

Weiterentwickeltes Warmwalzsimulationsmodell von Aluminiumlegierungen für die Berücksichtigung des Bandprofils

Peter Simon¹, Georg Falkinger¹, Klaus Zeman², Thomas Pumhössel²

¹AMAG rolling GmbH

² Institut für Mechatronische Produktentwicklung und Fertigung, JKU Linz

1 Einleitung

Um Störungen bei der Herstellung von Blechbauteilen, zum Beispiel in Presswerken, zu vermeiden, sind an die Planheit der zu verarbeitenden Aluminiumbleche höchste Anforderungen zu stellen. Um diese Anforderungen zu erfüllen, ist unter anderem das sich einstellende Bandquerprofil, d.h. der Verlauf der Banddicke über die Bandbreite, im Prozessschritt Warmwalzen ausschlaggebend. Um das Bandquerprofil auch in der Simulation zu berücksichtigen, wurde ein bestehendes Modell für das Warmwalzen von Aluminium erweitert und angepasst. So ist die Berücksichtigung der Stützwalzen im Modell zwingend erforderlich, um die Wirkung der Arbeitswalzenbiegung für die Beeinflussung des Bandprofils realistisch zu modellieren. Um den Walzspalt unter Last „richtig“ einzustellen, d.h. die unvermeidbaren, elastischen Verformungen des Walzgerüsts mit geeigneten Stellsystemen, wie z.B. der Arbeitswalzenbiegung, möglichst gut kompensieren zu können, bedarf es einer hinreichend genauen Vorab-Berechnung der zu erwarteten Walzkraft. Da die Banddicke über die Bandbreite nur um wenige Zehntel Millimeter variiert, ist eine entsprechend feine Vernetzung mit ausreichend kleinen Elementlängen für Walzen und Band erforderlich. Dies führt zu großen Modellen mit hoher Anzahl von Freiheitsgraden bzw. Elementen. Mit den Modellen konnten prozessrelevante Effekte, wie zum Beispiel der während des Warmwalzens entstehende thermische Ballen der Arbeitswalzen, auch in der Simulation untersucht und nachgewiesen werden. Der vorliegende Beitrag fasst wesentliche Modellierungsaspekte für die Warmwalzsimulation unter Berücksichtigung des Bandprofils zusammen. Anhand eines Vergleichs des virtuellen (berechneten) Bandquerprofils mit dem Bandquerprofil aus einem realen Walzversuch wird die Eignung des erweiterten Simulationsmodelles für das Warmwalzen beurteilt.

2 Bandplanheit und Bandprofil

Beim Walzen von Metallbändern ist die Bandplanheit ein Indikator dafür, wie gleichmäßig die Dickenreduktion bzw. Verlängerung über die Breite des Bandes gelingt. Treten keine bzw. nur sehr geringe Längenunterschiede über die Bandbreite auf, so bleibt das Band „perfekt“ plan. Treten dagegen unterschiedliche Dickenreduktionen über die Bandbreite auf, so führt dies zu ungleichmäßigen Bandverlängerungen, und demzufolge tritt eine lokale Welligkeit auf [1, 2]. Zwei typische Planheitsdefekte, die während der Herstellung von Aluminiumbändern auftreten können sind in Abbildung 1 dargestellt. Mittenwellen entstehen beim Walzen durch eine zu große Stichabnahme in der Bandmitte. Dadurch wird das Band in der Mitte dünner und somit länger als in den benachbarten Bereichen. Überschreiten diese Längenunterschiede über die Bandbreite ein bestimmtes Maß (Beulkriterium), welches von der Banddicke, dem Elastizitätsmodul und der Verteilung der Längenunterschiede über die Breite abhängt, dann beult das Blech aus. Dies wird der Bandmitte in Form von Mittenwellen sichtbar. Mögliche Ursachen sind:

- Größere Dickenüberhöhung im Bandmittenbereich auf der Einlaufseite des Walzgerüsts
- Erhöhter Walzenballen (Walzenschliff, Temperatur)
- Bessere Schmierung im Walzspalt in der Bandmitte

Bei einem zu starken Überwalzen der beiden Bandränder tritt dementsprechend eine Randwelligkeit auf.

Insbesondere beim Kaltwalzen erfolgt die Umformung des Bandes hauptsächlich nur noch in Längen- und Dickenrichtung, weil ein Materialquerfluss in Breitenrichtung bei geringen Banddicken immer

weniger möglich ist. Das relative Bandprofil, das die Dickenunterschiede über die Bandbreite, bezogen auf die mittlere Banddicke, beschreibt, soll dabei nahezu unverändert bleiben, da eine Änderung des relativen Bandprofils sehr starke Auswirkung auf die Bandplanheit hat. Deshalb ist es vor dem Kaltwalzen notwendig, das gegebene Warmbandprofil zu kennen, um den Walzspalt mittels thermischer und mechanischer Stellglieder so einzustellen, dass das relative Bandprofil bei der Umformung möglichst unverändert bleibt. Typische Bandprofilformen sind in Abbildung 2 dargestellt. Bei der Rechteckform ändert sich die Banddicke über die Bandbreite nur unwesentlich. Sehr häufig wird aber die Zigarrenform mit einer leichten Dickenüberhöhung in Breitenrichtung von wenigen Prozent gewählt, da dies zu einem besseren Bandlauf bei den nachfolgenden Prozessschritten führt. Bei der Knochenform bildet sich ein konkaves Profil aus, das heißt, in den Randbereichen ist das Band dicker als in der Bandmitte. Unsymmetrische Profile, wie die Keilform, sollten nach Möglichkeiten vermieden werden, da bei der Weiterverarbeitung Probleme hinsichtlich Bandlauf und Geradheit der Bänder (Säbeligkeit) zu erwarten sind. Bei dieser Form ist ein Randbereich deutlich dicker als der andere.

