

Ein Ansatz zur Berechnung und Kompensation der elastischen Werkzeugdeformation bei Ziehwerkzeugen

Dr.-Ing. habil. Peter Bogon, Prof. Dr.-Ing. Karl Roll, Daimler AG, Sindelfingen

1 Einleitung

Aktuelle Ziele der Automobilindustrie sind u.a. die Senkung des Werkstoffeinsatzes, die Verringerung der Entwicklungskosten und -zeiten und die Erhöhung der Produktqualität. Die Qualität der tiefgezogenen Blechformteile wird u.a. von den elastischen Eigenschaften der Werkzeugmaschine und des Werkzeuges beeinflusst [DOE98]. Die Bestimmung der statischen und dynamischen Genauigkeitskenngrößen von Werkzeugmaschinen ist seit längerem Gegenstand von Überlegungen und Untersuchungen [SCHL27, KRU27, KUE33, BOG91]. Auf der Seite der Umformwerkzeuge besteht noch Handlungsbedarf, obwohl auch hier schon Überlegungen stattgefunden haben [ROP01]. Neben der Rückfederung des Blechwerkstoffes [ROH01 u.a.] hat die elastische Werkzeugdeformation einen weiteren Einfluss auf die Qualität der herzustellenden Teile. Sie wird heute noch nicht ausreichend berücksichtigt. Bei der Herstellung von Blechformteilen weicht die Istgeometrie i.A. von der Sollgeometrie ab, auch wenn die Werkzeuggeometrie exakt der Sollgeometrie entspricht. Diese unzulässige Abweichung wird während der Werkzeugeinarbeitung durch Nacharbeit der Werkzeuggeometrie in teilweise mehreren Korrekturschleifen beseitigt. Dies ist zeit- und kostenintensiv und soll daher vermieden werden [BOG03].

Ursache für diese ungewollte Geometrieabweichung sind zwei Effekte. Zum Einen nimmt der Blechwerkstoff aufgrund der Veränderung der inneren Spannungen bei der Entlastung nach dem Umformvorgang eine andere Form ein - dieser Vorgang ist als Rückfederung [ROH01] bekannt. Zum Anderen wird aufgrund der wirkenden Prozesskraft während des Umformvorganges das Umformwerkzeug zusammen mit der Werkzeugmaschine elastisch deformiert. Dies betrifft insbesondere Ziehstempel und Matrize. Aufgrund der elastischen Deformation von Maschine und Werkzeug als Folge der wirkenden Prozesskraft verändert sich die abformende Geometrie des Ziehstempels und das Blechformteil wird mit dieser - falschen - Geometrie hergestellt. Insbesondere bei großen Bauteilen - wie einteiligen Seitenwänden, Dächern, aber auch bei Doppelteilen wie Türen und Kotflügeln - liegen die beobachteten Abweichungen im Bereich von mehreren Zenteln bis zu einem Millimeter. Diese Geometrieabweichung soll durch Kompensation ausgeglichen werden, da hierdurch Einarbeitungsschleifen verringert werden können.

Im Rahmen einer Studie sollen deshalb die geometrischen Haupteinflussgrößen eines Ziehstempels mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode (FEM) untersucht werden. Dazu ist es notwendig, auch von der verwendeten Werkzeugmaschine ein elastisches Modell aufzubauen und die Werkzeuguntersuchungen in Rückkopplung mit diesem elastischen Maschinenmodell durchzuführen. Die Modellierung von kompletten Pressmaschinen mit Hilfe der FEM geht auf [SCHE76, BLU81] zurück.

2 Maschine

In Bild 1 ist die modellierte Maschine - eine mechanische Ziehpresse mit Zieheinrichtung im Tisch - gezeigt. Die Maschine hat eine Nennkraft von 21.000 kN, die Zieheinrichtung eine von 6.000 kN. Die Schiebetischgröße beträgt 4.500 mm x 2.500 mm und ist daher auch für Werkzeuge von einteiligen Seitenwänden geeignet. Bei der Maschine handelt es sich um

eine Maschine zur Werkzeugeinarbeitung; sie ist mit der ersten Stufe einer Produktionsmaschine (6-Stößelmaschine mit 6-Werkzeugstufen; Werkstücktransport durch Saugertransfer) nahezu identisch.

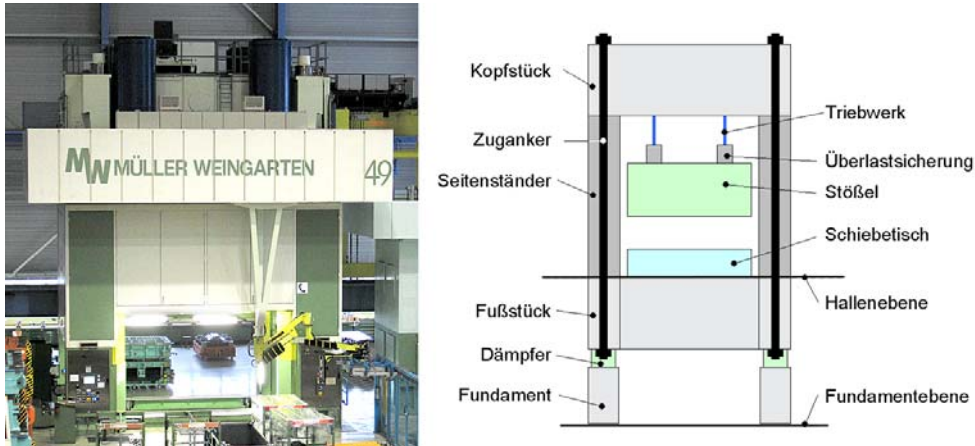


Bild 1: (links) Verwendete Umformmaschine; (rechts) Prinzipieller Maschinenaufbau

2.1 Komplexes Maschinenmodell

Zuerst wird von der Maschine ein komplexes FE-Modell erstellt. In diesem Modell sind die Maschinenbaugruppen detailliert abgebildet; Rechts in Bild 1 sind die einzelnen Baugruppen gezeigt.

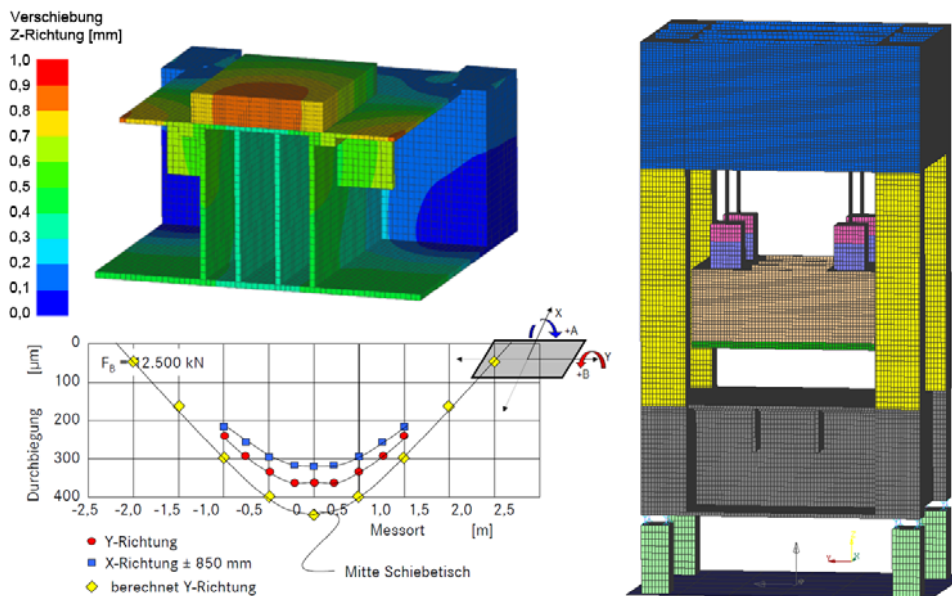


Bild 2: (links) Fußstück mit aufgesetztem Schiebetisch; (rechts) Gesamtmaschinenmodell mit ca. 134.000 Volumenelementen; (unten) Vergleich von gemessenen mit berechneten Schiebetisch-Durchbiegungen

Bild 2 zeigt links oben einen Ausschnitt aus dem FE-Modell mit dem aufgesetzten Schiebetisch bei Belastung. Rechts ist das Gesamtmodell der Maschine einschließlich der Auflagerung und dem Fundament gezeigt. Es besteht insgesamt aus ca. 134.000 Volumenelementen vom Typ HEX8 - ohne Werkzeug. Mit diesem Modell wurde die Durchbiegung des Schiebetisches bei mittiger und außermittiger Belastung berechnet und mit gemessenen Werten verglichen, siehe Bild 2 unten. Das Messverfahren ist in [BOG09] beschrieben. Die Übereinstimmung ist gut; insbesondere wenn berücksichtigt wird, dass an einigen Stellen der Maschine Vereinfachungen vorgenommen werden mussten. Allerdings liegen die Rechenzeiten für eine Belastung ohne Werkzeug in der Größenordnung von einigen Stunden. Dies ist für systematische Studien zur Werkzeugauslegung deutlich zu lang.

2.2 Einfaches Maschinenmodell

Da für die elastische Wechselwirkung mit dem Werkzeug letztlich die elastischen Eigenschaften der Aufspannflächen des Werkzeuges - sprich der Schiebetischfläche und der Stößelfläche - verantwortlich sind, wird ein Primitivmodell der Maschine entwickelt, das bezüglich der Durchbiegungen, aber auch der Stößelkippungen den Eigenschaften des komplexen Modells weitgehend entspricht, Bild 3. Als Pre- und Postprozessor wird MEDINA 8.0.2.15 verwendet.

