

Technical Report 2015-01

Nummerische Simulation einer Schnellläuferpresse unter Verwendung der FEM

Tim Benkert^{1,a}, Andreas Kleser^{1,b}

¹Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen (utg); Walther-Meißner-Straße 4; 85748 Garching; Ordinarius: Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk

^atim.benkert@utg.de, ^bandreas.kleser@utg.de

Schlagworte: Schnellläuferpresse, Koppelgetriebe, Massenausgleich, Simulation

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein numerisches Rechenmodell einer Schnellläuferpresse mit Koppelgetriebe im Antriebstrang in ANSYS Workbench erstellt. Es wurden verschiedene Simulationen mit unterschiedlichen Drehzahlen und Konfigurationen durchgeführt. Die Ergebnisse der Finite-Elemente-Berechnungen wurden mit Messdaten des Stößelweges, der Stößelbeschleunigung und der Fundamentbeschleunigung, aufgenommen an einem Pressenmodell, verglichen und das Rechenmodell verifiziert. Der Massenausgleichsmechanismus wurde ebenfalls simulativ und am realen Modell überprüft und seine Wirkung konnte in beiden Fällen nachgewiesen werden. Von diesen Ergebnissen ausgehend kann in Zukunft das hier gezeigte und als funktionierend demonstrierte Vorgehen mit den nachgewiesenen zulässigen Vereinfachungsstrategien auf weiterführende dynamische Finite-Elemente-Berechnungen, zum Beispiel am Modell der realen Pressegeometrie, adaptiert werden. So können nach dieser Arbeit Lösungen für Festigkeitsnachweise sowie kinematische und kinetische Betrachtungen bei relativ geringem Rechenaufwand für die Weiterentwicklung der HGSS-Presse mit Koppelgetriebe am utg generiert werden.

Einleitung

Am Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen (utg) wird eine neuartige Kinematik für eine Schnellläuferpresse zum Hochgeschwindigkeitsscherschneiden (HGSS) entwickelt. Das Scherschneidverfahren ist nach DIN 8588 genormt und ist ein Zerteilverfahren. Es lässt sich überdies mittels der effektiven Schneidgeschwindigkeit charakterisieren. So spricht man bis 0,5 m/s Schneidgeschwindigkeit von Normalgeschwindigkeitsscherschneiden, zwischen 0,5 m/s und 0,8 m/s von Scherschneiden mit erhöhter Anschnittgeschwindigkeit und ab 0,8 m/s von Hochgeschwindigkeitsscherschneiden (Schmoeckel u. a., 1992, S. 32), (Barthel u. Kopp, 2012, S. 14). Durch die Erhöhung der Schneidgeschwindigkeit ist eine positive Auswirkung auf die Schnittflächenqualität zu beobachten (Barthel u. Kopp, 2012, S. 5). Um dies zu erreichen,

müssen Kinematiken entwickelt werden, bei denen die Stößelgeschwindigkeit im Arbeitspunkt (AP) zum HGSS ausreichende Geschwindigkeiten annimmt. In Abbildung 1 wird eine idealisierte Sollkurve mit einer Schubkurbelkinematik verglichen.

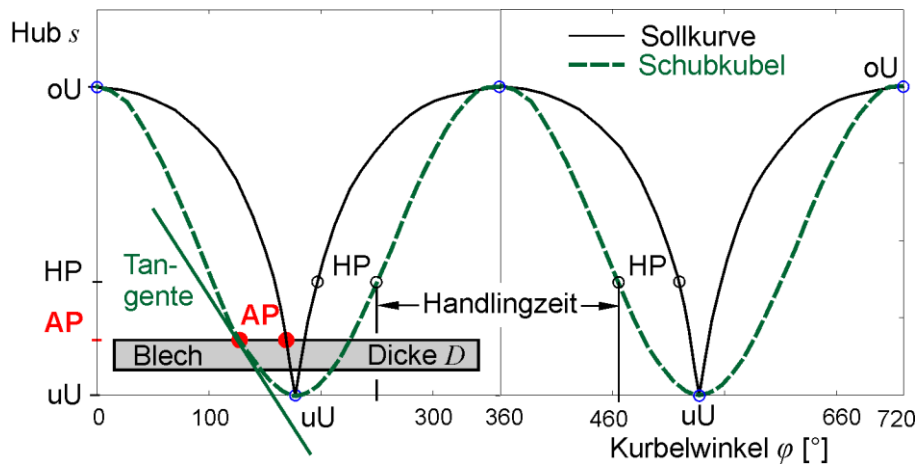


Abbildung 1: Ideale Sollkurve für HGSS im Vergleich zur Schubkurbelkinematik (Benkert u. a., 2014, S. 3)

Dabei ist zu erkennen, dass die Steigung der Tangente an der Hubkurve im Arbeitspunkt ein wesentliches Kriterium für das HGSS ist. Da die idealisierte Kurve eine abrupte Richtungsänderung im unteren Umkehrpunkt (uU) aufweist, ist diese Kinematik in der Praxis aufgrund der dort theoretisch unendlich großen Beschleunigungen nicht realisierbar. Um jedoch möglichst nahe an diesen postulierten Idealzustand zu gelangen, wird der Ansatz mit einem Koppelgetriebe im Antriebsstrang einer Schnellläuferpresse verfolgt. Dieses ist schematisch in Abbildung 2 dargestellt.