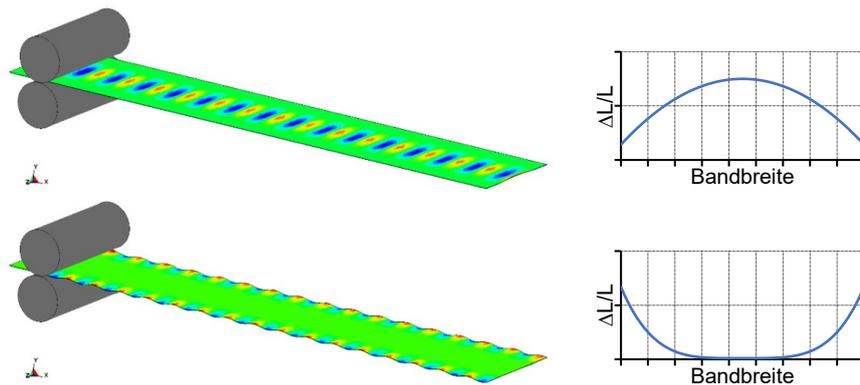


Abbildung 1: Beispiele möglicher Planheitsdefekte: Mittenwellen (oben) und Randwellen (unten)

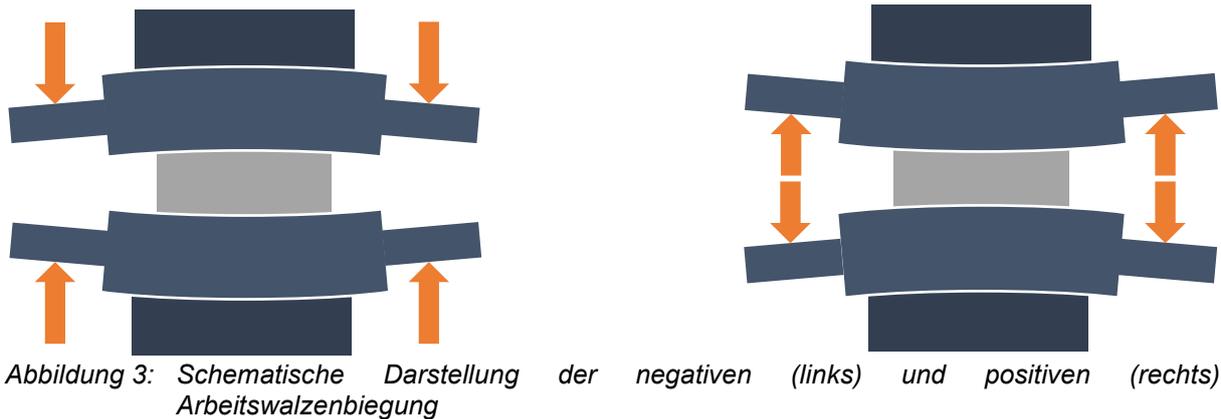


Abbildung 2: Typische Bandprofilformen

Das Bandprofil kann vor allem während des Warmwalzens beeinflusst werden, da hier die Banddicke noch groß genug ist, um einen ausreichenden Materialquerfluss zu erzielen. Ausschlaggebend dafür ist aber das sich einstellende Walzspaltprofil, welches unter anderem durch

- die von den Walzparametern (z.B. Bandbreite, Stichabnahme, Walzenradius) und dem zu walzenden Material abhängige Walzkraft,
- die Durchbiegung der oberen und unteren Walzensätze (Arbeits- und Stützwalze),
- der Arbeitswalzenbiegung,
- den Arbeitswalzenschliff
- und die Arbeitswalzenkühlung

beeinflusst wird. Zu den thermischen Stellgliedern zählt die Arbeitswalzenkühlung, wodurch der thermische Ballen eingestellt werden kann. Zu den mechanischen Stellgliedern zählt neben dem Walzenschliff und der Stichabnahme, welche einen Einfluss auf die Walzkraft und damit auf die Durchbiegung der Arbeitswalze und Stützwalze hat, die Arbeitswalzenbiegung. Dabei ist in positive und negative Arbeitswalzenbiegung zu unterscheiden. Bei der positiven Biegung wird die Arbeitswalze um die Stützwalze und bei der negativen Biegung um das Band, wie in Abbildung 3 dargestellt, „gebogen“.



3 Modellierungsansätze Bandprofil

Das Ziel der vorliegenden Studie ist es, zu untersuchen, ob die gewählten Modellierungsansätze für die Warmwalzsimulation mit LS-Dyna für eine zuverlässige Vorhersage des Bandprofils geeignet sind. Dabei konnte auf ein bereits bestehendes, einfacheres Warmwalzsimulationsmodell zurückgegriffen werden [3]. Dieses einfache Modell besteht unter Ausnutzung der Viertelsymmetrie nur aus einer starren Arbeitswalze und dem Walzbarren, da bei diesem Modell der Fokus auf der Simulation der Entwicklung der Werkstoffeigenschaften lag. So wurde ein ***MAT_USER_DEFINED_MATERIAL_MODEL** zur Berechnung der temperatur- und dehnratenabhängigen Fließspannung auf Basis der Versetzungsdichteentwicklung nach Kocks-Mecking [4] adaptiert und in LS-Dyna implementiert. Darüber hinaus wurde dieses benutzerdefinierte Werkstoffmodell noch um ein Erholungsmodell [5], ein Porenmodell [6] und ein Kantenrissmodell [7] ergänzt. Dieses Werkstoffmodell wird auch im Weiteren für die Warmwalzsimulation des Bandprofils herangezogen.

3.1 Modellierung Walzgerüst

Um Rechenzeit einzusparen, wurde die Ausnutzung der Symmetrie für die Modellierung des Walzprozesses, wie in Abbildung 4 dargestellt, beibehalten. Die Stützwalze und die Arbeitswalze sind zunächst im Bereich der Kontaktoberflächen mit einer charakteristischen Elementlänge von etwa 28,5 mm vernetzt. Abbildung 4 (rechts) zeigt die gewählte Vernetzung in diesem Bereich detaillierter. Im inneren Bereich der Walzen ist eine gröbere Vernetzung um das 2- bis 3-fache ausreichend. Für das Aufbringen der Rotation und der Biegekraft der angetriebenen Arbeitswalze dient die Ergänzung einer einzelnen, starren Elementscheibe (in Abbildung 4 rot dargestellt) am Ende des Arbeitswalzenzapfens. Für die beiden Körper der Arbeits- und Stützwalze kommt ***MAT_ELASTIC** als mechanisches und ***MAT_THERMAL_ISOTROPIC** als thermisches Werkstoffmodell zum Einsatz. Um die Ausbildung des thermischen Ballens während des Walzprozesses zu berücksichtigen, wurde noch die thermische Ausdehnung mittels ***MAT_ADD_THERMAL_EXPANSION** ergänzt.

