

Neue Methoden zur Vermeidung der Schwingungen des Pressenkörpers und des Pressenstößels beim Scherschneiden

Prof. Dr.-Ing. Bernd-Arno Behrens, Dr.-Ing. Richard Krimm und
Stefan Hilscher^a

Leibniz Universität Hannover, Institut für Umformtechnik und Umformmaschinen,
An der Universität 2, 30823 Garbsen, Deutschland

^ahilscher@ifum.uni-hannover.de

Schlagwörter: Servo-Stanzautomat, Schwingungen, Massenausgleich, Schnittschlag, Dämpfung

Kurzfassung. Die Schwingungen eines Stanzautomaten infolge hoher Hubzahlen, sowie des Pressenstößels infolge des Schnittschlags haben einen großen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit des Stanzprozesses. Im folgenden Beitrag wird der aktuelle Stand der Forschung bezüglich der Maßnahmen zu ihrer Kompensation dargestellt und die Schwachstellen dieser Lösungen kurz erläutert. Daraus resultierend werden neue Konzepte vorgestellt, die diese Nachteile beseitigen. So werden mit Hilfe von Linearmotoren die Schwingungen eines Pressenkörpers reduziert, ohne die Trägheitskräfte im Antriebsstrang zu erhöhen. Dies ist besonders für Servopressen interessant, deren Hubzahlen aufgrund von Maschinenschwingungen zurzeit begrenzt sind. Zur Reduzierung der Stößelschwingungen infolge des Schnittschlags kommen zusätzliche Umformoperationen im Stanzabfall zum Einsatz. Der Ansatz erfordert sehr geringe werkzeugseitige Mehrkosten im Vergleich zu den Investitionskosten bei einer maschinenseitigen Lösung.

Einführung

Angesichts der hohen Investitionskosten für die Anlagen wird die Wirtschaftlichkeit bei spanlosen Fertigungsverfahren vor allem anhand an der Ausbringungsrate beurteilt. Die erreichbare Taktzahl ist aufgrund der begrenzten Stabilität des Fertigungsprozesses begrenzt, welche u. A. von dynamischen Effekten abhängig ist, die ihre Ursache in der Produktionsmaschine haben. Eine schwingungstechnisch optimierte Presse ist somit sowohl für den Pressenhersteller, als auch Pressenbetreiber von hohem Nutzen.

Bei mechanischen Pressen ist ein vollständiger Ausgleich der rotatorischen Massenkräfte der Exzenterwelle und der Pleuel, sowie der translatorischen Massenkräfte der Pleuel und des Stößels Stand der Technik (Bild 4). Bei solchen Systemen werden jedoch die, je nach eingebautem Werkzeug, variablen Massenkräfte des am Stößel befestigten Werkzeugoberteils nicht ausgeglichen. Aufgrund der Vielfalt der auf einer Presse hergestellten Bauteile weisen die jeweils eingesetzten Werkzeuge Unterschiede bezüglich der Bauart und dementsprechend nicht nur der Masse, sondern auch der Schwerpunktlage auf. Gegenwärtige Massenausgleichssysteme sind entweder zum vollständigen Ausgleich der Massenkräfte im Leerlauf oder zum Ausgleich unter Berücksichtigung einer mittleren Werkzeugmasse ausgelegt. Eine individuelle Anpassung an Werkzeugeigenschaften erfolgt allenfalls durch das Anbringen von Zusatzgewichten an die Massenausgleichsgrundmasse. Dies, sowie die Kontrolle der erreichten Anpassung kann nur durch den Pressenbediener erfolgen und ist somit fehleranfällig und zeitraubend. Häufig wird vom Gebrauch solcher Einrichtungen in der Serienfertigung aufgrund von mangelndem Verständnis zu Lasten der Fertigungsstabilität, der Ausbringungsrate und Lebensdauer der Presse verzichtet.

Servoelektrisch angetriebenen Pressen sind derzeit nahezu nie mit Systemen zum Massenausgleich ausgestattet. Die daraus resultierenden Trägheiten im Antriebsstrang würden die Dynamik der Maschine, d.h. die mit Hilfe des Servoantriebs erreichbare Variabilität der Stößelkinematik,

reduzieren. Der Leistungsbedarf einer Servopresse mit Massenausgleich wäre daher gegenüber einer sonst gleichartigen Maschine ohne Massenausgleich erheblich größer. Bild 1 verdeutlicht das Prinzip dieser Problematik. Aus diesem Grund werden servoelektrisch angetriebene Pressen derzeit nur mit begrenzten Hubzahlen realisiert. Der Steigerung der Ausbringungsrate steht eine Hubzahlbegrenzung aufgrund der mit der Hubzahl steigenden Massenkräfte gegenüber. Hier liegt ein bislang ungenutztes wirtschaftliches Potential, welches mittels eines Massenausgleichsystems, das die Trägheiten im Antriebsstrang nicht erhöht, erschlossen werden könnte.

