

**Untersuchungen des Spannungs- und Deformationszustandes großer
Stütz- und Arbeitswalzen unter betriebsnahen Belastungen**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,
Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Michael Hinnemann
aus
Dinslaken

Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Paul Josef Mauk

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Heinz Palkowski

Tag der mündlichen Prüfung: 29.01.2018

Kurzfassung

Stütz- und Arbeitswalzen in Grobblech- und Warmbandwalzwerken unterliegen im Walzprozess starken äußeren Belastungen, welche in einem komplexen Spannungs- und Deformationszustand resultieren. Wirkende Kräfte haben eine elastische Deformation der Walzen zur Folge, die die Qualität und Maßhaltigkeit des Walzgutes maßgeblich bestimmen. Die Dimensionierung der Walzen zum Einsatz in einem Walzgerüst wird in der Regel durch Erfahrungswerte oder Festigkeitsberechnungen bestimmt, stützen sich jedoch nicht auf Messwerte von Untersuchungen realer Größenordnungen. Experimentelle Ergebnisse sind in der Literatur höchstens von Walzen im Labormaßstab zu finden. Eine Übertragung auf reale Abmessungen wird häufig vollzogen, ist jedoch aufgrund der Komplexität der Walzen mit allen Randbedingungen (Inhomogenitäten, Struktur) nicht sinnvoll.

Um auch Erkenntnisse über das Spannungs- und Deformationsverhalten von Arbeits- und Stützwalzen mit realitätsgetreuen Abmessungen zu erhalten, wurde als Ziel dieser Arbeit ein Großprüfstand konzipiert und gebaut, um eine Kombination aus einer Arbeits- und Stützwalze unter betriebsnahen Lasten zu untersuchen. So konnte neben dem Spannungszustand auch das Durchbiegeverhalten der Walzen gemessen werden. Zur Beeinflussung der Biegelinie wurde zusätzlich der Einfluss einer Walzengegenbiegung und einer Walzenschrägung untersucht.

Ein weiteres Ziel dieser Arbeit war das Aufstellen von Rechenmodellen, welche durch die experimentellen Untersuchungen validiert werden sollten. Neben einem Balkenmodell auf Basis der finiten Elemente wurde der gesamte Prüfstand mit der FE-Software COMSOL Multiphysics simuliert.

Diese Arbeit verschafft zusätzlich einen Überblick über den Stand der Technik hinsichtlich der zur Warmband- und Grobblecherzeugung eingesetzten Walzenwerkstoffe, den Herstellungsverfahren von Verbundgusswalzen, welche in diesen Werken überwiegend eingesetzt werden und den Möglichkeiten zur Beeinflussung der Planheit eines Bandes oder Bleches durch gezielte Modifikation der Walzen oder des Walzprozesses.

Abstract

Such rolls as for instance backup and work rolls used in plate and hot-strip rolling mills are exposed to severe external loads which can be derived from stress and deformation conditions of complex nature. Furthermore, active forces result in roll deformations which have a decisive and substantial impact on quality and dimensional stability of the rolled stock. Dimensioning of the rolls that are going to be used in a roll stand will usually be determined by empirical values or strength calculations; however, neither empirical values nor strength calculations are based on measured values of actual magnitudes as examined. Experimental results can at best be found in literature on rolls in lab-scale. Although transmission to real dimensions is rather customary, it is not reasonable to do so because of the complexity of the rolls, including all marginal conditions (as for instance non-homogeneity and structure).

It was the aim of this study to draft and build a large-scale test bench in order to also gain knowledge of the stress and deformation behaviour of backup and work rolls with realistic dimensions on the one hand, and to be able to examine the combination of backup and work roll with operation-near loads on the other. This way, both the stress condition as well as the roll bending behaviour could be measured. For influencing the bending line, investigations have additionally been made on the influence of a roll counter bending system and a roll crossing system.

Another goal of this study was to establish calculation models which were to be validated by means of experimental investigations. In addition to a beam model based on finite elements, the entire test bench was simulated by means of the COMSOL Multiphysics FE-software.

This study provides an additional survey on the state-of-the-art technology in regard to the roll materials used for production of plates and hot strips, the production processes of compound-cast rolls which will predominantly be employed in these mills as well as the possibilities of influencing the strip or plate flatness owing to a tailor-made modification of the rolls or the rolling process.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technologien der Metalle, Lehrstuhl für Umformtechnik, der Universität Duisburg-Essen. Sie wurde zum großen Teil im Rahmen eines durch das Landesamt für Natur-, Umwelt- und Verbraucherschutz geförderten Entwicklungsprojekts im Förderprogramm „Ziel2.NRW“ durchgeführt.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Paul Josef Mauk gilt mein besonderer Dank. Er hat mir die Durchführung des Projektes anvertraut und dadurch die Erstellung dieser Arbeit ermöglicht. In zahlreichen Gesprächen und Diskussionen hat er mit wertvollen Ratschlägen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Leider konnte er das Ende unserer gemeinsamen wissenschaftlichen Reise nicht mehr miterleben. Er hat mich in unserer zehnjährigen Zusammenarbeit stets gefordert, aber auch gefördert. Prof. Dr.-Ing. Paul Josef Mauk wird mir immer als großes Vorbild, sowohl fachlich aber vor allem auch menschlich, in Erinnerung bleiben.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Heinz Palkowski, Leiter des Lehrstuhls für Werkstoffumformung der TU Clausthal, danke ich für die Übernahme des Koreferats sowie das entgegengebrachte Interesse und die kritische Beurteilung dieser Arbeit.

Herrn AOR Dr.-Ing. Bernhardt Weyh danke ich für seine hervorragenden Hinweise und Anregungen während der Durchführung dieser Arbeit. Er hatte stets ein offenes Ohr und konnte mich vor allem bei den mechanischen Fragestellungen auf die richtigen Bahnen lenken, wenn die Gedanken in die falsche Richtung zu geraten schienen.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Mitarbeitern und studentischen bzw. wissenschaftlichen Hilfskräften des Lehrstuhls bedanken, die mich während meiner Zeit am Institut begleitet und unterstützt haben. Besonders zu erwähnen sind dabei Herr Christian Overhagen, Herr Rolf Braun, Herr Paul Mauer, Herr Kiril Metodiev und Herr Hannes Haßdenteufel, welche mir theoretisch und vor allem praktisch bei der Planung und dem Bau des Prüfstandes geholfen haben.

Mein besonderer Dank gilt meiner Familie, die mich immer unterstützt hat.

Zu guter Letzt möchte ich mich bei meiner Frau Barbara für ihre Geduld bei der Korrektur dieser Arbeit bedanken. Besonders in der Endphase war sie mein großer Rückhalt und konnte mich stets aufs Neue motivieren.

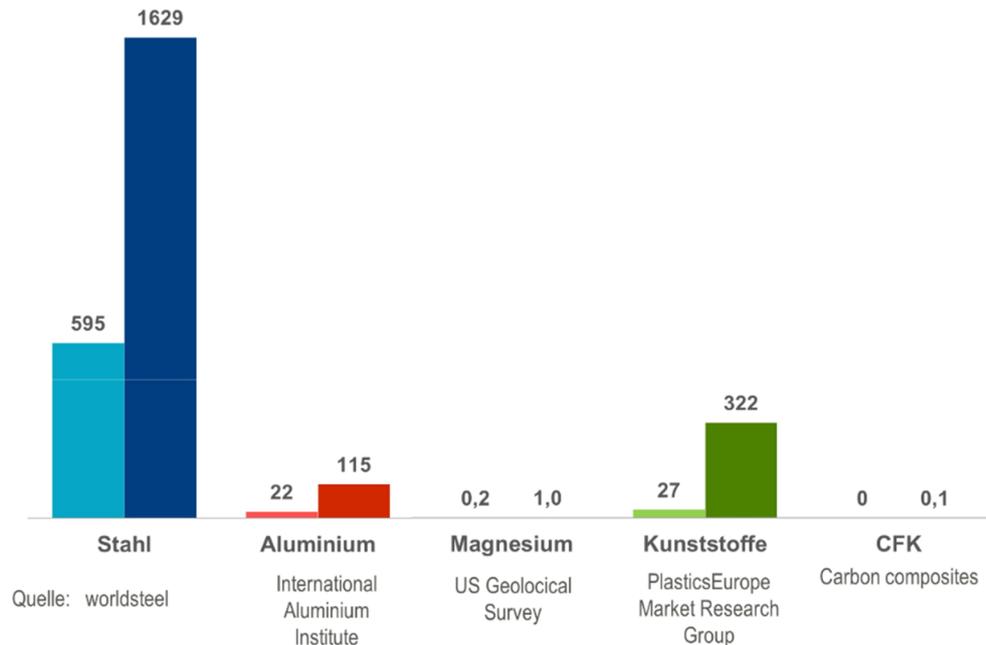
Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-----------|
| Kurzfassung | 2 |
| Abstract | 3 |
| Vorwort | 4 |
| Inhaltsverzeichnis | 5 |
| 1 Einleitung | 7 |
| 2 Stand der Technik zur Walzenherstellung | 13 |
| 2.1 Einteilung der Walzen nach ihrem Werkstoff | 13 |
| 2.2 Walzen in Warmwalzwerken..... | 14 |
| 2.3 Herstellungsverfahren von Verbundgusswalzen..... | 19 |
| 2.3.1 Statischer Verbundguss | 20 |
| 2.3.2 Schleudergießverfahren | 21 |
| 2.4 Bearbeitung gegossener Walzwerkswalzen..... | 24 |
| 2.4.1 Wärmebehandlung..... | 24 |
| 2.4.2 Mechanische Bearbeitung..... | 25 |
| 2.5 Mantelwerkstoffe der Arbeitswalzen..... | 26 |
| 2.5.1 Gusseisen mit Lamellengraphit – Indefinite Chill Walzen..... | 26 |
| 2.5.2 Schnellarbeitsstahl HSS-Walzen | 30 |
| 2.5.3 Hochchromhaltige Eisen- und Stahlgusswalzen..... | 34 |
| 2.6 Mechanische Kennwerte verschiedener Walzenwerkstoffe | 37 |
| 3 Einfluss von Struktur und mechanischen Eigenschaften von Walzen auf das Walzgut | 39 |
| 3.1 Planheit und Geometrie flachgewalzter Produkte..... | 39 |
| 3.2 Beeinflussung der Planheit und Biegelinie der Walzen..... | 42 |
| 3.3 Systeme zur Messung der Planheit | 45 |
| 4 Prüfung des Spannungs- und Deformationszustandes mittels eines Walzenprüfstandes | 50 |
| 4.1 Zielsetzung..... | 50 |
| 4.2 Planung des Walzenprüfstandes | 51 |
| 4.3 Aufbau des Walzenprüfstandes | 54 |
| 4.4 Applikation der Messsysteme..... | 58 |
| 4.5 Aufbringen der Prüfkraft | 60 |
| 4.6 Arbeitswalzengegenbiegung..... | 60 |
| 4.7 Eingesetzte Messtechnik..... | 61 |
| 5 Lastspannungen großer Verbundgusswalzen | 66 |
| 5.1 Grundbelastungen einer Walze | 66 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 5.2 | Lastsimulation im Prüfstand | 68 |
| 5.2.1 | Balkenmodell zur Spannungs- und Deformationsberechnung..... | 68 |
| 5.2.2 | FE-Modell..... | 77 |
| 5.3 | Experimentelle Ergebnisse | 84 |
| 5.3.1 | Normalspannungen infolge eines Biegemomentes | 87 |
| 5.3.2 | Biegerandspannungen..... | 92 |
| 5.3.3 | Haftschubspannungen..... | 99 |
| 5.3.4 | Kontaktspannungen | 105 |
| 5.3.5 | Walzendurchbiegung | 111 |
| 6 | Zusammenfassung und Ausblick..... | 124 |
| 6.1 | Zusammenfassung | 124 |
| 6.2 | Ausblick..... | 127 |
| | Anhang | 129 |
| A.1 | Vergleichsspannungen aus FE-Simulation..... | 129 |
| A.2 | Verschiebungen aus FE-Simulation | 135 |
| A.3 | Walzenzeichnungen | 137 |
| | Abbildungsverzeichnis..... | 139 |
| | Tabellenverzeichnis..... | 143 |
| | Abkürzungsverzeichnis | 144 |
| | Symbolverzeichnis..... | 145 |
| | Literaturverzeichnis..... | 147 |

1 Einleitung

Stahl ist seit Jahrhunderten der alles überragende Konstruktionswerkstoff und somit aus der modernen Gesellschaft nicht mehr wegzudenken. Die Nachfrage an Stahl wächst stetig, so dass immer neue Produktionsrekorde gebrochen werden. Abbildung 1.1 verdeutlicht diese Entwicklung. Seit 1970 ist die Jahresproduktion von 595 Millionen Tonnen um mehr als eine Milliarde Tonnen gestiegen und lässt andere Konstruktionswerkstoffe wie Aluminium weit hinter sich.



Stahlerzeugung 2016; übrige Erzeugung 2015

Abbildung 1.1: Weltstahlerzeugung 1970/2016 (Mio. Tonnen/Jahr) [1]

Vor allem in den asiatischen Ländern hat der Anteil an der Welt-Rohstahlproduktion deutlich zugenommen, was durch Abbildung 1.2 ersichtlich wird. Allein der Anteil der chinesischen Produktion an der weltweiten Gesamtproduktion ist von ca. 3 % im Jahr 1970 auf fast 50 % im Jahr 2016 angestiegen.

Die Produktion der deutschen Stahlindustrie in den letzten 13 Jahren ist in Abbildung 1.3 dargestellt. Im Zeitraum 2003-2008 pendelte diese zwischen 44 und 49 Millionen Tonnen pro Jahr. Die Weltwirtschaftskrise führte zu einem starken Produktionseinbruch im Jahr 2009 und hatte einen Tiefstand von ca. 33 Millionen Tonnen zur Folge. Seitdem konnte sich die Produktionsleistung wieder erholen und stieg in den folgenden Jahren auf Jahresproduktionen zwischen 42 und 44 Millionen Tonnen an.

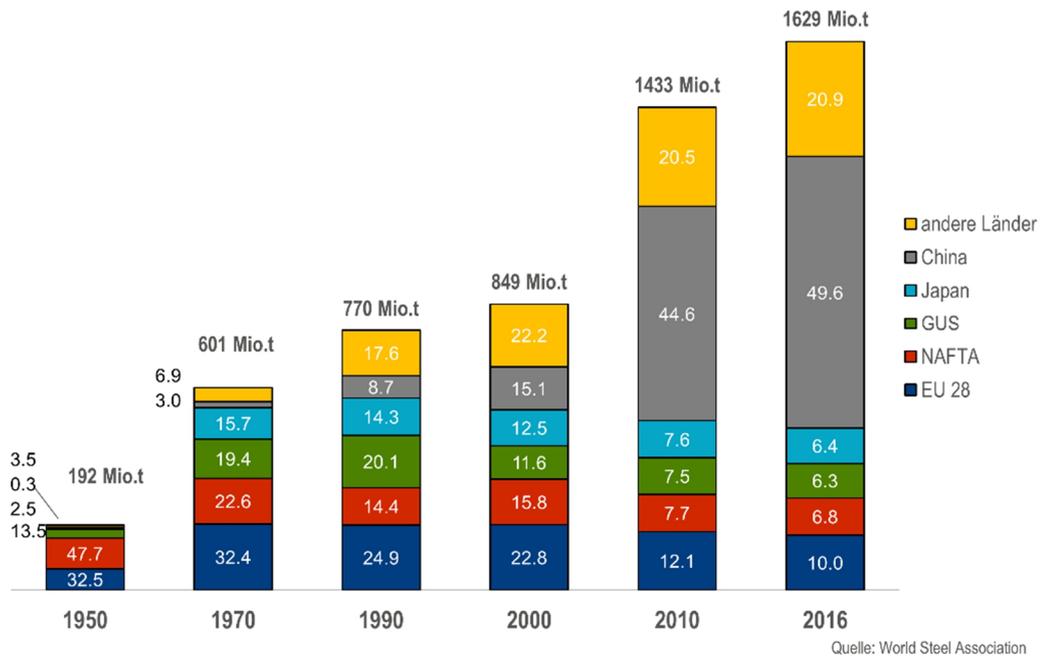


Abbildung 1.2: Welt-Rohstahlproduktionen nach Regionen (Anteile in %) [1]

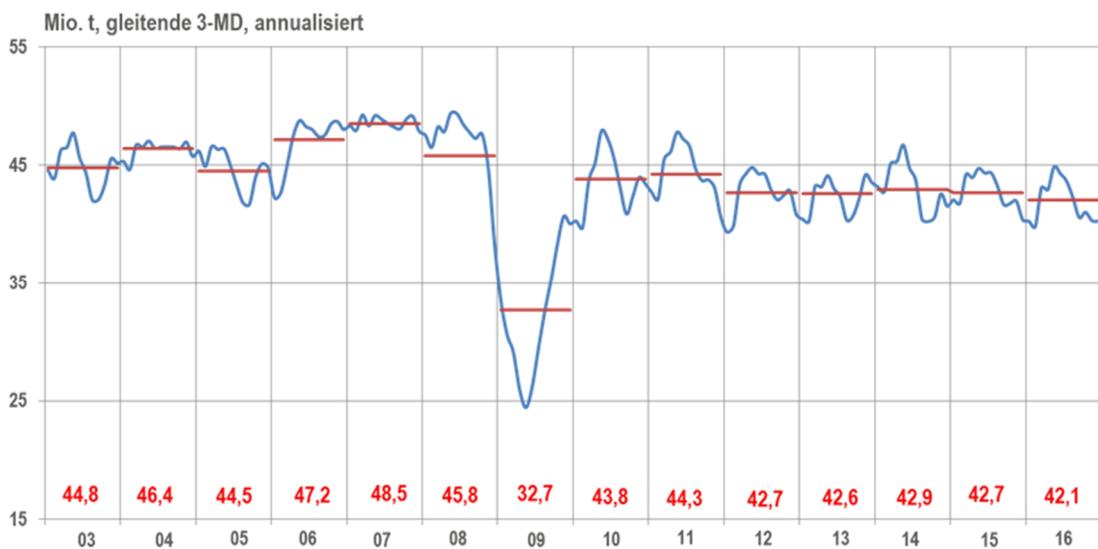


Abbildung 1.3: Rohstahlproduktion und Kapazitätsauslastung in Deutschland [1]

Eine Auswertung der deutschen Stahlerzeugung nach Abbildung 1.4 zeigt die Bedeutung der aus dem Rohstahl hergestellten Walzerzeugnisse. 40,2 Millionen Tonnen oder auch ca. 95 % des im Jahr 2016 hergestellten Rohstahls wurden auf unterschiedliche Weisen durch Walzen weiterverarbeitet, wobei die Flachstahlerzeugnisse dabei einen Anteil von etwa 2/3 einnahmen.

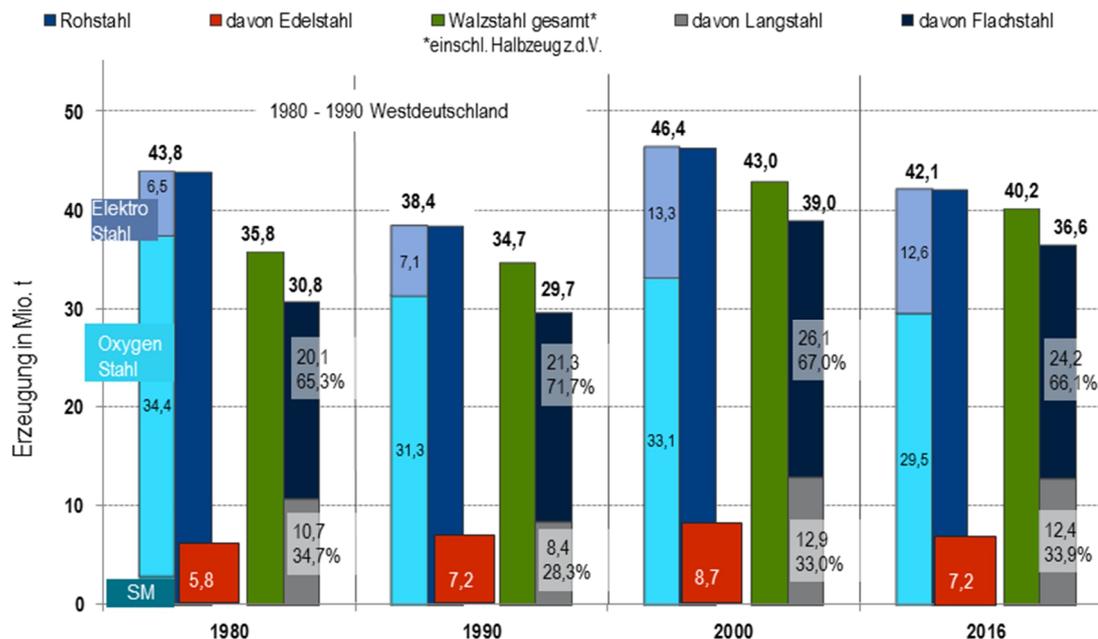


Abbildung 1.4: Stahlerzeugung in Deutschland nach Werkstoffgruppen [1]

In Warmbreitband- und Grobblechwalzwerken führt die Entwicklung zu immer breiteren Abmessungen des Walzgutes und dadurch auch der Werkzeuge, so dass die Anforderungen an die eingesetzten Walzen stetig steigen. Heutzutage sind vor allem im Bereich der Grobblechtechnik Stütz- und Arbeitswalzen mit Ballenlängen von über 6 m Länge das Ziel. Eine kurze Betrachtung in Tabelle 1.1 zeigt das Potential breiterer Bleche bei der Rohrherstellung für die Pipelinteknik. Stand der Technik sind aus einem Blech geschweißte Rohre mit einem maximalen Durchmesser von 60“ (1,52 m), die bei voller Durchmesserausnutzung ein Fluid von 1,82 m³/m transportieren können. Eine Steigerung auf einen Durchmesser von 70“ (1,78 m) führt zu einer Durchsatzzunahme von 36 %, während das Gewicht pro Meter um lediglich 17 % ansteigt. Zur Fertigung eines solchen Rohres wäre ein Blech mit einer Breite von ca. 5,6 m erforderlich. Zur Herstellung eines Rohres mit einem Durchmesser von 80“ (2,03 m) müsste ein Blech mit einer Breite von ca. 6,4 m gewalzt werden und erfordert Walzenbreiten von über 7 m. Aktuell sind Grobblechwalzwerke mit solchen Dimensionen noch nicht realisiert, so dass diese Betrachtung hinsichtlich der Ressourceneffizienzsteigerung theoretischer Natur ist, jedoch nicht unmöglich erscheint.

Diese immer größer werdenden Walzen unterliegen im Walzprozess aus den mechanischen Lasten durch Druck- und Biegewechselbelastung, der haft- und reibungsbeeinflussten Kontaktpressung zwischen den Walzen sowie der Torsionsbelastung durch den Antriebsstrang der Hauptantriebsmotoren einer komplexen Belastung.

Aus Verschleißgründen werden heute die Arbeitswalzen von Warmband- und Grobblechwalzwerken in einer Verbundgusstechnik hergestellt, d. h., der äußere Mantel einer Arbeits-

walze besteht aus einem in der Regel hoch legierten Stahlwerkstoff, der einen hohen Widerstand gegenüber dem Materialverschleiß bietet. Der Mantelwerkstoff wird in der Regel im Schleudergießverfahren mit einem festen und zähen, dynamisch belastbaren Kern ausgegossen, um einen Walzenkörper zu erzeugen, der den unterschiedlichen Belastungen mit angepassten Werkstoffeigenschaften standhalten kann.

Tabelle 1.1: Einfluss des Rohrdurchmessers auf Durchsatz und Gewicht

| | | | |
|--------------------------------|------|------|------|
| Durchmesser [in] | 60 | 70 | 80 |
| Durchmesser [m] | 1,52 | 1,78 | 2,03 |
| Blechbreite [m] | 4,79 | 5,59 | 6,38 |
| Blechdicke [mm] | 20 | | |
| Durchsatz [m ³ /m] | 1,82 | 2,48 | 3,24 |
| Gewicht [t/m] | 0,75 | 0,88 | 1,00 |
| Durchsatzzunahme | - | 36 % | 78 % |
| Gewichtszunahme | - | 17 % | 33 % |
| Verhältnis [m ³ /t] | 2,43 | 2,83 | 3,24 |

Diese großen Verbundgusswalzen mit ihren deutlichen Unterschieden der mechanischen Eigenschaften zwischen Rand und im Kern sind bisher einer Berechnung nur unvollkommen zugänglich.

Die Kenntnis der resultierenden Spannungen und Deformationen eines Körpers in einer Belastungs- und Kontaktsituation stellt die Grundlage der Bauteilbeurteilung im Sinne der Sicherheit gegen plastische Verformungen und einem möglichen Walzenbruch dar. Darüber hinaus werden Spannungs- und Deformationsdaten von Körpern für die Prozesssteuerung insbesondere in Walzwerksanwendungen benötigt.

Die gesamten Walzereinbauten in einem Warmband- oder Grobblechgerüst, die sich gegeneinander mechanisch abstützen und abrollen, ergeben eine komplexe dreidimensionale Deformationsgeometrie, die im Walzbetrieb für die Toleranzen des Bleches und die erreichbaren Enddicken entscheidend ist.

Für die Weiterentwicklung der Warmband- und Grobblechtechnologie insbesondere für die Rohrtechnologie, hin zu sehr großen Rohrdurchmessern, ist die gezielte Auslegung und Fertigung derart großer Walzen von besonderer Bedeutung.

Zur Berechnung des Spannungs- und Deformationsfeldes eines belasteten Körpers existieren geschlossen lösbar Modelle, deren Gültigkeit sich im Allgemeinen auf einfache Körperformen und Lastsituationen sowie insbesondere auf global homogene Materialeigenschaften beschränken [2, 3]. Liegen komplexe Bauteil- und Materialstrukturen sowie Lager- und Lastbedingungen vor oder sind Deformationen bzw. Belastungen so groß, dass die Modellbildung nichtlinear-elastische Ansätze erfordert, kommen numerische Näherungsverfahren im Allgemeinen unter der Anwendung der Methode der Finiten Elemente (FE) zum Einsatz (z. B. ANSYS, MARC, COMSOL). Die Bauteilstruktur wird diskretisiert (Zerlegung in eine große Anzahl von kleinen Elementen mit ihren physikalischen Eigenschaften sowie ihren Verknüpfungsbeziehungen zu den Nachbarelementen) und der Berechnungsablauf wird, zumindest bei nichtlinearen Problemen, in Lastschritte zerlegt.

Die wesentlichen Nachteile der FE-Methode insbesondere bei nichtlinearer Modellierung sind:

- hohe Rechenzeit,
- Probleme bei der Realisierung nichtlinearer Bedingungen,
- Konvergenzprobleme während der Berechnung und
- notwendige Validierung der Ergebnisse [4].

Der Vergleich und die damit im Allgemeinen verbundene Anpassung der FE-Modell-Aussagen mit den erforderlichen Messergebnissen wird häufig als Modellkalibrierung bezeichnet, womit der Übergang von qualitativen zu quantitativen FE-Modell-Aussagen gemeint ist. Das bedeutet jedoch nicht, dass die Ergebnisse des FE-Modells in andere Parameterbereiche extrapolierbar sind.

Das größte Problem für ein brauchbares FE-Modell besteht in der Beschaffung der zur Berechnung erforderlichen Materialdaten. Im Schleudergussverfahren hergestellte Walzen sind zwar nahezu rotationssymmetrisch, weisen aber in radialer und axialer Richtung eine inhomogene Struktur (bis hin zu Lunkern) auf. Dabei sind die Inhomogenitäten einerseits anwendungsspezifisch gefordert (harte Randschicht mit Übergang zu zähem Kern) und andererseits herstellungsbedingt vorgegeben (Schleuderguss in stehender Anordnung: Aufbau radial von außen nach innen und axial von unten nach oben).

Mit wachsender Walzengröße (Durchmesser, Ballenlänge) vergrößert sich die Ungleichförmigkeit der inneren Walzenstruktur überproportional. Rein geometrische Übertragungen der Zusammenhänge von kleinen auf große Walzen (so genannte Storchenschnabelübertragungen) liefern daher keine brauchbaren Daten.

Auch die Einbeziehung der Ähnlichkeitsgesetze ist nicht zielführend, da sich die statische Ähnlichkeit (konstante Längen-, Durchmesser- und Kraftverhältnisse) nicht mit der thermischen Ähnlichkeit in Einklang bringen lässt [5]. Die Gefügestrukturen (thermophysikalische Eigenschaften) werden durch die unterschiedlichen Bauteilgrößenordnungen während des Abkühlvorgangs (Herstellungsprozess) geprägt.

In klassischen Arbeiten werden im Allgemeinen die Deformationseinflüsse von Walzen und Gerüst auf die Walzspaltgeometrie untersucht, z. B. im Versuchsgerüst mit Bandbreiten $b = 150$ mm [6] oder unter Walzbedingungen an Warmbreitbandfertigstraßen mit Bandbreiten $b = 800-1800$ mm [7].

Deformations- und Spannungsanalysen mit FE-Software benötigen in der Regel hohe Rechenzeiten. In der Walztechnik sind die Ergebnisse allerdings prozessbegleitend erforderlich, um z. B. Stichabnahmen im Walzspalt zu steuern. Dazu werden Berechnungsmodelle verwendet, die aus einer Kombination von geschlossen lösbaren und empirischen, auf Versuchsergebnissen basierenden Modellen bestehen.

Geschlossen lösbare Berechnungsmodelle sind nur im Rahmen der linearen Elastizitätstheorie unter Voraussetzung eines ebenen Verzerrungszustandes für spezielle einfache Lastsonderfälle bekannt, wie z. B. bei diametraler Belastung [8, 9, 10].

Zur Festigkeitsanalyse werden häufig - als eine Alternative - numerische Berechnungen auf der Basis von Finiten Elementen gesehen. Dabei handelt es sich um Näherungsverfahren, die eine Interpretation hinsichtlich der Genauigkeit erforderlich machen. Insbesondere bei komplexen nichtlinearen Bauteilstrukturen - hier die innere Gefügestruktur der Walzen - ist eine Validierung der Ergebnisse durch Versuche unabdingbar. Da für die hier angestrebten Größenordnungen bisher noch keine experimentellen Daten vorliegen, kann eine FE-Rechnung höchstens qualitativen Charakter besitzen. Auch müssen bei numerischen nichtlinearen Analysen bereits im Ansatz starke Vereinfachungen bezüglich Bauteil- oder Belastungsstruktur getroffen werden, damit eine Lastsituation mit FE-Methoden überhaupt erst lösbar wird.

Eine Deformations- und Spannungsanalyse wird in Mehrwalzengerüsten zusätzlich durch die Kontaktbedingungen zwischen Arbeits- und Stützwalze dominant beeinflusst. Das reibungsbehaftete Kontaktproblem (Haft- und Gleitreibung) stellt eine strukturelle Nichtlinearität dar, d. h. Rand- und Übergangsbedingungen in der Kontaktzone zweier Körper sind nichtlinear veränderlich.

Ein wichtiges Ziel dieser Arbeit ist die experimentelle Spannungs- und Deformationsanalyse von Walzen realitätsgetreuer Größenordnungen, wie sie bisher nicht durchgeführt wurden. Dazu soll ein Großprüfstand konstruiert und gebaut werden, um eine Kombination aus einer Stütz- und Arbeitswalze mit realen Abmessungen unter betriebsnahen Lasten zu untersuchen. Mit Hilfe dieser Untersuchungen sollen unterschiedliche Modellansätze hinsichtlich ihrer Genauigkeit validiert und gegebenenfalls optimiert werden.

2 Stand der Technik zur Walzenherstellung

2.1 Einteilung der Walzen nach ihrem Werkstoff

Die Walzen der unterschiedlichen Walzwerkstypen (Kalt-, Warm-, oder Profilwalzwerke) werden speziell für den jeweiligen Anwendungsfall hergestellt, um die Voraussetzung für bestmögliche Walzbedingungen zu schaffen. Eine erste grobe Unterteilung der Walzen kann dabei anhand des verwendeten Werkstoffs bzw. der Herstellungsvariante in Gusseiserne Walzen, Stahlgusswalzen und Schmiedestahlwalzen nach [11] erfolgen und ist in den folgenden drei Abbildungen mit den jeweiligen Unterstufungen detailliert dargestellt.

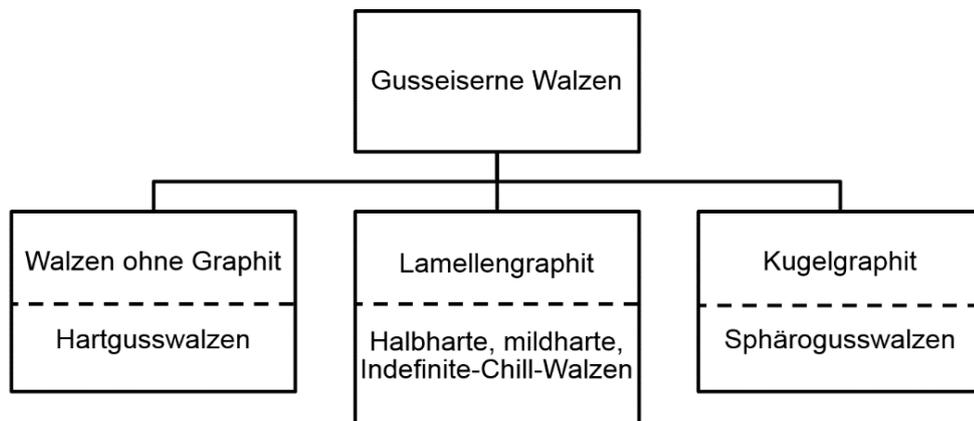


Abbildung 2.1: Einteilung der Gusseisernen Walzen [11]

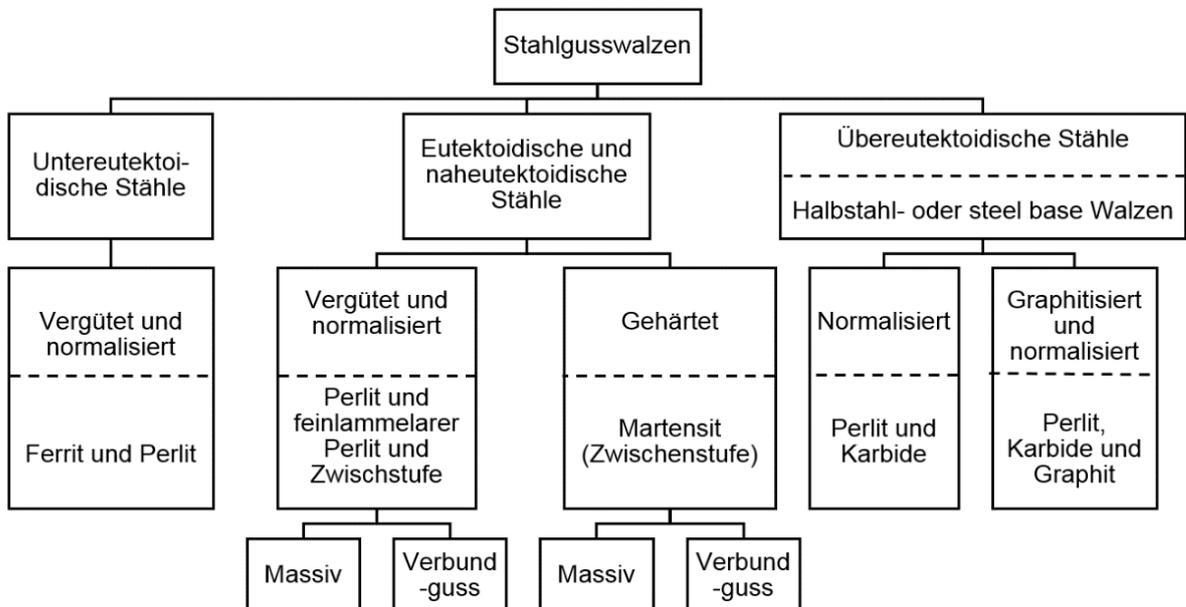


Abbildung 2.2: Einteilung der Stahlgusswalzen (C-Gehalt < 2,06 %) [11]

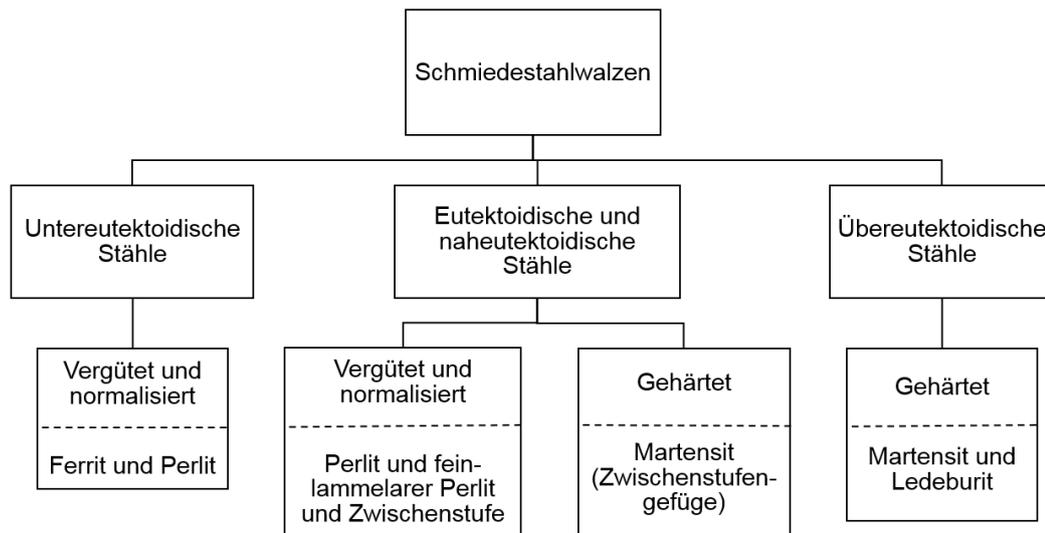


Abbildung 2.3: Einteilung der Schmiedestahlwalzen [11]

2.2 Walzen in Warmwalzwerken

Walzen für Warmwalzwerke unterliegen in ihren jeweiligen Einsatzorten starken äußeren Einflüssen durch Temperaturgradienten oder unterschiedlichen Krafterwirkungen und daraus resultierenden Spannungen innerhalb des Walzenkörpers [12]. Die Qualität der Walzen beeinflusst im hohen Maße sowohl die Qualität des Walzgutes als auch die Produktivität des gesamten Walzwerkes und sind daher die wichtigsten Werkzeuge bei der Produktion von Warmband oder Grobblech. Eine lange Standzeit und ein bruchsicherer Einsatz bei guter Walzgutqualität sind wichtige Kriterien bei der Auswahl geeigneter Walzen, da diese 6 bis 10 % der Produktionskosten des Walzgutes ausmachen [13, 14, 15]. Daher hat es in den letzten Jahrzehnten viele Untersuchungen und Weiterentwicklungen auf dem Gebiet der Walzwerkswalzen und der eingesetzten Walzenwerkstoffe gegeben. Steigende Verschleißfestigkeiten und bessere Oberflächenqualitäten der Walzen haben längere Walzzeiten zur Folge, so dass sich die Effizienz des Walzwerks deutlich steigern lässt [16].

Sowohl in Grobblech- als auch in Warmbandwalzwerken sind heute Quarto-Gerüstanordnungen Stand der Technik. Früher wurde das Walzgut in Duo-Gerüsten zwischen zwei Walzen ausgewalzt. Die Dicke und vor allem die Breite des Walzgutes waren dabei durch die auf die Walzen wirkenden Kräfte und daraus resultierenden Durchbiegungen begrenzt. Daher wurden die Arbeitswalzen in einer Quarto-Anordnung durch zwei in der Regel größere Stützwalzen ergänzt. Damit konnten die Arbeitswalzendurchmesser verringert werden, um bessere Walzbedingungen zu erzielen. Durch deutlich größere Durchmesser der Stützwalzen ist eine Quarto-Anordnung biegesteifer, so dass sich die Durchbiegung der Arbeitswalze stark verringert. Dies hat neben einer verbesserten Oberflächenplanheit des Walzgutes eine Vergrößerung der maximalen Walzgutbreite zur Folge [17].

Weitere mögliche Walzenanordnungen sind in Abbildung 2.4 dargestellt.

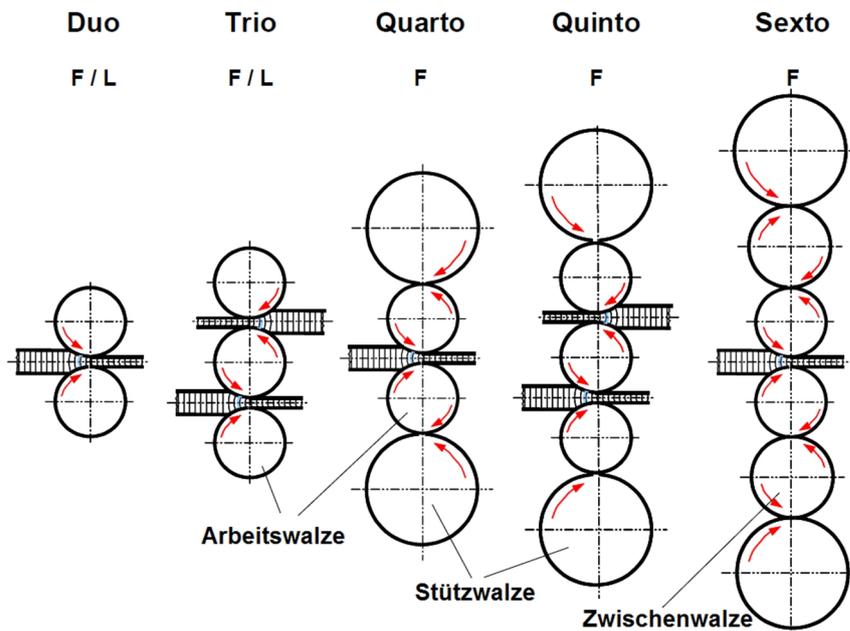


Abbildung 2.4: Unterschiedliche Walzenanordnungen in Walzgerüsten [17]

Das Layout von Grobblech- und Warmbandwalzwerken unterscheidet sich deutlich voneinander. In Grobblechwalzwerken wird das Walzgut vorwiegend in einem oder zwei Gerüsten im Reversierbetrieb, d. h. durch Hin- und Herwalzen unter kontinuierlicher Verringerung des Walzspaltes auf die gewünschte Blechdicke gewalzt. In einem Warmbandwalzwerk durchläuft die erwärmte Bramme in der Regel zunächst einige Vorgerüste (reversierend oder kontinuierlich) und anschließend eine kontinuierliche Fertigstraße mit in der Regel sieben einzelnen Walzgerüsten, um Warmband mit einer Dicke von bis zu 1 mm herzustellen. Nach Verlassen des letzten Gerüsts der Fertigstraße wird das Warmband in einer Haspel zu einem Ring aufgewickelt, dem sogenannten Coil.

Die Abbildungen 2.5 und 2.6 zeigen schematisch diese unterschiedlichen Herstellungsvarianten. Je nach gewünschter Fertigbreite des Grobbleches ist es erforderlich zunächst mehrere Breitungsstiche durchzuführen, bevor die finale Enddicke erreicht wird.

Neben dem Walzen des Bleches oder Bandes in den einzelnen Walzgerüsten besteht die vollständige Fertigungsroute des Materials aus einer Vielzahl einzelner Einrichtungen, die alle für sich einen Einfluss auf die Qualität des Fertigmaterials haben. Neben Erwärmöfen, Prüfeinrichtungen, Scherenlinien und Richtmaschinen ist dabei die Kühlung des gewalzten Materials zur gezielten Einstellung der Werkstoffeigenschaften von besonderer Bedeutung. Einzelne Fertigungsrouten bzw. Anlagenlayouts zur Grobblech- und Warmbandproduktion sind exemplarisch in den Abbildungen 2.7 und 2.8 dargestellt.

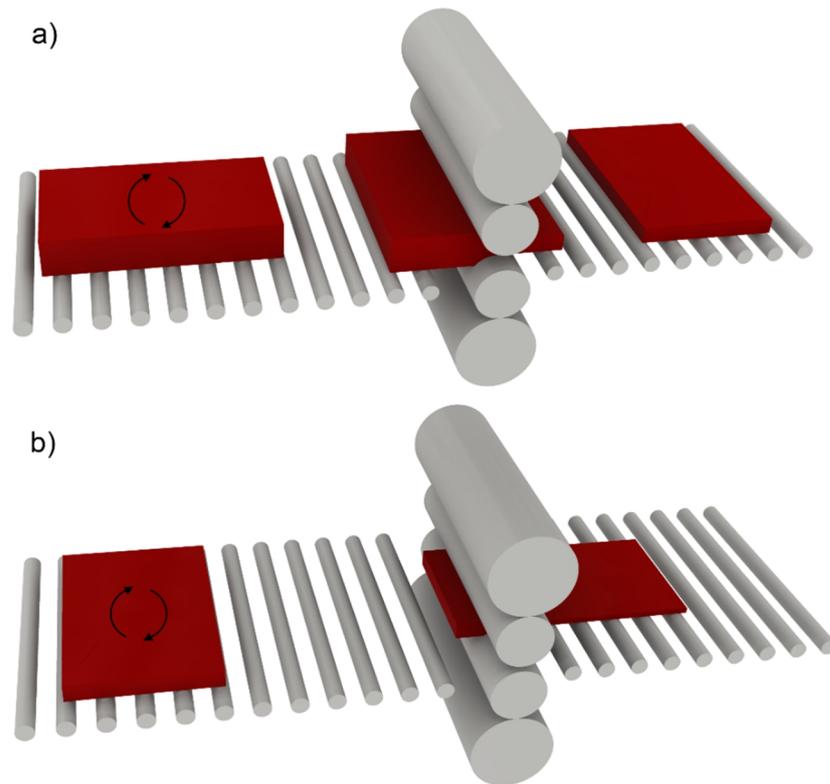


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Herstellung von Grobblech:
a) Erstellen der Blechbreite; b) Auswalzen auf Blechendlänge

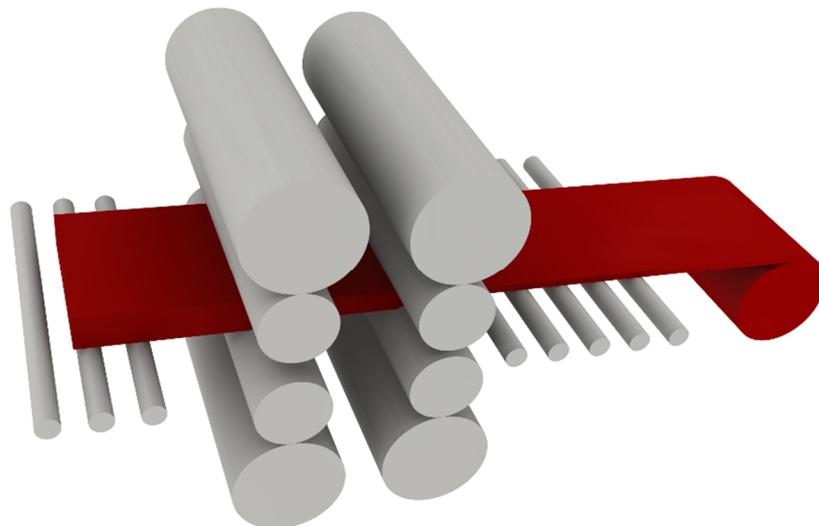


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung der Herstellung von Warmband

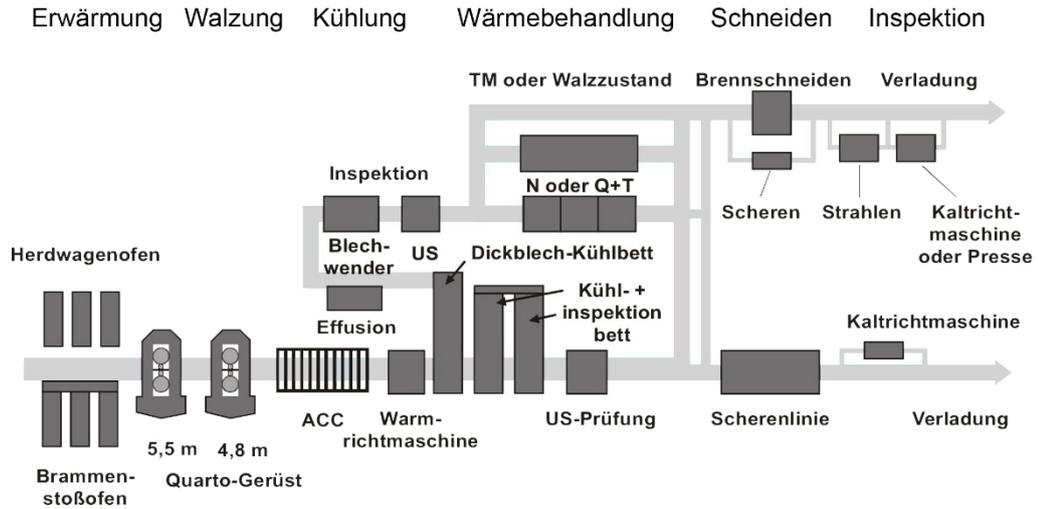
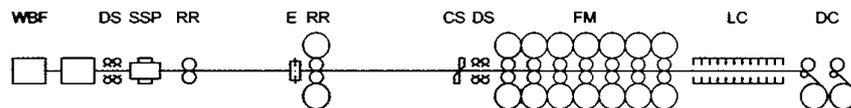
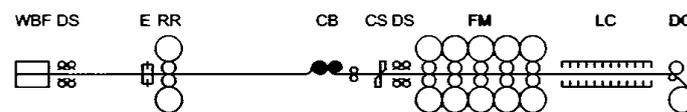


Abbildung 2.7: Prozessroute des Grobblechwalzwerkes der Dillinger Hütte [18]

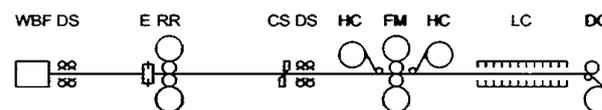
1 Konventionelles Warmbandwalzwerk (Typ Hochleistungsanlage)



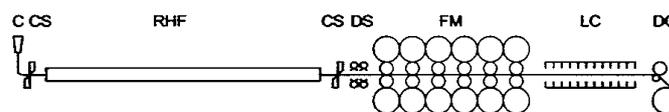
2 Kompakt-Warmbandwalzwerk



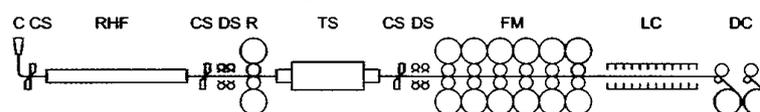
3 Steckel-Walzwerk



4 CSP-Konzept



5 CSP-Konzept mit Vorgerüst



| | | | |
|----|----------------------------|-----|----------------------|
| C | Dünnbrammen-Gießmaschine | HC | Wickelofen |
| CB | Coilbox | LC | Laminar-Kühlstrecke |
| CS | Caster-Schere/Schopfschere | R | Durchlauf-Vorgerüst |
| DC | Aufwickelhaspel | RR | Reversier-Vorgerüst |
| DS | Entzunderer | RHF | Rollenherdofen |
| E | Stauher | SSP | Brammen-Stauchpresse |
| FM | Fertigstraße | TS | Transfer-System |
| | | WBF | Wiedererwärmen |

Abbildung 2.8: Layoutbeispiele zur Erzeugung von Warmband [19]

Besonders in der Vor- und Fertigstraße einer Warmbandstraße ändern sich die Anforderungen an die Arbeitswalze von Gerüst zu Gerüst. In den Vorstraßen ist die Temperatur des Walzgutes hoch (ca. 1000-1100 °C), so dass sich dort hohe thermische Belastungen einstellen. Dazu gibt es in diesem Bereich einen starken dynamischen Einfluss auf die Arbeitswalzen. Je mehr Gerüste vom Walzgut durchlaufen werden, desto kälter wird es. Dadurch kommt es besonders in den letzten Gerüsten der Fertigstraße zu einer Festigkeitssteigerung des Walzgutes. Der Kontaktbereich zwischen Arbeitswalze und Walzgut wird somit ganz anderen Belastungen ausgesetzt und auch der Verschleiß der Walzenoberfläche ändert sich signifikant. Die unterschiedlichen notwendigen Eigenschaften der einzelnen Walzen ergeben sich durch die chemische Zusammensetzung und durch das gewählte Gießverfahren.

Neben den sich ändernden Bedingungen in den einzelnen Gerüsten unterliegt eine Arbeitswalze hohen zyklischen Temperatur-, Schlag-, und Torsionsbelastungen. Die Reibung zwischen den Walzen und dem Walzgut ist ebenfalls nicht zu vernachlässigen. Durch das Zusammenspiel dieser Beanspruchungen ergeben sich generelle Anforderungen an die Arbeitswalze wie:

- ein hoher Verschleißwiderstand,
- eine hohe Bruchfestigkeit,
- eine hohe Temperaturwechselbeständigkeit,
- eine gute Ausschalungsunempfindlichkeit,
- eine gute Oberflächenbeschaffenheit und
- ein ausreichendes Greifvermögen [11, 20, 21, 22].

Früher wurden ausschließlich Einstoffwalzen in den unterschiedlichen Gerüsten eingesetzt. Diese konnten mit der Zeit jedoch nicht mehr allen Anforderungen standhalten, so dass es zur Weiterentwicklung zu Mehrstoffwalzen kam, welche in der Regel in einer Verbundgusstechnik hergestellt werden. Diese Walzen bestehen aus einem verschleißfesten harten Mantelwerkstoff und einem zähen Kernwerkstoff, der zugleich eine hohe Festigkeit aufweist (Abbildung 2.9).

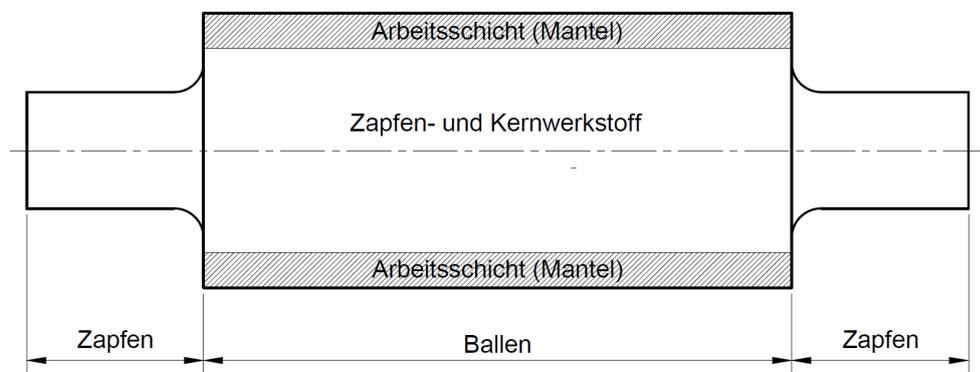


Abbildung 2.9: Schema einer Verbundgusswalze [23]

Während der Kernwerkstoff von Arbeitswalzen in der Regel aus einem Gusseisen mit Kugel- oder Lamellengraphit besteht, werden entsprechend der äußeren Einflüsse und Anforderungen unterschiedliche Mantelwerkstoffe eingesetzt, auf welche in Kapitel 2.5 näher eingegangen wird.

2.3 Herstellungsverfahren von Verbundgusswalzen

Das Walzen von Flachprodukten hat eine lange Tradition. Nach [24] wurden schon im 17. Jahrhundert Walzen aus Gusseisen hergestellt, die zunächst zur Produktion von Weißblech dienten. Weiterhin ist bekannt, dass eine Londoner Eisengießerei um das Jahr 1700 bereits Hartgusswalzen hergestellt hat [25]. Die ersten Probewalzen in Deutschland wurden bei der Königlichen Eisengießerei in Berlin 1822 gegossen [26]. Zunächst wurden Einstoffwalzen hergestellt, die den damaligen Anforderungen genügten. Durch stetige Weiterentwicklungen der Walzverfahren und Walzwerke wurden in den 1950er Jahren erste Zweistoffwalzen in Verbundgusstechnik hergestellt, die den stärkeren äußeren Einflüssen angepasst waren: zunächst nur in statischen Gießverfahren, ab den 1970er Jahren auch im Schleuderguss [15, 27]. So hergestellte Verbundgusswalzen sind seitdem nicht mehr aus Warmband- und Grobblechwalzwerken wegzudenken.

Die Mantel- und Kernwerkstoffe, die für die Herstellung von Verbundwalzen verwendet werden, müssen den entsprechenden komplexen Anforderungen und Einsatzbedingungen angepasst werden sowie in einer Kombination miteinander ein optimales Eigenschaftensprofil der Walze gewährleisten.

Als Kernwerkstoff wird in den meisten Fällen Gusseisen mit Kugelgraphit verwendet, das eine entsprechend hohe Bruchfestigkeit sowie Dehnung zeigt und eine elastische Biegung der Walzen ermöglicht. Wird von dem Walzenanwender eine höhere Steifigkeit der Arbeitswalzen angefordert, wird als Kernwerkstoff Gusseisen mit Lamellengraphit verwendet.

Trotz sehr großer Unterschiede zwischen Liquidus- und Solidustemperaturen, Erstarrungskinetik und Gefügemorphologie können die verwendeten Mantel- und Kernwerkstoffe eine der wichtigsten Anforderungen an Verbundgussbauteile erfüllen: Sie bilden miteinander eine sehr feste metallurgische Bindung im Walzenumfang sowie entlang der Ballenlänge. Diese ist für einen hohen Ausschaltungswiderstand der Arbeitsschicht von großer Bedeutung.

Grundsätzlich soll die Verbundzone frei von Mikrorissen, nichtmetallischen Einschlüssen sowie Mikrolunkern sein, da die Porigkeit, die Lunker sowie die Schlackeneinschlüsse die mechanischen Eigenschaften des Verbundes negativ beeinflussen und unter der Wirkung von großen Walzkräften und den dadurch entstehenden hohen Kontaktspannungen zu Ausschaltungen der Arbeitsschicht führen können.

Im Laufe der Zeit wurden viele Verfahren zur Herstellung von Walzwerkswalzen entwickelt. Eine bereits sehr alte Methode ist das Schmieden. Dabei werden in der Regel jedoch nur

Einstoff-Stützwalzen produziert [28], so dass auf dieses Verfahren nicht weiter eingegangen werden soll.