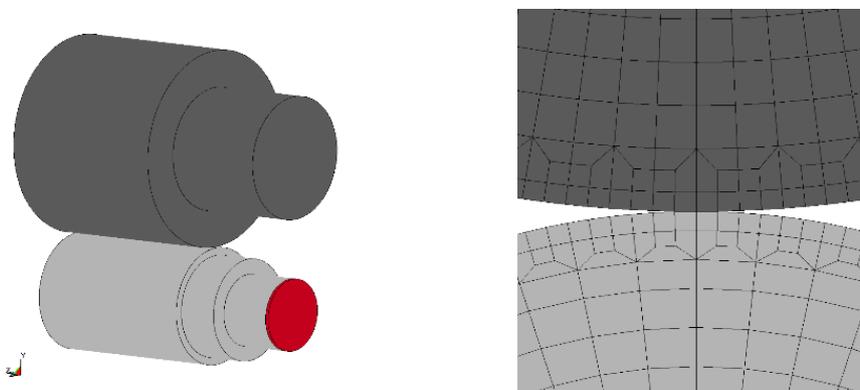


Abbildung 4: Viertelmodell des Walzgerüsts (links) und Detailvernetzung im Walzenkontakt (rechts)

Da sich das Walzgerüst aufgrund der eingeleiteten Walzkraft während des Walzens um einige Millimeter verformt, muss dies ebenfalls im FE-Modell berücksichtigt werden. Dafür kommt ein einzelnes Federelement zum Einsatz, welches mit dem Zapfen der Stützwalze verbunden ist. Bei dem zweiten freien Knoten des Federelementes sind die Verschiebungen in alle 3 Richtungen über ***BOUNDARY_SPC_NODE** gesperrt. Im Werkstoffmodell ***MAT_SPRING_ELASTIC** für die Feder wurde die bekannte Federsteifigkeit des Walzgerüsts hinterlegt. Als expliziter Solver wird LS-Dyna mpp R10.0 eingesetzt.

3.2 Virtuelle Barrenlänge

Für die Vorhersage des sich einstellenden Bandprofils ist das Erreichen eines stationären Prozesszustandes notwendig. Deshalb wurde eine Studie mit unterschiedlichen, virtuellen Barrenlängen durchgeführt, um die für das Erreichen eines stationären Prozesszustandes notwendige virtuelle Barrenlänge zu ermitteln. Abbildung 5 zeigt einen Vergleich von drei unterschiedlichen virtuellen Barrenlängen. Dabei wird die Oberfläche einer halben Bandbreite entlang der gewalzten Bandlänge betrachtet. Farblich ist die Abweichung zur Soll-Dicke als Dickenplot dargestellt. Aus dieser Darstellung ist ersichtlich, dass eine virtuelle Barrenlänge von 1.0 m nicht ausreichend ist. Es bildet sich kein stationärer Bereich aus, sondern es überlagern sich instationäre Einlauf- und Auslaufeffekte. Bei einer virtuellen Barrenlänge von 6.0 m ist der stationäre Bereich bereits über eine Länge von 4.0 m voll ausgebildet. Der Bandauslauf ist für diese Variante etwas anders ausgeprägt, da die Walzenbiegung und Walzenrotation zu früh (bereits etwa 0.5 m vor dem Durchlauf des Bandendes durch den Walzspalt) zurückgenommen wurden. Für die virtuelle Barrenlänge von 3.0 m ergibt sich ein stationärer Bereich von etwa 1.0 m, was ausreichend für eine Auswertung des Profils ist.

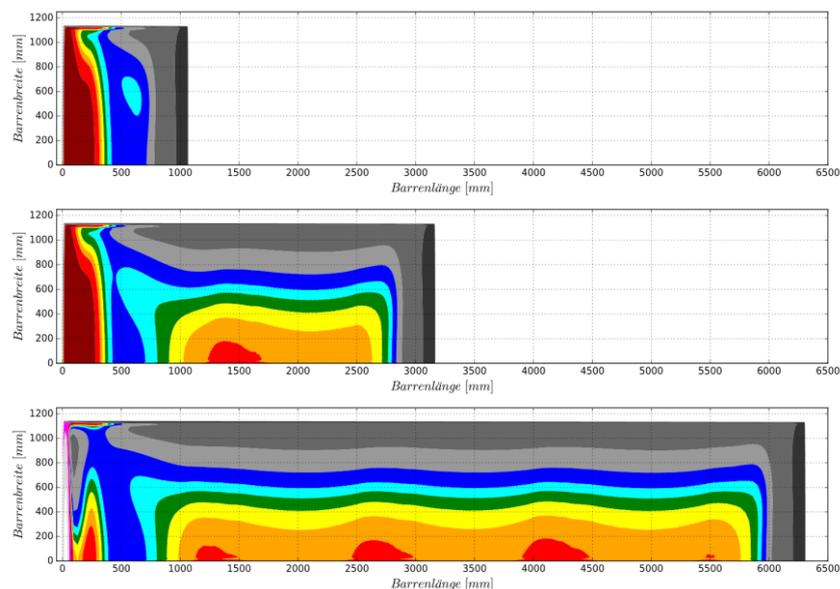


Abbildung 5: Vergleich der Dickenunterschiede über die halbe Breite des gewalzten Bandes bei unterschiedlichen virtuellen Barrenlängen (von oben: 1.0 m, 3.0 m, 6.0 m)

Insbesondere für die Variante mit 6.0 m Barrenlänge sind gewisse Oszillationen des Bandquerprofils über die Bandlänge erkennbar. Eine erste Vermutung für dieses Schwingen war das Auftreten einer möglichen Schwebung aufgrund geringfügig unterschiedlicher Vernetzungen (Elementlängen) von Band und Walzen. Eine Schwebung entsteht, wenn sich zwei Schwingungen mit geringfügig unterschiedlichen Frequenzen überlagern. Die resultierende Schwingung zeigt dann ein periodisches Anschwellen und Abschwellen der Amplitude, wie in Abbildung 6 dargestellt ist [8]. Die beiden Frequenzen f_1 und f_2 unterscheiden sich dabei um 10 %. Aufgrund der ähnlich langen Elementkantenlängen von Arbeitswalze und Stützwalze bilden sich beim Abrollen der Walzen geringfügig unterschiedliche, netzabhängige Frequenzen aus, welche sich überlagern und dann zu den Schwebungseffekten führen. Nachfolgend wurde eine Studie mit unterschiedlichen Vernetzungen für das Walzgerüst durchgeführt, um den Effekt der Schwebung zu eliminieren bzw. zu reduzieren.

