dominiert wieder die Rückstellkraft, sodass der Schieber sich wieder überwiegend an Sensor vier (S4) abstützt.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse und insbesondere angesichts der Feststellung, dass selbst im Leerhub aufgrund der Fehlfunktion des zu starken Überdrückens relativ hohe Prägekräfte gemessen werden, wurde beschlossen, den Schieber zu optimieren. Im Rahmen der darauf folgenden Abstimmung wurde der Hub des Schiebers verringert und die Wirkflächen nochmals tuschiert, um die Prägekräfte im Leerhub zu minimieren beziehungsweise ganz zu beseitigen. Erst nach der Optimierung konnten Messungen auf mechanischen Pressen durchgeführt werden.

Die Versuche wurden nach dieser Optimierungsschleife auf der Presse I (siehe Tabelle 4-3) durchgeführt. Sie sollten den Einfluss der Hubzahl auf die Werkzeugbelastungen zeigen. Wie bereits bei der hydraulischen Presse wird im Folgenden als Erstes der typische Kraftverlauf auf der mechanischen Presse veranschaulicht.

In der Abbildung 7-21 ist der Verlauf der Druck- und Schubkräfte im Lager LA des Schiebers zu sehen. Ein wesentlicher Unterschied zur hydraulischen Presse besteht darin, dass es bei der mechanischen Presse keine ausgeprägte Haltezeit in UU gibt. Dieses Phänomen lässt sich an der Wegkurve der Presse erkennen.

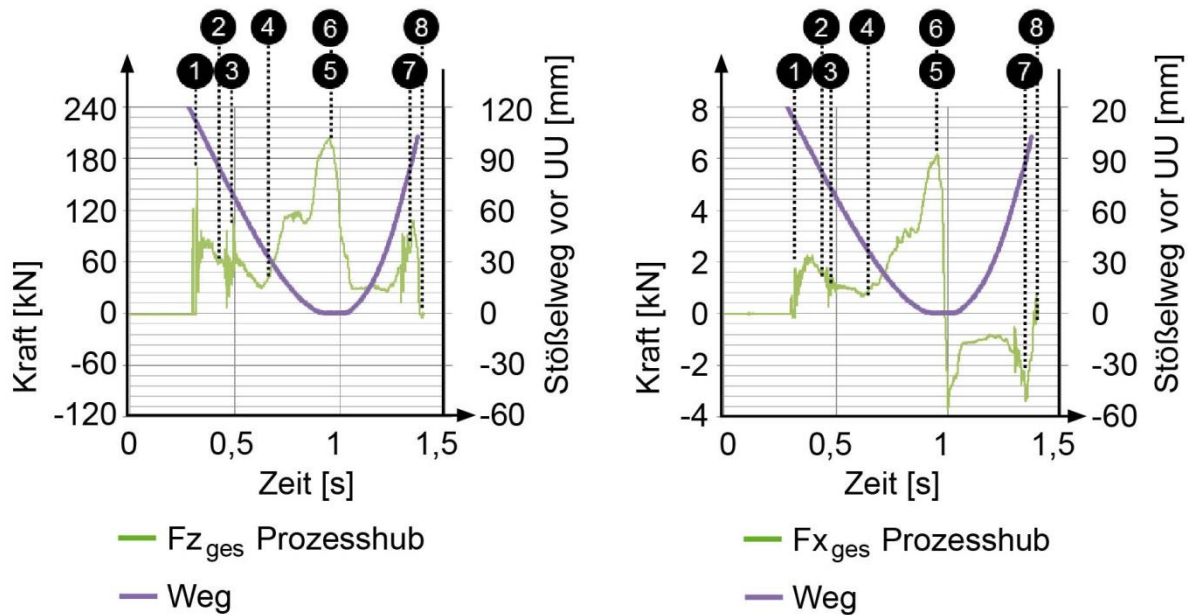


Abbildung 7-21: Gemessener Gesamtkraftverlauf am Schieber in einer mechanischen Presse: links Druckkräfte, rechts Schubkräfte

Dennoch weisen die Kraftgraphen die gleichen markanten Stellen auf, die mit den Nummern 1 bis 8 gekennzeichnet sind. Zum Zeitpunkt 1 kann eine deutliche Stoßbelastung erkannt werden. Analog zu den bisherigen Graphen kann zwischen 1 und 2 sowie zwischen 7 und 8 keine quantitative Aussage zu den Kräften getroffen werden, da es für diese Bereiche keine Kalibrierkurven gibt. An der Markierung 3 setzt der Niederhalter des Schiebers auf, was zu dem bereits beschriebenen Kraftsprung führt. Aufgrund der höheren Geschwindigkeit des Stößels ist jedoch kein gleichmäßiger Kraftanstieg erkennbar, sondern eine überlagerte Stoßbelastung, die das System zum Schwingen anregt. Anschließend ist ab Punkt 4 die benötigte Biegekraft und bei 5 die Prägekraft zu beobachten. Der Punkt 6, der den Umkehrpunkt markiert, fällt bei der mechanischen Presse mit UU zusammen. Er wird primär durch den Nulldurchgang der Schubkraft definiert. Zum Zeitpunkt 8 hebt der Schieber vom Schieberbett ab, sodass keine Kraft mehr an der Lagerstelle A wirken kann.

Ziel der Untersuchungen an der Serienpresse I war die Ermittlung des Einflusses der Hubzahl auf die Werkzeugbelastungen. Für diesen Zweck wurden mehrere Messungen unter gleichen Randbedingungen durchgeführt, wobei gezielt die

Hubzahl variiert wurde. In der Abbildung 7-22 werden zwei Druckkraftmessungen beispielhaft gezeigt. Links ist der Kraftverlauf bei 5 Hub/min aufgetragen; rechts ist die Kraft bei 10 Hub/min wiedergegeben.

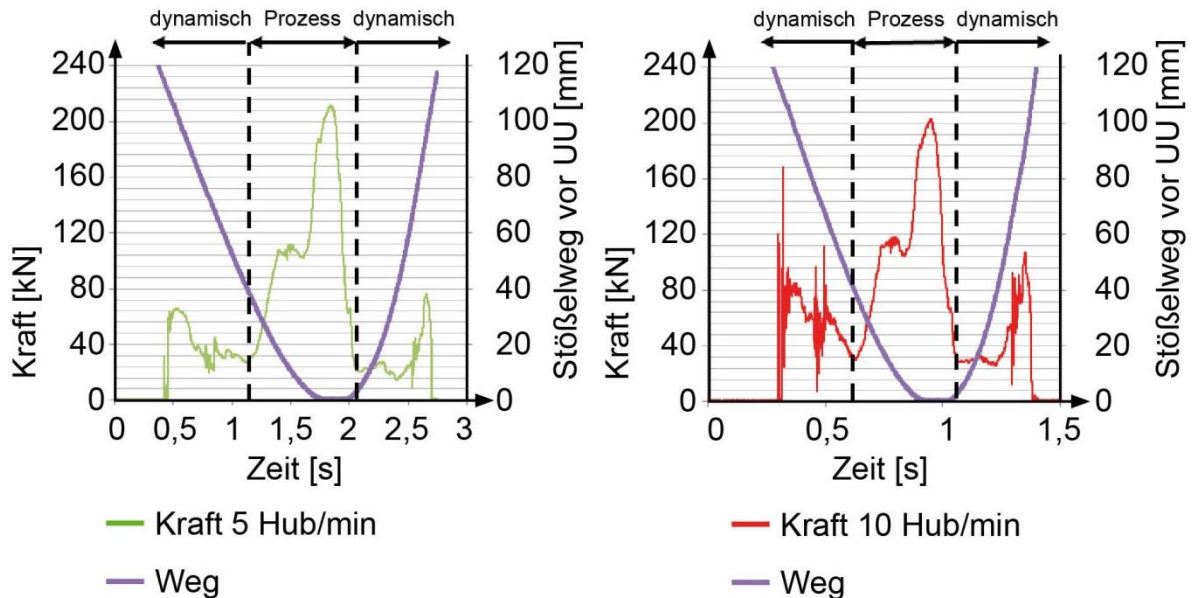


Abbildung 7-22: Einfluss der Hubzahl auf den Gesamtkraftverlauf: links 5 Hub/min, rechts 10 Hub/min

Auffällig ist, dass die Umformkräfte im Prozessbereich unverändert bleiben. Dies ist allerdings nicht verwunderlich, da in beiden Versuchen die gleiche Kontur und die gleiche Blechwerkstoffgüte umgeformt wurden. Die Unabhängigkeit der Umformkraft von der Stößelgeschwindigkeit war bereits nach Formel 7-11 zu erwarten und wurde durch die Versuche bestätigt.

Hingegen zeigt sich, dass die Stoßbelastungen insbesondere beim Aufsetzen des Schiebers im Werkzeugunterteil mit steigender Hubzahl extrem zunehmen. Während bei 5 Hub/min die dynamischen Kräfte deutlich unter den Prozesskräften liegen, erreichen sie bereits bei 10 Hub/min das Niveau der Prozesskräfte. Die Weiterentwicklung der Pressen hat zur Folge, dass mit modernen mechanischen Pressen 16 Hub/min und mit den neuen Kurbelpressen mit Servoantrieb sogar 22 Hub/min möglich sind. Aufgrund dieser Geschwindigkeitssteigerung ist der kritische Lastfall für

die Auslegung der Schiebersysteme zukünftig nicht mehr bei der Prozesslast zu sehen, sondern bei den vorherrschenden Stoßbelastungen.

Des Weiteren lässt sich an diesen Kraftkurven feststellen, dass sie schon vor dem eigentlichen Eingriff des Schiebers, an der Markierung 1, eine Kraftspitze aufweisen. Diese erste Kraftspitze wird allein vom Sensor eins in der Messplattform gemessen, da er aufgrund des vorgekippten Schiebers etwas früher in Kontakt tritt. Dieses Phänomen ist bereits bei der Betrachtung der Kräfte entlang der Führungsfläche ausführlich dargelegt worden. Aufgrund der hohen Geschwindigkeit der mechanischen Presse wird diese Erscheinung verstärkt, sodass eine zweite Kraftspitze in der Summenkraft des Schiebers deutlich erkennbar wird.

Um eine Fehlinterpretation der durchgeführten Kraftmessungen auszuschließen, müssen eventuelle Messfehler des Aufbaus diskutiert werden. Selbst unter Anwendung größter Sorgfalt bei der Konzeption des Messinstrumentes (siehe Kapitel 7.1) und der Durchführung der Messungen sind gewisse Messunsicherheiten unvermeidbar, die bei der Darstellung der Ergebnisse immer berücksichtigt werden müssen. Um die Aussagekraft einer Messung zu gewährleisten, werden die einzelnen Messungen mehrmals durchgeführt. Damit belastbare Ergebnisse erzeugt werden, müssen die Messreihen die Kriterien Wiederholbarkeit, Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit erfüllen.

Unter Wiederholbarkeit beschreibt Adunka [ADUN00] das Ausmaß der Annäherung zwischen den Ergebnissen aufeinanderfolgender Messungen derselben Messgröße. Die Wiederholbarkeit der durchgeführten Kraftmessungen wird überprüft, indem mehrere aufeinanderfolgende Messungen miteinander verglichen werden. Die Abbildung 7-23 zeigt links drei nacheinander aufgenommene Kraftkurven, dessen Messwerte sich unter 1% voneinander unterscheiden. Dies spiegelt ein sehr hohes Maß an Wiederholbarkeit der einzelnen Messungen wider.

Im Unterschied zur Wiederholbarkeit ist die Reproduzierbarkeit einer Messung das Ausmaß der Annäherung zwischen den Ergebnissen von Messungen derselben Messgröße, wobei die einzelnen Messungen bei unterschiedlichen Bedingungen

ausgeführt werden. Bleibt bei der Bestimmung der Reproduzierbarkeit einer Messung das Messverfahren stets gleich, spricht man anstatt von Reproduzierbarkeit von Vergleichbarkeit. [ADUN00]

Bei den vorgestellten Messungen wurde stets die in Kapitel 7.2.1 beschriebene Messplattform verwendet, mit der unter verschiedenen Randbedingungen Messwerte aufgezeichnet wurden. Daher ist bei den durchgeführten Untersuchungen die Vergleichbarkeit gegeben. Um die Vergleichbarkeit der Messungen zu demonstrieren, ist in Abbildung 7-23 rechts die gemessene Umformkraft aufgetragen. Es ist ersichtlich, dass die benötigte Umformarbeit, die sich als Fläche zwischen den Kraftkurven von Prozess- und Leerhub ergibt, auf der hydraulischen Presse der Umformarbeit auf der mechanischen Presse entspricht. Mit dieser Gegenüberstellung ist somit für die dargelegten Messungen die Vergleichbarkeit sichergestellt.