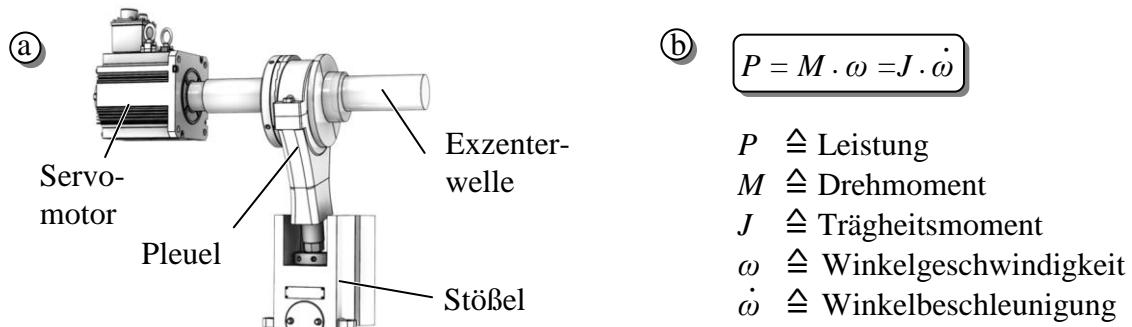


Bild 1. Grundprinzip eines Servoantriebs (a), Zusammenhang zwischen Trägheiten und der erforderliche Leistung (b)

Neben der Ausbringungsrate ist der Verschleiß von Schneidwerkzeugen für die Blechbearbeitung ein maßgeblicher Faktor für die Wirtschaftlichkeit der Herstellung von Schnittteilen, denn er hat einen direkten Einfluss auf die Maßhaltigkeit der gefertigten Produkte sowie die erreichte Schnittflächenqualität [1]. Der Werkzeugverschleiß beim Schneiden wird zum größten Teil vom Schnit Schlag beeinflusst. Zum Zeitpunkt der Materialtrennung entstehen infolge des schlagartigen Kraftabfalls Schwingungen des Pressenstößels. Die dabei entstehende Reibung zwischen dem Schneidstempel und dem Blechwerkstoff führt zu Werkzeugverschleiß. In der Praxis haben sich mehrere Verfahren zur Reduzierung der aus dem Schnit Schlag resultierenden Stößelschwingungen bewährt. Der grundsätzliche Unterschied bezüglich der Verschleißentwicklung beim Scherschneiden mit und ohne Dämpfung ist in Bild 2a dargestellt. Es ist erkennbar, dass ohne den Einsatz eines Dämpfungssystems sowohl an der Mantel- als auch an der Stirnfläche deutlich stärkerer Verschleißerscheinungen auftreten. Bei den Maßnahmen zur Reduzierung der Stößelschwingungen handelt es sich grundsätzlich um maschinen- oder werkzeugseitige Maßnahmen, die jedoch auch Nachteile wie z.B. erhöhter Platzbedarf im Werkzeugeinbauraum (Bild 2b) oder direkter Einfluss auf das Schnittergebnis mit sich bringen.

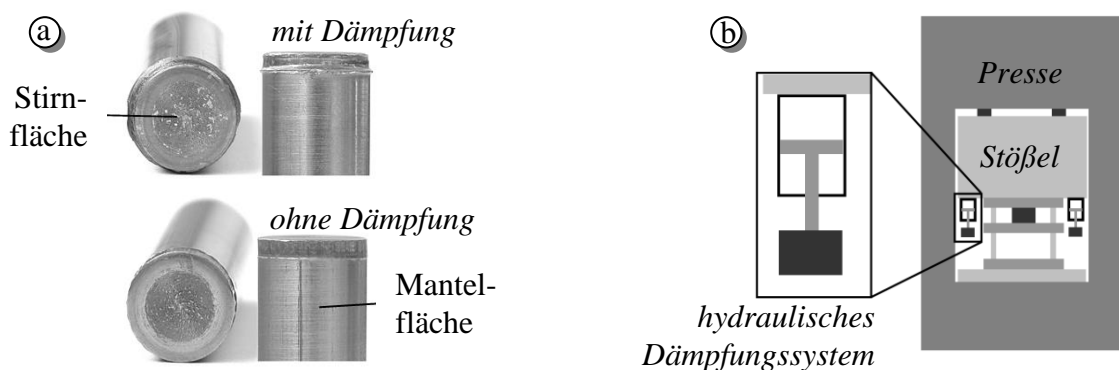


Bild 2. Einfluss der Schnit Schlagdämpfung auf den Stempelverschleiß (a), Hydrauliksystem zur Dämpfung des Schnit Schlags (b)

Im Folgenden erfolgt eine nähere Erläuterung der geschilderten Problematik hinsichtlich der Schwingungen des Pressenkörpers sowie des Pressenstößels. Hierbei wird auf die gängigen Gegenmaßnahmen eingegangen und die resultierenden Herausforderungen abgeleitet. Darauf basierend werden neue Methoden zur Minimierung dieser Schwingungen aufgezeigt.