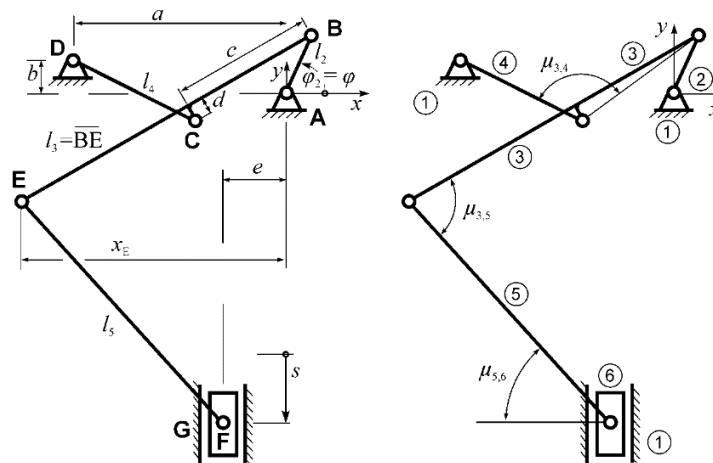


Abbildung 2: Schematische Darstellung der Kinematik des Koppelgetriebes (Benkert u. a., 2014, S. 4)

In diesem Technical Report wird die numerische Analyse der Pressengeometrie und deren Validierung am realen Modell vorgestellt. Dazu wird ein Finite-Elemente-Modell aus den vorhandenen Geometriedaten generiert und dieses anschließend für strukturmechanische sowie

dynamische Berechnungen herangezogen. Die Ergebnisse werden anhand eines mittels Rapid-Prototyping-Technologie hergestellten Modells verifiziert, um so zuverlässige Aussagen über das numerische Rechenmodell treffen zu können. Um die beim Betrieb der Presse auftretenden Gestellkräfte zu minimieren, wird zusätzlich das am Modell umgesetzte Konzept des Massenausgleichs simulativ auf dessen Wirksamkeit untersucht. Dazu wird das CAD-Programm CATIA V5R19, die Finite-Elemente-Software ANSYS Workbench 15, sowie das Numerikprogramm MATLAB eingesetzt. Letzteres dient insbesondere der Auswertung der Messdaten und dem Vergleich derselben mit denen der Simulation. Dazu ist zunächst eine Filterung und Aufbereitung vonnöten. Ist dieser Schritt erfolgt, werden Aussagen über die Güte des numerischen Modells getroffen.

Aufbau des Geometrie- und Kinematikmodells

Zu Beginn ist das aus dem CAD stammende Modell für die Berechnung auf das Wesentliche zu reduzieren, wobei auf eine ausreichende Abbildung der Realität geachtet wird. Die erste Maßnahme zur Vereinfachung der Geometrie ist das Ignorieren jener Bauteile, die für die Berechnung keinen oder nur geringen Einfluss haben und daher in diesem Fall irrelevant sind. Beispielsweise kann das gesamte Gehäuse aus dem Rechenmodell entfernt werden, da der Fokus vor Allem auf dem Strukturverhalten anderer, bewegter Bauteile liegt. Zudem lässt sich das Modell durch Ausnutzung von Symmetrie auf ein Viertelmodell reduzieren. Abbildung 3 zeigt das finale Berechnungsmodell. Die getroffenen strukturmechanischen Vereinfachungen sind im Wesentlichen Starrkörperannahmen. Bauteile, deren Belastung und Verformung für die Berechnung uninteressant sind, werden als starre Körper angenommen. Auf Grund ihrer Masse und Trägheit haben sie jedoch einen kinematischen Einfluss auf die dynamischen Lasten anderer Bauteile. Als starr angenommene Körper sind in Tabelle 1 in der Spalte „verformbar“ mit dem Eintrag „nein“ gekennzeichnet. Der nächste Schritt dient der korrekten Konfiguration der Geometrie und beinhaltet die Definition der Randbedingungen. Die Verbindungen der Körper untereinander, sowie Dirichlet- und Neumann-Randbedingungen müssen dazu spezifiziert werden. Die Erstellung der Verbindungen und Lagerungen (siehe Tabelle 2) schließt die Formulierung der Dirichlet-Randbedingungen ab. Damit folgt als nächster Schritt die Definition der Neumann-Randbedingungen. Diese sind die Winkelgeschwindigkeit der Exzenterwelle ω sowie die Erdbeschleunigung g . Dabei ist $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$ und die Winkelgeschwindigkeit errechnet sich aus der Drehzahl n . Es werden die beiden Drehzahlen $n_1 = 60 \text{ U/min} = 1 \text{ U/s}$ und $n_2 = 120 \text{ U/min} = 2 \text{ U/s}$ simuliert, woraus sich die Winkelgeschwindigkeiten $\omega_1 = 6,283 \text{ rad/s}$ und $\omega_2 = 12,566 \text{ rad/s}$ ergeben. Während die Erdbeschleunigung gleichmäßig auf sämtliche Körper des Modells wirkt, wird die Randbedingung für den Antrieb an der Lagerung der Exzenterwelle aufgebracht (siehe Tabelle 2). Um numerische Probleme beim Anlaufen der Simulation zu vermeiden, wird die Rechnung in zwei Lastschritte unterteilt, siehe dazu Abbildung 4. Der erste dient dazu, die Winkelgeschwindigkeit linear von Null auf den gewünschten Endwert zu steigern und um Sprünge zu vermeiden. Nach einem stetigen Übergang wird die Winkelgeschwindigkeit im zweiten Lastschritt konstant gehalten. Sämtliche

verwerteten Daten stammen aus diesem so erzeugten stationären Zustand des Systems in Lastschritt zwei.