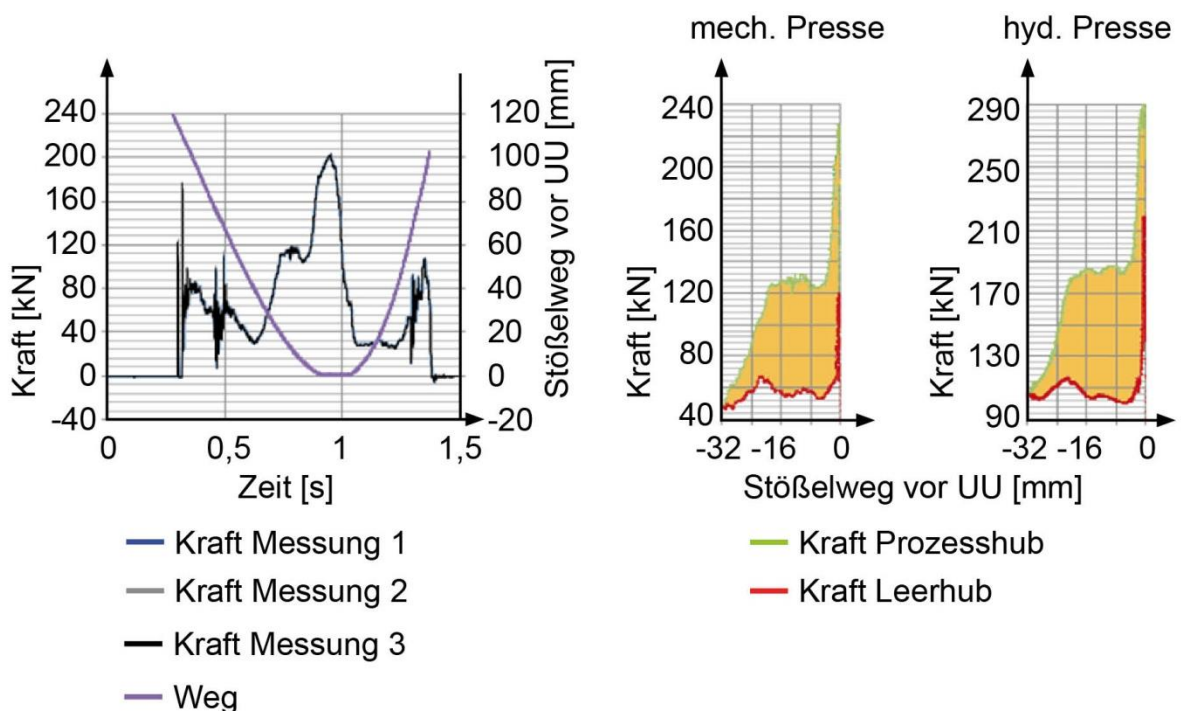


Abbildung 7-23: Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit der Messungen am Schieber

Diese ergänzende Untersuchung belegt, dass die im Vorfeld durchgeführten Interpretationen der Kraftverläufe auf einer soliden Datenbasis beruhen. Abschlie-

ßend kann zudem festgehalten werden, dass die Messungen aufgrund des ausgesprochen hohen Maßes an Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit sehr aussagekräftig sind.

7.2.2 Simulationsergebnisse der benötigten Umformkräfte an Schiebern

Die Messergebnisse liefern eine Basis, um die Simulation von Schiebersystemen weiterzuentwickeln, und bieten zugleich die Möglichkeit, die Simulationsergebnisse zu validieren. Messungen sind erst an fertigen Werkzeugen möglich, daher sind die Erkenntnisse nur mit einer großen zeitlichen Verzögerung für neue Projekte nutzbar. Eine Weiterentwicklung der Simulation ist unumgänglich, da die Kräfte idealerweise bereits vor der Auslegung der Werkzeug bekannt sein sollten. Mittels der Simulation könnten die auftretenden Belastungen frühzeitig auf virtueller Ebene abgesichert werden.

Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die Validierung der Nachformkraft, die am betrachteten Schieber auch messtechnisch erfasst und bereits erläutert wurde. Eine Simulationsumgebung, mit welcher die OEM die Umformkräfte für das Tiefziehen berechnen, bietet die Firma AutoForm an. Das Programm ist in der Version R2 zudem die meistverbreitete kommerzielle Softwarelösung, die in der Fahrzeugindustrie bei Umformsimulationen zum Einsatz kommt. Das Programm bildet für die Tiefziehsimulation, wofür es in der Praxis üblicherweise eingesetzt wird, die Werkzeugwirkflächen mit idealen, starren Flächen ab.

Werden die Faktoren der analytischen Formel 7-11 für das Nachformen betrachtet, erweist sich, dass die analytisch berechnete Kraft lediglich vom auszuformenden Radius abhängt – und nicht wie beim Tiefziehen von den umzuformenden Flächen, die auch in AutoForm üblicherweise modelliert werden. Basierend auf diesem Zusammenhang und der Erkenntnis aus realen Tuschierabdrücken, dass nur die Radien des Schiebers beim Nachformen wirken, wird das üblicherweise verwendete Flächenmodell modifiziert. Es werden alle Radien der Schieberwirkfläche freigelegt und in ein neues Berechnungsmodell integriert. Das Modell, das die benötigten Nachformkräfte über ein Radiengerüst berechnet, ist in Abbildung 7-24 dargestellt.

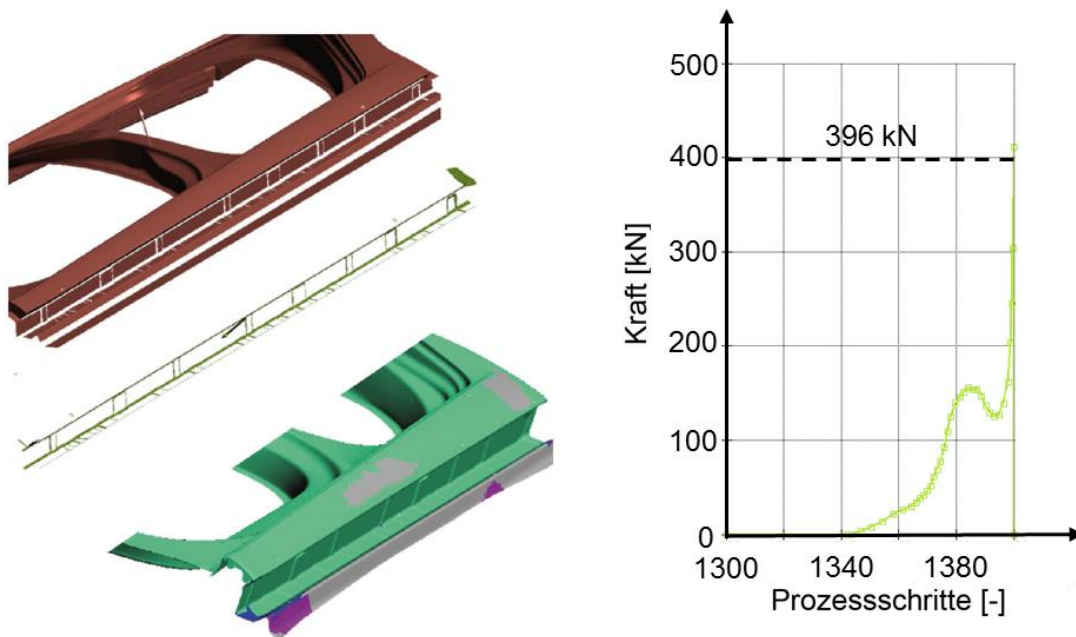


Abbildung 7-24: Modelliertes Radiengerüst und simulierter Kraftbedarf

Die Auswertung der Simulation ergibt eine benötigte Nachformkraft für das Radiengerüst von 396 kN. Die Gegenüberstellung des Simulationsergebnisses mit der tatsächlichen Kraft zeigt bei dieser Modellierung eine sehr gute Übereinstimmung. Die Abweichung zwischen realer und virtueller Welt ist bei dem einen betrachteten Schieber kleiner als 5 %. Aufgrund dieser Simulationsgüte ist das Modell für die Auslegung der Schieberkomponenten geeignet. Für eine vollständige simulationsbasierte Auslegung von Schiebersystemen müssen zusätzlich alle weiteren Belastungen, zum Beispiel die Stöße beim Aufsetzen des Schiebers im Schieberbett, mit einer entsprechend hohen Ergebnisqualität vorhergesagt werden.

Die Simulation mit dem Radiengerüst erweist sich als eine vielversprechende Möglichkeit, um den Kraftbedarf beim Nachformen zu berechnen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen soll die Auswirkung der Einflussgrößen näher betrachtet werden. Für diesen Zweck wird eine Sensitivitätsanalyse mit AutoForm durchgeführt. Dabei werden die zulässigen Werkstoffschwankungen nach den Lieferbedingungen berücksichtigt. Die Untersuchung, dargestellt in Abbildung 7-25, zeigt deutlich, dass die Blechstärke sowie der Materialkennwert σ_0 den größten Einfluss auf die

benötigte Umformkraft haben. Weder die Reibung zwischen Material und Werkzeug, der r -Wert r_0 , noch die Niederhalterkraft des Schiebers haben einen prioritären Einfluss auf den Kraftbedarf beim Nachformen. Die untergeordnete Wirkung einer zusätzlichen Beölung des Bauteils zur Minimierung der Reibung zwischen Bauteil und Werkzeugkomponenten hat sich auch in den Versuchen bestätigt. Die jeweiligen Kraftverläufe mit Grundbeölung einerseits und mit Zusatzbeölung des Bleches andererseits sind nicht voneinander zu unterscheiden, wie im Anhang, Kapitel 10.2.5 zu sehen.

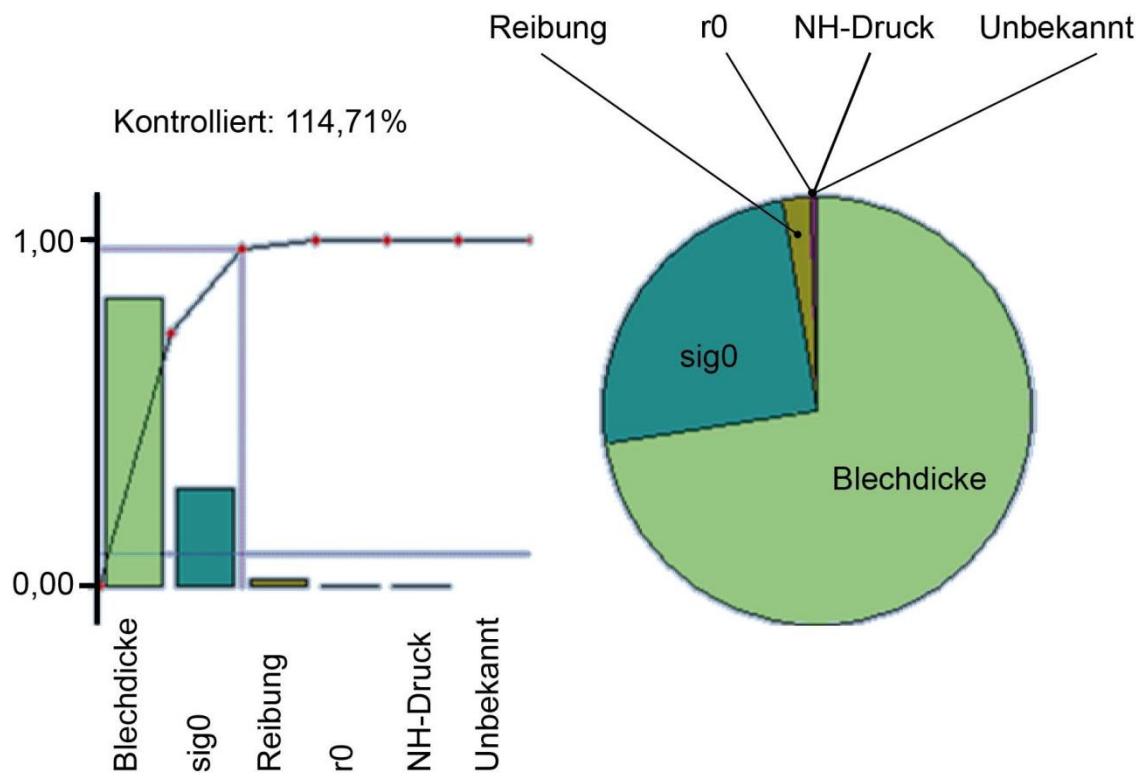


Abbildung 7-25: Einflussgrößen auf die berechnete Umformkraft in der Simulation

Der Zusammenhang zwischen den beiden Haupteinflussgrößen und der zu erwartenden Nachformkraft ist in Abbildung 7-26 veranschaulicht. Die lineare Beziehung zwischen der Blechdicke und der benötigten Umformkraft bestätigt den linearen Ansatz, auf den bereits für die analytische Berechnung nach Formel 7-11 zurückgegriffen wird. Der zweite wichtige Faktor ist die Variation von σ_0 . Dieser Werkstoffparameter von AutoForm beschreibt unter anderem die Streckgrenze des

umzuformenden Werkstoffes. Durch die Veränderung der Streckgrenze wird der Kraftbedarf beeinflusst, unter dem das Material zu fließen beginnt. Somit führt eine höhere Streckgrenze in erster Linie auch zu größeren Nachformkräften. Die Anpassung der Streckgrenze bewirkt jedoch nicht zwangsweise eine Änderung der Zugfestigkeit um den gleichen Wert. Festzuhalten ist an dieser Stelle, dass die Änderung der Streckgrenze auch einen Einfluss auf die Zugfestigkeit und die Verfestigung hat, der zudem nicht linear ist. Dieser nicht lineare Zusammenhang äußert sich in der rechten Grafik von Abbildung 7-26 in der großen Streuung. Folglich ist bei der analytischen Formel 7-11 der angenommene lineare Zusammenhang zwischen Kraftbedarf und Streckgrenze des Materials für eine exakte Berechnung zu verwerfen.