Prozessbedingte Maschinenschwingungen

Das Schwingungskollektiv eines Stanzautomaten beim Scherschneiden setzt sich aus periodischen und stoßartigen Anteilen zusammen (Bild 3a). Der Grund für die stoßartige Schwingungsform ist der Schnittschlag beim Scherschneidprozess (Bild 3b). Die Ursache für die periodische Schwingungsform ist die Stößelbewegung. Die periodischen Geschwindigkeitsänderungen der Komponenten Pleuel, Stößel und Werkzeugoberteil erzeugen quadratisch mit der Hubzahl ansteigende Massenkräfte, die zum Schwingen des Pressenkörpers führen. Die Problematik der Schwingungsanregung aufgrund des Schnittschlags tritt insbesondere beim Schneiden hoch- und höchstfester Werkstoffe auf, da der prozentuale Anteil der Schneidkraft zum Zeitpunkt der Materialtrennung bezogen auf die maximale Schneidkraft besonders hoch ist, sowie die Materialtrennung in einem besonders kurzen Zeitraum stattfindet.

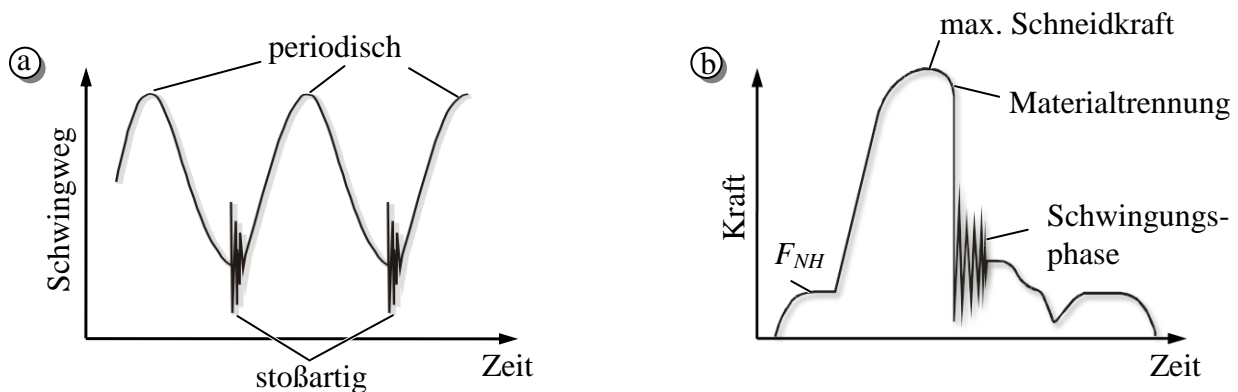


Bild 3. Schematische Darstellung des Schwingungskollektivs eines Stanzautomaten beim Scherschneiden (a), Schematische Darstellung des Schneidkraftverlaufs (b) [2]

Maßnahmen zur Schwingungskompensation des Pressenkörpers

Aktueller Stand und weitere Herausforderungen. Um die Übertragung der von der Maschine ausgehenden Schwingungen an die Umgebung zu reduzieren, wird in der Praxis Maschine und Boden mittels elastischer Elemente getrennt. Die konstruktiven Aufwendungen und die Kosten für die Aufstellungs- und Fundamentierungsmaßnahmen können in Relation zu den Anlagenkosten sehr hoch ausfallen [3, 4]. Zur Reduzierung der Schwingungen, die aus der Grundwelle (Stößelhubzahl) resultieren, kommen Massenausgleichssysteme zum Einsatz. Mechanische Prinzipien, worauf der aktuelle Stand der Technik basiert, sind in Bild 4 beispielhaft dargestellt.

Bei dem System in Bild 4a sind zur Kompensation der Massenkräfte an dem Antriebsstrang zusätzliche Komponenten installiert (Ausgleichsmasse, Ausgleichspleuel, Doppel-Exzenter des Ausgleichspleuels), die um 180° versetzt entgegen der Bewegung der Antriebskomponenten (Stößel, Pleuel, Doppelsexzenter des Pleuels) bewegt werden. Hierbei werden die translatorischen Massenkräfte des Stößels und des Pleuels, sowie die rotatorischen Massenkräfte des Pleuels und der Exzenterwelle für alle Hubhöhen ausgeglichen. Anhand der Komplexität des in Bild 4b beispielhaft dargestellten Systems der Fa. Bruderer lässt sich die Bedeutsamkeit eines schwingungsfreien Automaten bzw. der Prozessstabilität erkennen. Hierbei wird ein Massenausgleich über die von Zwischengliedern gesteuerten Ausgleichsmassen realisiert [7].

Die vorgestellten mechanischen Lösungen des Massenausgleichs stellen seit einer geraumen Zeit den aktuellen Stand der Technik dar. In Bezug auf Massenkräfte, die aufgrund variierender Werkzeugmassen entstehen, können diese Systeme jedoch keinen vollkommenen Massenausgleich gewährleisten bzw. die Anpassung der Ausgleichsmasse an das Werkzeugoberteil wird aufgrund des Aufwands und Fehleranfälligkeit in der Praxis nicht umgesetzt.