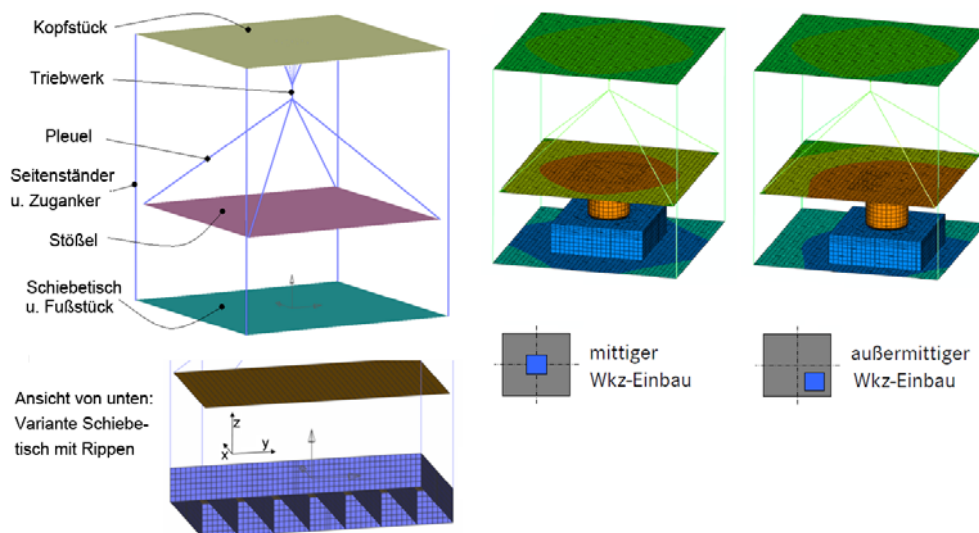


Bild 3: (links) Grundsätzlicher Aufbau des Primitivmodells der Maschine; (unten) Variante des Schiebetisches mit Rippen; (rechts) Primitivmodell bei mittiger und außermittiger Belastung

Dieses Modell besteht aus drei elastischen Ebenen aus Schalenelementen: Schiebetisch, Stößel und Kopfstück. Die Dicke der Schalenelemente für den Schiebetisch wurde wie bei der Realausführung auf 700 mm eingestellt. Der E-Modul ist so angepasst, dass ungefähr die Durchbiegungswerte der Originalmaschine erreicht werden. Ähnlich wird beim Stößel verfahren. Die Elementkantenlängen der Schalen entsprechen den der Volumenelemente der Werkzeuge, vgl. Punkt 3.2.1. Damit der Einfluss der Steifigkeit des Schiebetisches explizit untersucht werden kann, wird eine Variante mit Rippen erstellt, vgl. Bild 3 unten. Hier beträgt die Dicke der Schiebetischplatte nur 300 mm, die Rippen sind 600 mm hoch und 120 mm dick und in Abständen von 630 mm angeordnet. Der E-Modul entspricht dem von Stahl. Der Unterschied zwischen beiden Modellen wird unter Punkt 4.1.1 beschrieben.

Seitenständer und Zuganker sind durch Balkenelemente ausgeführt. Das gesamte Triebwerk besteht aus vier Balkenelemente für die Pleuel und 10 weiteren für die Krafterleitung ins Kopfstück.

In Bild 3 rechts ist das Ergebnis der mittigen und außermittigen Belastung dieses Primitivmodells durch ein einfaches Werkzeug gezeigt. Auch hier reagiert das Modell sinnvoll.

3 Werkzeug

3.1 Theoretische Betrachtungen

Welche grundsätzlichen Ergebnisse bei der Bestimmung der Werkzeugdurchbiegung zu erwarten sind, lässt sich verdeutlichen, wenn man die Gleichung für maximale Durchbiegungen f_{\max} bei eingespannten Platten (1) betrachtet.

$$f_{\max} = c_3 \frac{p_{Pl} b^4}{E h^3} \quad (1)$$

Mit: p_{Pl} - Flächenlast [N/mm²]; h - Plattendicke und b - Plattenbreite.

Anhand der Gleichung (1) lassen sich bereits vorab einige Überlegungen anstellen, mit welchen Ergebnissen im Verlauf dieser Studie zu rechnen ist. Allerdings gilt diese Gleichung nur für Platten, deren Dicke in Relation zu den anderen Abmessungen gering ist. Das ist hier nur bedingt der Fall, aber für eine erste Abschätzungen der Haupteinflüsse ist diese Gleichung ausreichend. Die Konstante c_3 - ein Geometriefaktor - ist abhängig vom Verhältnis der Abmessungen, wie in Bild 4 rechts gezeigt ist [LACK07].

Da die maximale Durchbiegung linear von dem Geometriefaktor c_3 abhängt, ist ein Seitenverhältnis, das gegen eins geht anzustreben, wie es bei einer quadratischen Ausführung der Fall ist. Dann hat c_3 den kleinsten Wert und somit fallen auch die Durchbiegungen am kleinsten aus.

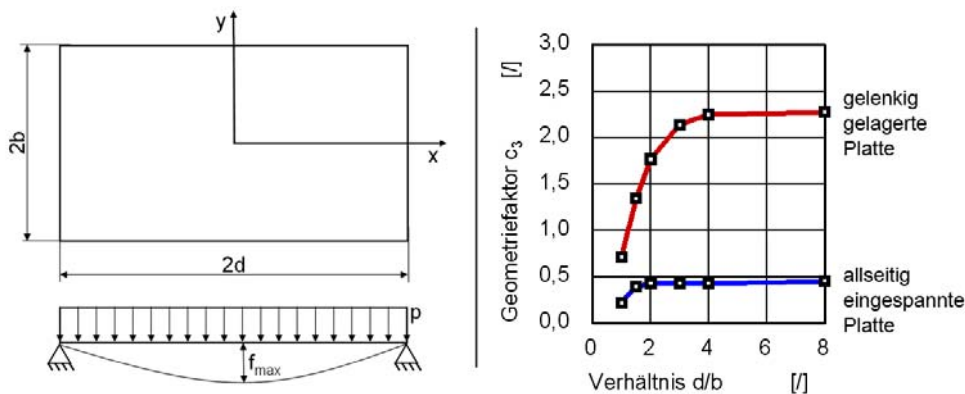


Bild 4: (links) Abmessungen und Belastungen einer fest eingespannten Platte (rechts) Geometriefaktor c_3 in Abhängigkeit des Seitenverhältnisses d/b

Die Belastung p geht linear in die maximale Durchbiegung ein, so dass hier eine Verdopplung auch eine doppelt so große Durchbiegung mit sich bringen sollte. Der umgekehrte Fall liegt bei der Betrachtung des E-Moduls vor. Eine Vergrößerung dieses Wertes lässt auf eine lineare Verringerung der Durchbiegung schließen. Bei den Geometriegrößen b und h

handelt es sich um den Abstand von Rippe zu Rippe beziehungsweise Dicke der Stempelkappe. Eine größere Fläche ohne Abstützung, was aus einem größerem b folgt, bedeutet somit eine stark ansteigende Durchbiegung, während eine Erhöhung der Plattendicke das Gegenteil bewirken soll.

Inwieweit sich dieser formelmäßige Zusammenhang auf die Durchbiegung eines realen Werkzeuges anwenden lässt, werden die FEM-Berechnungen zeigen. Außerdem bleiben die Auswirkungen, welche durch die Wechselwirkungen mit dem Schiebetisch entstehen, abzuwarten.

3.2 Erstellen der Werkzeugmodelle

3.2.1 Modellbildung

Für die nachfolgenden Untersuchungen soll der Stempel eines Ziehwerkzeuges dienen; es werden folgende Vereinfachungen vorgenommen: Die Stempeloberfläche wird nicht mit einer detaillierten Geometrie versehen, sondern lediglich als ebene Fläche ausgeführt. Dadurch lassen sich Veränderungen der Geometrie einfacher sowie übersichtlicher darstellen und bewerten. Bei den Hauptabmessungen wird von einem großen Pkw-Dach ausgegangen. Die Stempelfläche beträgt 1.860×3.300 mm und die Höhe 1.100 mm. Vor allem bei der Höhe kommt es bei verschiedenen Parameterstudien zu Abweichungen, dies wird dann genauer erläutert. Als Belastung wird im Allgemeinen eine gleichmäßige Flächelast auf die Werkzeugoberfläche aufgebracht, deren Resultierende 12.000 kN beträgt.

Zur Minimierung der Rechenzeit und des Speicherbedarfs werden die Modelle als Viertelmodell aufgebaut; es wird als FE-Modell das in Durchlaufrichtung (DLR) gesehene hintere rechte Viertel aufgebaut, vgl. Bild 5. Dies ist zulässig, da die Kräfteinleitung und das verwendete Modell sowohl bezüglich der X-Z- als auch der Y-Z-Ebene symmetrisch sind. Die Rechenzeiten liegen je nach verwendetem Modell und damit abhängig von der Elementzahl zwischen 2 und 5 Stunden.

Aufgebaut ist das Werkzeugmodell aus Volumenelementen des Typs HEX8. Die Abmessungen betragen dabei 10×10 mm in X- und Y-Richtung sowie durchschnittlich 33 mm in Z-Richtung, genaueres zu den Variationen in Z-Richtung folgt später. Das Viertel-Modell besteht je nach Größe des Rippenabstandes und der Kappenhöhe aus ca. 187.000 bis 295.000 Elementen und ca. 228.000 bis 337.000 Knoten.

3.2.2 Variierte Parameter

Die in Bild 5 aufgeführten Parameter wurden bezüglich ihres Einflusses auf die elastische Deformation des Stempels untersucht. Näher besprochen werden hier folgende Parameter:

- E-Modul des Werkzeuges,
- Einfluss der Steifigkeit des Schiebetisches
- Stempelkappendicke und
- Rippenform.

Die belastende Kraft wirkt dabei als Flächenlast auf der gesamten Stempelkappenoberfläche und ihre Resultierende beträgt im Allgemeinen 12.000 kN; Abweichungen hiervon werden später beschrieben.