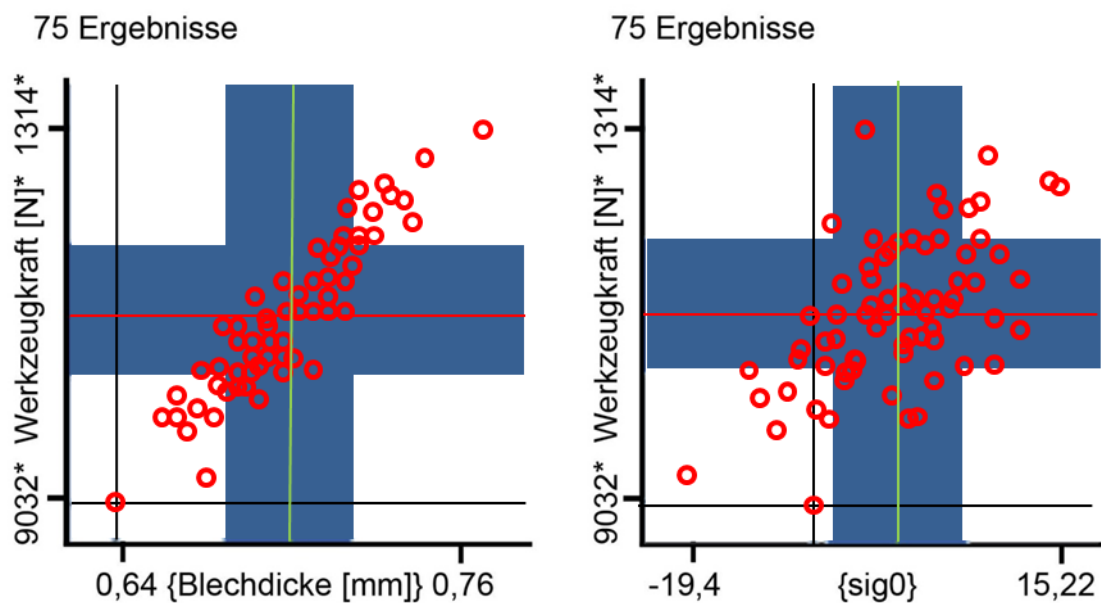


Abbildung 7-26: Einfluss der Blechdicke und des Werkstoffkennwerts σ_0 auf die benötigte Werkzeugkraft

Mit der angepassten Simulation, die mit dem Radiengerüst der Wirkflächen arbeitet, können die real ermittelten Kräfte am untersuchten Schieber in sehr guter Näherung berechnet werden. Zudem kann durch die Sensitivitätsuntersuchung der Einflussgrößen gezeigt werden, dass die physikalischen Grundzusammenhänge aus der analytischen Formel auch in der Simulation weiterhin Bestand haben. Im nächsten Schritt

müsste die erarbeitete Simulationsmethodik an mindestens einer weiteren Schiebergeometrie überprüft werden, um die Allgemeingültigkeit der Simulation zu beweisen. Außerdem müssen in einem separaten MKS-Modell die Stoßbelastungen abgebildet werden.

7.3 Ergebnisse für die Schieberauslegung

Mit den entwickelten Messsystemen und Methoden können die realen Schieberkräfte bestimmt werden. Die Vorgehensweise sowie die Instrumentierung des untersuchten Schiebers können auf alle weiteren Schiebersysteme übertragen werden.

Die durchgeführten Kraftmessungen bilden eine fundierte Basis für die Auslegung von Schiebersystemen im Rahmen von neuen Projekten. Durch die Messungen hat sich gezeigt, dass nach der bisherigen analytischen Auslegung die Schieber in Abhängigkeit des Korrekturwertes deutlich überdimensioniert sind. Somit ergeben sich Optimierungspotenziale, die zukünftig ausgeschöpft werden können. Erst die Kenntnis aller für den Prozess wesentlichen Lastfälle am Schieber lässt eine Optimierung zu. Durch die quantitativen Aussagen der Messungen wird das Risiko bei einer Neugestaltung der Schieberkomponenten minimiert und mögliche Ausfallzeiten durch Verschleiß oder sogar Werkzeugbruch können vermieden werden.

Die ausführliche Analyse der Kraftkurven macht das Verhalten des Schiebers während des kompletten Hubs sichtbar. Diese Erkenntnis lässt Rückschlüsse auf die Lagerung sowie auf die Führung des Systems zu. Die drei Detaillierungsstufen bei der Auswertung erlauben außer der Bestimmung der auftretenden Kräfte zudem die Berechnung von Flächenpressungen entlang der Führungsflächen. Mit diesem Wissen kann die Gleitpaarung bei Schiebersystemen belastungsgerecht dimensioniert und ausgewählt werden.

Ein weiterer wichtiger Aspekt, der sich im Zuge der Auswertung herauskristallisiert hat, ist die Bedeutung einzelner Lastfälle: Während bei geringer Geschwindigkeit die Prozesskräfte den dominierenden Lastfall bilden, verschiebt sich mit steigender Hubzahl der Schwerpunkt der Belastungen hin zu dynamischen Belastungen beim

Aufsetzen des Schiebers auf das Schieberbett. Ab einer Hubzahl von etwa 10 Hub/min resultieren die höchsten Kräfte aus den dynamischen Belastungen. Werkzeuge für die neue Servopressengenerationen müssen daher unbedingt auch auf dynamische Kräfte ausgelegt werden.

Neben den Kräften können auch bisher getroffene Annahmen überprüft werden. Der Reibwert μ zwischen dem Körper des Arbeitsschiebers und den Gleitplatten mit Festschmierstoff im Schieberbett, der nach dem VDI-Handbuch [VDI 3386] bisher als konstanter Wert mit 0,1 angenommen wurde, kann durch die Messungen nicht bestätigt werden. Die Berechnung der Reibwerte aus den Messungen über die Formeln 7-10 und 7-1 ergibt einen realen Reibwert von 0,03 (siehe Anhang 10.4). Dieser sehr niedrige Wert ist auf die integrierten Festschmierstoffdepots in den Gleitplatten zurückzuführen und entspricht dem unteren Grenzwert der Herstellerangaben [FIBR11]. Die Variation der Hubzahl und somit der Geschwindigkeit hat auf den ermittelten Reibwert keinen signifikanten Einfluss.

Die gemessenen Kräfte sowie die korrigierten Annahmen ermöglichen die korrekte Berechnung von Schieberkräften wie auch von Lagerkräften nach den Formeln 7-3 bis 7-5, die aus der VDI 3386 [VDI 3386] bereits bekannt sind.

Die Simulation der Umformkräfte über das Radiengerüst der Wirkflächen (siehe Abb. 7-25, links) ist vielversprechend. Am untersuchten Schieber stimmen die simulierten Werte sehr gut mit den messtechnisch ermittelten Werten überein. Bevor jedoch die Nachformkräfte rein simulationsgestützt ermittelt werden können, müssen sie an weiteren Schieberkonturen validiert werden. Diese zurückhaltende Vorgehensweise ist zu empfehlen, da die berechneten Kräfte die Grundlage für die Dimensionierung der Schieberstrukturen bilden.

Die gewonnenen Erkenntnisse am Arbeitsschieber können zum Großteil ebenfalls für die Auslegung von Füll- und Balkenschiebern verwendet werden. Die vorgestellten Untersuchungen liefern eine bisher fehlende Basis für die Auslegung von Schiebersystemen.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Auslegung von Umformwerkzeugen für große Karosserieteile aus Blech erfolgt gegenwärtig anhand von Richtlinien, die auf analytischen Berechnungen von Schneid-, Umform-, Feder- und Reibkräften sowie den Erfahrungen der Mitarbeiter beruhen. Die Vorgehensweise, Werkzeuge anhand von Richtlinien zu konzipieren, ist darin begründet, dass es nur vereinzelt Untersuchungen über die tatsächlich wirkenden Beanspruchungen im Werkzeug gibt. Neben den werkzeuginternen Belastungen, hervorgerufen durch die im Werkzeug wirkenden Kräfte, hat auch die Schnittstelle Presse–Werkzeug entscheidende Auswirkungen auf eine belastungsgerechte Auslegung der Werkzeuge.

Im Rahmen der Arbeit wurden die im Werkzeug wirkenden Kräfte und die Wechselwirkungen zwischen Presse und Werkzeug detailliert untersucht. Die durchgeführte Recherche anhand der bisherigen Arbeiten hat ergeben, dass für eine durchgängige belastungsgerechte Auslegung der Werkzeuge noch einige Größen wie Niederhalter- und Schieberkräfte sowie allgemein dynamische Kraftanteile nicht berücksichtigt wurden. Des Weiteren hat die Darstellung des Stands der Technik gezeigt, dass sich die meisten Arbeiten und Untersuchungen mit dem Tiefziehen und dem dazugehörigen Tiefziehwerkzeug beschäftigt haben. Bereits in diesen Arbeiten hat sich ein großer Einfluss der Schnittstelle Presse–Werkzeug auf die im Werkzeug wirkenden Belastungen ergeben.

Auf Basis dieser Ergebnisse und der daraus resultierenden Erkenntnisse sind in der vorliegenden Arbeit die notwendigen Eingangsgrößen für eine belastungsgerechte Auslegung der Werkzeuge für Folgeoperationen untersucht worden. Um die erforderlichen Eingangsdaten für die Werkzeugauslegung zu erhalten, wurde der Untersuchungsschwerpunkt auf die Niederhalterkräfte am Blech, die Wechselwirkung zwischen Stößelkissen und Niederhalter sowie die Kräfte an Schiebersystemen gelegt.

Zur Ermittlung der fehlenden Größen wurden Messkonzepte erarbeitet, die in Serienwerkzeugen und in einem Messwerkzeug für Stößelkissen umgesetzt werden

konnten. Die Integration handelsüblicher Sensorik war jedoch aufgrund der Anforderungen an die Messtechnik nicht möglich. Daher sind im Rahmen der Arbeit nicht nur Messkonzepte erarbeitet, sondern auch neuartige Messmittel entwickelt worden. Diese wurden zum Patent [Cant11], [CANT12a] [CANT12b] angemeldet. Mit diesen neuen Messinstrumenten konnten die gestellten Anforderungen an die Qualität der Messgrößen erfüllt werden.

Eines der erarbeiteten Messmittel ist eine messende Distanz, über welche die Abstützkraft des Niederhalters am Aufsatz bestimmt werden kann. Die Messungen haben gezeigt, dass die Stoßbelastungen beim Aufsetzen des Niederhalters auf den Aufsatz bisher deutlich unterschätzt wurden. Die Messung der Niederhalterkräfte an unterschiedlichen Pressen verdeutlichte den Zusammenhang zwischen der gemessenen Kraft und der Kinematikkurve der Presse. Somit konnten Verschleißerscheinungen an den Werkzeugen in Abhängigkeit der Presse erklärt werden. Eine weitere Erkenntnis der Niederhalterkraftmessung liegt in der Korrelation zwischen der Abstützkraft des Niederhalters auf dem Aufsatz und der produzierten Oberflächenqualität des Blechteils.

Der bereits bekannte große Einfluss der Presse auf die angrenzenden Werkzeugkomponenten wurde auch beim Niederhalter untersucht. Das dafür neu entwickelte Messwerkzeug ermöglicht die Messung des Einflusses verschiedener Pressen auf den Niederhalter mit einem standardisierten Versuchsaufbau. Mittels der Auswertung verschiedener Pressen konnte nicht nur der Einfluss auf die Belastungen und Verformungen des Niederhalters aufgezeigt werden, sondern es konnten darüber hinaus Kennwerte für die Pressen definiert werden, die den Zustand und die Güte der Presse beschreiben. Diese Kenngrößen, wie zum Beispiel die Streuung der Kraftverteilung, können zukünftig als Abnahmekriterium für neue oder überholte Pressen genutzt werden.

Die untersuchten Schieberkomponenten sind neben dem Niederhalter eine weitere Besonderheit der Werkzeuge für Folgeoperationen. Die Auslegung der Schieberkomponenten, insbesondere der Umformschieber, stützt sich bisher ausschließlich auf das Erfahrungswissen der Mitarbeiter in der Konstruktion. Diese Vorgehensweise

ist hauptsächlich darin begründet, dass bisher sogar die Prozesskräfte am Schieber nur unzureichend bekannt waren. Mit dem in Kapitel 7.1 vorgestellten Messaufbau konnten erstmals Kraftverläufe von Schiebern aufgezeichnet werden. Die Messergebnisse zeigen, dass die bisherigen Annahmen für die Kraftberechnung zu unrealistisch hohen Kräften führen, was eine Überdimensionierung der Schieber zur Folge hat. Zudem hat sich wieder die Bedeutung der Kinematikkurve der Presse erwiesen. Mit zunehmender Hubzahl nehmen die Stoßbelastungen am Schieber deutlich zu und erreichen ab einer Hubzahl von 10 Hub/min die Höhe der Prozesskräfte. Somit konnte mit den Messungen verdeutlicht werden, dass mit weiter steigender Hubzahl die dynamischen Werkzeugbelastungen den kritischen Lastfall bilden.

Mittels der entwickelten Messinstrumente und der durchgeführten Untersuchungen konnten die grundlegenden Kenntnisse hinsichtlich der real wirkenden Kräfte an Werkzeugen der Folgeoperationen ergänzt werden, die für eine belastungsgerechte Auslegung der Werkzeuge notwendig sind. Das Verständnis über die angreifenden Kräfte durch die Messungen kann für den Try-Out genutzt werden um diesen Prozess gezielt zu steuern und zu verkürzen. Mit diesen Größen können zudem Simulationsmodelle validiert und weiterentwickelt werden.

Der Schwerpunkt der Arbeit lag auf der experimentellen Ermittlung der fehlenden Kräfte und Schnittstellen. Trotzdem wurden die Grenzen der aktuell in der industriellen Praxis verwendeten Simulationsprogramme aufgezeigt. Die Umformsimulation mit dem erarbeiteten Radiengerüst lieferte auch bei der realen Schiebergeometrie eine sehr hohe Übereinstimmung mit den gemessenen Werten.

Als weiterführender Schritt sollte die Validierung der angepassten Umformsimulation mit dem beschriebenen Radiengerüst an anderen Geometrien erfolgen und die Methodik gegebenenfalls weiter optimiert werden. Neben der Umformsimulation sollten zusätzliche Simulationsmodelle, zum Beispiel für die Mehrkörpersimulation, entwickelt werden, damit zukünftig Werkzeugbelastungen nicht mehr messtechnisch an realen Werkzeugen ermittelt werden müssen, sondern bereits während der Auslegung der Werkzeuge mit einer hohen Güte berechnet werden können. Ein

weiterer Aspekt, der verfolgt werden sollte, betrifft die steigende Bedeutung der dynamischen Werkzeugbelastungen. Dabei sind die Wechselwirkung zwischen der Pressenkinematik und den auftretenden Stoßbelastungen im Werkzeug näher zu untersuchen.