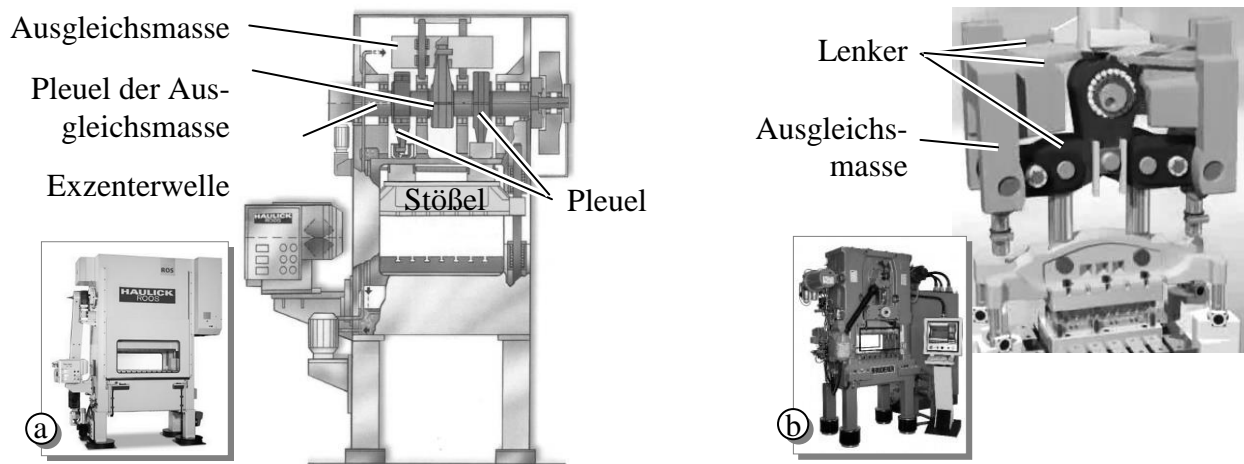


Bild 4. Massenausgleichssysteme am Beispiel der Stanzautomaten der Fa. Haulick & Roos (a) [5] und der Fa. Bruderer (b) [6].

Zur Verdeutlichung der Problematik wurden am Institut für Umformtechnik und Umformmaschinen (IFUM) wurden Untersuchungen an einem Stanzautomaten durchgeführt. Bei diesem Stanzautomaten setzt sich die Ausgleichsmasse aus der Stößelmasse und einer vom Hersteller festgelegten mittleren Werkzeugoberteilmasse zusammen. Ziel der Untersuchungen war es, den Einfluss variabler Massen der am Stößel installierten Werkzeugoberteile auf die Schwingungsform des Pressenkörpers zu veranschaulichen. Die Auslenkung des Pressenkörpers im Betrieb konnte mit Hilfe optischer Messtechnik detektiert und nach Raumrichtung gefiltert werden. Ein Ergebnisauszug ist in Bild 5 dargestellt.

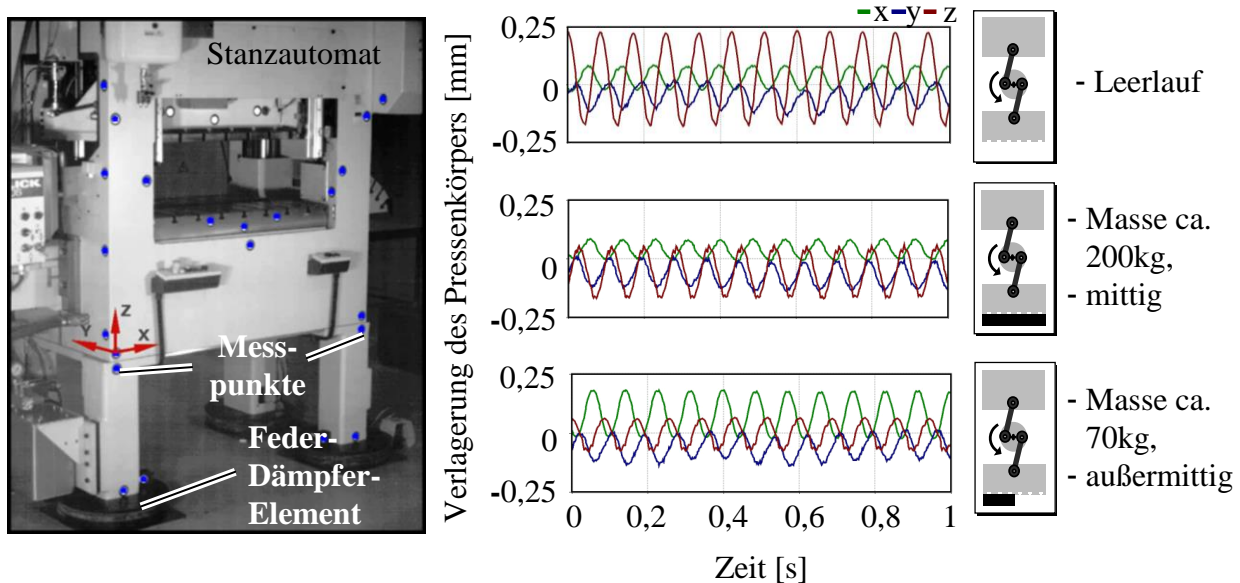


Bild 5. Einfluss variabler Werkzeugmassen und deren Schwerpunktlage auf die Schwingungsform des Pressenkörpers (Hubzahl=700¹/_{min}, Hubweg=19mm)