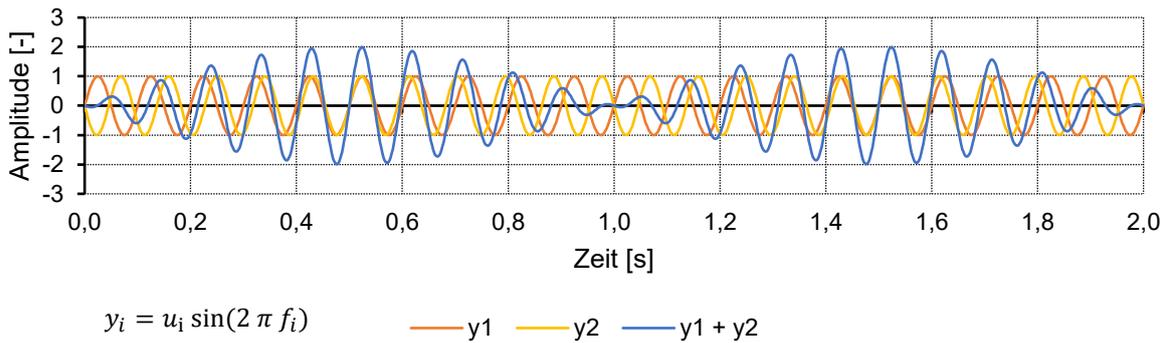


Abbildung 6: Beispiel einer Überlagerung von zwei Schwingungen mit ähnlicher Frequenz

3.3 Vernetzungsstrategien

Um möglichst schnell eine schwebungsarme Vernetzungsvariante des Walzgerüsts zu finden, wurde ein einfaches Ersatzmodell erstellt. Das Vollmodell des Walzgerüsts und des Barrens wurde dabei auf eine einzelne Elementscheibe in Breitenrichtung reduziert. Alle Knoten des Ersatzmodells erhielten Symmetriebedingungen, so dass nur eine Verschiebung in Dickenrichtung und zusätzlich für den Barren noch eine Verschiebung in Walzrichtung erlaubt ist. Über die als Starrkörper definierte Mitte der Arbeits- und Stützwalze lassen sich die Walzgeschwindigkeit, sowie eine äquivalente Biegekraft aufbringen. Die Vernetzung des Barrens blieb bei dieser Untersuchung unverändert. Die zuvor aufgetretene Schwebung konnte auch mittels des Ersatzmodells nachgewiesen werden, wie es in Abbildung 7 für die Verschiebung der Arbeitswalzenachse ersichtlich ist. In Tabelle 1 sind die charakteristischen Elementlängen für jede Vernetzungsvariante des Walzgerüsts zusammengefasst. Bereits mit einer Reduzierung der Elementlänge für die Arbeitswalze um etwa 1/3 wird die Schwebung nahezu eliminiert. Trotzdem trat bei der Auswertung des Profilverlaufs in Walzrichtung des Barrens noch eine Oszillation auf. Es ist anzunehmen, dass für diese Schwingung der Kontakt zwischen Arbeitswalze und Barren verantwortlich ist. Deshalb wurde in einem weiteren Schritt die Vernetzung des Walzgerüsts, insbesondere im Bereich der einzelnen Kontaktflächen, wesentlich feiner gewählt. Mit dieser Maßnahme konnte die Oszillation der Arbeitswalzenachse weiter reduziert werden, und es bildete sich auch keine Schwingung des Bandquerprofils über die Länge des gewalzten Bandes mehr aus.

	Arbeitswalze	Stützwalze
Variante 1	28.5 mm	28.5 mm
Variante 2	19.0 mm	28.5 mm
Variante 3	9.0 mm	14.0 mm

Tabelle 1: Charakteristische Elementlängen für die unterschiedlichen Vernetzungsvarianten

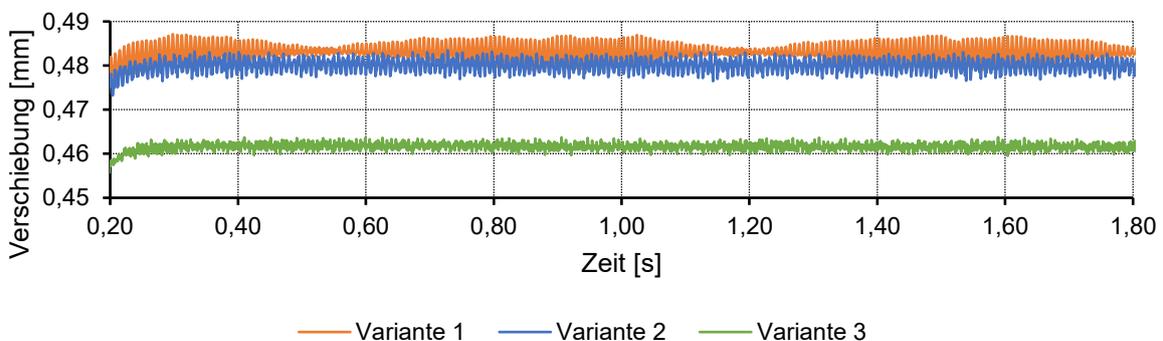


Abbildung 7: Verlauf der vertikalen Verschiebung der Arbeitswalzenachse über die Bandlänge für unterschiedliche Netzvarianten des Walzgerüsts

Ein Vollmodell des Walzgerüstes wurde anschließend mit dieser generell feineren Vernetzung und unterschiedlichen Elementlängen für Arbeitswalze und Stützwalze erstellt und berechnet. Ein Vergleich der Dickendifferenzen über die halbe Breite des Bandes bei einer virtuellen Ausgangslänge des Barrens von 4.0 m ist in Abbildung 8 gegebenen. Durch die neue Vernetzung konnte die durch die Schwebungseffekte bedingte, periodische Dickenänderung in der Bandmitte eliminiert werden.

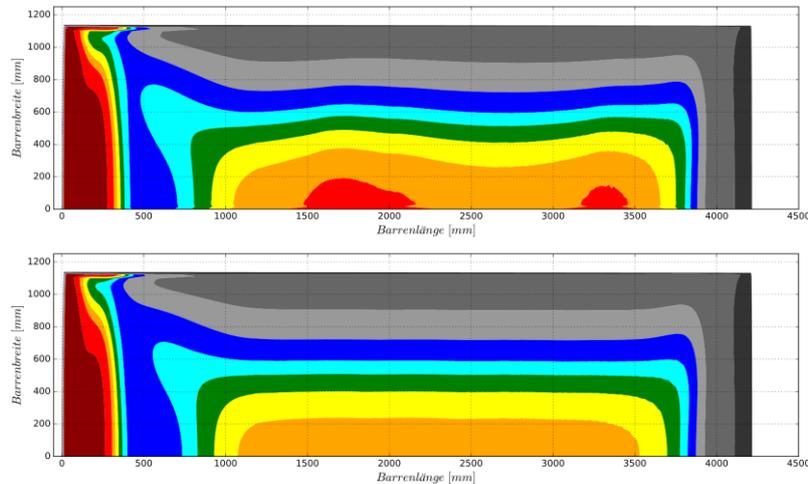


Abbildung 8: Vergleich der Dickenabweichung für eine gleichmäßige (oben) sowie ungleichmäßige und gleichzeitig feinere Vernetzung (unten) des Walzgerüstes für eine virtuelle Ausgangslänge des Barrens von 4.0 m