Daher werden hier nur die „klassischen“ Herstellungsverfahren großer Verbundgusswalzen für Warmband- und Grobblechwalzwerke, der statische Guss sowie der Schleuderguss, näher betrachtet.

2.3.1 Statischer Verbundguss

Statische Gießverfahren sind dadurch gekennzeichnet, dass ein heißes Metall in eine Walzenkokille gegossen wird und in dieser erstarrt. Bei der Herstellung von Einstoffwalzen wird die Kokille dabei komplett mit der gewünschten Metallgüte befüllt. Sollen Verbundgusswalzen produziert werden, ist die Gussmethode weitaus komplexer und bedarf genauer Kenntnis über das Erstarrungsverhalten der eingegossenen Werkstoffe.

Prinzipiell unterscheidet man beim statischen Verbundguss zwischen zwei unterschiedlichen Gießmethoden: das Überlaufgießverfahren und das Schieberverfahren.

Beim statischen Überlaufgießverfahren (Abbildung 2.10) wird die Kokille zunächst bis zur oberen Ballenkante mit der Schmelze des Mantelwerkstoffs von unten befüllt. Die Erstarrung des Mantelwerkstoffs beginnt an der Kokillenwand. Nachdem die geforderte Mantelstärke erstarrt ist, folgt der Einguss des Kernwerkstoffs, welcher den noch flüssigen Mantelwerkstoff aus der Kokille verdrängt. Oberhalb der Ballenkante ist ein Überlauf angebracht, durch den die überschüssige Schmelze des Mantelwerkstoffs abfließt. Dieser Überlauf wird geschlossen, wenn nur noch die Schmelze des Kernwerkstoffs herausfließt. Es folgt dann die Füllung des noch verbliebenen Formhohlraums.

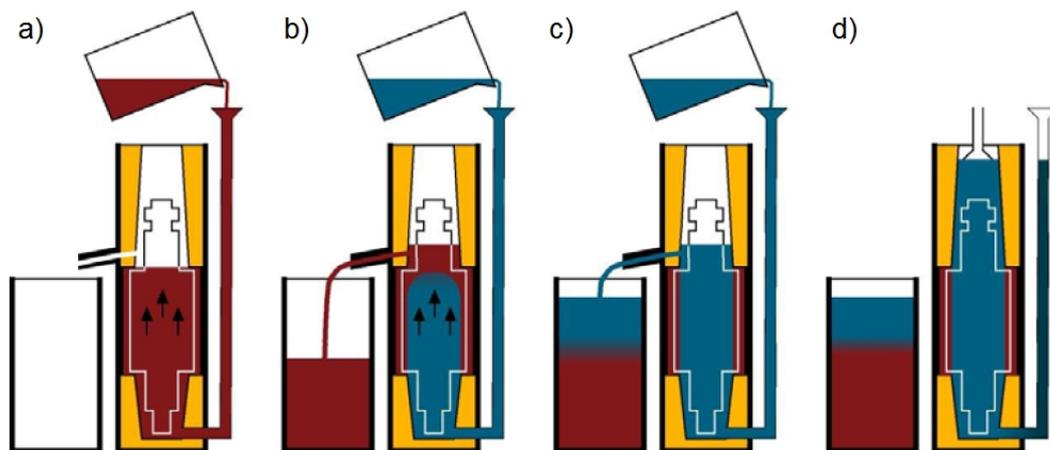


Abbildung 2.10: Statisches Überlaufgießverfahren: a) Einguss des Mantelwerkstoffs; b), c) Nachguss Kernwerkstoff; d) Fertig gegossene Walze [23]

Wie an Abbildung 2.10 zu erkennen ist, vermischen sich Mantel- und Kernwerkstoff im Auffangbehälter, sobald das Kernmaterial eingegossen wird. Dieses Gemisch ist für weitere

Beim horizontalen Schleudergießverfahren dreht sich beim Einguss des Mantelwerkstoffs eine Kokille bei hohen Drehzahlen horizontal um die eigene Achse (Abbildung 2.12a), bis der Mantelwerkstoff vollständig erstarrt ist. Dabei muss der Walzengießer darauf achten, dass die Kokillendrehzahl optimal eingestellt ist und sich entsprechende Zentrifugalkräfte aufbauen, die die Schmelze gleichmäßig nach außen an die Kokillenwand befördern. Ebenso muss die Eingießgeschwindigkeit des flüssigen Metalls angepasst sein. Eine zu langsame Eingießgeschwindigkeit kann zur Ausbildung von Überlappungen von Metallschichten während der Erstarrung führen, wogegen ein zu rascher Einguss eine wellen- oder regenartige Ausbildung des Metalls zur Folge haben kann [31].

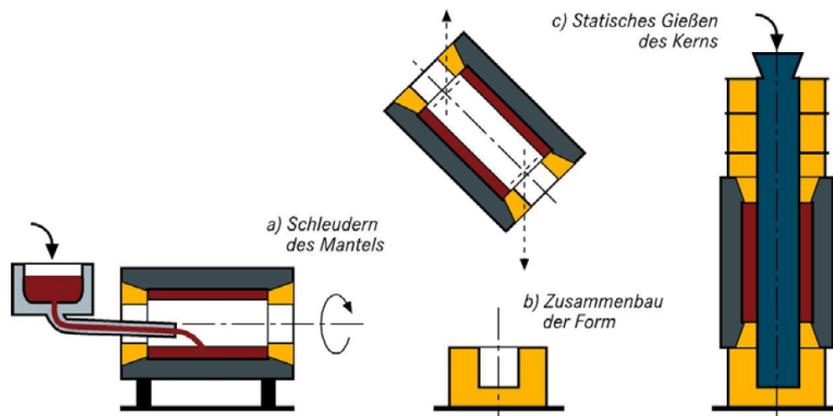


Abbildung 2.12: Horizontales Schleudergießverfahren [32]

Ist der Mantel mit der benötigten Dicke erstarrt, wird ein Flussmittel eingegossen, welches die innere Oberfläche des Mantels benetzt, um diese vor Oxidation zu schützen und die Verbindung mit dem Kernmaterial zu verbessern. Danach wird die komplette Kokille aufgerichtet und mit der entsprechenden Unter- und Oberzapfenform zusammengesetzt (Abbildung 2.12b). Üblicherweise erfolgt dann der statische Einguss des Kernmaterials über ein Eingussbecken, welches sich oberhalb der Kokille befindet. Dabei muss darauf geachtet werden, dass sich das Eingussbecken mittig über der oberen Kokillenform befindet. Ein außermittiger Einguss kann dazu führen, dass der Kernwerkstoff den erstarrten Mantel einseitig stärker aufschmilzt als gewünscht. Dieses gleichmäßige Aufschmelzen des Mantelwerkstoffs ist notwendig, um eine gute Verbindung der sich ausbildenden Übergangszone zwischen beiden Werkstoffen zu erhalten und somit einen sicheren und langen Betrieb der Walze zu gewährleisten. Je nach Größe der zu gießenden Walze dauert der gesamte Vorgang des horizontalen Schleudergusses vom Einguss des Mantelwerkstoffs bis zum Ende des Kernwerkstoffeingusses ca. 30 bis 60 Minuten [31, 32].

Die Herstellung von Verbundgusswalzen beim vertikalen Schleudergießverfahren geschieht üblicherweise in drei Teilschritten. Zunächst wird die komplette Kokille vorgeheizt. Im Gegensatz zum horizontalen Schleuderguss besteht diese Kokille aus einem Ballenbereich und

zwei Zapfenseiten, so dass eine Kokille mit einer größeren Gesamtlänge mit Hilfe eines Motors rotiert werden muss. Sobald die Kokille mit der je nach Walzentyp erforderlichen Drehzahl rotiert, wird der Mantelwerkstoff durch ein sich oberhalb der Kokille befindliches Rohr eingegossen, wenn die Schmelze die richtige Gießtemperatur erreicht hat (Abbildung 2.13a). Nach Einguss des Mantelwerkstoffs wird wie beim horizontalen Schleudergießverfahren ein Flussmittel eingesetzt, um die bereits genannten Effekte zu erzielen. Im nächsten Schritt wird nach teilweiser oder vollständiger Erstarrung des Mantels zunächst eine Schicht des Kernmaterials in die Kokille eingegossen. Die Möglichkeit des Eingusses bei noch nicht vollständig erstarrtem Mantel ist ein wesentlicher Unterschied zum horizontalen Schleuderguss und erlaubt das Einstellen einer optimalen Bindung zwischen beiden Werkstoffen. Während des Eingusses der ersten Kernschicht bleibt die Rotationsgeschwindigkeit der Kokille unverändert. Erst beim Nachfüllen mit dem restlichen Kernmaterial wird die Drehgeschwindigkeit langsam verringert, bis die Kokille vollständig befüllt ist und zum Stillstand kommt [28].

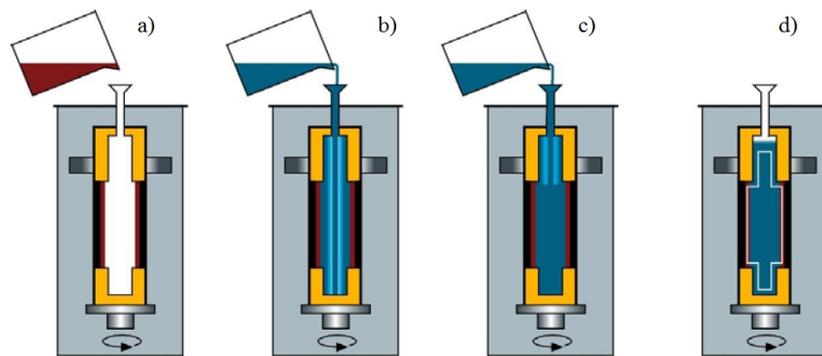


Abbildung 2.13: Vertikaler Schleuderguss [23]

Übliche Drehzahlen der Kokillen liegen bei beiden Schleudergießverfahren zwischen 600 und 1400 min^{-1} , so dass Rotationskräfte von etwa 120 g erreicht werden [28, 32].

Aus Gründen der Sicherheit befindet sich die gesamte Kokille in der Regel unterhalb des Hüttenflurs (Abbildung 2.14).

Beide Verfahren weisen einige Vorteile gegenüber den statischen Gießverfahren auf, so dass sie sich bei der Produktion von Verbundgusswalzen zum Einsatz in Warmband- und Grobblechstraßen weitgehend durchgesetzt haben. Neben der Tatsache, dass bei beiden Schleudergießverfahren nur so viel Metall eingegossen werden muss, wie tatsächlich gebraucht wird und so zu einem deutlich höherem Ausbringen führt [29, 32], gibt es gute und gleichmäßige Werkstoffeigenschaften durch eine bevorzugte Kristallisation in radialer Richtung, eine starke Verbindung zwischen Mantel- und Kernmaterial und eine lunkerfreie Erstarrung [33]. Das vertikale Schleudergießverfahren ist dabei weiter verbreitet als die horizontale Methode, bei der die Gefahr der Makrostreifenbildung besteht [34].

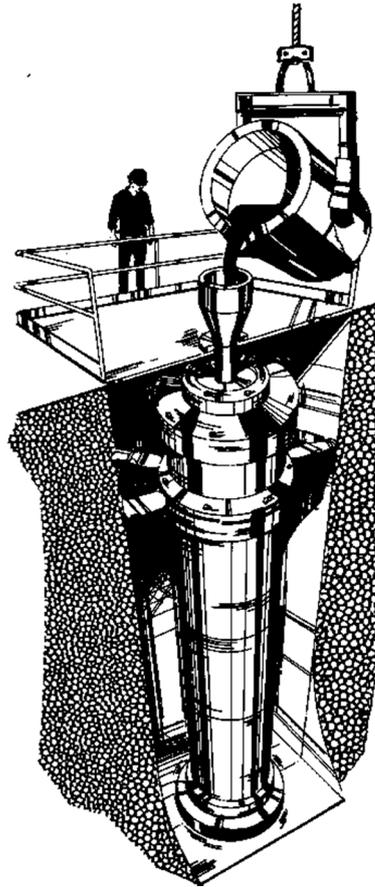


Abbildung 2.14: Vertikaler Schleuderguss einer Walze [35]

2.4 Bearbeitung gegossener Walzwerkswalzen

Jede statisch oder im Schleuderguss hergestellte Verbundgusswalze muss nach dem Gießprozess speziell auf die jeweiligen Kundenwünsche angepasst werden. In verschiedenen thermischen Behandlungen können sowohl die Härte des Mantels als auch die Festigkeiten von Kern und Zapfen eingestellt werden, um einen optimalen Betrieb zu gewährleisten. Ein abschließendes Abdrehen, Bohren, Fräsen und Schleifen auf das benötigte Fertigmaß schließt den gesamten Herstellungsprozess ab.

2.4.1 Wärmebehandlung

Je nach Walzenwerkstoff sind unterschiedliche Wärmebehandlungsverfahren notwendig, um die Walze optimal auf ihre späteren Einsatzbedingungen einzustellen.

Durch einen Temperaturgradienten in der Walze während der Abkühlung können Eigenstressungen im Inneren des Systems entstehen, welche entweder abgebaut oder durch eine geeignete thermische Behandlung so eingestellt werden, dass diese kritischen Spannungen, die während des Umformprozesses entstehen, entgegenwirken können.

Walzen mit einem Indefinite Chill-Mantel oder Kugelgraphit zeigen nach dem Guss ein Gefüge mit einem gewissen Anteil an Restaustenit, welcher bei der Wärmeschrumpfung während der Abkühlung in der Kokille zu schädlichen Eigenspannungen in Umfangsrichtung führen kann. Ebenso hat dieser Restaustenit einen negativen Einfluss auf die Härte des Gefüges. Eine Anlassbehandlung in einem Temperaturbereich von 250 °C bis 400 °C fördert die Kohlenstoffdiffusion, wodurch der restliche Austenit in eine gewünschte Martensitstruktur während der Abkühlung umgewandelt wird.

Höher legierte Walzen müssen in der Regel zunächst vollständig austenitisiert werden, damit sich bei der folgenden Abkühlung ein komplett bainitisches oder martensitisches Gefüge einstellen kann. Vor allem Walzen mit einem hohen Chromanteil oder aus einem Schnellarbeitsstahl werden nach dem Austenitisieren noch vergütet. Die Austenitisierungstemperatur liegt dabei je nach chemischer Zusammensetzung zwischen 900 °C und 1125 °C. Dabei werden unerwünschte Karbide aufgelöst, welche im Gießprozess entstehen. Durch geeignete Abkühlraten können kleinere Sekundärkarbide aus dem übersättigten Austenit gebildet und die gewünschte Gefügeumwandlung erreicht werden. Anschließend durchläuft die Walze mehrere Anlassbehandlungen, bei denen der gewünschte Eigenspannungszustand eingestellt werden kann [36].

Nach den verschiedenen Glühbehandlungen wird der Ballen der Walzen in der Regel gehärtet, um dessen Verschleißigenschaften zu verbessern.

2.4.2 Mechanische Bearbeitung

Jede gegossene Walze muss aus mehreren Gründen mit einem definierten Übermaß hergestellt werden. Zunächst kommt es bei der Erstarrung zu einer Volumenabnahme, auch Schrumpfung genannt [37]. Würde dieser Effekt nicht berücksichtigt und eine Form mit Endmaß hergestellt werden, hätte man nach der Erstarrung und Abkühlung eine Walze unter Maß hergestellt, die nicht den Kundenvorgaben entspräche. Zusätzlich zum Schrumpfungseffekt muss beachtet werden, dass es während einer nachfolgenden Wärmebehandlung zur Ausbildung einer Zunderschicht kommen kann, welche entfernt werden muss.

Um eine möglichst glatte und fehlerfreie Oberfläche der Walzen zu erhalten, werden diese nach der Wärmebehandlung auf Drehmaschinen spanend auf das gewünschte Endmaß abgedreht. Nach heutigem Stand der Technik können mit CNC-gesteuerten Drehmaschinen genaue Abmessungen mit geringen Fertigungstoleranzen eingestellt werden. In diesem Arbeitsschritt erhalten die Walzen neben einer makellosen Oberfläche auch ihre endgültige Form. Je nach Einsatzort werden nach Kundenwunsch nicht nur rein zylindrische, sondern auch bombierte oder s-förmig geschliffene Walzen hergestellt.

2.5 Mantelwerkstoffe der Arbeitswalzen

In Grobblech- und Warmbandwalzwerken gibt es drei wesentliche Mantelwerkstoffe der Arbeitswalzen, die sich gemäß der entsprechenden Anforderungen durchgesetzt haben: Indefinite Chill-, HSS- und hochchromhaltige Walzen in verschiedenen Ausführungen (Abbildung 2.15).

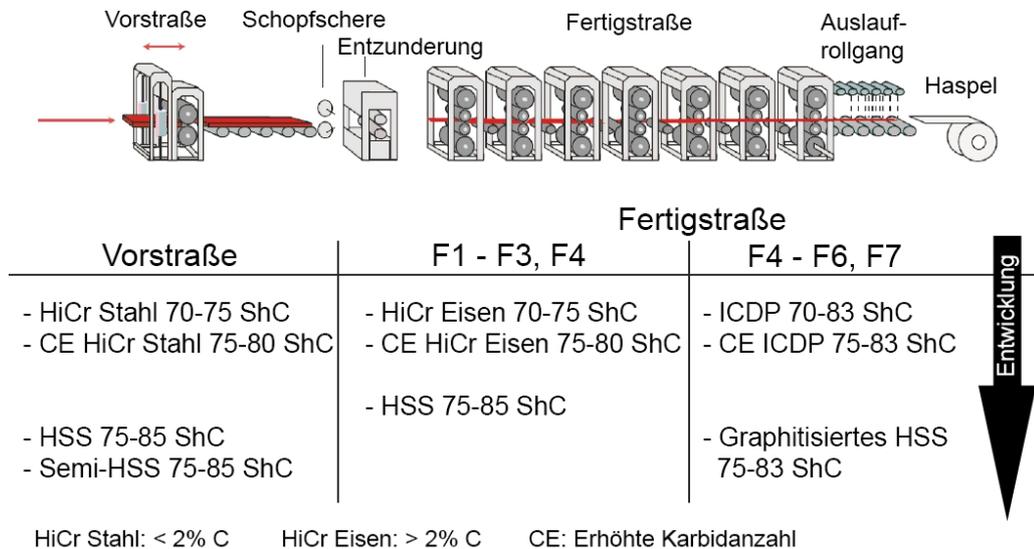


Abbildung 2.15: Eingesetzte Mantelwerkstoffe in Warmbandwalzwerken [41]

In der Vorstraße und den ersten Gerüsten der Fertigstraße (F1-F3/F4) von Warmbandwalzwerken gab es in den 1980er Jahren eine Entwicklung von Indefinite Chill Double Poured Walzen (ICDP) zu hochchromhaltigen Stahlwalzen. Die stetig steigenden Anforderungen an die Walzen in der Vorstraße haben in den 1990er Jahren semi-HSS und später HSS als Mantelwerkstoff hervorgebracht und damit weitere Verbesserungen der Walzgutqualität und der Standzeiten der Walzen geliefert [38, 39]. Die Mantelhärte konnte so im Laufe der Zeit von 70-75 ShC auf bis zu 90 ShC bei gleichzeitiger Verbesserung weiterer Eigenschaften, wie einer höheren Verschleißfestigkeit, gesteigert werden.

In den hinteren Gerüsten der Fertigstraße werden fast ausschließlich Walzen aus Gusseisen mit Lamellengraphit (ICDP) eingesetzt. Diese zeichnen sich besonders durch eine hohe Verschleiß- und Stoßbeständigkeit aus. Eine Steigerung des Karbidgehalts in den 1990er Jahren hat den Einsatz der ICDP-Walzen in den letzten Gerüsten der Fertigstraße gefestigt. Erst seit einigen Jahren gibt es immer wieder Versuche ICDP durch HSS-Walzen zu ersetzen. Bisher hat sich jedoch noch kein HSS-Typ endgültig durchsetzen können [16, 40].

2.5.1 Gusseisen mit Lamellengraphit – Indefinite Chill Walzen

Erste Indefinite Chill Walzen wurden in den 1930er Jahren hergestellt und sind seitdem ein fester Bestandteil in den meisten Grobblech- und Warmbandwalzwerken [27]. Heutzutage

werden sie zumeist in den letzten Gerüsten (F4-F7) der Fertigstaffel eines Warmbandwalzwerkes und in Grobblechgerüsten eingesetzt.

Zunächst wurden Indefinite Chill Walzen als Einstoffwalzen in einem statischen Gießverfahren hergestellt. Die Kombination der Abkühlrate mit einem hohen Kohlenstoffanteil (2,9 bis 3,5 %) und definierten Mengen an Silizium, Chrom und Nickel (Tabelle 2.1) führt zu einer radial gerichteten, dendritischen Gefügestruktur, welche typisch für den IC-Werkstoff ist. Dabei scheiden sich Fe_3C -Carbide sowie feiner freier Graphit im perlitischen, bainitischen oder martensitischen Grundgefüge der Arbeitsschicht aus und führen zu Härtewerten von 1300 HV [11, 42].

Bei der Abkühlung gibt es keine definierte Schreckschicht zwischen Mantel- und Kernbereich, so dass sich eine allmähliche Übergangszone ausbildet. Dieser Umstand gibt den IC-Walzen ihren Namen.

Tabelle 2.1: Chemische Zusammensetzung und Härtewerte von IC-Walzen [43]

| Chemische Zusammensetzung in % (Massenanteil) | | | | | | Härte |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|-------|
| C | Si | Mn | Ni | Cr | Mo | ShC |
| 2,9-3,3 | 1,3-1,8 | 0,3-0,6 | 0,8-1,5 | 0,8-1,2 | 0,1-0,4 | 50-55 |
| 3,0-3,5 | 0,8-1,2 | 0,3-0,8 | 2,0-3,0 | 0,8-1,2 | 0,1-0,4 | 65-75 |

Da die Härte nach Shore (ShC) keine weit verbreitete Härteangabe ist, soll folgende Umwertetabelle einen kleinen Überblick über die Umrechnung zu den weiter verbreiteten Härteangaben nach Vickers und Rockwell sowie der Zugfestigkeit schaffen.

Tabelle 2.2: Umwertetabelle ShC – HV – HRC [44]

| Härte nach Shore [ShC] | Vickershärte [HV] | Rockwellhärte [HRC] | Zugfestigkeit [MPa] |
|---------------------------|----------------------|------------------------|------------------------|
| 50,4 | 372 | 38 | 1214 |
| 54,9 | 412 | 42 | 1351 |
| 59,8 | 458 | 46 | 1496 |
| 65,1 | 513 | 50 | 1689 |
| 70,9 | 577 | 54 | 1910 |
| 80,8 | 697 | 60 | 2324 |
| 90,6 | 832 | 65 | 2660 |

Während der Erstarrung bilden sich fächerartige Zementitplatten, deren Anteil von der Balloberfläche zum Kern abnimmt. Der Graphitanteil dagegen nimmt in derselben Richtung zu, liegt am Rand meist in lamellarer Form vor und kann in Richtung Kern eine kugelige Struktur einnehmen [27].

Durch die Abkühlbedingungen und den beschriebenen Gefügeaufbau sind die IC-Walzen relativ unempfindlich gegenüber Brandrissen sowie Ausschaltungen. Diese Eigenschaften lassen sich durch das Verhältnis von Zementit zu Fe_3C -Carbiden einstellen [11, 45, 46, 47].

Die Brandrissneigung wird durch den Graphit im Gefüge bestimmt. Er hat einen direkten Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit der Walze und verbessert die thermischen Eigenschaften. Ist eine lamellare Graphitstruktur in der Walze vorhanden, nimmt die Wärmeleitfähigkeit mit steigendem Graphitgehalt zu, wird jedoch auch durch das Grundgefüge beeinflusst. Der freie Graphit hat zusätzlich eine schmierende Wirkung zwischen Walze und Walzgut und verringert die Gefahr von Bandadhäsionen [48].

Die lamellare Ausbildung des Graphits im heterogenen Gefüge des Gusseisens hat jedoch auch einen negativen Einfluss auf die Festigkeit des Werkstoffs. Bei einer wirkenden Zugbeanspruchung entsteht eine hohe innere Kerbwirkung. Bei niedriger äußerer Belastung kann das Grundgefüge an den Lamellenspitzen schon mikroplastisch fließen, so dass bei höheren Belastungen die Gefahr des Aufreißens besteht [49].

Klassische IC-Einstoffwalzen haben maximale Härtewerte (vgl. Tabelle 2.1) zwischen 50 und 75 ShC. IC-Einstoffwalzen zeigen jedoch vergleichsweise niedrige Verschleißeigenschaften und werden seit Beginn der Entwicklung des statischen Zweistoffgießens kaum noch eingesetzt. Höhere Härtewerte und bessere Verschleißeigenschaften konnten durch das Verbundgießen erreicht werden.

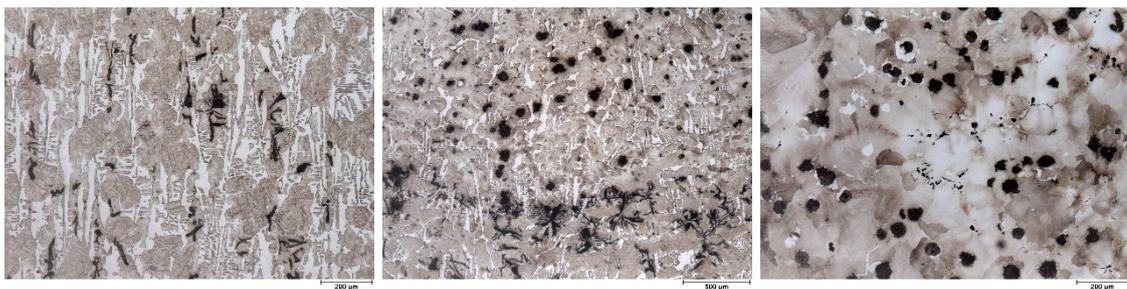


Abbildung 2.16: Gefüge einer ICDP-Walze, Links: Mantelbereich (Schichtdicke ca. 40 mm), Mitte: Übergangszone (Dicke ca. 10 mm), Rechts: Kernbereich

Seit den 1970er Jahren werden Zweistoff- bzw. Verbundgusswalzen üblicherweise im Schleudergussverfahren mit Oberflächenhärten bis 85 ShC hergestellt [27]. Durch diese Weiterentwicklung ist es möglich, eine harte Arbeitsschicht zu gießen, die den Verschleißwiderstand deutlich steigert. Des Weiteren verbessern sich die mechanischen und thermischen Eigenschaften der Walzen, da u. a. der Kern der Walze ein homogenes Gefüge zeigt. Durch die zwei unterschiedlichen Schichten kommt auch der Name Indefinite Chill Double

Poured zustande (ICDP). Die harte Arbeitsschicht hat je nach Dimension der Walze eine Schichtdicke von 12 bis 70 mm, welche in einer dünnen Übergangszone mit einer Dicke von 5 bis 15 mm endet. Der restliche Durchmesser der Walze ist ein fester Gusseisenkern. Das Gefüge der Arbeitsschicht ähnelt dem einer Einstoff IC-Walze und ist auf dem linken Bild der Abbildung 2.16 zu erkennen. Das mittlere Gefügebild zeigt den Übergangsbereich, in dem Lamellen- und Kugelgraphit vorliegt. Der Kern besteht überwiegend aus einem Gusseisengefüge mit eingelagertem Kugelgraphit [50]. Tabelle 2.3 zeigt typische Zusammensetzungen und Härtewerte der Arbeitsschicht einer ICDP-Walze.

Tabelle 2.3: Zusammensetzung / Härte des Randbereichs von ICDP-Walzen [43]

| Chemische Zusammensetzung in % (Massenanteil) | | | | | | Härte |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|-------|
| C | Si | Mn | Ni | Cr | Mo | ShC |
| 3,0-3,4 | 0,7-1,2 | 0,3-1,5 | 3,8-4,8 | 1,0-2,0 | 0,1-0,4 | 72-78 |
| 3,0-3,4 | 0,7-1,2 | 0,3-1,5 | 4,0-5,0 | 1,0-2,0 | 0,1-0,4 | 75-80 |

Anhand der Tabelle lässt sich erkennen, dass sich die Mantelhärte je nach Einsatzbedingung durch die unterschiedlichen Legierungselemente einstellen lässt.

Abbildung 2.17 zeigt den typischen Härtebereich von ICDP-Walzen von der Oberfläche bis zum maximalen Abwurfdurchmesser.

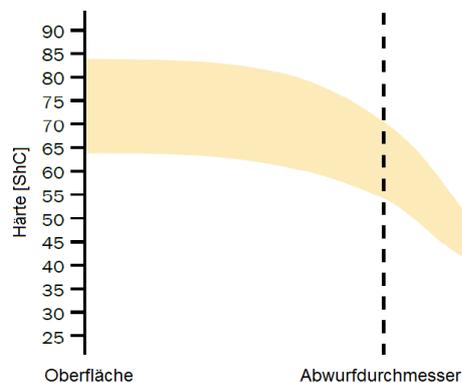


Abbildung 2.17: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer ICDP-Walze [43]

Wie bereits erwähnt gab es in den 1990er Jahren aufgrund stetig steigender Anforderungen an das Walzwerk eine Weiterentwicklung der ICDP-Walzen, welche eine Karbidsteigerung zu Folge hatte. Eine einfache Berechnung in [32] zeigt das Einsparpotential von ICDP-Walzen mit einem höheren Karbidgehalt im Vergleich zu klassischen Walzen mit einem Indefinite Chill Mantel vor der Karbidgehaltsteigerung. Zuvor konnten mit einer ICDP-Walze ca. 2500 t Fertigmateriale ausgewalzt werden. Danach mussten die Oberflächen aufgrund starker

Verschleißerscheinungen nachgeschliffen werden. Dies entspricht einer auf den abgeschliffenen Durchmesser bezogenen Walzenleistung von 4500 t/mm pro Walze. Eine auf 1 Millionen Tonnen Warmband ausgelegte Warmbandstraße benötigte so 1333 mm an abgedrehter Walzenoberfläche, wenn dauerhaft 6 Arbeitswalzenpaare aus ICDP in den letzten drei Gerüsten im Einsatz sind. Jede Walze kann etwa 65 mm nachgedreht werden, bevor das Schrottmaß erreicht ist. Dadurch ergab sich ein jährlicher Arbeitswalzenverbrauch von 20-22 Walzen. Durch die Erhöhung des Karbidgehaltes und somit einer Weiterentwicklung der ICDP-Walzen mit erhöhtem Verschleißwiderstand, konnte die Walzenleistung auf 7000 t/mm erhöht werden, was eine Reduktion an verbrauchten Walzen auf 13-14 Stück pro Jahr bedeutete.

2.5.2 Schnellarbeitsstahl HSS-Walzen

Seit einigen Jahren werden in den Vorgerüsten und den ersten Gerüsten der Fertigstraße von Warmbandwalzwerken Walzen mit einer Arbeitsschicht aus Schnellarbeitsstahl (HSS) oder Semi-HSS eingesetzt. Diese Walzen sind durch einen hohen Anteil von sehr harten Karbiden gekennzeichnet, welche durch den Einsatz von Elementen wie Molybdän, Wolfram, Vanadium, Titan oder Niob gebildet werden [20, 42, 50, 51, 52]. Karbide beeinflussen die Verschleißbeständigkeit der HSS-Walzen stark. Es gibt grundsätzlich zwei Stufen der Karbidbildung. Erste, auch primäre Karbide genannt, entstehen während der Erstarrung der Schmelze, sekundäre Karbide dagegen während einer geeigneten Wärmebehandlung. Die Karbidgröße und -verteilung ist dabei maßgeblich von den Erstarrungsbedingungen und der Grundmorphologie des Stahls abhängig [39]. Vanadium, Titan und Niob bilden in geeigneter Konzentration MC-Karbide, Molybdän und Wolfram können M_2C - und M_6C -Karbide bilden und Chrom führt zu $M_{23}C_6$ - sowie M_7C_3 -Karbiden. Diese Karbide verteilen sich idealerweise gleichmäßig auf einem aus angelassenem Martensit bestehenden Grundgefüge [53]. Durch das Grundgefüge und die sehr harten Karbide besitzt HSS eine sehr hohe Verschleißbeständigkeit [38, 51, 54, 55, 56, 57].

Eine Übersicht über die Härtewerte der einzelnen Karbide ist in Tabelle 2.4 aufgelistet.

Tabelle 2.4: Härtewerte typischer Karbide [39]

| Karbid | Element | Vickershärte |
|--------|----------------|--------------|
| M3C | Fe (Cr,Mo) | 1100-1350 |
| M7C3 | Cr (Fe,Mo) | 1400-1800 |
| MC | TiC | 3000-3400 |
| | VC | 2800-3000 |
| | NbC | 2200-2500 |
| M2C | Mo (W,V,Cr,Fe) | 1600-2200 |
| M6C | W (Mo,Fe,Cr) | 1200-1800 |

Fehler! Ungültiger Eigenverweis auf Textmarke. zeigt typische chemische Zusammensetzungen und Härtewerte von HSS- und Semi-HSS-Mantelschichten einer Arbeitswalze.

Tabelle 2.5: Zusammensetzung / Härte von HSS- und Semi-HSS-Walzen [43]

| Werkstoff | Chemische Zusammensetzung in % | | | | | | | | Härte |
|--------------|--------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------|---------|-------|
| | C | Si | Mn | Ni | Cr | Mo | V | W | ShC |
| HSS | 1,0- 2,5 | 0,3- 1,8 | 0,1- 1,5 | 0,1- 1,0 | 4,5- 9,5 | 0,5- 7,0 | 4,0- 10,0 | 0,0-6,0 | 78-84 |
| Semi- HSS | 1,5- 2,5 | 0,5- 1,5 | 0,5- 1,5 | 0,5- 1,5 | 3,0- 8,0 | 1,0- 3,0 | 1,0- 3,0 | 1,0-3,0 | 70-85 |

Die Sekundärkarbide, welche beim Abschrecken, beim Anlassen und bei weiteren Wärmebehandlungen entstehen, sind im Vergleich zu den Primärkarbiden extrem fein, haben aber einen signifikanten Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der Walze, besonders hinsichtlich ihrer Verschleißfestigkeit und Reibungseigenschaften [39].

Das linke Bild der Abbildung 2.18 zeigt eine typische Gefügestruktur der Arbeitsschicht einer HSS-Walze. Auf dem rechten Bild wird der Übergangsbereich der HSS-Arbeitsschicht zum Gusseisenkern mit Kugelgraphit deutlich.

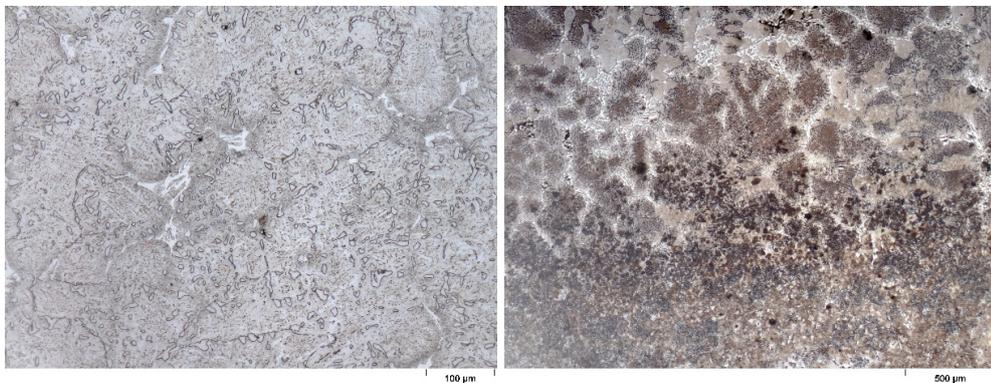


Abbildung 2.18: Gefüge einer HSS-Walze: links: Arbeitsschicht, rechts: Übergangzone Arbeitsschicht-Kernwerkstoff

Die Karbidbildung ist stark vom Kohlenstoffgehalt abhängig. Ist dieser zu hoch (über 2,5 %), nimmt auch der Volumenanteil an unerwünschten eutektischen Karbiden in Form von M_6C (Mo, W), M_7C_3 (Cr) und M_3C (Fe) stark zu [54, 56, 58, 59]. Diese Karbide können ein Netz an den Austenitkorngrenzen bilden, welche die mechanischen Eigenschaften wie die Bruchzähigkeit, Plastizität und die Ermüdungsfestigkeit herabsetzen [42]. Ebenfalls können sie die Temperaturwechselbeständigkeit des Werkstoffs verringern [53].

Durch die homogen fein verteilten Karbide mit ihren hohen Härtewerten haben HSS-Walzen eine 2 bis 5-mal höhere Lebensdauer im Vergleich zu Hochchromwalzen oder Indefinite Chill Walzen [51]. Durch die harten Karbide ist die Gesamthärte von HSS-Walzen deutlich höher im Vergleich zu IC-Walzen, wie in Abbildung 2.19 zu sehen ist.

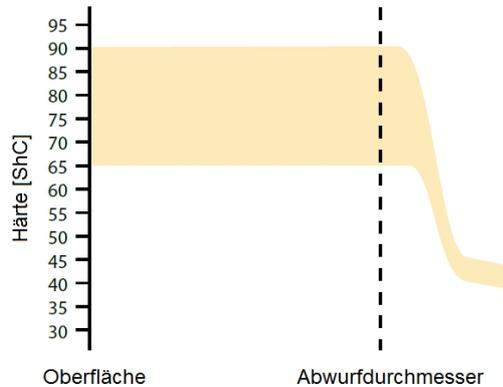


Abbildung 2.19: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer HSS-Walze [43]

Grundsätzlich kann eine Einteilung von HSS-Stählen in drei Gruppen erfolgen. Die erste Gruppe umfasst molybdänhaltige Schnellarbeitsstähle mit einem hohen Kohlenstoff- und Vanadiumanteil. Das Gefüge ist durch einen hohen Gehalt von M_2C -Karbiden gekennzeichnet. Die zweite Gruppe beinhaltet hoch kohlenstoffhaltige Vanadin-Molybdänstähle. Diese bilden MC -Karbide mit einem Durchmesser von bis zu $30\ \mu\text{m}$. In der dritten Gruppe lassen sich Schnellarbeitsstähle mit einem erhöhten Anteil an Kohlenstoff, Vanadium und Molybdän mit M_7C_3 -Karbiden im Grundgefüge einteilen.

Wie bereits erwähnt zeichnen sich HSS-Walzen durch hohe Härtewerte, einen sehr guten Verschleißwiderstand und gute mechanische Eigenschaften aus, welche auch bei hohen Einsatztemperaturen stabil sind [47, 60, 61].

Weitere Vorteile von HSS-Walzen sind eine hohe Anlassbeständigkeit (bis ca. $600\ ^\circ\text{C}$), eine stabile Härte über die nutzbare Arbeitsschicht bis zum Abwurfdurchmesser und eine verbesserte Maßgenauigkeit des Endwalzproduktes durch ein gleichmäßiges Rauheitsprofil und eine gute Oberflächenqualität. Durch den erhöhten Widerstand gegen Verschleiß und einer verbesserten Ermüdungsbeständigkeit konnten Walzen aus hochchromhaltigen Stählen in den ersten Gerüsten der Fertigstraßen F1-F4 durch HSS-Walzen ersetzt werden [43, 50, 52, 62, 63]. In [16] wird das deutlich bessere Verschleißverhalten von HSS-Walzen verglichen mit hochchromhaltigen Stählen im zweiten Gerüst der Fertigstaffel beschrieben. Durch sukzessive Weiterentwicklungen von hochchromhaltigen Walzen über hochchromhaltige Walzen mit gesteigertem Karbidgehalt zu HSS-Walzen mit einem hohen Anteil an Molybdän konnte die Walzkampanienlänge von $7400\ \text{t/mm}$ bis zum Erreichen des Abwurfdurchmessers um das Dreifache auf $22800\ \text{t/mm}$ bei einer deutlich besseren Walzenoberfläche mit minimierter Rauigkeit gesteigert werden. Dieser Effekt ist besonders in den ersten beiden Gerüsten der Fertigstraße sichtbar. Durch niedrigere Walzguttemperaturen

verringert sich der Effekt unter Verwendung von HSS-Walzen im vierten Gerüst im Vergleich zu F2 oder F3 [64].

In den ersten Gerüsten der Fertigstraße bildet sich an den Oberflächen der Walzen ein Oxydationsfilm. Dieser senkt den Walzenverschleiß und wirkt isolierend gegen die Wärme des Walzgutes. Bei hochchromhaltigen Walzen kann dieser Film bis zu 1,66 mm dick sein und bildet an der Walzenoberfläche eine streifenförmige Rauheit, welche die Oberfläche des Walzgutes schädigen kann [59, 65]. Verglichen mit dem Oxydationsfilm von hochchromhaltigen Walzen ist dieser bei HSS-Walzen mit 0,41 mm deutlich dünner, ist sehr beständig und führt so zu geringeren Oberflächenbeschädigungen [59].

Es wird empfohlen, Walzen mit einer Arbeitsschicht aus Schnellarbeitsstahl bei der Herstellung von Walzgut mit einer Dicke von bis zu 2,5 mm einzusetzen [64]. Untersuchungen zeigen, dass der Einsatz von HSS-Walzen effektiver ist als der Einsatz von Arbeitswalzen aus konventionellen Werkstoffen [66]. Jedoch lässt sich ein Untersuchungsergebnis einer Warmbandstraße nicht automatisch auf jede weitere Anlage übertragen. Die Walzbedingungen vor Ort bestimmen die Effizienz eines jeweiligen Walzenwerkstoffs [67, 68, 69, 70, 71].

Semi-Schnellarbeitsstähle haben im Vergleich zu klassischen HSS-Stählen geringere Kohlenstoffgehalte und karbidbildende Elemente. Der Anteil an Karbiden beträgt maximal 10 %. Dadurch zeigt der Werkstoff gute Greifeigenschaften bei gleichzeitig hoher Festigkeit und Zähigkeit [50]. Durch die Kombination dieser mechanischen Werte mit einer verbesserten Temperaturwechselbeständigkeit werden Semi-HSS-Walzen vorwiegend in Vorgerüsten eingesetzt [70]. Die Härtewerte sind im Vergleich zu HSS-Walzen etwas geringer, jedoch in einem gleichbleibenden Niveau zwischen 70 und 85 ShC bis zum Abwurfdurchmesser (Abbildung 2.20).

Die Fertigung von Walzen mit einer HSS oder Semi-HSS Arbeitsschicht ist komplexer und auch kostenintensiver als die von ICDP-Walzen. Durch die unterschiedlichen Eigenschaften des HSS-Mantels und des Gusseisenkerns kann es bei der Erstarrungen zu Problemen in der Übergangszone kommen, wenn diese nicht gleichmäßig ausgebildet ist. Dies führte in den Anfängen der HSS-Walzenherstellung regelmäßig zu Komplikationen, hat sich jedoch mit weiterentwickelten Schleudergießverfahren bei den Walzenherstellern deutlich verbessert [17, 39].

Walzen mit einer Arbeitsschicht aus HSS und Semi-HSS konnten hochchromhaltige Walzen oder Indefinite Chill Walzen aus den Vorgerüsten und ersten Gerüsten der Fertigstraßen aufgrund ihres guten Verschleißwiderstandes, der gesteigerten mechanischen Eigenschaften und der zwei- bis fünfmal höheren Lebensdauer [72] verdrängen.

Der Einsatz von HSS-Walzen in den letzten Gerüsten der Fertigstraßen hat sich jedoch noch nicht durchgesetzt [17]. Trotz besserer Verschleiß Eigenschaften werden dort heutzutage fast ausschließlich Indefinite Chill Walzen eingesetzt. Die bereits angesprochene Oxydschicht kann in diesen Gerüsten nicht genug wachsen, so dass es zum Kleben des Bandes an der

Walzenoberfläche kommen kann. Ebenso ist die Bruchzähigkeit bei den HSS-Walzen geringer als bei anderen Walzengüten. Dieses kann aufgrund der niedrigen Temperaturen in den letzten Gerüsten leicht zu Schäden bis hin zur Zerstörung der Walzen bei großen stoßartigen Belastungen führen [40].

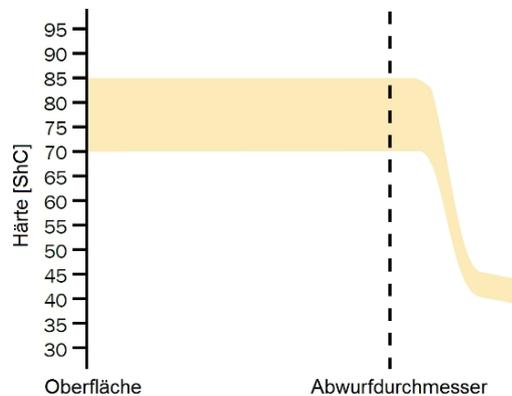


Abbildung 2.20: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer Semi-HSS-Walze [43]

Daher kam es in den letzten Jahren zu einer Weiterentwicklung der Schnellarbeitswalzen zu einem Werkstoff mit graphitisiertem HSS in der Arbeitsschicht. Fein koagulierter Graphit scheidet sich neben den primären und sekundären Karbiden in dem martensitisch angelassenen Grundgefüge aus. Der freie Graphit minimiert das Problem der Bandanhaftungen an der Oberfläche, da er wie ein Schmiermittel zwischen Walze und Walzgut wirkt [73].

Graphit hat eine sehr hohe Wärmeleitfähigkeit, verbessert die thermischen Eigenschaften und senkt somit den Temperaturgradienten in der Walze. Dadurch wird der Brandrissentstehungswiderstand merklich erhöht. Eine gute Wärmeleitfähigkeit ist bei rascher Aufheizung und Abkühlung des Werkstoffs wichtig, da die Temperatur der Walzenoberfläche beim Kontakt zwischen Walze und Walzgut mit steigender Wärmeleitfähigkeit abnimmt. Dies führt zu einer schnelleren Wärmeabfuhr von der heißen Walzenoberfläche zum kälteren inneren Walzenbereich. Durch eine gezielte Einstellung des Karbid- und Graphitgehalts durch die chemische Zusammensetzung kann somit die Wärmeleitfähigkeit und die Verschleißbeständigkeit an die jeweiligen Einsatzbedingungen angepasst werden. Viele Walzenhersteller arbeiten zur Zeit an der Weiterentwicklung von graphitisierten HSS-Walzenwerkstoffen, da diese das Potential besitzen, dauerhaft ICDP-Walzen auch in den letzten Gerüsten der Fertigstaffel zu ersetzen [40, 41, 74, 75].

2.5.3 Hochchromhaltige Eisen- und Stahlgusswalzen

Durch stetige Weiterentwicklungen der Walzwerkstechnik wachsen auch die Anforderungen an die eingesetzten Walzen. So kam es in den 1980er Jahren zu höheren Walztemperaturen, so dass die jahrzehntelang eingesetzten ICDP-Walzen nicht mehr den Bedingungen in den ersten Gerüsten der Fertigstraßen entsprachen. Es kam zu einem stetigen Austausch dieser

Walzengüten hin zu hochchromhaltigen Eisen- und Stahlwalzen [54]. Diese haben im Vergleich zu Walzen mit einer lamellaren Gusseisenarbeitsschicht einen höheren Widerstand gegen Verschleiß, einen höheren Ermüdungswiderstand, geringere Brandrissempfindlichkeit und deutlich höhere Zugfestigkeitswerte [47, 72]. Dieser Walzentyp ist durch einen hohen Anteil an eutektischen Karbiden gekennzeichnet, die im perlitisch oder martensitisch angelassenen Grundgefüge als fein verteilte Sekundärkarbide vorliegen. Hochchromhaltige Eisenwalzen zeigen hohe Härtewerte zwischen 65 und 87 ShC bis hin zum Abwurfdurchmesser, wie an Abbildung 2.21 zu sehen ist.

Durch die konstant hohen Härtewerte ist der Verschleißwiderstand dieser Walzen 1,5- bis 2-mal so hoch wie bei ICDP-Walzen [76, 77]. Ebenso führen sie zu einem konstanten Walzverhalten in den Grobblechgerüsten und den Fertigerüsten einer Warmbandstraße. Ein weiterer positiver Aspekt ist ein guter Oxidationswiderstand bei erhöhten Temperaturen [47].

Durch den höheren Verschleißwiderstand kommt es zu deutlich längeren Walzenstandzeiten beim Walzen von dünnen Bändern, wenn hochchromhaltige Gusseisenwalzen in den ersten Gerüsten der Fertigstraßen von Warmbandwalzwerken eingesetzt wird [78].

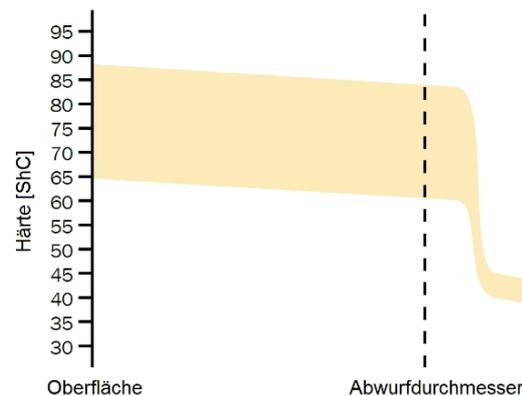


Abbildung 2.21: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer HiCr-Eisenwalze [43]

Aufgrund hoher Zugfestigkeitswerte bis zu 800 MPa und Biegegeweichselastizitäten bis zu 1340 MPa [43, 45] verringern sich die plastischen Verformungen in der Walzenarbeitsschicht bei höheren Temperaturen und zyklischen Belastungen. Ebenso wird der Ermüdungswiderstand mit einhergehender Absenkung der Brandrisseintensität an der Walzenoberfläche gesteigert. Dadurch kommt es zu verbesserten Oberflächenqualitäten des Walzgutes und einer höheren Lebensdauer der Walzen. Dieser Walzentyp wird vorwiegend in den Gerüsten F1 bis F4 der Fertigstraße von Warmbandwalzwerken und in Grobblechgerüsten eingesetzt [43, 45, 46].

Ein erhöhtes C/Cr-Verhältnis und ein hoher Molybdängehalt kennzeichnen hochchromhaltige Stahlwalzen. Das martensitische Grundgefüge enthält ca. 10 % Cr_7C_3 -Karbide sowie ca. 2 % Mo_2C -Karbide, die gleichmäßig verteilt vorliegen [79]. Walzen mit einer Arbeitsschicht

aus einem hochchromhaltigen Stahl haben einen gleichen Verschleißwiderstand wie Walzen mit einem hochchromhaltigen Gusseisenmantel, die Warmfestigkeit und dadurch der Widerstand gegen Brandrisse ist jedoch höher. Ebenfalls liegen sehr gute mechanische Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften vor [80]. Der Härteverlauf von der Oberfläche ist bis zum Abwurfdurchmesser konstant (Abbildung 2.22).

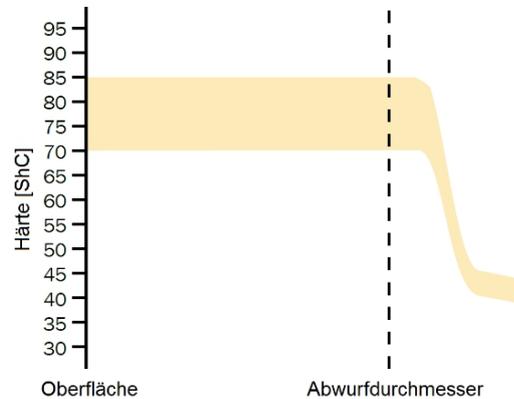


Abbildung 2.22: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer HiCr-Stahlwalze [43]

Aufgrund dieser Eigenschaften werden hochchromhaltige Stahlwalzen vorwiegend in Vorgerüsten und den ersten Gerüsten der Fertigstraßen von Warmbandwalzwerken eingesetzt [43].

Tabelle 2.6 zeigt die unterschiedlichen chemischen Zusammensetzungen von hochchromhaltigen Eisen- und Stahlwalzen.

Tabelle 2.6: Zusammensetzung / Härte von hochchromhaltigen Walzen [43]

| Mantelwerkstoff | Chemische Zusammensetzung in % | | | | | | Härte ShC |
|-----------------|--------------------------------|---------|---------|---------|-----------|---------|--------------|
| | C | Si | Mn | Ni | Cr | Mo | |
| Eisenguss | 2,4-3,0 | 0,5-1,8 | 0,7-1,5 | 0,6-1,5 | 14,0-20,0 | 0,7-3,5 | 70-87 |
| Stahlguss | 1,5-2,0 | 0,5-1,5 | 0,5-1,5 | 0,5-1,5 | 10,0-15,0 | 2,0-4,0 | 70-85 |

Der Kern hochchromhaltiger Eisen- und Stahlwalzen besteht in der Regel aus einem Gusseisen mit Kugelgraphit. In aktuellen Untersuchungen wird der Einsatz eines Stahlkerns anstelle eines Gusseisenkerns erprobt [81]. Steigende (Biege-) Belastungen von Arbeits- und Stützwalzen in Walzwerken erfordern eine hohe Festigkeit des Kerns, vor allem im Bereich der Zapfen. Aufgrund des deutlich höheren E-Moduls von Stahl (ca. 210 GPa) im Vergleich zu Gusseisen mit Kugelgraphit (ca. 180 GPa) sind Walzen mit einem Stahlkern deutlich starrer als bisher gegossene Verbundgusswalzen und zeigen ein verbessertes Biegeverhalten

(vgl. Kapitel 5.3.5). In diesem Zusammenhang ist ein fehlerfreier und stabiler Übergangsbereich vom Mantel zum Kern wichtig, um einen sicheren Walzbetrieb zu erzielen. Dies konnte durch metallographische Untersuchungen nachgewiesen werden und wird an Abbildung 2.23 deutlich.

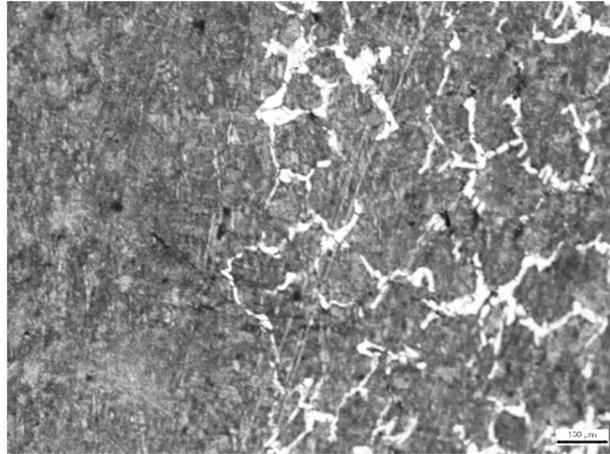


Abbildung 2.23: Verbundzone zwischen Chromeisen-Mantel und Stahlkern

2.6 Mechanische Kennwerte verschiedener Walzenwerkstoffe

In den Tabellen 2.7 und 2.8 sind die Werkstoffkennwerte der zuvor beschriebenen Mantel- und Kernwerkstoffe der unterschiedlichen Walzen zusammengefasst. Diese Kennwerte werden bei der Bestimmung der Spannungs- und Deformationsanalyse der Messdaten und in den Berechnungsmodellen in Kapitel 5 eingesetzt. Die dabei untersuchten Werkstoffe sind in den Tabellen hervorgehoben.

Tabelle 2.7: Mechanische Eigenschaften unterschiedlicher Mantelwerkstoffe

| Eigenschaften | Einheit | Mantelwerkstoffe Arbeitswalzen | | | | |
|-----------------|---------|--------------------------------|---------|----------|------------|------------|
| | | ICDP | HSS | Semi-HSS | HiCr-Stahl | HiCr-Eisen |
| Härte | ShC | 72 - 84 | 75 - 85 | 70 - 85 | 70 - 90 | 70 - 85 |
| E-Modul | GPa | 180 | 220 | 220 | 210 | 210 |
| Querdehnzahl | - | 0,26 | 0,31 | 0,31 | 0,30 | 0,30 |
| Zugfestigkeit | MPa | 400 | 750 | 800 | 800 | 600 |
| Biegefestigkeit | MPa | 720 | 1200 | 1200 | 1340 | 1000 |
| Druckfestigkeit | MPa | 1800 | 2500 | 2500 | 2000 | 2000 |

Tabelle 2.8: Mechanische Eigenschaften unterschiedlicher Kernwerkstoffe

| Eigenschaften | Einheit | Gusseisen mit Lamellengraphit (GGL) | Gusseisen mit Kugelgraphit (GGG) |
|---------------------------|---------|--|---|
| Härte | ShC | 38 | 38 |
| E-Modul | GPa | 125 | 180 |
| Querdehnzahl | - | 0,28 | 0,28 |
| Zugfestigkeit | MPa | 210 | 400 |
| Biegefestigkeit | MPa | 380 | 750 |
| Biegewechsel-festigkeit | MPa | ± 100 | ± 180 |
| Torsionsschwellfestigkeit | MPa | 180 | 280 |
| Torsionswechselfestigkeit | MPa | ± 120 | ± 180 |

3 Einfluss von Struktur und mechanischen Eigenschaften von Walzen auf das Walzgut

3.1 Planheit und Geometrie flachgewalzter Produkte

Das Ziel eines jeden Walzwerkes für Flachprodukte ist die Herstellung eines Bleches oder Bandes mit einer konstanten Breite und Dicke ohne Unebenheiten (konstanter Crown) [82, 83].

In den seltensten Fällen kann jedoch ein rechteckiges Flachmaterial produziert werden, da in einem Walzwerk nie ideale Walzbedingungen vorliegen. Ungleichmäßig aufgebrauchte Kräfte auf das Material im Walzspalt oder eine ungleichmäßige Temperaturverteilung können genau so zu Formabweichungen führen, wie das Auf- und Abwickeln eines Bandes oder eine Glühbehandlung nach dem Kaltwalzen [82, 84].

Eine Einteilung von möglichen Formabweichungen zeigt Abbildung 3.1. Eine Trennung erfolgt dabei in die Abweichungen von der Ebenheit sowie von der Geradheit.