Mit Hilfe von verschiedenen Modellen, welche eine unterschiedlich hohe Stempelkappenhöhe aufweisen, kann eine Mindestdicke derselben bestimmt werden. Außerdem wird der Einfluss der Gesamthöhe des Werkzeuges auf die maximale Durchbiegung bestimmt. Hier erfolgt die Variation über die Rippenhöhe beziehungsweise über die Stempelkappenhöhe. Da die Einbauhöhen für Werkzeuge im Allgemeinen vorgegeben sind, handelt es sich dabei eher um einen allgemeinen Parameter als um eine wirklich vom Konstrukteur nutzbare Größe.

- E-Modul des Werkzeugs
- Einfluss der Schiebetischsteifigkeit
- Rippendicke s und Rippenabstand a
- Stempelkappendicke h
- Rippenhöhe r
- Belastungskraft
- Rippenform (Durchbrüche)
- Werkzeuggröße

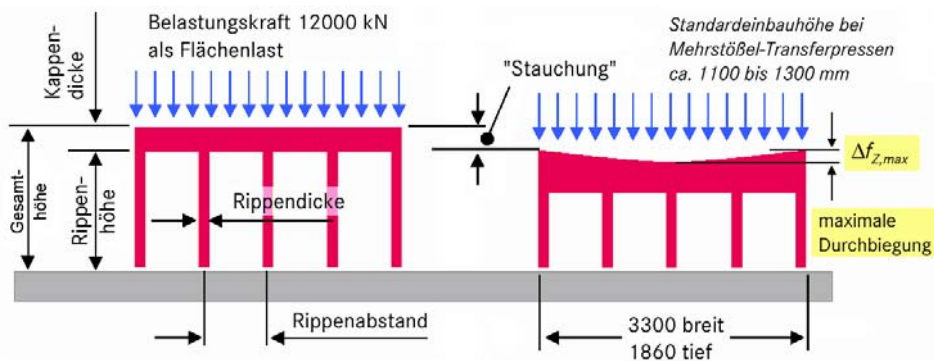
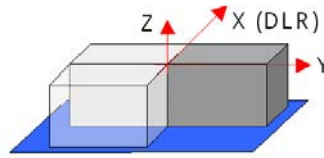


Bild 5: Zu untersuchende Parameter; als FE-Modell wird das in Durchlaufrichtung (DLR) gesehene rechte hinter Viertel aufgebaut; Werkzeugdarstellung mit Visualisierung der Parameter

Um den Einfluss des für die Werkzeugerstellung verwendeten Materials zu erschließen, werden die Simulationsrechnungen mit zwei verschiedenen E-Moduli durchgeführt. Die Obergrenze, welche theoretisch möglich ist, liegt bei dem E-Modul von Stahl, 210 kN/mm^2 . Eine Untergrenze wird deutlich darunter gewählt, im Bereich des Graugusses bei 105 kN/mm^2 , um so die Auswirkungen, welche durch die Wahl des Werkstoffes entstehen, deutlich sichtbar zu machen. Nach [ROE09] wird für Ziehstempel vor allem EN-GJL-HB 255 (GG-25 CrMo) eingesetzt. Der E-Modul liegt hier in einem Bereich von 103 kN/mm^2 bis 118 kN/mm^2 , so dass die gewählte Untergrenze die Realität gut wiedergibt. Die Obergrenze mit dem E-Modul von Stahl soll dabei Möglichkeiten aufzeigen, welche sich durch eine Erhöhung desselben ergeben, beispielsweise durch die Verwendung des teureren Sphärogusses. Bild 6 zeigt die Relationen der E-Moduli verschiedener Materialien zueinander.

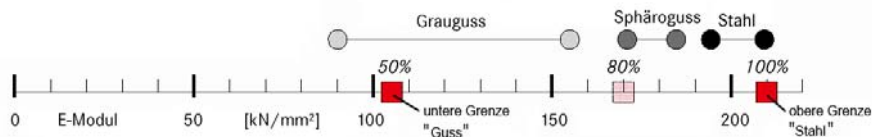


Bild 6: Übliche E-Moduli für Werkzeuge

Da in der Realität kaum Rippen ohne Durchbrüche vorzufinden sind, erfolgt eine weitere Untersuchung dahingehend, ob und wenn, welchen Einfluss die Position von Durchbrüchen in den Rippen hat. Dazu wird die Position der Aussparung von direkt unter der Stempelkappe über genau in der Mitte bis direkt am unteren Ende der Rippe variiert.

An der grundsätzlichen Geometriegestaltung, z.B. verschiedene Rippenformen, des Werkzeugs wie es beispielsweise bei [SCHN08] durchgeführt wird, soll in der vorliegenden Studie nicht experimentiert werden. Es geht vielmehr darum, vorgegebene Gestaltungsfaktoren zu optimieren.

4 Simulation

Alle Berechnungen werden mit ABAQUS/Standard durchgeführt [ABA07]. Weiterhin werden die unter Punkt 2.2 beschriebenen Maschinenmodelle verwendet.

Die Lagerung des Gesamtmodells erfolgt an den Eckpunkten (Eckknoten) des Schiebetisches durch eine Blockierung der Verschiebungen in X-, Y-, und Z-Richtung. Drehungen der Knoten sind jedoch zugelassen.

Das Werkzeug, welches in der hier vorgenommenen Modellierung eine eigene Geometrie darstellt, liegt auf dem Schiebetisch auf. Die Verbindung zu dem jeweiligen Maschinenmodell erfolgt über eine Kontaktbedingung mit dem Schiebetisch. Dabei handelt es sich um einen "Fläche zu Fläche-Kontakt". Diese Kontaktart lässt große relative Verschiebungen zu und die Netzeinteilung der beiden Flächen muss nicht identisch sein.

Im Folgenden wird eine Werkzeuggeometrie beschrieben, die als "Standardwerkzeug" bezeichnet werden soll. Es stellt die am häufigsten verwendete Variante des Werkzeugs dar. Die Rippendicke beträgt 60 mm, der Rippenabstand 360 mm und die Dicke der Kappe ist 100 mm. Als Belastungskraft wird eine Flächenlast von 12.000 kN an den Knoten der Werkzeugoberfläche angebracht.

Ebenfalls sollen die Kurzbezeichnungen "Guss" und "Stahl" für den E-Modul des Werkzeugwerkstoffes eingeführt werden. Dabei steht "Guss" für den Niedrigeren mit 105 kN/mm^2 , "Stahl" entsprechend für 210 kN/mm^2 , also den doppelten Wert.

Die Bezeichnungen der Maschinenmodelle "massiv" sowie "verrippt" stellen eine Abkürzung der oben besprochenen Maschinenmodelle dar. "Massiv" bzw. "massiver Tisch" steht im weiteren Verlauf dieser Studie stellvertretend für das steife Schiebetischmodell und entsprechend bedeutet "verrippt" oder "verrippter Tisch", dass das weichere Modell herangezogen wird.

4.1 Hauptinflussgrößen

4.1.1 Steifigkeit Schiebetisch

Wie unter Punkt 2.2 beschrieben, werden zwei unterschiedlich steife Schiebetischmodelle untersucht, um den Einfluss der Steifigkeit des Schiebetisches auf die Formänderung der Werkzeugoberfläche herauszustellen. Dazu werden beide Maschinenmodelle direkt zwischen Schiebetisch und Stößel mit einer Flächenlast von 12.000 kN auf der Aufstandsfläche des Stempels beaufschlagt. Die Ergebnisse für beide Varianten sind in Bild 7 gezeigt.

Die Durchbiegung für den massiven Schiebetisch liegt bei ca. 1,5 mm in Tischmitte. Dieser Wert entspricht der Steifigkeit aktueller Presswerksanlagen. Im Gegensatz dazu zeigt der verrippte Schiebetisch eine Durchbiegung von ca. 5,0 mm bei der gleichen Last. Dieser Schiebetisch ist für die Praxis sehr biegeweich gestaltet und soll lediglich dazu dienen, Tendenzen wiederzugeben, welche sich für die Formabweichung der Werkzeugoberfläche aus der Steifigkeit der Presse ergeben.

Im Folgenden werden die Einflüsse verschiedener Konstruktionsparameter des Werkzeugs hinsichtlich der Durchbiegung in der Mitte Werkzeugoberfläche quer zur Durchlaufrichtung, also in Y-Richtung, vgl. Bild 5 bei X-Koordinate = 0, dargestellt. Die Durchbiegung ist so definiert, dass sie am Werkzeugrand verschwindet und stets positiv ist. Das heißt, die Gesamtverschiebung an der betrachteten Stelle wird von der Verschiebung an der Werkzeugkante subtrahiert.

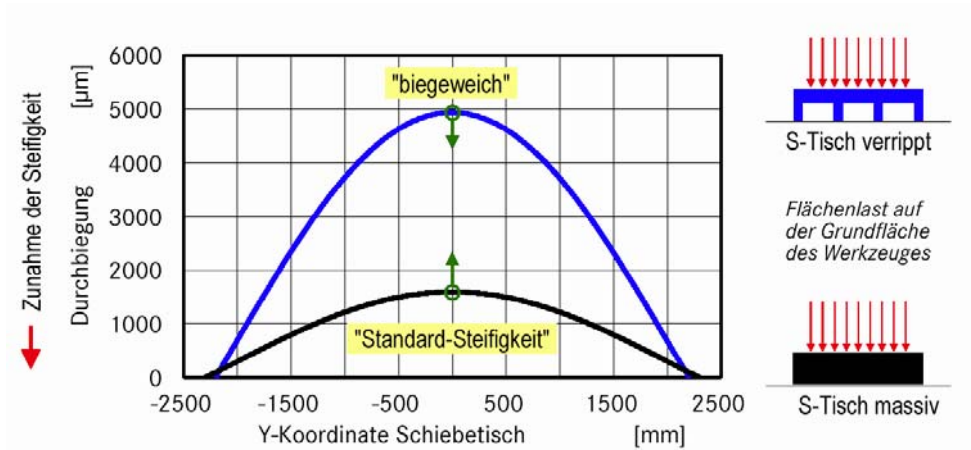


Bild 7: Durchbiegung der Schiebetische als Funktion der Bauart

4.1.2 E-Modul des Werkzeugs

Um den reinen Einfluss einer Variation des E-Moduls herausstellen zu können, soll zunächst eine Berechnung erfolgen, in der das belastete Werkzeug nicht durch den Schiebetisch unterstützt wird. Dafür wird das Standardwerkzeug an seinen vier Ecken, wie links in Bild 8. dargestellt, so gelagert, dass dort Verschiebungen in Z-Richtungen blockiert sind. Dies dient außerdem als Referenz für die Durchbiegungen, die entstehen, wenn das belastete Werkzeug auf dem Schiebetisch aufsteht. Die Berechnung erfolgt für die E-Moduli "Guss" und "Stahl". Bild 8 zeigt erwartungsgemäß, dass der E-Modul linear in das Ergebnis einfließt und sich die Durchbiegungen bei einem halb so großem E-Modul verdoppeln.