Anhand der Ergebnisse wird klar, dass die Schwingungsform des Pressenkörpers gegenüber der Fundamentierung von der Masse des Werkzeugoberteils abhängig ist. Ein weiterer Einfluss ist der Einbauort des Werkzeugs. Es ist erkennbar, dass eine außermittige Lage des Schwerpunktes des Werkzeugoberteils eine Verdoppelung der Schwingungsamplitude in horizontaler Richtung hervorrufen kann. Dieses kann in der Serienproduktion u.a. eine reduzierte Positioniergenauigkeit des Bleches im Werkzeug zur Folge haben. Einen Massenausgleichssystem das die aus diesen unvorteilhaften Bewegungen der Presse resultierenden Wirkungen auf den realisierten Umformprozess (Instabilitäten) sowie die Auswirkungen auf die Umwelt (Lärm, Erschütterungen) zu reduzieren, gibt es zur Zeit nicht auf dem Markt.

Weiterhin wäre es erstrebenswert, servoelektrisch angetriebene Pressen mit einem Massenausgleichssystem auszustatten, sofern dies nicht mit einer Begrenzung der Hubzahl verbunden wäre. Um einen Betrieb von servoelektrisch angetriebenen Pressen mit höheren Hubzahlen zu ermöglichen, ist es erforderlich, ein Massenausgleichssystem zu erforschen, welches nicht zu einer Erhöhung der Kräfte im Antriebsstrang führt (Bild 1).

Neue Methode. Zur Lösung der geschilderten Problematik wird am IFUM eine neue Methode zur Reduktion der im Betrieb einer Presse auftretenden werkzeugbedingten Trägheitskräfte, die zu einer Bewegung des Pressenkörpers und somit zu Erschütterungen, Lärm und Prozessinstabilitäten erarbeitet. Die Kompensation der Massenkräfte des Stößels und des Antriebsstranges erfolgt hierbei, ohne die Massenträgheiten im Antriebsstrang der Maschine selbst zu erhöhen. Hierfür wird ein neuartiges Massenausgleichssystem entwickelt, was auf vier Linearmotoreinheiten basiert (Bild 6a). Am Pressengestell montiert, werden die Aktoren dieser Einheiten während des Produktionsprozesses in geeigneter Weise in Bewegung versetzt. Hierdurch werden Trägheitskräfte erzeugt, die den aus der Bewegung des Antriebsstranges und des Koppelgetriebes resultierenden Trägheitskräften in der Weise entgegengerichtet sind, dass das Gesamtsystem bestehend aus Presse, Werkzeug und Massenausgleich nahezu frei von Bewegungen bzw. Schwingungen wird. Das Ziel ist das Massenausgleichssystem selbsttätig in der Weise agieren zu lassen, dass die Trägheitskräfte auch nach jedem Werkzeugwechsel vollständig ausgeglichen werden. Dementsprechend wird bei der Auslegung der Regel-/Steuereinheit für das Massenausgleichssystem das Ziel verfolgt, die wirkenden Trägheitskräfte der vier Ausgleichsmassen in Hinsicht auf den Betrag, Dauer und Zeitpunkt optimal abzustimmen. Das Optimum bezieht sich auf die bestmögliche Kompensation der Pressenschwingung innerhalb kürzester Zeit nach dem Produktionsbeginn. Hierbei soll das System universell für Pressen einer Größenordnung eingesetzt werden können, was die Unabhängigkeit des Systems von der Kenntnis der Regelstrecke voraussetzt. Die Bestimmung der für die Regelung des Massenausgleichssystems erforderlichen Parameterwerte erfolgt dementsprechend mit Hilfe von evolutionären Optimierungsalgorithmen. Die prinzipielle Arbeitsweise der Evolutionsstrategie zeigt Bild 6b.