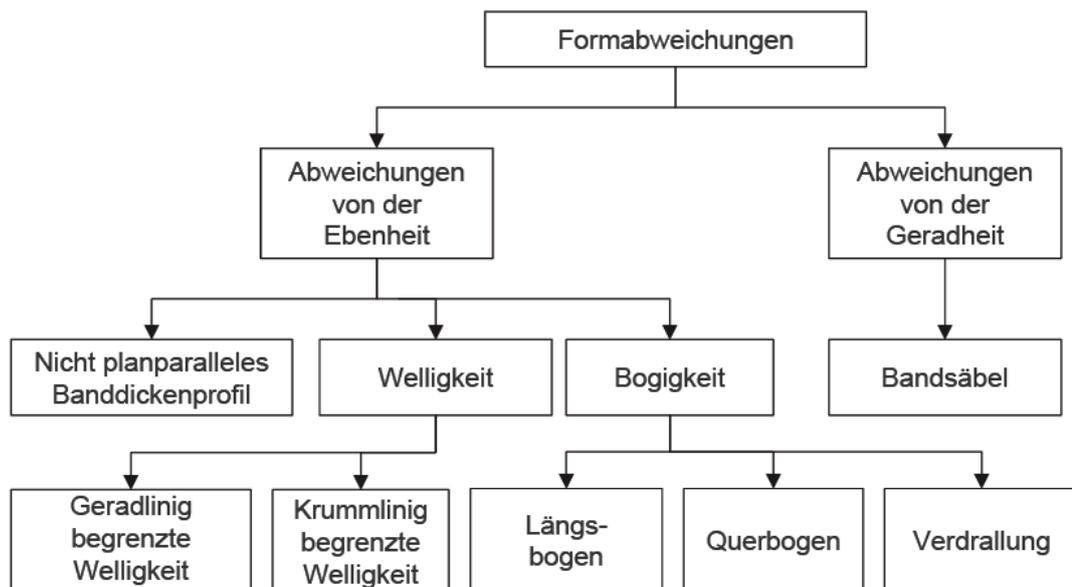


Abbildung 3.1: Einteilung unterschiedlicher Formabweichungen [85]

Im letztgenannten Fall entsteht eine bogenförmige Differenz der Bandkanten, ein sogenannter Säbel. Üblicherweise entsteht ein Bandsäbel durch nicht exakt zueinander ausgerichtete Arbeitswalzen und dadurch ungleichmäßiger plastischer Längsstreckung des Materials [84].

Abweichungen von der Ebenheit können unterschiedliche Gründe und Ausprägungen haben, welche in die Kategorien Bogigkeit, Welligkeit und nicht planparalleles Dickenprofil unterteilt werden [85].

Durch eine unterschiedliche plastische Streckung in Längsrichtung des Materials über die Dicke kann es zu Längsbögen, Querbögen oder zu Verdrallung kommen, welche in die Gruppe der Bogigkeit eingeordnet werden. Während des Walzvorganges lässt sich dieser Fehlertyp nicht erfassen, da die plastische Streckung und auch die Bandzugspannungen über die Breite konstant sind. Eine Ermittlung der Bogigkeit kann erst geschehen, wenn keine Zugkräfte mehr wirken. Durch plastische Biegung ohne Wirkung von Zugkräften können solche Planheitsfehler behoben werden.

Weitaus häufiger auftretende Fehler sind Welligkeiten, welche sich in zwei Kategorien einteilen lassen. Ähnlich wie Bogigkeiten können Welligkeiten der ersten Gruppe durch einen Biegevorgang verringert oder entfernt werden. Dieser Typ zeichnet sich durch in Walzrichtung gleichmäßig ausgerichtete Wellen aus, die in Längsrichtung über die Materialdicke durch plastische Stauchungen und Streckungen entstehen und dadurch zu unterschiedlichen Längsspannungen an Ober- und Unterseite führen.

Welligkeiten des zweiten Typs oder auch krummlinig begrenzte Welligkeiten sind durch unterschiedliche Bandlängungen über die Breite gekennzeichnet. Sobald eine kritische Beulspannung erreicht wird, führen Differenzen der Eigenspannungen im Material in Längs- und Querrichtung zu örtlichen Ausbeulungen. Je nachdem welcher Bereich entlang der Breite stärker gestreckt wird, entstehen Welligkeitsfehler entsprechend Abbildung 3.2.

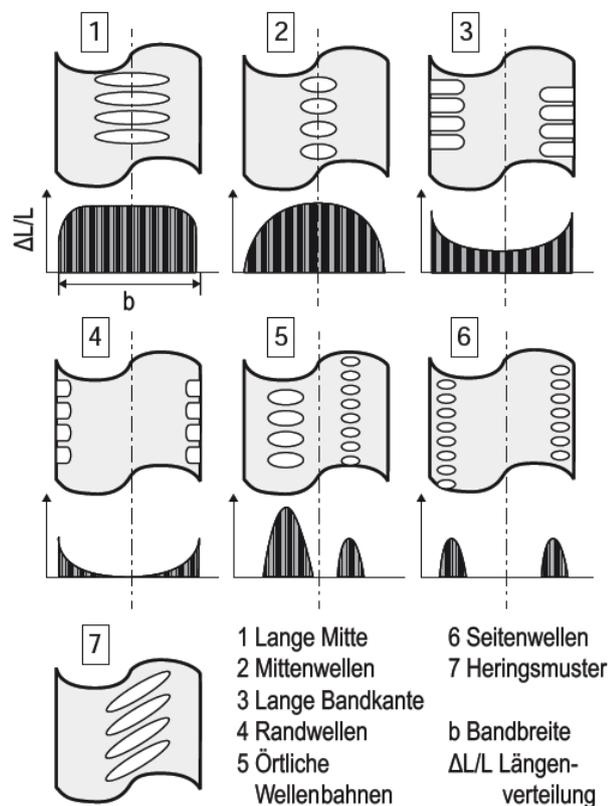


Abbildung 3.2: Welligkeitsfehler [84]

Dieser Effekt tritt bei dünnen Bändern eher als bei dicken Bändern oder Blechen auf, da die kritische Beulspannung eine Funktion der Banddicke ist [86]. Diese Planheitsfehler lassen sich im Gegensatz zu den Welligkeiten der ersten Gruppe nicht durch einen Biegevorgang beheben und sind nur durch örtliche plastische Dehnungen entlang der Breite zu verringern [83, 84].

Neben den bereits beschriebenen Welligkeitsfehlern können im Besonderen bei dickeren Bändern oder Blechen ungleichmäßige Dickenprofile in Breitenrichtung gemäß Abbildung 3.3 entstehen.

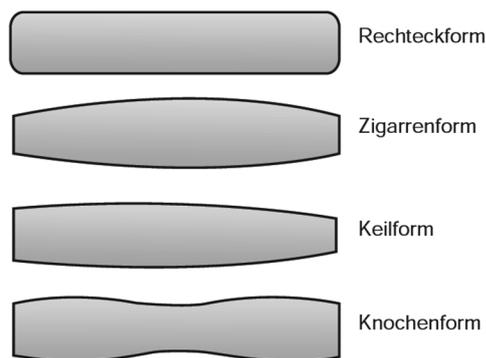


Abbildung 3.3: Dickenprofil bei Flachquerschnitten [83]

Als Ursache sind Walzspaltfehler und lokale Breitungen zu nennen. Ist keine Kaltumformung des Materials mehr vorgesehen, wird beim Warmwalzen ein möglichst rechteckiges Dickenprofil eingestellt. Schließt sich bei warmgewalzten Bändern eine Kaltumformung an, ist je nach Blechdicke eine Bombierung (engl. Crown) von 30-60 μm von Vorteil, um die sich einstellende konvexe Walzspaltform nach Abbildung 3.4 aufgrund eines ansteigenden Biegemomentes in Richtung Ballenmitte auszugleichen [86].

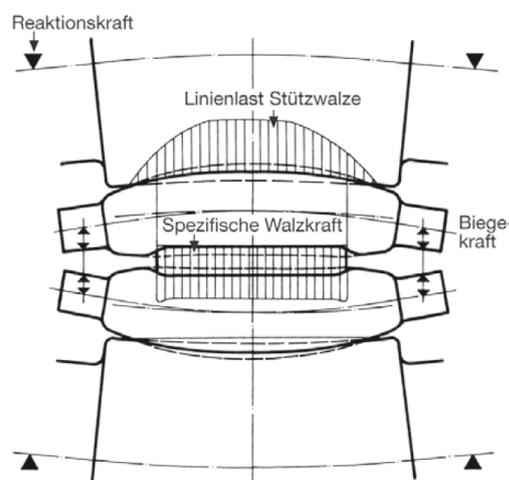


Abbildung 3.4: Deformation der Quarto-Walzenpaare unter Last [86]

Als Bombierung bzw. Crown ist nach DIN EN 10051 die Differenz zwischen der Dicke in der Mitte zum Mittelwert der Dicke an den beiden Bandkanten des Bandes oder Bleches definiert. Bei besäumten Bändern wird dabei der Randwert jeweils 25 mm, bei unbesäumten Bändern jeweils 40 mm von den Bandkanten gemessen, so dass der Crown mit einer zusätzlichen Bezeichnung B25 bzw. C40 angegeben wird.

Um Planheitsfehler quantitativ zu bewerten, wurde der Kennwert I-Unit eingeführt. Dabei ist eine I-Unit als eine Differenz einzelner Fasern von 10 $\mu\text{m}/\text{m}$ in Längsrichtung definiert.

3.2 Beeinflussung der Planheit und Biegelinie der Walzen

Abbildung 3.5 zeigt unterschiedliche Ansätze zur Vermeidung bzw. Reduzierung von Planheitsfehlern. Da diese Fehler meist auf eine ungleichmäßige Walzspaltform zurückzuführen sind, soll diese gezielt beeinflusst werden. Die Walzengegenbiegung und das Schwenken der Walzen können im laufenden Prozess sehr schnell eingestellt werden, so dass diese Verfahren sehr häufig zum Einsatz kommen, wobei beide Verfahren gegen unterschiedliche Planheitsfehler wirken. Durch das Schwenken der Arbeitswalzen können keilförmige Profilfehler verhindert werden, wohingegen das Biegen der Arbeitswalze die Welligkeitsfehler minimiert. Häufig besteht die Möglichkeit die Arbeitswalze sowohl positiv als auch negativ (bezogen auf den Walzspalt) durch eine hydraulische Krafteinleitung auf die Zapfen zu biegen.

Weitere Beeinflussungsmöglichkeiten der Bandplanheit sind das Verschränken der Walzen sowie deren Abkühlung bzw. Aufheizung der Einstellung der thermischen Bombierung. Bei dem erstgenannten Verfahren treten zusätzliche Bombierungseffekte aufgrund unterschiedlicher Walzenbiegungen auf. Bei der thermischen Bombierung wird die Arbeitswalze entlang des Ballens verschieden stark gekühlt. Durch den so erzielten Temperaturgradienten dehnt sich die Arbeitswalze unterschiedlich aus, so dass sich eine zusätzliche Bombierung einstellen lässt. Dieses Verfahren kann jedoch nicht direkt zur unterstützenden Beeinflussung der Planheit eingesetzt werden, da sich der Temperaturgradient nicht sofort einstellt. In der Regel wird die gewünschte Bombierung erst nach Walzung mehrerer Coils erreicht [82, 83, 87, 88].

Neben der gezielten Einstellung der thermischen Bombierung findet die mechanische Herstellung einer Bombierung durch einen Walzenschliff eine deutlich häufigere Anwendung, um die auftretende Walzspaltform zu beeinflussen [82, 89, 90, 91].

Die klassischen Walzenschliffe sind Abbildung 3.6 zu entnehmen. Diese werden je nach Anforderung konvex oder konkav geschliffen und können zusätzlich durch gegensinniges Verschieben zueinander die Walzspaltform ändern. Diese klassischen Schliffe haben jedoch den Nachteil, dass sich mit zunehmender Walzenstandzeit durch Abnutzung die Bombierung ändert und dadurch auch Walzkraftänderungen auftreten [86].

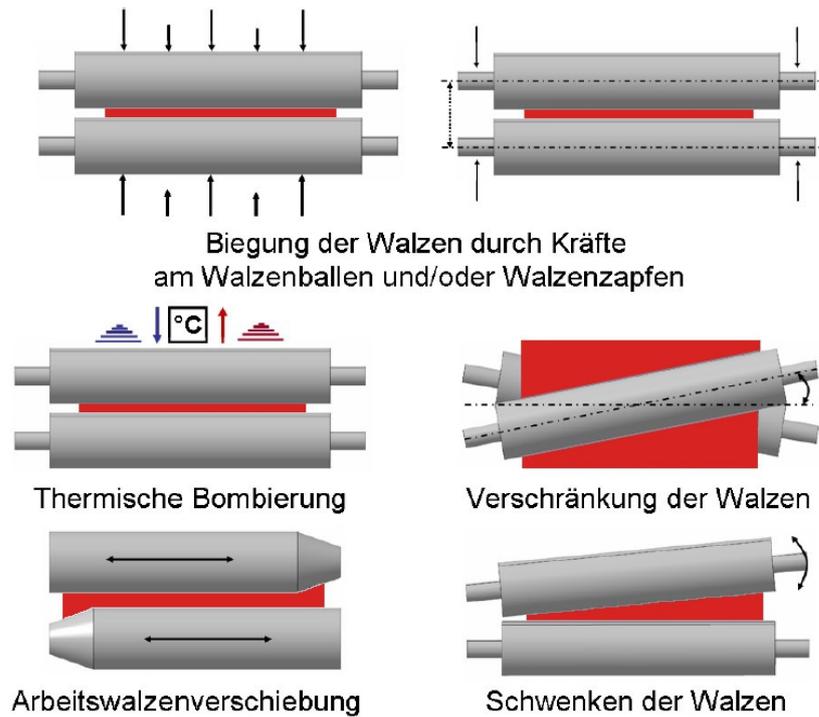


Abbildung 3.5: Möglichkeiten zur Vermeidung von Planheitsfehlern [84]

Daher werden heutzutage zur Unterstützung der Walzenbiegung Walzen mit einem s-förmigen Schliff, die sogenannten CVC-Walzen (Continuous Variable Crown), eingesetzt (Abbildung 3.7). Durch die Möglichkeit die Walzen in gegensinniger Richtung zueinander zu verschieben, ändert sich die Bombierung kontinuierlich, so dass deutlich längere Standzeiten des Walzenpaares erreicht werden. Im Zusammenspiel mit der Arbeitswalzenbiegung kann dadurch die Planheit des Bandes oder Bleches deutlich verbessert werden [86].

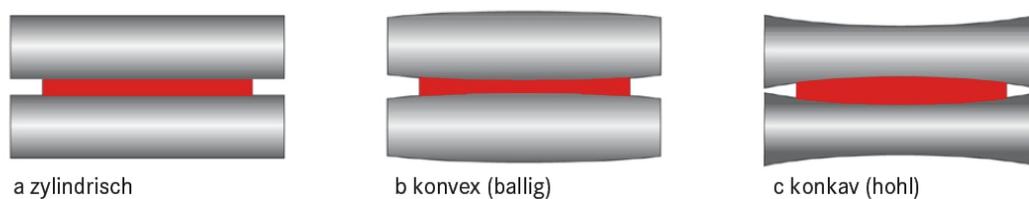


Abbildung 3.6: Konventionelle Walzenbombierungen [92]

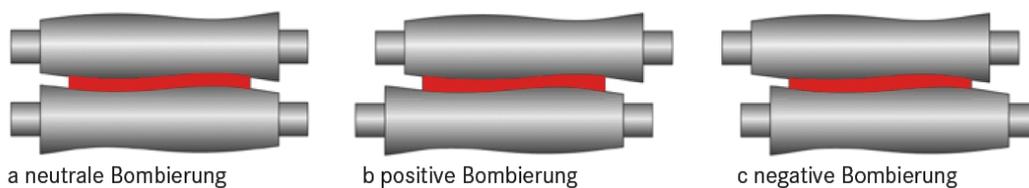


Abbildung 3.7: Profilbeeinflussung durch CVC-Walzenschliff [93]

Abbildung 3.8 zeigt ein Beispiel einer Planheitsregelung durch den überlagerten Einsatz verschiedener Stellglieder. In dem Beispiel hat ein gewalztes Band Rand- und Mittenwellen und ist für eine Weiterverarbeitung nicht geeignet. Durch den Einsatz einer negativen Walzenbiegung kann die Mittenwelligkeit deutlich reduziert werden, die Randwellen bleiben jedoch bestehen oder können sich durch die entstandene Walzenform sogar vergrößern. Werden die in diesem Fall konischen Walzen jedoch gleichzeitig zur Walzenbiegung noch gegensinnig zueinander verschoben, kann auch dieser Effekt minimiert werden, so dass ein Band entsteht, dessen Welligkeiten in den Grenzen der geforderten Toleranz liegen [84].

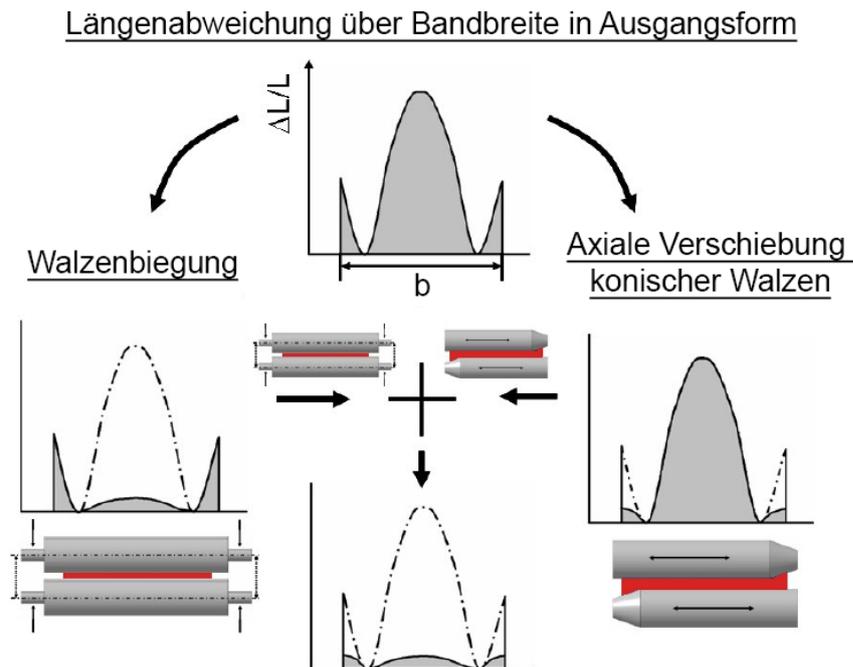


Abbildung 3.8: Planheitsregulierung durch Kombination mehrerer Stellglieder [84]

Steht ein Verschieben konischer Walzen bzw. die CVC-Technik nicht zur Verfügung, können Randwelligkeiten durch Schränken der Walzen minimiert oder im besten Fall gänzlich verhindert werden. Grundsätzlich sind dabei drei Möglichkeiten der Walzenschränkung gemäß Abbildung 3.9 vorstellbar. Entweder werden beide Stützwalzen bzw. Arbeitswalzen gegensinnig zueinander geschränkt, während die jeweils anderen Walzen in ihrer Achse verbleiben, oder die Stütz- und Arbeitswalzen werden zusammen gegenüber dem anderen Paar um einen bestimmten Winkel geschränkt (Pair-Crossing).

Der Schränkungswinkel bestimmt das Profil des Bandes oder Bleches. Abbildung 3.10 zeigt schematisch die Auswirkungen des Schränkens der Arbeitswalze bei unterschiedlich eingestellten Winkeln. Ausgehend von einem zigarrenförmigen Band im ungeschränkten Zustand, kann ab einem bestimmten Winkel ein nahezu rechteckiges Band gewalzt werden. Wird der Winkel weiter erhöht, schmiegt sich der Ballen der Arbeitswalze im Randbereich soweit um die Stützwalze, dass ein Band mit einem negativen Crown gewalzt wird.

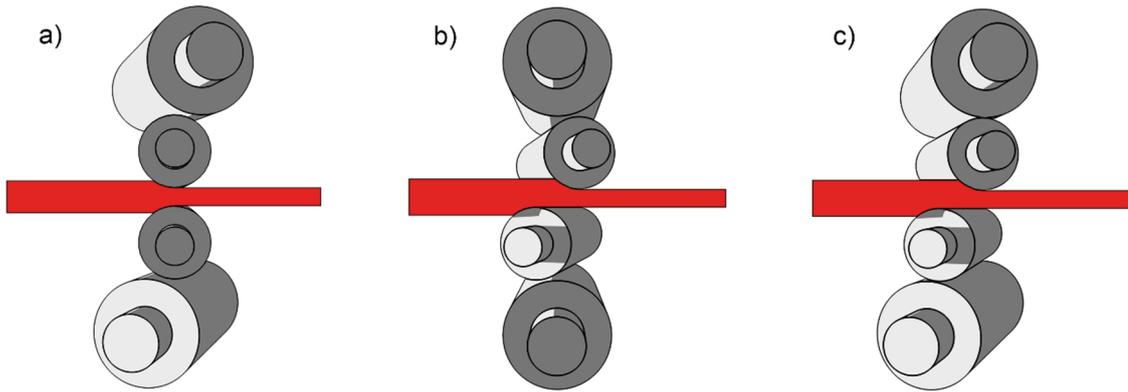


Abbildung 3.9: Systeme zur Schränkung von Walzen, a) Schränken der Stützwalzen, b) Schränken der Arbeitswalzen, c) Schränken beider Walzen

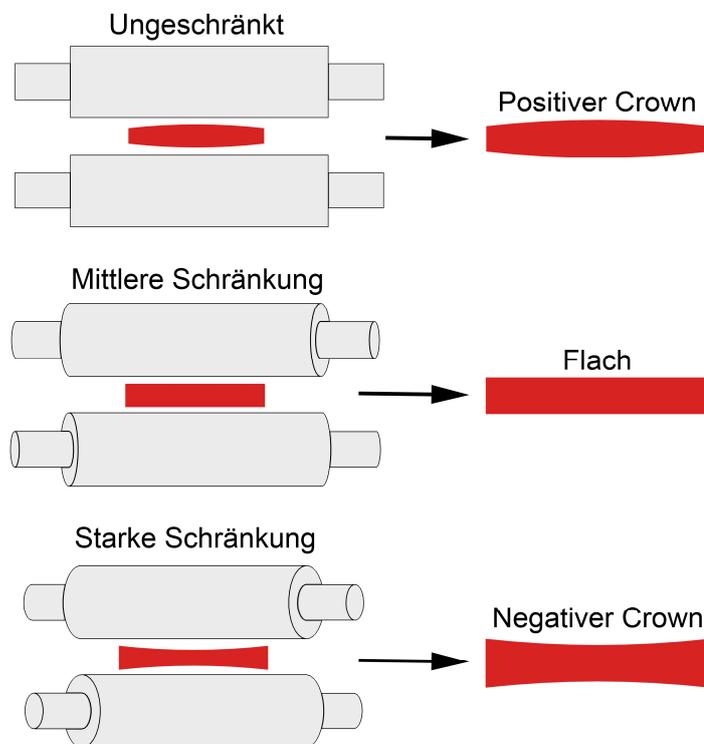


Abbildung 3.10: Beeinflussung des Bandprofils durch Walzenschränkung

Somit stehen unterschiedliche Systeme zur Beeinflussung der Bandplanheit zur Verfügung. Häufig werden diese gleichzeitig angewendet, um auf alle möglichen Planheitsfehler reagieren zu können.

3.3 Systeme zur Messung der Planheit

Eine Regelung der Planheit durch den Einsatz der zuvor beschriebenen Stellglieder zur Beeinflussung der Planheit ist ohne Kenntnis des aktuell vorliegenden Planheitsprofils nicht

möglich. Seit Mitte der 1960er Jahre gibt es zahlreiche Ansätze, Mess- und Regelsysteme in Kalt- und Warmwalzwerken zu installieren [94]. Die Wichtigsten davon sollen im Folgenden beschrieben werden.

Die wohl bekannteste und am häufigsten eingesetzte Methode ist die Planheitsmessung mittels Planheitsmessrolle, besser bekannt als BFI-Rolle. Die Entwicklung dieser begann in den 1970er Jahren am VDEh-Betriebsforschungsinstitut (BFI) in Düsseldorf und wurde in den 1980er Jahren erstmals industriell eingesetzt.

Ein massiver Rollenkörper gemäß Abbildung 3.11 wird mit achsparallelen Bohrungen versehen, in welche in unterschiedlicher Tiefe Kraftsensoren eingebaut und mit Hilfe von Konushülsen verspannt werden.



Abbildung 3.11: Planheitsmessrolle [95]

Durch die eingesetzten Kraftsensoren kann eine in der Regel als Bandumlenkrolle eingesetzte Planheitsmessrolle Reaktionskräfte eines unter Zug stehenden Bandes messen, die proportional zu den wirkenden Zugspannungen sind. Dadurch, dass mehrere Sensoren über die Rollenbreite eingebaut sind, kann eine Aussage über die örtlich wirkenden Kräfte und Spannungen entlang der Bandbreite getroffen werden, welche direkt mit der Planheit des Bandes verbunden sind [96].

Planheitsmessrollen von diesem Typ können nur nicht abwickelbare Fehler, also Welligkeitsfehler nach Abbildung 3.2, erkennen, da diese durch unterschiedliche Dehnungen und Spannungen über die Bandbreite gekennzeichnet sind und mit Hilfe der Kraftsensoren ermittelt werden können [83]. Der Einsatz solcher Planheitsmessrollen mit direkt im Rollenkörper eingebauten Kraftsensoren ist auf Bandtemperaturen bis ca. 300 °C beschränkt, da höhere Temperaturen zu einem Ausfall der Messeinrichtungen führen können.

Um Kräfte und Spannungen in Warmwalzwerken zu messen, darf die Messeinrichtung daher nicht in direkten Kontakt mit dem warmen Walzgut kommen. Ein Ansatz dabei ist der Einsatz von parallelen Einzelrollen (Shapemeter-Looper-System), welche die wirkenden Kräfte über ein Hebelsystem an die Messeinrichtung übertragen [82, 97].

Bei diesem System messen Rollensegmente (Position 2 - Abbildung 3.12) die durch ein unter Zug stehendes Band (Pos. 1) aufgebrachtene Kräfte in radialer Richtung. Diese werden durch Hebelarme (Pos. 3 und 4) an die Messeinheit (Pos. 5), welche sich auf dem Grundgerüst (Pos. 6) befindet, weitergeleitet und bilden so die Grundlage einer zentral gesteuerten Planheitsregelung.

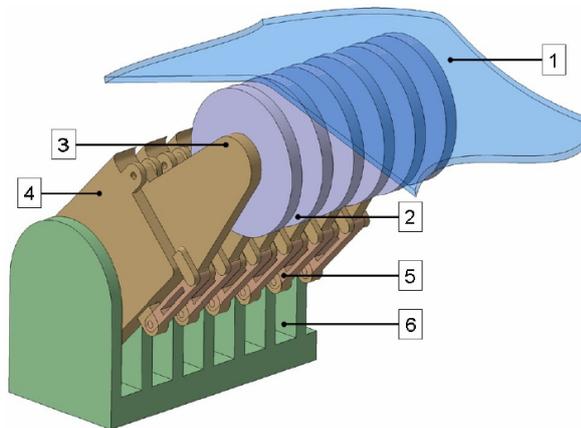


Abbildung 3.12: Shapemeter-Looper-Messsystem [82]

Die Planheitsmessrolle und das Shapemeter-Looper-System liefern Messwerte, mit welchen die Regelung der einzelnen Walzgerüste durchgeführt werden kann.

Ein weiterer Ansatz ist das sogenannte Shape-Actimeter-System, mit welchem direkt Planheitsfehler eines Kalt- oder Warmbandes beeinflusst werden können. Dabei kommen wiederum Einzelrollen zum Einsatz (Pos. 1 - Abbildung 3.13), welche jedoch hydraulisch einzeln ansteuerbar sind (Pos. 2). Dadurch lassen sich die Einzelrollen anheben oder absenken und führen so zur Beeinflussung der Bandzugspannungen und somit zu einer Ausregulierung der Planheitsfehler [82].

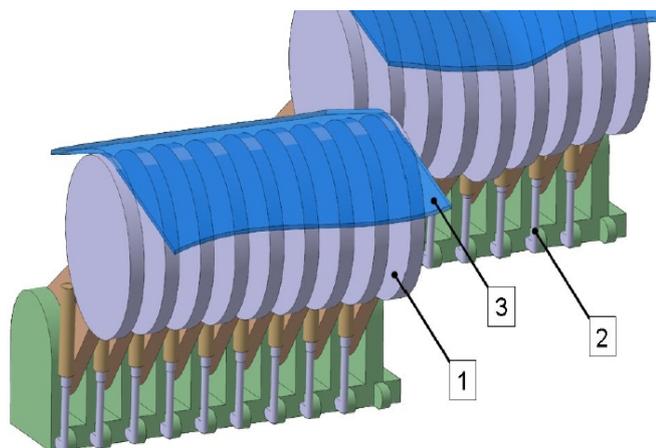


Abbildung 3.13: Shape-Actimeter-System [82]

In den letzten Jahren ist die Entwicklung berührungsloser Messsysteme stark vorangeschritten, welche besonders im Bereich des Warmwalzens eingesetzt werden, da hier kein direkter

Kontakt zwischen dem heißen Walzgut und der Messeinrichtung erforderlich ist. Weitgehend durchgesetzt haben sich sowohl optische als auch röntgenographische bzw. radiometrische Messsysteme.

Die optischen Planheitsmessgeräte sind durch den Einsatz von Licht im sichtbaren Bereich gekennzeichnet, wobei die Sensoren sich entweder das Triangulationsprinzip oder das Phasenverschiebungsprinzip zu Hilfe machen [82].

Messsysteme, die auf dem Triangulationsprinzip beruhen, messen die Winkelverschiebung des ausgestrahlten Lichts und geben so Auskünfte über das Höhenprofil des Bandes oder Bleches.

Bei dem Prinzip der Phasenverschiebung werden Linien oder Gitter von einer Lichtquelle auf das Walzgut projiziert und von CCD-Kameras wieder aufgefangen. Höhenunterschiede des Bandes oder Bleches führen dabei zu Verschiebungen der Lichtwellen und können mit einer Messeinrichtung ausgewertet werden. Ein weit verbreitetes System, welches auf dem Prinzip der Phasenverschiebung beruht, ist das vom BFI entwickelte und von IMS Messsystem GmbH vertriebene Ebenheitsmesssystem TopPlan (Abbildung 3.14) [96, 98].

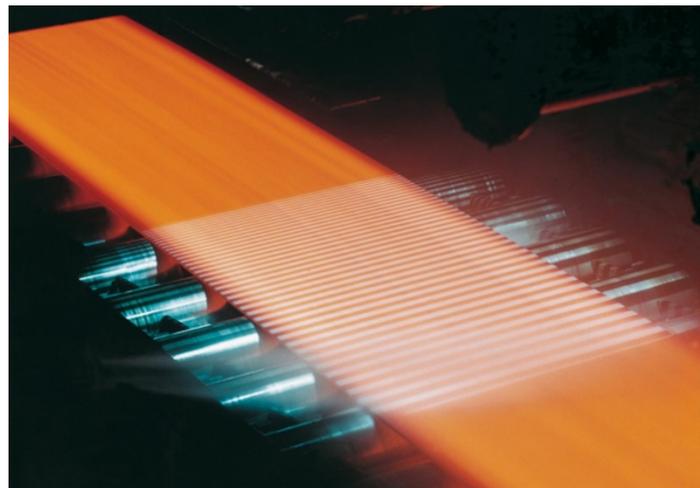


Abbildung 3.14: Ebenheitsmesssystem TopPlan [98]

Mit Hilfe dieser Planheitsmesssysteme können Bandunplanheiten, wie z. B. Welligkeiten, bestimmt und durch einen geeigneten Regelkreislauf beeinflusst werden. Ein Nachteil ist allerdings, dass die Zugspannungsverteilungen im Band mit diesen Systemen nicht gemessen werden können, die einen großen Einfluss auf die Bandplanheit haben. Daher werden diese Messverfahren meist dort eingesetzt, wo nur noch geringe Bandzüge wirken, meist hinter dem letzten Gerüst der Fertigstaffel unter Wirkung geringer Züge durch die nachgeschalteten Haspelantriebe [82, 84].

Ähnliche Bedingungen gelten für die röntgenographischen Messsysteme. Der Unterschied zu den zuvor beschriebenen Verfahren ist die Auslenkung elektromagnetischer Strahlen anstelle von Licht. Ursprünglich wurde dieses System zur Bestimmung der Banddicke benutzt.

Mit mehreren über die Länge verteilten Strahlern kann ebenfalls das Dickenprofil über die Bandbreite gemessen werden [89, 99].

Zur Qualitätssicherung wird das gewalzte Endmaterial abschließend geometrisch vermessen. Dadurch kann die Band- oder Blechplanheit am besten bestimmt werden, da keine zusätzlichen Zugkräfte mehr wirken und das Walzgut frei von Störfaktoren, wie Stäuben oder Ölen, ist. Diese Messung dient lediglich der Endkontrolle, da in diesem Stadium keine Möglichkeit der Nachregelung mehr besteht. Auch wenn bestimmte Planheitsfehler gefunden werden können, haben diese keinen Einfluss mehr auf die nachfolgenden Bänder oder Bleche, da verschiedene Walzgüten unterschiedliche Parameter, wie z. B. auszuwalzende Dicke oder Werkstoff, andere Planheitsfehler zur Folge haben können. Lediglich eine Aussage über die Wirksamkeit der benutzten berührenden oder berührungslosen Messsysteme ist hierdurch möglich [82].

4 Prüfung des Spannungs- und Deformationszustandes mittels eines Walzenprüfstandes

4.1 Zielsetzung

Die Kenntnis über das Spannungs- und/oder Deformationsverhalten von Walzen in der Band- und Grobblechtechnologie ist von großer Bedeutung, da sich dadurch sowohl die Planheit des Bandes oder Bleches als auch die Produktivität des Walzprozesses verbessern lassen. Versuche an Walzen betriebsnaher Größenordnungen sind im Labormaßstab noch nicht durchgeführt worden. Alle bekannten Modelle basieren auf Ergebnissen vergleichsweise kleiner Walzen. Diese Ergebnisse können jedoch nicht auf Walzen umgerechnet werden, deren Größe und Volumen ein Mehrfaches der Versuchswalzen betragen. Zusätzlich führen die unterschiedlichen E-Moduli zwischen Rand und Kern bei Verbundgusswalzen zu einer Änderung der thermophysikalischen Daten, welche einen Einfluss auf das Spannungs- und Deformationsverhalten großer Walzen haben.

In der modernen Band- und Grobblechtechnologie hat sich eine Quarto-Gerüstordnung durchgesetzt. Dabei werden zwei Arbeitswalzen von zwei in der Regel größeren Stützwalzen abgestützt, um eine massive Durchbiegung infolge hoher Walzkräfte zu verhindern (Abbildung 4.1).

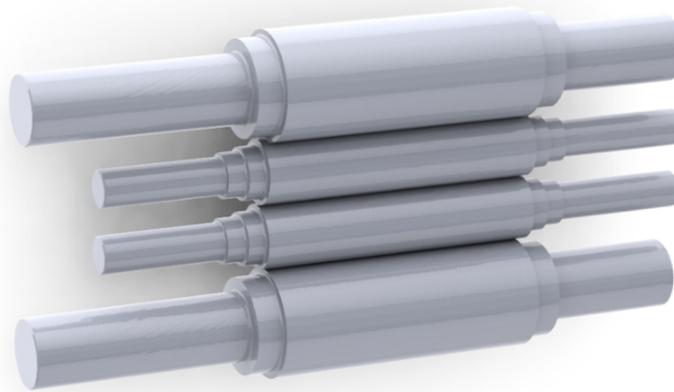


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung einer Quarto-Walzenanordnung

Um ein Modell zu entwickeln, welches die Spannungen und Deformationen während des Walzprozesses vorhersagen kann, ist es notwendig, diese Rechenergebnisse mit Hilfe von Laborversuchen zu validieren. Wie bereits erwähnt, kann dazu nicht auf Ergebnisse zurückgegriffen werden, welche an kleinen Walzen durchgeführt wurden, so dass der Bau eines Prüfstandes großer Walzen ein grundlegender Aspekt der Arbeit war.

4.2 Planung des Walzenprüfstandes

In dem Prüfstand sollte die Hälfte eines Quarto-Gerüsts, je eine Arbeits- und eine Stützwalze, untersucht werden. Da die zu untersuchenden Walzen sehr hohe Stückgewichte hatten (Arbeitswalzen: ca. 4-5 t, Stützwalzen: ca. 14,5 t), musste der Prüfstand sehr massiv ausgelegt werden, einerseits um die Gewichte der Walzen zu tragen, andererseits um die hohen Kräfte unbeschadet aufnehmen zu können.

Da in dem Prüfstand ein statischer Fall untersucht werden sollte, d. h. starre, nicht rotierende Walzen, wurde die Kraft, die im Betrieb auf die Walzen wirkt, durch hydraulische Schwerlastzylinder aufgebracht und dadurch simuliert. Da der Einsatz von maximal vier Zylindern mit einer Maximalkraft von jeweils 880 t vorgesehen war, musste der Rahmen des Prüfstandes dementsprechend ausgelegt werden. Daher war eine eingehende Planungsphase erforderlich, die sowohl die Kraft auf den Prüfstand, als auch die zu übertragende Last auf den Hallenboden berücksichtigte, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten.

Der Prüfstand wurde dabei so konstruiert, dass die Walzen zwischen zwei verschiebbaren Rahmen abgelegt werden konnten und die Schwerlastzylinder gegen eine Quertraverse drückten, um dadurch die Kraft auf die Walzen zu übertragen (Abbildung 4.2).

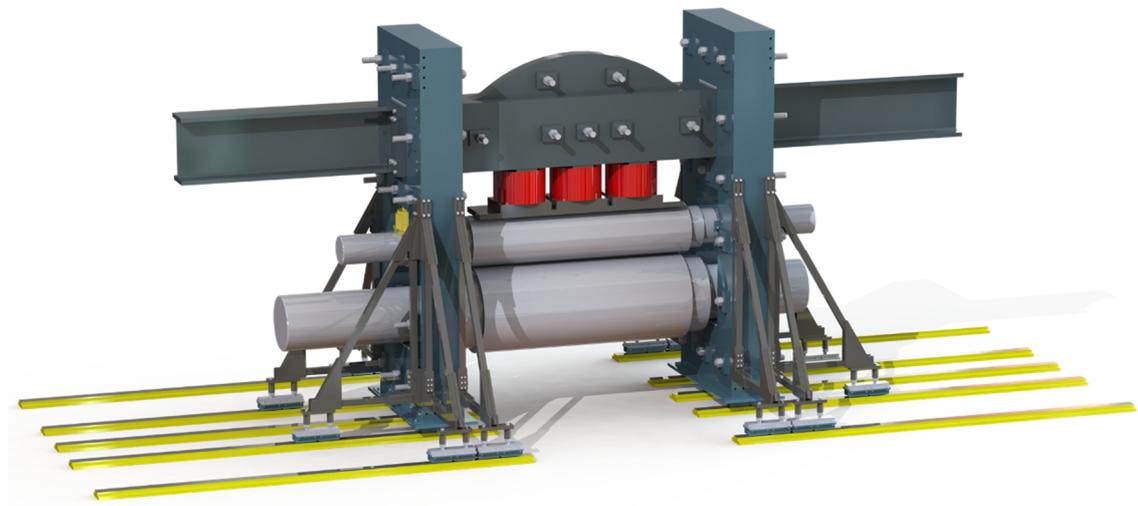


Abbildung 4.2: 3D-Modell Prüfstand

Nach Entwicklung der Rahmen- und Traversengeometrie wurden FE-Berechnungen mit der Software COMSOL Multiphysics® durchgeführt, um eine optimale Bauteilgeometrie zu ermitteln. Dabei musste eine maximale Prüfstandhöhe eingehalten werden, um mit dem vorhandenen Hallenkran alle Stellen des Prüfstandes erreichen zu können. So ergab sich eine Höhe des Rahmens von 3500 mm. Erste Überschlagsrechnungen führten zu einer Rahmendicke von 400 mm, um die Last gleichmäßig zu verteilen und zudem eine zu

große Aufweitung des Rahmens zu verhindern. Die beiden Fenster in den Rahmen wurden entsprechend der Quertraverse und der Walzen ausgelegt. Da unterschiedliche Konstellationen aus Stütz- und Arbeitswalzen untersucht werden sollten, wurden Fensterbreite und -höhe anhand der größten Paarung gewählt.

Das Gesamtgewicht eines jeden Rahmens betrug mit der beschriebenen Geometrie ca. 11,5 t, was zu zwei Problemen führte: Zum einen wäre der vorhandene Hallenkran nicht in der Lage gewesen dieses Gewicht zu heben, zum anderen müsste der Guss eines solchen Bauteils in einer Gießerei erfolgen und wäre damit in Bezug auf die zur Verfügung stehenden Mittel des Projektes nicht wirtschaftlich.

Diese Umstände führten dazu, dass Rahmen und Traverse in einer Lamellenbauweise konstruiert wurden. Der Rahmen wurde so in 5 Lamellen mit einer Dicke von jeweils 80 mm und einem Stückgewicht von ca. 2,3 t pro Lamelle aufgeteilt. Die benötigten Lamellen konnten mit der entsprechenden Geometrie bei Grobblechherstellern beschafft und die Fenster per Brennschnitt in das Blech geschnitten werden. Die Traverse mit einer Dicke von 480 mm wurde dementsprechend in 6 Lamellen aufgeteilt.

Abbildung 4.3 zeigt den durch die FE-Simulation optimierten Rahmen mit den zu erwartenden Spannungen unter Wirken der maximalen Zylinderkraft bei Einsatz von vier Zylindern. Wie zu erwarten, ließen sich die maximalen Spannungen in den Ecken der Fenster finden. Maximalspannungen von ca. 190 MPa lagen dabei jedoch weit unter der Streck- bzw. Biegefließgrenze des gewählten Blechwerkstoffs (S355J2N – Streckgrenze bei 80 mm Blechdicke: 315-325 MPa), so dass eine plastische Verformung oder gar ein Bauteilversagen während der Versuchsdurchführung ausgeschlossen werden konnte. Auf der rechten Seite dieser Abbildung wird sichtbar, dass mit einer Deformation des Rahmens von ca. 1 mm zu rechnen war.

Die Berechnung der Spannungen in der Quertraverse lieferte leicht höhere Werte, welche mit maximal 277 MPa jedoch ebenfalls deutlich unter den maximal zulässigen Grenzspannungen lagen. Abbildung 4.4 zeigt die optimierte Traversengeometrie. Eine zunächst rein rechteckige Geometrie aus sechs Lamellen führte zu hohen Durchbiegungen in der Traversenmitte, so dass die mittleren beiden Lamellen zusätzlich versteift wurden. Dadurch konnte die Durchbiegung der Traverse auf ca. 0,6 mm begrenzt werden.

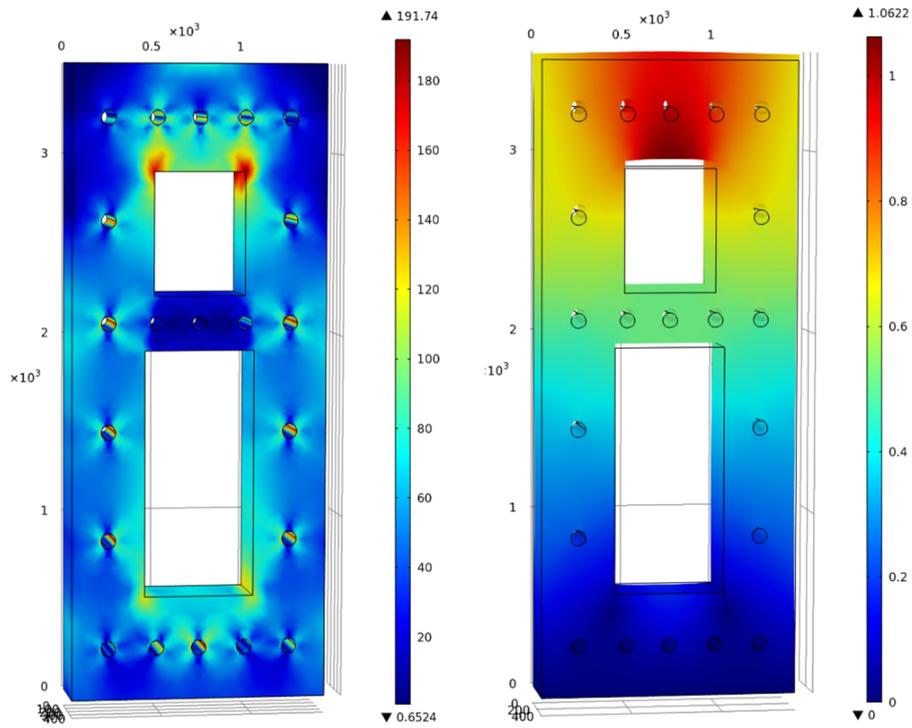


Abbildung 4.3: FE-Simulation Rahmen, $F = 17,6 \text{ MN}$,
links: Vergleichsspannung; rechts: Deformation

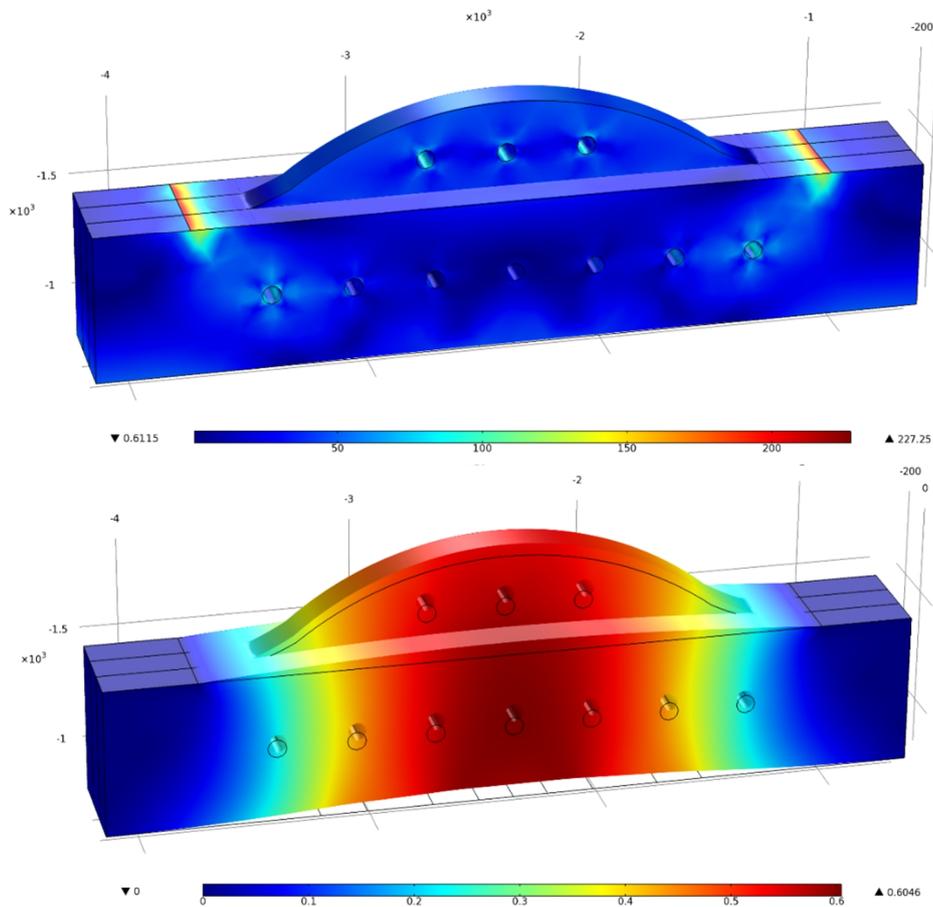


Abbildung 4.4: FE-Simulation Traverse, $F = 35,2 \text{ MN}$,
oben: Vergleichsspannung; unten: Durchbiegung

4.3 Aufbau des Walzenprüfstandes

Die Grundlage des Prüfstandes bildeten Bleche, die mit dem Hallenboden verankert wurden (Abbildung 4.5). Diese dienten als Fahrweg für Schwerlast-Panzerrollen, die mit Dreiecksstützen und den Rahmen verbunden wurden. Dadurch konnten zum einen die Rahmen für einen Walzenwechsel verfahren, zum anderen die Last auf eine größere Hallenfläche verteilt werden (Abbildung 4.6).



Abbildung 4.5: Laufschienen



Abbildung 4.6: Verschiebewagen

In weiteren Schritten mussten die Blechteile der Rahmen bearbeitet werden, um die geschweißten Dreiecksstützen daran befestigen zu können (Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8).



Abbildung 4.7: Blechtafeln für beide Rahmen



Abbildung 4.8: Außenteil eines Rahmens mit angebauten Dreiecksstützen

Nach Abschluss der Vorarbeiten konnten die Rahmenteile montiert werden. Dazu wurden mit dem Kran die einzelnen Lamellen auf die Unterplatte mit den Schwerlastrollen gehoben und miteinander fixiert (Abbildung 4.9).



Abbildung 4.9: Aufrichten und Montage der ersten Rahmenteile

Um ein gegenseitiges Verschieben der Einzellamellen unter Last zu verhindern, wurden diese miteinander verspannt. Dazu wurden große Zugbolzen mit eingeschnittenen Gewinden in den jeweiligen Bohrungen platziert und mit Hilfe eines hydraulischen Spannsystems (Abbildung 4.10) angezogen, was zu einer hohen Flächenpressung zwischen den Lamellen führte.

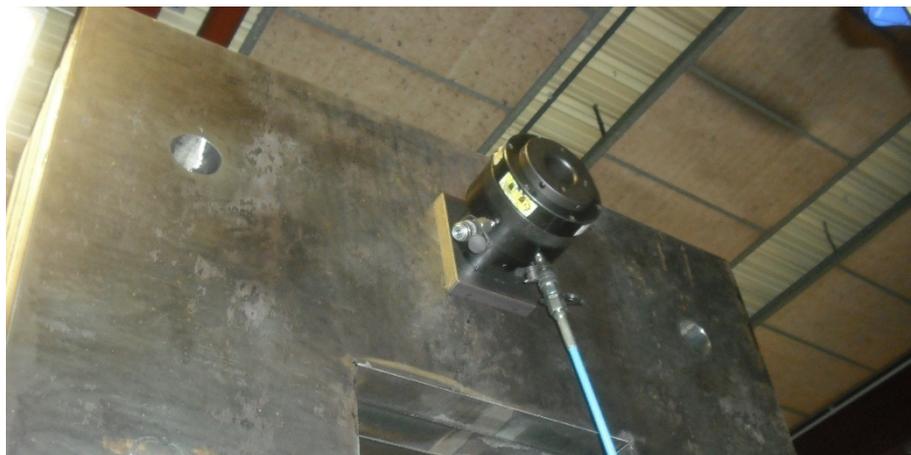


Abbildung 4.10: Hydraulisches Spannsystem zum Verspannen der Lamellen

Nach dem Aufbau des gesamten Prüfstandes wurden die Walzen zwischen den Rahmen positioniert. Da die Stützwalze deutlich schwerer als die maximale Traglast des Hallenkranes war, musste diese mit Hilfe von Schwerlast-Panzerrollen auf Schienen an ihre finale Position geschoben werden. Die bei den Versuchen eingesetzten Arbeitswalzen konnten

mit dem Hallenkran auf die Stützwalze abgelegt werden (Abbildung 4.11). Beide Walzen wurden miteinander verspannt und angehoben, so dass die Zapfen durch die Rahmenfenster passten. In einem letzten Schritt konnten die Rahmenteile bei angehobener Traverse zusammengeschoben und ausgerichtet werden.

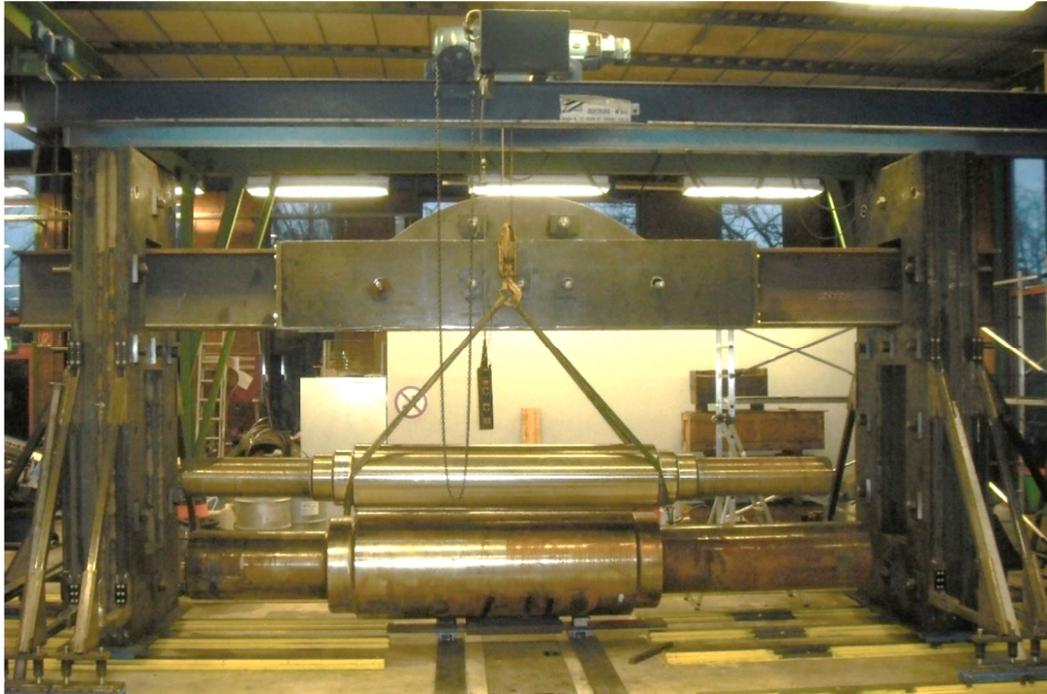


Abbildung 4.11: Geöffneter Prüfstand zur Montage der Walzen

Um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten, wurden die Stützwalzen im Rahmenfenster fest verspannt, um ungewollte Bewegungen während der Versuche zu vermeiden. Die Arbeitswalzen wurden ebenfalls fixiert, jedoch wurden diese Seitenstützen mit ausreichend großen Gewindestangen realisiert. Dadurch war es möglich, die Arbeitswalzen zum einen genau in einer Ebene zu den Stützwalzen auszurichten, zum anderen konnten diese auch gezielt verstellt werden, um so den Fall der Walzenschrägung zu simulieren. Dieses Verfahren wird in der Regel dort eingesetzt, wo aus unterschiedlichen Gründen ein Einsatz s-förmig geschliffener Walzen (CVC) nicht möglich ist und wurde in dieser Arbeit ebenfalls untersucht, um einen Einfluss auf die resultierenden Spannungen und Deformationen unter Einwirkung einer Last zu analysieren.

Nach dem Einbau der Walzen und dem Zusammenfahren der Rahmen konnte die Traverse abgesenkt und die Schwerlastzylinder auf die Arbeitswalze abgelegt werden.

Die Abbildungen 4.12 und 4.13 zeigen den vollständig montierten und betriebsbereiten Prüfstand mit ersten applizierten Dehnungsmessstreifen.



Abbildung 4.12: Prüfstand mit eingebauten Walzen und Schwerlastzylindern



Abbildung 4.13: Seitenansicht Prüfstand

4.4 Applikation der Messsysteme

Unter Anwendung des Hooke'schen Gesetzes können Spannungen mit Hilfe der Kenntnis von Dehnungen und des entsprechenden E-Moduls bestimmt werden. Die durch die Krafteinleitung auftretenden Dehnungen können durch Dehnungsmessstreifen (DMS) gemessen und ausgewertet werden. Da ein sehr großes Walzenpaar untersucht wurde, mussten dementsprechend viele DMS appliziert werden, um eine möglichst hohe Anzahl von Effekten untersuchen zu können. Dazu wurden 40 DMS unter Berücksichtigung von Symmetrien auf die Ballen und 30 DMS auf die Kanten und Zapfen der Arbeits- und Stützwalze geklebt.

Ein Belegungsplan der DMS am Umfang und entlang der Ballenlänge der Walzen ist Abbildung 4.14 zu entnehmen. Zur Einsparung von DMS wurden möglichst viele Symmetrien ausgenutzt. Daher wurde nur eine Walzenhälfte komplett bestückt (Messstellen 0, 5-9), auf der gegenüberliegenden Seite wurden DMS zur Kontrolle der Symmetrie appliziert.

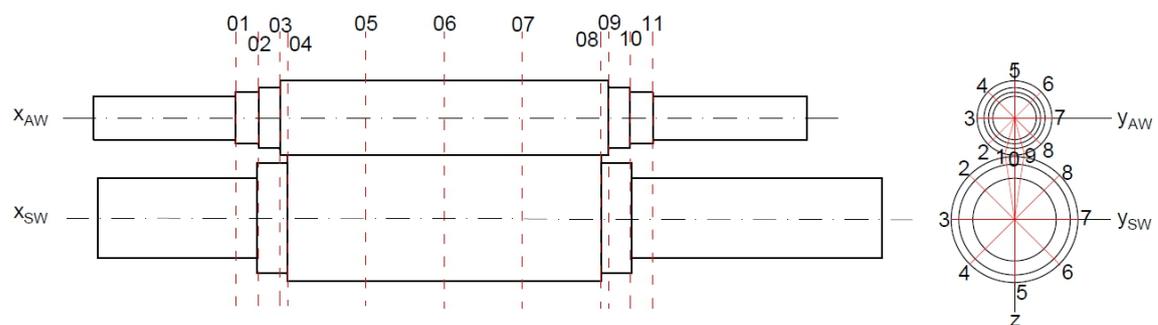


Abbildung 4.14: Positionen der DMS entlang der Ballenlänge und des Umfangs

Damit Dehnungsmessstreifen auf eine metallische Oberfläche aufgebracht werden können, ist eine sorgfältige Präparation der Messstellen erforderlich. Zunächst muss der jeweilige Bereich grob gereinigt werden, um eventuelle Rückstände wie Öle oder Fette von der vorherigen Bearbeitung zu entfernen. In einem nächsten Schritt müssen die Stellen kreisförmig angeschliffen werden, damit sich der Spezialkleber zwischen DMS und Oberfläche gut verteilen kann und somit eine gleichmäßige Haftung gewährleistet.