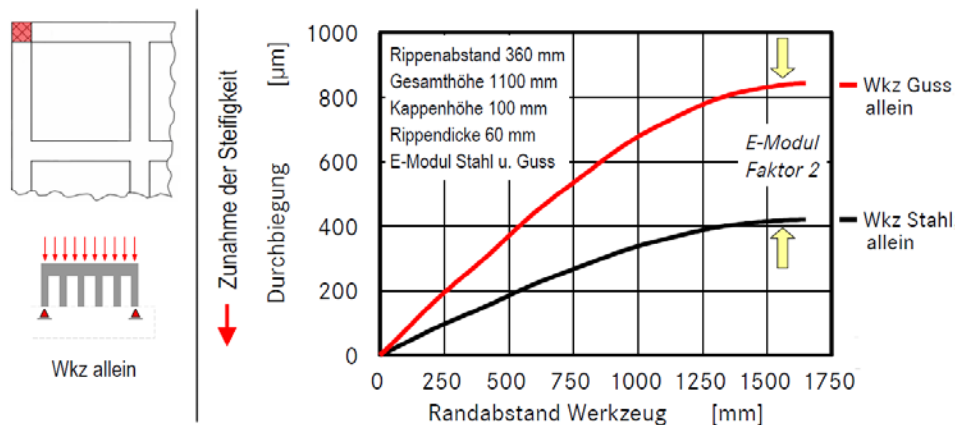


Bild 8: (links) Auflagerung des Werkzeuges nur auf den schraffierten Flächen.
(rechts) Einfluss des E-Moduls auf die Biegelinie, ohne Schiebetischunterstützung

Erfolgt die Lagerung des Werkzeugs nicht mehr an den vier Ecken, sondern steht es wie in der Realität auf einem Schiebetisch flächig auf, dann ist der Einfluss des E-Moduls nicht mehr derart signifikant. In Bild 9 sind die Biegelinien wie oben ohne Schiebetisch, mit der schwarzen und roten Linie visualisiert, eingetragen und zusätzlich die korrespondierenden Linien mit Schiebetischunterstützung, dargestellt in blau und grün. Es findet nun keine Verdopplung der maximalen Durchbiegung mehr statt.

Weiterhin fällt auf, dass die Durchbiegungen für das Werkzeug aus Stahl ohne Unterstützung durch den Schiebetisch und mit Unterstützung im Gegensatz zum Werkzeug aus Guss nahezu gleich groß sind. Dieser Sachverhalt wird unter Punkt 4.1.6 besprochen.

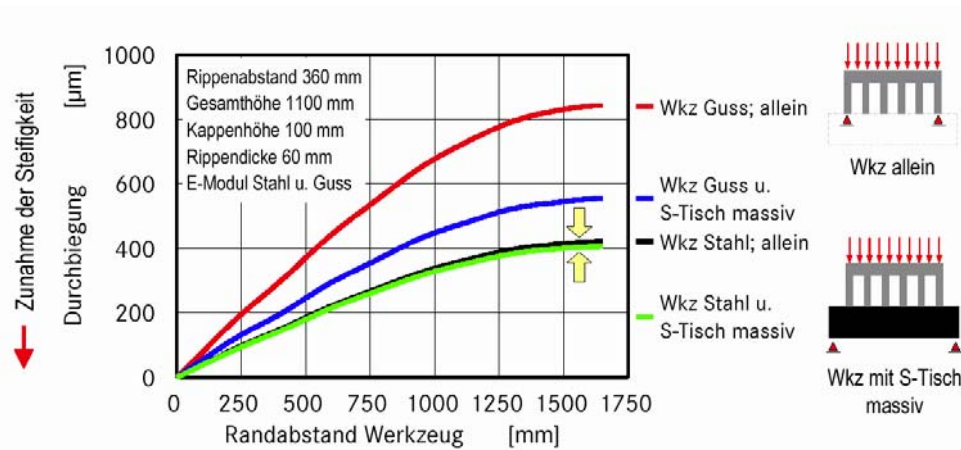


Bild 9: Einfluss des E-Moduls auf die Biegelinie, Vergleich ohne und mit Schiebetischunterstützung

These: Bei der Optimierung der Werkzeugsteifigkeit muss immer die Wirkung der beteiligten Maschine mitbetrachtet werden.

4.1.3 Schiebetischmodell

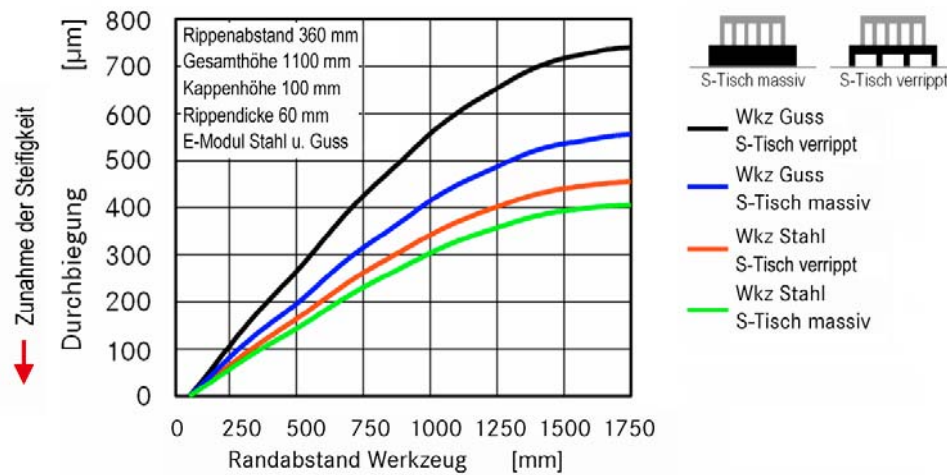


Bild 10: Einfluss des Maschinenmodells und des Werkzeug-Werkstoffes auf die Biegelinie

In dem vorangehenden Abschnitt ist bereits aufgezeigt worden, dass es durchaus einen Unterschied bezüglich der Durchbiegungen macht, ob das Werkzeugmodell allein oder mit darunter befindlichem Schiebetisch gerechnet wird. In Bild 10 sind die Biegelinien für beide verwendeten E-Moduli jeweils mit den beiden verschiedenen Schiebetischmodellen dargestellt, vgl. auch 2.2.

Dies belegt die Erkenntnis, dass bei der Auslegung von Umformwerkzeugen bezüglich ihrer Steifigkeit, das Durchbiegungsverhalten des Schiebetisches unbedingt miteinbezogen werden muss. Der Unterschied an der Werkzeugoberfläche, welcher durch die abweichenden Steifigkeiten der beiden Schiebetische entsteht, beträgt bei dem Gusswerkzeug 40% und bei dem Werkzeug aus Stahl immerhin noch 11%.

These: Investitionen in einen steiferen Schiebetisch zahlen sich bei den geringeren Durchbiegungen der darauf eingesetzten Werkzeuge deutlich aus.

4.1.4 Stempelkappenhöhe

Die Biegelinien in Bild 11 sind für den Fall der variablen Gesamthöhe berechnet worden. Das verwendete Werkzeug steht auf dem massiven Schiebetisch, der zugewiesene E-Modul beträgt 105 kN/mm^2 und die Abmessungen - außer der Kappenhöhe - entsprechen denen des oben beschriebenen Standardwerkzeugs.

Die Welligkeit, die bei der Biegelinie für eine Kappenhöhe von 65 mm ins Auge fällt, resultiert aus der Abstützung durch die Werkzeugrippen. Diese Ursache kann aus den Positionen der Unstetigkeiten identifiziert werden, sie fällt mit Stellen, an denen sich Rippen befinden zusammen. In Bild 11 sind die Positionen der Rippen durch Pfeile gekennzeichnet. Hier fällt die Durchbiegung geringer aus, was durch eine unterstützende Wirkung erklärt werden kann. Diese Welligkeit macht zwar nur wenige μm Unterschied im Vergleich zu einer stetigen Biegelinie aus, kann aber als Lichtspiegelung durchaus wahrgenommen werden.

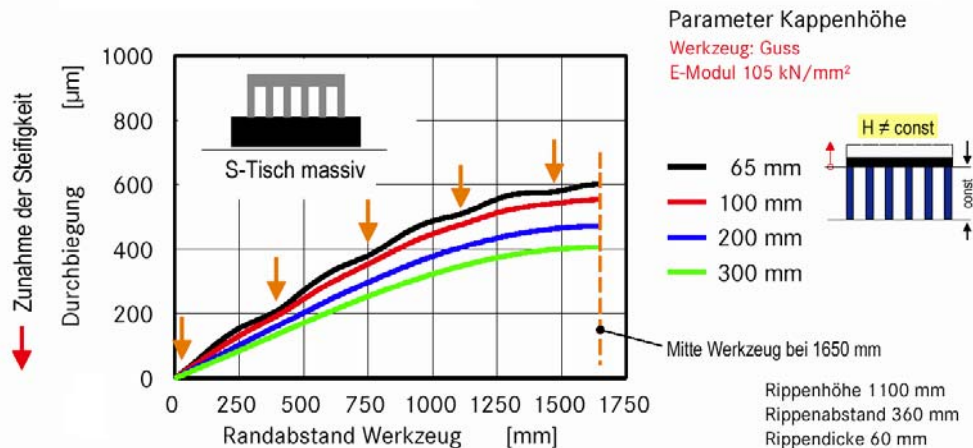


Bild 11: Biegelinien verschiedener Stempelkappenhöhen; E-Modul des Werkzeugs 105 kN/mm^2

Durch diese lokalen Geometrieabweichungen kann der Nacharbeitungsaufwand deutlich ansteigen. Es erscheint sinnvoll, eine Mindestkappenhöhe zu fordern.