9 Verzeichnisse

9.1 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1:	AUDI A3 Sportback [AUDI12]	1
Abbildung 2-1:	Technische Einflussgrößen auf die Werkzeugauslegung.....	3
Abbildung 2-2:	Integration des Werkzeugbaus in die Prozesskette „Karosserie“ [EVER98].....	4
Abbildung 2-3:	Werkzeugentstehungsprozess im Werkzeugbau nach [EVER98]	6
Abbildung 2-4:	Prinzipieller Aufbau von Pressen: links Tiefziehpresse, Mitte Presse der Folgestufen, rechts Try-Out-Pressen.....	8
Abbildung 2-5:	Hydraulische Try-Out-Pressen: links Aufbau, rechts mögliche Bewegungskurve [SCHU96]	9
Abbildung 2-6:	Konventionelle mechanische Presse: links Aufbau, rechts mögliche Bewegungskurven inkl. Teiletransport [SCHU96]	10
Abbildung 2-7:	Getriebetypen für mechanische Pressenantriebe [BOGO12].....	11
Abbildung 2-8:	Komponenten von Antriebskonzepten für mechanische Pressen: links konventionelle mechanische Presse, Mitte Servopresse mit Vorgelege, rechts direkt angetriebene Servopresse [VOLK11]	12
Abbildung 2-9:	Weg-Zeit-Kurven mechanischer Pressen: links konventionelle mechanische Presse, rechts mechanische Presse mit Servoantrieb.....	13
Abbildung 2-10:	<i>Fertigungsfolgen und Bezeichnungen – A4 Seitenwandrahmen</i>	14
Abbildung 2-11:	Funktionsprinzip Tiefziehwerkzeug: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Blechhalter schließen, rechts Werkzeug in UU.....	15
Abbildung 2-12:	Funktionsprinzip Beschneidewerkzeug: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Niederhalter schließen, rechts Werkzeug in UU.....	17
Abbildung 2-13:	Funktionsprinzip Folgewerkzeuge für Abstellen: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Niederhalter schließen, rechts Werkzeug in UU.....	18

Abbildung 2-14:	Funktionsprinzip Folgewerkzeuge mit Schieber: links geöffnetes Werkzeug, Mitte Niederhalter schließen, rechts Werkzeug in UU	19
Abbildung 2-15:	Definition von Pressen-, Werkzeug- und Prozesskraft [STRU10]	20
Abbildung 2-16:	Genormter Messaufbau zur Ermittlung der statischen Pressenkennwerte [DIN55189]	22
Abbildung 2-17:	Messvorrichtung zur Ermittlung der Ziehkräften einer Presse: links Messaufbau, rechts exemplarische Auswertung [BRAE10]	24
Abbildung 2-18:	Prüfwerkzeug nach Walzl et al. [WALT14] zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformpresse unter Realbedingungen	25
Abbildung 2-19:	Messvorrichtung zur Ermittlung der Werkzeugkräfte: links geöffnete Kraftmesskoppelplatte, rechts eingebaute Kraftmesskoppelplatte inkl. Ziehwerkzeug [STRU10]	26
Abbildung 2-20:	Aufbau und Applikation der In-situ-Druckmessung an Ziehradien: links prinzipieller Aufbau, rechts Applikation im Werkzeug [SCHN08]	27
Abbildung 2-21:	Messungen der Werkzeugstrukturverformung durch DMS: links Position der DMS [SCHW08], rechts Aufbau der DMS [BLOH07]	28
Abbildung 2-22:	Messaufbau zur Erfassung der Schneidkräfte beim Feinschneiden: links Stempelkraft, Mitte Niederhalterkraft, rechts Gegenhalterkraft [HOER08]	31
Abbildung 2-23:	Messaufbau zur Erfassung der Schieberkräfte mittels Druckmessfolien: links Applikation, rechts Prinzipaufbau [BORT07]	32
Abbildung 3-1:	Benötigte Kräfte für die Werkzeugauslegung: schwarz Pressengrößen, blau Prozessgrößen	35
Abbildung 3-2:	Gliederung der Arbeit	36
Abbildung 4-1:	Try-Out-Pressen: links hydraulisch, rechts mechanisch [SCHU96]	38
Abbildung 4-2:	Serienpresse mit Saugerbalken-Transfersystem [SCHU96]	40
Abbildung 4-3:	Seitenwandrahmen Werkzeug AUDI A3 Sportback OP50: links Werkzeugunterteil, rechts Werkzeugoberteil	42

Abbildung 4-4:	Mobiles Messsystem mit vorhandenen Anschlussmöglichkeiten.....	44
Abbildung 5-1:	Explosionszeichnung Seitenwandrahmen Werkzeug AUDI A3 Sportback OP50	46
Abbildung 5-2:	Schematischer Auszug aus dem Ablaufdiagramm Seitenwandrahmen Werkzeug AUDI A3 Sportback OP50	48
Abbildung 5-3:	Übersicht der eingesetzten Werkzeugwerkstoffe: links aktuelle Werkzeugwerkstoffe, rechts möglicher zukünftiger Werkstoffmix	49
Abbildung 5-4:	Balkenschieberkonzept aus Aluminium-Stahl-Verbundguss: links konventioneller Balkenschieber aus GG25, rechts Aluminium-Verbundguss-Balkenschieber mit Stahleinsätzen [A_MEYE11]	51
Abbildung 5-5:	Lastfälle aus dem Werkzeuglebenszyklus	52
Abbildung 5-6:	Handlungsfelder: farbig hervorgehoben die relevanten Werkzeugkomponenten	55
Abbildung 6-1:	Funktion und Weg-Kurbelwinkelverlauf des Niederhalters.....	57
Abbildung 6-2:	Tuschierbild Niederhalter: links Tragbild, rechts schematische Darstellung der Kraftverteilung	59
Abbildung 6-3:	Freigeschnittener Niederhalter	60
Abbildung 6-4:	Kräfte zwischen Niederhalter und Bauteil/Formaufsatz.....	61
Abbildung 6-5:	Bewegungskurven von Werkzeugkomponenten: links Stößel/ Werkzeugoberseite, rechts Niederhalter	62
Abbildung 6-6:	Werkzeugdistanzen: links Kegeldistanz, Mitte entwickelte Messdistanz, rechts Paralleldistanz	64
Abbildung 6-7:	Belastung von Druckbolzen aufgrund der Auslegung des Stößelkissens.....	65
Abbildung 6-8:	Kraftangriffspunkte an der Schwebplatte unterschiedlicher Pressen.....	66
Abbildung 6-9:	Kräfte an den Druckbolzen des Niederhalters.....	66
Abbildung 6-10:	Vorgehensweise bei der Messung der Stößelkissenkraft.....	67
Abbildung 6-11:	Aufbau Messwerkzeug für das Stößelkissen	68

Abbildung 6-12:	Exemplarisches Werkzeugunterteil; SWR OP50 AUDI A6 Avant.....	70
Abbildung 6-13:	Druckstellen am SWR A6 Avant durch dynamische Belastungen: links 7 Hub/min ohne Druckstelle, rechts 10 Hub/min mit Druckstelle	71
Abbildung 6-14:	Exemplarische Kraftverläufe bei 10 Hub/min an einer Distanz beim SWR A6 Avant	73
Abbildung 6-15:	Einfluss der Pressenkinematik auf die Abstützkräfte an den Distanzen im Prozesshub: links statische NH-Kraft, rechts dynamische NH-Kraft.....	74
Abbildung 6-16:	Idealer Stößelkissenkraftverlauf: links hydraulische Presse mit hydraulischem Stößelkissen, rechts mechanische Presse mit pneumatischem Stößelkissen	76
Abbildung 6-17:	Vergleich der Stößelkissenkraft: links hydraulisches Stößelkissen Presse C bei 5 Hub/min, rechts pneumatisches Stößelkissen Presse D bei 10 Hub/min.....	77
Abbildung 6-18:	Kraftabhängige Stößelkissenkraftverteilung auf die Säulen des Stößelkissen-Messwerkzeuges	79
Abbildung 6-19:	Benötigte Druckbolzenkräfte am Niederhalter nach Simulation	82
Abbildung 6-20:	Einfluss der Kraftangriffspunkte des Stößelkissens auf die simulierte NH-Verformung.....	84
Abbildung 7-1:	Schieberunterteilung nach Position, links Unterteilschieber, Mitte Oberteilschieber, rechts Pinolenschieber [VDI 3386]	89
Abbildung 7-2:	Schieberunterteilung nach Bewegungsart; links Drehschieber, rechts translatorischer Füllschieber	90
Abbildung 7-3:	Schieberunterteilung nach Funktion.....	91
Abbildung 7-4:	Schieberauslegung nach VDI 3386.....	94
Abbildung 7-5:	Zu bestimmende Messgrößen am Schwellerschieber durch das zu entwickelnde Messsystem	95
Abbildung 7-6:	Messkonzept für Schieberkräfte.....	97
Abbildung 7-7:	Aufbau Messplattform	99

Abbildung 7-8:	Kalibrieraufbau Messplattform: links realer Aufbau, rechts schematische Darstellung mit den wirkenden Kräften.....	100
Abbildung 7-9:	Exemplarische Kalibrierkurven Messplattform: links Druckkraft F_z , rechts Schubkraft F_x	101
Abbildung 7-10:	Kalibrierfälle: links Teilüberdeckung, rechts Vollüberdeckung ...	102
Abbildung 7-11:	Messaufbau am Schwellerschieber des Seitenwandrahmen-Werkzeugs OP50 des Audi A3 Sportbacks.....	104
Abbildung 7-12:	Detaillierungsstufen der Auswertung der Schieberkraftmessung	105
Abbildung 7-13:	Schematische Darstellung der Auswertung	106
Abbildung 7-14:	Gemessener Gesamtkraftverlauf am Schieber im Prozess: links Druckkraft, rechts Schubkraft.....	107
Abbildung 7-15:	Vergleich der gemessenen Gesamtkraftverläufe zwischen Leerhub und Prozesshub: links Druckkräfte, rechts Schubkräfte.....	109
Abbildung 7-16:	Differenzkraft aus Prozesshub zu Leerhub am Lager A des Schiebers: links Druckkraft, rechts Schubkraft.....	110
Abbildung 7-17:	Schematische Darstellung der Operationskraft in UU	111
Abbildung 7-18:	Gemessene Kraftverteilung entlang des Scheibers	113
Abbildung 7-19:	Exemplarisch gemessene Kraftverteilung an der Schieberführung der Messplattform 2	114
Abbildung 7-20:	Kraftbedingte Verlagerung des Arbeitsschiebers: links Ablaufdiagramm Schieber, rechts ablaufbedingte Kräfte und resultierende Momente am Arbeitsschieber.....	115
Abbildung 7-21:	Gemessener Gesamtkraftverlauf am Schieber in einer mechanischen Presse: links Druckkräfte, rechts Schubkräfte....	117
Abbildung 7-22:	Einfluss der Hubzahl auf den Gesamtkraftverlauf: links 5 Hub/min, rechts 10 Hub/min.....	118
Abbildung 7-23:	Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit der Messungen am Schieber.....	120
Abbildung 7-24:	Modelliertes Radiengerippe und simulierter Kraftbedarf	122

Abbildung 7-25:	Einflussgrößen auf die berechnete Umformkraft in der Simulation	123
Abbildung 7-26:	Einfluss der Blechdicke und des Werkstoffkennwerts σ_0 auf die benötigte Werkzeugkraft	124
Abbildung 10-1:	Niederhalterkurven bei 10 Hub/min: links Niederhalterweg, rechts Niederhaltergeschwindigkeit	143
Abbildung 10-2:	Signalschaltungen.....	148
Abbildung 10-3:	Summenkalibrierkurve Druck Fz MP1S inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage.....	149
Abbildung 10-4:	Summenkalibrierkurve Schub Fx MP1S inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage.....	150
Abbildung 10-5:	Einzelkalibrierkurve Druck Fz MP1E inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage.....	151
Abbildung 10-6:	Einzelkalibrierkurve Schub Fx MP1E inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage.....	152
Abbildung 10-7:	Exemplarische Darstellung des Übersprechen der Schubsensoren bei der Kalibrierung der Druckkraft von MP1S	153
Abbildung 10-8:	links Angreifende Krafrichtung, rechts Betrag der Operationskraft des Arbeitsschiebers	154
Abbildung 10-9:	Einfluss der Bauteilbeölung auf die Schieberkraft im Lager A, links Druckkraft, rechts Schubkraft.....	155
Abbildung 10-10:	Einfluss der Hubzahl auf den Reibwert im Schieberbett	156

9.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1:	Verwendete hydraulische Try-Out-Pressen	39
Tabelle 4-2:	Verwendete mechanische Try-Out-Pressen	40
Tabelle 4-3:	Verwendete Großteiltransferpressen mit 6 Stufen	41
Tabelle 4-4:	Übersicht verwendete Werkzeuge und durchgeführte Versuche.....	43
Tabelle 7-1:	Zusammenhang Arbeitswinkel und Schiebertyp	88

9.3 Literaturverzeichnis

- [ADUN00] Adunka F.
Messunsicherheit: Theorie und Praxis
2. Auflage
Vulkan-Verlag, Essen 2000
- [AUDI12] N.N.
Medienarchiv der AUDI AG Stand 12/2012
- [BEHR06] Behrens B.-A., Werbs M., Brecher C., Hork M.:
EFB-Forschungsbericht Nr. 250: Entwicklung und Erweiterung
standardisierter Messverfahren zur statischen und dynamischen
Pressenvermessung.
Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung,
Hannover, 2006
- [BEHR07] Behrens B.-A., Mohsen J.
EFB-Forschungsbericht Nr. 269: Erweiterung der Kennwertermittlung
durch eine automatische Belastungs- und Vermessungseinrichtung
für Pressen der Blechumformung
Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung,
Hannover, 2007
- [BLOH07] Blohm B.
Messtechnik Praktikum; Dehnungsmessung mit Hilfe von Deh-
nungsmessstreifen
Praktikumsunterlagen Fachhochschule Osnabrück, 2007
- [BOGO12] Bogon P.
Stand der Preßwerktechnik
Praktikumsunterlagen „Blechverarbeitung im Fahrzeugbau“,
Technische Universität München 2012
- [BOGO97] Bogon, P.:
Statische Genauigkeitskenngrößen von mechanischen Karosserie-
pressen.
In: Blech Rohre Profile 44 (1997), Heft 6, S. 44-51
- [BOGO98] Bogon, P.:
Genauigkeit im Presswerk – Überlastsicherung als Sensor zur
Kraftmessung verwendet.
In: Blech Rohre Profile 45 (1998), Heft 3, S. 50-56
- [BORT07] Bortenschlager F.
Topologieoptimierte Gestaltung von Presswerkzeugen am Beispiel
eines Werkzeugschiebers
Diplomarbeit, Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen,
Technische Universität München 2007