Nach Applikation der DMS (Abbildung 4.15) wurden die Kabel mit Steckern versehen, um den Einsatz mit den vorhandenen Messverstärkern zu ermöglichen.



Abbildung 4.15: Applizierte Dehnungsmessstreifen entlang der Walzenballen

Die Besonderheit bei den Messungen der Dehnungen der Walzen war der Einsatz eines Multiplexers (Abbildung 4.16), mit dem eine größere Anzahl DMS gleichzeitig gemessen werden konnten, um so die Anzahl der Versuche zu minimieren. Bei jeder Messung konnten so bis zu 40 zusätzliche Messstellen untersucht werden.

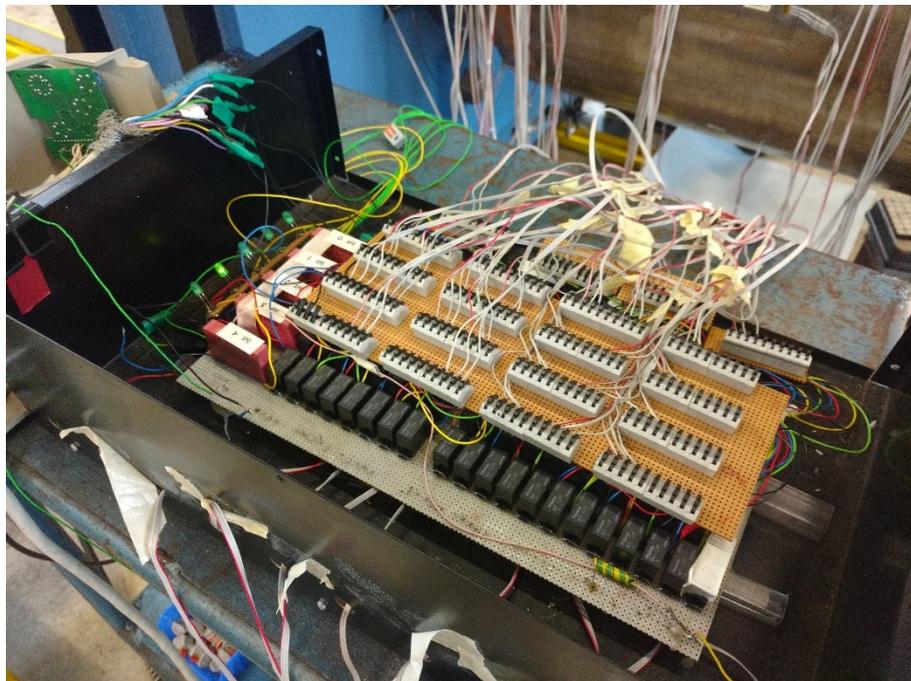


Abbildung 4.16: Multiplexer zur Erweiterung der Messsignale

4.5 Aufbringen der Prüfkraft

Die Belastung im Quarto-Betrieb beim Walzen von Band oder Blech auf die Walzen tritt durch das Walzgut auf.

In den vorliegenden Untersuchungen wurde ein statisches Problem bearbeitet, d. h. die Walzen drehten sich nicht. Die Belastung wurde durch bis zu vier Schwerlastzylinder aufgebracht, die auf Blechen oberhalb der Arbeitswalze abgelegt wurden. Zum Druckaufbau wurde ein Hydraulikaggregat (Abbildung 4.17) verwendet, mit welchem stufenlos ein maximaler und gleichbleibender Druck von bis zu 700 bar eingestellt werden konnte, welcher sich auf die entsprechend wirkenden Kräfte umrechnen ließ.

Tabelle 4.1 zeigt die lineare Umrechnung des eingestellten Arbeitsdruckes auf die wirkende Kraft pro Schwerlastzylinder.



Abbildung 4.17: Hydraulikaggregat

| Druck [bar] | Kraft je Zylinder [kN] |
|-------------|------------------------|
| 100 | 1257 |
| 200 | 2514 |
| 300 | 3771 |
| 400 | 5029 |
| 500 | 6286 |
| 600 | 7543 |
| 700 | 8800 |

Tabelle 4.1: Umrechnung Betriebsdruck in wirkende Kraft

4.6 Arbeitswalzengegenbiegung

Untersuchungen von Deformationen und Spannungen von Walzenpaaren unter Wirken einer Gegenbiegekräften sind in der Literatur nur in theoretischen Arbeiten zu finden und werden meist mit Hilfe unterschiedlicher Modellansätze berechnet. Wie sich die Durchbiegungen und Spannungen jedoch tatsächlich ändern, wird in der Regel nicht untersucht. Daher waren diese experimentelle Untersuchung dieser Fragestellung ein wichtiger Aspekt bei der Deformations- und Spannungsanalyse unter Verwendung des Walzenprüfstandes.

Die Gegenbiegung erfolgt in der Regel über den Zapfen der Arbeitswalze, so dass in jedem Fenster des Walzenprüfstandes ein Hydraulikzylinder installiert wurde, welcher eine

Kraft von 2 MN aufbringen konnte (Abbildung 4.18). Zur Kontrolle der eingeleiteten Kraft wurden Kraftmessdosen auf den Hydraulikzylindern positioniert, so dass auf beiden Zapfenseiten die gleiche Kraft aufgebracht wurde, um eine gleichmäßige Gegenbiegung zu erzielen.



Abbildung 4.18: Gegenbiegezyylinder auf Arbeitswalzenzapfen

4.7 Eingesetzte Messtechnik

Um die einzelnen Messgrößen zuverlässig aufnehmen zu können, wurden unterschiedliche Messaufnehmer eingesetzt, um gezielt Messwerte an einen am Messcomputer angeschlossenen Messverstärker weiterzuleiten.

Dehnungsmessstreifen

Dehnungsmessstreifen dienen der Ermittlung von lokalen Dehnungen oder Stauchungen an einem Werkstück. Durch Kenntnis einer Längenänderung ist es möglich, wirkende Spannungen in diesem Bereich zu berechnen.

Die eingesetzten metallischen DMS bestehen aus einem oder mehreren aus dünnen Drähten gefertigten Messgittern, welche bei einer Längenausdehnung oder -verminderung ihren elektrischen Widerstand ändern. Diese Widerstandsänderung wird mit Hilfe einer Wheatstone'schen Brückenschaltung an einen Messverstärker weitergeleitet. Je nach Belastung und DMS werden diese Schaltungen als Viertel-, Halb- oder Vollbrücke aufgebaut [100].

DMS gibt es je nach Anwendungsfall in unterschiedlichen Ausführungen. Zur Ermittlung der Lastspannungen großer Walzen unter betriebsnahen Lasten im Walzenprüfstand wurden DMS-Rosetten vom Typ RY81 der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM) mit einer Messgitterlänge von 3 mm verwendet. Diese DMS-Rosette besteht aus drei Messgittern, welche jeweils unter einem Winkel von 45° zueinander angeordnet sind. Dadurch ist es möglich, den zweiachsigen Spannungszustand auch mit unbekanntem Hauptspannungsrichtungen zu bestimmen.

Der Zusammenhang bei den DMS mit einem Messgitter zwischen einer Dehnung und sich daraus resultierenden Spannung kann mit dem Hook'schen Gesetz bestimmt werden, welches bei linear-elastischen Werkstoffen im elastischen Deformationsbereich gültig ist.

Dabei wird die Dehnung nach folgender Beziehung in eine Spannung umgerechnet:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (4.1)$$

Hier ist σ die zu berechnende Spannung, E der Elastizitätsmodul und ε die gemessene Dehnung.

Wählt man einen Rosetten-DMS, kann der Spannungszustand über die ganze Geometrie ermittelt werden. Diese Methode hat den Vorteil, dass neben den Spannungen in axialer und tangentialer Richtung der Walzen auch die Hauptspannungsrichtungen bestimmt werden können. In dem vorliegenden Fall wurde das mittlere Messgitter in axialer Richtung auf die Walzenballen und -zapfen appliziert, so dass der tangentialer Anteil nicht direkt gemessen werden konnte. Die nachfolgende Herleitung zeigt, dass dieser Anteil durch Kenntnis der drei gemessenen Dehnungen berechnet werden kann.

Unter Berücksichtigung des Mohr'schen Dehnungskreises nach Abbildung 4.19 lassen sich die Schubspannungen durch die straffierten Flächen folgendermaßen beschreiben:

$$\tau_{ac} = \sigma_b - \sigma_m \quad (4.2)$$

und

$$\tau_{ac} = \frac{\sigma_b - \sigma_d}{2} \quad (4.3)$$

Diese Bedingungen können gleichgesetzt werden, um den unbekanntem Anteil der tangentialen Spannung σ_d zu bestimmen.

σ_m ist dabei eine Mittelspannung, welche nach Gleichung (4.4) bestimmt wird.

$$\sigma_m = \frac{E}{2(1-\nu^2)}(1+\nu)(\varepsilon_a + \varepsilon_c) \quad (4.4)$$

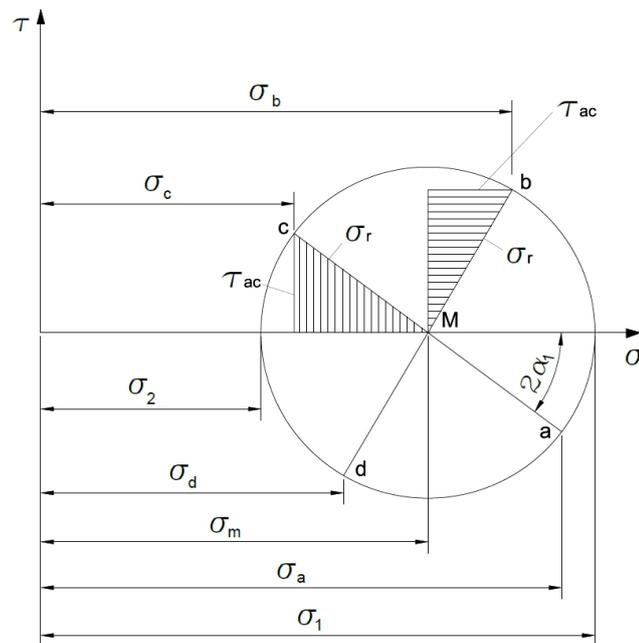


Abbildung 4.19: Mohr'scher Dehnungskreis

Der axiale Anteil der Spannungskomponente lässt sich mit der nachfolgenden Gleichung ermitteln, wobei die Richtung ε_d noch unbekannt ist.

$$\sigma_b = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_b + \nu \cdot \varepsilon_d) \quad (4.5)$$

Der tangentielle Anteil lässt sich folgendermaßen beschreiben:

$$\sigma_d = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_d - \nu \cdot \varepsilon_b) \quad (4.6)$$

Da auch in dieser Gleichung die unbekannte Richtung ε_d vorkommt, wird nach dieser umgestellt

$$\varepsilon_d = -\frac{E \cdot \nu \cdot \varepsilon_b - \sigma_d + \sigma_d \cdot \nu^2}{E} \quad (4.7)$$

und in Gleichung (4.5) eingesetzt.

$$\sigma_d = \frac{E}{1-\nu} \left[\varepsilon_b - \frac{\nu (E \cdot \nu \cdot \varepsilon_b - \sigma_d + \sigma_d \cdot \nu^2)}{E} \right] \quad (4.8)$$

Stellt man nun die Gleichungen (4.2) und (4.3) gegenüber und formt diese nach σ_d um, lässt sich schreiben:

$$\sigma_d = -\sigma_b + 2\sigma_m \quad (4.9)$$

Werden die Gleichungen (4.8) und (4.4) in die Gleichung (4.9) eingesetzt, kann der tangentielle Spannungszustand ermittelt werden:

$$\sigma_d = \sigma_t = -\frac{E(v \cdot \varepsilon_b - \varepsilon_b + \varepsilon_a + \varepsilon_c)}{(1+v)(-1+v)} \quad (4.10)$$

Somit lässt sich die unbekannt Richtung durch Einsetzen der gemessenen Dehnungen a , b und c kompensieren, so dass sich der tangentielle Anteil berechnen lässt. Zur Bestimmung müssen der Elastizitätsmodul E und die Querdehnzahl ν bekannt sein. Diese Größen können z. B. in einem biaxialen Zugversuch ermittelt werden.

Die einzelnen Werkstoffparameter wurden zur Berechnung der unterschiedlichen Lastspannungen (Kapitel 5.3) gemäß der Tabellen 2.7 und 2.8 eingesetzt.

Wegaufnehmer

Die Messungen der Durchbiegung der Walzen wurden mit Hilfe von induktiven Wegaufnehmern durchgeführt. Bei einer Längenänderung ändert sich die Induktivität zweier sich in einem Gehäuse befindenden Spulen bei der Bewegung eines Tauchankers. Durch eine Wheatstone'schen Brückenschaltung wird wie bei den Dehnungsmessstreifen eine Spannungsdifferenz messbar, welche mit Hilfe eines Messverstärkers an die Auswertungssoftware des Messcomputers weitergeleitet werden kann.

Die eingesetzten Wegaufnehmer mit Tastspitze vom Typ WA mit Messlängen von 20 bzw. 50 mm der Firma HBM wurden an verschiedenen Messpunkten entlang der Walzen angebracht und die Messergebnisse zur Bestimmung der Walzendeformation ausgewertet (siehe Kapitel 5.3.4).

Kraftaufnehmer

Zur Überprüfung der eingeleiteten Gegenbiegekräfte wurden Kraftmessdosen vom Typ C6A der Firma HBM eingesetzt, welche maximale Druckkräfte von bis zu 2 MN bei einer Genauigkeit von ± 1 % messen können. Wie bei den zuvor beschriebenen Messaufnehmern wird eine Spannungsdifferenz als Eingangssignal an einen Messverstärker geleitet und kann durch die Auswertesoftware direkt in einen Kraftwert umgewandelt werden.

Messverstärker und Software

Um die einzelnen Messsignale mit einer Software auswerten zu können, müssen diese an einen Messverstärker angeschlossen werden, welcher per USB-Schnittstelle mit einem Messcomputer verbunden ist.

Bei dem verwendeten Messverstärker handelt es sich um einen Spider8 der Firma HBM, welcher acht Eingangssignale verarbeiten kann. Um die Anzahl der Messungen zu verringern, können am ITM bis zu drei Spider8 gleichzeitig verwendet werden, wobei an

einem dieser Messverstärker der bereits beschriebene Multiplexer zum Einsatz kommt. Zur vollständigen Spannungsanalyse der jeweiligen Walzenpaare mussten ca. 70 DMS-Messstellen untersucht werden (Jede DMS-Rosette muss dabei an drei Eingänge angeschlossen werden).

Die Eingangssignale werden vom Messverstärker an einen Messcomputer weitergeleitet und dort durch eine Software direkt in die zu messenden Größen umgewandelt. Da im ganzen Messaufbau nur Aufnehmer und Geräte der Firma HBM zum Einsatz kamen, wurde auch eine Software von diesem Hersteller installiert, die neben der Erkennung der Eingangssignale auch die Möglichkeit zur Erstellung von Berechnungskanälen bietet. Dadurch konnten während der Messungen beispielsweise Dehnungen direkt in Spannungen umgerechnet und angezeigt werden.

5 Lastspannungen großer Verbundgusswalzen

5.1 Grundbelastungen einer Walze

Große Stütz- und Arbeitswalzen unterliegen während eines Walzvorgangs einem komplexen Spannungszustand. Die im Walzprozess eingeleiteten Kräfte und daraus resultierenden Spannungen können lokal sehr hohe Werte erreichen und unter Umständen zum Versagen der Walze führen. Um eine hohe Produktivität des Walzwerkes zu gewährleisten, gilt es, ein solches Versagen zu verhindern. Die Kenntnis über die eingesetzten Walzen mit ihren Werkstoff-eigenschaften und ihrem Spannungszustand ist daher notwendig. Die Eigenschaften, wie die Oberflächenhärte, die Streckgrenze oder auch die Biege-wechselfestigkeit, sind in der Regel durch Nachweise und Prüfprotokolle des Herstellers bekannt. Daher weiß der Anwender, welche Parameterwerte nicht überschritten werden dürfen. Kritisch wird es, wenn der Anwender die Grenzbedingungen kennt, jedoch nicht genau ermitteln kann, welche Kräfte und Spannungen tatsächlich auf und in der Walze wirken. Spannungsmessungen sind im laufenden Betrieb aufgrund der hohen Drehzahlen rotierender Walzen nicht möglich. Eine falsch ausgewählte Walze kann somit zu produktiven als auch wirtschaftlichen Verlusten für das Walzwerk führen. Oftmals werden Spannungsuntersuchungen mit Hilfe analytischer oder numerischer Berechnungen (FE) durchgeführt, um die richtige Walze auszuwählen. Wird jedoch ein falscher Ansatz gewählt oder ist die Modellierung unzureichend, werden Werte berechnet, die einen sicheren Einsatz einer Walze suggerieren. Da es in der Regel nicht möglich ist, die Rechenergebnisse auf Messergebnisse und dadurch die Kenntnis über die wahren Belastungen der Walzen zu stützen, kann es durch Fehlinterpretationen der Rechenergebnisse trotz eingehender theoretischer Untersuchung zum Bauteilversagen kommen.

Daher wurde mit Hilfe des Walzenprüfstandes untersucht, welche Spannungen in einem System aus Arbeits- und Stützwalze unter betriebsnahen Lasten wirken. Mit Hilfe der Dehnungsmessstreifen war es so möglich, Normalspannungen und Biegerandspannungen zu messen, welche zu einer Vergleichsgrundlage mit theoretischen Rechenergebnissen führen, um eine qualitative Aussage der Modelle treffen zu können.

Dabei soll ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass es sich bei allen mittels Dehnungsmessstreifen gemessenen Spannungen um Oberflächenspannungen handelt. Eine Spannungsermittlung im Inneren der Walzen ist nicht möglich. Abbildung 5.1 zeigt beispielhaft eine solche Spannungsverteilung infolge einer Biegebelastung. In diesem Fall sind die Biegerandspannungen an einer beliebigen axialen Position der Walze dargestellt.

Jeder Walzvorgang ist reibungsbehaftet. Die Kenntnis über den Einfluss der Reibung auf den Walzprozess ist dringend notwendig, um sichere Rechenmodelle aufstellen zu können und ist Gegenstand vieler Untersuchungen. Welchen Einfluss die Reibung auf die Walzen hat, wird jedoch oft nicht untersucht und findet somit kaum Beachtung.

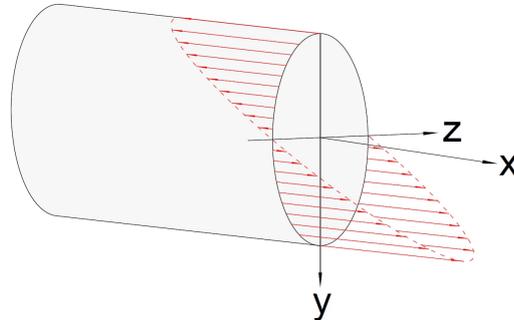


Abbildung 5.1: Darstellung der Oberflächenspannungen bei Biegebelastung

Aufgrund der wirkenden Kräfte biegen sich die Walzen durch. Durch Einsatz von Stützwalzen wird die Durchbiegung der Arbeitswalzen reduziert, jedoch nicht gänzlich verhindert. Da die Durchbiegung einen wichtigen Einfluss auf die Planheit und Qualität des Walzgutes hat, wurde diese ebenfalls im Walzenprüfstand untersucht. Durch gezielte Maßnahmen, wie z. B. dem Einsatz s-förmig geschliffener Walzen (CVC) oder einer Walzengegenbiegung, kann eine Walzendurchbiegung verringert werden. Da nur Walzen mit einem zylindrisch geschliffenen Ballen Gegenstand der Untersuchungen waren, konnten nur die Effekte einer Walzengegenbiegung mit Hilfe einer Gegenbiegevorrichtung und der Einfluss von geschränkten Walzen untersucht werden.

In dem in Kapitel 4 beschriebenen Walzenprüfstand wurden unterschiedliche Konstellationen aus Arbeits- und Stützwalzen untersucht. Die eingesetzten Walzen sind in der Tabelle 5.1 aufgelistet. Die vollständigen Walzenzeichnungen sind zusätzlich im Anhang in den Abbildungen A.17- A.20 dargestellt. Diese Walzenkonstellationen wurden ebenfalls mit Hilfe von Balkenmodellen und FE-Rechnungen theoretisch betrachtet.

Tabelle 5.1: Untersuchte Arbeits- und Stützwalzen

| Walzentyp | Werkstoff | Ballenlänge | Ballen- ϕ | Gewicht |
|----------------|---------------------------------|-------------|----------------|---------|
| Stützwalze | Gusseisen | 2050 mm | 830 mm | 14,58 t |
| Arbeitswalze 1 | Kern: Gusseisen Mantel: HSS | 2150 mm | 490 mm | 4,46 t |
| Arbeitswalze 2 | Kern: Gusseisen Mantel: IDCP | 1738 mm | 530 mm | 5,79 t |
| Arbeitswalze 3 | Kern: Stahlguss Mantel: HiCr | 1943 mm | 488 mm | 3,89 t |

5.2 Lastsimulation im Prüfstand

5.2.1 Balkenmodell zur Spannungs- und Deformationsberechnung

Mit Hilfe einer Balkentheorie ist es möglich, das Verhalten eines Balkens unter Einwirken äußerer Lasten zu beschreiben. Im Laufe der Zeit wurden dabei unterschiedliche Theorien aufgestellt, die einen Balken als schubstarr oder als schubelastisch annehmen. Der erste Fall ist die Euler-Bernoulli-Balkentheorie und wird in der Literatur in der Regel als klassische Balkentheorie bezeichnet. Dabei wird die Annahme getroffen, dass der Balkenquerschnitt vor und nach einer Deformation senkrecht zur Balkenachse steht und dass der Querschnitt eben und unverwölbt bleibt [101]. Die Deformation tritt nur durch eine reine Biegebelastung auf und vernachlässigt dabei die Schubverformung, welche durch Querkkräfte hervorgerufen wird. Dieser Schubeinfluss wird dabei in der Balkentheorie nach Timoshenko berücksichtigt und wird z. B. in [102] ausführlich beschrieben.

Zur Berechnung der Deformationen und auftretenden Spannungen in einem System aus einer Arbeitswalze und einer Stützwalze mittels Balkenmodell kann auf die Methode der finiten Elemente zurückgegriffen werden. Dieses ist dadurch gekennzeichnet, dass Berechnungsergebnisse aufgrund der gewählten Randbedingungen und vereinfachten Geometrien schnell bzw. prozessbegleitend berechnet werden können und eine Indikation über die wirkenden Spannungen bzw. Deformationen geben. Bei diesem Ansatz werden die Walzen in einzelne Balkenelemente unterteilt, so dass für jeden Bereich mit Hilfe von passend gewählten Ansatzfunktionen die gesuchten Zusammenhänge zwischen Kräften, Verschiebungen und Steifigkeiten beschrieben werden können.

Die lokale Kraft-Verformungs-Beziehung bei Verwendung der finiten Elemente ist in der Literatur stets in der Form als Matrix-Vektorschreibweise

$$\mathbf{f}_i = \mathbf{K}_i \mathbf{d}_{e,i} \quad (5.1)$$

zu finden. Dabei enthalten \mathbf{f}_i die Knotenkräfte, \mathbf{K}_i die Elementsteifigkeiten und $\mathbf{d}_{e,i}$ die Knotenverschiebungen in dem betrachteten Abschnitt. Die Herleitung dieser Grundgleichung ist in zahlreichen Fachbüchern (z. B. [103, 104]) zu finden und soll hier nicht erneut durchgeführt werden.

Ein wichtiger Aspekt bei der Formulierung des Gesamtproblems ist das Aufstellen einer jeweils gültigen Gesamtsteifigkeitsmatrix, welche sich aus der Geometrie und den Materialparametern zusammensetzt und maßgeblich das Verschiebeverhalten der einzelnen Elementknoten unter Lasteinwirkung beeinflusst.

Für ein eben belastetes Balkenelement gemäß Abbildung 5.2 mit zwei Knoten i und j ergeben sich mit je einer Verschiebung und einer Neigung insgesamt vier Freiheitsgrade (Knotenvariablen), für deren Berechnung passende Ansatzfunktionen berücksichtigt werden müssen, die den Verschiebungszusammenhang zwischen den Knoten approximieren.

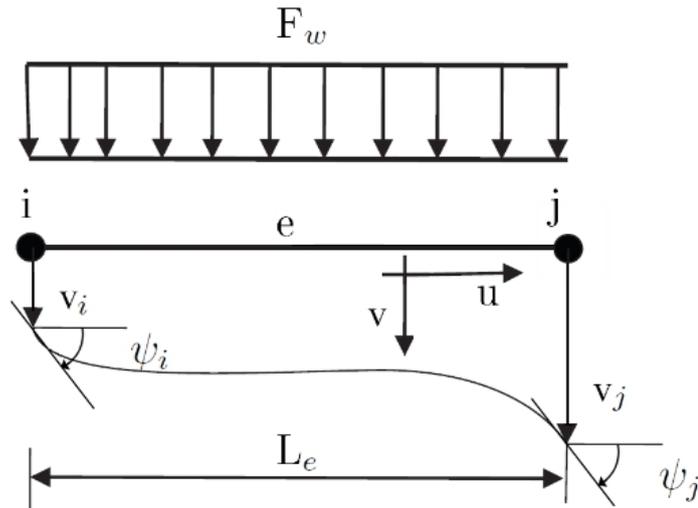


Abbildung 5.2: Balkenelement mit zwei Knoten in einem u,v-Koordinatensystem

Die gesuchte Steifigkeitsmatrix für ein Balkenelement mit zwei Knoten wird häufig mit Hermite-Polynomen dritter Ordnung hergeleitet (Abbildung 5.3).

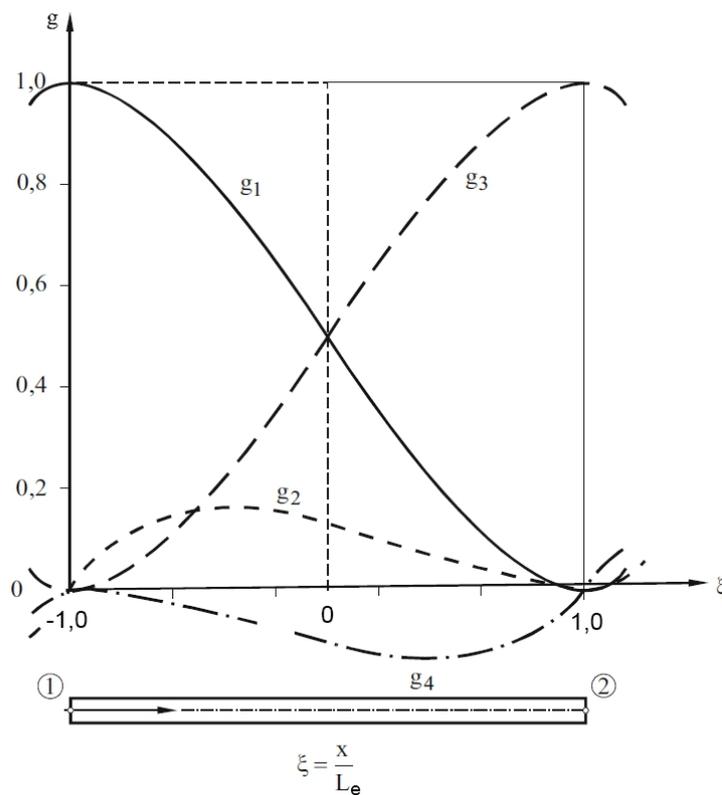


Abbildung 5.3: Ansatzfunktion Balkenelement [103]

In Abhängigkeit von der bezogenen Koordinate $-1 \leq \xi \leq 1$ wird eine Funktion für die Verschiebung in der Form

$$w(\xi) = N_i(\xi)v_i + \bar{N}_i(\xi)\frac{L_e}{2}\psi_i + N_j(\xi)v_j + \bar{N}_j(\xi)\frac{L_e}{2}\psi_j \quad (5.2)$$

angesetzt, mit $v_{i,j}$ als Verschiebungen der Knotenpunkte, $\psi_{i,j}$ den Neigungen und L_e als Abstand zwischen den Knotenpunkten. Für die darin enthaltenen vier Formfunktionen werden Hermite-Polynome

$$N_i = \frac{1}{4}(2 - 3\xi + \xi^3), \quad N_j = \frac{1}{4}(2 + 3\xi - \xi^3) \quad (5.3)$$

für die Einheitsverschiebungen (infolge Rand-Einheitskraft) und

$$\bar{N}_i = \frac{1}{4}(1 - \xi - \xi^2 + \xi^3), \quad \bar{N}_j = \frac{1}{4}(-1 - \xi + \xi^2 + \xi^3). \quad (5.4)$$

für die Einheitsneigungen (infolge Rand-Einheitsmoment) im Element berücksichtigt.

Durch Einführung des transponiert dargestellten Spaltenverschiebungsvektors

$$\mathbf{d}_e = [v_i, \psi_i, v_j, \psi_j]^T \quad (5.5)$$

und des Zeilenvektors der Ansatzfunktionen

$$\mathbf{N}_e = \left[N_i, \bar{N}_i \frac{L_e}{2}, N_j, \bar{N}_j \frac{L_e}{2} \right] \quad (5.6)$$

kann die Deformation nach (5.2) als Skalarprodukt geschrieben werden:

$$\mathbf{w} = \mathbf{N}_e \mathbf{d}_e \quad (5.7)$$

Die Deformation wird zur Beschreibung des Potentials Π der inneren Kräfte eines Balkenelements verwendet:

$$\Pi = \frac{EI}{2} \int_{x=0}^{L_e} w''^2 dx \quad (5.8)$$

Zum Lösen des Integrals muss zunächst die zweite Ableitung der Ansatzfunktion aufgestellt werden:

$$w'' = \frac{dw}{dx^2} = \frac{d^2 w}{d\xi^2} \left(\frac{d\xi}{dx} \right)^2 = \frac{4}{L_e^2} \left[\frac{d^2 w}{d\xi^2} \right] \quad (5.9)$$

Die rechte Seite der Gleichung (5.9) lässt sich nun für die Ansatzfunktion durch die Gleichung (5.2) beschreiben und wird in der finiten Elementschreibweise durch den Zeilenvektor \mathbf{B} ausgedrückt, so dass für die zweite Ableitung von w gilt:

$$w'' = \underbrace{\frac{1}{L_e^2} [6\xi, (-1+3\xi)L_e, -6\xi, (1+3\xi)L_e]}_{\mathbf{B}} \mathbf{d}_e = \mathbf{B}(\xi) \mathbf{d}_e \quad (5.10)$$

Eingesetzt in Gleichung (5.8) ergibt sich für die Beschreibung des Potentials der inneren Kräfte eine quadratische Form:

$$\Pi = \frac{EI}{2} \mathbf{d}_e^T \int_1^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{B} \frac{L_e^2}{2} d\xi \mathbf{d}_e = \frac{1}{2} \mathbf{d}_e^T \mathbf{K}_e \mathbf{d}_e \quad (5.11)$$

Darin ist die Elementsteifigkeitsmatrix \mathbf{K}_e enthalten. Durch Umstellen der Gleichung und Einsetzen des Vektors \mathbf{B} lässt sich diese wie folgt beschreiben:

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_e &= \frac{EIL_e}{2} \int_{-1}^1 \mathbf{B}^T \mathbf{B} d\xi = \\ &= \frac{EIL_e}{2} \int_{-1}^1 \begin{bmatrix} 6\xi \\ (-1+3\xi) \\ -6\xi \\ (1+3\xi) \end{bmatrix} [6\xi \quad (-1+3\xi) \quad -6\xi \quad (1+3\xi)] d\xi \end{aligned} \quad (5.12)$$

Ein Auflösen des Integrals führt zu einer 4x4-Steifigkeitsmatrix \mathbf{K}_e für ein zweidimensionales Balkenelement:

$$\mathbf{K}_e = \frac{EI}{L_e^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L_e & -12 & 6L_e \\ 6L_e & 4L_e^2 & -6L_e & 2L_e^2 \\ -12 & -6L_e & 12 & -6L_e \\ 6L_e & 2L_e^2 & -6L_e & 4L_e^2 \end{bmatrix} d\xi \quad (5.13)$$

Da ein System in der Regel nicht nur durch ein Balkenelement approximiert wird, sondern sich aus vielen einzelnen strukturidentischen Elementen zusammensetzt, muss eine Gesamtsteifigkeitsmatrix für das System gebildet werden. Eine einfache Methode ist dabei die Aufstellung von Boole'schen Zuordnungsmatrizen \mathbf{A}_i mit der Dimension $\dim(\mathbf{A}_i = 4 \times n)$, die die Elementsteifigkeitsmatrizen unter Einhaltung der Knotenzwangsbedingungen in eine Gesamtsteifigkeitsmatrix entsprechend nachfolgender Formulierung einfügen:

$$\mathbf{K} = \sum \mathbf{A}_i^T \mathbf{K}_{e,i} \mathbf{A}_i \quad (5.14)$$

Diese Steifigkeitsmatrix beschreibt das elasto-statische Verhalten einer Walze unter Einwirkung von Lasten. Für die Arbeits- und Stützwalze lässt sich jeweils eine Gesamtsteifigkeitsmatrix \mathbf{K}_{AW} bzw. \mathbf{K}_{SW} aufstellen. Sie stellen die Grundlage zur Berechnung der Verschiebungen der Knotenpunkte der jeweiligen Walze dar. Für den vorliegenden Fall, dass die Arbeits- und Stützwalze aufeinanderliegen und sich unter Last berühren, müssen dabei noch zusätzliche Kontaktbedingungen aufgestellt werden.

Kontaktbedingung nach Hertz

Stehen zwei Körper mit gekrümmten Oberflächen in Kontakt und werden senkrecht zu ihrer Berührebene belastet, platten sich diese ab und es entstehen Oberflächenpressungen in dem Kontaktbereich. Dabei muss unterschieden werden, ob zwischen den Körpern eine Punktlast (Berührung zweier Kugeln) oder eine Linienlast (Berührung von Zylindern) wirkt, da sich die Abplattung bedingt durch den jeweiligen Fall entweder elliptisch (Punktbelastung) oder rechteckig (Linienbelastung) ausbildet. Da die Punktbelastung im

Fall zylindrischer Walzen nicht von Bedeutung ist, soll hier nur auf den Fall der Linienbelastung eingegangen werden.

Die Ausbildung der Berührflächen durch die Abplattung sowie die Verteilung der Spannungen in den Körpern infolge von Oberflächenpressungen, siehe Abbildung 5.4, wurde bereits 1881 durch den deutschen Physiker Hertz beschrieben [8] und wird seither in der Literatur unter dem Begriff Hertz'sche Pressung geführt. In seiner Arbeit wurden Gleichungen aufgestellt, mit welchen sich die Kontaktbreite und der Maximalwert der kreisförmig angenommenen Druckverteilung berechnen lassen. Diese so genannten Hertz'schen Gleichungen gelten theoretisch unter den folgenden Voraussetzungen [105, 106, 107]:

- Die Werkstoffe der Körper sind ideal homogen,
- es liegt eine rein elastische Deformationen vor,
- es existieren keine Eigenspannungen in den Körpern,
- die Oberflächen sind ideal geometrisch, d.h. ohne Rauheits- oder Form-abweichungen,
- das Hooke'sche Gesetz gilt,
- nur Normalspannungen wirken in der Berührfläche, keine Schubspannungen,
- der Kontaktbereich ist ungeschmiert.

In der Regel ist die Einhaltung der gesamten Voraussetzungen nicht möglich, eingehende Untersuchungen [108, 109] zeigen jedoch, dass die Hertz'schen Gleichungen im Allgemeinen für einfache Betrachtungen angewandt werden können, um zumindest qualitative Informationen zu erhalten.

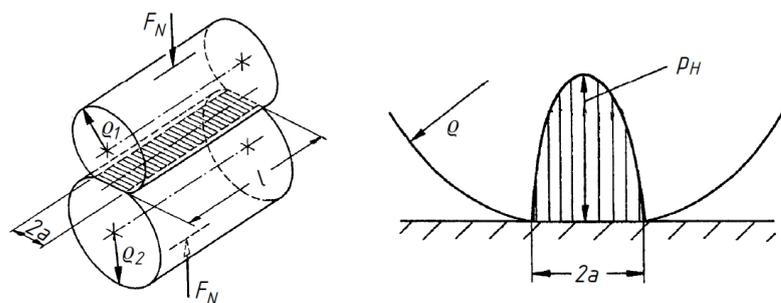


Abbildung 5.4: Linienberührung zweier Zylinder, links: Darstellung der Abplattung, rechts: Druckverteilung p_H über die Kontaktbreite $2a$ [107]

Zur Ermittlung der Druckverteilung und der Kontaktbreite bei einer Linienberührung werden zunächst Ersatzwerte bestimmt, die eine Umwandlung zweier in Kontakt stehender Zylinder auf einen Kontakt eines gekrümmten Körpers gegen eine Ebene beschränken. Die Berechnung der Hertz'schen Pressung für dieses Ersatzsystem liefert gleiche Ergebnisse.

Dazu wird zunächst aus den Krümmungsradien ρ_1 und ρ_2 der Einzelzylinder ein Ersatz-Krümmungsradius ρ^* gemäß folgender Beziehung gebildet:

$$\rho^* = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (5.15)$$

Zusätzlich erfolgt eine Transformation der Elastizitätsmoduli beider Zylinder auf einen Ersatz-Elastizitätsmodul:

$$E^* = \frac{E_1 \cdot E_2}{(1 - \nu_1^2) \cdot E_2 + (1 - \nu_2^2) \cdot E_1} \quad (5.16)$$

Mit Hilfe dieser Ersatzwerte, der Kenntnis über die Querdehnzahlen ν_1 und ν_2 , der Kontaktlänge l sowie der wirkenden Normalkraft F_N kann der Maximalwert der Hertz'schen Pressung in der Mitte der Berührungsfläche wie folgt berechnet werden:

$$p_H = \sqrt{\frac{F_N \cdot E^*}{\pi \cdot \rho^* \cdot l}} \quad (5.17)$$

Die halbe Kontaktbreite a der abgeplatteten Bereiche von Arbeits- und Stützwalze ergibt sich aus:

$$a = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_N \cdot \rho^*}{\pi \cdot E^* \cdot l}} \quad (5.18)$$

In Walzwerken können aufgrund großer Walzkräfte im Kontaktbereich zwischen den Arbeits- und Stützwalzen hohe Kontaktspannungen auftreten, deren Maximalwerte über denen der materialabhängigen maximalen Zug- oder Druckspannungswerte liegen. Auch die Fließspannung kann um ein Mehrfaches überschritten werden. Dennoch tritt in der Regel keine plastische Verformung der Walzen auf, da die zum plastischen Fließen ebenfalls notwendigen kritischen Schubspannungen nicht überschritten werden. Abbildung 5.5 zeigt zusätzlich zur Druckverteilung P_H die Schubspannungsverläufe in den Walzen.

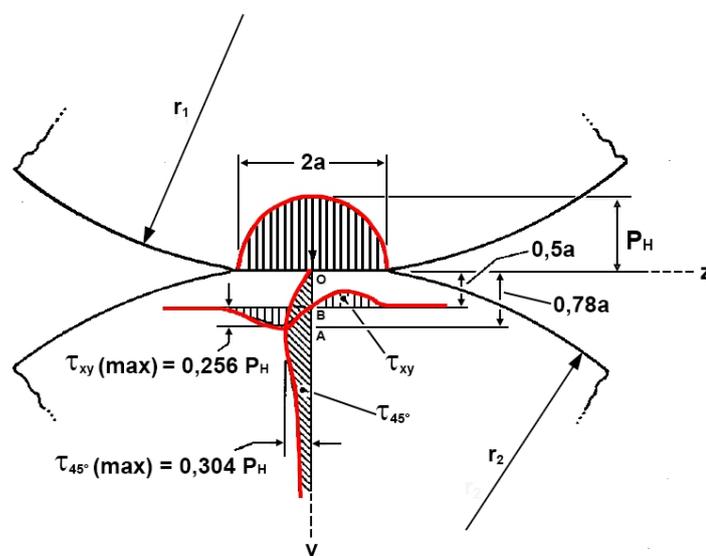


Abbildung 5.5: Verteilung der Spannungen im Kontaktbereich zweier Walzen [110]

In [111] wird gezeigt, dass die größten Schubspannungen dabei um 45° versetzt zur Hauptachse der Walzen auftreten und an der Walzenoberfläche O im Kontaktbereich gleich Null sind. Bis zum Punkt A mit einem Abstand von $0,78a$ zur Ballenoberfläche steigt diese Schubspannung τ_{45° an und erreicht dort ihr Maximum mit $0,304 p_H$, also mit ca. 30 % der wirkenden maximalen Druckspannung. Unterhalb von Punkt A nimmt die Schubspannung wieder ab, so dass der Bereich um Punkt A der kritische Abstand von der Ballenoberfläche ist. Wird im Walzbetrieb ein kritischer Schubspannungswert überschritten, treten Schäden durch Ausbrüche, Risse oder plastische Verformungen an dieser Stelle auf.

Weitere Untersuchungen zu Schubspannungsverläufen unterhalb der Ballenoberfläche einer Walze entlang der x-y-Achse sind in [112] zu finden. Es wird beschrieben, dass die sogenannte Wechselschubspannung τ_{xy} im Abstand $0,5a$ ein Maximum von $0,256 p_H$ hat und dort ihre Richtung wechselt, wobei die maximalen Werte unterhalb denen der 45° -Schubspannung liegen.

Die Hertz'schen Gleichungen mit ihren Annahmen können für grobe Überschlagsrechnungen relativ einfach verwendet werden. Für eine detailliertere Berechnung des Kontaktbereiches müssen jedoch weitere Umstände berücksichtigt werden, die eine Adaption der zuvor beschriebenen Gleichungen nicht zulassen. Hertz geht von einem isotropen und homogenen Körper aus, was in der Realität in der Regel nicht zutrifft. Zusätzlich wird die Annahme getroffen, dass sich die Körper nur in kleinen Bereichen berühren. Hohe Kräfte führen allerdings zu starken Abplattungen der Körper, so dass auch diese Annahme selten eingehalten wird. Hertz geht von einem reibungsfreien Zustand aus, was bei einem Kontakt zweier Körper nicht der Fall ist [113]. Weiterhin berücksichtigt Hertz in seiner Theorie nicht, dass zylindrische Körper eine endliche Länge haben und vor allem im Kantenbereich Spannungskonzentrationen auftreten können. Hertz geht von einer gleichmäßigen Spannungsverteilung über den ganzen zylindrischen Körper in axialer Richtung aus [105].

Erweiterung der Hertz'schen Kontaktbedingung nach Johnson

Diese Tatsachen führen zu Modifikationen der Hertz'schen Annahmen, welche durch Johnson aufgestellt wurden [105]. Wird eine Normalkraft F_N auf die wirkende Länge des zylindrischen Körpers bezogen, ergibt sich eine Linienkontaktlast P , mit deren Kenntnis die Summenkontaktverformung $w(P)$ der zylindrischen Körper, im vorliegenden Fall der Walzen, berechnet werden kann:

$$w(P) = \frac{2P}{\pi} \left[k_1 \ln \left(\frac{4R_1}{a(P)} \right) + k_2 \ln \left(\frac{4R_2}{a(P)} \right) - \frac{1}{2E^*} \right] \quad (5.19)$$

Die Kontaktbreite wird durch folgenden Ausdruck beschrieben:

$$a(P) = 2\sqrt{\frac{P \cdot R^*}{\pi \cdot E^*}} \quad (5.20)$$

Analog zu Hertz wird auch bei diesem Kontaktansatz ein Ersatz-E-Modul E^* und ein Ersatzradius R^* gebildet.

$$E^* = \left[\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \right]^{-1} \quad k_i = \frac{1 - \nu_i^2}{E_i} \quad i=1,2$$

$$R^* = \left[\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right]^{-1} \quad (5.21)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (5.20) in (5.19) lässt sich der Ausdruck mit einer Taylor-Entwicklung bezüglich P linearisieren:

$$\frac{dw}{dP} = \frac{k_1}{\pi} \left[2 \ln \left(2R_1 \sqrt{\frac{\pi E^*}{R^* P}} \right) - 1 \right] + \frac{k_2}{\pi} \left[2 \ln \left(2R_2 \sqrt{\frac{\pi E^*}{R^* P}} \right) - 1 \right] - \frac{1}{\pi E^*} \quad (5.22)$$

Eine Einheitenbetrachtung führt zu einer Einheit Länge/Kraft, der Kehrwert entspricht einer Steifigkeit k_c :

$$k_c = \left(\frac{dw}{dP} \right)^{-1} \quad (5.23)$$

Bei der Erstellung des Netzes durch die einzelnen Balkenelemente muss berücksichtigt werden, dass die Kontaktknoten beider Walzen übereinander liegen, um die Verschiebung der zusammengehörigen Knoten beschreiben zu können. Die Steifigkeitsmatrix eines Kontaktelementes ergibt sich durch Lösen der Gleichungen (5.22) und (5.23) zu:

$$\mathbf{K}_{Ki} = \frac{L}{2} \begin{bmatrix} k_{ci} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{ci} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Auch diese lokalen Element-Kontakt-Steifigkeitsmatrizen müssen mit Hilfe der Zuordnungsmatrizen in die Gesamtsteifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K}_K = \sum \mathbf{A}_i^T \mathbf{K}_{Ki} \mathbf{A}_i \quad (5.25)$$

eingefügt werden. Aus Symmetriegründen zur Walzebene wurde der Modellansatz zur Berechnung von Durchbiegungen und resultierenden Spannungen für ein halbes System, d. h. eine Arbeitswalze und eine Stützwalze aufgestellt. Dabei wirken die äußeren Kräfte f_{AW} (Walzkräfte) auf die Arbeitswalze, wodurch sich diese deformiert. Die Stützwalze

wirkt dieser Deformation über die Kontaktkräfte \mathbf{f}_K entgegen und wird gleichzeitig (aktio = reaktio) nur durch diese deformiert. Daher können unter Berücksichtigung der Lager- und Stützkräfte \mathbf{f}_{SW} folgende Beziehungen für die Arbeits- und Stützwalze aufgestellt werden:

$$\begin{aligned}\mathbf{K}_{AW} \mathbf{w}_{AW} &= \mathbf{f}_{AW} - \mathbf{f}_K \\ \mathbf{K}_{SW} \mathbf{w}_{SW} &= \mathbf{f}_K + \mathbf{f}_{SW}\end{aligned}\quad (5.26)$$

\mathbf{K}_{AW} und \mathbf{K}_{SW} sind dabei die Biegesteifigkeitsmatrizen der Arbeitswalze (Index AW) bzw. der Stützwalze (SW) gemäß Gleichung (5.14). Weiterhin sind \mathbf{w}_{AW} und \mathbf{w}_{SW} die Deformationen der Arbeits- bzw. Stützwalze, welche sich aus den Spaltenverschiebungsvektoren $\mathbf{d}_{e,i}$ für $i = 1 \dots n$ für die Arbeitswalze und $i = 1 \dots m$ für die Stützwalze zusammensetzen:

$$\begin{aligned}\mathbf{w}_{AW} &= \left[\mathbf{d}_{e,AW,1}^T, \mathbf{d}_{e,AW,2}^T \dots \mathbf{d}_{e,AW,n}^T \right]^T \\ \mathbf{w}_{SW} &= \left[\mathbf{d}_{e,SW,1}^T, \mathbf{d}_{e,SW,2}^T \dots \mathbf{d}_{e,SW,m}^T \right]^T\end{aligned}\quad (5.27)$$

Mit Hilfe der Kontaktsteifigkeitsmatrix $\mathbf{K}_K(\mathbf{f}_K)$ gelten für die Kontaktkräfte

$$\mathbf{f}_K = \mathbf{K}_K (\mathbf{w}_{AW} - \mathbf{w}_{SW}) \quad (5.28)$$

Zusammenfassend lässt sich (5.26) mit (5.28) als Hyper-Matrix-Vektor-System darstellen, welches den Zusammenhang zwischen den Knotenverschiebungen und den Knotenlasten des Zwei-Walzen-Systems beschreibt. Aufgrund der Kontaktsteifigkeitsmatrix entsteht dabei ein nichtlineares Gleichungssystem.

$$\begin{pmatrix} \mathbf{K}_{AW} + \mathbf{K}_K(\mathbf{f}_K) & -\mathbf{K}_K(\mathbf{f}_K) \\ -\mathbf{K}_K(\mathbf{f}_K) & \mathbf{K}_{SW} + \mathbf{K}_K(\mathbf{f}_K) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{w}_{AW} \\ \mathbf{w}_{SW} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}_{AW} \\ \mathbf{f}_{SW} \end{pmatrix} \quad (5.29)$$

Die Lösung des Gesamtproblems erfolgt dabei iterativ. In einem ersten Schritt werden die Kontaktkräfte \mathbf{f}_K angenommen, wodurch die Kontaktsteifigkeiten k_c berechnet und alle Sub-Matrizen bestimmt werden können. Dadurch lässt sich Gleichung (5.29) lösen und führt zu den Knotenverschiebungen der einzelnen Elemente. Die Differenz aus den Elementverschiebungen von Arbeits- und Stützwalze im Kontaktbereich liefert eine Aussage darüber, wie sich die Arbeitswalze in die Stützwalze eindrückt. Daraufhin erfolgt eine Neuberechnung der Kontaktkräfte nach Gleichung (5.28) und die Kontaktsteifigkeiten werden erneut aufgestellt. Dieser Vorgang erfolgt iterativ, bis keine signifikanten Änderungen der Kontaktkräfte durch das Berechnungsprogramm gefunden werden.

Der Balkenmodellansatz wurde mit Hilfe der matrixbasierten Software MATLAB umgesetzt. Die folgenden Abbildungen 5.6 und 5.7 zeigen dabei die Arbeits- und Stützwalze, jeweils aufgeteilt in einzelne Elemente. Im äußeren Zapfenbereich wurde die Aufteilung dabei relativ grob vorgenommen, da die Kenntnis über die Verschiebungen und Spannungen dort von untergeordnetem Interesse ist. Der Ballenbereich dagegen wurde feiner unterteilt, um detaillierte Informationen zu erhalten. Wie bereits erwähnt, müssen die

Kontaktknoten beider Walzen genau übereinander liegen, um das Modell lösen zu können. Daher wurde der Ballenkantenbereich so unterteilt, dass diese Bedingung eingehalten werden konnte. Aus den Abbildungen werden zusätzlich zu den Elementen die Lagerpunkte, die Kraftangriffspunkte auf die Arbeitswalze und die Kontaktpunkte sichtbar. Die Kraftangriffspunkte der Last auf die Arbeitswalze werden durch pinke Kreise symbolisiert. In dem vorliegenden Beispiel wirkt die auf die Knotenpunkte reduzierte Element-Linienlast an den Knotenpunkten 14 bis 34, d. h. die im Modell bezogene Einzellast P wird so gleichmäßig auf die einzelnen Elemente aufgeteilt. Die schwarzen Dreiecke zeigen den Kontaktbereich zwischen den beiden Walzen. Im vorliegenden Beispiel ist der Ballen der Arbeitswalze länger, so dass der Ballen der Stützwalze komplett in Kontakt zum Arbeitswalzenballen ist und die äußeren Knotenpunkte 9 und 35 angegeben werden müssen.

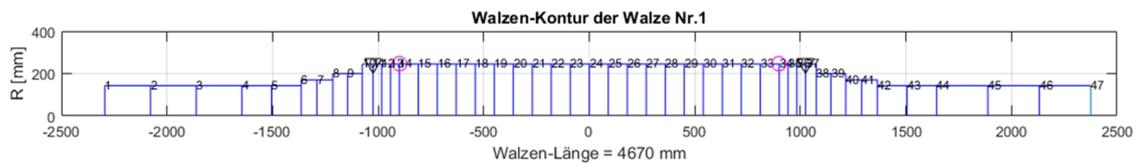


Abbildung 5.6: Balkenmodell Elementaufteilung Arbeitswalze

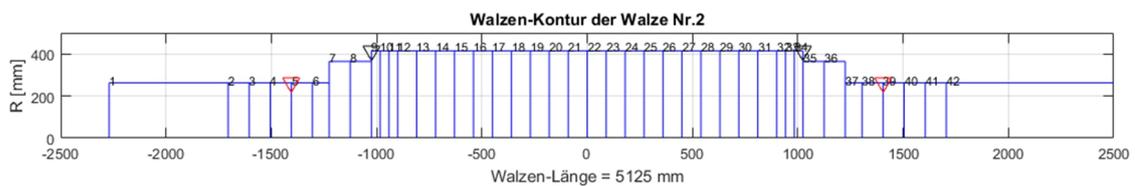


Abbildung 5.7: Balkenmodell Elementaufteilung Stützwalze

5.2.2 FE-Modell

Die FE-Analyse wurde mit der Software COMSOL Multiphysics[®] durchgeführt. Mit Hilfe dieser Software war es möglich, den kompletten Prüfstand zu modellieren und daraufhin zu simulieren.

In COMSOL stehen verschiedene Ansätze zur Beschreibung des physikalischen Problems zur Verfügung. Da der Prüfstand die durch statische Belastungen hervorgerufenen Spannungen und Deformationen/Verschiebungen liefert, wurde die strukturmechanische Methode der Mechanik fester Körper gewählt. Je nachdem, ob ein Modell zwei- oder dreidimensional aufgebaut werden soll, rechnet die Software in einem Spannungs-Dehnungs-Ansatz für Festkörper (3D) oder im ebenen Spannungs- oder Dehnungs-Ansatz (2D).

Für die Modellierung des Prüfstandes wurde der dreidimensionale stationäre, d. h. zeitunabhängige, Ansatz gewählt. Dabei ist es möglich, dass die Verzerrungen jedes einzelnen Punktes im System in einem x - y - z -Koordinatensystem durch die Verschiebungen u , v und w bzw. ihren partiellen Ableitungen beschrieben werden können. Für die Dehnung in den Hauptachsenrichtungen ε_x , ε_y und ε_z und die Schubdehnungen ε_{xy} , ε_{yz} und ε_{zx} bzw. in der Schreibweise mit den Scherungen γ_{xy} , γ_{yz} und γ_{zx} gilt :

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_{xy} = \frac{\gamma_{xy}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (5.30)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \varepsilon_{yz} = \frac{\gamma_{yz}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (5.31)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad \varepsilon_{zx} = \frac{\gamma_{zx}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta w}{\delta x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (5.32)$$

Die Normal- und Schubdehnungen lassen sich zu einem symmetrischen Dehnungstensor $\boldsymbol{\varepsilon}$ zusammenfassen:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_y & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_z \end{bmatrix} \quad (5.33)$$

Zur Beschreibung der Spannungen in dem System lässt sich der symmetrische Spannungstensor mit den drei Normalspannungen σ_x , σ_y und σ_z und den Schubspannungen $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ und $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ aufstellen:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

Der Zusammenhang zwischen den wirkenden Spannungen und Dehnungen gilt in der Form:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \cdot \boldsymbol{\varepsilon} \quad (5.35)$$

Dabei müssen die Spannungs- und Dehnungskomponenten in Vektorform aufgeschrieben werden, wobei ein jeder Vektor aus Symmetriegründen aus nur je sechs unabhängigen Komponenten besteht:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{bmatrix} \quad (5.36)$$

Zur Berechnung der Spannungen oder Dehnungen ergibt sich die Materialmatrix \mathbf{D} für einen isothermen Fall zu einer 6x6-Matrix, mit dem Elastizitätsmodul E und der entsprechenden Querdehnzahl ν :

$$\mathbf{D} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

Um diese strukturmechanischen Zusammenhänge in COMSOL zu implementieren, werden die Gleichgewichtsbedingungen in den drei Hauptachsenrichtungen als Volumenkkräfte der globalen Spannungskomponenten aufgestellt:

$$-\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = F_x \quad (5.38)$$

$$-\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = F_y \quad (5.39)$$

$$-\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} - \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = F_z \quad (5.40)$$

Die Einführung des Nabla-Operators ∇ führt zur sogenannten Navier'schen Gleichung, welche die Berechnungsgrundlage zur Lösung der statischen Probleme in COMSOL darstellt:

$$-\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{F} \quad (5.41)$$

Durch Wahl geeigneter Randbedingungen kann die Spannungs- und Deformationssimulation durchgeführt werden. Wie schon bei der Balkenmodellrechnung werden die Lösungsschritte iterativ durchgeführt, bis eine ausreichende Konvergenz gefunden wird.

Abbildung 5.8 zeigt das Modell mit allen zur Simulation wichtigen Details. Die Traversenverlängerungen, welche nur zum Ablegen der Traverse bei auseinandergefahrenen Rahmen dienen und damit keinen Einfluss auf die experimentellen Ergebnisse haben, wurden ebenso vernachlässigt wie das im Vergleich zum restlichen Prüfstand geringe Eigengewicht der Gegenbiegezyylinder. Für diese wurde die aufgebrachte Kraft direkt an den entsprechenden Stellen eingeleitet.

Die großen Schwerlastzylinder zur Simulation der Walzkraft dagegen wurden mit in die FE-Simulation eingebracht, da Stückgewichte von ca. 420 kg nicht vernachlässigt werden sollten.