3.4 Thermischer Ballen

Der thermische Ballen entsteht durch die Temperaturdehnungen der Arbeitswalze infolge des Wärmeübergangs vom heißen Barren auf die wesentlich kühlere Arbeitswalze. Er hat somit einen großen Einfluss auf die Ausprägung des Bandquerprofils und damit auch auf die Bandplanheit. Anhand eines Ersatzmodells soll überprüft werden, ob die Ausbildung des thermischen Ballens auch in der Simulation abbildbar ist. Das Ersatzmodell ist dabei analog dem Scheibenmodell aus der Vernetzungsstudie aufgebaut. Die Stützwalze ist aber dabei in Dickenrichtung fixiert, wohingegen sich die Arbeitswalze in Dickenrichtung frei bewegen kann. Eine Schalenvernetzung der Barrenoberfläche im Bereich des Walzspaltes dient zur Modellierung der Wärmequelle. Die Temperatur dieser Fläche wird konstant gehalten, um das permanente Einlaufen der heißen Bandoberfläche nachzubilden. Für einen Vergleich wurden zwei Varianten berechnet:

- Barrenoberflächentemperatur T_{Barren} mit mittlerer Walztemperatur ($T_{\text{Barren}} \gg T_{\text{Walzen}}$)
- Barrenoberflächentemperatur T_{Barren} gleich der Walzenoberflächentemperatur T_{Walzen} ($T_{\text{Barren}} = T_{\text{Walzen}}$)

In Abbildung 9 ist Änderung des „Radius“ während des Walzens dargestellt. Grundlage der Analyse bildet eine Abstandsmessung zwischen der Arbeitswalzenmittelachse und einem Knoten an der Walzenoberfläche. Der erste kleine Anstieg des Abstandes oder des „Radius“ ist auf die elastische Deformation der Arbeitswalze durch das Einleiten einer äquivalenten Biege- und Walzkraft an der ausgewählten Position zurückzuführen. Die starke Reduzierung des Radius von etwas über 0.4 mm wird durch die Abplattung der Arbeitswalze im Kontaktbereich mit der Stützwalze verursacht. Bei der Variante mit gleichen Temperaturen für Barren und Walze bleibt der maximale Walzendurchmesser erwartungsgemäß auf gleichen Niveau. Bei der Variante mit der hohen Temperatur für den Barren nimmt der Radius mit jeder Umdrehung etwas zu. Eine weitere interessante Darstellung, mit der die Kontakteinstellung überprüft werden können, ist ebenfalls in Abbildung 9 dargestellt. Hier wird die Verschiebung der Arbeitswalzenachse in Dickenrichtung für beide Varianten verglichen. Bei der Variante mit gleichen Temperaturen bleibt die Verschiebung nach der Einleitung von Biege- und Walzkraft nahezu konstant. Für die Variante mit unterschiedlichen Temperaturen für Barren und Walzen bildet sich dagegen eine absteigende Treppe aus. Eine Stufe stellt dabei immer eine Umdrehung der Arbeitswalze dar. Durch die Fixierung der Stützwalze in Walzrichtung drückt sich die Arbeitswalze in Dickenrichtung mit zunehmenden Radius weiter von der Stützwalze ab, und die

Mittelachse wird zum Barren hin verschoben. Aus der Betrachtung des Radius sowie der Verschiebung der Arbeitswalze lässt sich schließen, dass ein thermischer Ballen durch den Wärmeeintrag auch in der Simulation abbildbar ist. Die erzielten Werte für die thermisch belasteten Walzen stimmen auch mit den beobachteten Werten aus der realen Produktion überein.

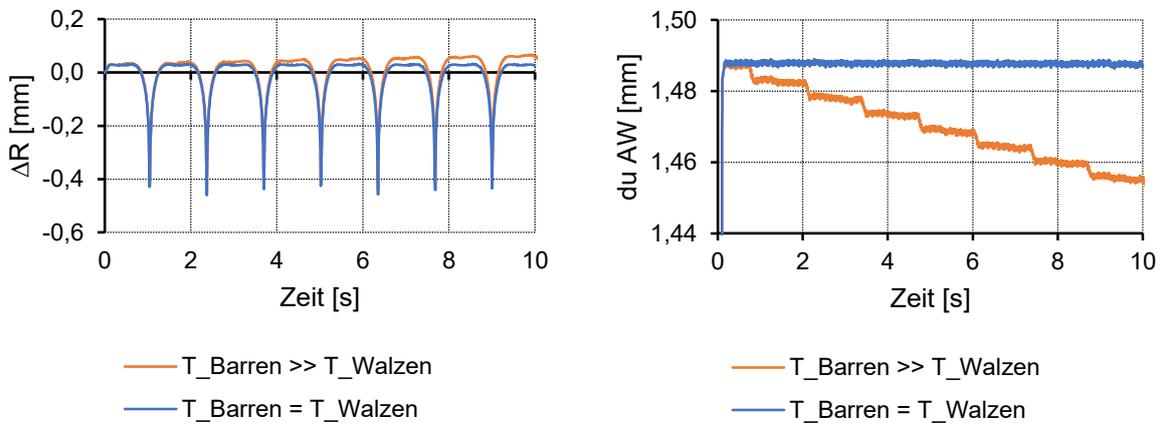


Abbildung 9: Änderung des Arbeitswalzenradius (links) und Verschiebung der Arbeitswalzenachse (rechts)

4 Analytische Kraft- und Temperaturberechnung

Eine analytische Berechnung der Walzkraft sowie der Entwicklung der Temperatur während des Walzens eines Stichplans bietet eine sehr schnelle Möglichkeit, diese abzuschätzen. Insbesondere für die Simulation ist die Vorabberechnung der Walzkraft notwendig, um den Walzspalt korrekt einstellen zu können, damit die gewünschte Zieldicke erreicht wird. Durch die Einstellung eines kleineren Walzspaltes kann die Deformation des Walzgerüsts und der Arbeitswalzen zufolge der eingeleiteten Walzkraft kompensiert werden. Zudem bietet die analytische Berechnungsmethode eine weitere Vergleichsmöglichkeit mit realen Versuchsdaten sowie mit den dazugehörigen FEM Betrachtungen.