-
- [BRAE09] Braedel M.:
Optimierung des Werkzeugeinarbeitungsprozess für Karosserieau-
ßenhautteile
Hieronymus GmbH, Dissertation, Technische Universität München
2009
- [BRAE10] Braedel M., Mork R., Griesbach B., Wahl M.
Prüfvorrichtung für eine Tiefziehpresse
Patent, Aktenzeichen DE10 2010 033 001 B3, 2010
- [BRUM09] Brummer M., Saal P.
Individualität bei Serienqualität,
Blech in Form, 6/2009, S. 74-75, Carl Hanser Verlag, München, 2009
- [CANT11] Canti R., Schaller L., Disch Ch.
Verfahren zur Bearbeitung und/oder Einstellung eines Platinen-
Umformwerkzeuges
Patentanmeldung, Aktenzeichen 10 2011 120 789.2, 2011
- [CANT12a] Canti R., Schaller L., Disch Ch., Lehmann A., Schaffner G.
Messplatte mit Sensoren
Patentanmeldung, Aktenzeichen 10 2012 005 555.2, 2012
- [CANT12b] Canti R., Schaller L., Disch Ch., Jansen S.
Messvorrichtung für ein Stößelkissen einer Presse
Patentanmeldung, Aktenzeichen 10 2012 013 371.5, 2012
- [DIN55189] N.N.
DIN 55189: Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverar-
beitung bei statischer Belastung
Deutsches Institut für Normung, Beuth Verlag, Berlin 1988
- [DOEG07] Doege E., Behrens B.
Handbuch Umformtechnik
Grundlagen, Technologien, Maschinen
Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007
- [DOEG99] Doege E., Liesene T.
EFB-Forschungsbericht Nr. 133: Schneidkraftbedarfsermittlung beim
Scherschneiden von Feinblechen (Entwicklung eines Prüfsystems)
Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung,
Hannover, 1999
- [DRUD09] Drude N., Meier L., Hoffmann H., Scheuerle J.
Model based strategies for an optimised ribbing design of large
forming tools
production engineering 29.October 2009
- [EHRL05] Ehrlenspiel K., Kiewert A., Lindemann U.
Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren
Springer-Verlag, Berlin 2005

-
- [EVER98] Eversheim W., Klocke F.
Werkzeugbau mit Zukunft
Strategie und Technologie
Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1998
- [FAAS08] Faaß I.
Prozessregelung für die Fertigung von Karosserieteilen in
Presswerken
Hieronymus GmbH, Dissertation, Technische Universität München
2008
- [FIBR11] Fibro Produktkatalog
Fibro GmbH
Hassmersheim 2011
- [FUJI07] N.N.
Handbuch Fuji Prescale Film
Mono-Sheet Type for high pressure
Fujifilm Europe GmbH, Düsseldorf 2007
- [GRAB06] Grabner J., Nothaft R.
Konstruieren von Pkw-Karosserien
3. erweiterte Auflage
Springer Verlag, Berlin 2006
- [HOER08] Hörmann F.
Einfluss der Prozessparameter auf einstufige Scherschneidverfahren
zum Ausschneiden mit endkonturnaher Form
Hieronymus GmbH, Dissertation, Technische Universität München
2008
- [HOFF04] Hoffmann, J.
Taschenbuch der Messtechnik
4. Auflage
Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München 2004
- [HOFF07] Hoffmann H. et al
Untersuchung über optimale Rippenstrukturen von Umformwerkzeu-
gen mit Hilfe der Gießsimulation
Konstr + giess 32(3), 2007
- [HOFF11] Hoffmann, H., Hirsch, M.
EFB-Forschungsbericht Nr. 335: Leichtmetallwerkstoffe in schnell
laufenden Stanzwerkzeugen
Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung,
Hannover, 2011
- [HOFF12] Hoffmann, H., Neugebauer, R., Spur G.
Handbuch Umformtechnik
Hanser Verlag, 2012

-
- [KERS11] Kerschner M., Walzl H., Struck R., Hein C.
Chancen durch mechatronische Systeme in Umformwerkzeugen
Karl-Roll-Kolloquium, Hersching 2011
- [KIST13] N.N.
Datenblatt der Sensorreihe SlimLine Typ 91xx
Kistler Gruppe, Winterthur Schweiz 2013
- [OSWA11] Oswald E., Liewald M., Stephan O.
Rechnergestützte Einbindung von Prozesslasten in die Entwicklung
von Gestaltungsansätzen zur Strukturoptimierung von Umformwerk-
zeugen
Tagungsband Deutsche SIMULIA-Konferenz, Bamberg 2011
- [PÄSS01] Päßler, T.
Entwicklung einer Tryout-Methode zur praxisrelevanten Ermittlung
qualitätsbeeinflussender Pressenparameter
EFB-Arbeitskreis, 2001
- [PFEI11] Pfeiffer C., Assmann D., Canti R. Clausen P., Nestmann S.,
Oswald E., Zwingenberger K., Vogel A.
Gewichtseinsparung im Automobil-Werkzeugbau durch Topologieop-
timierung
Tagungsband Deutsche SIMULIA-Konferenz, Bamberg 2011
- [REIS09] Reissner J.
Umformtechnik multimedia
Werkstoffverhalten, Werkstückversagen, Werkzeuge, Maschinen
Carl Hanser Verlag München Wien, 2009
- [SAAL11] Saal P., Meier L.
Reduzierung von Eigenspannungen in Umformwerkzeugen
giesserei 02/2011
- [SCHN08] Schneider D.
Simulationsgestützte Untersuchung der Werkzeugbelastung beim
Tiefziehen höchstfester Stähle
Hieronymus GmbH, Dissertation, Technische Universität München
2008
- [SCHU96] Schuler GmbH
Handbuch der Umformtechnik
Springer-Verlag, Berlin 1996
- [SCHW08] Schwerin L. v.:
Entwicklung einer Methodik zur optimierten Gestaltung von
Umformwerkzeugen
Hieronymus GmbH, Dissertation, Technische Universität München
2008
- [STRU08] Struck R., Kulp S., Behrens B.-A., Krimm R.
Investigation of Impacts on the Required Press Force
IDDRG Conference Proceedings, Olofström, Schweden, Juni 2008

-
- [STRU10] Struck R.
Bestimmung der minimal notwendigen Pressenkraft zur Herstellung von Karosseriestrukturbauteilen im Automobilbau
PZH Produktionstechnisches Zentrum GmbH, Dissertation, Leibniz Universität Hannover 2010
- [TRÄG07] Träger M.
Untersuchung des Einflusses der Pressenelastizität auf den Einarbeitungsprozess von Karosseriewerkzeugen
Hieronymus GmbH, Dissertation, Technische Universität München 2007
- [UMIX96] Matsuoka, Mitsuo
European Patent Specification EP 0 699 489 B1
Forming die for forming thin plate
Date of publication 1996
- [VDI3386] N.N.
Keiltriebe in Stanzerei-Großwerkzeugen, VDI 3386
VDI-Handbuch Betriebstechnik, Teil 3
Beuth Verlag, Berlin Düsseldorf 1990
- [VOLK11] Volk W.
Umformende Werkzeugmaschinen
Vorlesungsskript utg
Technische Universität München 2011
- [WALT04] Waltl H.; Griesbach B.
Werkzeug- und Anlagenbau auf Basis digitaler Modelle
VDMA Nachrichten 02/04
- [WALT10] Waltl, H.
Karosserie Leichtbau – Herausforderungen für die Umformtechnik
Münchener Kolloquium 2010, Garching 2010
- [WALT14] Walt, H.; Struck, R.; Kerschner, M.; Hein, Ch.
Prüfwerkzeug zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformmaschine unter Realbedingungen
Patentveröffentlichung, Aktenzeichen DE10 2012 013 722 A1, 2014

9.4 Abschlussarbeiten und Studienarbeiten

Nachfolgend aufgeführte Abschluss- und Studienarbeiten wurden während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der TU München (INI.TUM) von mir betreut und wissenschaftlich angeleitet. Die Ergebnisse dieser Arbeiten flossen direkt oder indirekt in die vorliegende Arbeit ein.

- [A_DILL12] Dillmann D.
Mehrkörpersimulation von Werkzeugkomponenten am Beispiel des Niederhalters eines Presswerkzeuges
Bachelorarbeit, Technische Universität München, Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen 2012
- [A_HART12] Hartmann Ch.
Experimentelle Bestimmung von Kräften an Schiebersystemen
Bachelorarbeit, Technische Universität München, Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen 2012
- [A_JANS11] Jansen S.
Modalanalyse an Presswerkzeugkomponenten
Semesterarbeit, Technische Universität München, Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen 2011
- [A_MEYE11] Meyer M.
Leichtbaukonzepte für Werkzeugkomponenten
Diplomarbeit, Technische Universität München, Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen 2011
- [A_PLOE13] Plötz M.
Experimentell-simulative Ermittlung von Kontaktparametern zur Beschreibung von Stoßvorgängen in Großwerkzeugen
Masterarbeit, Hochschule Regensburg, Fakultät für Maschinenbau 2013
- [A_SCHE12] Scheiblecker S.
Entwicklung eines validierten MKS-Modells zur Abbildung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugsystemen
Masterarbeit, Georg-Simon-Ohm-Hochschule für angewandte Wissenschaften - Fachhochschule Nürnberg 2012
- [A_THEO13] Theobald S.
Simulative und experimentelle Untersuchung der Druckbolzen am Niederhalter in Presswerkzeugen
Bachelorarbeit, Georg-Simon-Ohm-Hochschule für angewandte Wissenschaften - Fachhochschule Nürnberg 2013

10 Anhang

10.1 Niederhalter

10.1.1 Analytische Berechnung der Niederhalterkräfte

Für die analytische Berechnung der Niederhalterkräfte werden die unterschiedlichen Geschwindigkeiten der Niederhalter bei 10 Hub/min berechnet. Über die Steigung k lassen sich nach der Formel 6-2 aus der Ableitung des Niederhalterweges x nach der Zeit t die Auftreffgeschwindigkeiten des Niederhalters bestimmen.

$$k = v = \frac{dx}{dt} \quad (\text{Formel 6-2})$$

Die Berechnung der Niederhaltergeschwindigkeiten nach der Formel 6-2 ist in Abbildung 10-1 links dargestellt.

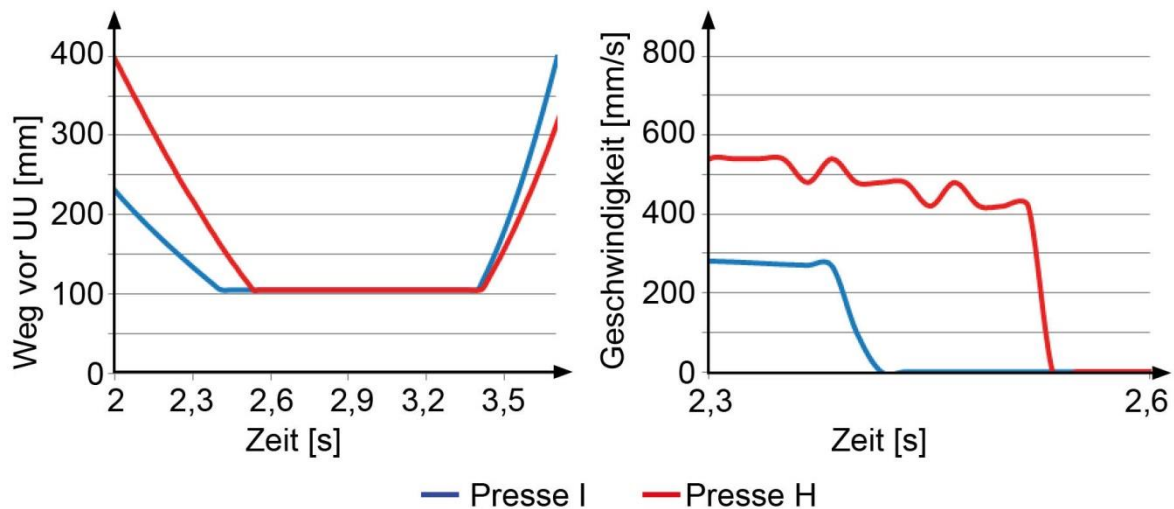


Abbildung 10-1: Niederhalterkurven bei 10 Hub/min: links Niederhalterweg, rechts Niederhaltergeschwindigkeit

Die Berechnung der mittleren Kraft an den Distanzen beim Auftreffen des Niederhalters auf dem Aufsatz erfolgt über die Formel 6-3. Diese Formel beruht auf der Prämisse der Impulserhaltung. Somit resultiert die Kraft aus der Differenz des Endimpulses p_E und des Anfangsimpulses p_A . Die zur Berechnung benötigte Zeit

lässt sich aus der Verzögerungsstrecke beziehungsweise Verformung Δy und der halben Auftreff-/Anfangsgeschwindigkeit v_A berechnen.

$$F = \frac{\Delta p}{\Delta t} = \frac{p_E - p_A}{\Delta t} = \frac{p_E - p_A}{\frac{\Delta y}{\frac{v_A}{2}}} \text{ [N]} \quad (\text{Formel 6-3})$$

$$p = mv \text{ [kgmm/s]} \quad (\text{Formel 6-4})$$

Die Schätzwerte für die Verzögerungsstrecke Δy liegen zwischen 0,01mm und 1mm, somit ergibt sich nach der nachfolgenden Formel für die Presse I eine theoretische Abstützkraft an den Distanzen beim Auftreffen des Niederhalters zwischen 417,6 MN und 41760 MN.

$$F = \frac{mv_E - mv_A}{\frac{\Delta y}{\frac{v_A}{2}}} = \frac{5000 \text{ kg} \times 0 - 5000 \text{ kg} \times 290 \text{ mm/s}}{\frac{0,01 \text{ mm}}{\frac{290 \text{ mm/s}}{2}}} = -4,176 \times 10^{10} \text{ N}$$

$$= -41760 \text{ MN}$$

Mit dieser Formel lässt sich auch für die Presse H mit der höheren Auftreffgeschwindigkeit von 430 mm/s eine Kraft zwischen 462,25 MN und 46225 MN abhängig von der geschätzten Verzögerungsstrecke berechnen.

$$F = \frac{mv_E - mv_A}{\frac{\Delta y}{\frac{v_A}{2}}} = \frac{5000 \text{ kg} \times 0 - 5000 \text{ kg} \times 430 \text{ mm/s}}{\frac{0,01 \text{ mm}}{\frac{430 \text{ mm/s}}{2}}} = -4,6225 \times 10^{10} \text{ N}$$

$$= -46225 \text{ MN}$$

10.1.2 Exemplarische Berechnung der Flächenpressung am Blech

Mit den Messwerten bezüglich der Abstützkraft F_{Ab} an den Distanzen und dem eingestellten Pressenwert F_{NH} von 1000 kN kann über die Formel 6-1 die Haltekraft F_H am Blech berechnet werden.

$$F_{NH} = F_H + F_{Ab} \text{ [N]} \quad (\text{Formel 6-1})$$

$$F_H = F_{NH} - F_{Ab} = 1000 \text{ kN} - 500 \text{ kN} = 500 \text{ kN}$$

Über die berechnete Haltekraft vom Niederhalter und den geometrischen Gegebenheiten am Niederhalter sowie den daraus resultierenden Tuschierflächen von 625000 mm² ergibt sich die nach Formel 6-5 berechnete durchschnittliche Flächenpressung.

$$p_F = \frac{F_H}{T} = \frac{500 \text{ kN}}{625000 \text{ mm}^2} = 0,8 \text{ N/mm}^2 \text{ (Formel 6-5)}$$

10.2 Schieber

10.2.1 Theoretische Schieberauslegung nach VDI 3386

Die Grundlage für die Auslegung eines Schiebers sind die nachfolgend aufgeführten geometrischen Randbedingungen und die nachfolgenden Formeln.