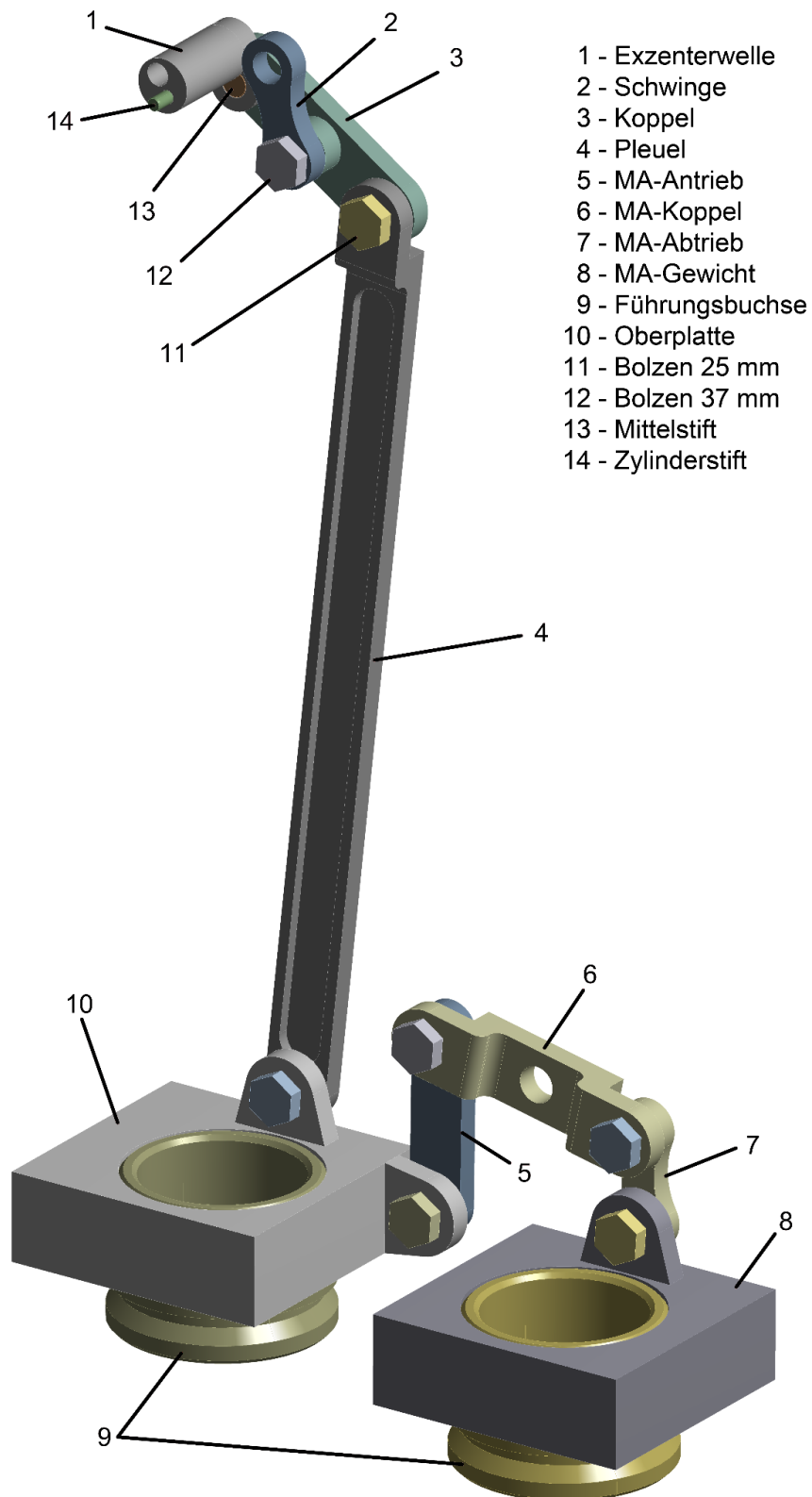


Abbildung 3: Viertelmodell mit Massenausgleich

Tabelle 1: Übersicht über die Bauteile und deren mechanische Eigenschaften

Positionsnummer	Bauteilname	Material	Verformbar
1	Exzenterwelle	Aluminium	nein
2	Schwinge	Rapid-Prototyping	ja
3	Koppel	Rapid-Prototyping	ja
4	Pleuel	Rapid-Prototyping	ja
5	MA-Antrieb	Rapid-Prototyping	ja
6	MA-Koppel	Rapid-Prototyping	ja
7	MA-Abtrieb	Rapid-Prototyping	ja
8	MA-Gewicht	Rapid-Prototyping	nein
9	Führungsbuchse	Rapid-Prototyping	nein
10	Oberplatte	Rapid-Prototyping	nein
11	Bolzen 25 mm	Baustahl	nein
12	Bolzen 37 mm	Baustahl	nein
13	Mittelstift	Baustahl	nein
14	Zylinderstift	Baustahl	nein

Tabelle 2: Liste der Lagerungen

Körper	Positionsnummer	Freiheitsgrad	Fläche
Exzenterwelle	1	rotatorisch, z-Achse Antrieb der Presse	starr
Schwinge	2	rotatorisch, z-Achse	starr
MA-Koppel	6	rotatorisch, z-Achse	verformbar
Führungsbuchsen	9	translatorisch, y-Achse	starr