Für das Flachwalzen von rechteckigen Querschnitte kann folgender Ansatz für die Berechnung der Walzkraft F_W herangezogen werden [9]:

$$F_W = B_m * L_d * k_w * Q_p$$

mit der mittleren Breite des Walzgutes B_m , der gedrückten Länge L_d , dem Umformwiderstand k_w und dem Wirkfaktor Q_p . Die gedrückte Länge ist der Bereich des Walzenumfangs, der sich in Kontakt mit dem Walzgut befindet, und kann wie folgt über die Dickenreduktion Δh und den abgeplatteten Walzenradius R' berechnet werden [9]:

$$L_d = \sqrt{R' * \Delta h}$$

Da das Verhältnis von R' zu R für das Warmwalzen unter 1.5 liegt, kann die Formel nach Hitchcock [10] für den abgeplatteten Walzenradius in der Kontaktfläche zwischen Arbeitswalze und Walzgut herangezogen werden:

$$R' = R * \left(1 + c_h * \frac{F_W}{B_m * \Delta h} \right)$$

Die Hitchcock-Konstante c_h kann über den Elastizitätsmodul E und der Querkontraktionszahl ν selber berechnet, oder aus der Literatur [1, 11] entnommen werden.

Für den Wirkfaktor Q_p existiert eine Vielzahl von Ansätzen [9, 12]. Der Ansatz nach Geleji [13] wurde hier gewählt, da die Walzgeschwindigkeit v_W sowie der Reibbeiwert μ direkt mit in die Berechnung eingehen:

$$Q_p = 1 + c * \mu * \frac{L_d}{H_m} * \sqrt[4]{v_W}$$

mit H_m als mittlere Dicke des Barrens und dem Koeffizienten c , welcher direkt an experimentelle Messungen der Walzkraft angepasst oder als Funktion des Walzspaltverhältnisses $\frac{L_d}{H_m}$ angegeben werden kann:

$$c = c_1 * \left(\frac{L_d}{H_m}\right)^2 - c_2 * \left(\frac{L_d}{H_m}\right) + c_3$$

Um möglichst schnell die Wärmeübergangskoeffizienten h aus experimentellen Messungen zu bestimmen, wurden für die analytische Berechnung der Barrentemperatur nur die Wärmeübergänge analog dem FE-Modell berücksichtigt:

- Konvektion von Barrenoberfläche an Umgebung:

$$\dot{q}_{\text{Konvektion}} = h * A_{\text{Oberfläche}} * (T_{\text{Oberfläche}} - T_{\text{Umgebung}})$$

- Wärmeübergang von Barren an Arbeitswalzen:

$$\dot{q}_{\text{Wärmeübergang}} = h * 2 * L_d * B_m * (T_{\text{Barren}} - T_{\text{Walzen}})$$

Die jeweilige verlorene Wärmemenge im Barren resultiert aus:

$$Q_{\text{Verlust}} = \rho * c_p * V * \Delta T$$

mit der Dichte ρ , der spezifischen Wärmekapazität c_p und dem relevanten Volumen V des Barrens. Die plastische Umformung des Barrens bewirkt einen Temperaturanstieg:

$$Q_{\text{Umformung}} = \eta * V * k_{fm} * \ln\left(\frac{h_0}{h_1}\right)$$

Darin gibt η an, welcher Anteil der Umformenergie in thermische Energie umgewandelt wird. In der Praxis werden oft Werte für η um 0.9 eingesetzt. h_0 bzw. h_1 bezeichnen die Einlauf- bzw. Auslaufdicke des Barrens. k_{fm} ist die temperatur- und dehnratenratenabhängige Fließspannung des Walzgutes, die zum Beispiel aus experimentellen Stauchversuchen direkt oder aber auch mittels entsprechenden Modellansätzen berechnet werden kann. Da das Fließspannungsmodell der Versetzungsdichteentwicklung nach Kocks-Mecking [3] bereits für das FE-Modell verwendet wird, kommt dieses ebenfalls bei der analytischen Berechnung der Walzkraft und Temperatur zum Einsatz.

Die einzelnen Formeln für die Walzkraft- und Temperaturberechnungen wurden in ein Python Skript implementiert, sodass die Berechnung eines gesamten Stichplanes erfolgen kann. Abbildung10 zeigt einen Vergleich der analytisch berechneten Werte mit den IST-Daten sowie mit einer FE-Simulation des entsprechenden Stichplans. Die analytisch berechneten Walzkraft stimmen mit den IST-Daten sehr gut überein. Die über alle Stiche gemittelte Kraftabweichung beträgt 325.2 kN, was einem Fehler von unter 3.0 % entspricht. Für die FE-Simulation liegt der Fehler in der Kraftvorhersage mit 7.3 % etwas höher. Die höhere Abweichung liegt vor allem an dem ersten und dem letzten Stich. Die Ursache für das Unterschätzen der Walzkraft bei beiden Stichen konnte noch nicht ermittelt werden. Für die Temperaturberechnung ergeben sich für beide Berechnungsmethoden wesentlich höhere Abweichungen zu den realen IST-Werten. Dies ist aber immer noch hinreichend genau, da bei der Messung der IST-Temperaturen selbst Schwankungen von 10 °C auftreten können. Die gemittelte Abweichung für die analytische Berechnung der Barrentemperatur beträgt 6.2 °C und für die FE-Simulation 9.8 °C.