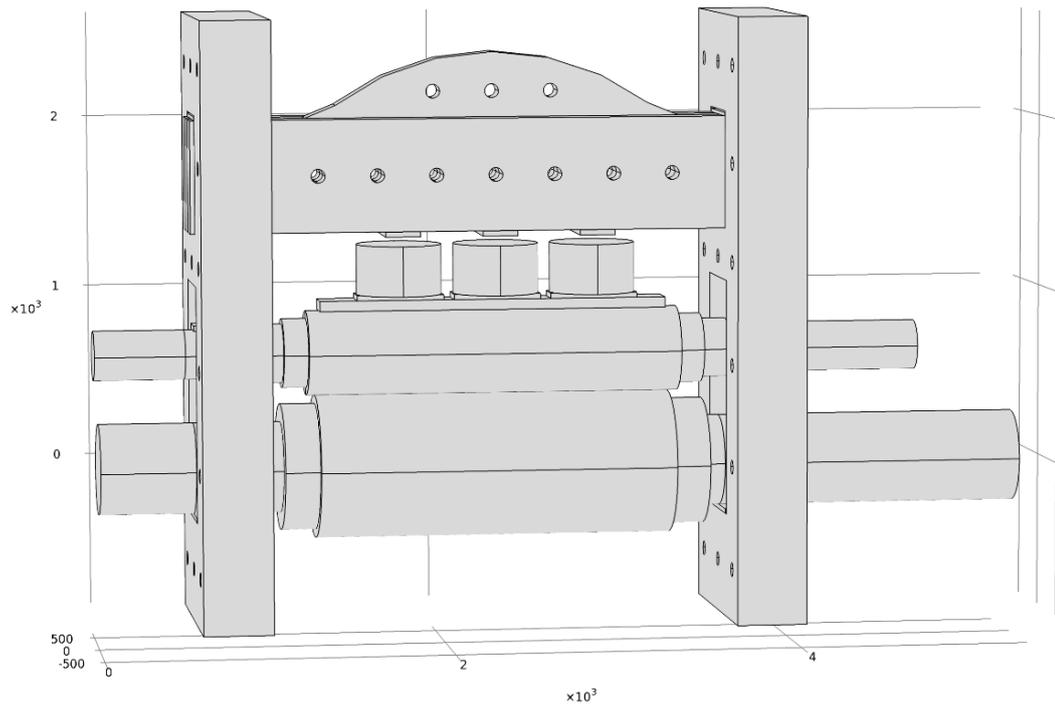


Abbildung 5.8: Modell des Prüfstandes zur FE-Simulation, $l_{AW} > l_{SW}$

Zur Modellierung des FE-Netzes wurden Tetraederelemente mit einer kleinen Elementgröße gewählt, welche automatisch durch die Software generiert wurden. Zusätzlich wurde der Kontaktbereich zwischen beiden Walzen von Hand feiner vernetzt, um dort genauere Informationen zu erhalten. Abbildung 5.9 zeigt einen Ausschnitt des Prüfstandes mit der Vernetzung im Bereich der Arbeits- und Stützwalze.

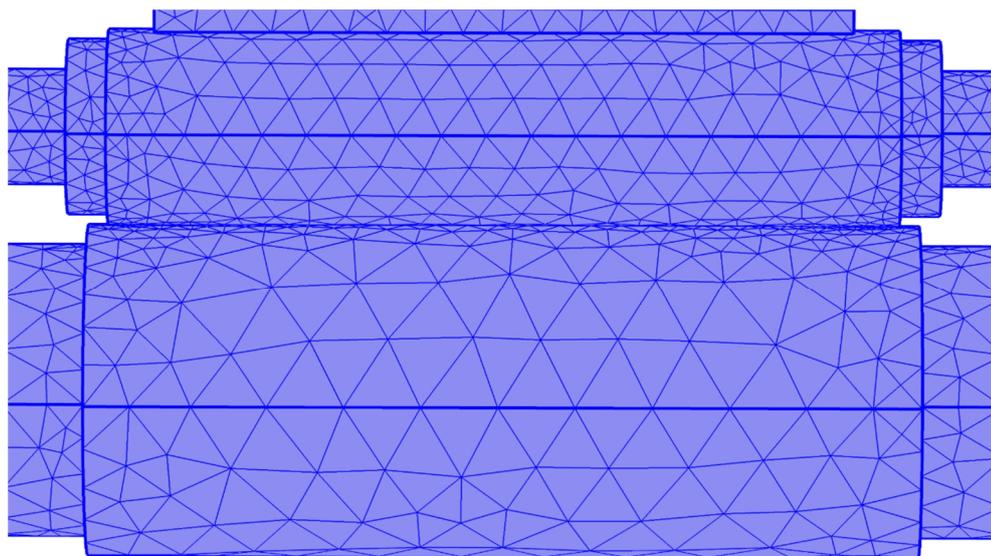


Abbildung 5.9: Ausschnitt Prüfstand mit vernetzter Arbeits- und Stützwalze, $l_{AW} < l_{SW}$

Die Abbildungen 5.10 - 5.15 zeigen beispielhaft die Ergebnisse der Spannungs- und Deformationsberechnungen der COMSOL-Simulationen des Prüfstandes bei Einsatz einer

Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel. Dabei sind die Spannungen als von-Mises-Vergleichsspannungen (Gestaltänderungsenergiehypothese) dargestellt, durch welche mehrachsige Spannungszustände, wie sie in realen Bauteilen in der Regel zu finden sind, in einachsige Normalspannungen umgerechnet werden können, um so einen Vergleich mit Materialkennwerten zu ermöglichen, die beispielsweise im Zugversuch ermittelt werden können [114]. Die Abbildungen geben in der Gesamtdarstellung Informationen über die wirkenden Spannungen am Prüfstandrahmen bzw. an den Walzen. Dabei liegen Spannungskonzentrationen erwartungsgemäß an den Zapfenübergängen der Walzen durch eine entsprechende Kerbwirkung, dem Kontaktbereich zwischen den Walzen (Hertz'sche Pressung), den Lagerstellen der Stützwalze und dem Kontakt zwischen Traverse und Rahmen vor, wobei die größten Spannungen dabei in den Kontaktbereichen der Walzen und den Lagerstellen zu finden sind.

COMSOL ermöglicht es, die Daten des dreidimensionalen Modells durch geeignete Schnitte oder Linienbetrachtungen in zweidimensionalen Ansichten darzustellen. Dies ist vor allem für den Vergleich mit den Messergebnissen der Normalspannungen (Kapitel 5.3.1), der Biegerandspannungen (Kapitel 5.3.2) und der Walzendurchbiegung (Kapitel 5.3.5) sinnvoll und ermöglicht eine Aussage über die Korrelation des Modells mit den Messdaten. Die FE-Ergebnisse der weiteren beiden Arbeitswalzen sind im Anhang zu finden.

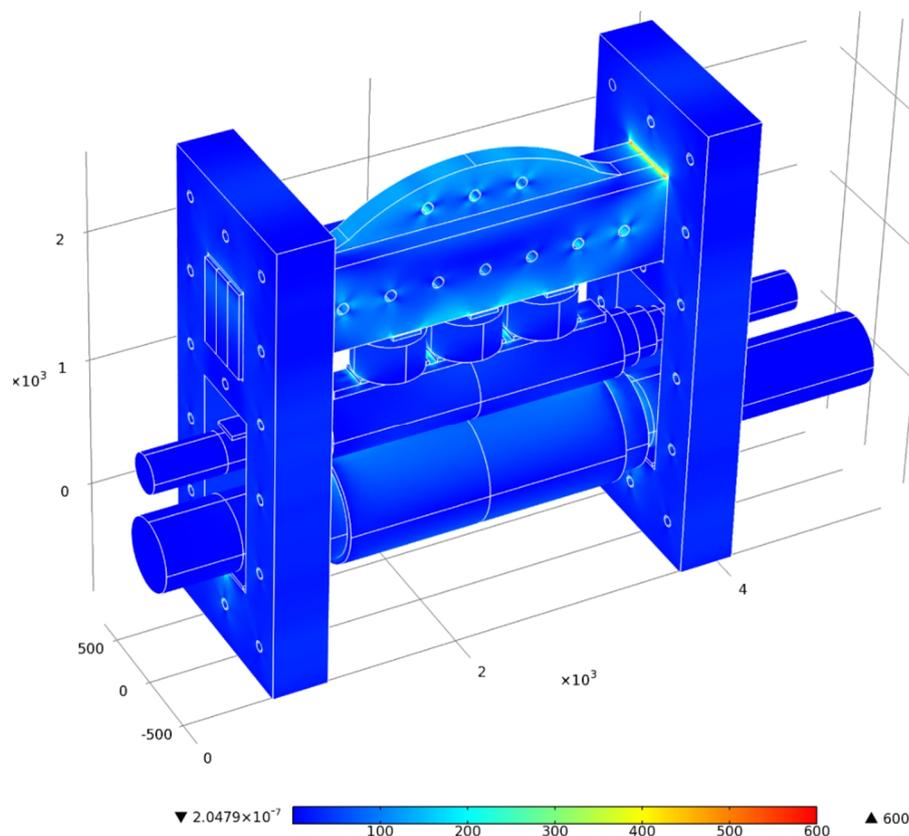
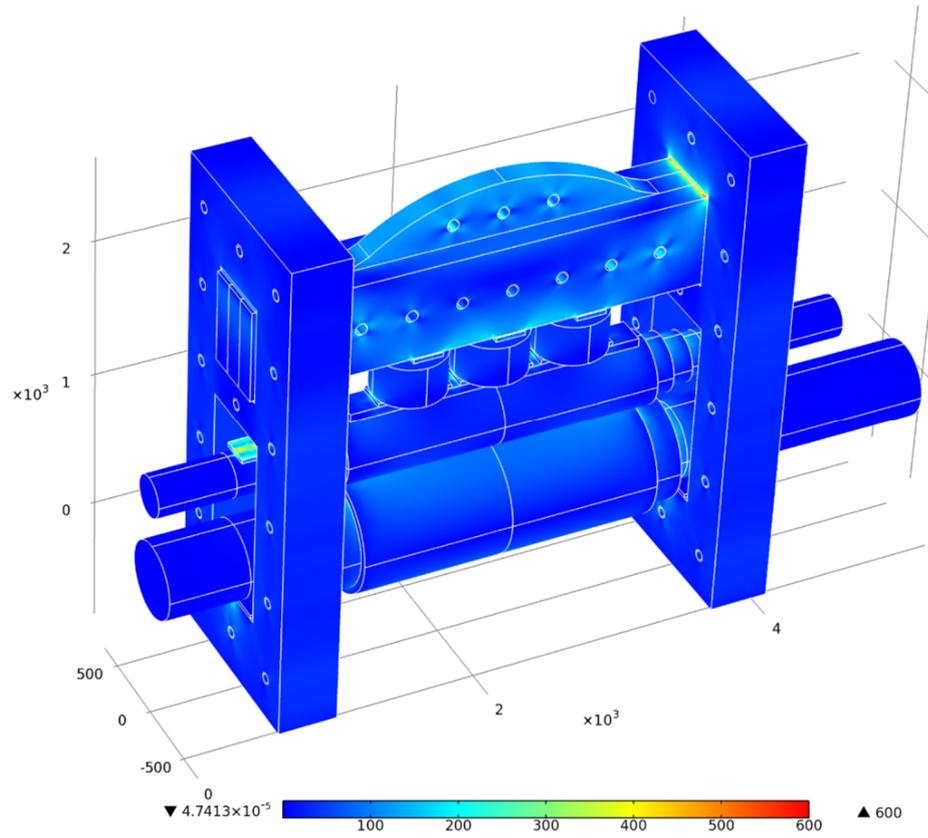
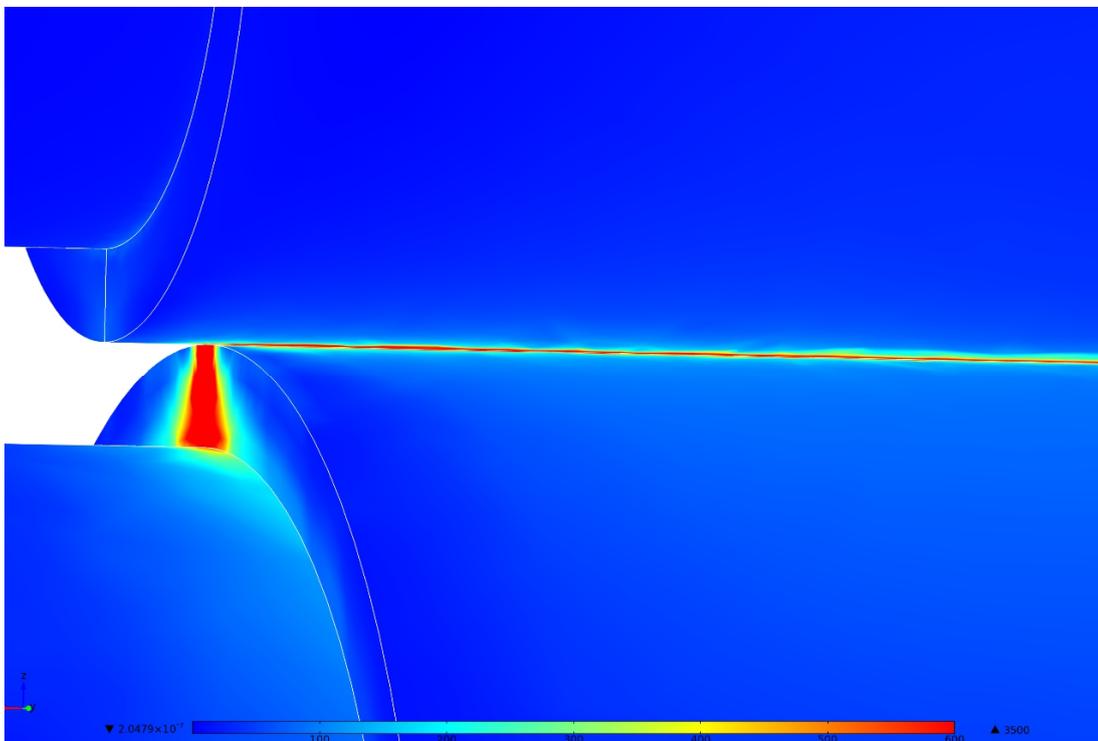


Abbildung 5.10: Vergleichsspannung – AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$, ohne GGB

Abbildung 5.11: Vergleichsspannung – AW HSS, $F = 26$ MN, GGB 2 MNAbbildung 5.12: Vergleichsspannung Kontakt AW-SW, $F = 26$ MN, ohne GGB

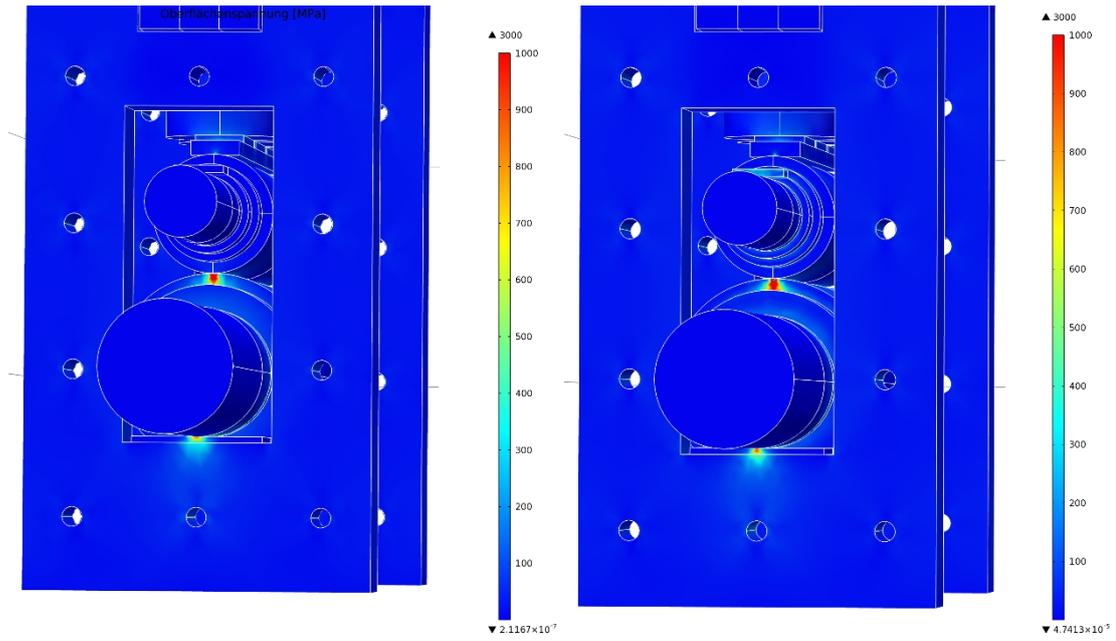


Abbildung 5.13: Vergleichsspannungen - AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$;
links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN

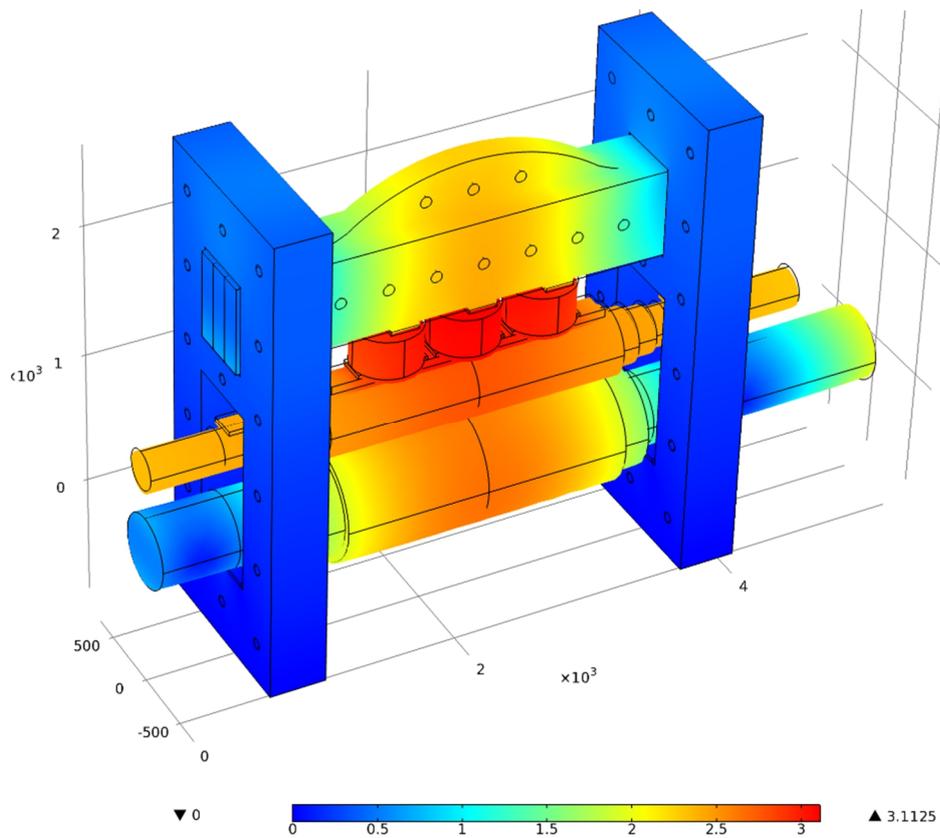
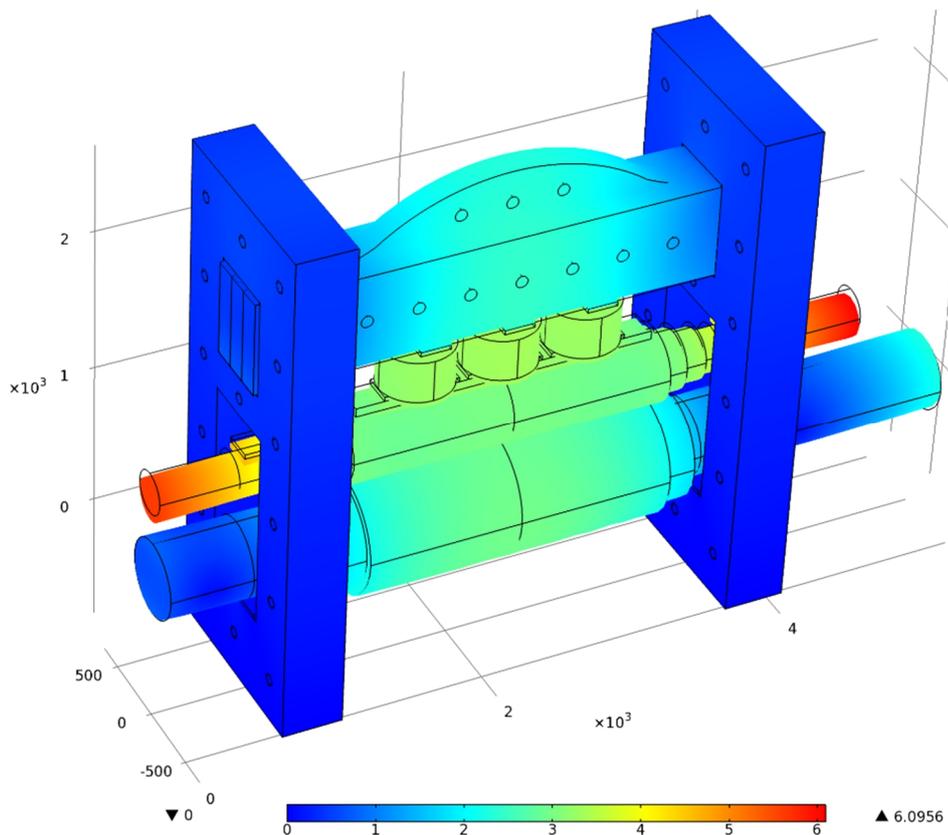


Abbildung 5.14: Verschiebungen – AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$, ohne GGB

Abbildung 5.15: Verschiebungen – AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$, GGB 2 MN

5.3 Experimentelle Ergebnisse

In den Kapiteln 4.5 und 4.6 ist beschrieben, wie die Prüfkraft zur Simulation der Walzkraft und die Gegenbiegekraft in das System Arbeitswalze-Stützwalze eingebracht wurde.

Während der Versuche zeigte sich, dass das Hydraulikaggregat einen Arbeitsdruck von 700 bar nicht aufbringen konnte. Die erreichten Maximalwerte lagen im Bereich von ca. 685 bar.

Weiterhin konnten nur in den ersten Vorversuchen vier Hydraulikzylinder eingesetzt werden. Ein Hydraulikzylinder wurde nach kurzer Zeit beschädigt, so dass die Hauptversuche nur mit drei Zylinder durchgeführt wurden. Dadurch verringerte sich die wirkende Maximalkraft entlang des Ballens von ca. $17,6 \text{ kN/mm}$ auf ca. 13 kN/mm . Dieser Wert stellt jedoch immer noch eine typische Last in einem Grobblech- oder Warmbandgerüst dar. Der Einsatz von vier Hydraulikzylindern wäre ohnehin nur zur Untersuchung der Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel möglich gewesen, da bei dieser Walze der Ballen eine ausreichende Länge zur Positionierung von vier Hydraulikzylindern hatte. Die anderen beiden Walzentypen, die zur experimentellen Untersuchung zur Verfügung standen, hatten wie in Tabelle 5.1 dargestellt einen kürzeren Ballen, so dass dort ein Einsatz von drei Hydraulikzylindern vorgesehen war.

Bei der Arbeitswalze mit dem HSS-Mantel wurde neben dem Aufbringen der Prüfkraft mittels Hydraulikzylinder nur der Einfluss der Gegenbiegung untersucht. Die beiden anderen Walzentypen (ICDP und HiCr) wurden zusätzlich geschränkt, um einen Einfluss auf das Spannungs- und Deformationsverhalten zu ermitteln. Abbildung 5.16 zeigt beispielhaft die geschränkte ICDP-Arbeitswalze. Die Vorrichtung, welche verhinderte, dass sich die Arbeitswalze in horizontaler Richtung unter Last verschieben konnte, diente auch zum Einstellen der Schrängung. An dieser Position und auf der gegenüberliegenden Rahmenseite wurde die Arbeitswalze um jeweils 26 mm verschoben, so dass sich ein Schrängungswinkel von 1° ergab. Die rote Linie in dieser Abbildung verdeutlicht die Schrängung der Arbeitswalze. Im ungeschränkten Zustand lagen die Mittelpunkte beider Walzen auf dieser Linie und waren zueinander ausgerichtet.

Im ungeschränkten und geschränkten Zustand wurde parallel der Einfluss der Gegenbiegung untersucht. Die ICDP-Walze ließ sich so vollständig untersuchen, ein Zapfen der HiCr-Walze ist bei einer Gegenbiegekraft von ca. 1650 kN trotz vorheriger Berechnung der Biegefestigkeit abgerissen. Aus Abbildung 5.17 wird ersichtlich, dass der Abriss die Folge eines Materialfehlers war. Es zeigten sich drei große Lunker mit einem Durchmesser von ca. 10 mm, so dass ein Produktionsfehler durch eine hohe innere Kerbwirkung zum Bauteilversagen führte. Daher konnten an dieser Walze nur Messungen ohne eine Gegenbiegung durchgeführt werden. An ein kurzes Übergangsstück zwischen Zapfen und Ballen wurde eine zusätzliche Halterung gebaut, mit der eine Schrängung der Arbeitswalze möglich war und ein betriebssicherer Einsatz gewährleistet werden konnte.

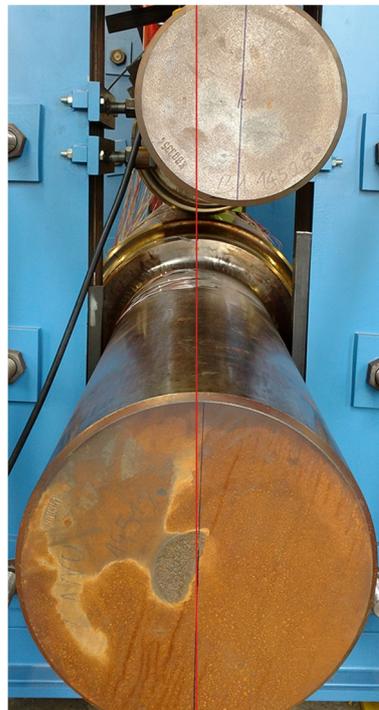


Abbildung 5.16: Um 1° geschränkte ICDP-Arbeitswalze



Abbildung 5.17: Abgerissener Zapfen Arbeitswalze HiCr

Der Prüfdruck mittels Hydraulikaggregat wurde bei den Messungen schrittweise um 100 bar bis zum Erreichen des maximalen Druckes gesteigert und die auftretenden Dehnungen mit Hilfe der Dehnungsmessstreifen gemessen. Die Gegenbiegekräfte auf beiden Zapfen wurden in 500 kN-Schritten bis zu einer maximalen Gegenbiegung von 2000 kN gesteigert. Die Gegenbiegemessungen wurden jeweils bei maximalem Prüfdruck der Hydraulikzylinder durchgeführt.

Die Auswertung der DMS-Messergebnisse lieferte Informationen über wirkende Normalspannungen entlang der unteren Randfaser der Stützwalze sowie über Biegerandspannungen an der Oberfläche. Bei der Auswertung zeigte sich, dass in den Kontaktbereichen Blech-Arbeitswalze und Arbeitswalze-Stützwalze Haftschubspannungen wirkten, welche in Kapitel 5.3.3 näher beschrieben werden.

Die Messungen der Durchbiegungen der einzelnen Walzenpaare konnte mit Hilfe von Wegaufnehmern durchgeführt werden, welche an die Arbeits- und Stützwalzen angebracht wurden. Die Durchbiegung der Stützwalze konnte dabei direkt unterhalb des Ballens gemessen werden. Da weder die obere noch die untere Randfaser der Arbeitswalze zur direkten Messung der Durchbiegung zur Verfügung standen, wurden Wegaufnehmer entlang der Ballenmitte angebracht. Da das Deformationsverhalten in diesem Bereich anders als an der unteren oder oberen Randfaser ist (die obere Randfaser ist dabei entscheidend für das sich einstellende Blechprofil), dienten diese Messungen lediglich zur Validierung des FE-Modells, da auch bei diesem Ergebnisse für diesen Bereich angezeigt werden konnten.

Die Messergebnisse wurden mit Hilfe der in Kapitel 4.7 beschriebenen Messtechnik aufgenommen und gespeichert. Um den Messaufwand zu optimieren bzw. zu minimieren, wurden zunächst Voruntersuchungen durchgeführt, um geometrische Symmetrien auch im realen Versuchsaufbau zu bestätigen und um diese in den Hauptversuchen auszunutzen

zu können. Die Zielgröße der maximalen Abweichungen von symmetrischen Messstellen lag bei unter 1 MPa. Dabei war es wichtig, dass die DMS exakt in der jeweils gewünschten Richtung und Position appliziert wurden, die Abstände der Prüfstandrahmen zu den Ballen der Walzen auf beiden Seiten gleichmäßig waren und die Arbeitswalze in einer Flucht zur Stützwalze ausgerichtet wurde. So konnten Fehler verhindert und der Messbereich auf ca. $\frac{1}{4}$ der Walze unter Ausnutzung aller zuvor untersuchten Symmetrien verringert werden. Da mit Hilfe des Multiplexers die Anzahl der gleichzeitig messbaren DMS-Stellen vergrößert werden konnte, waren zur vollständigen Untersuchung einer Walzenpaarung idealerweise vier bis fünf Messungen notwendig. Dabei wurden in unterschiedlichen Messungen ausgewählte Messstellen (vor allem im Bereich der Zapfenübergänge und der Ballenmitte) zur Erfassung der Streubreite doppelt untersucht, um eventuelle Abweichungen gleicher Messstellen in aufeinanderfolgenden Versuchen zu verhindern. Bis auf wenige Ausnahmen waren die gemessenen Dehnungen nahezu deckungsgleich (Abweichungen zwischen zwei Messungen bis maximal 1 %). Große Differenzen gleicher Messstellen waren in der Regel Ursache fehlerhafter DMS, so dass diese neu appliziert und die betroffenen Messstellen erneut untersucht wurden.

In den folgenden Kapiteln werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen vorgestellt. Wenn Ergebnisse der FE- bzw. Balkenmodellrechnungen zur Verfügung standen, wurden diese zum direkten Vergleich und zur Validierung der einzelnen Modelle mit in die Diagramme aufgenommen.

5.3.1 Normalspannungen infolge eines Biegemomentes

Eine auf einen gelagerten Körper wirkende Kraft führt zu einem Biegemoment $M(x)$, welches infolge einer Durchbiegung des Körpers zu einer Normalspannung $\sigma_x(y)$ in Längsrichtung führt. Während bei reiner Biegung die Durchbiegung des Körpers nur durch ein äußeres Biegemoment hervorgerufen wird, tritt wie im Fall der Stütz- und Arbeitswalzen durch die äußere Kraft zusätzlich eine Querkraft $Q(x)$ auf, welche zu Schubspannungen und Schubdeformationen führt. Aufgrund dessen wird dieser Biegefall auch Querkraftbiegung genannt. Schematisch sind diese beiden Biegefälle in Abbildung 5.18 dargestellt.

Unter Berücksichtigung der Gleichgewichtsbedingungen, des Stoffgesetzes und der Deformationsgeometrie kann die Normalspannung $\sigma_x(y)$ berechnet werden. Dabei wird eine Dehnung ε_x bzw. Dehnungsdifferenz $d\varepsilon_x$ in Längsrichtung durch Betrachtung eines nicht-deformierten und deformierten Balkens gemäß Abbildung 5.19 ermittelt und mit Hilfe des Hooke'schen Gesetzes sowie der auftretenden Krümmung eine Spannung berechnet.

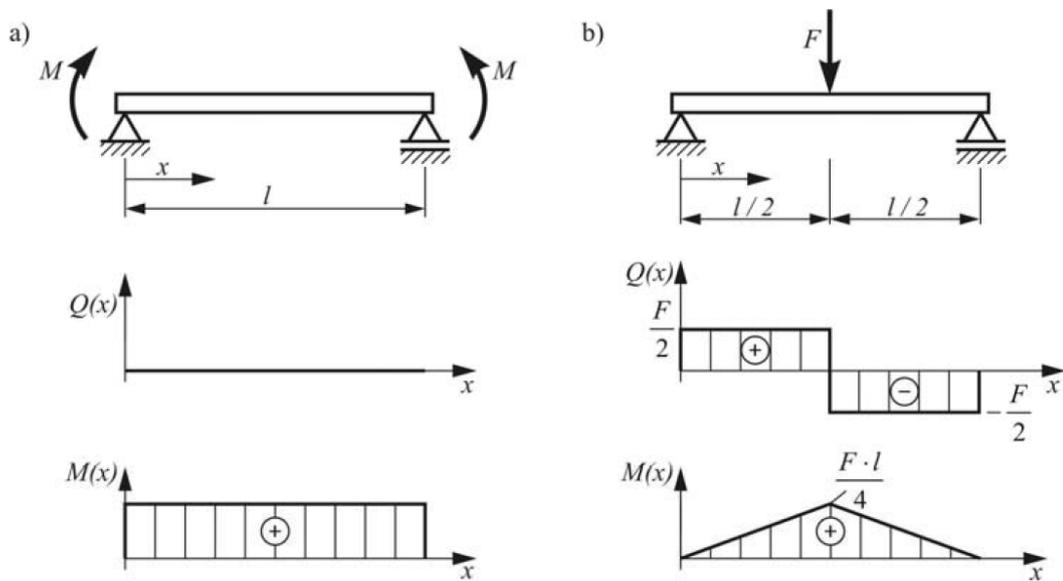


Abbildung 5.18: Darstellung a) reine Biegung, b) Querkraftbiegung [115]

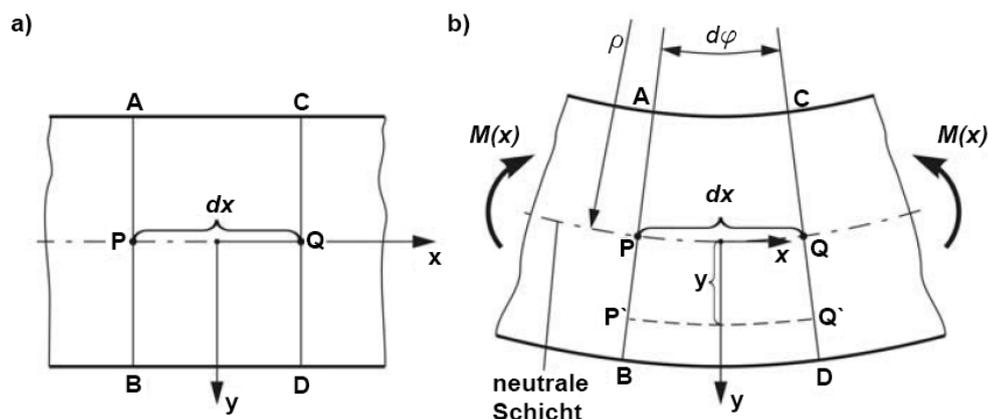


Abbildung 5.19: Betrachtung a) unverformtes, b) verformtes Balkenelement [115]

Die maximalen Spannungen sind dabei an der oberen und unteren Randfaser der Oberflächen der Walzen zu finden. Durch Messungen der Oberflächendehnungen entlang der Ballen und Zapfen konnten so die Normalspannungsverläufe ermittelt werden. Da in den Kontaktbereichen Blech-Arbeitswalze und Arbeitswalze-Stützwalze eine Applikation von Dehnungsmessstreifen nicht möglich war, zeigen die folgenden Abbildungen die Normalspannungen $\sigma_x(y)$ infolge des Biegemomentes an der unteren Randfaser der Stützwalze.

Wie an den Abbildungen 5.20 - 5.22 zu sehen ist, sind die Verläufe der Normalspannung $\sigma_x(y)$ an der unteren Randfaser der Stützwalze prinzipiell gleich, lediglich die Spannungswerte an den einzelnen Messstellen unterscheiden sich. Da die eingeleitete Last mittels Schwerlastzylinder in allen Fällen gleich war, ist hier ein Einfluss der Geometrie und des Werkstoffs der jeweiligen untersuchten Arbeitswalze erkennbar.

Alle Ergebnisse zeigen zwei signifikante Stellen, an denen die Normalspannungen maximale Werte erreichen. Zum einen in Ballenmitte, der Position der maximalen Durchbiegung der Walzen, zum anderen am Übergang des Zapfens zum Ballen als Folge hoher Kerbspannungen.

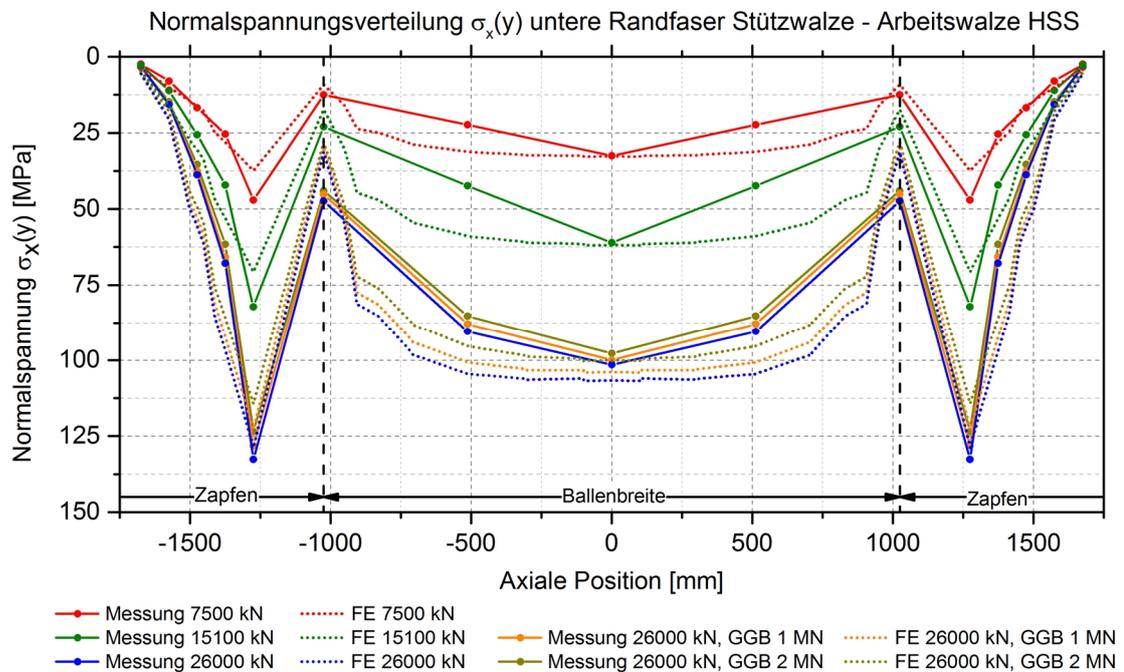


Abbildung 5.20: Normalspannungsverteilung Stützwalze; Arbeitswalze HSS

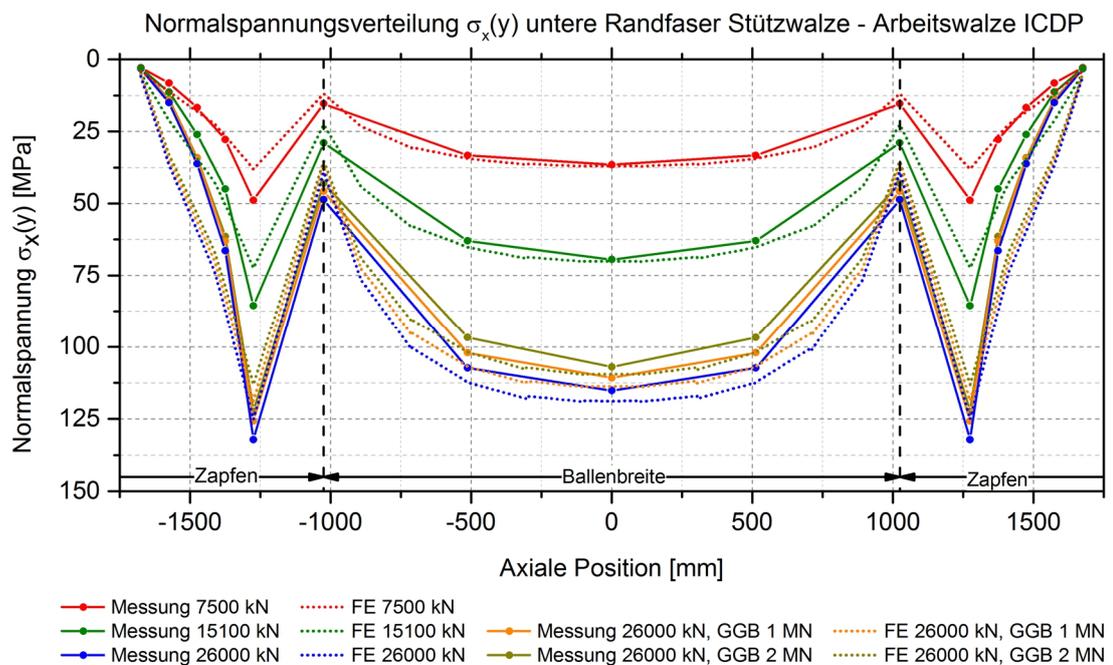


Abbildung 5.21: Normalspannungsverteilung Stützwalze; Arbeitswalze ICDP

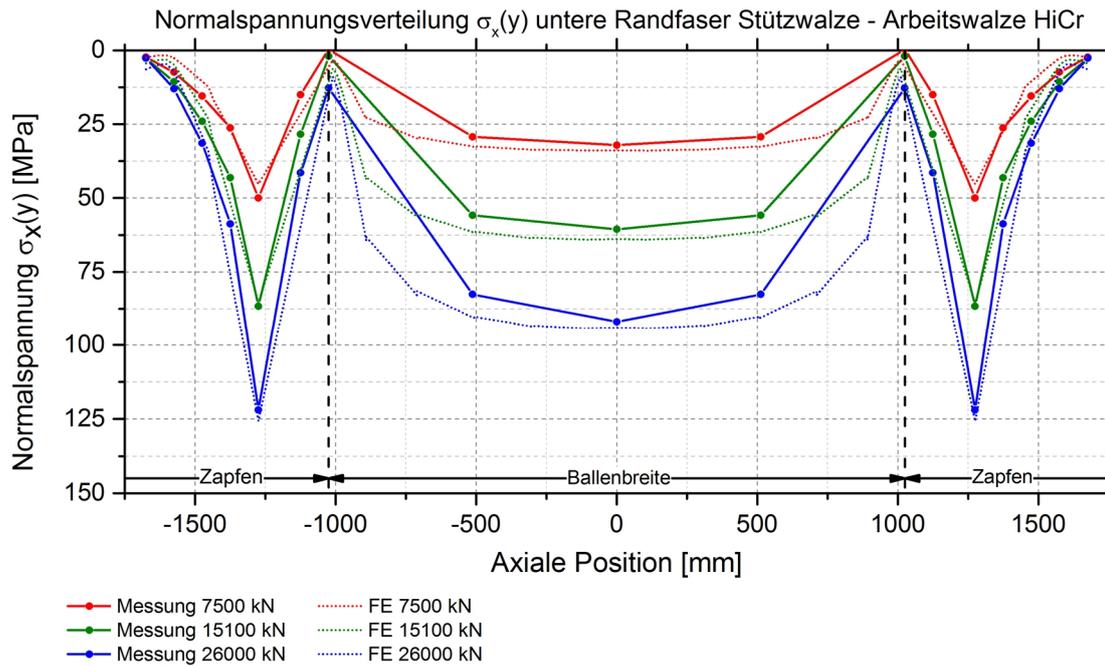


Abbildung 5.22: Normalspannungsverteilung Stützwalze; Arbeitswalze HiCr

Die Normalspannungen an den Übergängen sind in allen untersuchten Fällen nahezu identisch. Bei maximal eingeleiteter Last wurden Zugspannungen von ca. 130 MPa gemessen, welche unter Verwendung der Gegenbiegung auf ca. 125 MPa abfallen. Die Ergebnisse in den jeweiligen Ballenmitten unterscheiden sich nur leicht. Die Normalspannungen bei Verwendung der ICDP-Arbeitswalze sind dabei am größten, bei Einsatz einer HiCr-Stahlwalze dagegen am kleinsten. Hier zeigt sich der Einfluss des Werkstoffs, insbesondere des Elastizitätsmoduls. Da dieser bei der ICDP-Arbeitswalze am kleinsten ist, tritt unter Last eine, verglichen mit den anderen eingesetzten Arbeitswalzenwerkstoffen, größere Durchbiegung (siehe Abbildung 5.52) in der Ballenmitte auf, welche eine höhere Normalspannung zur Folge hat. Auch wenn der E-Modul des HSS-Mantels über dem des HiCr-Mantels liegt, treten hier größere Normalspannungen auf. Dies ist durch die unterschiedlich eingesetzten Kernwerkstoffe zu erklären. Während dieser bei der ICDP und HSS-Walze nahezu identisch ist (Gusseisen mit Kugelgraphit), wurde bei der Herstellung der Arbeitswalze mit HiCr-Mantel ein Kern aus Stahl eingegossen, wodurch der zusammengesetzte E-Modul dieser Walze über dem der Gusswalze mit einem HSS-Mantel liegt. Durch den höheren E-Modul ist die Durchbiegung der Walze mit HiCr-Mantel kleiner (Abbildung 5.54) und hat damit geringere Rand-Normalspannungen in der Ballenmitte zur Folge.

In den Abbildungen 5.20 - 5.22 sind zusätzlich zu den Messergebnissen auch die Rechenergebnisse der FE-Simulation aufgetragen. Besonders in den signifikanten Bereichen Ballenmitte und Zapfenkante zeigen diese gute Übereinstimmungen. Die großen Abwei-

chungen im Bereich zwischen Ballenkante und Ballenmitte sind durch fehlende Messergebnisse zu erklären. Da in diesem Bereich keine kritischen Spannungen zu erwarten waren, wurde der Messaufwand bewusst niedrig gehalten.

Tabelle 5.2 zeigt die Abweichung der gemessenen Normalspannung in der Ballenmitte der Stützwalze zu den Ergebnissen der FE- und Balkensimulation. Das FE-Modell trifft die Messungen dabei am besten, wenn keine Gegenbiegung simuliert wird. Unter Berücksichtigung dieser steigen die Abweichungen leicht an, treffen die Messergebnisse jedoch recht genau. Wie bereits in Kapitel 5.3 beschrieben, konnte der Einfluss der Gegenbiegung aufgrund des abgerissenen Zapfens bei der HiCr-Walze nicht untersucht werden.

Tabelle 5.2: Abweichung in Ballenmitte Normalspannung Messung-Rechnung

| Arbeitswalze | F = 26 MN Ohne GGB | | F = 26 MN GGB 1 MN | | F = 26 MN GGB 2 MN | |
|--------------|-----------------------|---------|-----------------------|---------|-----------------------|---------|
| | FEM | Balken | FEM | Balken | FEM | Balken |
| HSS | 1,67 % | 62,76 % | 3,92 % | 58,02 % | 4,87 % | 52,90 % |
| ICDP | 4,86 % | 45,18 % | 5,29 % | 42,99 % | 5,66 % | 39,72 % |
| HiCr | 2,31 % | 63,93 % | - | - | - | - |

Die Abweichung von den Messung und dem FE-Modell ist im Bereich der Ballenmitte am geringsten, wie an Abbildung 5.23 zu erkennen ist. Beispielhaft ist hier das Ergebnis der Messungen bei maximaler Zylinderkraft bei Einsatz der Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel aufgetragen. In der Ballenmitte beträgt die Differenz 1,67 %, welche auf bis zu 30 % ansteigt. Auch wenn eine Differenz von 30 % viel erscheint, heißt das nicht, dass das FE-Modell ungenau ist. Vor allem an den ersten Messpunkten (im Bereich des Zapfenanfangs) treten nur sehr geringe Spannungen auf. Eine Abweichung von 30 % bedeutet hier eine Differenz der Absolutwerte von ca. 1,5 MPa. Die größte Differenz der Absolutwerte ist in der Mitte des Zapfens zu finden und beträgt etwa 22 MPa. Im Bereich des Zapfenübergangs hin zum Ballen, wo die größten Normalspannungen auftreten, beträgt die Abweichung ca. 10 % bzw. 10 MPa, so dass das Modell auch an dieser signifikanten Stelle gute Ergebnisse liefert.

Während das FE-Modell die Messdaten überwiegend gut abbilden kann, betragen die Abweichungen des Balkenmodells zu diesen zwischen 40 % und 64 %. Dieser signifikante Unterschied kann durch mehrere Faktoren erklärt werden. Der allgemeine Balkenmodellansatz geht von einem schlanken Körper aus, dessen Länge deutlich größer ist als sein Querschnitt [102]. Dies trifft für eine Walze genau so wenig zu, wie die Annahme eines isotropen homogenen Materials [102]. Die Inhomogenitäten zwischen Rand- und Kernwerkstoff der Arbeitswalze sind in dem Balkenmodell nicht erfasst, es wird von einem

über dem Querschnitt einheitlichen E-Modul ausgegangen. Dies ist jedoch nur bei der ICDP-Walze der Fall, die E-Moduli des Randbereichs der HSS- und HiCr-Walzen unterscheiden sich mitunter deutlich von dem des Kerns. Dieser Einfluss wird in dem Balkenmodell nicht berücksichtigt, so dass es nur eine Aussage über den Verlauf der Normalspannungsverteilung entlang der Randfaser der Stützwalze treffen kann, jedoch nicht über die zu erwartenden Spannungswerte.

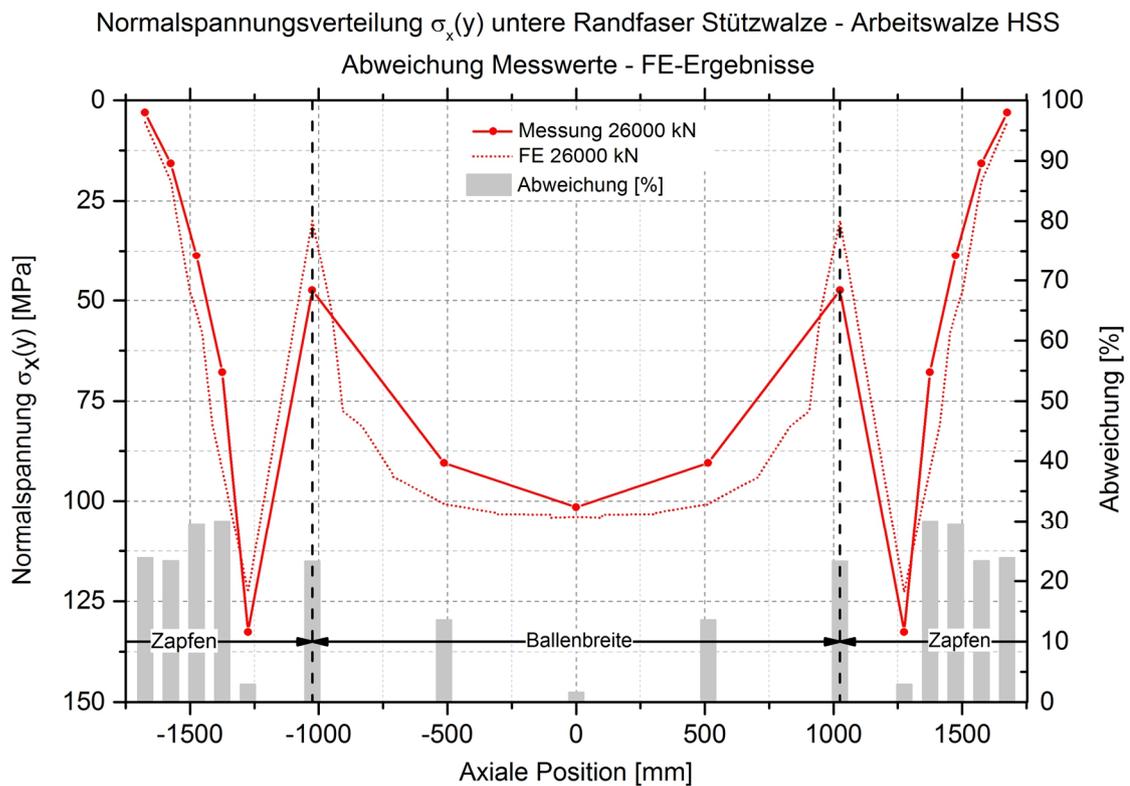


Abbildung 5.23: Abweichung Normalspannungsverteilung Messung – FEM

5.3.2 Biegerandspannungen

Trägt man die Normalspannungen entlang der Walzenoberfläche an einer bestimmten axialen Position auf, erhält man die Biegerandspannungsverteilung. Wird nur ein zylindrischer Körper betrachtet, stellt sich eine Verteilung entlang der Oberfläche gemäß Abbildung 5.1 ein. Wirkt eine Kraft von oben auf den beidseitig gelagerten Körper, hier als Balken dargestellt, verkürzt sich die obere Randfaser, so dass dort Druckspannungen vorliegen. Die untere Randfaser verlängert sich und Zugspannungen wirken dort. Besteht das System dagegen aus zwei Körpern, sind zwei Arten der Biegespannungsverteilung denkbar (Abbildung 5.24). Liegen beide Körper frei aufeinander auf und sind nicht miteinander verbunden, können diese übereinander abgleiten und sich dadurch frei durchbiegen. Es entsteht eine Spannungsverteilung gemäß Abbildung 5.24a, mit maximalen Druckspannungen an den jeweiligen oberen Randfasern und Zugspannungen an den jeweiligen unteren Randfasern mit dem Nulldurchgang in den jeweiligen Schwerpunkten

bzw. neutralen Fasern. Werden diese zwei Körper jedoch fest miteinander verbunden, können sie nicht mehr frei übereinander abgleiten. Dadurch erhöht sich zum einen die Biegesteifigkeit und zum anderen ergibt sich eine Biegespannungsverteilung, als ob es sich dabei nur um einen Körper handeln würde, mit maximaler Druckspannung an der oberen Randfaser des oberen Körpers und maximaler Zugspannung an der unteren Randfaser des unteren Körpers. Der Nulldurchgang ist dabei im gemeinsamen Schwerpunkt des zusammengesetzten Systems zu finden (Abbildung 5.24b).

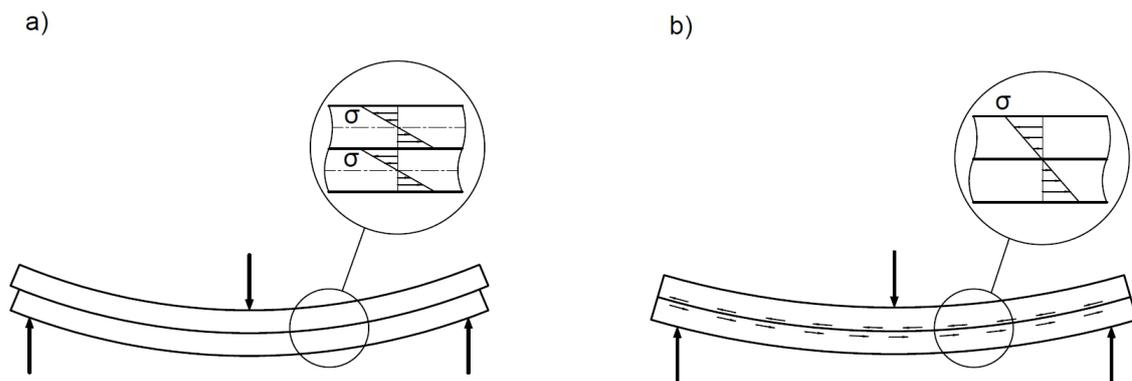


Abbildung 5.24: Biegespannungsverteilung bei a) frei aufliegenden Balken, b) fest miteinander verbundenen Balken [116]

Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse der Biegerandspannungsmessungen mittels Dehnungsmessstreifen. Hier sei erneut darauf hingewiesen, dass es sich um Spannungen entlang der Oberfläche handelt und nicht wie in Abbildung 5.24 zu sehen im Querschnitt. Es zeigt sich jedoch, dass die prinzipiellen Verläufe der theoretischen Betrachtung sehr nahe kommen.

Ähnlich wie bei den Normalspannungen in Längsrichtung sind die Werte der gemessenen Biegerandspannungen in Ballenmitte bei allen drei gemessenen Walzenkonstellationen ähnlich.

Die Arbeitswalzen mit den höchsten E-Moduli im Mantelbereich (HSS und HiCr) liefern bei maximalem Hydraulikzylinderdruck die größten Biegerandspannungen im Bereich der oberen Randfaser mit Werten zwischen -40 und -45 MPa (Abbildungen 5.26 und 5.30). Die Ergebnisse der Arbeitswalze mit einem ICDP-Mantel liegen mit -30 MPa deutlich darunter (Abbildung 5.28). Auch im Bereich der unteren Randfaser ist die maximale Biegerandzugspannung geringer als bei den Walzen mit einem höheren E-Modul.

Die Auswertungen der Biegerandspannungsverläufe der Arbeitswalzen zeigen zudem einen Effekt der Reibung bzw. Haftung. Im Bereich der unteren und oberen Randfasern gibt es eine starke Änderung der Steigung, welche sich durch einen sich einstellenden Haftzustand infolge von Reibvorgängen während der Belastungseinleitung erklären lässt. Auf diesen Zustand soll in Kapitel 5.3.3 näher eingegangen werden.

Die Biegerandspannungsverläufe der Stützwalze sind ebenfalls bei allen drei untersuchten Fällen ähnlich. Druckspannungen an der oberen Randfaser beim Einsatz von HSS- bzw. HiCr-Arbeitswalzen stellen sich mit -80 bzw. -84 MPa aus den gemessenen Dehnungen ein. Bei Einsatz der ICDP-Arbeitswalze ergeben sich aufgrund der stärkeren Durchbiegung der Arbeitswalze Biegerandspannungen von ca. -92 MPa. Auch hier zeigen sich teilweise Effekte der Reibung bzw. Haftung. Die untere Randfaser der Stützwalze ist jeweils reibungsfrei, da sie nicht in Kontakt mit einem anderen Körper steht. Hier liegen die gemessenen Biegerandspannungen zwischen 93 und 107 MPa, wiederum mit dem höchsten Wert beim Einsatz der ICDP-Arbeitswalze.

Die Abbildungen 5.27, 5.29 und 5.31 zeigen den Vergleich der Messergebnisse zu den berechneten Biegerandspannungen des FE-Modells. Auf der linken Seite einer jeden Abbildung ist jeweils ein 2D-Schnitt zu finden, auf der rechten Seite der 1D-Verlauf entlang der Ballenoberflächen. Analog zu den Normalspannungen gibt es auch bei den Biegerandspannungen gute Übereinstimmungen der Mess- und Rechenergebnisse.

Die gemessenen und berechneten Nulldurchgänge der Biegerandspannungsverläufe liegen nahezu in den jeweiligen horizontalen Schwerpunktebenen der Walzen, wie es die Theorie aufgrund der neutralen Faser vorsieht. Bei den Messergebnissen ist der Nulldurchgang teilweise um einige Millimeter nach oben oder unten verschoben, welches der Genauigkeit beim Applizieren der Dehnungsmessstreifen geschuldet ist. Auch wenn diese so exakt wie möglich auf die vorgesehenen Messstellen angebracht sind, kann es durch leichte Fehler beim Ausmessen und damit Bestimmen einer Messstelle zu kleineren Abweichungen kommen. Diese sind jedoch sehr gering, wie an den Abbildungen 5.26, 5.28 und 5.30 zu erkennen ist.