These: Eine Mindestkappenhöhe, ab der keine Welligkeit mehr auftritt, minimiert den Nacharbeitungsaufwand.

4.1.5 Rippendurchbrüche

Die bisherigen Betrachtungen gelten alle für komplett durchgehende Rippen. Tatsächlich sind Werkzeugrippen aber meistens mit Durchbrüchen versehen. Die Gründe dafür sind vielfältig. So müssen beispielsweise diverse Leitungen verlegt werden können, wofür der Konstrukteur entsprechende Aussparungen vorsieht. Diese Materialeinsparungen haben natürlich entsprechende Einflüsse auf die Formabweichung der Oberfläche. In ersten Rechnungen, welche mit den bereits erwähnten Abmessungen des Standardwerkzeuges durchgeführt werden, wird ein genereller Vergleich zwischen einem Werkzeug mit durchgehenden Rippen und einem Werkzeug mit unterbrochenen Rippen angestellt. Die Durchbrüche bei diesen ersten Rechnungen gehen durch alle Rippen. Ihre Höhe beträgt ein Drittel der Gesamtrippenhöhe (hier 333 mm) und ihre Breite ist ein halber Rippenabstand (hier 180 mm). Die Position ist sowohl in vertikaler wie auch in horizontaler Ausrichtung mittig, vgl. Bild 12 links.

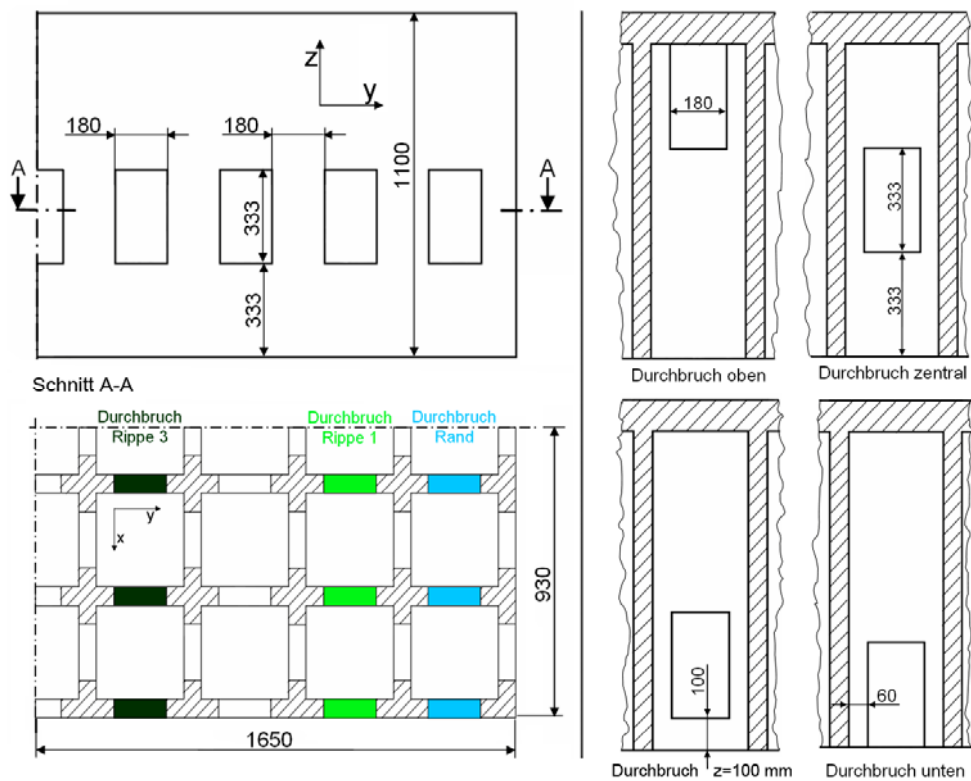


Bild 12: (links) Position und Größe der Rippendurchbrüche im Viertelmodell des Stempels
(rechts) Verschiedene vertikale Positionen für den Durchbruch

Bild 13 zeigt den deutlichen Anstieg der maximalen Durchbiegungen, der durch die Durchbrüche entsteht. Für die hier vorgenommenen Untersuchungen werden Werkzeugmodelle aus Guss verwendet. Es kommt der massive Schiebetisch zum Einsatz. Die Rippenhöhe wird konstant gelassen und die Höhe der Stempelkappe variiert; folglich ist die Gesamthöhe nicht konstant.

In einem nächsten Schritt erfolgt eine Variation der Position der Durchbrüche. Dafür wird nicht mehr jede Rippe durchgebrochen, sondern lediglich eine Rippenreihe in X-Richtung. Verändert wird zunächst die vertikale Position des Durchbruchs, angefangen von einer Ausparung direkt unter der Stempelkappe über eine mittige Position des Ausbruchs und einer Lücke, deren Unterkante 100 mm über Fuß der Rippe liegt, bis hin zu einem Durchbruch direkt am unteren Ende der Rippe, vgl. Bild 12 rechts.

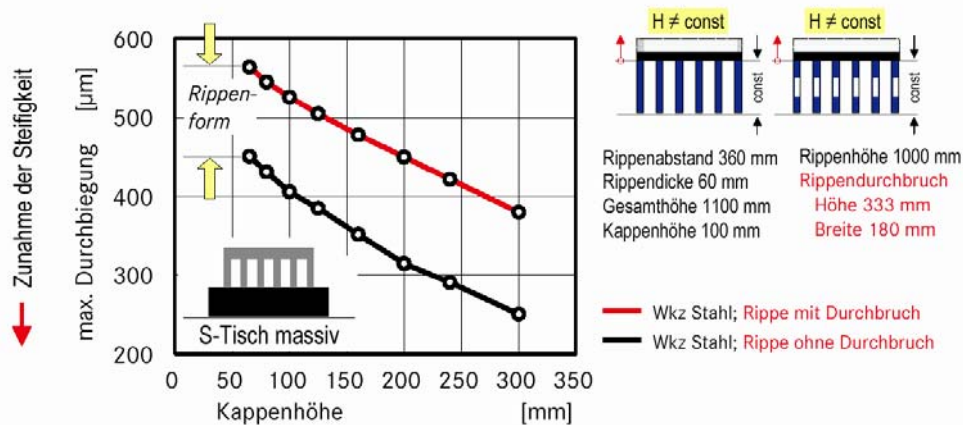


Bild 13: Maximale Durchbiegung als Funktion der Kappendicke; Vergleich zwischen massiven Rippen und Rippen mit Durchbruch; die Durchbrüche befinden sich in allen Rippen

Eine weitere Variation der Positionierung des Rippendurchbruchs ist in Bild 12 links unten dargestellt. Zunächst wird die Rippe am Rand (Rippe Rand) durchgebrochen. Anschließend erfolgt die Ausparung an der Rippe knapp neben der Werkzeugmitte (Rippe 3). Ein Durchbruch direkt in der Rippe in Werkzeugmitte ist nicht sinnvoll, da hier aufgrund der geringeren Masseinsparung keine Vergleichbarkeit zu den anderen Durchbruchpositionen gewährleistet ist. Um eine weitere Vergleichsgröße zu erhalten, wird der Durchbruch zusätzlich an der Rippe neben der am Rand (Rippe 1) platziert.

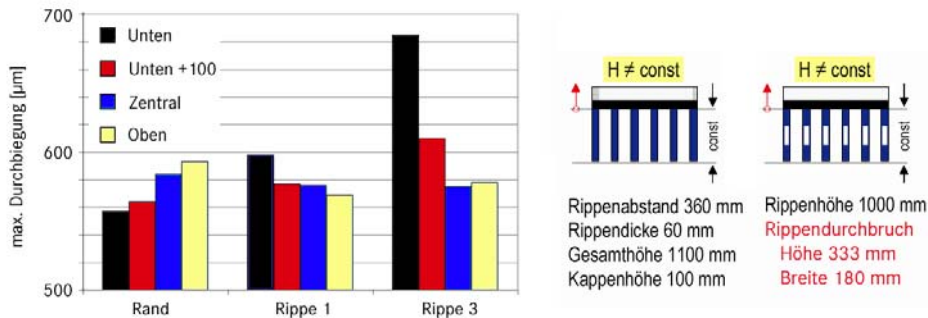


Bild 14: Vergleich der Auswirkung der Positionierung des Durchbruchs

Die anschließenden Rechnungen liefern die Resultate, welche in Bild 14 dargestellt sind. Es zeigt sich, dass es im Allgemeinen günstiger ist, den Durchbruch mindestens auf halber Höhe der Rippe zu platzieren, um die Durchbiegungen minimal zu gestalten. Der Durchbruch direkt am Rand bildet dabei eine Ausnahme. Ein Durchbruch an dieser Stelle ist für eine geringe Durchbiegung besser möglichst weit unten platziert. Bei Durchbrüchen auf mittlerer Höhe der Werkzeugrippe egalisiert sich der Unterschied bezüglich der Position nahezu vollständig. Die stärkste Durchbiegung entsteht bei dieser Berechnungsreihe, wenn

der Rippendurchbruch nah an der Mitte ganz unten positioniert wird. Hier sollten also möglichst keine Durchbrüche platziert werden. Die Ursache für diesen auffallenden maximalen Durchbiegungswert liegt in der Position des Durchbruchs im Werkzeug. Es wird durch diese offene Stelle, welche quasi in der Mitte des Werkzeugs liegt deutlich biegeweicher.