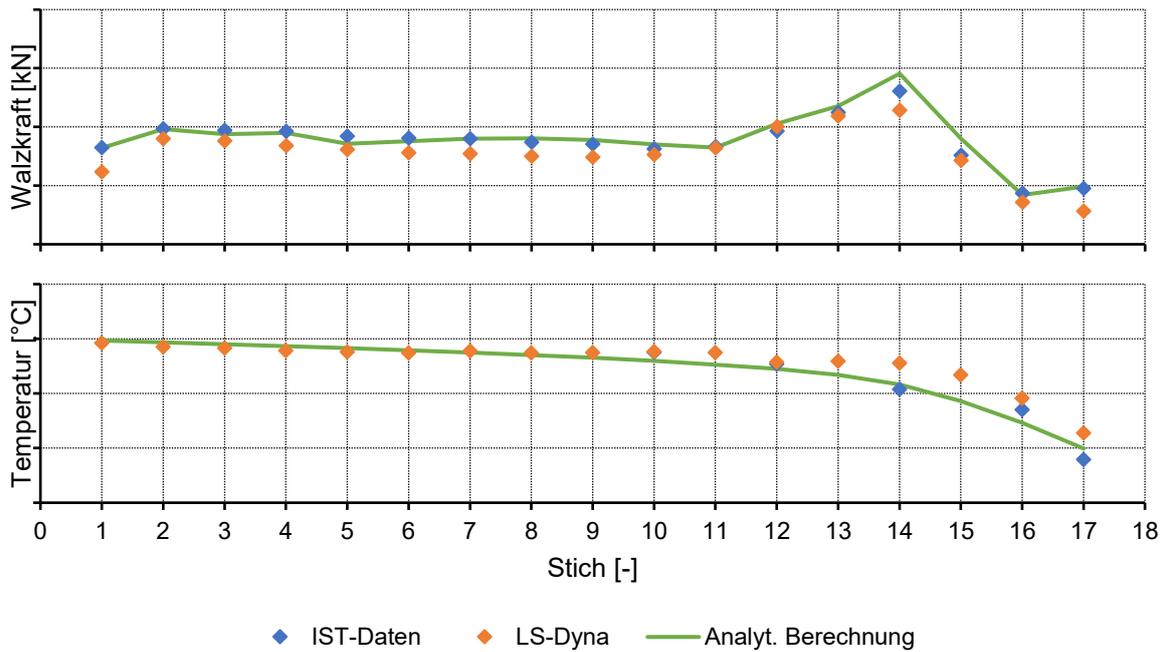


Abbildung 10: Analytisch berechnete Walzkraften (oben) und Temperaturen (unten) für einen gesamten Stichplan mit 17 Stichen im Vergleich zu IST-Daten und zum FE-Modell

5 Vergleich des Bandprofils aus einem Walzversuch mit der Simulation

Während eines Walzversuchs konnten Proben nach jedem Stich aus dem stationären Bereich des Bandes entnommen, und anschließend vermessen werden. Die Vermessung des Profils erfolgte dabei mittels Bügelmessschraube entlang der Barrenbreite im Abstand von jeweils 50 mm. Abbildung 11 zeigt die 3 durchgeführten Messungen der ersten Probe sowie das gemittelte Profil nach dem Legendre Polynomansatz [14]. Da die Messung des Profils bei Raumtemperatur erfolgte, musste die Wärmeausdehnung durch die wesentlich höhere Warmwalztemperatur von über 400 °C berücksichtigt werden. Dieses Profil unter Berücksichtigung der Wärmeausdehnung dient als Grundlage für die Vernetzung des Barrens.

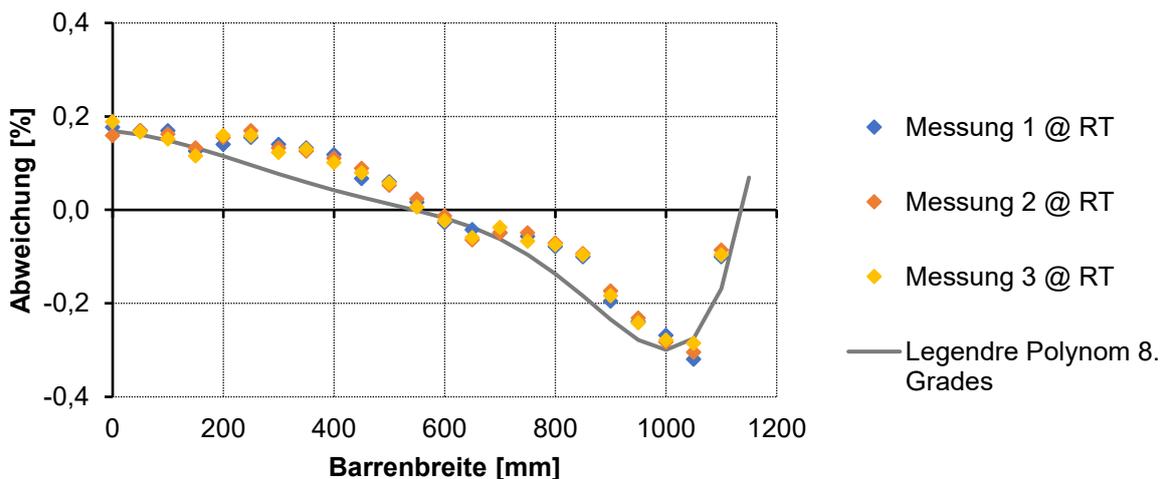


Abbildung 11: Abweichung des Bandprofils von der SOLL-Dicke auf der Einlaufseite des Walzgerüstes

Das Eingangsprofil aus der Messung konnte nun zur FE-Simulation des nachfolgenden Stiches verwendet werden. In Abbildung 12 ist die mit Legendre Polynomen erfolgte Approximation des gemessenen Bandquerprofils an der Auslaufseite, dem Bandquerprofil aus der Simulation gegenübergestellt. Die Arbeitswalzenbiegung erfolgte dabei jeweils in positive Richtung. In der Simulation wirkt sich die Biegekräft stärker aus, sodass das Profil eine schwächere Dickenreduktion zum Rand hin bzw. eine geringere Mittenüberhöhung besitzt. Die höchste Abweichung über die betrachtete halbe Barrenbreite von 0 (Mitte) bis 1000 mm (Rand) beträgt dabei 0,07 mm zum gemessenen Profil. Eine Ursache für diese Differenz liegt vermutlich in dem Fehlen des initialen thermischen Ballens in der Simulation. Die Simulation wurde mit einer gleichen anfänglichen Temperatur für alle Knoten gestartet, wohingegen sich bei der realen Messung bereits ein thermischer Ballen durch die vorangegangenen Stiche ausgebildet hatte. Der Randbereich ab einer Barrenbreite von 1000 mm kann für die Beurteilung des Profilvergleichs nicht herangezogen werden, da der Kanteneinzug des Barrens in der Simulation nicht exakt mit dem realen Kanteneinzug übereinstimmt.

Um die Wirksamkeit der Arbeitswalzenbiegung im FE-Modell zu überprüfen, wurde ebenfalls eine Simulation mit negativer Biegekräft durchgeführt. Da sich hier die Arbeitswalze um den Barren biegt, ist mit einer stärkeren Dickenreduktion an den Rändern zu rechnen. Daraus ergibt sich eine etwas geringere Barrendicke an den Rändern, die zur Barrenmitte ansteigt. Dieser Effekt konnte auch in der Simulation nachgewiesen werden. Die in der Simulation ermittelte Differenz von etwa 0,1 mm im Randbereich zwischen positiver und negativer Biegung stimmt auch mit den empirisch gesammelten Erfahrungen aus dem Walzwerk für die vorgegebene Biegekräft überein.