Ein Einfluss der Gegenbiegung auf den Biegerandspannungsverlauf der jeweiligen Walze ist in den Abbildungen 5.32 und 5.33 dargestellt. Während die Spannungsverläufe in den Stützwalzen und auch in der Arbeitswalze mit HSS-Mantel nahezu gleich bleiben, ändern sie sich bei der ICDP-Walze um einige Megapascal. Dieser Effekt ist durch die unterschiedlichen Haftzustände aufgrund der jeweiligen Oberflächenbeschaffenheit (siehe Kapitel 5.3.3) zu erklären. Die Gegenbiegung verändert die Biegelinie der beiden Walzen und führt zu einer Entlastung. Dieser Zustand ist schematisch in Abbildung 5.25 dargestellt und zeigt die gemessenen Biegelinien der beiden Walzen ohne und mit Gegenbiegung (zur Verdeutlichung im größeren Maßstab). Durch die Gegenbiegung wird der Abstand der Biegelinien größer, was aus der beschriebenen Entlastung resultiert. Überschreitet die Entlastung die vorherrschende Haftschubspannung, können die Walzenoberflächen übereinander abgleiten und haben eine Verringerung der Biegerandspannungen zur Folge. Im vorliegenden Fall war die Oberfläche der HSS-Arbeitswalze rauer als die der ICDP-Arbeitswalze. Dies führte zu einem deutlich ausgeprägten Haftzustand zwischen HSS-Arbeitswalze und der Stützwalze. Dieser Effekt war bei der ICDP-Arbeitswalze

nicht feststellbar, so dass hier die Gegenbiegung und die daraus resultierende Entlastung zwischen Arbeits- und Stützwalze zur Verminderung der Biegerandspannungen führte.

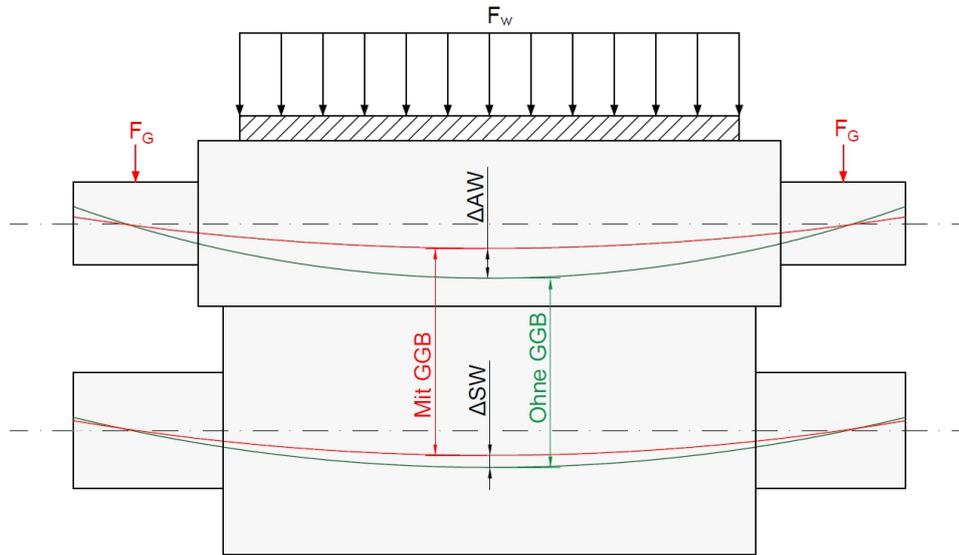


Abbildung 5.25: Beeinflussung der Biegelinie durch Gegenbiegung

Bei genauer Betrachtung der 2D-Schnitte sind typische Spannungsverläufe in den Kontaktbereichen Bleche-Arbeitswalze und Arbeitswalze-Stützwalze sichtbar (Hertz'sche Pressung), auf welche in Kapitel 5.3.4 näher eingegangen wird.

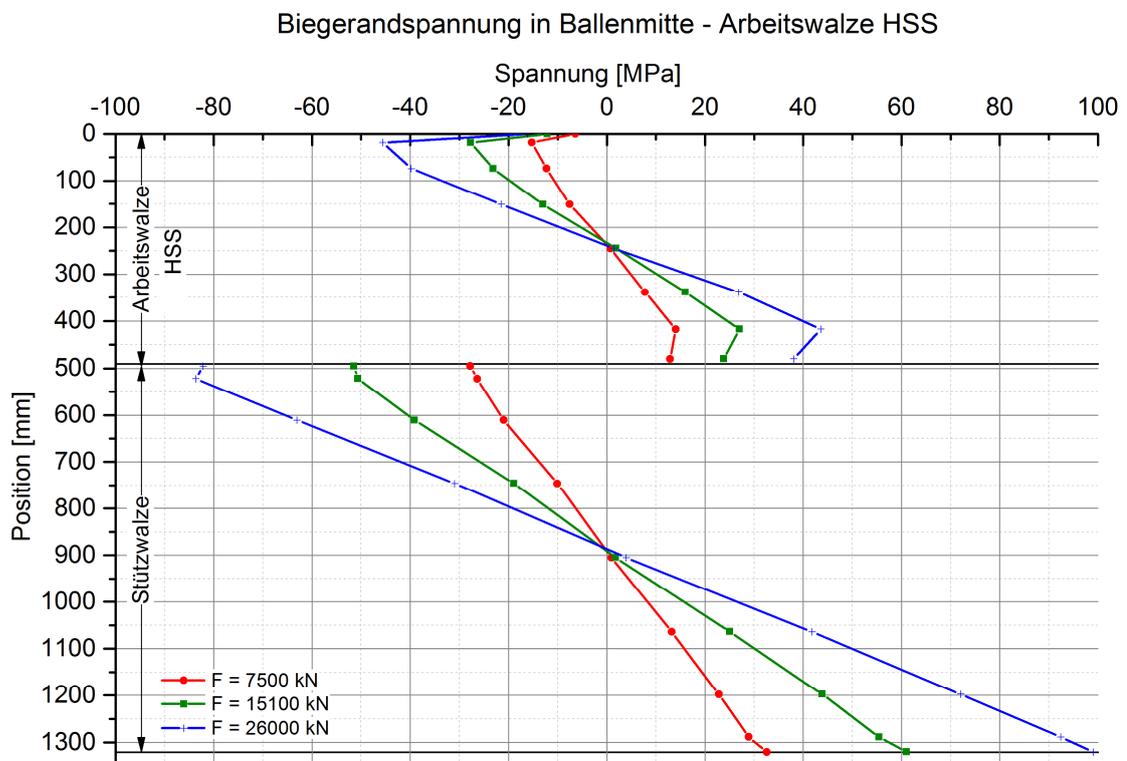


Abbildung 5.26: Biegerandspannungen in Ballenmitte - Arbeitswalze HSS

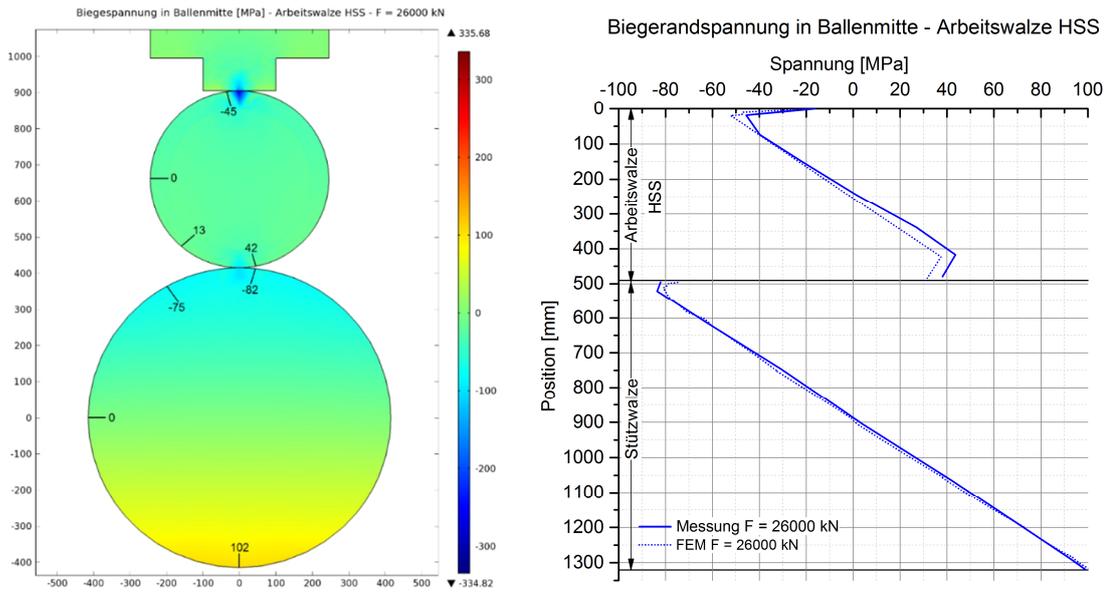


Abbildung 5.27: Links: Biegerandspannung in Ballenmitte – Arbeitswalze HSS (2D-Schnitt);
Rechts: Vergleich Messung – FE-Simulation

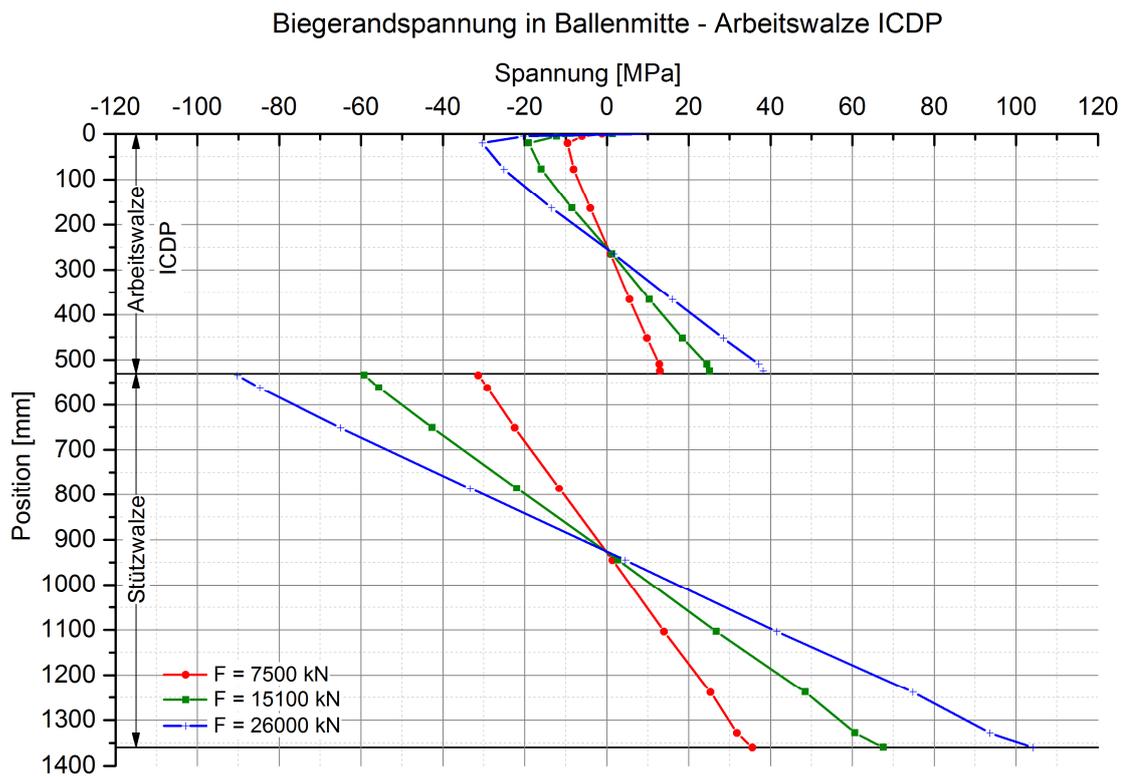


Abbildung 5.28: Biegerandspannungen in Ballenmitte - Arbeitswalze ICDP

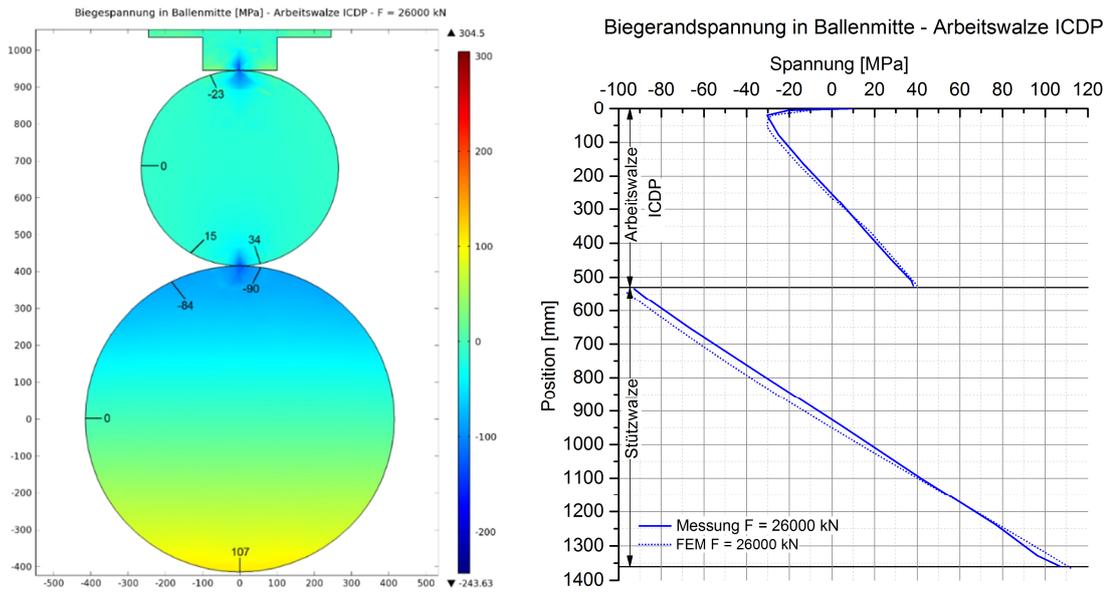


Abbildung 5.29: Links: Biegerandspannung in Ballenmitte – Arbeitswalze ICDP (2D-Schnitt);
Rechts: Vergleich Messung – FE-Simulation

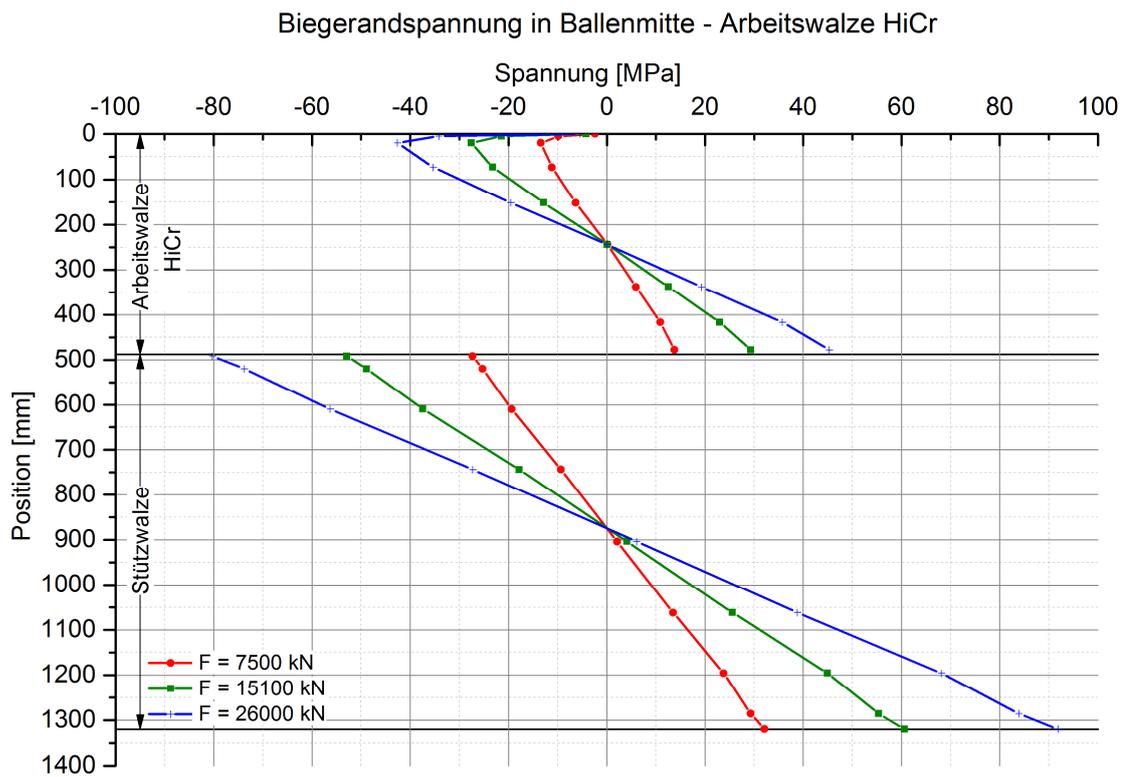


Abbildung 5.30: Biegerandspannungen in Ballenmitte - Arbeitswalze HiCr

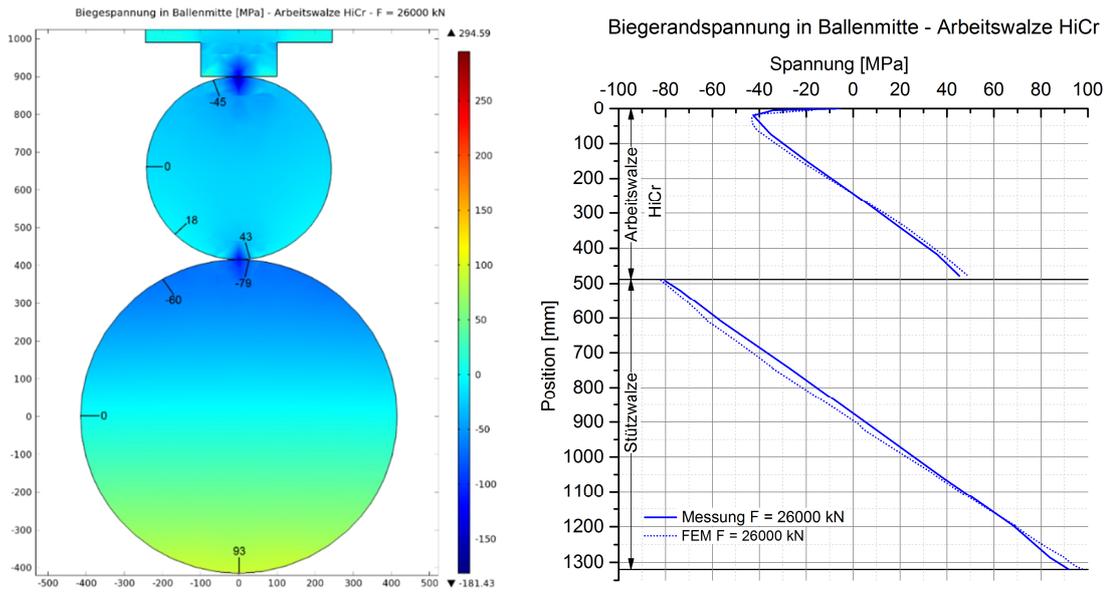


Abbildung 5.31: Links: Biegerandspannung in Ballenmitte – Arbeitswalze HiCr (2D-Schnitt);
Rechts: Vergleich Messung – FE-Simulation

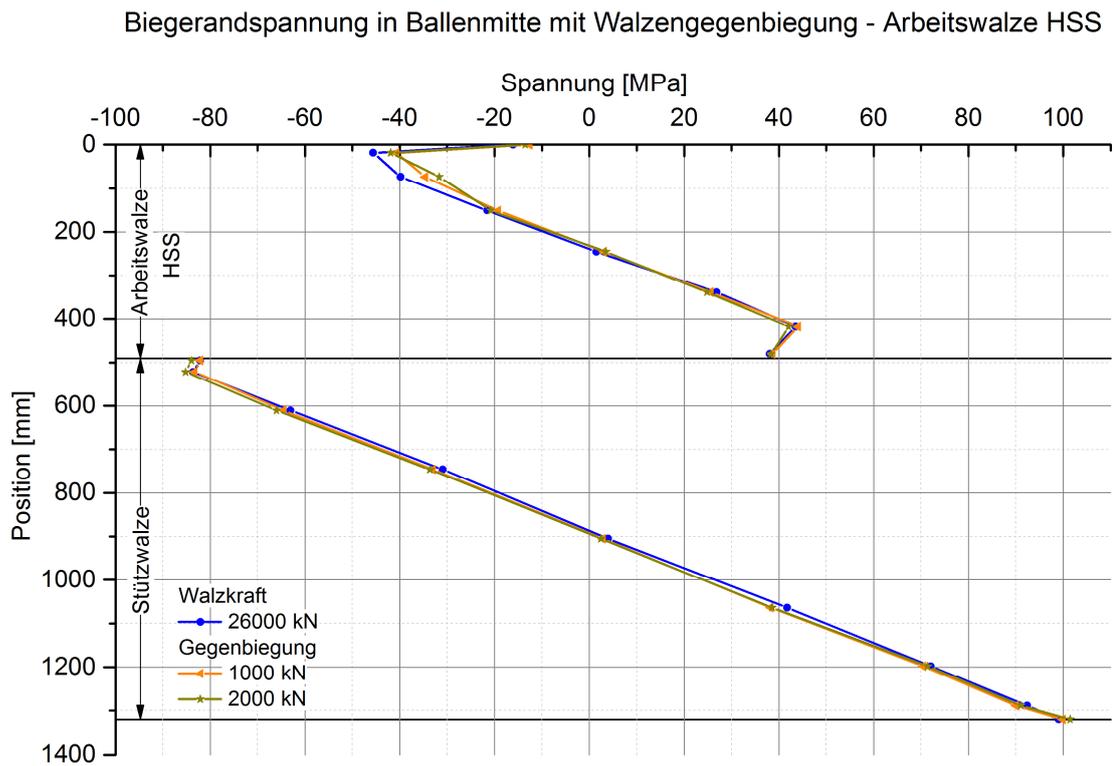


Abbildung 5.32: Messergebnisse der Biegerandspannung in Ballenmitte
mit Gegenbiegung - Arbeitswalze HSS

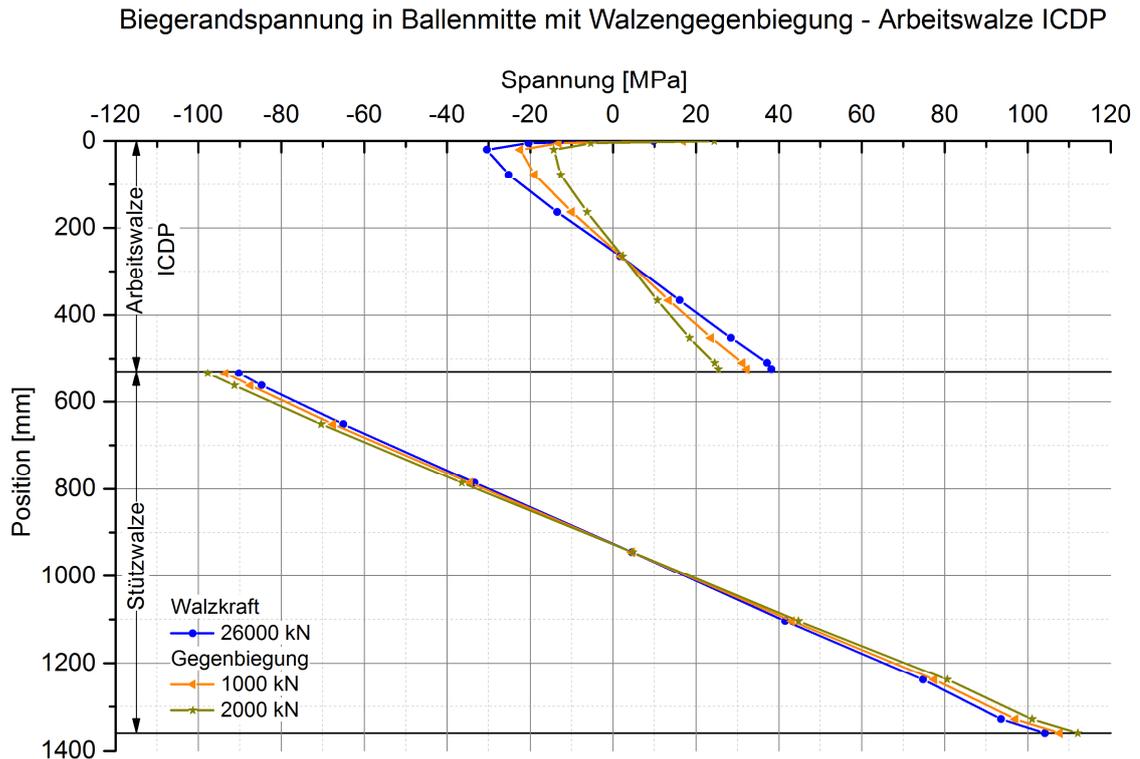


Abbildung 5.33: Messergebnisse der Biegerandspannung in Ballenmitte mit Gegenbiegung - Arbeitswalze ICDP

5.3.3 Haftschubspannungen

Wie bereits in Kapitel 5.3.2 erwähnt, treten beim Aufbringen der Last zwischen Walzgut und Arbeitswalze sowie zwischen Arbeits- und Stützwalze Reibungseffekte aufgrund unterschiedlicher Durchbiegungen und Oberflächenbeschaffenheiten auf.

Durch die eingeleitete Last werden die Unterseiten von Blech und Arbeitswalze nach außen gewölbt, d. h., es entsteht eine konvexe Form und damit eine Verlängerung der Randfaser, welche Zugspannungen zur Folge haben. Die oberen Randfasern von Arbeits- und Stützwalze verkürzen sich dagegen in konkaver Richtung, so dass dort Druckspannungen auftreten.

Der Biegespannungsverlauf entlang einer Umfangsrandfaser einer Walze ist nahezu linear, wie es z. B. an Abbildung 5.26 zu erkennen ist. In den Kontaktbereichen, wo zwei unterschiedliche Körper miteinander in Berührung kommen, sind die Spannungsverläufe jedoch nicht mehr linear, sondern ändern ihre Steigung extrem (von + nach – oder umgekehrt). Diese Steigungsänderung ist durch die jeweiligen Spannungszustände und damit verbundenen Randfaserverlängerungen bzw. -verkürzungen bedingt durch auftretende Haftschubspannungen zu erklären.

Anhand des Kontaktbereiches Arbeitswalze - Stützwalze soll dieser Effekt genauer erläutert werden. Die Unterseite der Arbeitswalze verlängert sich aufgrund der eingeleiteten Kraft und der daraus resultierenden Durchbiegung. Diese Randfaserverlängerung hat Zugspannungen zur Folge. Die Stützwalze dagegen verkürzt sich entlang des Kontaktbereiches zur Arbeitswalze und führt zu Druckspannungen. Die Verlängerung bzw. Verkürzung der jeweiligen Walze kann sich jedoch nicht frei ausbilden. Die Randfaser der Arbeitswalze verlängert sich durch den Kontakt zur Stützwalze beim Aufbringen der Last nicht so weit wie im idealen kontaktfreien und damit reibungsfreien Fall. Die aufgrund des größeren Querschnittes deutlich biegesteifere Stützwalze hindert die Arbeitswalze an der Kontaktfläche an einer stärkeren Längsdehnung, welche sie ohne die Stützwalze erfahren würde, so dass dadurch ein Zugspannungsabfall auftritt. Die Arbeitswalze dagegen hindert die Stützwalze durch den gleichen Effekt - nur in entgegengesetzter Richtung - daran sich weiter zusammenzuziehen. Durch die Behinderung der jeweiligen Ausdehnungen bzw. Stauchungen stellt sich unter Wirken von Schubspannungen zwischen den metallischen Kontaktflächen ein Haftzustand ein.

Abbildung 5.26 zeigt, dass der Effekt auf die Arbeitswalze dabei deutlich stärker ausgeprägt ist, was durch den deutlich größeren Querschnitt der Stützwalze zu erklären ist.

Der Einfluss der Haftschubspannung einer Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel in dem zuvor beschriebenen Kontaktbereich ist in Abbildung 5.34 dargestellt. Dazu sind drei unterschiedlich wirkende Hydraulikzylinderkräfte ausgewertet. Die durchgezogenen Linien kennzeichnen die tatsächlichen Messwerte. Um die Haftschubspannung zu berechnen, wird dabei vom jeweils letzten Messpunkt aus extrapoliert, so dass dieser dem linearen Verlauf der Biegespannung folgt. Die Differenz zwischen dem extrapolierten Messpunkt und dem gemessenen Wert liefert dann die jeweils wirkende Haftschubspannung.

Mit steigenden Walzkraften werden die Biegespannungen und auch Haftschubspannungen größer, da die Durchbiegung der Walze zunimmt. Ein Einfluss der Gegenbiegung ist dabei kaum festzustellen. Der letzte gemessene Spannungspunkt liefert bei einer Walzkraft von 26 MN in Kombination mit Gegenbiegungen von 1 MN bzw. 2 MN nahezu identische Werte. Lediglich die extrapolierten Werte aufgrund der jeweiligen linear angenommenen Spannungsverläufe unterscheiden sich leicht, so dass die Haftschubspannung mit steigender Gegenbiegung durch die geringere relative Durchbiegung (Differenz Ballenmitte – Ballenkante) erwartungsgemäß kleiner wird.

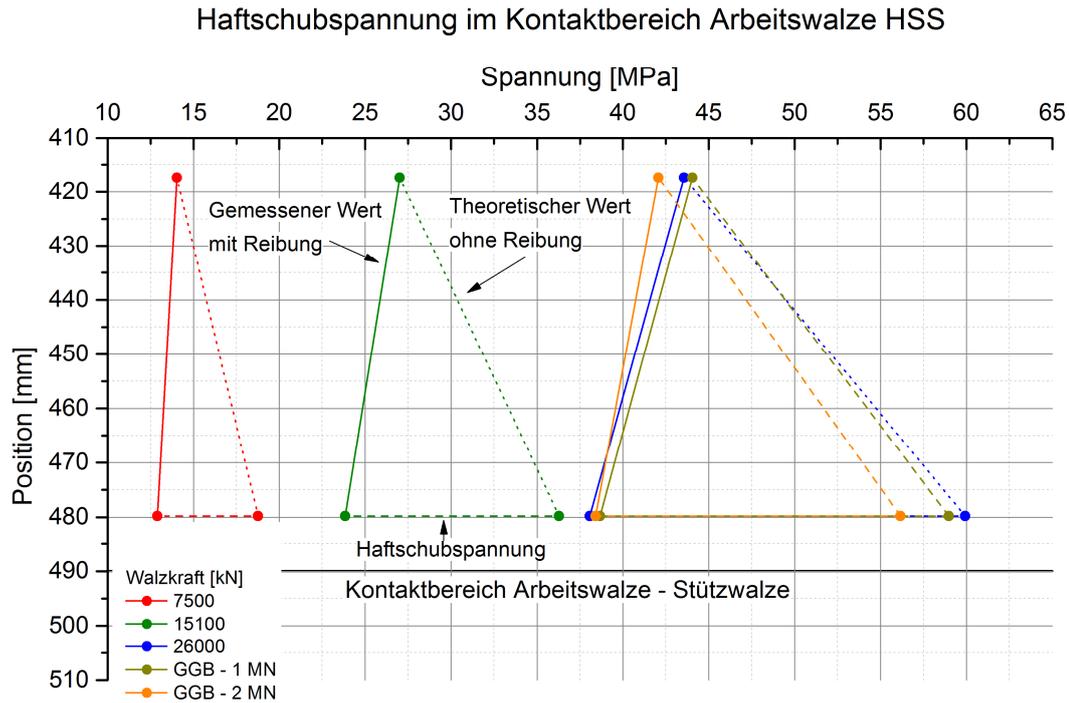


Abbildung 5.34: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (HSS) - SW

Die Absolutwerte der Haftschubspannungen sind Tabelle 5.3 zu entnehmen. Im Fall einer Arbeitswalze mit einem HSS-Mantelwerkstoff liegen diese Werte zwischen ca. 5,8 und 21,8 MPa.

Die Abbildung 5.35 zeigt den Detailausschnitt der Spannungen im Kontaktbereich Arbeitswalze-Stützwalze bei Einsatz einer Arbeitswalze mit einem ICDP-Mantel. Hier werden zwei Unterschiede im Vergleich zu den zuvor beschriebenen Haftschubspannungen der Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel deutlich. Zum einen werden die gemessenen Spannungen mit stärkerer Gegenbiegung geringer, zum anderen sind kaum Haftschubspannungen messbar. Bei dieser Walzenkonstellation gibt es während des Aufbringens der Kraft Reibung zwischen den Oberflächen der einzelnen Walzen, so dass es zum Rutschen der Arbeitswalze auf der Stützwalze kommt. Beim Erreichen des statischen Zustandes befindet sich die Walze jedoch bereits im Haftbereich, im Gegensatz zum Fall der HSS-Walze. Dieses kann durch eine glattere Oberfläche der ICDP-Arbeitswalze erklärt werden, da hier die während des Rutschvorgangs notwendige Schubkraft geringer ist und die Walzen so erst später haften, als im Fall der Arbeitswalze mit dem HSS-Mantel.

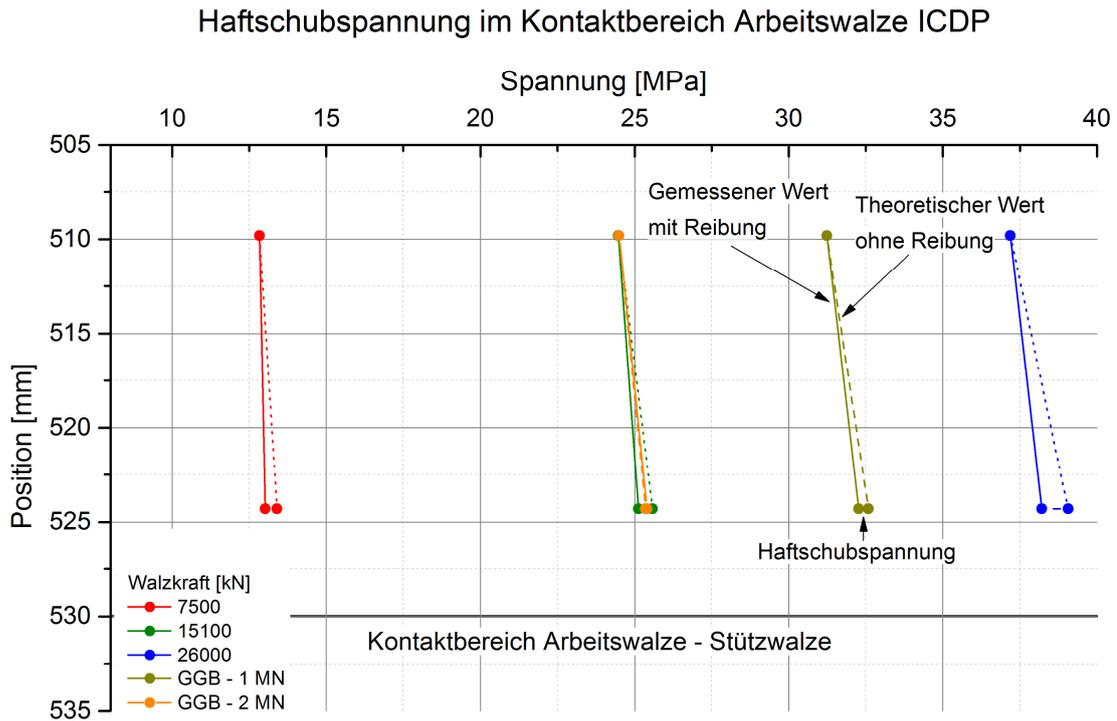


Abbildung 5.35: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (ICDP) - SW

Der Einfluss der Schränkung der Arbeitswalze mit ICDP-Mantel ist in Abbildung 5.36 dargestellt. Die gemessenen Werte sind bei allen untersuchten Kräften geringer als im ungeschränkten Zustand. Durch die Schränkung wird zwar die Durchbiegung an den Ballenkanten größer, die Differenz zur Durchbiegung der Ballenmitte verringert sich jedoch. Das bedeutet, dass die Randfaserverlängerung des Ballens im geschränkten Zustand ebenfalls geringer ist, womit sich der Rückgang der Biegerandspannungswerte erklären lässt, da diese bedingt durch das Hooke'sche Gesetz im direkten Zusammenhang mit der Randfaserverlängerung steht. Kleinere Dehnungen haben folglich geringere Biegerandspannungen zur Folge.

Ein weiterer Effekt beim Einsatz einer Arbeitswalze mit einem ICDP-Mantel ist, dass bei Aufbringen der Gegenbiegekräft die gemessenen Werte größer werden als die theoretischen, d. h., die Steigung ändert nicht ihr Vorzeichen, sondern wird flacher, wie es in Abbildung 5.36 dargestellt ist. Das bedeutet, dass sich in diesem Fall kein Haftzustand einstellt, sondern dass es durch die Gegenbiegung zum Rutschen der Arbeitswalze kommt. Verglichen zum ungeschränkten Zustand führt eine geschränkte Arbeitswalze zu einem komplexeren System aus Arbeits- und Stützwalze, da neben der vertikalen auch horizontale Verschiebungen ermöglicht werden, welche den Spannungszustand beeinflussen.

Wie auch bei der Arbeitswalze mit einem ICDP-Mantel zeigt diese mit einem HiCr-Mantel deutlich kleinere Haftschubspannungen mit maximalen Werten von ca. 4 MPa.

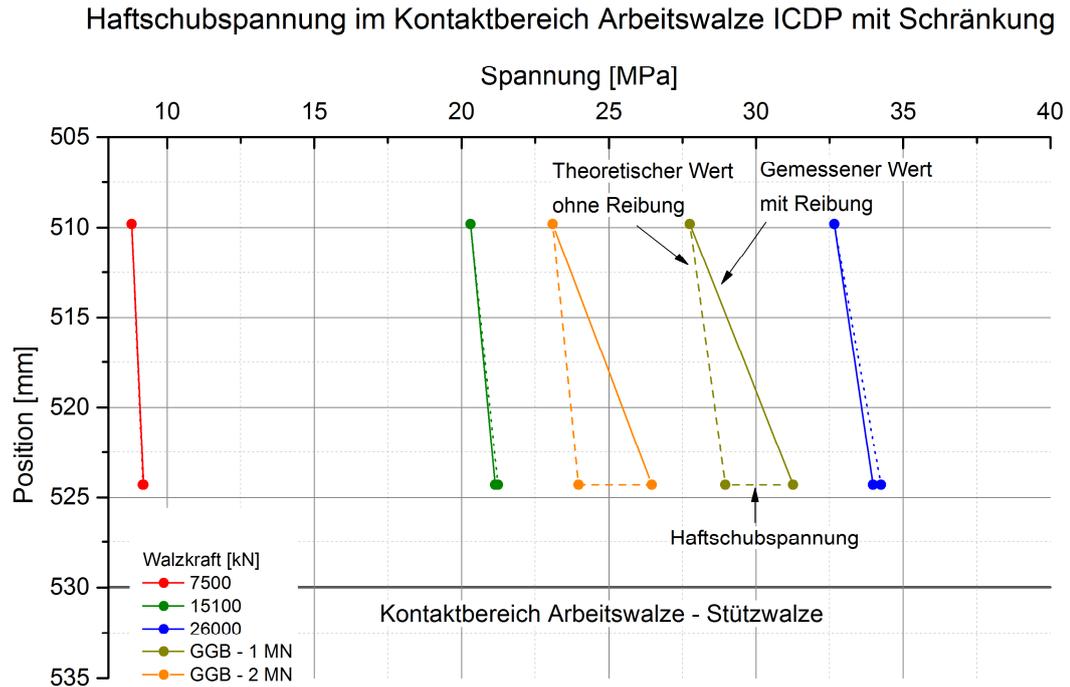


Abbildung 5.36: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (ICDP) - SW mit Schränkung

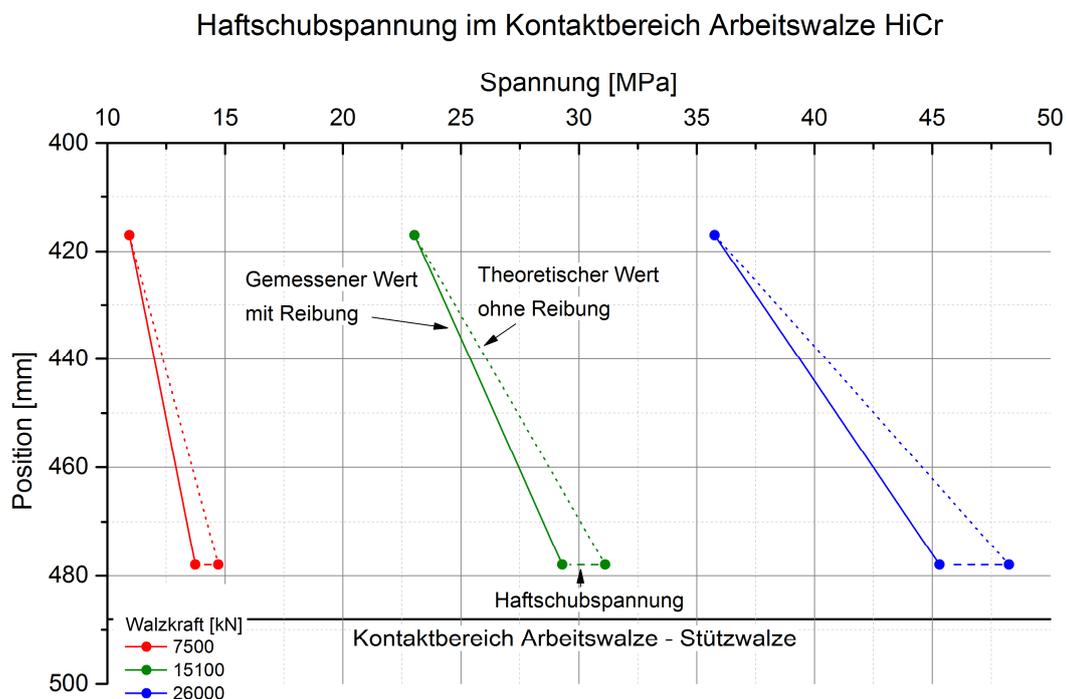


Abbildung 5.37: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (HiCr) – SW

Diese Walze wurde zuletzt untersucht. Bis zu ihrem Einsatz im Prüfstand lag sie außerhalb der Laborfläche, so dass sie (trotz Abdeckung) teilweise stark korrodierte. Vor dem Einbau in den Rahmen wurden die Roststellen durch einem Schwingschleifer mit feinem

Schleifpapier entfernt, so dass die Oberfläche dieser Walze zu Versuchsbeginn glatter als die der HSS-Walze war. Wie bei der ICDP-Walze ist hier ebenfalls ein Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit feststellbar. Die glattere Oberfläche hat geringere Haftschubspannungen zur Folge.

Analog zu der zuvor untersuchten Walzenkombination, verringern sich die Werte der wirkenden Biegespannungen bei verschränkten Walzen um ca. 5 MPa, die Haftschubspannungen dagegen bleiben auf einem ähnlichen Niveau. Bei der Arbeitswalze mit einem HiCr-Mantel stellt sich wieder ein Haftzustand ein, die gemessenen Werte sind geringer als die theoretischen Spannungen, die sich in einem reibungsfreien Zustand einstellen würden.

Tabelle 5.3 zeigt die berechneten Haftschubspannungen in den jeweiligen Kontaktbereichen zwischen den eingesetzten Arbeits- und Stützwalzen. Mit steigender Zylinderkraft nimmt auch die Haftschubspannung bei allen Walzen zu. Zusätzlich wirkende Gegenbiegekräfte haben dabei keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse. Es zeigen sich nur leichte Änderungen der Haftschubspannungen. Bei geschränkten Walzen verringern sich zwar die Absolutwerte der gemessenen Spannungen, die Haftschubspannungen dagegen ändern sich nur leicht.

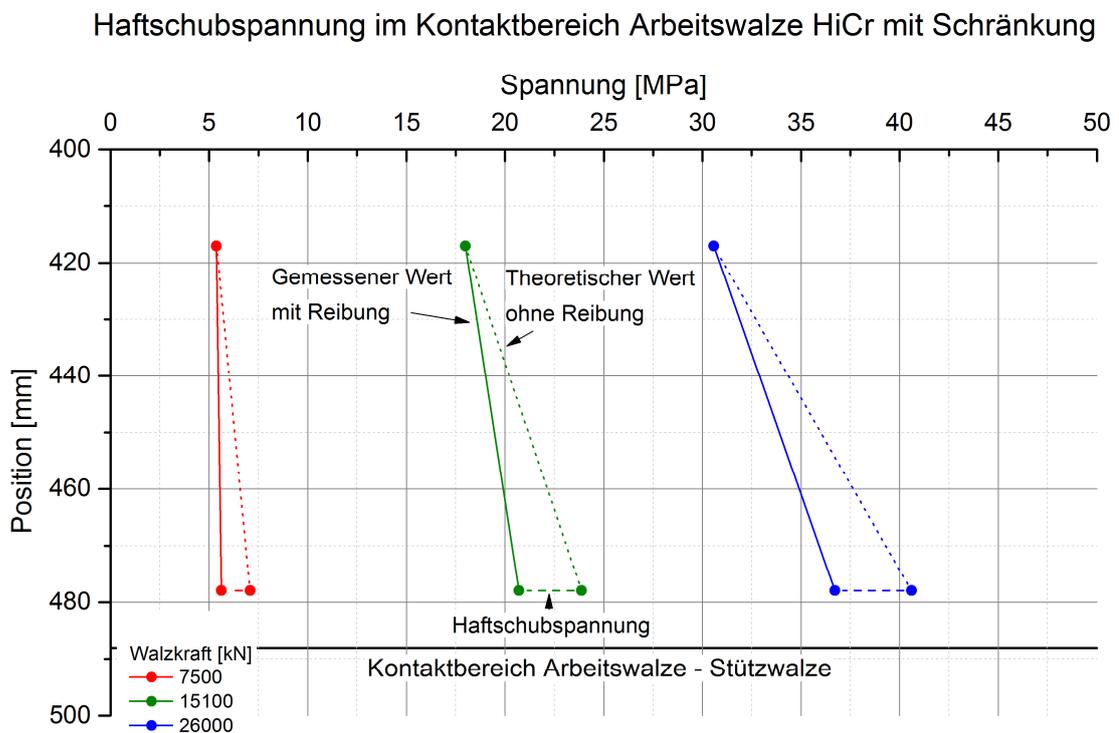


Abbildung 5.38: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (HiCr) – SW mit Schrängung

Aufgrund des abgerissenen Zapfens konnten bei der HiCr-Stahlwalze keine Gegenbiegemessungen durchgeführt werden, so dass hier nur die Versuchsergebnisse mit ungeschränkten und geschränkten Walzen aufgelistet sind.

Tabelle 5.3: Haftschubspannungen Arbeitswalze – Stützwalze [MPa]

| Walze | Zylinderkraft [kN] | | | Gegenbiegung [kN] (Zylinderkraft 26 MN) | |
|--------------------|--------------------|-------|-------|--|-------|
| | 7500 | 15100 | 26000 | 1000 | 2000 |
| HSS | 5,87 | 12,45 | 21,87 | 20,31 | 19,69 |
| ICDP | 0,38 | 0,46 | 0,85 | 0,32 | -0,05 |
| ICDP geschränkt | -0,02 | 0,09 | 0,27 | -2,31 | -2,49 |
| HiCr | 0,99 | 1,82 | 2,61 | - | - |
| HiCr geschränkt | 1,46 | 3,16 | 3,94 | - | - |

5.3.4 Kontaktspannungen

Wie bereits in Kapitel 5.3.2 erwähnt, konnten durch die FE-Simulationen der Walzenbelastungen in dem Prüfstand Kontaktspannungen ermittelt werden. Die folgenden Abbildungen zeigen im 2D-Schnitt jeweils die Ausbildung nahezu halb-elliptischer Spannungsverläufe, wie sie durch Hertz theoretisch beschrieben werden (siehe Kapitel 5.2.1). Dazu wurden die Querschnitte in Ballenmitten und Ballenkanten bei maximalem Zylinderdruck mit und ohne Gegenbiegung untersucht.

Abbildung 5.39 zeigt beispielhaft für den untersuchten Fall einer Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel die durch COMSOL erstellte Vernetzung. Dabei ist der Kontaktbereich feiner vernetzt, als der Bereich Richtung Walzenkern, um dort eine detaillierte Abstufung der Kontaktspannungen zu erhalten.

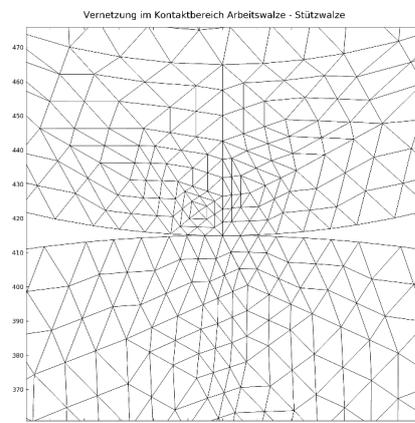


Abbildung 5.39: FE-Netz im Kontaktbereich Arbeitswalze (HSS) – Stützwalze

Die Kontaktspannungen in Ballenmitte sind ohne Aufbringen einer Gegenbiegekräft stets größer als mit Gegenbiegung. Aufgrund der größeren Abplattung der Arbeitswalze infolge des kleineren Querschnittes treten dort lokal höhere Spannungen im Kontaktbereich auf. Mit zunehmender Gegenbiegung werden die Spannungen geringer, da diese im direkten Zusammenhang zu den Durchbiegungen und den daraus resultierenden Normalspannungen stehen.

Dies hat im Fall einer Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel, siehe Abbildung 5.40, eine Verminderung der maximalen Druckspannung in der Arbeitswalze von 190 MPa auf 130 MPa zur Folge. Die maximalen Druckspannungen in der Stützwalze verringern sich von 140 MPa auf 95 MPa, liegen in allen Fällen unterhalb der kritischen Materialkennwerte, so dass hier mit keiner bleibenden Verformung der Walzen nach Rücknahme der Kraft zu rechnen ist. Dieses Verhalten konnte in den Versuchen ebenfalls festgestellt werden. In Ballenmitte traten nur elastische Deformationen der Walzen auf.

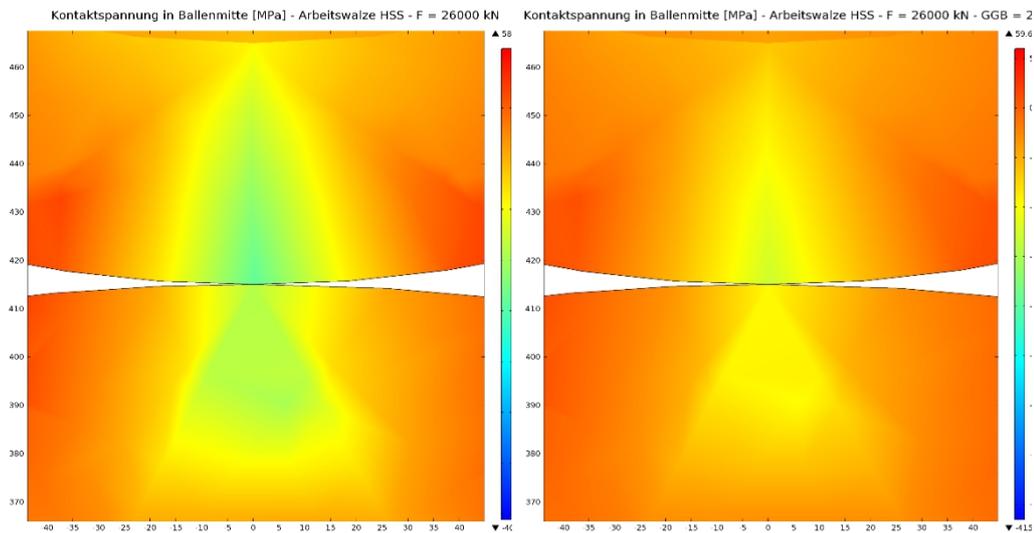


Abbildung 5.40: Kontaktspannung in Ballenmitte, Arbeitswalze HSS,
links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN

Das FE-Modell zeigt, dass die Druckspannungen an den Ballenkanten deutlich größer sind (siehe Abbildung 5.41). Dabei ist es von dem Kontaktlängenverhältnis abhängig, an welcher Walze die größeren Spannungen auftreten. Bei der Konstellation Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel und der Stützwalze ist der Ballen der Arbeitswalze länger (Abbildung 5.42), so dass diese auf die Kante der Stützwalze drückt und sich dort hohe Kanten-
spannungen einstellen.

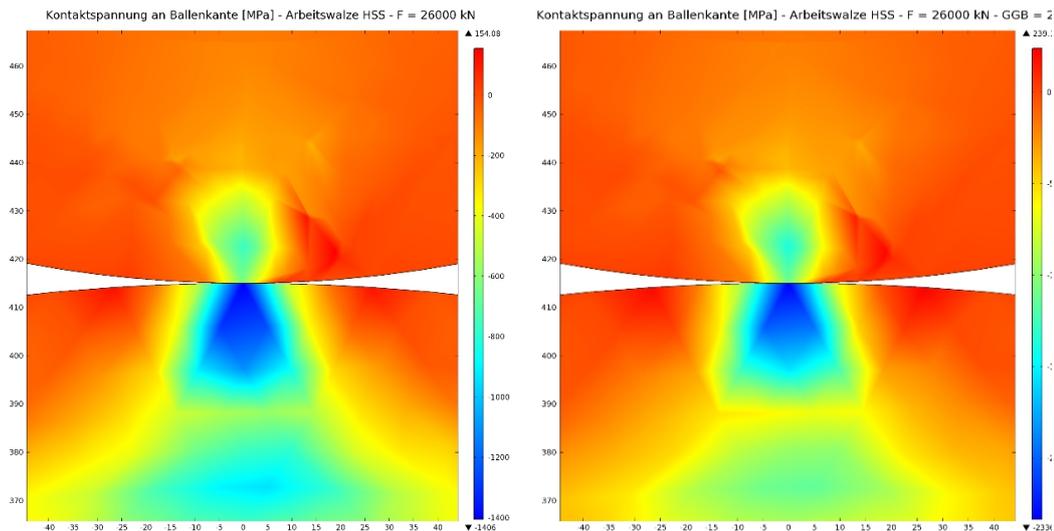


Abbildung 5.41: Kontaktspannung an Ballenkante, Arbeitswalze HSS,
links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN

Ohne Gegenbiegung sind die Kantenspannungen mit 1400 MPa etwa doppelt so hoch wie in der Arbeitswalze mit 750 MPa. Durch die Gegenbiegung und die damit verbundene Neigungsänderung der Arbeitswalze wird der Druck an der Ballenkante der Stützwalze erhöht. Das FE-Modell liefert hier maximale Druckspannungswerte von 2300 MPa in der Stützwalze und 1350 MPa in der Arbeitswalze. Auch wenn die zulässigen materialabhängigen Druckspannungen hier überschritten werden, kommt es, wie theoretisch beschrieben, zu keiner bleibenden Verformung des Arbeitswalzenballens.

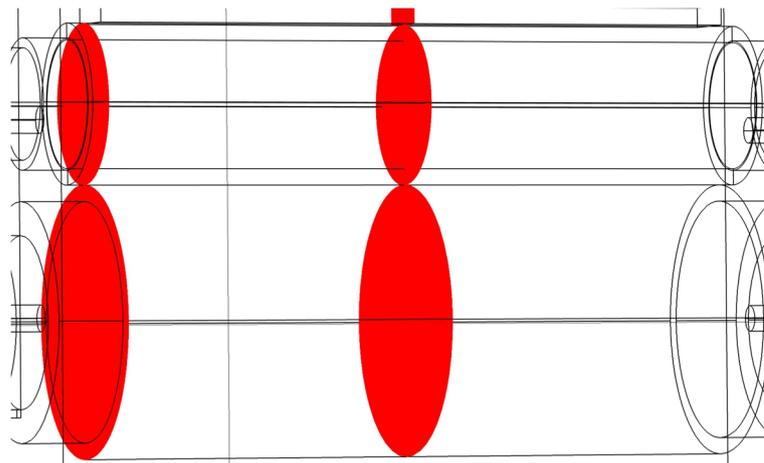


Abbildung 5.42: Untersuchte Bereiche der Kontaktspannungen – AW HSS

Die FE-Untersuchungen der Konstellation Arbeitswalze mit ICDP-Mantel und Stützwalze (Abbildung 5.43) zeigen in der Ballenmitte zunächst ein ähnliches Verhalten. Auch

dort sind die Druckspannungen in der Arbeitswalze größer. Mit maximal wirkender Gegenbiegung verringern sich die Druckspannungen ebenfalls in beiden Walzen von 190 MPa auf 120 MPa in der Arbeitswalze und von 180 MPa auf 110 MPa in der Stützwalze.

Aufgrund des kürzeren Ballens der Arbeitswalze (Abbildung 5.45) wirken, im Gegensatz zur vorher untersuchten Walzen, mit 4200 MPa die höheren Spannungen auf der Kante des Arbeitswalzenballens, wobei nach den experimentellen Untersuchungen ebenfalls keine plastischen Verformungen des Kantenbereichs sichtbar waren. Die Kante der Arbeitswalze führt zu Druckspannungen von 2600 MPa auf dem Stützwalzenballen. Unter Einfluss der Gegenbiegung vergrößern sich gemäß Abbildung 5.44 auch bei dieser Walzenkonstellation die Druckspannungen. Die FE-Simulation liefert dabei maximale Druckspannungswerte von 5200 MPa in der Arbeitswalze und 3300 MPa auf dem Ballen der Stützwalze, was ein Mehrfaches der jeweiligen zulässigen Spannungen für diese Walzenwerkstoff bedeutet. Es konnten nach Durchführung dieser Versuchsreihe Eindrücke auf der Stützwalze festgestellt werden, die durch zu hohe Druckspannungen durch die Kante der Arbeitswalze auf den Ballenbereich der Stützwalze zu erklären sind. Hier waren die Kräfte durch die Hydraulikzylinder und der Gegenbiegezyylinder zu hoch und würden in der Praxis zu weiteren Schäden, schlimmstenfalls zum Bruch der Stützwalze führen.