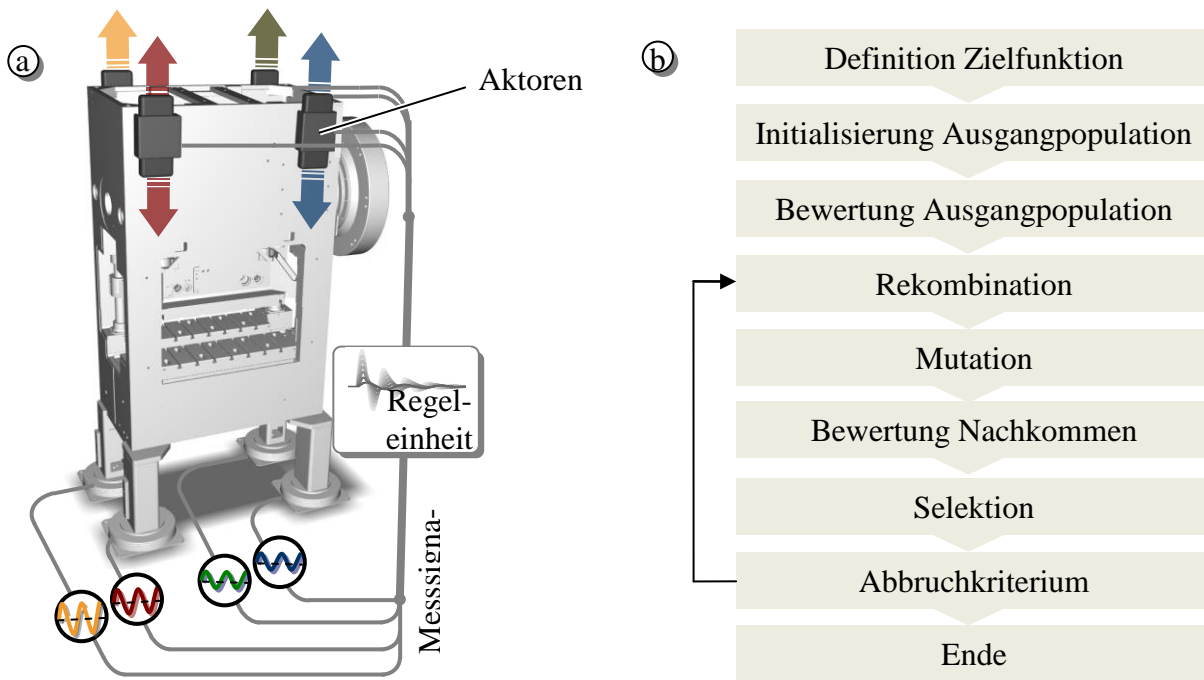


Bild 6. Wirkungsprinzip des autoadaptiven Massenausgleichssystems (a), Arbeitsweise der Evolutionsstrategie (b)

Für Pressen ähnlicher Größenordnung wäre ein solches Massenausgleichssystem universell, d.h. ohne individuelle Anpassung an die jeweilige Maschine, einsetzbar. Nach der Erforschung der Potentiale, die dieses System zur Reduzierung der Massenkräfte eröffnet, wird es somit in bestimmten Fällen möglich sein, nicht nur neue Pressen, sondern auch vorhandene Maschinen damit auszustatten und auf diesem Weg die Prozesssicherheit zu steigern und die Auswirkungen auf die Umgebung zu mindern.

Maßnahmen zur Schwingungskompensation des Pressenstoßels

Aktueller Stand und weitere Herausforderungen. Die gegenwärtigen werkzeugseitigen Maßnahmen zur Reduktion des schnittschlagbedingten erhöhten Verschleißes und der damit verbundenen Lärmemission können aufgrund des Eingriffs in die direkte Schnittoperation (Dach-, Schräg-, Wellenschliff, abgesetzte Schneidstempel) nur in Sonderfällen angewendet werden [8]. Maschinenseitig gibt es zur Dämpfung der aus dem Schnittschlag resultierenden Schwingungen zahlreiche Ansätze von Dämpfungssystemen, die jedoch den Nachteil haben, die zur Verfügung stehende Presskraft der Umformmaschine zu verringern [9]. Weiterhin ist bei den hydraulischen Lösungen die zu jedem Produktionsbeginn erforderliche Abstimmung des Schnittschlagdämpfungssystems an die jeweilige Schneidoperation von Nachteil. Aufgrund der sich ergebenden Erwärmung infolge der Drosselventile wird außerdem die maximale Hubzahl der hydraulischen Ansätze stark begrenzt [12]. Ein aktives elektromagnetisches Schnittschlagdämpfungssystem, das eine autoadaptive Minimierung von Stoßelschwingungen ermöglicht, ohne die Pressenkraft zu beeinflussen, wird in [10] und [11] vorgestellt. Hierbei führt die Lösung jedoch zu einer Reduktion des zur Verfügung stehenden Einbauraums.

Neue Methode. Zur Lösung der geschilderten Problematik wird am IFUM eine neuartige Methode zur Anregungsminimierung des Stoßels erforscht. Der Lösungsansatz besteht darin die Schwingungen und hiermit die Verschleißreduktion an den Werkzeugen mittels zusätzlicher Umformoperationen im Stanzabfall, d.h. durch geschickte Adaption des Kraft-Weg-Verlaufs des Gesamtwerkzeugs zu realisieren. Hierbei kann mit sehr geringen Investitionskosten eine Erhöhung der

Standmenge der Aktivschneidelemente erreicht werden. Als zusätzliche Umformoperationen kommen u. a. das Prägen oder das Anschneiden in Betracht. Durch deren Integration in das Werkzeug, welche aufgrund der mit der plastischen Materialverformung verbundenen Energiedissipation dämpfend wirken, wird den schnittschlagbedingten Schwingungen direkt am Ort ihrer Entstehung entgegengewirkt. Das Prinzip dieser Methode ist in Bild 7a dargestellt.