These: Durchbrüche in den Rippen haben einen starken Einfluss auf die Werkzeugsteifigkeit, ihre optimale Position und Größe muss ermittelt werden.

4.1.6 Haupteinflüsse auf die Lastableitung in die Maschine

In Bild 15 sind die Kontaktflächen zwischen Werkzeug und Schiebetisch für verschiedene Steifigkeiten von Werkzeug und Schiebetisch gezeigt. Dargestellt ist jeweils ein Viertel.

Unter Punkt 4.1.3 ist bereits gezeigt worden, dass die Biegelinien der Werkzeugoberfläche grundsätzlich davon abhängen, welcher Schiebetischmodell verwendet wird, vgl. auch Bild 9. So sind die Durchbiegungen eines identischen Werkzeugs bei einem biegeweicheren Schiebetisch stärker ausgeprägt. Eine Ursache besteht darin, dass sich der steifere Schiebetisch (oben links) weniger durchbiegt und dadurch das darauf stehende Werkzeug großflächiger abstützen kann, vgl. Bild 15, als der weichere, verrippte Schiebetisch (oben rechts). Hier ist die Kontaktfläche geringer (Traganteil 13% zu 68%) und die Durchbiegung größer.

Bei der Kombination Werkzeug Guss und Schiebetisch massiv ist das Werkzeug etwas weniger steif als der Schiebetisch und kann sich deswegen besser auf dem Schiebetisch abstützen. Bei der Kombination Werkzeug Guss und Schiebetisch verrippt ist dagegen das Werkzeug etwas steifer als der Schiebetisch; hier wird das Werkzeug vom Schiebetisch weniger unterstützt.

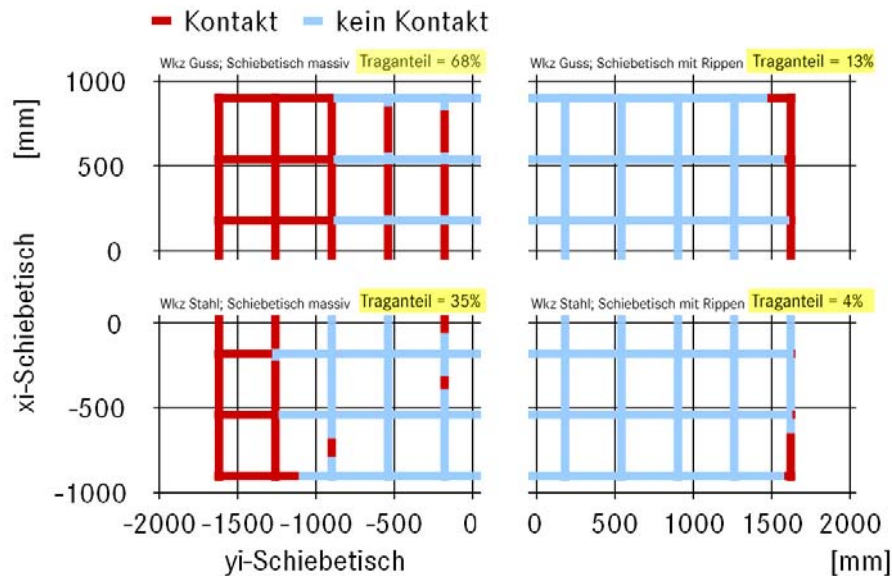


Bild 15: Kontakt Werkzeug-Schiebetisch bei verschiedenen E-Moduli und Schiebetischen. An den roten Flächen ist der Kontakt zwischen Werkzeug und Schiebetisch geschlossen, während an den blauen Stellen Klaffung vorliegt

Noch extremer stellt es sich in Bild 15 (unten links und rechts) dar. Hier ist das Werkzeug aus Stahl immer steifer als die Schiebetische und wird deswegen kaum unterstützt. Es steht nahezu nur am Rand auf dem Schiebetisch auf. Dies hat auch Auswirkungen auf die Spannungen innerhalb vom Werkzeug wie in Punkt 4.2 beschrieben wird. Die Traganteile betragen hier nur 35% bzw. 4%.

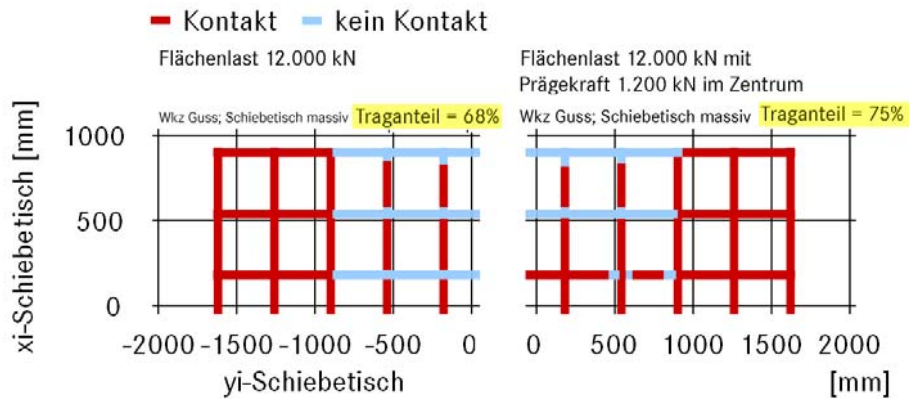


Bild 16: Veränderung der Kontaktfläche zwischen Werkzeug und Schiebetisch bei unterschiedlichen Belastungen. (links) Flächenlast 12.000 kN; (rechts) Flächenlast 12.000 kN mit zusätzlicher Prägekraft von ca. 1.200 kN (10% der Flächenlast) in der Werkzeugmitte

Eine deutliche Veränderung der Kontaktfläche findet statt, wenn - wie in Bild 16 gezeigt - zusätzlich zur Flächenlast von 12.000 kN in der Stempelmitte eine Prägekraft von ca. 10% der Flächenlast, also 1.200 kN, aufgebracht wird. Der Flächentraganteil erhöht sich von 68% auf 75%. Dies unterstützt noch einmal die Aussage, dass auch für die Kraftübertragung für jedes Werkzeug eine eigene Betrachtung vorgenommen werden muss.

4.2 Spannungsanalyse

Voraussetzung für die Optimierung einer Werkzeugkonstruktion bezüglich Steifigkeit ist die Spannungsanalyse um Orte mit hohen und solche mit niedrigen Spannungen zu finden, damit an diesen Stellen gezielt Querschnitte im Werkzeug angepasst werden können. Aus diesem Grund wurden in den Werkzeugmodellen Knoten-Sets von der Werkzeugoberfläche bis zur Werkzeugunterseite in Z-Richtung definiert, vgl. Piktogramm in Bild 17 oben rechts. Das Piktogramm zeigt das rechte hintere Werkzeugviertel in der Draufsicht, vgl. auch Bild 5. In Abhängigkeit von der X-Koordinate wurden bei $x_i = 0, 180, 360, 540, 720$ und 900 mm die Knoten-Sets eingerichtet.

In der Bildzeile darunter (Schiebetisch massiv) sind für die Messorte $x_i = 180, 540$ und 900 mm die Z-Koordinate als Funktion der Spannung σ_z aufgetragen. Parameter in den einzelnen Teilbildern ist die Y-Koordinate. Die Zuordnung der einzelnen Kurven erfolgt über die Farbmarkierung in oberen rechten Piktogramm. Die genannten Messorte wurden so ausgewählt, dass sie auf den Werkzeuggrippen liegen und daher mehr Messstellen als die Messorte zwischen den Rippen liefern. Ein direkter Vergleich zeigt, dass die Unterschiede Messort "auf der Rippe" und "zwischen den Rippen" geringfügig sind. Als Spannung wird σ_z gewählt, da hier mögliche Vorzeichenwechsel dokumentiert sind. Bei der Mises-Spannung ist das nicht der Fall.

An der Werkzeugoberfläche ($z_i = 1200$ mm) ergibt sich als Spannung σ_z naturgemäß die Flächenpressung von $p_i = 1,96$ N/mm², hervorgerufen durch die Flächenlast auf den Knoten. Würde das Werkzeug flächig auf einem starren Schiebetisch aufstehen, so ergäbe sich eine

theoretische Spannung von $\sigma_z = 5,75 \text{ N/mm}^2$ auf der Unterseite ($z_i = 0 \text{ mm}$); Flächenverhältnis der Stempelkappe zur Aufstandfläche $A_{Si}/A_{Auf} = 2,94$.