Treiberwinkel	β	= 65°
Arbeitswinkel	ϑ	= 45°
Reibwinkel	ρ	= 6°
Schieberweg	W_S	= 80 mm
Blechdicke	s	= 0,75 mm
Gesamtbiege­länge	l_B	= 7200 mm
Zugfestigkeit	R_m	= 350 N/mm ²
Biegekorrekturfaktor	k_B	= 0,6

Zunächst wird über die nachfolgende Formel der benötigte Treiberweg des Schiebers berechnet.

$$W_T = W_S \frac{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta)}{\sin \beta} = 80 \text{ mm} \frac{\sin(90^\circ - 65^\circ + 45^\circ)}{\sin 65^\circ} = 83 \text{ mm} \text{ (Formel 7-2)}$$

Im nächsten Schritt muss die benötigte Schieberkraft bestimmt werden. Bei einem Schieber für Nachformen wird die Kraft überschlägig nach nachfolgender Formel berechnet.

$$F_{Bi} = k_B \cdot s \cdot l_B \cdot R_m = 0,6 \cdot 0,75 \text{ mm} \cdot 7200 \text{ mm} \cdot 350 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1134 \text{ kN} \text{ (Formel 7-11)}$$

Über die geometrischen Gegebenheiten am Schieber und die benötigte Schieberkraft können nach der VDI 3386 die weiteren am Schieber angreifenden Kräfte berechnet werden.

Berechnung der Lagerkraft A im Schieberbett

$$F_A = F_S \frac{\sin(\beta - \vartheta + \rho)}{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta - 2\rho)} = 1134 \text{ kN} \frac{\sin(65^\circ - 45^\circ + 6^\circ)}{\sin(90^\circ - 65^\circ + 45^\circ - 2 \cdot 6^\circ)} = 11134 \text{ kN} \frac{\sin 26^\circ}{\sin 58^\circ} = 5755 \text{ kN}$$

(Formel 7-3)

Im nächsten Schritt können die Kräfte am Treiber berechnet werden, zum einen die Abstütz- beziehungsweise Lagerkraft:

$$F_{LT} = F_S \frac{\sin(90^\circ - \beta - \rho)}{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta - 2\rho)} = 1134 \text{ kN} \frac{\sin(90^\circ - 65^\circ - 6^\circ)}{\sin(90^\circ - 65^\circ + 45^\circ - 2 \cdot 6^\circ)} = 1134 \text{ kN} \frac{\sin 19^\circ}{\sin 58^\circ} = 435 \text{ kN}$$

(Formel 7-4)

Zum anderen kann die Treiberkraft beziehungsweise die benötigte Stößelkraft berechnet werden.

$$F_T = F_S \frac{\sin(\beta + 2\rho)}{\sin(90^\circ - \beta + \vartheta - 2\rho)} = 1134 \text{ kN} \frac{\sin(65^\circ + 2 \cdot 6^\circ)}{\sin(90^\circ - 65^\circ + 45^\circ - 2 \cdot 6^\circ)} = 1134 \text{ kN} \frac{\sin 77^\circ}{\sin 58^\circ} = 1303 \text{ kN}$$

(Formel 7-5)

10.2.2 Berechnung der Schieberkräfte unter Einbeziehung der Messwerte

Mittels der gemessenen Kräfte an der Lagerstelle A des Schiebers im Schieberbett können mit nachfolgenden Formeln die weiteren Lagerkräfte sowie die reale Operationskraft berechnet werden.

$$\frac{F_B}{F_A} = \frac{\sin(90^\circ + \rho_1 - \delta)}{\sin(\beta - \gamma + \rho_2 + \delta)} [-] \quad (\text{Formel 7-6})$$

$$\frac{F_{OP}}{F_A} = \frac{\sin(90^\circ - \beta + \gamma - \rho_1 - \rho_2)}{\sin(\beta - \gamma + \rho_2 + \delta)} [-] \quad (\text{Formel 7-7})$$

$$\frac{F_B}{F_{OP}} = \frac{\sin(90^\circ + \rho_1 - \delta)}{\sin(90^\circ - \beta + \gamma - \rho_1 - \rho_2)} [-] \quad (\text{Formel 7-8})$$

$$\frac{F_{Op,laengs}}{F_{OP}} = \cos \delta [-] \quad (\text{Formel 7-9})$$

$$\frac{F_{A_Schub}}{F_{A_N}} = \tan \rho_1 [-] \quad (\text{Formel 7-10})$$

In UU vereinfachen sich die Formeln 7-6 bis 7-10 wie mit der Abbildung 7- erläutert zur Formel 7-13. Damit kann aus der Messung der Lagerkraft F_A die Operationskraft F_{OP} berechnet werden. Die Kraft kann für den Abgleich der Umformsimulation verwendet werden.

Treiberwinkel $\beta = 65^\circ$

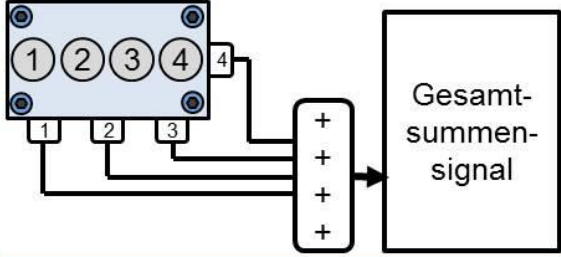
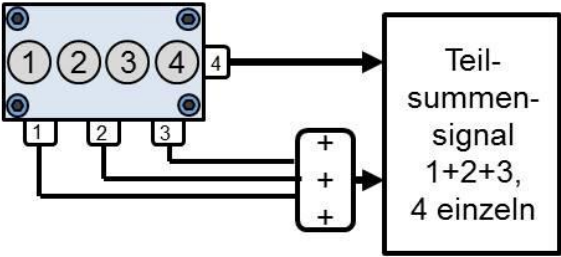
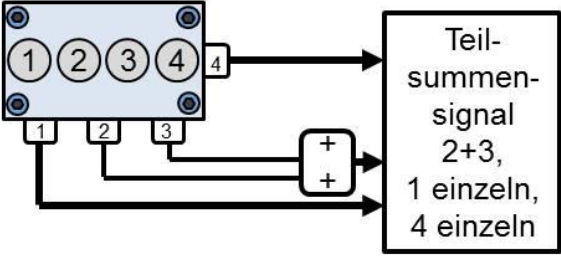
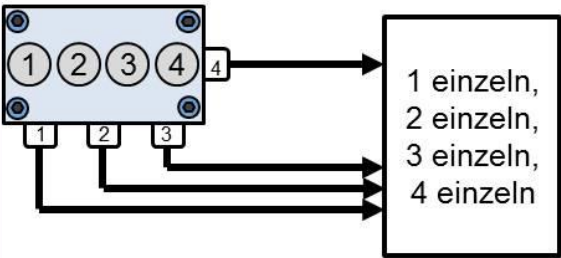
Arbeitswinkel des Schiebers $\gamma = 45^\circ$

$$\frac{F_{OP}}{F_A} = \frac{\sin(90^\circ - \beta + \gamma)}{\sin(\beta - \gamma)} \quad (\text{Formel 7-13})$$

$$F_{OP} = \frac{\sin(90^\circ - \beta + \gamma)}{\sin(\beta - \gamma)} \cdot F_A = \frac{\sin(90^\circ - 65^\circ + 45^\circ)}{\sin(65^\circ - 45^\circ)} \cdot 150 \text{ kN} = \frac{\sin(70^\circ)}{\sin(20^\circ)} \cdot 150 \text{ kN} = 412 \text{ kN}$$

10.2.3 Kalibrierkurven Messplattform

In der Abbildung 10-2 sind die Verschaltungen und in den Abbildungen 10-3 bis 10-6 weitere exemplarische Kalibrierkurven der drei gebauten Messplattformen aufgeführt.

Signalschaltung	Messplattform 1	Messplattform 2	Messplattform 3
 <p>Gesamtsummen-signal</p>	MP1S	MP2S	MP3S
 <p>Teilsummen-signal 1+2+3, 4 einzeln</p>	MP1M	MP2M	MP3M
 <p>Teilsummen-signal 2+3, 1 einzeln, 4 einzeln</p>	MP1V	MP2V	MP3V
 <p>1 einzeln, 2 einzeln, 3 einzeln, 4 einzeln</p>	MP1E	MP2E	MP3E

— Verwendet Signalschaltungen

Abbildung 10-2: Signalschaltungen

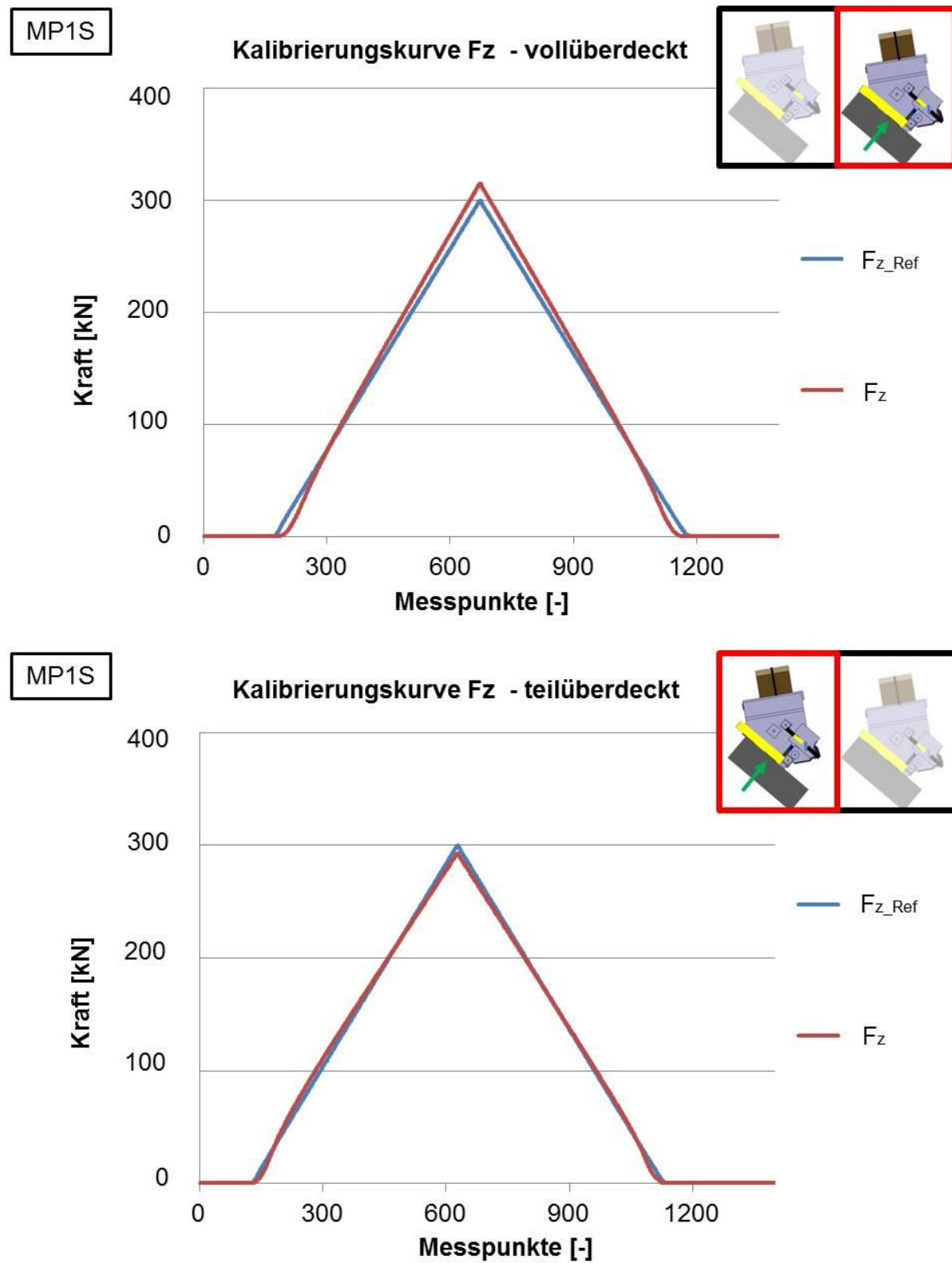


Abbildung 10-3: Summenkalibrierkurve Druck F_z MP1S inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage

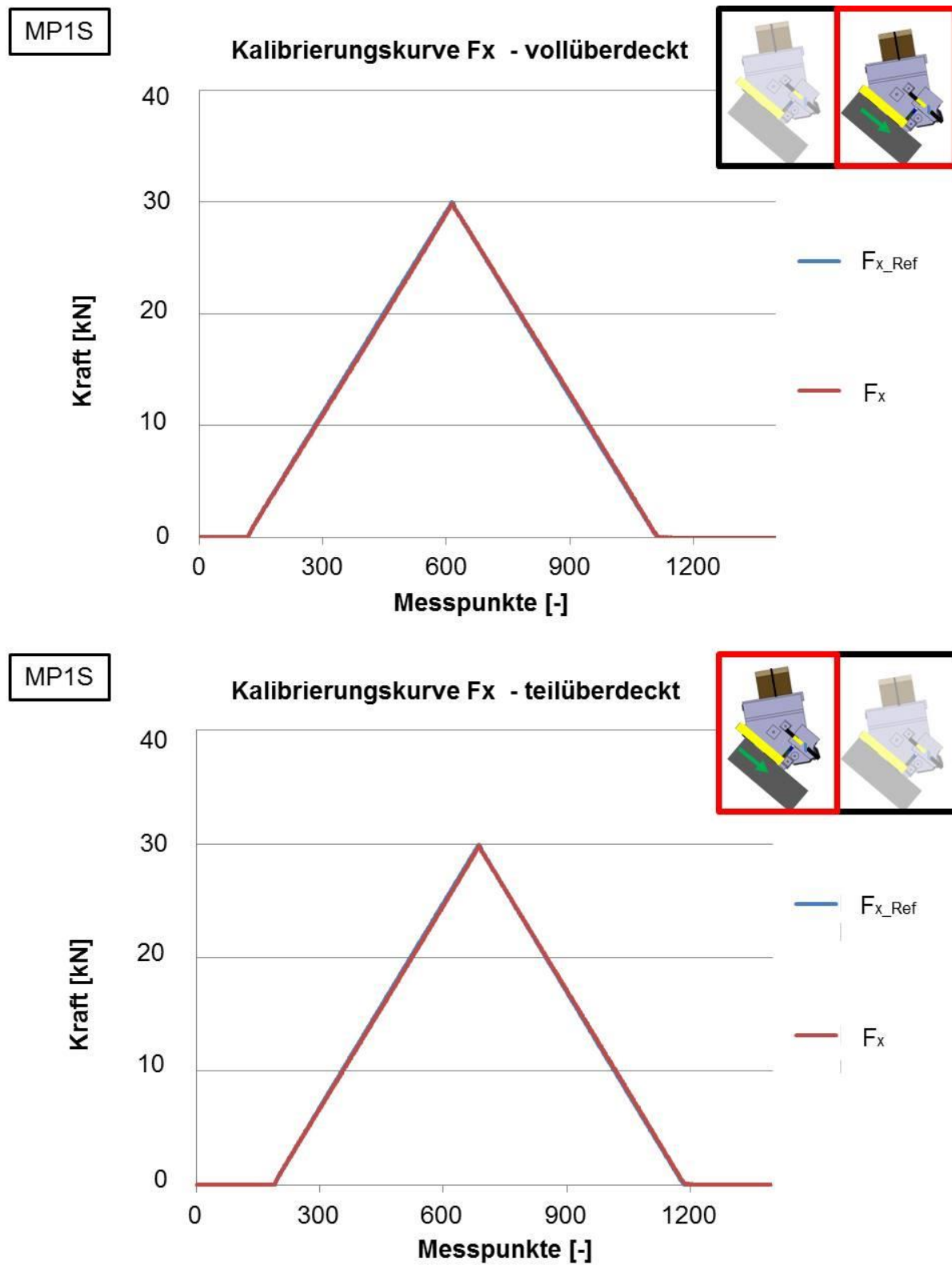


Abbildung 10-4: Summenkalibrierkurve Schub F_x MP1S inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage

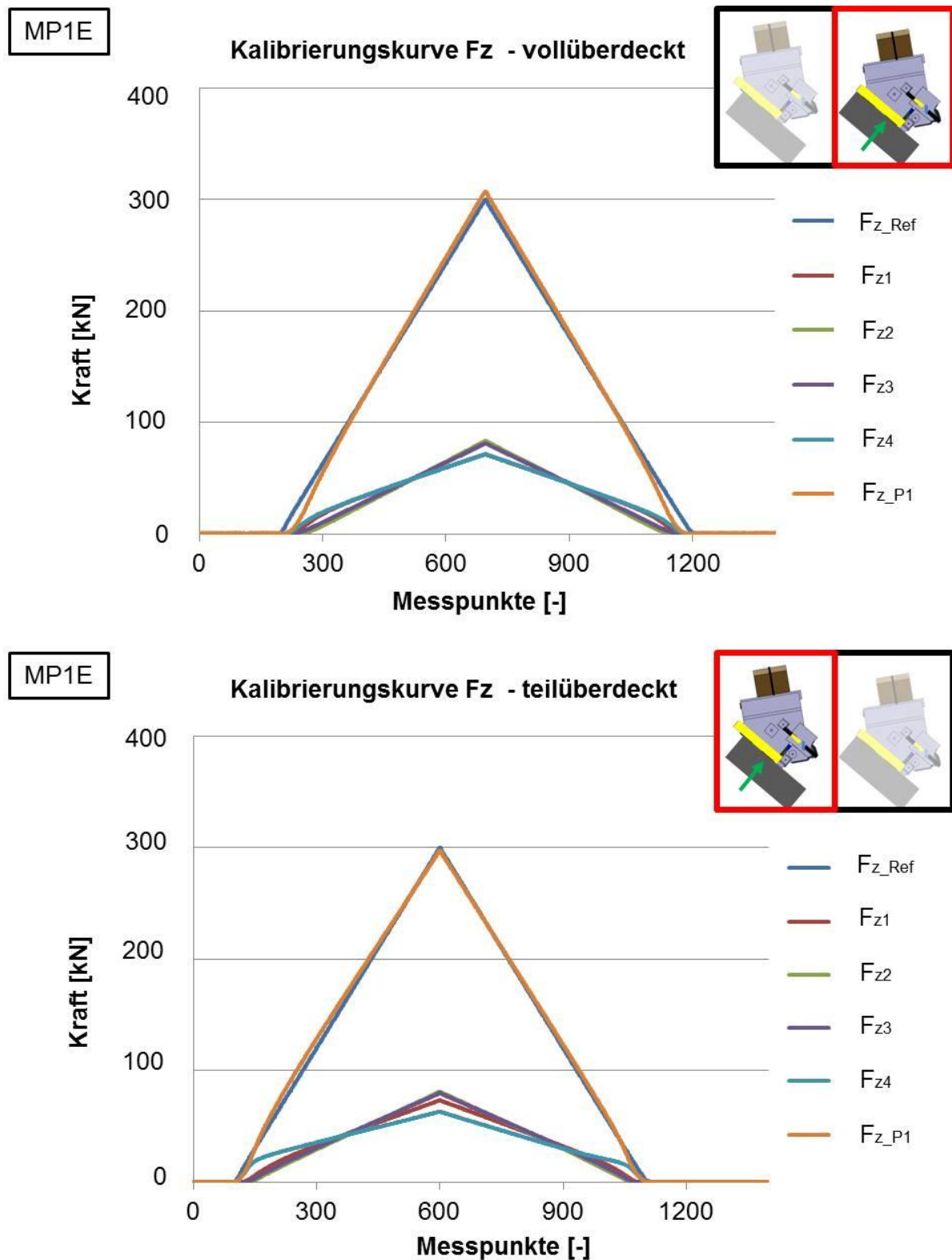


Abbildung 10-5: Einzelkalibrierkurve Druck Fz MP1E inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage

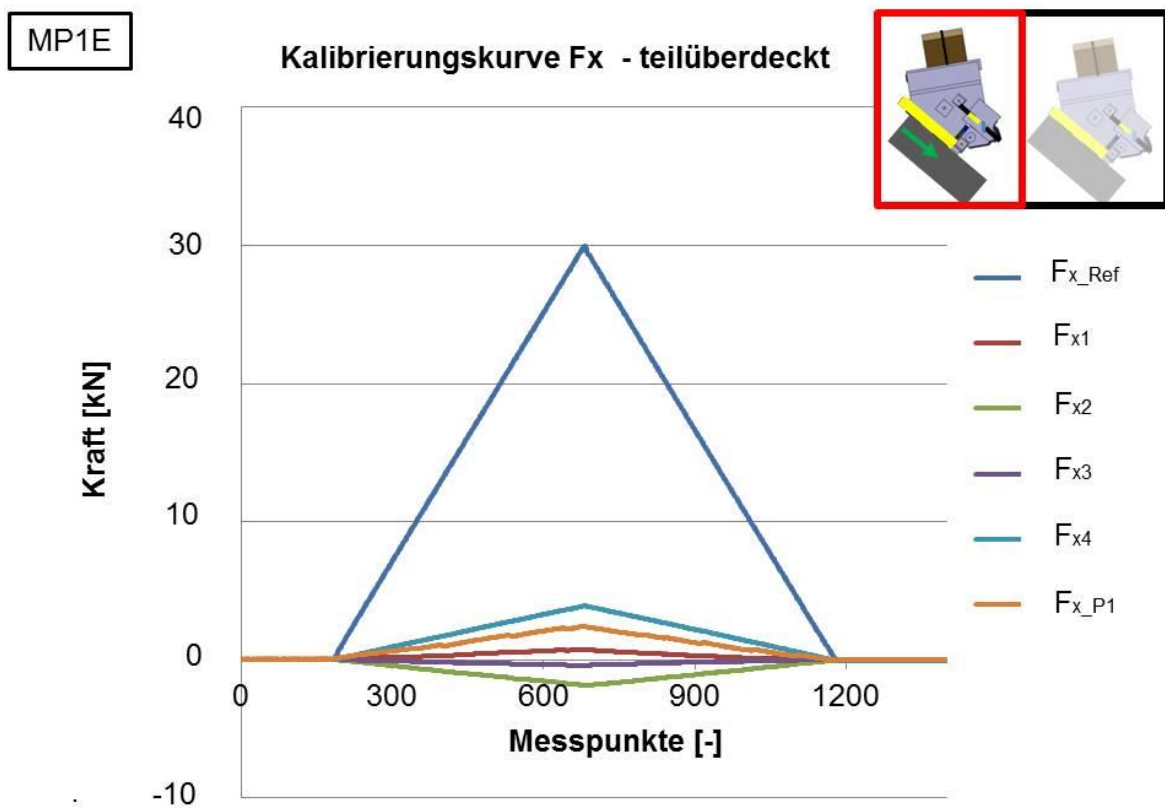
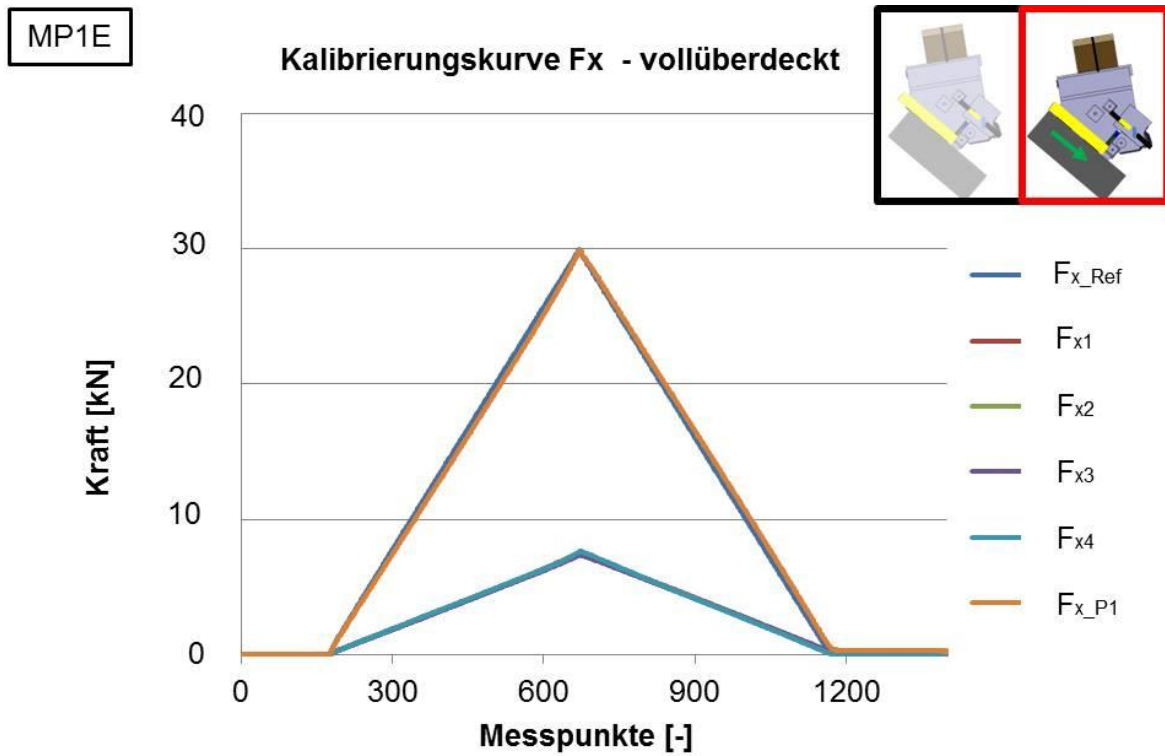


Abbildung 10-6: Einzelkalibrierkurve Schub Fx MP1E inkl. Referenzkraftkurve der Kalibrieranlage