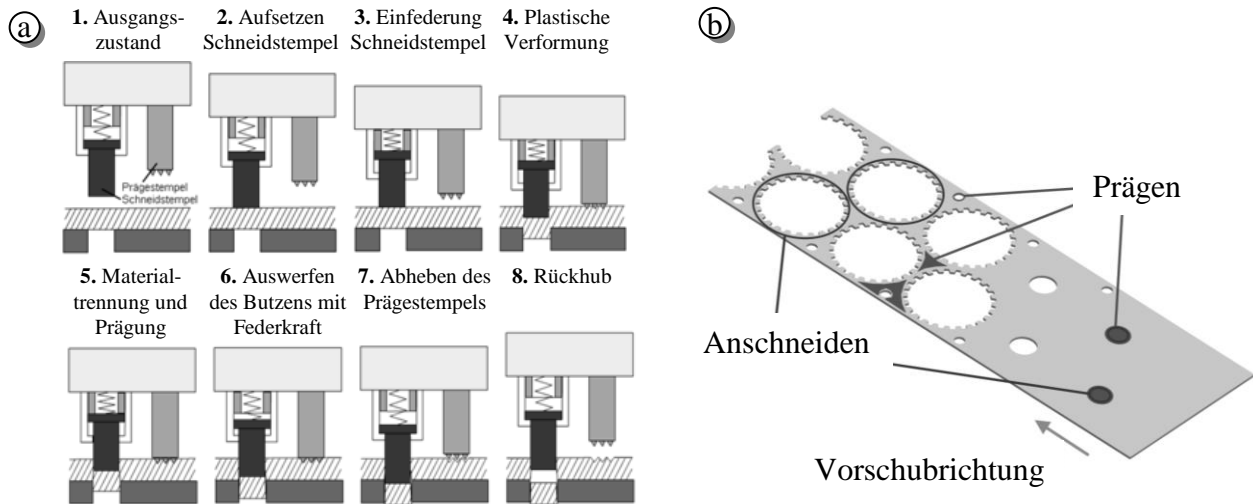


Bild 7. Prinzip des Anschlagsschneidens mit zusätzlicher Umformoperation im Stanzabfall (a), Mögliche Bereiche für zusätzliche Umformoperationen im Stanzabfall (b)

Bild 7b zeigt exemplarisch mögliche Bereiche im Stanzabfall, welche für zusätzliche Umformoperationen (hier: Prägen) zur Verfügung stehen. Das im Bild dargestellte Streifenbild zeigt beispielhaft die Herstellung einer Zahnscheibe mit einem Folgeschneidwerkzeug. Zur Reduktion des Stanzabfalls werden zwei Teile über die Blechbreite verschachtelt hergestellt. Dennoch ist Raum im Stanzabfall für mögliche zusätzliche Umformoperationen vorhanden. Bei werkzeugseitiger Optimierung des Schneidprozesses dieser Art wird der eigentliche Schneidprozess nicht verändert. Daher kann es prinzipiell bei allen Schneidoperationen Verwendung finden. Außerdem ist eine einmalige Abstimmung ausreichend, da die zusätzliche Umformoperation direkt in das Schneidwerkzeug integriert wird. Ein solches Werkzeug kann auf beliebigen Maschinen eingesetzt werden und ermöglicht somit eine höhere Flexibilität bei der Fertigungsplanung.

Bei den ersten Untersuchungen zur Validierung der Methode wurden in ein vorhandenes Schneidwerkzeug zwei Prägestempel symmetrisch vor und hinter dem Schneidstempel integriert. Bild 8 zeigt die Integration von einem der beiden Prägestempel. Die Eindringtiefe der an der Kopfplatte befestigten Prägestempel (Sechskantschrauben mit einem bearbeiteten Kopf entsprechend Bild 8) wurde mit Hilfe des Schraubengewindes eingestellt. Zur Erprobung des Ansatzes wurden die Prägestempel durch Verstellen der Gewinde um ca. 0,3 mm verlängert. Als Versuchswerkstoff wurde DC04 eingesetzt. Die Versuche erfolgten auf dem in Bild 5 dargestellten Stanzautomaten.

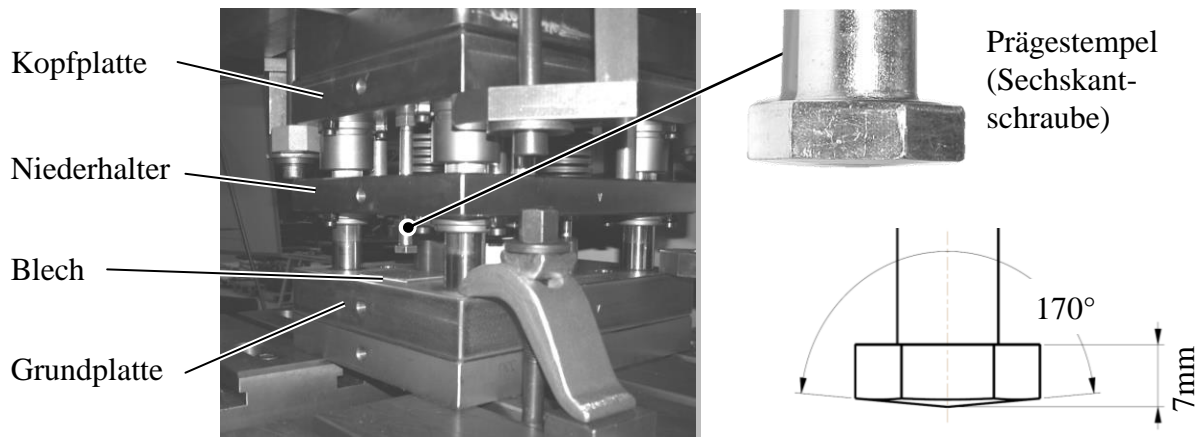


Bild 8. Modifiziertes Schneidwerkzeug für die Vorversuche, Prägestempelgeometrie während der Vorversuche