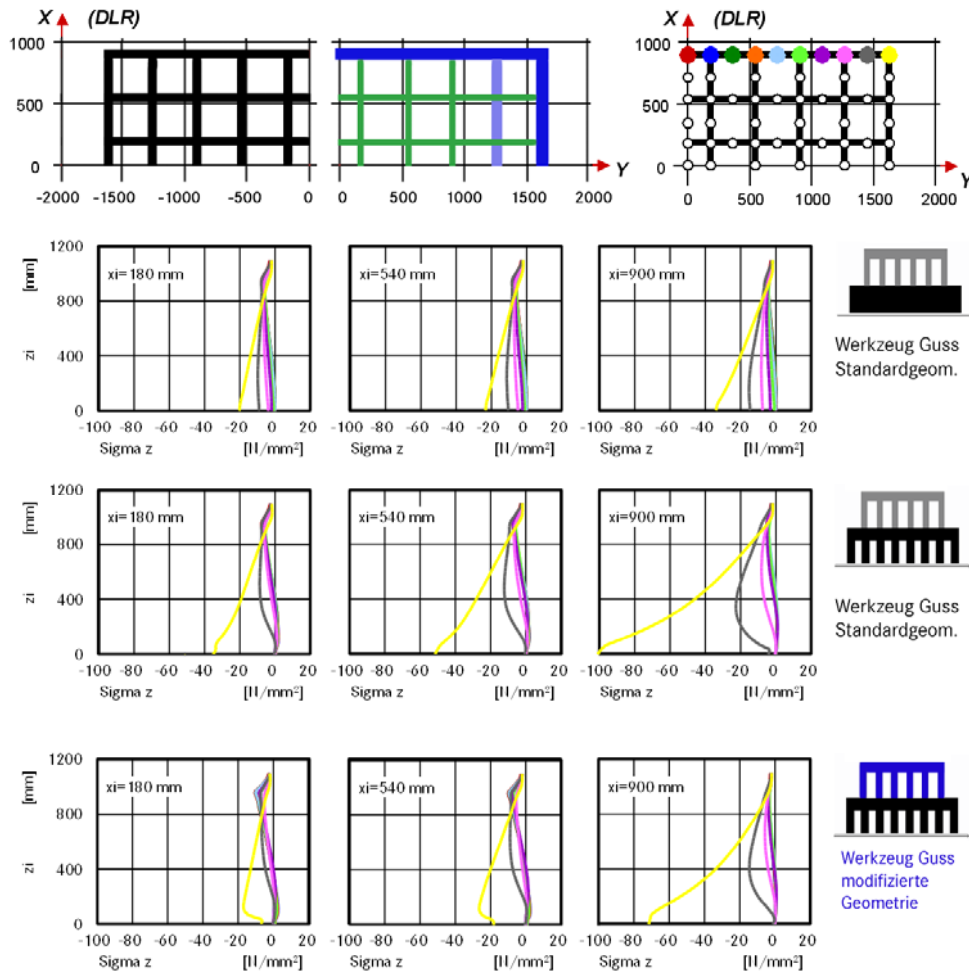


Bild 17: Vergleich der Spannungen in Z-Richtung. Das Werkzeug ist aus Guss und es wird die Standardgeometrie verwendet. (oben) Schiebetisch massiv. (mitte) Schiebetisch verrippt. (unten) Schiebetisch verrippt, Werkzeuggeometrie modifiziert

Erwartungsgemäß treten die höchsten Spannungen σ_z an der Außenseite des Werkzeuges bei $y_i = 900 \text{ mm}$ auf (gelbe Kurven) und weiterhin die absolute höchste Spannung in der Werkzeugecke bei $x_i = 1620 \text{ mm}$ und $y_i = 900 \text{ mm}$. Selbst diese Spannung von ca. $\sigma_z = 35 \text{ N/mm}^2$ ist bei den höherwertigen Gusswerkstoffen und noch unkritisch. Entgegen der üblichen Werkzeugauslegung sind die umlaufenden Werkzeugwände genauso dick wie die Versteifungsrippen. Bei dickeren Wänden würden sich geringere Spannungen ergeben.

Ein erhebliche Änderung bei den Randspannungen; Stelle $y_i = 1620 \text{ mm}$, ($x_i = 180$ bis 900) (gelbe Kurven) tritt auf, wenn der biegeeweiche Schiebetisch verwendet wird (vgl. auch Kontakt Werkzeug-Schiebetisch Bild 15). Aufgrund der geringeren Unterstützung des verrippten Schiebetisches ist der Traganteil deutlich geringer und die Randspannungen fallen erheblich höher aus.

Diese Randspannungen können grundsätzlich durch eine Anpassung der Rippendicken reduziert werden, untere Bildzeile. Hier sind die äußeren Werkzeugwände von 60 auf 100 mm verstärkt (blau), vgl. Piktogramm oben in der Mitte. Die Rippe bei $y_i = 1260$ mm ist auf 80 mm verstärkt (hellblau); alle anderen Rippen sind auf 40 mm abgeschwächt (grün). Dadurch ist die Werkzeugmasse nahezu konstant geblieben. Dadurch reduziert sich die maximale Randspannung von ca. 100 N/mm^2 auf ca. 70 N/mm^2 .

4.3 Kompensation

Wie unter Punkt 1 ausgeführt, ist es das Ziel der Geometriekompensation Einarbeitungsschleifen zu vermeiden, bzw. wenigstens zu verringern und damit die Anfertigungszeit der Werkzeuge zu senken.

4.3.1 Prinzip der Kompensation

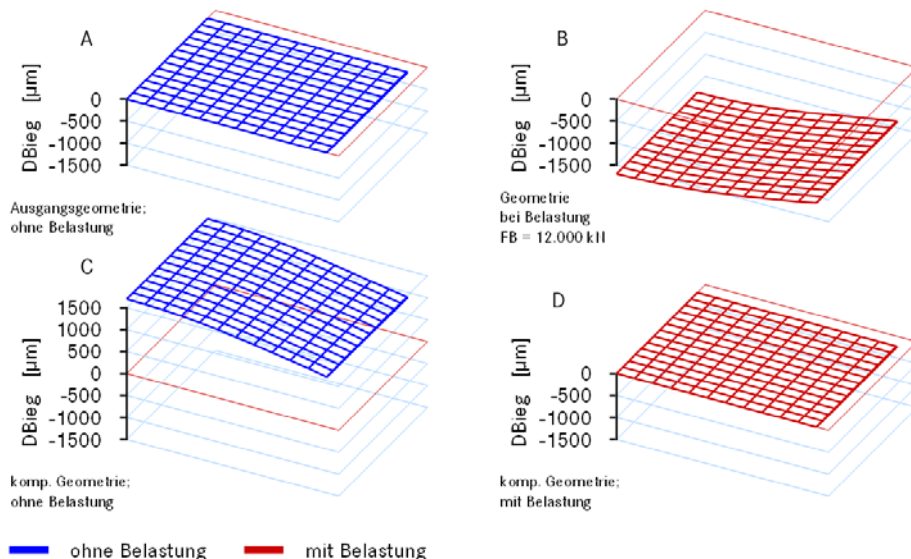


Bild 18: Geometriekompensation. (A) Ausgangsgeometrie ohne Belastung; (B) Ausgangsgeometrie bei Belastung; (C) kompensierte Geometrie ohne Belastung; (D) kompensierter Geometrie bei Belastung. Betriebslast: 12.000 kN als konstante Flächenlast auf alle Knoten der Stempeloberfläche verteilt

In Bild 18 ist die Vorgehensweise zur Geometriekompensation - mit dem Ziel unter Betriebslast die Sollgeometrie des Bauteils zu erhalten - gezeigt. Dargestellt ist jeweils das rechte hintere Viertel der Stempeloberfläche. Teilbild A zeigt die Ausgangsfläche mit der Sollgeometrie ohne Last. Teilbild B zeigt die sich unter Betriebslast einstellende Deformation der Stempelgeometrie. Die Knotenverschiebungen in Z-Richtung setzen sich aus der Stauchung und der Durchbiegung, vgl. Bild 5, zusammen. Im Teilbild C sind die Knotenverschiebungen von Teilbild A nach Teilbild B als Betrag auf die Ausgangsfläche von Teilbild A addiert; dadurch soll die Kompensation erreicht werden. Teilbild D zeigt schließlich die sich einstellende Stempelgeometrie, wenn die Geometrie aus dem Teilbild C mit der Betriebslast beaufschlagt wird. Im Ergebnis wird eine Istgeometrie erreicht, die der Sollgeometrie des "Bauteils" entspricht.

4.3.2 Schwankung der Betriebslast

Da aufgrund von Streuungen der mechanischen Kennwerte der Blechwerkstoffe die Umformkräfte und damit auch die Belastungskräfte schwanken und weiterhin aufgrund von nicht reproduzierbaren Maschineneinstellungen ebenfalls die Belastungskräfte schwanken können, soll als letzter Aspekt untersucht werden, wie die kompensierte Stempelgeometrie auf Schwankungen der Betriebslast reagiert. In Bild 19 sind exemplarisch zwei unterschiedliche Ursachen für Kraftschwankungen gezeigt. Das linke Teilbild zeigt die Schwankungen in den Pleuelkräften der Ziehstufe einer Mehrstößel-Transferpresse für Großteile [BOG06]. Aufgrund der Schwankung der Werkstoffkennwerte schwanken innerhalb der Serie die Kräfte in der Größenordnung von $\pm 5\%$. Im rechten Teilbild sind die maximalen Werkzeugkräfte für 11 unterschiedliche Bauteile gezeigt und zwar (rot) vor der Werkzeugoptimierung und (grün) nach der Optimierung. Im Mittel konnten die Kräfte um ca. 28% reduziert werden [BOG98]. D.h. Kraftschwankungen in der Größenordnung von 25% bis 30% treten in der Realität auf.

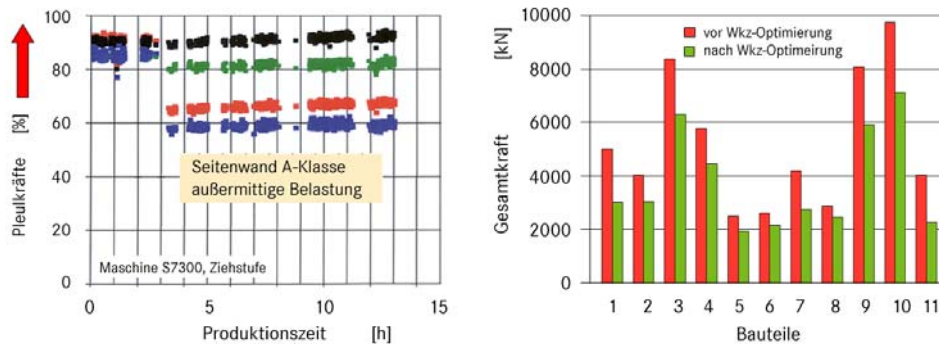


Bild 19: Kraftschwankungen. (links) innerhalb der Serienfertigung einer einteiligen Seitenwand. (rechts) Reduzierung der Gesamtkraft als Folge der Werkzeugoptimierung

Um diese Schwankungen abzu prüfen werden folgende Modelle benutzt. Als Stempelgeometrie wird die kompensierte Geometrie bei 100% der Betriebslast - das sind im vorliegenden Fall $FB = 12.000 \text{ kN}$ - verwendet. Diese Geometrie wird dann mit 75% und 125% dieser Betriebslast belastet. Bild 20 zeigt die Ergebnisse.