Koordinatensystem wie in Abbildung 2

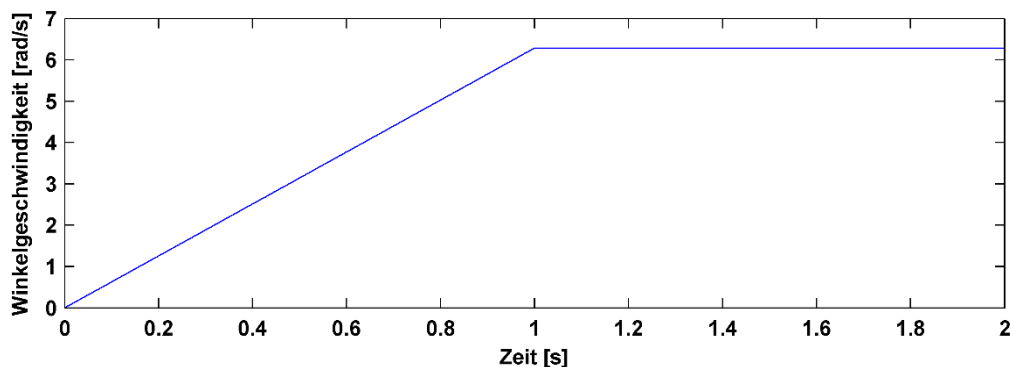


Abbildung 4: Darstellung der Lastschritte bei einer Simulationsdauer von 2 s und einer Drehzahl von 60 U/min

Strukturmechanische Modellierung und Vernetzung

Damit die strukturmechanischen Berechnungen stattfinden können, müssen sämtliche Bauteile die als verformbar deklariert sind, vernetzt und je nach Material mit den entsprechenden Kennwerten versehen werden. Die verwendeten Elementtypen sind Tetraeder- sowie Hexaederelemente, letztere finden dort Anwendung, wo strukturierte Vernetzung sinnvoll ist. Materialbereiche in denen aufgrund ihrer Geometrie Spannungsspitzen zu erwarten sind, werden feiner vernetzt. Deshalb findet sich in der Nähe von Kerben eine höhere Elementdichte als in glatten und wenig belasteten Gebieten. Bauteile, deren Verformung und Belastung als sehr gering eingestuft wird, werden nicht vernetzt und zur Einsparung von Rechenzeit als starr angenommen.

Lösung und Simulationsergebnisse

Da es sich um ein nichtlineares Problem handelt, findet das Newton-Verfahren zum Lösen des aus dem Modell resultierenden Gleichungssystems Anwendung. Die Zeitschrittweite liegt für die Drehzahl von 60 U/min bei 1 ms, für 120 U/min bei 0,5 ms. Bei einer gesamten Simulationsdauer von 2 s ergeben sich so 2000 bzw. 4000 Zeitschritte. Nach der Rechnung können die Ergebnisse aufbereitet und ausgewertet werden. Betrachtet werden zunächst die Von-Mises-Vergleichsspannungen. Das am stärksten belastete Bauteil ist die MA-Koppel, dort erreichen die Spannungen Höchstwerte von $\sigma_{max}=175,3 \text{ kPa}$ und sind damit deutlich geringer als die Streckgrenze des RP-Materials von bis zu $R_e=25 \text{ MPa}$ (Voxeljet AG, 2013). Weitere Ergebnisse der Simulation sind die Stößelposition und die Stößelbeschleunigung über eine volle Umdrehung bei konstanter Drehzahl. Da die Simulation theoretisch mit beliebigen stationären Drehzahlen durchgeführt werden kann, bietet es sich an den Stößelweg nicht über die Zeit aufzutragen, sondern über den Exzenterwellenwinkel, da so ein drehzahlunabhängiger Vergleich möglich ist. Da sich das System im zweiten Lastschritt im stationären, eingeschwungenen Zustand befindet, ist es nun möglich aus den entsprechenden Daten eine Periode zu extrahieren. Um den Einfluss eventueller Effekte durch den zwar stetigen, aber nicht differenzierbaren Übergang zwischen den Lastschritten zu minimieren, wird die zeitlich letzte Periode verwendet. Neben dem Stößelhub wird auch seine erste und zweite Ableitung berechnet, dies ist die Stößelgeschwindigkeit $dS/dt=\dot{S}$ beziehungsweise die Stößelbeschleunigung $d^2S/dt^2=\ddot{S}$. Sie sind drehzahlabhängig, werden aber der besseren Vergleichbarkeit halber wie der Stößelweg über den Exzenterwellenwinkel aufgetragen. Zusätzlich zu den bereits betrachteten Werten werden ebenfalls die Lagerkräfte bei der Simulation aufgezeichnet. Dabei sind besonders die vertikalen, also in z-Richtung gerichteten, Lagerkräfte interessant, da sich deren Summe auf das Fundament der Presse überträgt. Die Funktionalität des Prinzips des Massenausgleichs zu deren Abminderung kann so in der Simulation bereits theoretisch nachgewiesen werden. Um einen Vergleich zwischen den Simulationsmodellen mit beziehungsweise ohne Massenausgleich durchführen zu können, werden die Summen der Lagerkräfte in z-Richtung gebildet und analysiert. Während es beim Modell ohne Massenausgleich zwei Lagerungen gibt, nämlich die an der Exzenterwelle und die an der Schwinge, gibt es beim Modell mit Mas-

senausgleich zusätzlich noch die Lagerung an der MA-Koppel. Dabei wurden nur die Lagerungen in Betracht gezogen, die Kräfte in z-Richtung aufnehmen können, somit fallen die Führungsbuchsen aus diesem Schema heraus. Möchte man nun die auf das Gestell übertragenen Vibrationen effektiv vergleichen, so bietet es sich an, lediglich die dynamischen Lasten zu betrachten. Dazu müssen von den Lagerkraftsummen mit und ohne Massenausgleich die entsprechenden, durch die Modellmassen verursachten, statischen Gewichtskräfte abgezogen werden. Ein Vergleich beider dynamischen Lagerlastsummen miteinander ist in Abbildung 5 gegeben.