Die Ergebnisse in Tabelle 1 geben einen Überblick über die erfolgten Versuche. Da bei den beiden Versuchen mit zusätzlicher Prägeoperation die Maximalkraft über der des Versuchs ohne Prägeoperation liegt, ist davon auszugehen, dass bei den Versuchen mit Prägung die Prägestempel bereits vor der Materialtrennung im Eingriff waren. Aus den gemessenen Werten für die Maximalkraft kann geschlossen werden, dass bereits eine relativ geringe Prägekraft (<10% gegenüber der eigentlichen Schneidkraft) eine relevante Verringerung der Schnittschlagschwingungen bewirken kann.

Tabelle 1: Zusammenfassung der Ergebnisse aus dem Vorversuch

Versuch	Länge Prägestempel	1. Schwingungsamplitude	Maximalkraft
ohne Prägeoperation	-	0,050 mm	112 kN
1. Prägestempellänge	122,4 mm	0,013 mm	118 kN
2. Prägestempellänge	122,7 mm	0,013 mm	120 kN

Die Investitionskosten bei dem gewählten Lösungsansatz sind im Vergleich zu einer maschinenseitigen Lösung zu vernachlässigen. Bei dieser Form einer werkzeugseitigen Optimierung des Schneidprozesses wird der eigentliche Schneidprozess nicht verändert. Daher kann das Verfahren prinzipiell bei allen Schneidoperationen Verwendung finden (vgl. Einschränkung bei Dach-, Schräg-, Wellenschliff).

Ausblick

In folgenden Schritten erfolgt die Auslegung und Inbetriebnahme der Linearmotoren für den autoadaptiven Massenausgleich für Servopressen. In Hinsicht auf die Schnittschlagdämpfung mit zusätzlichen Umformoperationen im Stanzabfall wird erforscht welche Gestaltung dieser Sekundärformoperationen eine hohe Reduktion schnittschlagbedingter Schwingungen sowie einen minimalen Verschleiß an den Aktivelementen der Sekundärformwerkzeuge ermöglicht.

Danksagung

Das Forschungsvorhaben mit dem Titel „ Verschleißreduktion beim Scherschneiden mittels sekundärer Umformoperationen im Stanzabfall“ wurde unter der Forschungsnummer Be 1691/118-1 aus Haushaltsmitteln der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert. Die Autoren bedanken sich für die Unterstützung.

Das IGF-Vorhaben (17662 N „Autoadaptiver Massenausgleich für Pressen zur Kompensation von werkzeugbedingten Trägheitskräften) der Forschungsvereinigung Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW) wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] Doege, E.; Fugger, B.: Untersuchung der Verschleißmechanismen beim Scherschneiden (1); Tribologie+Schmiertechnik; 32. Jahrgang; 2/1985; S. 93-100; 1985
- [2] Doege, E.; Behrens, B.-A.: Handbuch Umformtechnik, Berlin, Springer; 2007
- [3] Hoffmann, H.: Gründung von Pressen, Werkstattstechnik, 64. Jahrgang, Ausgabe 10, S. 612-615, 1974
- [4] Weck, M.; Brecher, C.: „Werkzeugmaschinen – Konstruktion und Berechnung“, 8. Auflage; Springer-Verlag Berlin, Heidelberg (2006)
- [5] Internetpräsenz des Pressenherstellers Haulick & Roos, www.haulick-roos.de/, Stand August 2012
- [6] Internetpräsenz des Pressenherstellers Bruderer AG, www.bruderer-presses.com, Stand August 2012
- [7] Eigenmann, O.: „Vorrichtung zum Massenausgleich bei Stanzmaschinen“; Europäische Patentschrift, Veröffentlichungsnummer: 0 455 988 B1, Patentinhaber: Bruderer AG, Europäisches Patentamt (1991)
- [8] Hoffmann, H.; Braun, H.; Waller, E.: Lärm und Werkzeugverschleiß auch bei schwierigen Bedingungen wirksam senken; Maschinenmarkt; Band 83 Heft 71; S. 1374-1377; 1977
- [9] Doege, E.; Behrens, B.-A.: „Handbuch Umformtechnik – Grundlagen, Technologien, Maschinen“; 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg (2010); ISBN: 3540234411
- [10] Behrens, B.-A.; Pösse, O.; Sidhu, K.-B.: Different approaches to model the material separation during blanking process using FEM; Konferenz-Einzelbericht: IDDRG-Conference „Drawing The Things To Come“; 2006
- [11] Behrens, B.-A.; Marthiens, O.: Autoadaptive Minimierung von Stößelschwingungen mittels eines aktiven elektromagnetischen Dämpfersystems, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FWF 0524, IFUM, 2010
- [12] Behrens, B.-A.; Brecher, C.; Hork, M.; Werbs, M.: Entwicklung eines aktiven Dämpfungssystems für Schnellläuferpressen. In: http://www.utfscience.de/pdf/62576_UT-07-01_005xx0306ut.pdf (2007) I, S. 1-4; 2007