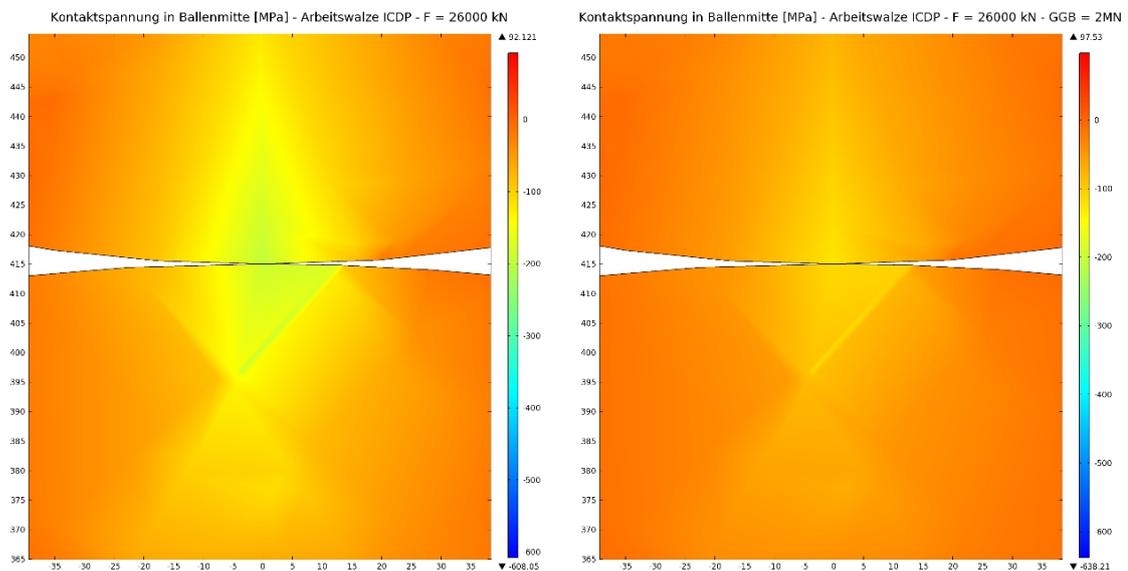


Abbildung 5.43: Kontaktspannung in Ballenmitte, Arbeitswalze ICDP,
links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN

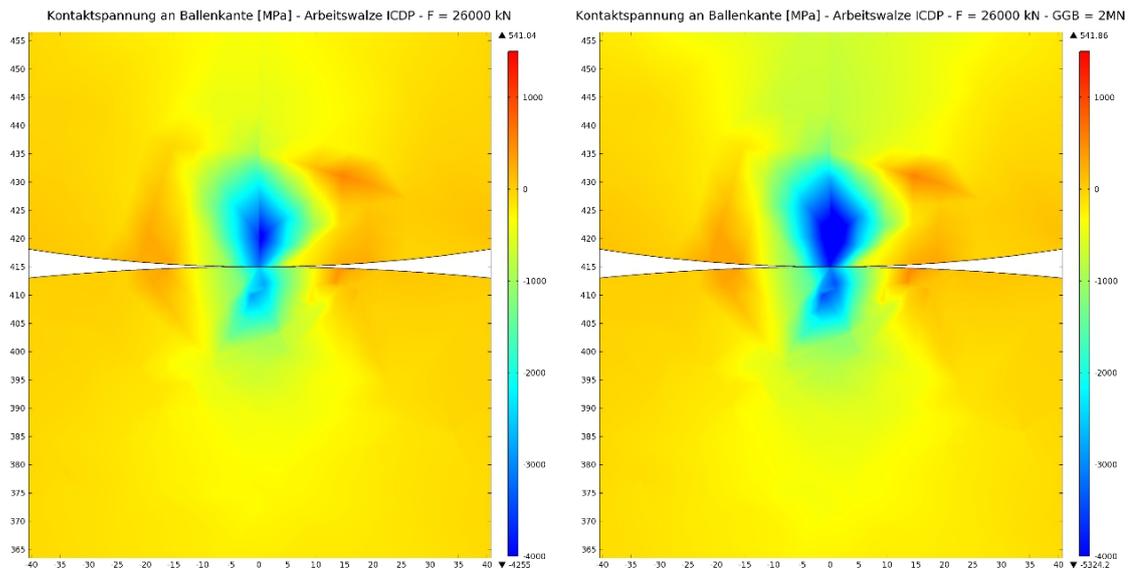


Abbildung 5.44: Kontaktspannung an Ballenkante, Arbeitswalze ICDP,
links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN

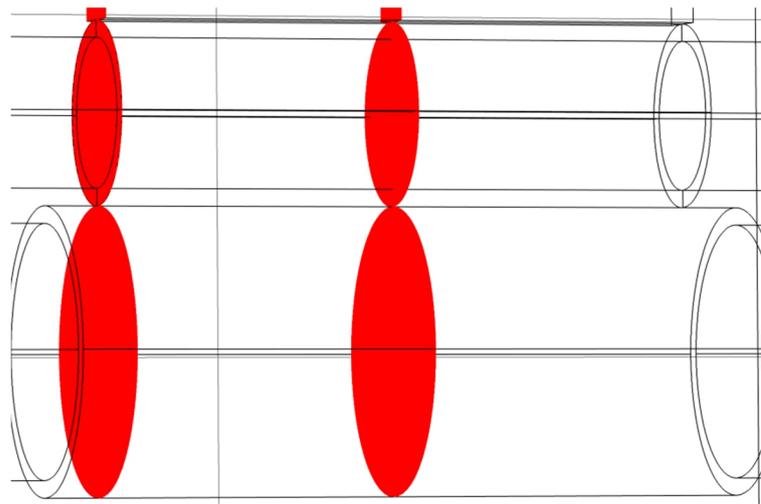


Abbildung 5.45: Untersuchte Bereiche der Kontaktspannungen – AW ICDP

Die Druckspannungen in der Ballenmitte der Stützwalze in Kombination mit der hochchromhaltigen Stahlgussarbeitswalze zeigen ähnliche Ergebnisse wie bei den zuvor untersuchten Walzenpaarungen, siehe Abbildung 5.46. Ohne Gegenbiegung ergeben sich Druckspannungen von 200 MPa in der Arbeitswalze und 180 MPa in der Stützwalze, welche sich unter Einfluss der Gegenbiegung auf 125 MPa bzw. 110 MPa verringern (Abbildung 5.47).

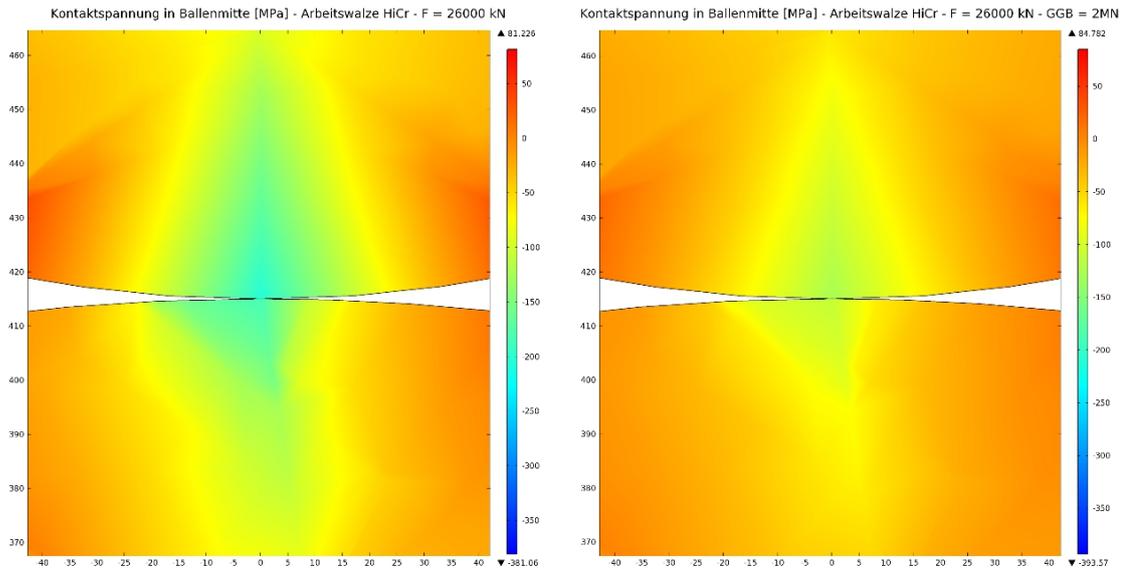


Abbildung 5.46: Kontaktspannung in Ballenmitte, Arbeitswalze HiCr,
links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN

Wie bei der ICDP-Arbeitswalze ist auch der Ballen der HiCr-Arbeitswalze kürzer als der Ballen der Stützwalze (Abbildung 5.48), so dass die höheren Druckspannungen an der Kante der Arbeitswalze auftreten. Diese erhöhen sich von 1700 MPa ohne Gegenbiegung auf 1800 MPa mit Gegenbiegung in der Arbeitswalze und von 720 MPa auf 850 MPa in der Stützwalze.

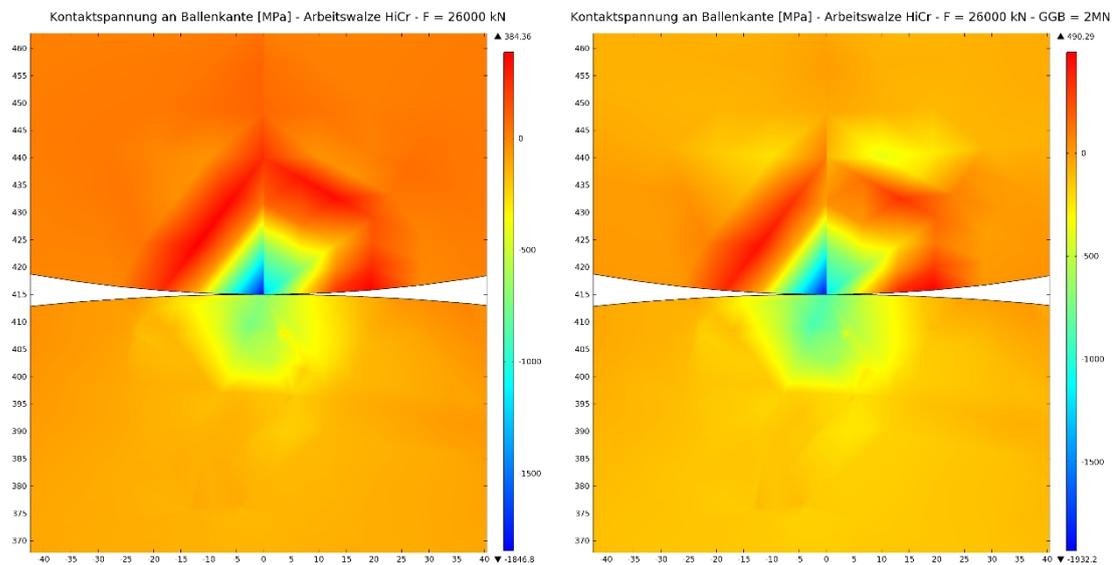


Abbildung 5.47: Kontaktspannung an Ballenkante, Arbeitswalze HiCr,
links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN

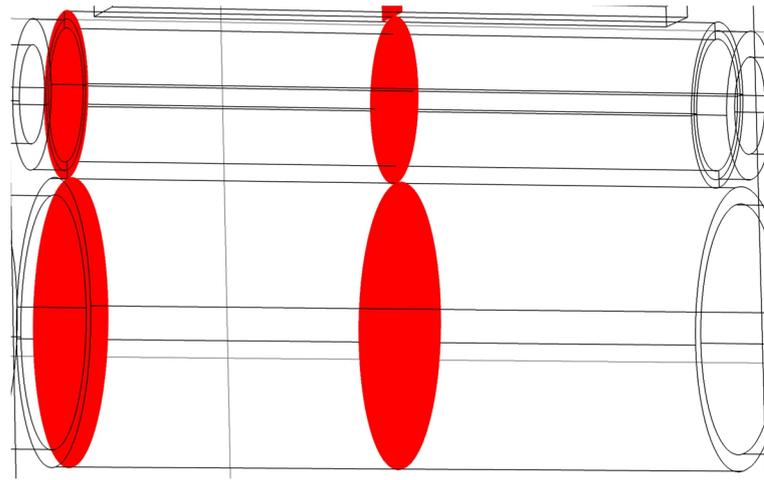


Abbildung 5.48: Untersuchte Bereiche der Kontaktspannungen – AW HiCr

5.3.5 Walzendurchbiegung

Eine direkte Bestimmung der Durchbiegung der Arbeitswalze war nicht möglich, da sie auf der Oberseite in Kontakt mit dem Blech war, welches sich unter den Schwerlastzylindern befindet und auf der Unterseite die Stützwalze berührte. Daher konnte die direkte Durchbiegung nur für die Stützwalze bestimmt werden.

Dazu wurde das Walzenpaar durch die Hydraulikzylinder belastet und die auftretende Positionsänderung der Stützwalze entlang des Ballens und des Zapfens mit Hilfe von Wegaufnehmern gemessen. Die Abbildungen 5.50 - 5.54 zeigen, dass neben der eigentlichen Walzendurchbiegung auch ein elastischer Deformationsanteil der Rahmen mit in die Ergebnisse einfließt, welcher durch Aluminiumbleche unterhalb der Zapfen noch etwas verstärkt wird. In diese sollten sich die Zapfen einschmiegen, um zu starke Spannungen an den Rahmenkanten zu verhindern. Das FE-Modell berücksichtigt diesen Aufbau ebenfalls, so dass auch hier kein starrer Lagerbereich angenommen wird.

Im Balkenmodell sind die Stützwalzen dagegen starr gelagert, so dass keine elastische Deformation der Aluminiumbleche und des Prüfstandrahmens berücksichtigt werden. Daher wird eine Kompensation der Lagerverschiebung mit Hilfe der Daten aus dem FE-Modell durchgeführt, da diese mit den Ergebnissen aus den Messungen sehr gut übereinstimmen. Abbildung 5.49 zeigt exemplarisch die berechnete Verschiebung des Lagerbereiches bei Einsatz einer Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel. Die blaue Linie kennzeichnet dabei die Positionsverschiebung auf der Außenseite des Rahmenfensters, die rote Linie die Verschiebung auf der Innenseite. Da in dem Balkenmodell die Stützwalze nur an einem Knotenpunkt in der Rahmenmitte gelagert ist, wird aus den beiden Lagerverschiebungsanteilen ein Mittelwert gebildet und auf die Durchbiegungsergebnisse des Balkenmodells addiert.

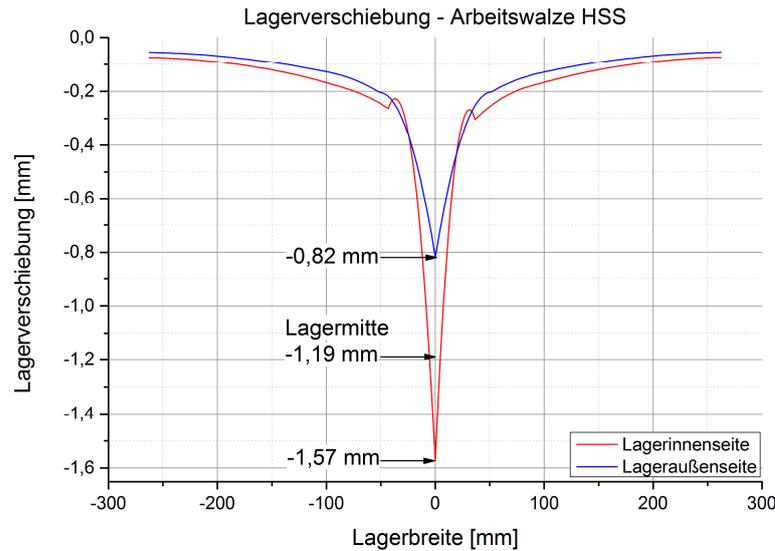


Abbildung 5.49: FE-Simulation der Lagerverschiebung an der Stützwalze

Die Ergebnisse der zuerst untersuchten Kombination aus der Stützwalze und der Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel sind in Abbildung 5.50 dargestellt. Diese zeigt sowohl die Ergebnisse der Messungen als auch die FE- und Balkenmodellresultate bei maximal eingeleiteter Last. Zunächst wird sichtbar, dass sich ohne Gegenbiegung eine Durchbiegung in der Ballenmitte von 3,32 mm einstellt. In den Abbildungen sind die Durchbiegungen jeweils negativ dargestellt, da die Kraft von oben auf die Arbeitswalze wirkt. Mit zunehmender Gegenbiegekräft, welche ebenfalls von oben auf die Zapfen der Arbeitswalze in das System eingebracht wird, verringert sich die Durchbiegung in der Ballenmitte auf 3,11 mm (bei einer Gegenbiegekräft von 1 MN je Zylinder) bzw. 3,06 mm (2 MN), so dass ein deutlicher Effekt der Gegenbiegung festgestellt werden kann. Aus der Abbildung wird ebenfalls deutlich, dass das FE-Modell eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen über den ganzen Ballenbereich bis hin zu den Zapfen liefert. Ohne Gegenbiegung liegt die Abweichung in der Ballenmitte des Modells gegenüber den Messwerten bei ca. 5 %, verringert sich bei steigender Gegenbiegekräft auf ca. 2 %. Diese Abweichungen sind zusätzlich in Tabelle 5.4 aufgelistet.

Aus der Tabelle und der Abbildung geht ebenfalls hervor, dass die Abweichung des Balkenmodells zu den Messergebnissen in der Ballenmitte mit 3,21 % ebenfalls gering ist. In Richtung der Zapfen wird diese allerdings größer. Die bereits beschriebene Lagerkorrektur der Modellergebnisse hebt die theoretische Beschreibung des starren Lagers auf, trifft die Messergebnisse dabei nicht ganz. Eine Abweichung von ca. 0,5 mm ist dabei akzeptabel, da ein Vergleich der Durchbiegung im Bereich der Bandbreite von größerer Bedeutung ist und hier ca. 0,25 mm beträgt.

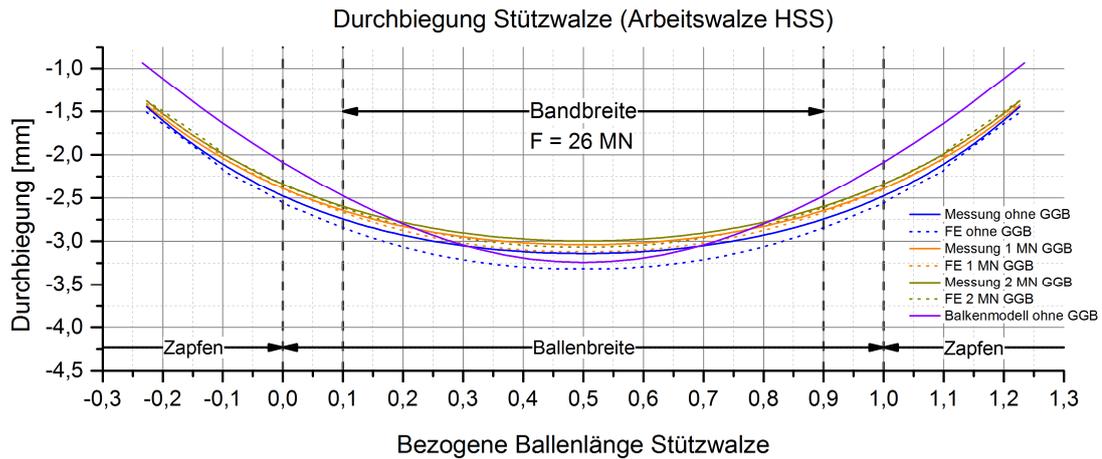


Abbildung 5.50: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze HSS)

Der Einfluss der mit dem Balkenmodell berechneten Gegenbiegung ist zur besseren Übersicht in Abbildung 5.51 aufgetragen und konzentriert sich auf den Bereich der Ballenbreite. In der Ballenmitte verringert sich die Durchbiegung von 3,24 mm ohne Gegenbiegung auf 3,13 mm (bei einer Gegenbiegekraft von 1 MN) bzw. 3,02 mm (2 MN), wobei hier wiederum die mit COMSOL berechneten Lagerverschiebungen berücksichtigt sind. Die Durchbiegungen bei aufgebrachtener Gegenbiegung mittels Balkenmodell liegen mit einer Abweichung von 2,91 % bzw. 0,7 % (siehe Tabelle 5.4) nah an den Messwerten, so dass das Balkenmodell diese Stelle gut abbildet.

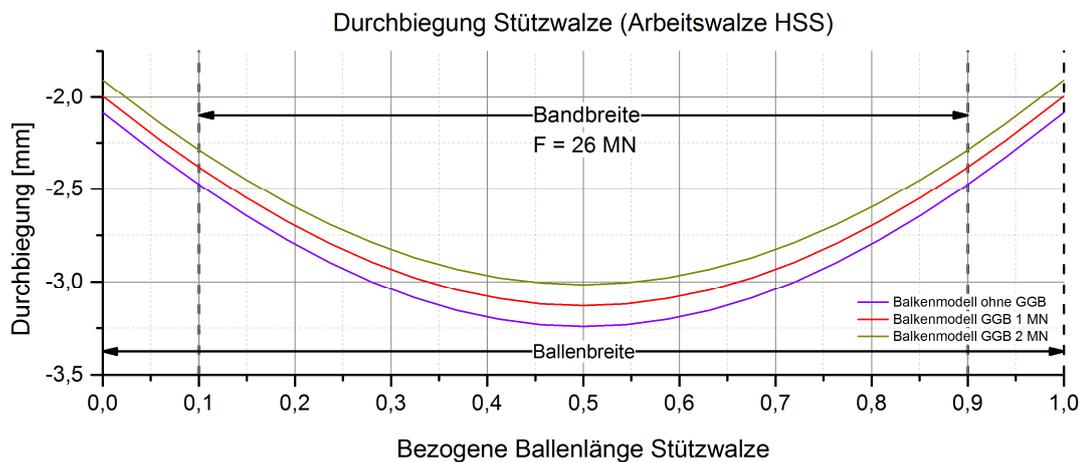


Abbildung 5.51: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze HSS), Berechnungsdaten nach Balkenmodell

Ein Vergleich der Mess- und Berechnungsergebnisse für eine Arbeitswalze mit einer ICDP-Arbeitsschicht liefert ebenfalls gute Übereinstimmungen, wie es an Abbildung 5.52 zu erkennen ist. Generell ist die Durchbiegung der Stützwalze in dieser Walzenkonstellation größer als beim Einsatz einer HSS-Arbeitswalze. Auch wenn der Durchmesser der ICDP-Walze größer ist (ICDP: 530 mm, HSS: 490 mm), hat der geringere E-Modul

dieser Walze einen stärkeren Einfluss auf die Durchbiegung der Arbeitswalze, welche auf die Stützwalz übertragen wird.

Die Abbildung zeigt, dass sich bei maximaler Last Durchbiegungswerte in der Ballenmitte von 3,61 mm ergeben. Das Ergebnis des FE-Modells ist mit 3,78 mm etwas größer, so dass sich eine Abweichung von ca. 4,3 % ergibt. Auch bei dieser Modellrechnung wird die Abweichung in der Ballenmitte mit steigender Gegenbiegekraft geringer und liegt bei maximaler Gegenbiegekraft von 2 MN je Zapfen bei ca. 1,2 %.

In diesem Fall ist die Übereinstimmung mit dem Balkenmodell in der Ballenmitte mit einer absoluten Differenz von 0,09 mm bzw. 2,28 % wieder gut, verglichen mit den Ergebnissen der HSS-Walze im Zapfenbereich mit einer Abweichung von ca. 0,25 mm jedoch geringer. An den Ballenkanten beträgt der Unterschied der Balkenelementlösung zu den Messergebnissen ca. 0,1 mm.

Auch für die Arbeitswalze mit einem ICDP-Mantel kann die Durchbiegung mittels Balkenmodell mit den Messdaten verglichen werden. Abbildung 5.53 zeigt die Verläufe der Biegelinien unter Einfluss der Gegenbiegung. Hier ist ebenfalls der Effekt der Durchbiegungsverringering bei steigender Gegenbiegekraft feststellbar. In der Ballenmitte liegen die Abweichungen zu den gemessenen Durchbiegungen bei 0,14 % (1 MN) bzw. 1,28 % (2 MN), so dass auch hier gute Übereinstimmungen erzielt werden.

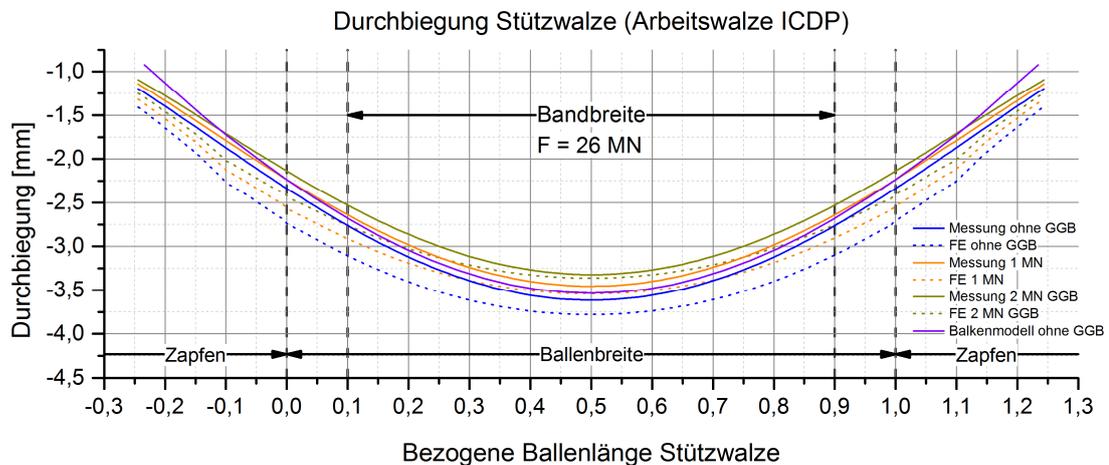


Abbildung 5.52: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze ICDP)

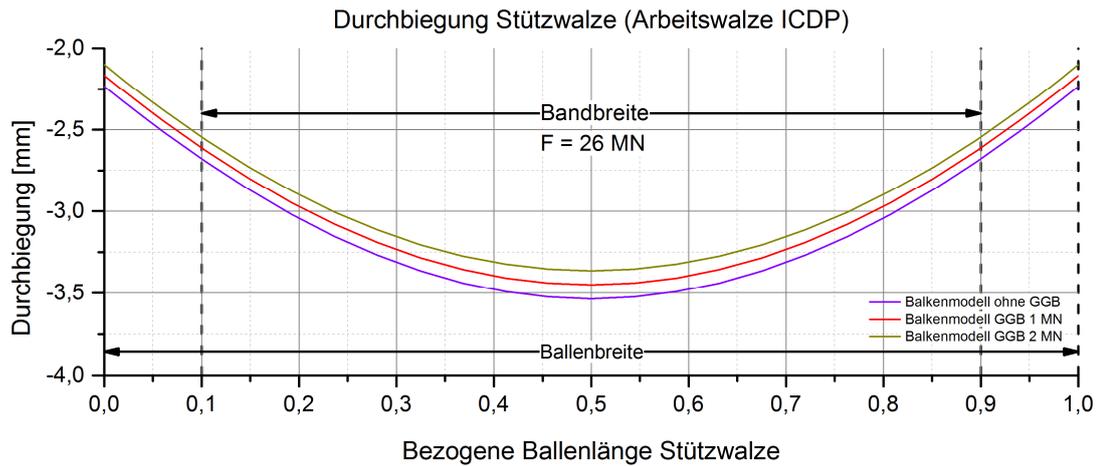


Abbildung 5.53: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze ICDP), Berechnungsdaten nach Balkenmodell

Die Durchbiegungen der Konstellation Stützwalze mit einer Stahlguss-Arbeitswalze mit einem hochchromhaltigen Mantelwerkstoff sind im Vergleich zu den zwei zuvor beschriebenen Arbeitswalzen geringer. Auch hier ist ein Einfluss des Elastizitätsmoduls deutlich feststellbar. Bei maximaler Last beträgt die Durchbiegung in der Ballenmitte 2,85 mm und somit 0,26 mm weniger als bei der HSS-Arbeitswalze mit fast identischem Durchmesser. Betrachtet man allein den E-Modul des Kernwerkstoffs, wird dieses Ergebnis schnell erklärbar, da bei der HiCr-Walze ein Stahlwerkstoff für den Kern- und Zapfenbereich vergossen wurde. Dieser Bereich ist mit einem E-Modul von 210 GPa deutlich biegesteifer als der des Gusseisenkerns der HSS-Walze mit einem Elastizitätsmodul von 180 GPa.

Da wegen des bereits erwähnten Zapfenbruchs der HiCr-Arbeitswalze keine Gegenbiegungsmessungen möglich waren, sind in Abbildung 5.54 die gemessenen Durchbiegungen bei kleineren eingeleiteten Hydraulikzylinderkräften dargestellt. Für alle Kräfte wurden ebenfalls FE-Berechnungen durchgeführt, die Ergebnisse des Balkenmodells sind aufgrund des größeren Interesses an der maximalen Last (deutlich betriebsnähere Last) und der besseren Überschaubarkeit der Abbildung nur für diese dargestellt.

Das FE-Modell zeigt auch hier gute Übereinstimmungen im gesamten untersuchten Bereich. Die Abweichungen in der Ballenmitte betragen ca. 0,06 mm, was zu einer Differenz von 2,25 % führt. Der Zapfenbereich kann wie bei den Ergebnissen zuvor wiederum gut abgebildet werden.

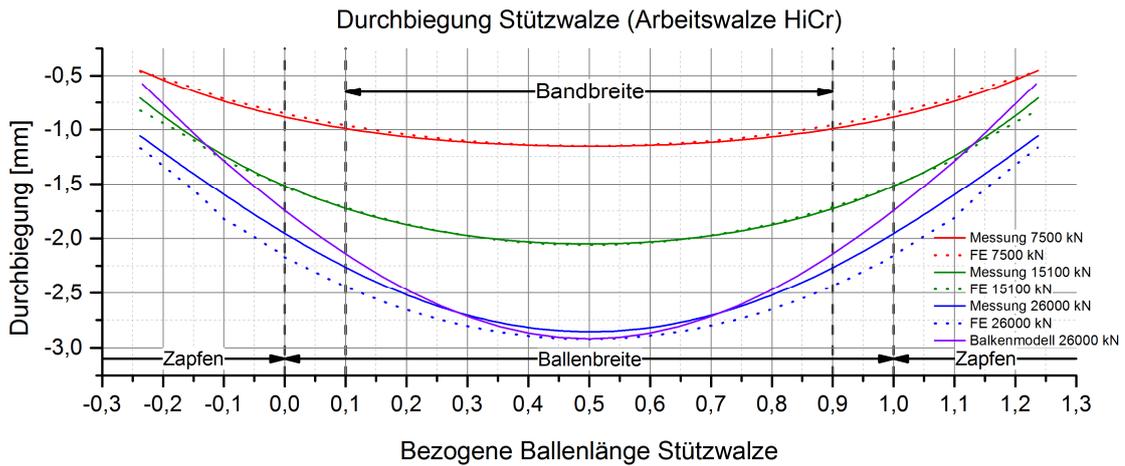


Abbildung 5.54: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze HiCr)

Eine Untersuchung der Abweichung der Durchbiegung zu den Messergebnissen mittels Balkenmodell führt in der Ballenmitte auch für diese untersuchte Walzenpaarung zu guten Ergebnissen mit einem maximalen Unterschied von 0,6 mm bzw. 2,16 %. Es zeigt sich auch in dieser Abbildung, dass der Zapfenbereich durch das Balkenmodell nicht so gut simuliert werden kann, wie die Ballenmitte. Es ergibt sich eine Differenz von 0,48 mm, vergleichbar mit dem Ergebnis der Balkenmodellrechnung der HSS-Walze. Die berechnete Durchbiegung an der Bandkante ist mit 2,176 mm nur 0,11 mm geringer als der gemessene Wert und trifft daher die Messergebnisse wiederum gut.

Tabelle 5.4: Abweichung Durchbiegung SW in Ballenmitte Messung - Rechnung

| Arbeitswalze | F = 26 MN Ohne GGB | | F = 26 MN GGB 1 MN | | F = 26 MN GGB 2 MN | |
|--------------|-----------------------|--------|-----------------------|--------|-----------------------|--------|
| | FEM | Balken | FEM | Balken | FEM | Balken |
| HSS | 5,33 % | 3,21 % | 2,55 % | 2,91 % | 2,24 % | 0,70 % |
| ICDP | 4,35 % | 2,28 % | 2,53 % | 0,14 % | 1,19 % | 1,28 % |
| HiCr | 2,25 % | 2,16 % | - | - | - | - |

Wie eingangs des Kapitels erwähnt wurde, konnte die Durchbiegung der unteren Randfaser nur für die Stützwalze direkt gemessen werden. Um Durchbiegungswerte der unterschiedlichen Arbeitswalzen zu erhalten, wurden die Verschiebungen mit Hilfe von Wegaufnehmern an der seitlichen Randfaser gemessen. Da kein großer Einfluss auf das Durchbiegeverhalten der Stützwalzen durch das Schränken der Walzen festzustellen war, wurde dieses nur für die Arbeitswalzen genauer untersucht. Durch das Schränken hatten die Arbeitswalzen keinen vollständigen Linienkontakt mehr mit der oberen Randfaser der

Stützwalze, so dass sie sich in Richtung Ballenkante um die Stützwalze schmiegte. Die Arbeitswalze wurde dabei um einen Winkel von 1° geschränkt, was bei der Arbeitswalze mit dem ICDP-Mantel eine Verschiebung der Ballenkante von 16 mm bedeutete, bei der mit dem HiCr-Mantel von 18 mm.

Zunächst lässt sich anhand der Abbildungen 5.55 - 5.57 feststellen, dass die Durchbiegung der ungeschränkten Arbeitswalzen in allen untersuchten Lastfällen größer als die der Stützwalzen ist. Da die Arbeitswalzen aufgrund des geringeren Durchmessers bzw. der Querschnittsfläche verglichen mit den Stützwalzen biegeweicher sind, nehmen sie durch den beidseitigen Druck auf die obere und untere Randfaser eine leicht ovale Form an, sie sind nicht mehr ideal rund. Dieser Effekt ist an der oberen Randfaser stärker, als an der gemessenen seitlichen Randfaser, so dass im Bereich des Walzspaltes die Durchbiegung um weitere Zehntel Millimeter größer ist. Zusätzlich zur Ovalität bzw. Abplattung der Arbeitswalze aufgrund der Walzkraft kann es zu einer horizontalen Biegung der Arbeitswalze kommen, so dass die Mittenachsen beider Walzen nicht mehr exakt übereinander liegen. Dadurch besteht die Möglichkeit, dass sich die Arbeitswalze vor allem in der Ballenmitte stärker durchbiegt bzw. eine stärkere vertikale Auslenkung erfährt. Eine horizontale Verschiebung der Arbeitswalze wurde messtechnisch nicht untersucht, könnte aber einen Einfluss auf die stärkere gemessene Absenkung der seitlichen Randfaser haben und soll daher hier nicht unerwähnt bleiben.

Ein Vergleich der Durchbiegungen der Stützwalze, der seitlichen und oberen Randfaser der Arbeitswalze wurde für die unterschiedlichen Walzenkonstellationen mittels FE-Simulation untersucht. Die resultierenden Zahlenwerte in der Ballenmitte sind in Tabelle 5.5 dargestellt. Da die Ergebnisse der FE-Simulation bei allen untersuchten Spannungen und Durchbiegungen die Messergebnisse ohne große Abweichungen abbilden, wird auch für die Durchbiegung an der oberen Randfaser der Arbeitswalze eine gute Übereinstimmung mit den (nicht messbaren) Durchbiegungen an dieser Position angenommen.

Tabelle 5.5: Vergleich der Durchbiegungen der Walzen in Ballenmitte

| Zylinderkraft 26 MN ohne GGB | | Arbeitswalzenmantelwerkstoff | | |
|----------------------------------|----------------------------------|------------------------------|--------|--------|
| | | HSS | ICDP | HiCr |
| Durchbiegung Ballenmitte [mm] | Untere Randfaser Stützwalze | -3,315 | -3,780 | -2,922 |
| | Seitliche Randfaser Arbeitswalze | -3,448 | -3,850 | -2,961 |
| | Obere Randfaser Arbeitswalze | -3,621 | -4,041 | -3,055 |

Abbildung 5.55 zeigt die Durchbiegung der Arbeitswalze mit einem HSS-Mantel bei maximaler Last und Gegenbiegekräften von 1 MN bzw. 2 MN im ungeschränkten Zustand. Die Durchbiegung wird wie auch bei der Stützwalze mit zunehmender Gegenbiegekraft geringer. Dabei ist der Effekt in der Ballenmitte größer, die Durchbiegung sinkt um 0,284 mm von 3,448 mm auf 3,164 mm. An der Ballenkante reduziert sich der Wert um 0,118 mm von 2,565 mm auf 2,447 mm. Die Gegenbiegung hat somit einen stärkeren Einfluss auf die Durchbiegung in der Ballenmitte, so wie es auch in Abbildung 3.8 theoretisch dargestellt ist.

Die Differenz der Durchbiegung der Arbeitswalze von der Ballenmitte zur Ballenkante reduziert sich von 0,884 mm ohne Gegenbiegung auf 0,718 mm bei aufgebrachter Gegenbiegung von 2 MN je Zapfen.

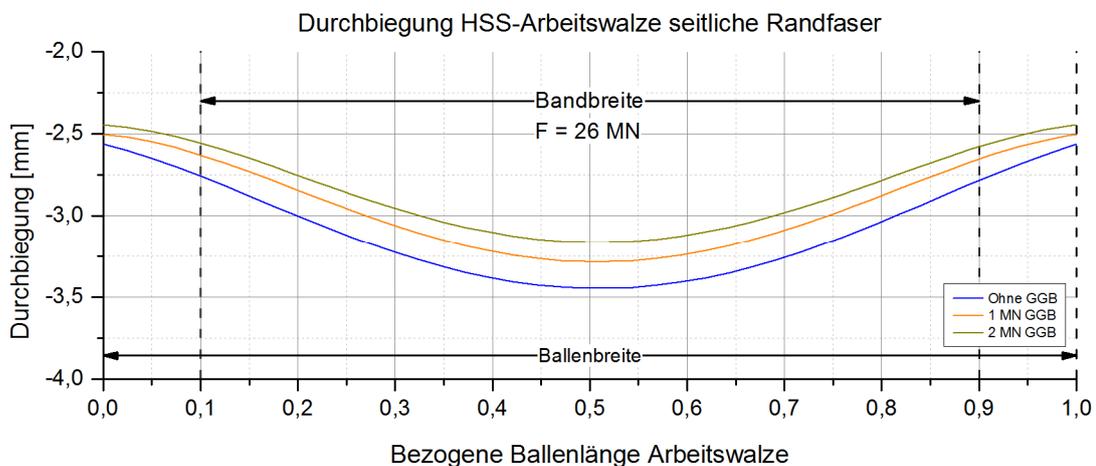


Abbildung 5.55: Durchbiegung HSS-Arbeitswalze seitliche Randfaser

Für eine Arbeitswalze mit ICDP-Mantel ist in der Abbildung 5.56 zusätzlich der Einfluss der geschränkten Arbeitswalze dargestellt. Die Durchbiegung verringert sich mit aufgebrachter Gegenbiegung in der Ballenmitte um 0,241 mm von 3,850 mm auf 3,609 mm und an der Ballenkante um 0,141 mm von 3,225 mm auf 3,084 mm, so dass sich Differenzen zwischen Ballenmitte und Ballenkante von 0,625 mm ohne bzw. 0,525 mm mit Gegenbiegung einstellen.

Der Einfluss der Schränkung auf die Differenz zwischen Ballenmitte und Ballenkante ist deutlich größer. Die absolute Durchbiegung in der Ballenmitte wird durch die Schränkung kaum beeinflusst, die Messwerte sind nahezu identisch. Dadurch, dass sich der Ballen in Richtung der Ballenkante immer mehr um die Stützwalze schmiegen kann, wird die Durchbiegung in diesem Bereich deutlich größer, was zu einer geringeren Differenz zwischen Ballenmitte und Ballenkante führt. Ohne Gegenbiegung verändert sich die Durchbiegung dort um 0,195 mm und führt zu einer Absenkung von 3,225 mm auf 3,420 mm, so dass eine Differenz zwischen Ballenmitte und Ballenkante von 0,408 mm bei geschränkter Arbeitswalze festgestellt werden kann.

Bei zusätzlich aufgebrachter Gegenbiegekräft von 2 MN wird der Unterschied zwischen den beiden Positionen noch geringer. Eine Absenkung der Ballenkante um 0,38 mm hat eine Differenz von 0,113 mm zur Folge. Stellt sich an der oberen Randfaser der Arbeitswalze eine ähnliche Differenz zwischen Ballenkante und Ballenmitte ein, kann ein zigarrenförmiges Band mit geringem Crown hergestellt werden. Dies ist eine Voraussetzung um ein in einer folgenden Kaltumformung nahezu rechteckiges Band herzustellen, wie es bereits in Kapitel 3.1 erwähnt wurde.

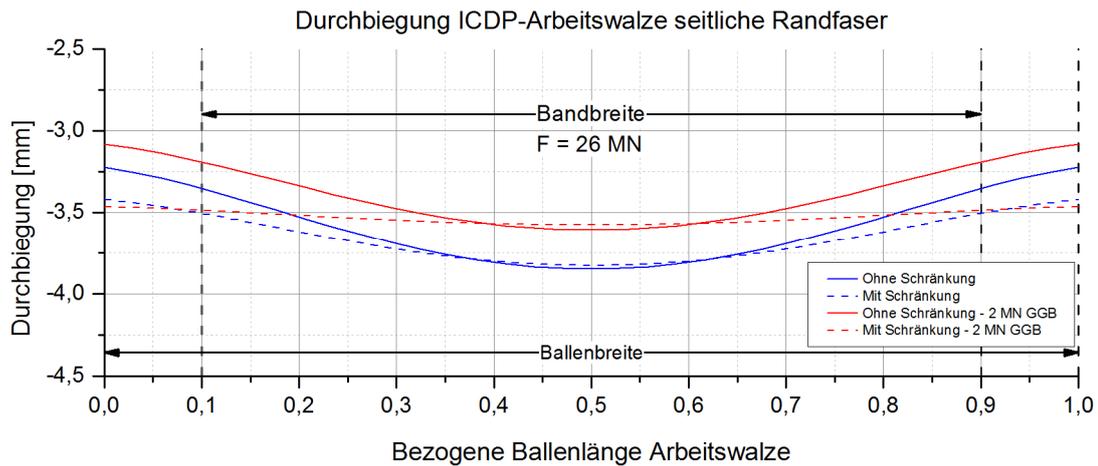


Abbildung 5.56: Durchbiegung ICDP-Arbeitswalze seitliche Randfaser

Aufgrund des abgerissenen Zapfens der HiCr-Arbeitswalze konnte nur der Einfluss der Schränkung auf die Durchbiegung dieser Walze untersucht werden. Abbildung 5.57 zeigt die Auswertung der Messergebnisse im ungeschränkten und geschränkten Zustand. Wie auch bei der Arbeitswalze mit ICDP-Mantel ändert sich die Durchbiegung in der Ballenmitte kaum. Der Einfluss der Schränkung auf die Ballenkante ist wiederum deutlich größer. An dieser Position vergrößert sich die Durchbiegung um 0,253 mm von 1,867 mm auf 2,12 mm, so dass sich die Differenz zwischen Ballenmitte und Ballenkante von 1,094 mm auf 0,817 mm reduziert.

In der Literatur sind weitere experimentelle Ergebnisse der Walzendurchbiegung bzw. des sich einstellenden Crowns bei geschränkten Walzen verfügbar [117, 118, 119, 120]. Diese Problemstellung wurde intensiv an der Universität von Wollongong in Australien untersucht, beschränkt sich jedoch bei allen Untersuchungen auf Bandbreiten von maximal 80 mm bei Arbeitswalzendurchmessern von 63 mm und lässt sich daher nicht auf Walzen mit den Dimensionen übertragen, welche in dieser Arbeit eingesetzt wurden. In diesen Untersuchungen wurden jedoch prinzipiell ähnliche Verhalten der geschränkten Walzen unter Last festgestellt, nämlich dass bei bestimmten Schränkungswinkeln der Crown beeinflusst werden kann, um ein gewünschtes Bandprofil zu erzielen.

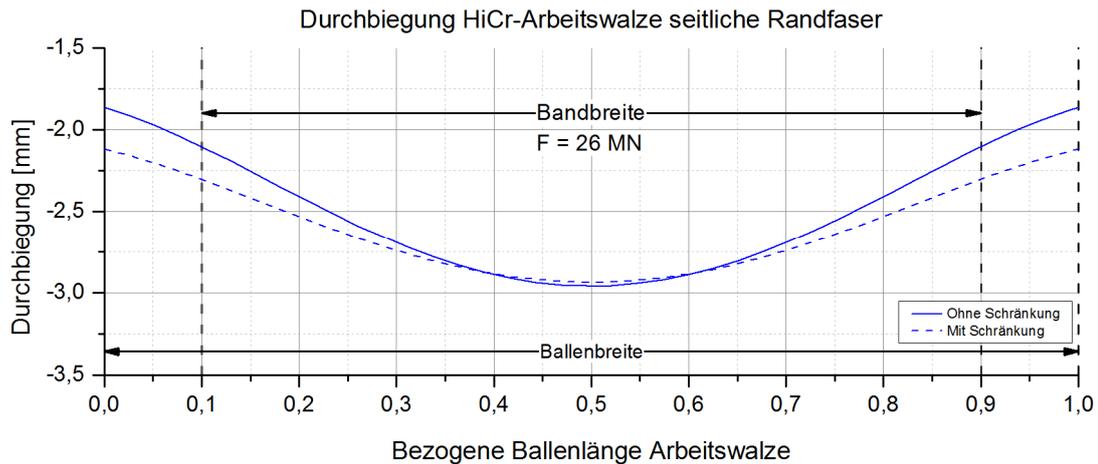


Abbildung 5.57: Durchbiegung HiCr-Arbeitswalze seitliche Randfaser

Klassisches Berechnungsmodell für Stütz- und Arbeitswalzen nach O. Emicke

Neben den vorgestellten Rechenmodellen mittels Finiten Elementen bzw. Balkentheorie kann die Durchbiegung der Stützwalze in der Ballenmitte und an den Ballenkanten eines Quarto-Walzensystems analytisch berechnet werden. Solch eine Betrachtung wurde 1938 durch Otto Emicke in [121] aufgestellt.

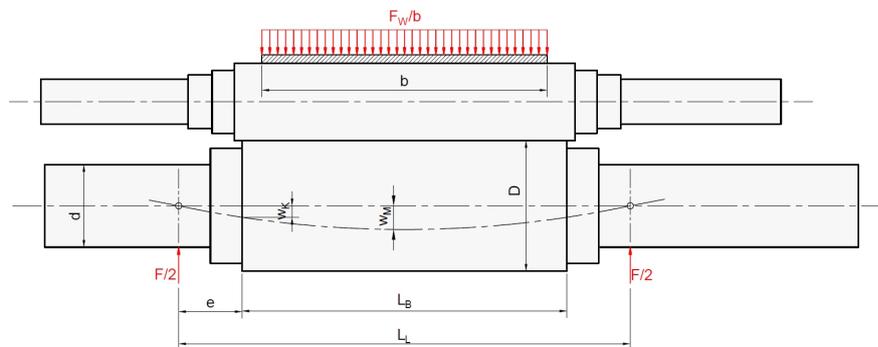


Abbildung 5.58: Berechnung der Stützwalzendurchbiegung nach [121]

Mit Kenntnis des Elastizitätsmoduls E sowie des Schubmoduls G des Stützwalzenwerkstoffes, der Walzkraft F_W und den geometrischen Daten gemäß Abbildung 5.58 kann die Durchbiegung der Stützwalze an den Ballenkanten w_K mit folgender Gleichung bestimmt werden:

$$w_K = \underbrace{\frac{16 \cdot F_W \cdot e}{3 \cdot \pi \cdot E \cdot D^4} \left[\frac{3}{4} L_L^2 + \frac{1}{4} b^2 - e^2 \left(3 - 2 \frac{D^4}{d^4} \right) \right]}_{w_b(e)} + \underbrace{\frac{2 \cdot F_W \cdot e}{\pi \cdot G \cdot d^2}}_{w_s(e)} \quad (5.42)$$

Für die Durchbiegung der Ballenmitte w_M gilt:

$$w_M = \underbrace{\frac{F_W}{6 \cdot \pi \cdot E \cdot D^4} \left[8 \cdot L_L^3 - 4 \cdot L_L \cdot b^2 + b^3 + 64 \cdot e^3 \left(\frac{D^4}{d^4} - 1 \right) \right]}_{w_b(L/2)} + \underbrace{\frac{F_W}{\pi \cdot G \cdot D^2} \left[L_L - \frac{1}{2} b + 2 \cdot e \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \right]}_{w_s(L/2)} \quad (5.43)$$

Dabei geht jeweils der erste Teil der Gleichungen (5.42) und (5.43) aus der reinen Biegespannung hervor, der zweite Teil aus den Schubspannungen, welche sich infolge der wirkenden Querkräfte ergeben und sich durch die Terme $w_b(x)$ und $w_s(x)$ beschreiben lassen:

$$w(x) = w_b(x) + w_s(x) \quad (5.44)$$

Diese Betrachtung geht einher mit der Annahme einer biegeschlaffen Arbeitswalze. Ebenso werden elastische Deformationen des Gerüsts nicht berücksichtigt, so dass die Ergebnisse eine erste Näherung darstellen, die den wirklichen Biegeverlauf der Stützwalze unter gewissen Umständen jedoch relativ gut abbilden können.

Eine kurze Parameterstudie gemäß Tabelle 5.6 zeigt die Abweichung der Ergebnisse nach Emicke zu den zuvor dargestellten Messergebnissen. Da der Abstand der Stützwalze zum Rahmen bei jeder untersuchten Arbeitswalze identisch war und auch die Krafteinleitung in jedem Versuch gleich war, ergeben sich unter Verwendung der Gleichungen (5.42) und (5.43) für die Durchbiegungen an Ballenkante und Ballenmitte: $w_K = 3,042$ mm und $w_M = 4,408$ mm.

Tabelle 5.6: Parameterstudie Durchbiegungsberechnung nach Emicke

| Parameter | Formelzeichen | Wert |
|----------------------|---------------|---------|
| Walzkraft | F_W | 26 MN |
| Elastizitätsmodul | E | 180 GPa |
| Schubmodul | G | 72 GPa |
| Zapfendurchmesser SW | d | 525 mm |
| Ballendurchmesser SW | D | 830 mm |
| Lagerabstand | e | 500 mm |
| Ballenlänge | L_B | 2050 mm |

Tabelle 5.7 zeigt die Abweichungen der Messergebnisse zu den Rechenergebnissen und verdeutlicht, dass Arbeitswalzenwerkstoff und -durchmesser die Genauigkeit der Durchbiegungsberechnungen nach Emicke stark beeinflussen.

Tabelle 5.7: Abweichung Messergebnisse – Berechnungsergebnisse nach Emicke

| Arbeitswalzen- werkstoff | Abweichung in % | |
|-----------------------------|-----------------|-------------|
| | Ballenkante | Ballenmitte |
| HSS | 23,14 | 32,05 |
| ICDP | 29,75 | 24,65 |
| HiCr | 35,77 | 35,20 |

Alle gemessenen Durchbiegungen an Ballenkante und Ballenmitte sind kleiner als die mit Gleichungen (5.42) und (5.43) berechneten Werte. Zwei Ursachen sind hierbei maßgeblich: Der Arbeitswalzendurchmesser ist im Vergleich zum Stützwalzendurchmesser (ICDP ca. 64 %, HSS und HiCr ca. 59 %) recht groß, so dass diese nicht als biegeschlaff anzusehen sind. Ein weiterer Aspekt ist das Mantelmaterial der jeweiligen Arbeitswalze. Während eine ICDP nahezu den gleichen Elastizitätsmodul über den Radius hat und in einer Größenordnung mit dem der Stützwalze liegt, ist der E-Modul der HSS-Walze höher. Im Kern ist diese Verbundgusswalze zwar aus dem nahezu gleichen Werkstoff wie die Stützwalze, der Mantel aus HSS hat jedoch einen bis zu 40 MPa höheren E-Modul. Kombiniert ergibt sich dadurch eine höhere Biegesteifigkeit. Die Parameterstudie zeigt, dass die Abweichungen der gemessenen Durchbiegungen der Stützwalze in Kombination mit einer HiCr-Arbeitswalze zum Modell nach Emicke am größten sind. Nicht der nur Mantel hat einen höheren E-Modul als die Stützwalze, sondern auch der Kern. Dieser besteht bei dieser Walze nicht aus einem Gusseisen, sondern einem Stahlwerkstoff mit einem E-Modul von ca. 210 GPa, was eine biegesteifere Arbeitswalze zur Folge hat und Abweichungen zu den Messwerten von über 30 % erklärt.

Ein weiterer Einflussfaktor auf die Durchbiegung liegt zusätzlich in der Lagerung der Stützwalzen. Im Modell nach Emicke werden die Lagerungen als starr angenommen. In der Realität zeigen die Lagerstellen zum einen bedingt durch das Lager an sich, zum anderen auch durch die nicht unendlich hohe Gerüststeifigkeit des Walzenständers, ein elastisches Verhalten, welches zu einem zum Modellansatz unterschiedlichen Durchbiegungsverhalten führt.

Zusätzlich muss angemerkt werden, dass in dem Modell nach Emicke der Schubanteil unvollständig beschrieben ist und dennoch häufig in seiner Ursprungsform angewendet

wird. In der klassischen Euler-Bernoulli-Balkentheorie wird ein schubstarrer Balken angenommen, die Schubverformung durch die Querkraft wird vernachlässigt [102].

Der Einfluss der Schubverformung wird durch Emicke zwar berücksichtigt, allerdings muss eine Geometriekorrektur vorgenommen werden, um den Fall eines zylindrischen Körpers exakt beschreiben zu können.

Emicke geht davon aus, dass sich die Schubspannung infolge einer Querkraft auf die Querschnittsfläche der Walzen ergibt. In diversen Literaturquellen wird gezeigt, dass die Querkraft in vertikaler Richtung nicht auf der wirklichen Querschnittsfläche des Körpers wirkt, sondern auf eine Schubfläche A_S [102, 104, 122]. Das Verhältnis der Schubfläche A_S zur wahren Querschnittsfläche A wird durch einen Schubkorrekturfaktor κ bestimmt:

$$\kappa_s = \frac{A_s}{A} \quad (5.45)$$

In der Literatur wird für einen Rundquerschnitt ein Schubkorrekturfaktor von 0,89 [123] bzw. 0,9 [124] angegeben, dessen Kehrwert auf die jeweiligen Schubanteile $w_s(x)$ multipliziert werden muss.

In der Parameterstudie beträgt der Einfluss der Biegung mehr als das Sechsfache des Schubanteils, so dass sich trotz Korrektur keine signifikante Änderung der Durchbiegung einstellt, hier jedoch nicht unerwähnt bleiben soll.

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Um den Walzprozess vollständig zu verstehen und einen sicheren und produktiven Betrieb zu gewährleisten, bedarf es nicht nur der Kenntnis über den Vorgang im Walzspalt mit allen kinematischen und geometrischen Einflüssen. Vielmehr ist es wichtig, die Walze als Werkzeug richtig einzusetzen und zu wissen, was die Walze im Stande ist zu leisten. Zu hohe Belastungen führen zu Schädigungen, bis hin zum Bruch der Walze. Zu niedrige Belastungen verringern die Produktivität einer ganzen Anlage. Daher muss jeder Betreiber wissen, wie sich die eingesetzten Walzen im Prozess verhalten. Diese Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, die zu erwartenden Spannungen und Deformationen zu verstehen, um so die richtige Walzenauswahl für den jeweiligen Einsatzort und -zweck zu treffen.

Eine Vielzahl unterschiedlicher Spannungen und Deformationen entstehen in einer Walze während des Walzprozesses. In experimentellen Untersuchungen konnten die Themen Normalspannungen, Biegespannungen, Haftschubspannungen und die Walzendurchbiegung aufgearbeitet werden, um Daten zu gewinnen, die für einen Abgleich mit Berechnungsmodellen wichtig sind. In dieser Arbeit wurden zwei Modelle vorgestellt, die auf der Methode der finiten Elemente beruhen. In einem zweidimensionalen Balkenmodell wurden die Randbedingungen und Geometrien soweit angepasst, dass die Berechnung der Durchbiegung und der Normalspannung in kürzester Zeit durchgeführt werden können. Eine vollständige Untersuchung des gesamten Prüfstands wurde in einem dreidimensionalen Modell mit Hilfe der FE-Software COMSOL durchgeführt, um detailliertere Ergebnisse zu erhalten. Eine prozessbegleitende Lösung ist durch dieses Modell allerdings nicht möglich, da der Rechenaufwand deutlich höher ist als mit einem 2D-Balkenmodell. Je nachdem wie fein der Prüfstand mit seinen Walzen modelliert wurde, ergaben sich Rechenzeiten von 10-30 Minuten. Dafür war es mit diesem Modell zusätzlich möglich, Kontaktspannungen zwischen den Walzen zu berechnen und darzustellen.

Zur Ermittlung der im Betrieb entstehenden Spannungen wurde ein Großprüfstand konstruiert und gebaut, um Walzen mit realen Dimensionen zu untersuchen. Für solche Walzen sind in der Literatur keine experimentellen Untersuchungen zu finden und werden in der Regel nur in theoretischen Modellen aufgeführt.