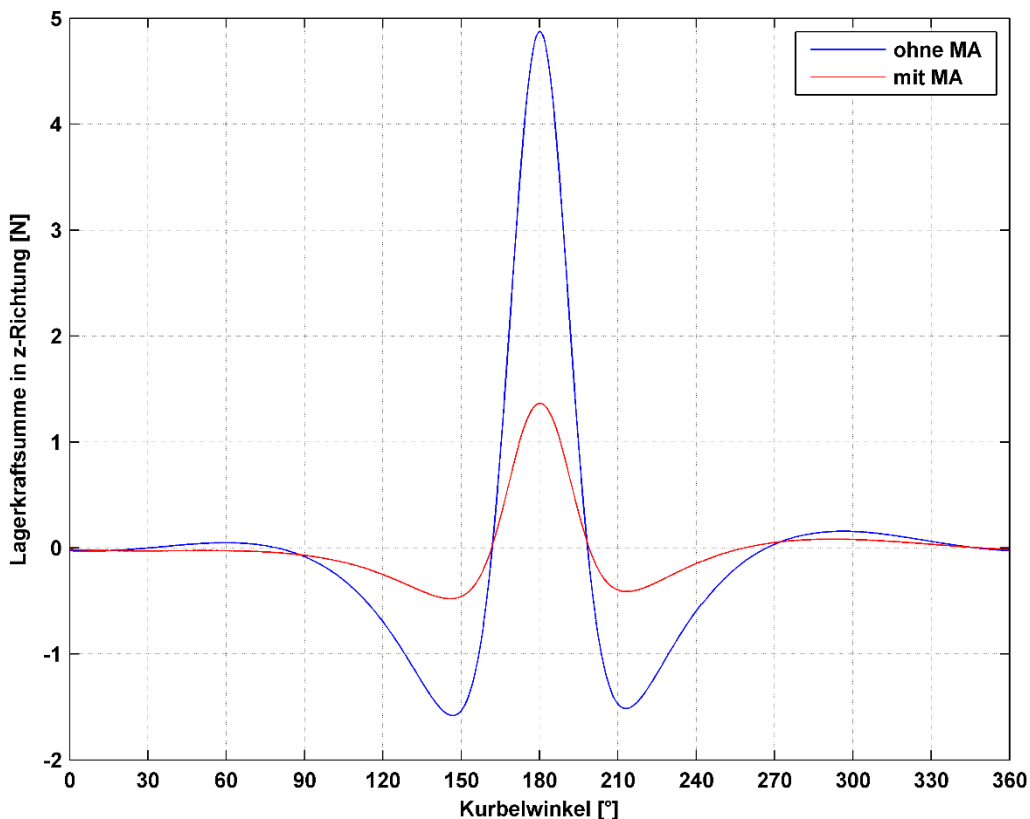


Abbildung 5: Vergleich der dynamischen Lagerkraftsummen mit und ohne Massenausgleich bei 120 U/min

Die Absolutwerte des Kraftsummenmaximums sind für das Modell ohne Massenausgleich $F_{max}=4,87N$, für das Modell mit Massenausgleich reduziert sich dieser auf $F_{max,MA}=1,37N$. Damit entspricht das dynamische Kraftmaximum beim Modell mit Massenausgleich ca. 28 % des Maximums ohne Massenausgleich.

Vergleich der Ergebnisse mit Messdaten

Zur Verifikation des Simulationsmodells werden die durch Simulation erzeugten Daten nach dem Aufbau des Realmodells mit an letzterem durchgeführten Messungen verglichen. Dazu

werden die Daten verschiedener am Modell angebrachter Sensoren aufbereitet und ausgewertet.

Messaufbau

Im Versuch am Realmodell werden folgende drei Größen bestimmt: Die Stößelposition S , die Stößelbeschleunigung $\ddot{S}=d^2S/dt^2$ und die Gestellkräfte. Letztere sind die Lagerkräfte in senkrechter Richtung zum Boden, die über das Fundament abgestützt werden müssen. Während die Position und die Beschleunigung des Stößels direkt mittels geeigneter Sensoren aufgezeichnet werden kann, müssen die Reaktionskräfte in den Lagern indirekt hergeleitet werden. Dazu wird das Fundament durch eine Bodenplatte ersetzt, auf der vier Beschleunigungssensoren in jeder Ecke angebracht werden. Diese Bodenplatte ist mit vier Federn an der Erde gelagert. Die Lagerkräfte übertragen sich beim Betrieb über das Gehäuse zur Bodenplatte und regen diese zum Schwingen an. Aus den Messdaten der Beschleunigungssensoren lässt sich dann die eingeleitete Kraft bestimmen, da die Masse des gesamten Aufbaus bekannt ist. In Abbildung 6 ist der Messaufbau schematisch dargestellt. Die Positionsmessung am Stößel wird dabei mit einem optischen Sensor durchgeführt.