10.2.4 Übersprechen der Sensoren

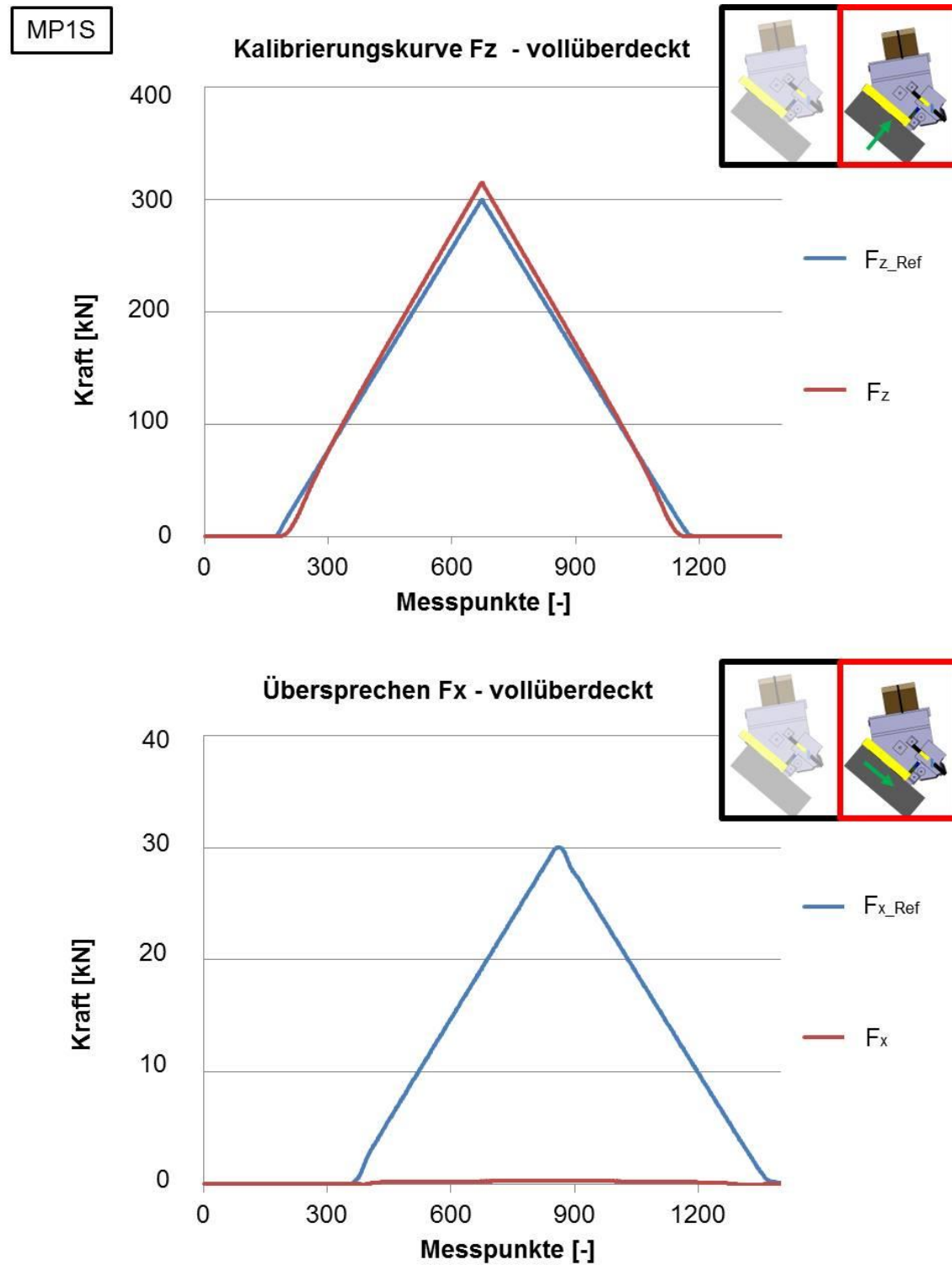


Abbildung 10-7: Exemplarische Darstellung des Übersprechen der Schubsensoren bei der Kalibrierung der Druckkraft von MP1S

10.2.5 Operationskraft des Schiebers und dessen Krafrichtung

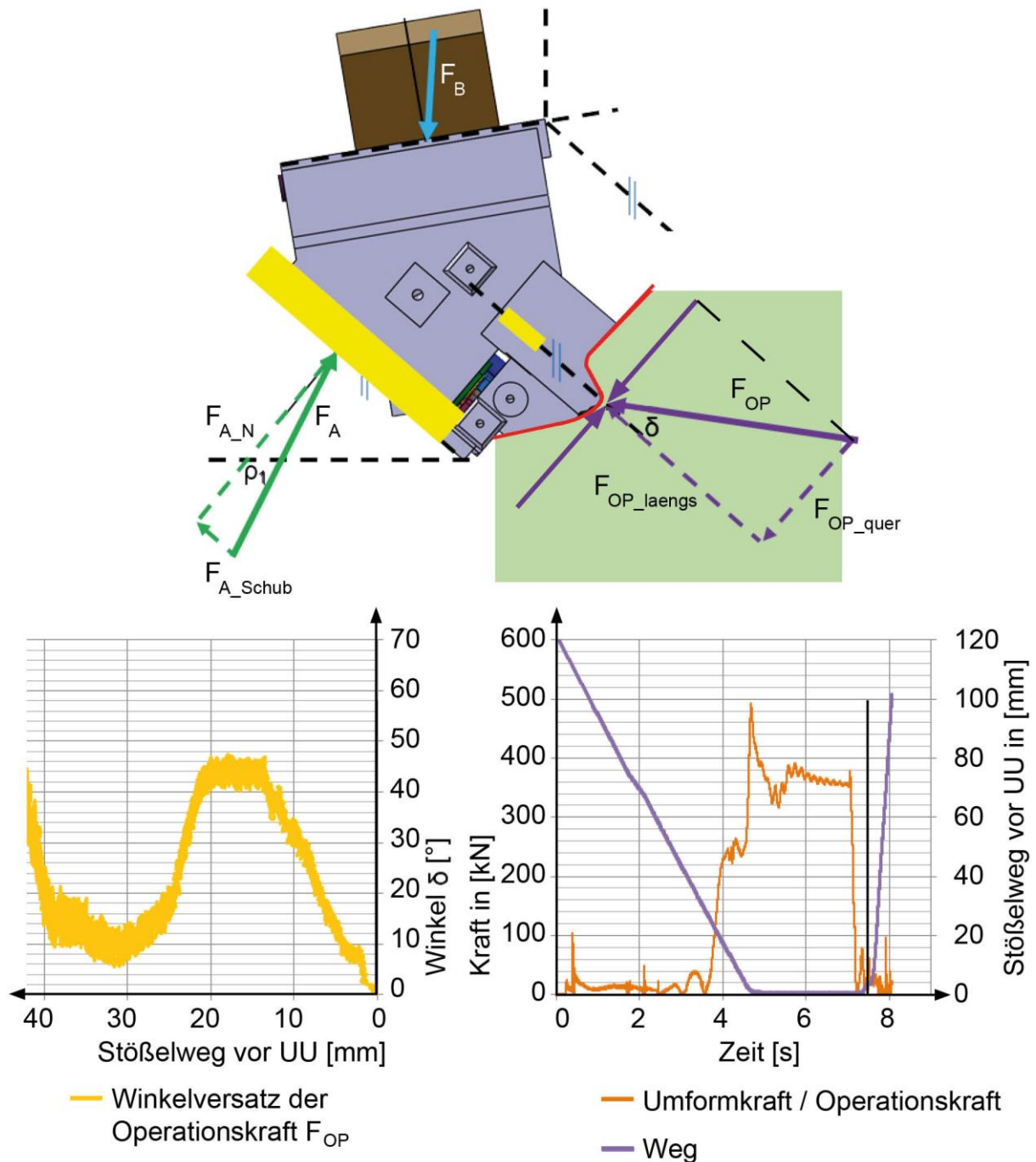


Abbildung 10-8: links Angreifende Krafrichtung, rechts Betrag der Operationskraft des Arbeitsschiebers

In UU treten aufgrund der Schiebergeometrie keine Schubkräfte auf, die an der Lagerstelle A des Schiebers gemessen werden. Somit kann der Winkel δ in UU als null angenommen werden. Über den gesamten Hub ist die Richtung der Operationskraft nicht konstant; der Winkel dieses Kraftvektors ist in der Abbildung 10-8 links dargestellt.

10.2.6 Einfluss der Beölung des Bleches auf die gemessene Kraft

Der Blechwerkstoff wird mit einer Grundbeölung verarbeitet; eine zusätzliche Beölung des Bleches hat keinen signifikanten Einfluss (siehe Abb. 10-9) auf die gemessenen Lagerkräfte und somit auch nicht auf die daraus berechnete Operationskraft.

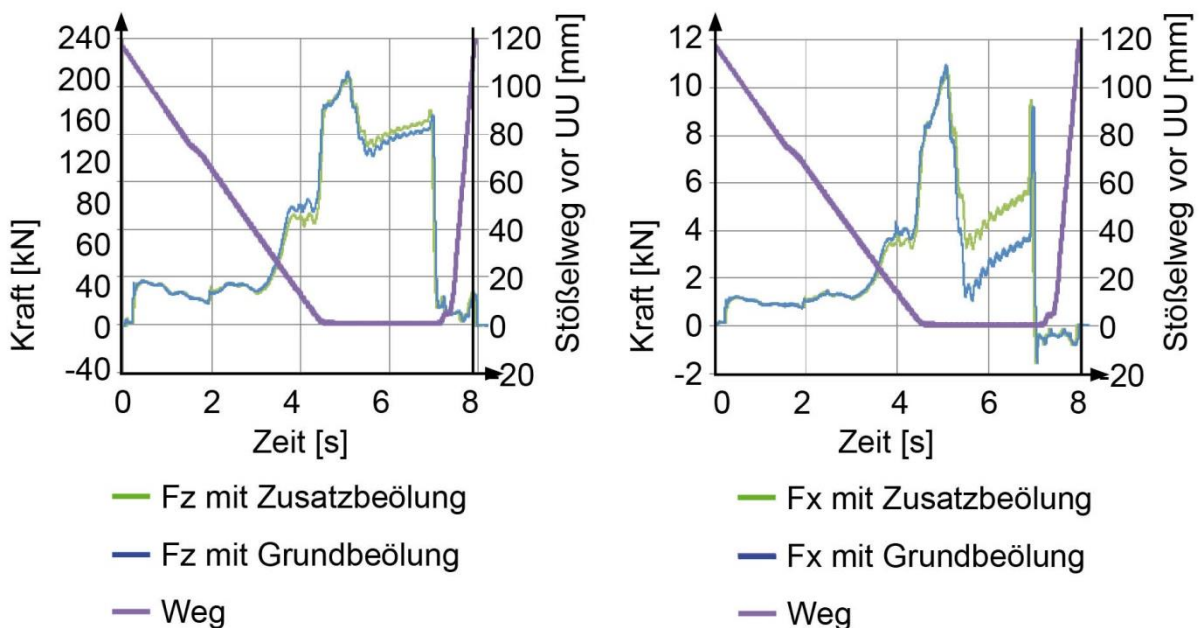


Abbildung 10-9: Einfluss der Bauteilbeölung auf die Schieberkraft im Lager A, links Druckkraft, rechts Schubkraft

10.2.7 Reibwert der Reibpaarung Schieber–Gleitplatte mit Festschmierstoff

Die Berechnung des Reibwertes aus den gemessenen Lagerkräften am Schieber ist in Abbildung 10-9 aufgetragen. Der Abbildung ist zusätzlich zu entnehmen, dass der untersuchte Geschwindigkeitsunterschied keinen signifikanten Einfluss auf die Reibwerte der Reibpaarung Schieber–Gleitplatte hat.

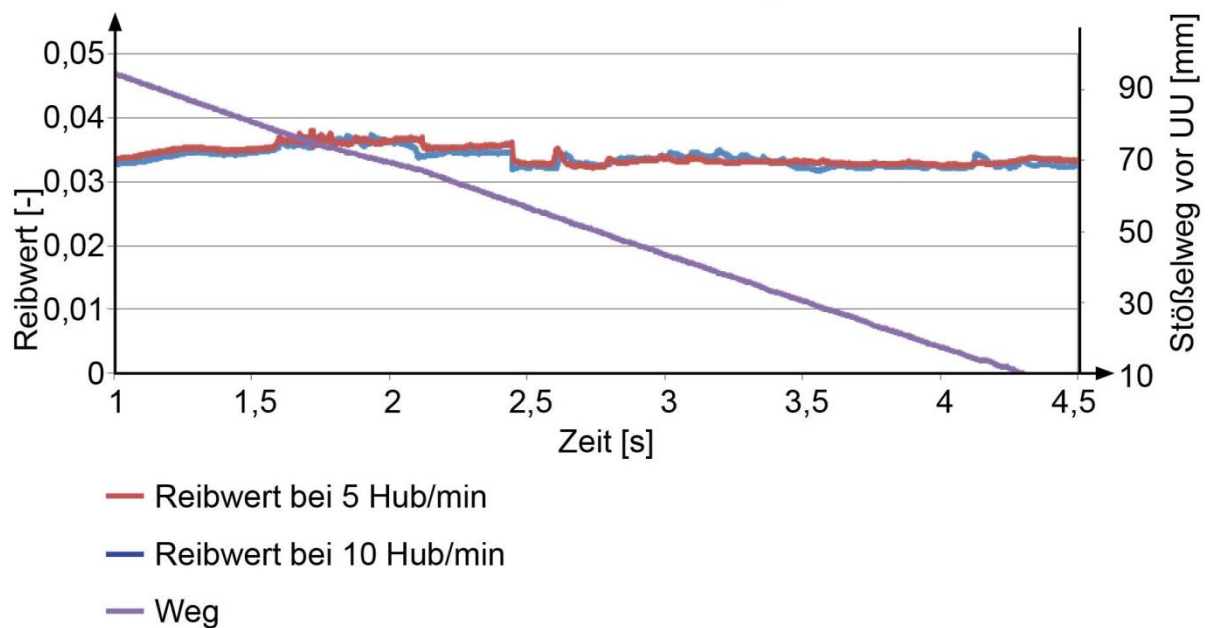


Abbildung 10-10: Einfluss der Hubzahl auf den Reibwert im Schieberbett