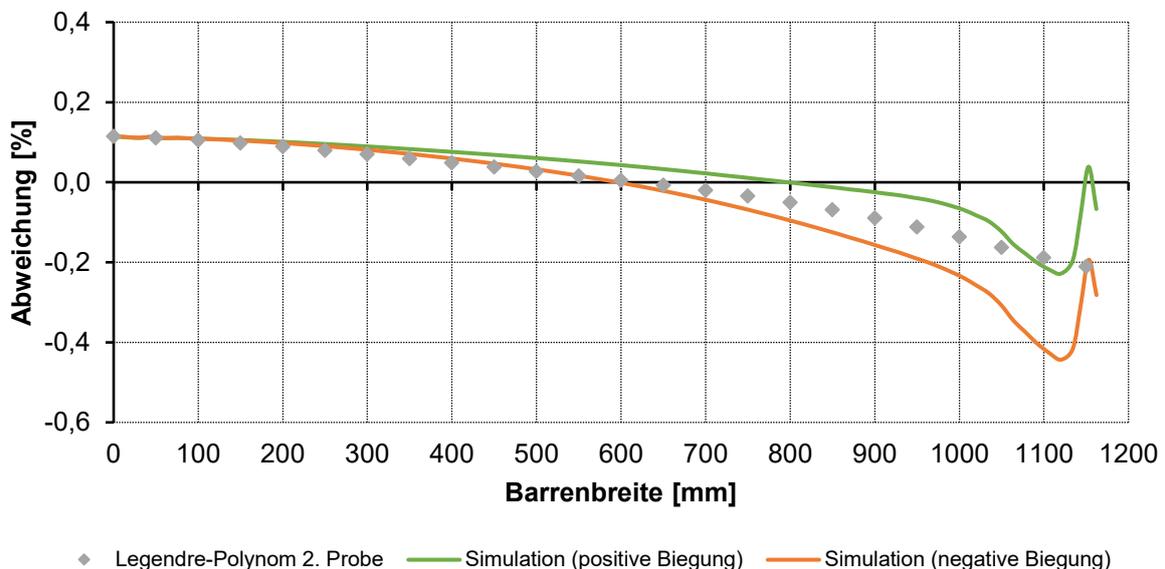


Abbildung 12: Vergleich der Bandprofilabweichung zur SOLL-Dicke zwischen der Messung und den Ergebnissen aus der FE-Simulation auf der Auslaufseite des Walzgerüsts

6 Zusammenfassung

Auf Basis eines bereits vorhandenen einfachen FE-Modells für die Warmwalzsimulation von Aluminiumlegierungen konnte ein Modell entwickelt werden, welches die Ausbildung des sich einstellenden Bandprofils berücksichtigt. Dafür war es notwendig, die Stützwalze im Modell zu ergänzen sowie eine elastische Deformation der beiden Walzen zuzulassen. Dadurch lassen sich die Arbeitswalzenbiegung durch die eingeleiteten Biegekräfte sowie die Walzenabplattung im Modell nachbilden. Um das Bandprofil in der Simulation möglichst aus dem stationären Bereich des Walzprozesses zu entnehmen, musste zunächst die dafür minimal benötigt virtuelle Barrenlänge ermittelt werden. Durch eine Studie mit unterschiedlichen virtuellen Barrenlängen stellte sich eine virtuelle Länge um 3 m als geeignet heraus. Durch die anfänglich gleiche Vernetzung der Kontaktflächen zwischen den Walzen traten Schwebungseffekte auf, sodass es zu einem Oszillieren des Bandquerprofils über die Bandlänge kam. Dies konnte durch unterschiedliche Vernetzung der Walzen abgestellt werden.

Mittels des weiterentwickelten Warmwalzmodells wurde eine akzeptable Übereinstimmung des berechneten Profils mit einer realen Profilmessung aus einem Walzversuch erreicht. Dennoch sind weitere Anpassungen notwendig, um eine bessere Übereinstimmung zu erzielen. Insbesondere die Berücksichtigung des bereits vorhandenen thermischen Ballens aus dem Walzversuch sollte ebenfalls in der Simulation berücksichtigt werden. Dieser wurde bei der gezeigten Simulation vernachlässigt. Des Weiteren ist zu überprüfen, ob die Verwendung des impliziten Solvers von LS-Dyna zu einer Rechenzeitverkürzung führt. Das entwickelte Modell kann nun auf weitere Stiche und Stichpläne angewendet und somit weiter validiert werden.

7 Referenzen

- [1] Hoffmann, H., Neugebauer, R., Spur, G.: „Handbuch Umformen - Handbuch der Fertigungstechnik“, Carl Hanser Verlag, 2012
- [2] Kainz A., Zeman K., Widder M., Parteder E., Hein G., Schörkhuber K., „Non-linearly Coupled Models for the Analysis of Profile and Flatness in Flat Rolling with particular emphasis on Elasto-Viscoplastic Constitutive Laws“ in: R.Scheidl, B.Jakoby (Eds.): The 13th Mechatronics Forum International Conference, Series Mechatronics 2012 Linz, Volume Proceedings Vol. 3/3, Number 3, Page(s) 887-894, Trauner Verlag, 2012
- [3] Simon, P., Falkinger, G., Scheiblhofer, S.: „Hot Rolling Simulation of Aluminium Alloys using LS-Dyna“, 11. Europäische LS-Dyna Konferenz, Salzburg, 2017
- [4] Mecking, H., Kocks, U. F.: „Kinetics of flow and strain hardening“, Acta Materialia, 29, 1981, 1865-1875.
- [5] Falkinger, G., Simon, P.: „Static recovery of an AlMg4.5Mn aluminium alloy during multi-pass hot-rolling“, Procedia Engineering, 207, 2017, 31-36
- [6] Falkinger, G., Angerer, G., Gerold, B., Simon, P.: „Void evolution in a 7xxx series aluminum alloy during hot rolling: quantitative experimental results and mechanism based process simulation“, ICAA16, Montreal, 2018
- [7] Falkinger, G., Angerer, G., Gerold, B., Schmidt, M., Simon, P.: „Numerical prediction of edge cracks during multi-pass hot-rolling of an AlMg4.5Mn-alloy“, LightMAT2017, Bremen, 2017
- [8] Hübner, E.: „Technische Schwingungslehre in ihren Grundzügen“, Springer-Verlag, 1957, S.19
- [9] Wusatowski, Z.: „Fundamentals of Rolling“, Pergamon Press, 1969
- [10] Hitchcock, J. H.: „Roll Neck Bearings“ American Society of Mechanical Engineers, 1935
- [11] Hinkfoth, R.: „Massivumformung“, Wissenschaftsverlag Mainz in Aachen, 2003
- [12] Ginzburg, V., Ballas, R.: „Flat Rolling Fundamentals“, Manufacturing Engineering and Materials Processing, Vol. 57, 2000
- [13] Geleji, A.: „Die Berechnung der Kräfte und des Arbeitsbedarfs bei der Formgebung im bildsamen Zustand der Metalle“ 1955
- [14] Courant, R., Hilbert, D.: „Methoden der Mathematischen Physik: Erster Band“, 2. Auflage, Springer Verlag, 1931