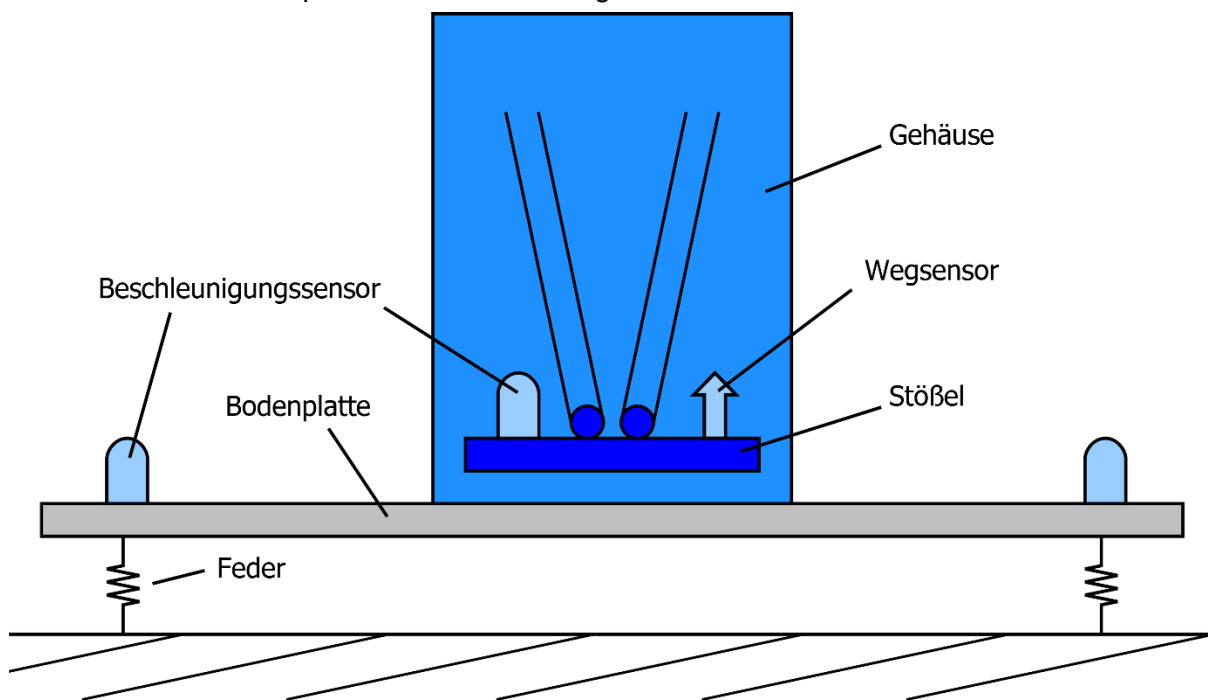


Abbildung 6: Seitliche schematische Darstellung des Messaufbaus

Verifikation der Simulationsergebnisse

Um die Simulationsergebnisse zu verifizieren, werden sie mit den Messdaten verglichen und die Ergebnisse evaluiert. Zunächst wird dazu die Stößelhubkurve betrachtet (siehe Abbildung 7). Es ist deutlich zu erkennen, dass die Messkurve zwar dem prinzipiellen, qualitativen Verlauf der simulierten Kurve folgt, allerdings für beide Drehzahlen unterschiedlich ausgeprägte Abweichungen vorliegen. Zum einen ist bei beiden Messkurven das erste Kurvenmaximum auffallend niedriger, zum anderen existiert ein Überschwinger nach dem Arbeitshub.

Diese Charakteristiken sind beide für 60 U/min stärker ausgeprägt als für 120 U/min. Außerdem ist im unteren Umkehrpunkt für 60 U/min ein Nachlauf zu verzeichnen. Es ist naheliegend, dass diese Effekte auf Lagerspiel am Realmodell zurückzuführen sind. Dieses wird durch Messungen ermittelt und beträgt kumulativ über alle Lager 1,35 mm. Da sich die spielfrei simulierte Kurve nur minimal mit der Drehzahl aufgrund der Elastizität der Bauteile ändert, wird im Folgenden nur eine simulierte Vergleichskurve herangezogen. In Abbildung 7 sind die Messkurven mit dem simulierten Stößelhub und dem theoretischen Spielkorridor visualisiert. Dabei fällt

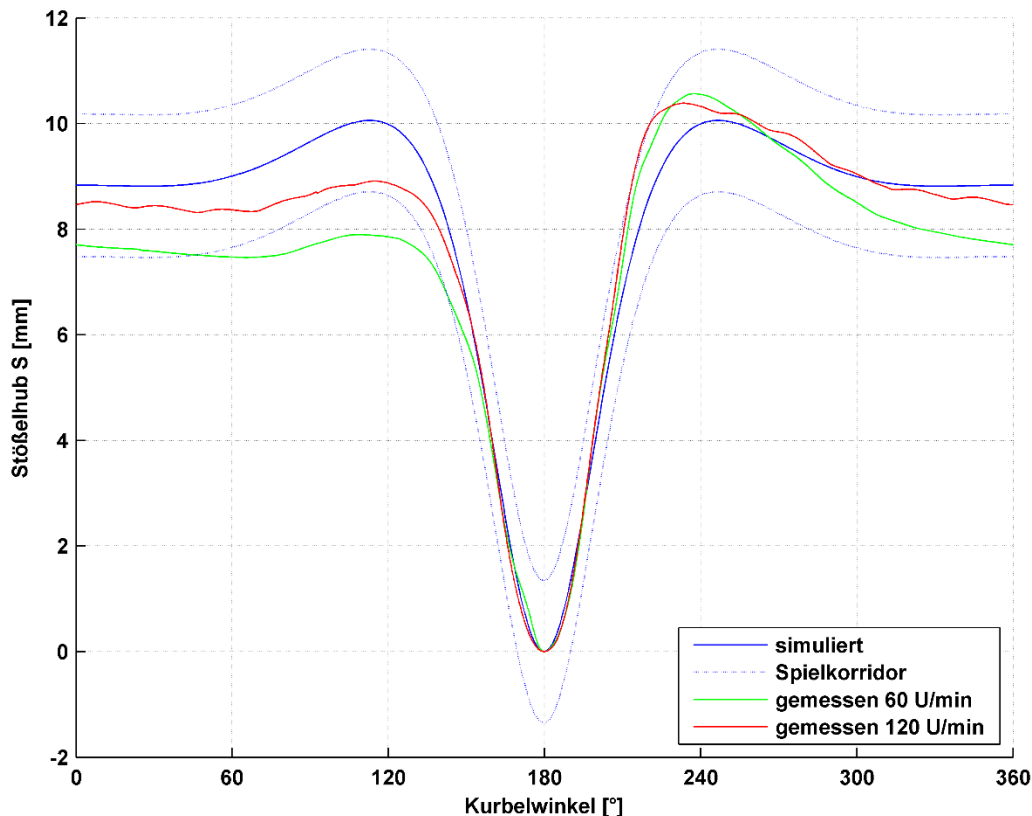


Abbildung 7: Vergleich beider Messkurven mit der Simulation und dem theoretischen Lager-spiel