Im Teilbild A beträgt die Belastung 75% der Betriebslast also 9.000 kN . Die Geometrieabweichung beträgt aber absolut nur ca. $400 \mu\text{m}$ und nicht ca. $1.200 \mu\text{m}$ wie es bei der nichtkompensierten Geometrie der Fall wäre, vgl. auch Bild 18 B. Im Teilbild B beträgt die Betriebslast 100%; folglich stellt sich die kompensierte Geometrie ein. Teilbild C zeigt die Stempelgeometrie bei einer Belastung von 125% der Grundbelastung, also bei 15.000 kN . Auch hier beträgt die Geometrieabweichung absolut ca. $400 \mu\text{m}$ und nicht wie bei der nicht-kompensierten Geometrie ca. $2000 \mu\text{m}$.

Im Teilbild D beträgt die Grundlast 90% der Betriebslast mit einer zusätzlichen Prägekräft von 10% auf der Stempelmitte, also insgesamt 100%. Hier wird nahezu die kompensierte Geometrie erreicht. Die geringfügige Abweichung ist auf die andere Lastverteilung zurückzuführen.

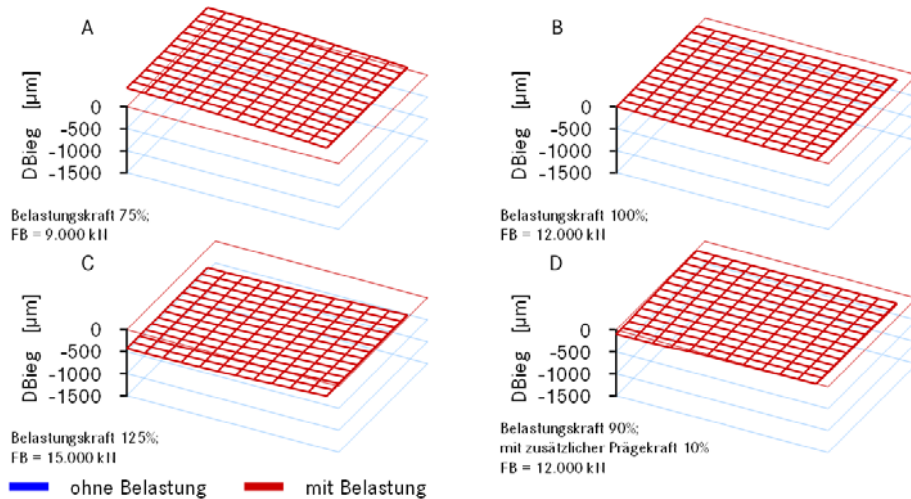


Bild 20: Geometrieabweichung bei kompensierter Geometrie als Folge von Schwankungen der Betriebslast in der Größenordnung von $\pm 25\%$

5 Zusammenfassung

Ausgehend von der elastischen Geometrieabweichung von Ziehwerkzeugen unter Betriebslast wird die Notwendigkeit formuliert, bei der Kompensation dieser Geometrieabweichung auch die Elastizität der Umformmaschine zu berücksichtigen. Dazu werden zwei unterschiedliche Maschinenmodelle erarbeitet. Das komplexe Maschinenmodell ist sehr detailliert, hat weitgehend die elastischen Eigenschaften der Versuchsmaschine und benötigt Rechenzeiten im Bereich von Stunden - ist also wenig praktikabel. Im Gegensatz dazu benötigt das Primitivmodell nur wenige Minuten an Rechenzeit. Trotzdem sind die Schnittstellen zum Werkzeug - der Schiebetisch und der Stößel - in ihren elastischen Eigenschaften gut abgebildet. Weiterhin ist dieses Modell mit zwei unterschiedlich steifen Schiebetischen zur Untersuchung dieses Einflusses auf die Werkzeuggeometrie ausgestattet.

Es wird ein Standard-Werkzeugmodell entwickelt, mit dem Parameteruntersuchungen bezüglich des Einflusses des E-Moduls des Werkzeuges, Einfluss der Schiebetischsteifigkeit, der Dicke der Stempelkappe und anderer Geometriefaktoren, der Rippenform - Art und Lage von Durchbrüchen in den Rippen - durchgeführt werden. Die Erwartungen, die sich aufgrund von theoretischen Betrachtungen ergeben, bestätigen sich weitgehend. Der größere E-Modul verringert genauso die Durchbiegung wie eine höhere Kappendicke des Stempels oder eine größere Gesamthöhe. Im Gegensatz dazu verringert ein größerer Rippenabstand die Durchbiegung.

Einen erheblichen Einfluss auf die Steifigkeit des Werkzeuges haben Art und Lage von Rippendurchbrüchen. Sie sollten so klein und so wenige wie möglich sein.

Je nach Steifigkeit des verwendeten Schiebetisches ergeben sich stark unterschiedliche Kontaktflächen zwischen Werkzeug und Schiebetisch. Eine große Kontaktfläche stellt sich nur dann ein, wenn das Werkzeug etwas weicher als der Schiebetisch ist. Bei deutlich höherer Werkzeugsteifigkeit ist die Kontaktfläche sehr gering und die Spannungen im Kontaktbereich steigen stark an. Grundsätzlich können diese Randspannungen durch Anpassung der Rippendicken - bei konstanter Werkzeugmasse - reduziert werden.

Die Form der Werkzeugbelastung - Konstante Last oder Lastverteilung - hat ebenfalls einen nicht geringen Einfluss auf die Kontaktfläche. Als Lastvektor für die Werkzeugoptimierung sollte der aus der Prozesssimulation kommende Lastvektor verwendet werden.

Schließlich wird das Ziel der Geometriekompensation erreicht; damit scheint auch die Verringerung der Einarbeitungszeit möglich. Geometrieabweichungen aufgrund von Schwankungen der Betriebslast sind bei kompensierter Geometrie deutlich geringer als bei nicht-kompensierter Geometrie.

6 Literaturverzeichnis

- [ABA07] *Getting started with ABAQUS Standard* Hibbitt, Karlson & Sörensen Inc., Pawtucket, Rhode Island, 2007
- [BLU81] Blum, H.: *Berechnungen der elastischen Eigenschaften von Baugruppen im Pressenbau. Berichte aus dem Institut für Umformtechnik Univ. Stuttgart.* Berlin: Springer-Verlag, (1981), Nr. 51
- [BOG91] Bogon, P.: *Einflußgrößen auf die dynamische Federung von Exzenterpressen.* Kassel, Univ., Dr.-Ing. Diss. 1991. Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 2, Nr. 215. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991
- [BOG98] Bogon, P.: *Genauigkeit im Preßwerk - Überlastsicherung als Sensor zur Kraftmessung verwendet.* *Blech, Rohr, Profile* 45 (1998) 3, S. 50-56
- [BOG03] Bogon, P.: *Anforderungen an Simulationssysteme zur Optimierung der Produktionseigenschaften von Pressmaschinen.* In: 6. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar "Simulation an Umformmaschinen". 12./13. Juni 2003, Dresden
- [BOG06] Bogon, P.; Roll, K.: *Kraftmessung und Kraftberechnung in der Blechumformung der Automobilindustrie.* In: "Simulation in der Umformtechnik - Kraftberechnung in der Kaltmassiv- und Blechumformung". 9. Workshop, Institut für Statik und Dynamik der Luft- und Raumfahrtkonstruktionen. 23./24. März 2006, Stuttgart
- [BOG09] Bogon, P.: *Elastische Eigenschaften von Umformmaschinen und Werkzeugen.* In: EFB-Kolloquium "Servopressen und Werkzeugsysteme zur Blechverarbeitung". 10./11. März 2009, Bad Boll
- [Doe98] Doege, E.; Hütte, H.; Kröff, A. *Genauigkeit im Preßwerk - eine Voraussetzung für den Präzisionsbau*, EFB-Kolloquium "Genauigkeit in der Blechverarbeitung" 10./11. März 1998, Fellbach, Germany
- [KUE33] Kühner, O.: *Zur Beurteilung von Pressen - Körperfederung und Werkzeugverschleiß bei Pressen.* *Maschinenbau. Der Betrieb* 12 (1933) 23-24, S.581-584
- [KRU27] Krug, C.: *Zum Begriff "Starrheit" bei Werkzeugmaschinen.* *Maschinenbau. Der Betrieb* 6 (1927) 4, S. 169-174
- [LACK07] Lackmann, J.; Mertens, H.: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau.* 22. Auflage, Springer Verlag, Berlin etc., 2007
- [ROE09] N. N. Römheld & Moelle, *Internetpräsenz (Zugriff: 09.04.2009, 8:53 MESZ)*
< <http://www.roemheld-moelle.de/> >
- [ROP01] Ropers, C.: *Berücksichtigung der Temperatur und Werkzeugnachgiebigkeit in der Simulation von Blechumformprozessen.* Dissertation, Universität Hannover
- [ROH01] Rohleder, M.: *Simulation rückfederungsbedingter Formabweichungen im Produktionsentstehungsprozess von Blechformteilen.* Dissertation, Sindelfingen, Universität Dortmund, 2001

[SCHE76] Schemperg, L.: *Elastische Wechselwirkungen an Gestell und Hauptgetriebe weggebundener Pressen. Berichte aus dem Institut für Umformtechnik, Univ. Stuttgart. Essen: Giradet (1976) Heft 39*

[SCHL27] Schlesinger, G.: *Prüfbuch für Werkzeugmaschinen. 1. Aufl., Berlin (1927)*

[SCHN08] Schneider, D.: *Simulationsgestützte Untersuchung der Werkzeugbelastung beim Tiefziehen höchstfester Stähle. Dissertation, TU München, 2008*