auf, dass sich die Kurve für 120 U/min größtenteils innerhalb des Spielkorridors aufhält, während die Kurve für 60 U/min diesen vor dem Arbeitshub deutlich verlässt. Jedoch ist der Betrag des kurzen Anstiegs vor dem Arbeitshub sowie der Überschwinger danach vergleichbar. Das tiefere Absacken der Kurve für 60 U/min im Bereich für Exzenterwellenwinkel von 300 bis 60 Grad ist auf das Lagerspiel in Kombination mit der niedrigeren Drehzahl, sowie einen leicht asynchronen Lauf der Stößelanlenkpunkte zurückzuführen. In dieser Quasi-Ruhephase können bei einer niedrigen Drehzahl sämtliche Lager durch die Schwerkraft an den unteren Lageranschlag hinuntersacken, während bei 120 U/min der dynamische Teil aus dem Antrieb dominiert und solche schwerkraftbedingten Effekte unterdrückt. Dieser Anschlag ist bei beiden Kurven für einen Exzenterwellenwinkel von ca. 70° zu beobachten. Bis zu dieser Marke fallen

die Kurven etwa gleichmäßig ab, dabei ist es zu erwarten, dass die Kurve für 60 U/min stärker absinkt, da hier in dieser Phase mehr Zeit für die Schwerkraftwirkung zur Verfügung steht. Das Absinken der Kurve bei 60 U/min unter den Spielkorridor kann mit einem Kippen des Stößels um die z-Achse begründet werden. Dieses Kippen wird durch das Lagerspiel in den Säulenführungen des Stößels und den asynchronen Lauf der Stößelanlenkpunkte hervorgerufen. Da sich der Messpunkt für den Stößelweg in der Stößelmitte befindet, die Kippung jedoch je nach Richtung der Bewegungsumkehr jeweils links oder rechts in den Führungen stattfindet, erhöht sich das gemessene Lagerspiel. Der Überschwinger nach dem Arbeitshub lässt sich mit der Trägheit des Stößels erklären. Die schnelle Stößelbewegung nach oben nach dem raschen Rückhub wird beibehalten, bis das Spiel überwunden ist. Als nächste Größe ist die Stößelbeschleunigung zu überprüfen. Dabei werden die Messungen bei den Drehzahlen 60 und 120 U/min mit der Simulation verglichen. Des Weiteren findet dieser Vergleich am Modell mit Massenausgleich statt. Eine Gegenüberstellung ist in Abbildung 8 gegeben.

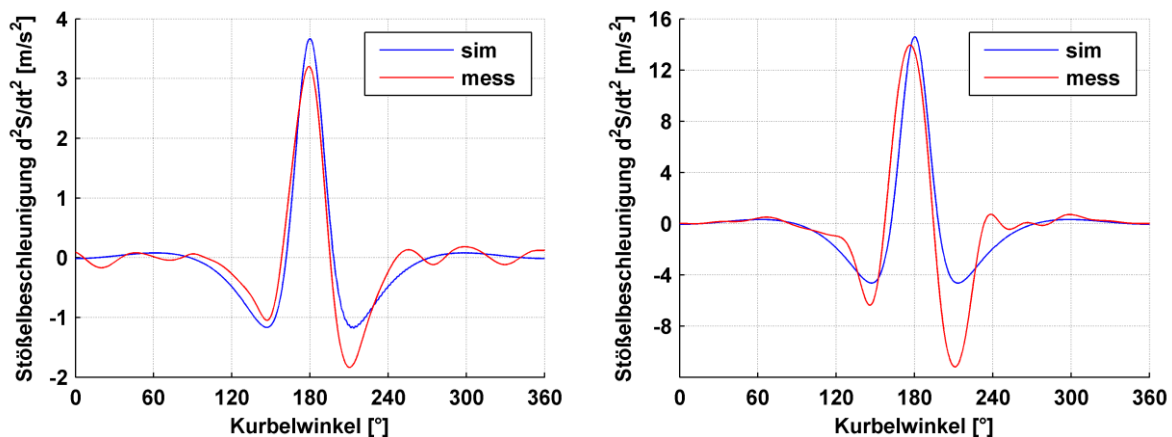


Abbildung 8: Vergleich der simulierten Beschleunigungskurven des Stößels mit den Messdaten für 60 U/min (links) und 120 U/min (rechts) mit Massenausgleich

Zu bemerken ist, dass während das erste lokale Minimum vor dem Arbeitshub bei 60 U/min gut übereinstimmt, das simulativ bestimmte Maximum nicht erreicht wird. Bei 120 U/min gibt es Abweichungen beim ersten Minimum, demgegenüber ist die Differenz zwischen den Maximalwerten kleiner als bei 60 U/min. Das zweite Minimum nach dem Arbeitshub weist bei beiden Kurven einen Überschwinger auf. Dieser ist sowohl gemessen an seinem Absolutbetrag als auch relativ betrachtet ebenfalls bei 120 U/min höher. Für die Verifikation der Gestellkräfte wird auch hier ein grafischer Vergleich zwischen den simulierten und gemessenen Daten herangezogen. Da die Beschleunigungen mit steigender Drehzahl zunehmen, werden die Daten für 120 U/min ausgewertet, um den Einfluss des Massenausgleichs zu demonstrieren. In Abbildung 9 sind beide Datensätze ohne und mit Massenausgleich dargestellt. Analog zur Evaluation der Effektivität des Massenausgleichs anhand der Simulationsdaten lässt sich auch hier ein Vergleich der Kraftspitzen der Messdaten anführen. Dabei ist das Kraftmaximum der Gestellkräfte $F_{max}=4,87N$ für die Messungen am Modell ohne Massenausgleich. Mit Massenausgleich verringert sich dieser Wert auf $F_{max,MA}=1,59N$. Dies entspricht einer Senkung der

Gestellkräfte auf 33 % des Referenzwertes für den Versuch ohne Massenausgleich. Die Simulation hat eine Senkung auf 28 % vorhergesagt.

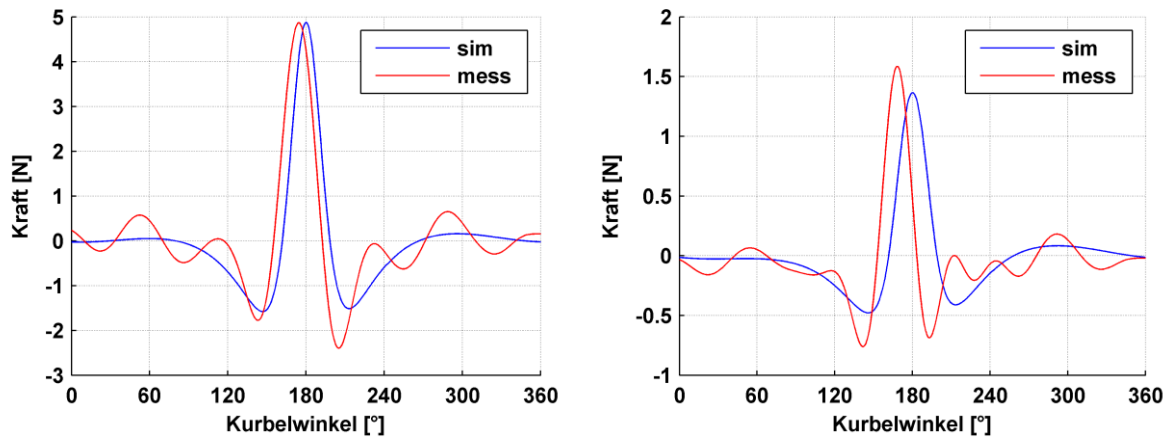


Abbildung 9: Vergleich der simulierten Gestellkräfte mit den gemessenen für 120 U/min ohne Massenausgleich (links) sowie mit Massenausgleich (rechts)

Fazit

Die Funktionalität des Massenausgleichs kann in der Simulation und durch Messungen bestätigt werden. Der Unterschied der ins Fundament eingeleiteten dynamischen Kräfte zwischen den Modellen mit und ohne Massenausgleich ist signifikant, sowohl im numerischen Rechenmodell, als auch im Messaufbau. Überdies weisen die Ergebnisse eine gute Übereinstimmung auf, durch die das Rechenmodell verifiziert wird. Die Schnellläuferpresse mit Koppelgetriebe und Massenausgleich kann daher anhand des numerischen Modells zuverlässig weiter optimiert werden.

Literatur

- [Barthel u. Kopp 2012] Barthel, Tom ; Kopp, Thomas: Entwicklung kalkulatorischer Kenngrößen zur Gestaltung von Scherschneidprozessen und Bewertung der Bauteilqualität bei Anwendung hoher Schneidgeschwindigkeiten. Chemnitz und München, Fraunhofer IWU, TU München, Diss., 2012
- [Benkert u. a. 2014] Benkert, Tim ; Thümmel, Thomas ; Krinner, Andreas: Entwurf eines Pressenantriebes zum Hochgeschwindigkeitsscherschneiden. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): 17. VDI-Getriebetagung Bewegungstechnik 2014 Bd. 2237. Düsseldorf: VDI-Verl., 2014. – ISBN 978-3-18-092237-9, S. 135–146
- [Chua u. a. 2010] Chua, Chee K. ; Leong, Kah F. ; Lim, C. S.: Rapid prototyping: Principles and applications. 3rd ed. Singapore and Hackensack, NJ: World Scientific, 2010. – ISBN 9789812778970
- [Liou 2007] Liou, Frank W.: Rapid Prototyping and Engineering Applications: Dekker Mechanical Engineering. Hoboken : Taylor & Francis Ltd., 2007 (Dekker Mechanical Engineering). – ISBN 9781420014105
- [Schmoeckel u. a. 1992] Schmoeckel, Dieter ; Gredy, Peter ; Stein, Bernd: Verbesserung der Schnittqualität durch Hochgeschwindigkeitsscherschneiden. In: Stahl (1992), Nr. 43, S. 29–32
- [Thümmel 2012] Thümmel, Thomas: Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 11, Schwingungstechnik. Bd. 345: Experimentelle Mechanismendynamik: Messung Modellierung Simulation Verifikation Interpretation und Beeinflussung typischer Schwingungsphänomene an einem Mechanismenprüfstand. Düsseldorf : VDI-Verl, 2012. – ISBN 978-3-18-334511-3
- [Volk u. a. 2014] Volk, Wolfram ; Benkert, Tim ; Thümmel, Thomas ; Krinner, Andreas: Mechanische Schnellläuferpresse mit Koppelrastgetriebe. In: Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. (Hrsg.): Fabrik der Zukunft Bd. T 38. Hannover : Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V., 2014 (Tagungsband). – ISBN 978-3-86776-435-3, S. 71–93
- [Voxeljet AG 2013] Voxeljet AG: Technische Daten RP-Material. 2013