Die Belastung der Walzenpaare wurde durch Schwerlastzylinder in das System eingeleitet. Mit Dehnungsmessstreifen konnten somit Dehnungen gemessen werden, welche sich mit Hilfe des Hooke'schen Gesetzes in Spannungen umrechnen ließen. Da in den Kontaktbereichen keine DMS appliziert werden konnten, wurde der axiale Normalspannungsverlauf an der unteren Randfaser der Stützwalze gemessen und bewertet. Es zeigten sich

maximale Normalspannungen in der Ballenmitte und an den Zapfenübergängen, deren Werte jedoch weit unterhalb der Fließgrenze eines jeden untersuchten Walzenwerkstoffs lagen und als unkritisch anzusehen sind. Die Verläufe der Normalspannungen der Stützwalze waren bei allen drei eingesetzten Arbeitswalzen prinzipiell gleich, lediglich die Absolutwerte unterschieden sich aufgrund der unterschiedlichen Durchbiegungen der Arbeitswalzen. Die experimentellen Ergebnisse der Normalspannungen wurden mit denen der Rechenmodelle verglichen. Hier zeigten sich vor allem bei dem FE-Modell gute Übereinstimmungen, insbesondere in der Ballenmitte. Das Balkenmodell konnte die Normalspannungsverläufe prinzipiell abbilden, die Maximalwerte wichen jedoch deutlich von den Messwerten ab. Dies geht einher mit der theoretischen Annahme eines zur Bauteillänge schlanken Querschnitts und einem isotropen Materials, was im Fall der Walzen beides nicht gegeben ist.

Die Verläufe der Biegerandspannungen an den Oberflächen der einzelnen Walzen waren grundsätzlich vergleichbar und stimmen mit der Theorie der Querkraftbiegung überein. Im Kontaktbereich Arbeitswalze-Blech wurden Druckspannungen gemessen, welche im Schwerpunkt der Arbeitswalze in Richtung Stützwalze in Zugspannungen umschlugen. Aufgrund der Stauchung der oberen Randfaser der Stützwalze entstanden dort Druckspannungen, welche wiederum zu Zugspannungen in Richtung der unteren Randfaser wechselten.

Bei der Auswertung der Messergebnisse zeigten sich in den Kontaktbereichen Arbeitswalze-Bleche und zwischen beiden Walzen Effekte, die aufgrund der Reibung bzw. Haftung zu erklären sind. An diesen Stellen gab es eine Umkehr der Steigung, so dass kein linearer Verlauf der Biegerandspannungen zwischen den jeweiligen oberen und unteren Randfasern gemessen wurde. Dieser Umstand konnte durch die Reibung beim Aufbringen der Last und dem sich einstellenden Haftzustand bei Erreichen der Last erklärt werden. Dabei zeigte sich ein starker Einfluss der Oberflächenqualität der einzelnen Walzen bzw. Bleche. Je rauer diese waren, desto stärker war der Reibungseinfluss und damit der Haftzustand. Im Kontaktbereich der Arbeitswalze zu den Blechen konnte bei allen untersuchten Konstellationen dieser Einfluss festgestellt werden, da die Bleche eine sehr raue, teils verzünderte bzw. oxidierte Oberfläche hatten. Im Kontaktbereich zur Stützwalze war dieser Effekt maßgeblich durch die Oberfläche der Arbeitswalze zu erklären. Während die zuerst untersuchte HSS-Arbeitswalze relativ rau war, wurden die ICDP- und HiCr-Walzen vor dem Einsatz in den Prüfstand von Flugrost befreit, der sich während der Lagerung der Walzen gebildet hatte. Neben der Oberflächenqualität war auch die Geometrie für die Ausbildung eines Haftzustandes entscheidend. Dadurch lässt sich erklären, dass dieser Haftzustand bei der Stützwalze nahezu kaum feststellbar war.

Weiterhin konnte mit Hilfe von Wegaufnehmern die Durchbiegung des Systems Arbeitswalze-Stützwalze an der seitlichen Randfaser der Arbeitswalzen und der unteren Randfaser der Stützwalze bestimmt werden. Es zeigte sich, dass diese maßgeblich durch den

Werkstoff der Arbeitswalze beeinflusst wurde. Der Kern der Arbeitswalzen mit einem HSS- bzw. ICDP-Mantel bestanden aus Gusseisen, der Kern der HiCr-Walze aus einem Stahlguss. Daher ist der Gesamtelastizitätsmodul der beiden erst genannten Walzen deutlich geringer, als der der HiCr-Walze. Dies zeigte sich bei den Ergebnissen der Durchbiegungsmessungen, wobei die Durchbiegung der HSS-Walze durch den höheren E-Modul des Mantelbereichs geringer war als die der ICDP-Walze.

Der Einfluss einer Walzenrückbiegung auf das Durchbiegeverhalten der Walzen zur Verbesserung der Bandplanheit wurde ebenfalls untersucht. Da mit steigender Gegenbiegung die Biegelinie der Arbeitswalze beeinflusst wurde, nahm die Gesamtdurchbiegung ab. Dieser Effekt konnte sowohl bei der HSS-Walze als auch bei der ICDP-Walze festgestellt werden. Aufgrund eines Materialfehlers durch Lunker riss der Zapfen der HiCr-Walze bei erstmaligem Aufbringen der Gegenbiegekräft ab, so dass bei dieser Walze keine weiteren Gegenbiegeuntersuchungen durchgeführt werden konnten.

Eine weitere Methode der Planheitsverbesserung ist das gegensinnige Verschränken der Arbeitswalzen. Bei den hier durchgeführten Laborversuchen wurden dabei die ICDP- und HiCr-Arbeitswalzen um 1° gegenüber der Stützwalze geschränkt, um den Einfluss auf die Durchbiegung auch für diesen Fall zu untersuchen. Zusätzlich konnte bei der ICDP-Arbeitswalze noch der Einfluss der Gegenbiegung kombiniert mit der geschränkten Arbeitswalze untersucht werden. Während die Gegenbiegung einen stärkeren Einfluss auf die Gesamtdurchbiegung hatte, konnten durch die Schrängung die Durchbiegungsdifferenzen zwischen Ballenkante und Ballenmitte verringert werden. Dies führt im Walzprozess zu einem deutlich planeren Band mit einem Crown, der für einen weiteren Kaltwalzprozess günstig ist.

Die Durchbiegung konnte ebenfalls durch die Berechnungsmodelle beschrieben werden. Das durch COMSOL aufgestellte FE-Modell zeigte dabei über die gesamte Walzenbreite gute Übereinstimmungen zu den Messwerten. Im Balkenmodell wurde die Annahme einer starren Stützwalzenlagerung getroffen, so dass die elastischen Effekte des Prüfstandrahmens nicht in die Berechnung einfließen. Da durch das COMSOL Modell auch an diesen Stellen gute Übereinstimmungen vorlagen, wurden die Lagerverschiebungen auf das Balkenmodell aufaddiert, was vor allem in der Ballenmitte zu mit den Messungen vergleichbaren Ergebnissen führte. Ohne eine Addition der mit dem FE-Modell berechneten Lagerverschiebungen wichen die Ergebnisse des Balkenmodells jedoch von den Messwerten aufgrund der gleichen Einflussgrößen, wie sie bei den Normalspannungen bereits beschrieben wurden, ab und ist ohne die Kenntnis des Lagerverhaltens nur bedingt nutzbar.

Eine weitere nicht unwichtige Erkenntnis konnte durch das COMSOL-Modell für die Kontaktspannungen zwischen den Walzen getroffen werden. Es zeigte sich, dass die Druckspannungen in der Ballenmitte für alle untersuchten Fälle unkritisch waren, da

diese unterhalb der jeweiligen materialabhängigen zulässigen Spannungen lagen. Dieser Zustand war an der Ballenkante jedoch anders. Je nachdem, welcher Walzenballen länger war, drückten sich die Kanten der kürzeren Walze in die Ballen der längeren Walze ein. Im Fall der ICDP-Walze führten zu hohe Kontaktspannungen zu bleibenden Eindrücken in der Stützwalze.

Durch die Laborversuche an Walzen mit realen Abmessungen, wie sie auch in Grobblech- oder Warmbandwalzwerken zu finden sind, konnten so verschiedene Spannungs- und Deformationsuntersuchungen durchgeführt werden, um auf der einen Seite das Verhalten der Walze unter Last besser verstehen, auf der anderen Seite die aufgestellten Berechnungsmodelle validieren zu können.

6.2 Ausblick

Bei der Durchführung der Laborversuche, der Auswertung der Messergebnisse und dem Abgleich mit dem Berechnungsmodellen ergaben sich Fragestellungen bzw. Verbesserungsmöglichkeiten, die in weiteren Arbeiten geklärt werden könnten.

Eine Erweiterung der Berechnungsmodelle wäre denkbar, um weitere Einflüsse auf die Spannungen und Deformationen der Walzen festzustellen. Dazu zählt vor allem die Schränkung der Arbeitswalzen, welche weder im Balkenmodell noch im FE-Modell eingepflegt wurde. Im Fall des Balkenmodells lässt sich dieser Zustand nicht realisieren, da nur von einer zweidimensionalen Betrachtung ausgegangen wird. In COMSOL ließe sich dieses Verfahren jedoch implementieren.

Es wurde beschrieben, dass im Balkenmodell die Annahme starrer Lagerungen getroffen wurde. Dort wäre die Erweiterung eines Offsets für die Lagerverschiebung hilfreich, um diesen Schritt nicht von Hand durchführen zu müssen. Für eine Beschreibung der Normalspannungen ist das Balkenmodell nur bedingt anwendbar und bedarf weiterer Modifikationen, vor allem bei der Beschreibung der sich ändernden Werkstoffeigenschaften (verschiedene E-Moduli im Rand- und Kernbereich) in radialer Richtung.

Der Einfluss der Walzentemperatur wurde in den Modellen ebenfalls nicht berücksichtigt, da zunächst nur der reale Untersuchungsfall der statischen Belastung im Prüfstand verglichen werden sollte. Da die Temperaturverteilung in der Walze, vor allem an der Walzenoberfläche aufgrund der Kontaktbedingungen (Stichabnahme, Kontaktzeit, Wärmeleitung) und der Walzenkühlung jedoch sehr komplex ist, bedarf es hier weiterer Modifikationen, um diesen Einfluss präzise mit in die Modelle aufnehmen zu können.

Wie dargestellt, mussten trotz Einsatz eines Multiplexers mehrere Versuchsreihen für jede einzelne Walze durchgeführt werden, um alle Messstellen zu analysieren. Eine Erweiterung der gleichzeitig messbaren Signale würde den Versuchsaufwand daher minimieren, war aufgrund hoher Kosten des Messequipments in diesem Fall nicht realisierbar.

Es zeigt sich, dass das Thema der Walzen, ihren Werkstoffen und Belastungen sehr vielfältig und eine vollständige experimentelle Betrachtung für ein besseres Verständnis bzw. der Validierung der verwendeten Berechnungsmodelle in einer einzelnen Arbeit nicht möglich ist. Weitere eingehende Untersuchungen sind daher notwendig, um diesen komplexen Themenbereich vollständig abzudecken.

Anhang

A.1 Vergleichsspannungen aus FE-Simulation

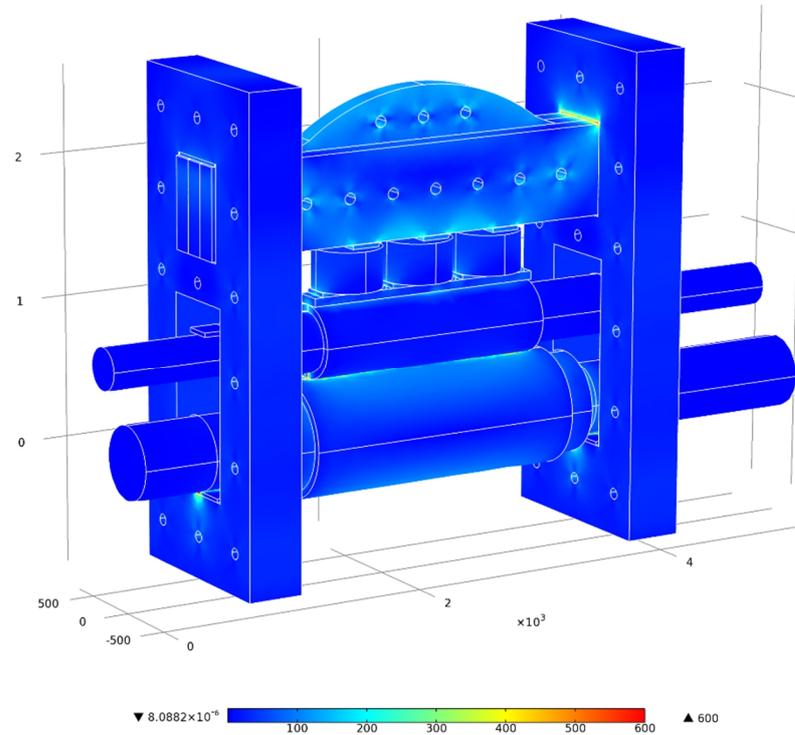


Abbildung A.1: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW ICDP, ohne GGB

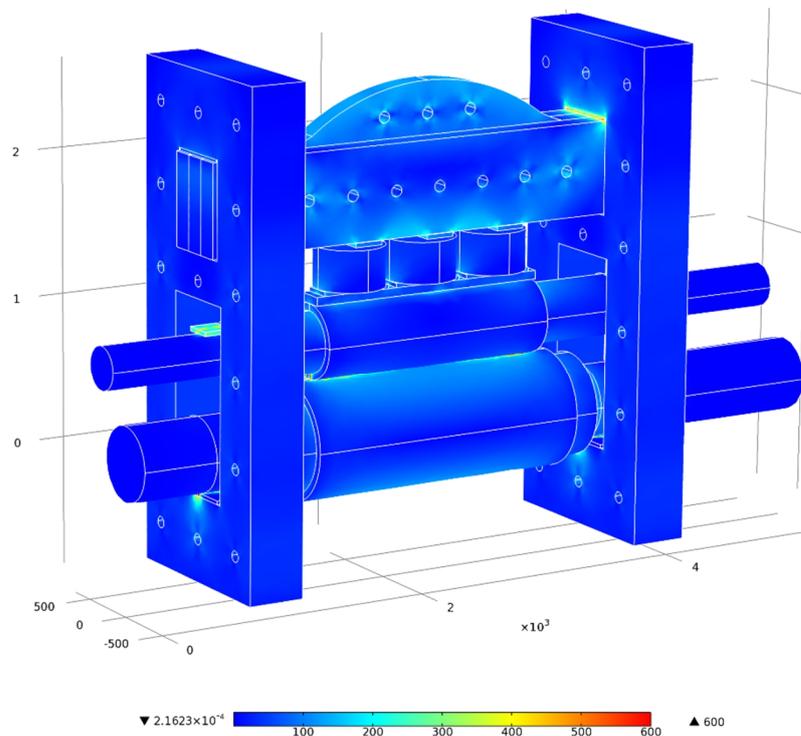


Abbildung A.2: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW ICDP, mit GGB

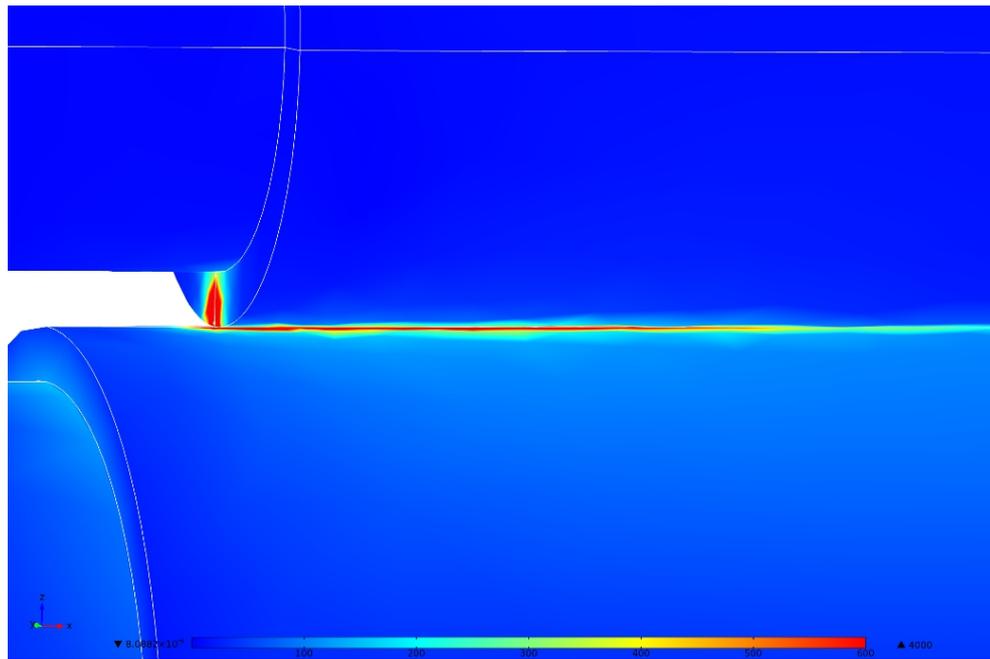


Abbildung A.3: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW ICDP, ohne GGB

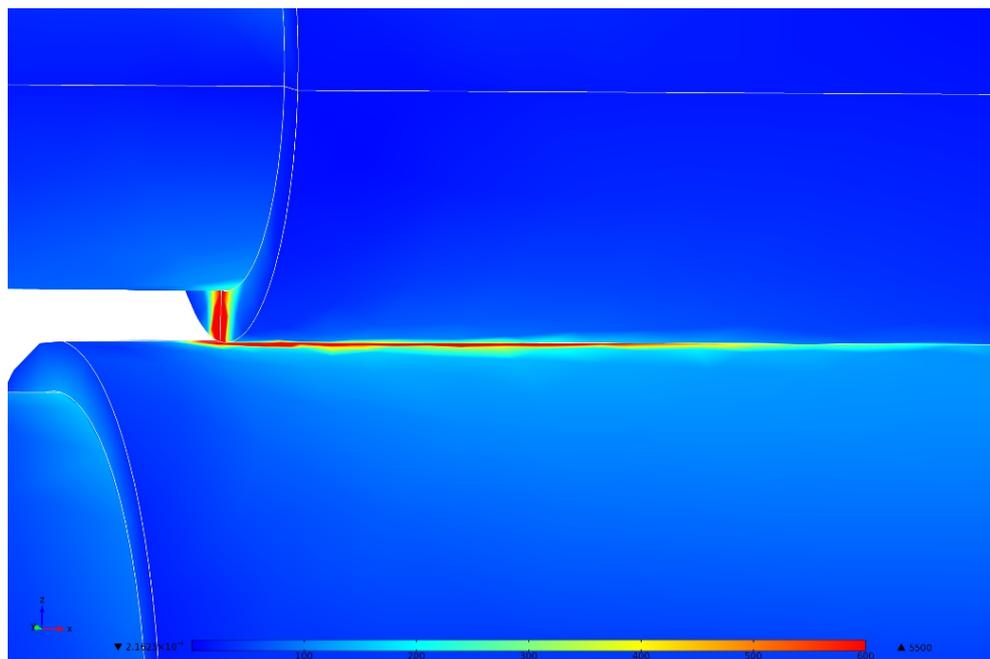


Abbildung A.4: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW ICDP, mit GGB

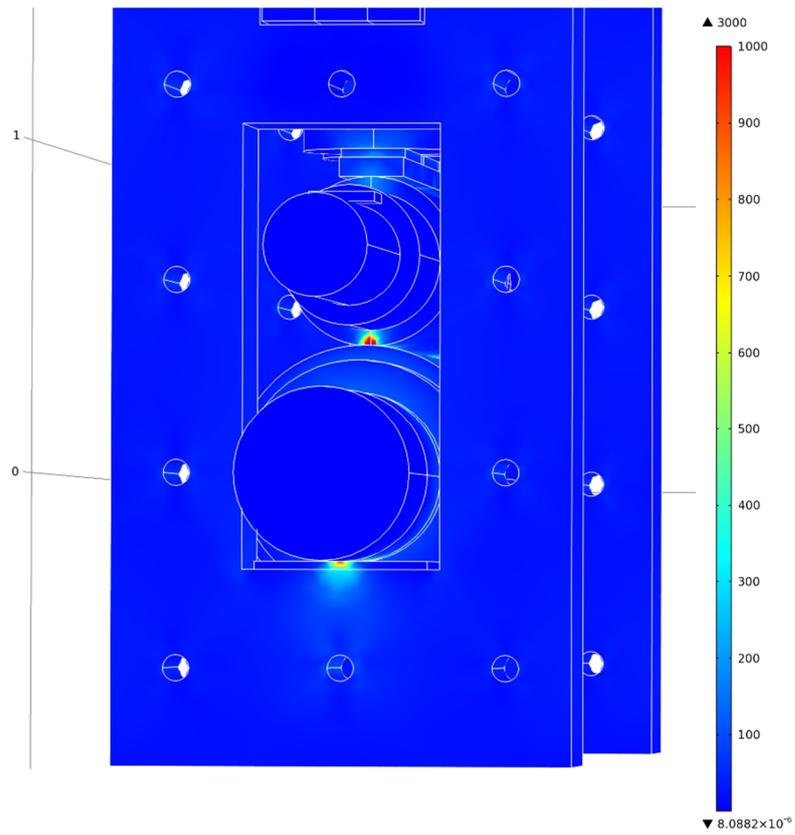


Abbildung A.5: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW ICDP, ohne GGB

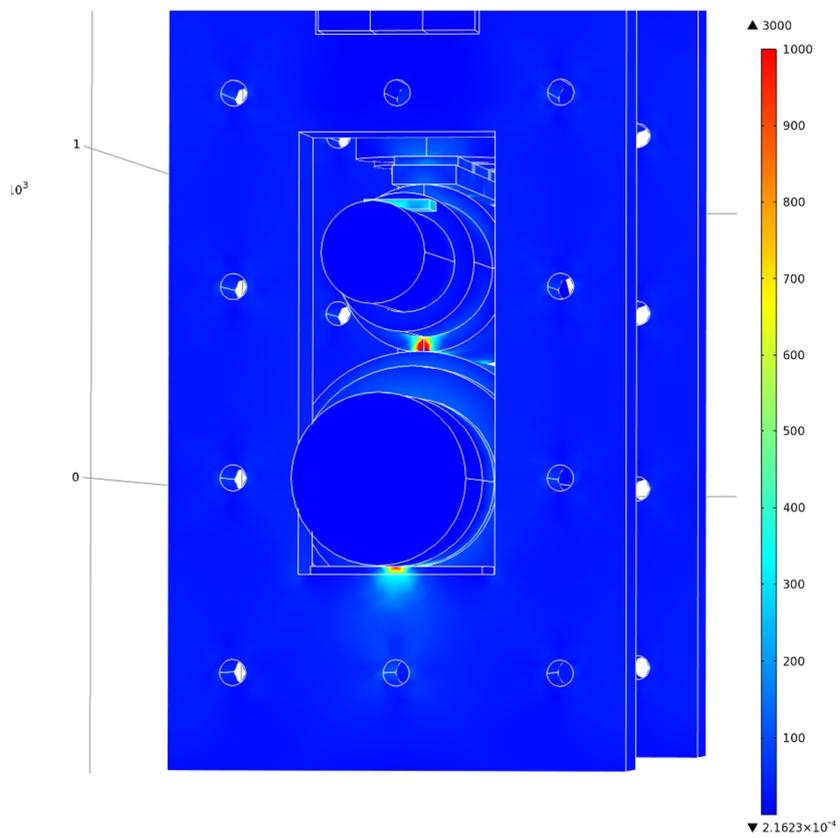


Abbildung A.6: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW ICDP, mit GGB

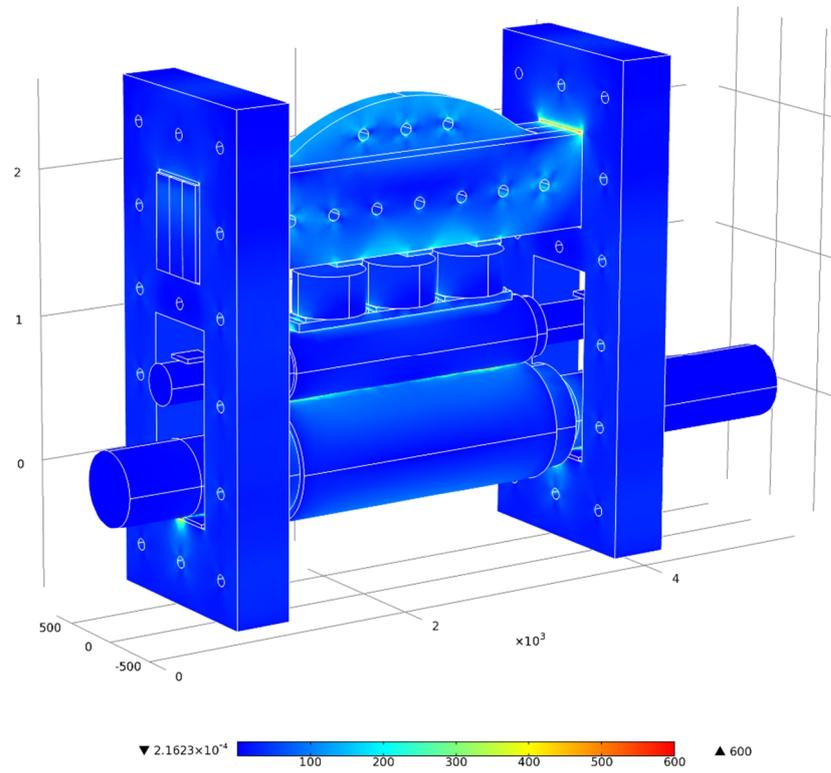


Abbildung A.7: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW HiCr, ohne GGB

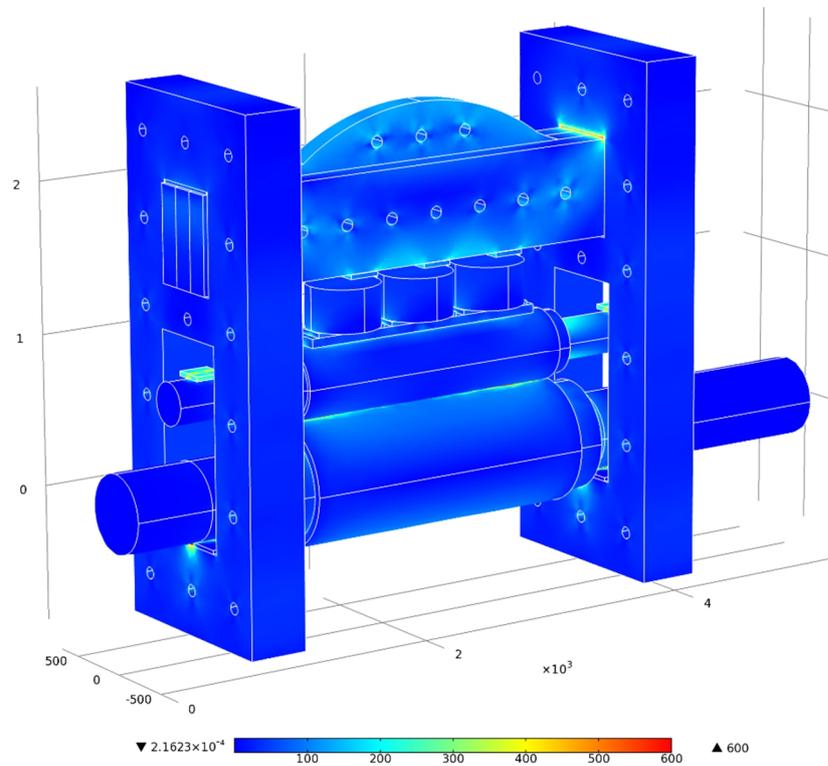


Abbildung A.8: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW HiCr, mit GGB

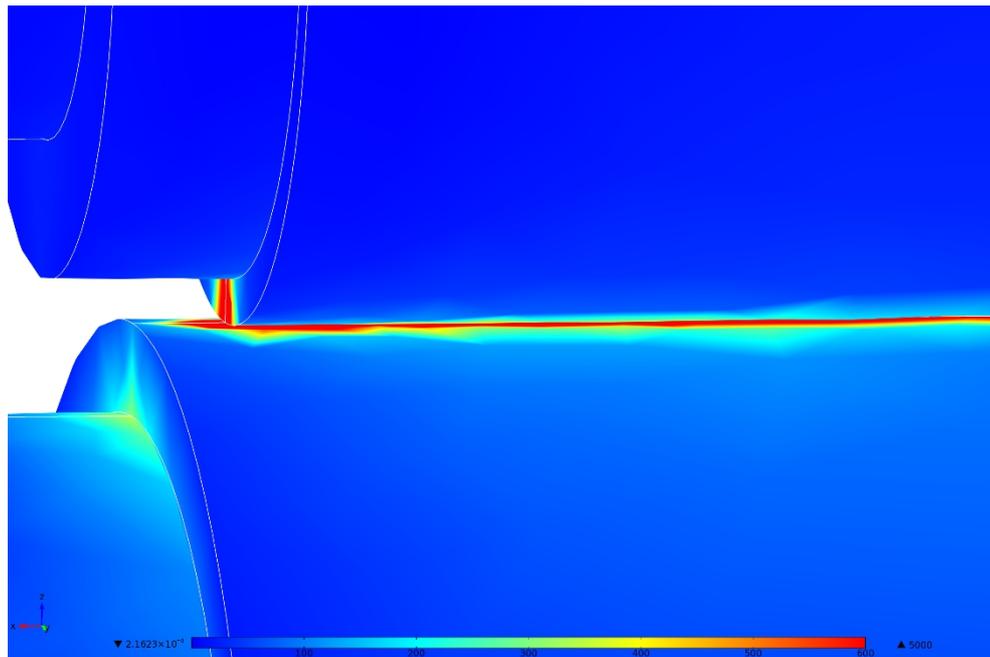


Abbildung A.9: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW HiCr, ohne GGB

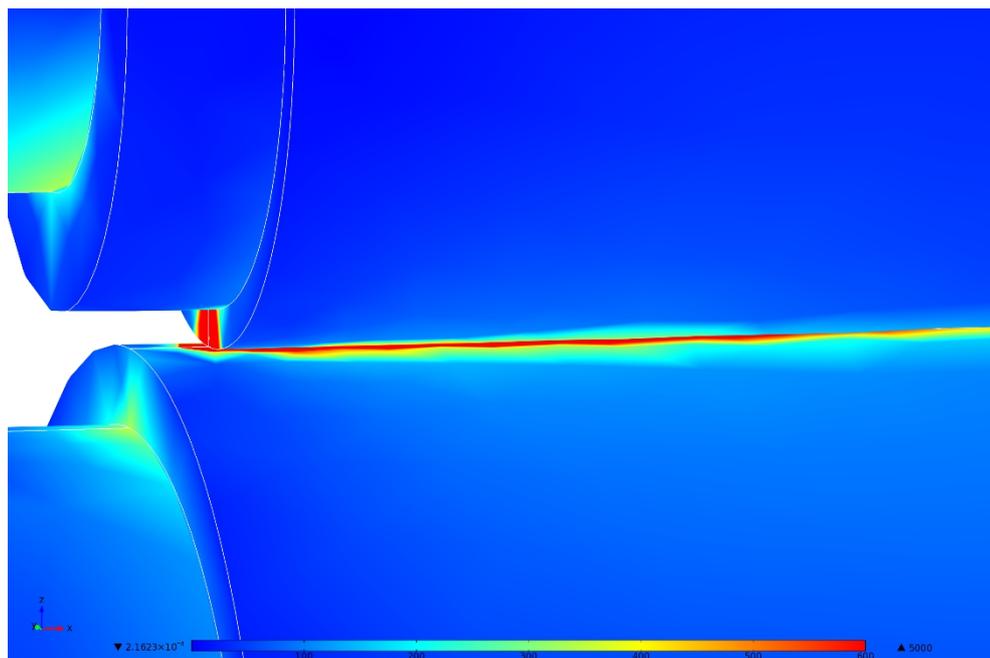


Abbildung A.10: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW HiCr, mit GGB

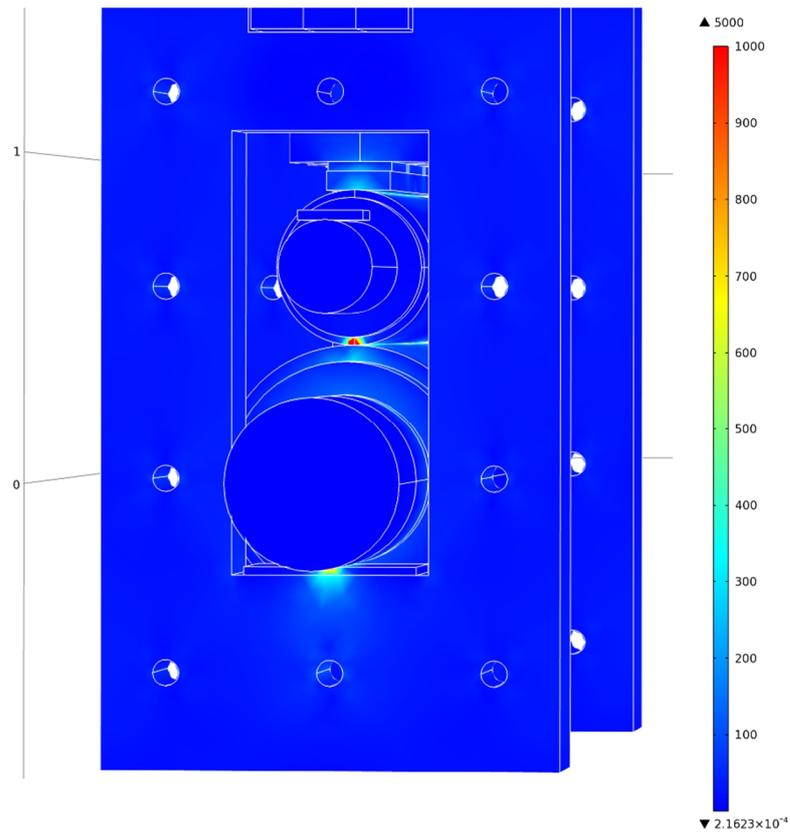


Abbildung A.11: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW HiCr, ohne GGB

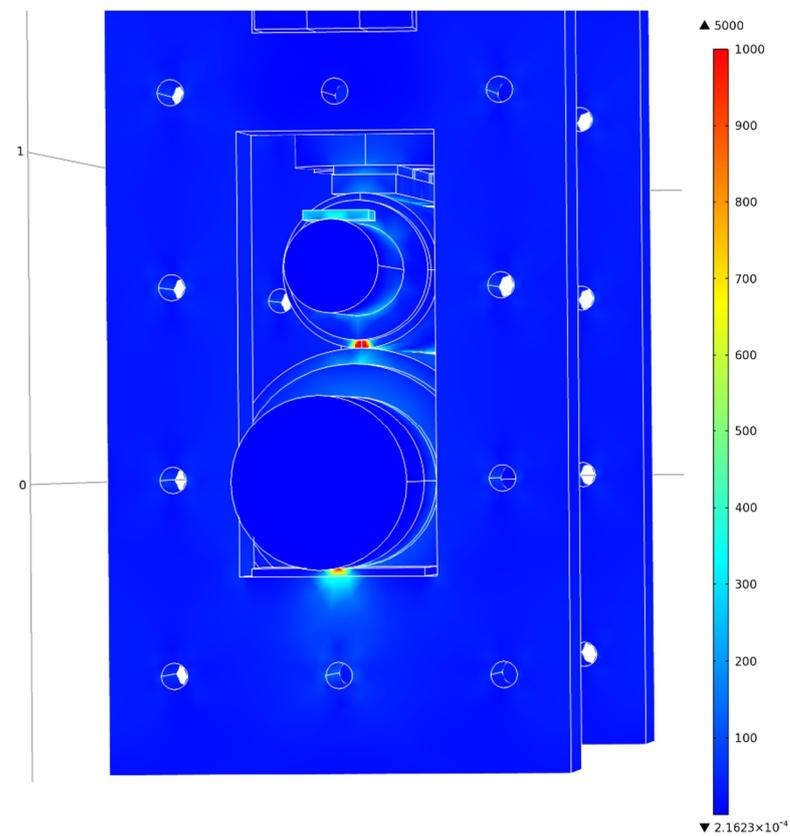


Abbildung A.12: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW HiCr, mit GGB

A.2 Verschiebungen aus FE-Simulation

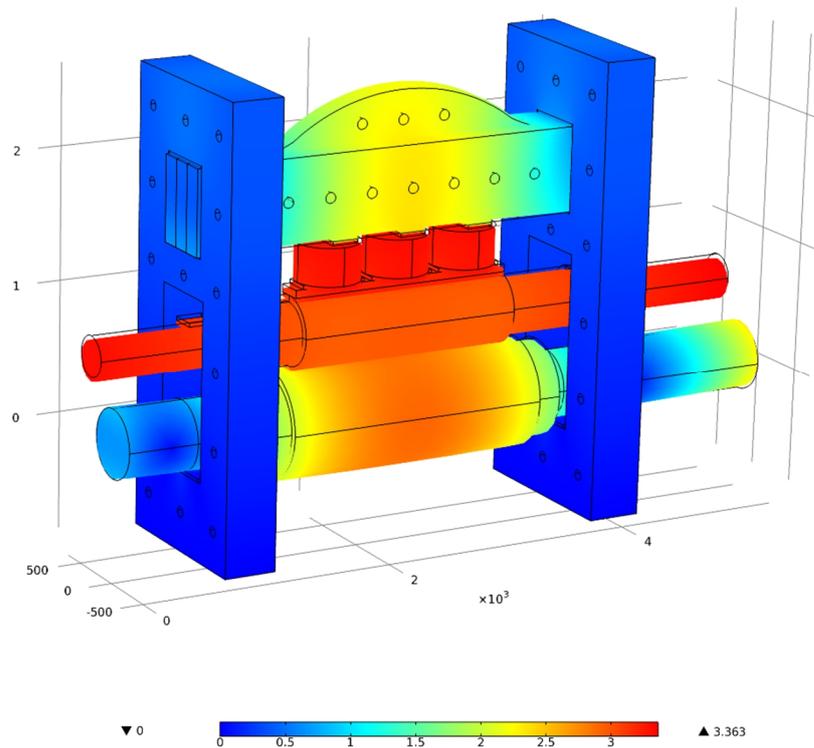


Abbildung A.13: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW ICDP, ohne GGB

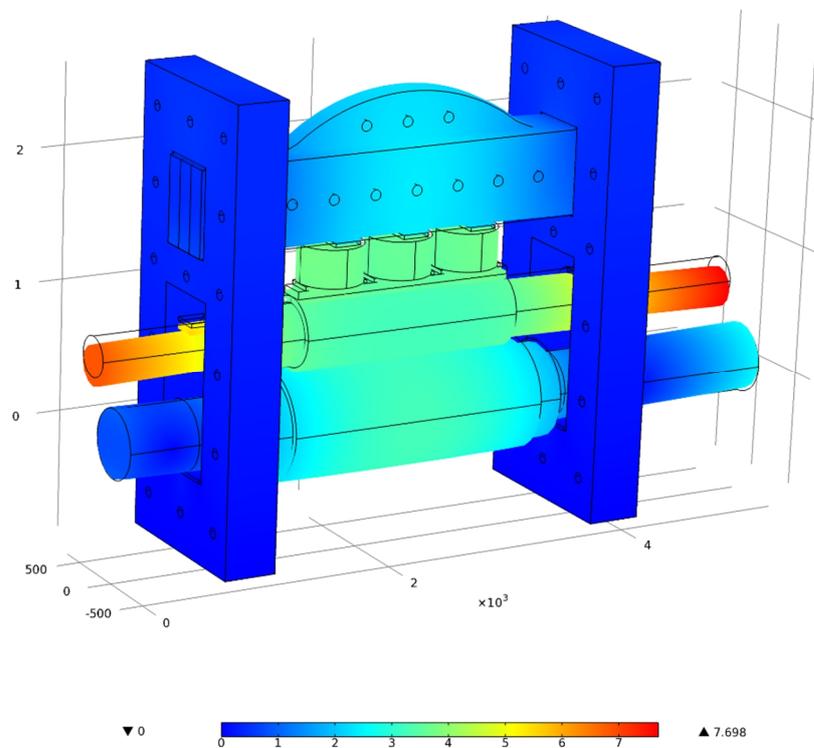


Abbildung A.14: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW ICDP, mit GGB

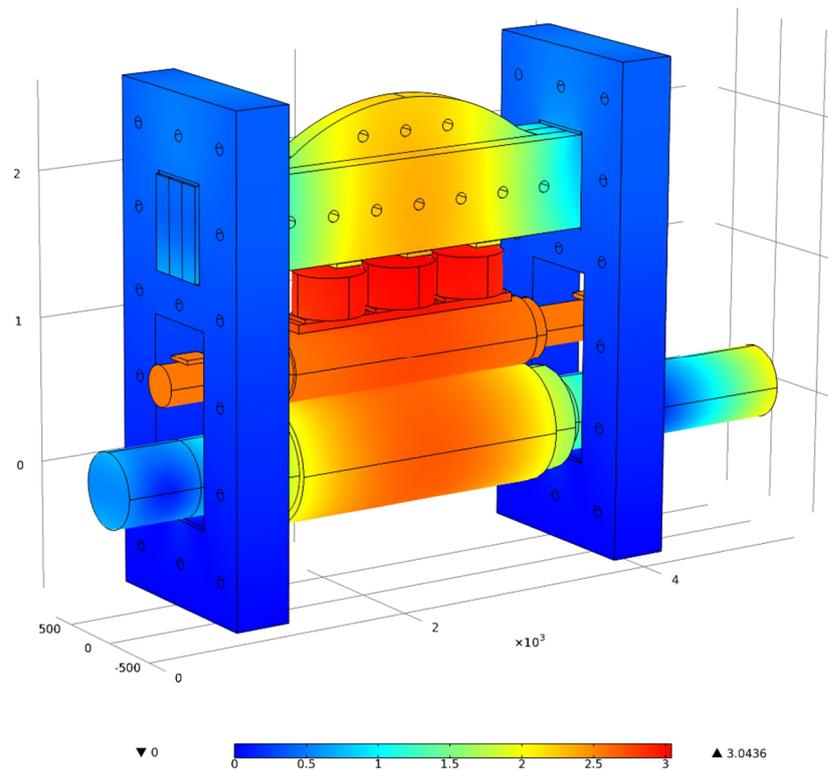


Abbildung A.15: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW HiCr, ohne GGB

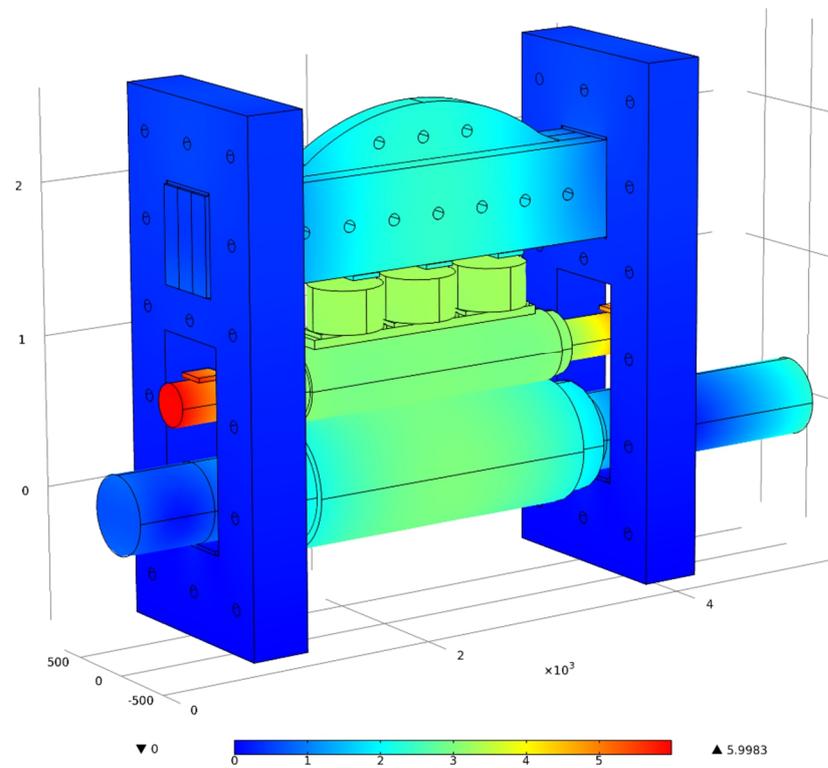


Abbildung A.16: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW HiCr, mit GGB

A.3 Walzenzeichnungen

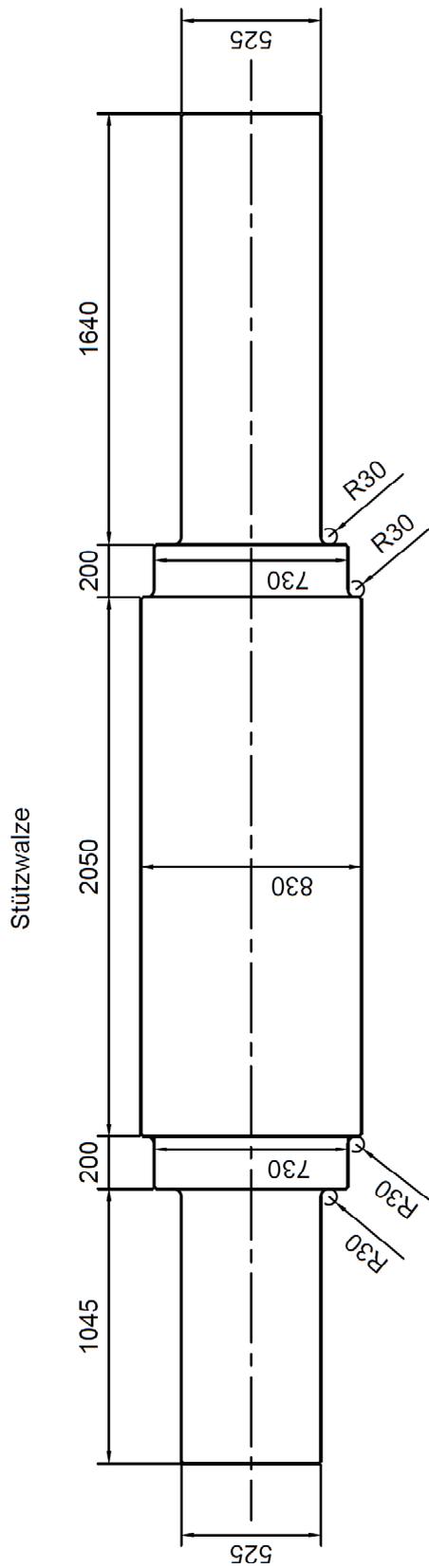


Abbildung A.17: Maße Stützwalze

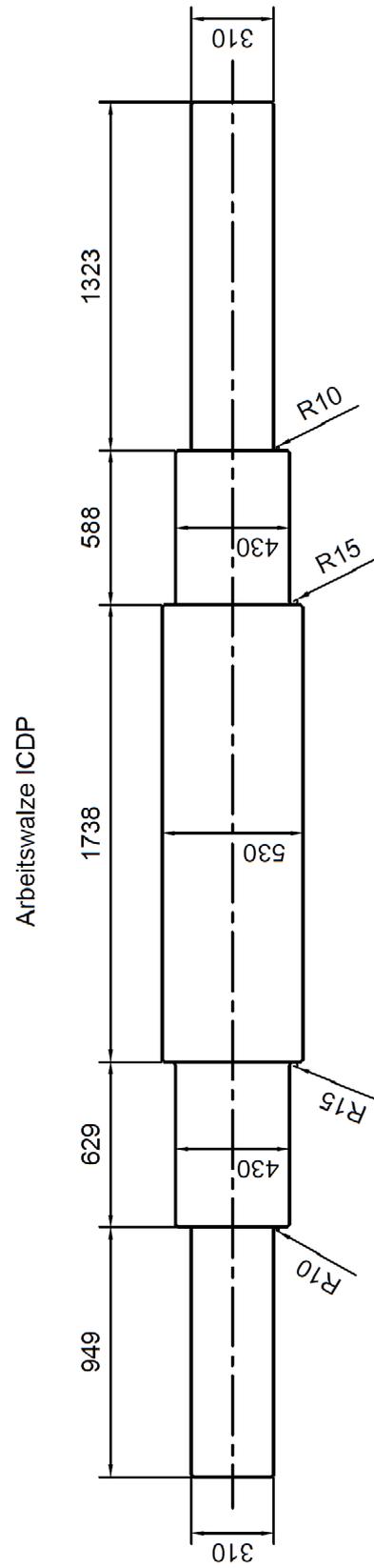


Abbildung A.18: Maße AW ICDP

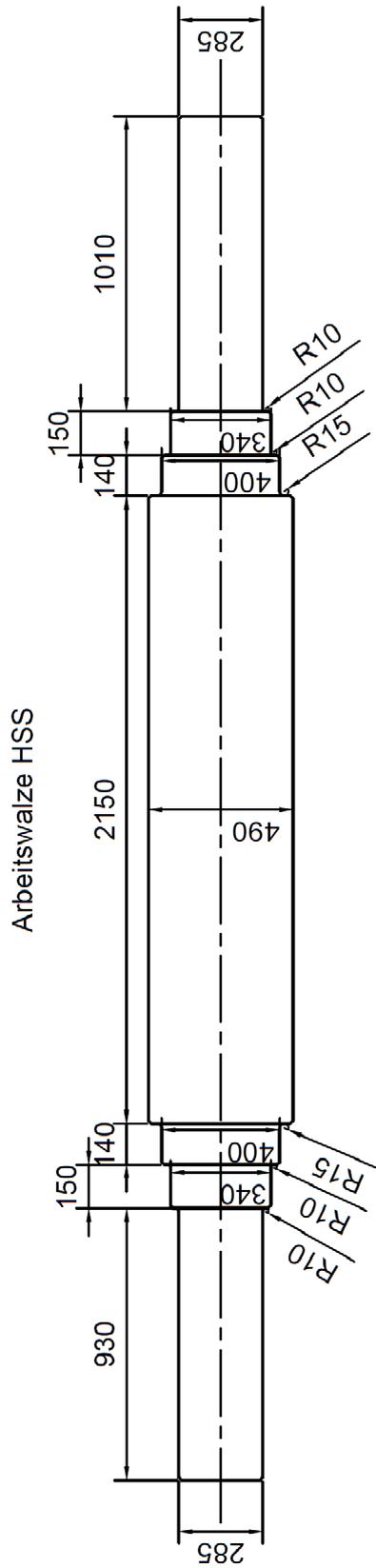


Abbildung A.19: Maße AW HSS

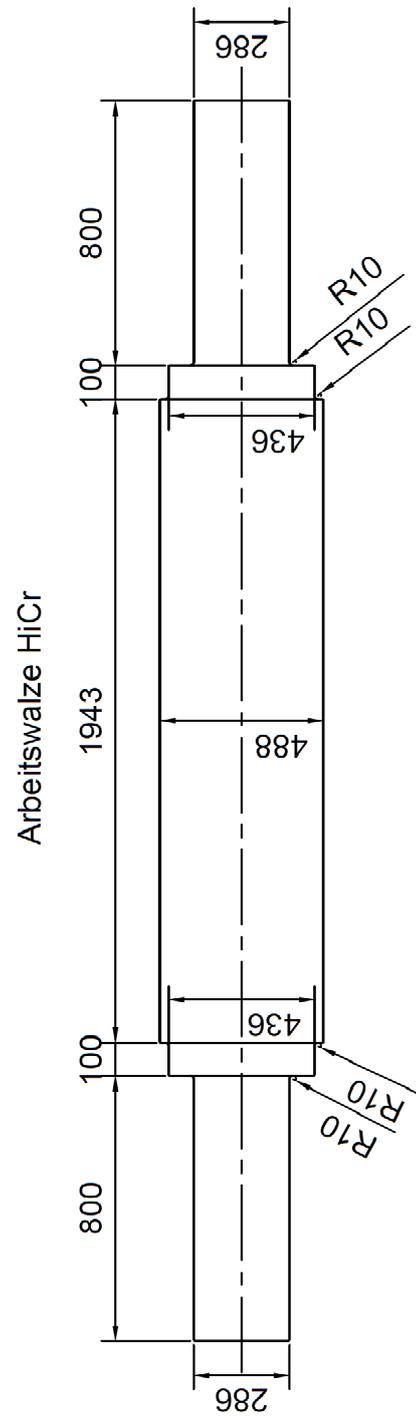


Abbildung A.20: Maße AW HiCr

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abbildung 1.1: Weltstahlerzeugung 1970/2016 (Mio. Tonnen/Jahr) [1]..... | 7 |
| Abbildung 1.2: Welt-Rohstahlproduktionen nach Regionen (Anteile in %) [1]..... | 8 |
| Abbildung 1.3: Rohstahlproduktion und Kapazitätsauslastung in Deutschland [1] | 8 |
| Abbildung 1.4: Stahlerzeugung in Deutschland nach Werkstoffgruppen [1] | 9 |
| Abbildung 2.1: Einteilung der Gusseisernen Walzen [11]..... | 13 |
| Abbildung 2.2: Einteilung der Stahlgusswalzen (C-Gehalt < 2,06 %) [11]..... | 13 |
| Abbildung 2.3: Einteilung der Schmiedestahlwalzen [11]..... | 14 |
| Abbildung 2.4: Unterschiedliche Walzenanordnungen in Walzgerüsten [17]..... | 15 |
| Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Herstellung von Grobblech: a) Erstellen der Blechbreite; b) Auswalzen auf Blechendlänge..... | 16 |
| Abbildung 2.6: Schematische Darstellung der Herstellung von Warmband..... | 16 |
| Abbildung 2.7: Prozessroute des Grobblechwalzwerkes der Dillinger Hütte [18] | 17 |
| Abbildung 2.8: Layoutbeispiele zur Erzeugung von Warmband [19] | 17 |
| Abbildung 2.9: Schema einer Verbundgusswalze [23]..... | 18 |
| Abbildung 2.10: Statisches Überlaufgießverfahren: a) Einguss des Mantelwerkstoffs; b), c) Nachguss Kernwerkstoff; d) Fertig gegossene Walze [23] | 20 |
| Abbildung 2.11: Schiebervverfahren [30]..... | 21 |
| Abbildung 2.12: Horizontales Schleudergießverfahren [32] | 22 |
| Abbildung 2.13: Vertikaler Schleuderguss [23]..... | 23 |
| Abbildung 2.14: Vertikaler Schleuderguss einer Walze [35] | 24 |
| Abbildung 2.15: Eingesetzte Mantelwerkstoffe in Warmbandwalzwerken [41] | 26 |
| Abbildung 2.16: Gefüge einer ICDP-Walze, Links: Mantelbereich (Schichtdicke ca. 40 mm), Mitte: Übergangszone (Dicke ca. 10 mm), Rechts: Kernbereich..... | 28 |
| Abbildung 2.17: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer ICDP-Walze [43] | 29 |
| Abbildung 2.18: Gefüge einer HSS-Walze: links: Arbeitsschicht, rechts: Übergangszone Arbeitsschicht-Kernwerkstoff | 31 |
| Abbildung 2.19: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer HSS-Walze [43]..... | 32 |
| Abbildung 2.20: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer Semi-HSS-Walze [43] | 34 |
| Abbildung 2.21: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer HiCr-Eisenwalze [43] | 35 |
| Abbildung 2.22: Härteverteilung in der Arbeitsschicht einer HiCr-Stahlwalze [43]..... | 36 |
| Abbildung 2.23: Verbundzone zwischen Chromeisen-Mantel und Stahlkern | 37 |
| Abbildung 3.1: Einteilung unterschiedlicher Formabweichungen [85] | 39 |
| Abbildung 3.2: Welligkeitsfehler [84] | 40 |
| Abbildung 3.3: Dickenprofil bei Flachquerschnitten [83] | 41 |
| Abbildung 3.4: Deformation der Quarto-Walzenpaare unter Last [86] | 41 |
| Abbildung 3.5: Möglichkeiten zur Vermeidung von Planheitsfehlern [84]..... | 43 |
| Abbildung 3.6: Konventionelle Walzenbombierungen [92] | 43 |
| Abbildung 3.7: Profilbeeinflussung durch CVC-Walzenschliff [93]..... | 43 |
| Abbildung 3.8: Planheitsregulierung durch Kombination mehrerer Stellglieder [84] | 44 |
| Abbildung 3.9: Systeme zur Schränkung von Walzen, a) Schränken der Stützwalzen, b) Schränken der Arbeitswalzen, c) Schränken beider Walzen..... | 45 |
| Abbildung 3.10: Beeinflussung des Bandprofils durch Walzenschränkung..... | 45 |
| Abbildung 3.11: Planheitsmessrolle [95] | 46 |
| Abbildung 3.12: Shapemeter-Looper-Messsystem [82]..... | 47 |
| Abbildung 3.13: Shape-Actimeter-System [82]..... | 47 |

| | |
|--|----|
| Abbildung 3.14: Ebenheitsmesssystem TopPlan [98]..... | 48 |
| Abbildung 4.1: Schematische Darstellung einer Quarto-Walzenanordnung | 50 |
| Abbildung 4.2: 3D-Modell Prüfstand | 51 |
| Abbildung 4.3: FE-Simulation Rahmen, $F = 17,6 \text{ MN}$, links: Vergleichsspannung; rechts: Deformation | 53 |
| Abbildung 4.4: FE-Simulation Traverse, $F = 35,2 \text{ MN}$, oben: Vergleichsspannung; unten: Durchbiegung | 53 |
| Abbildung 4.5: Laufschiene | 54 |
| Abbildung 4.6: Verschiebewagen | 54 |
| Abbildung 4.7: Blechtafeln für beide Rahmen | 54 |
| Abbildung 4.8: Außenteil eines Rahmens mit angebauten Dreiecksstützen | 54 |
| Abbildung 4.9: Aufrichten und Montage der ersten Rahmenteile | 55 |
| Abbildung 4.10: Hydraulisches Spannsystem zum Verspannen der Lamellen..... | 55 |
| Abbildung 4.11: Geöffneter Prüfstand zur Montage der Walzen | 56 |
| Abbildung 4.12: Prüfstand mit eingebauten Walzen und Schwerlastzylindern | 57 |
| Abbildung 4.13: Seitenansicht Prüfstand | 57 |
| Abbildung 4.14: Positionen der DMS entlang der Ballenlänge und des Umfangs | 58 |
| Abbildung 4.15: Applizierte Dehnungsmessstreifen entlang der Walzenballen..... | 59 |
| Abbildung 4.16: Multiplexer zur Erweiterung der Messsignale | 59 |
| Abbildung 4.17: Hydraulikaggregat..... | 60 |
| Abbildung 4.18: Gegenbiegezyylinder auf Arbeitswalzenzapfen..... | 61 |
| Abbildung 4.19: Mohr'scher Dehnungskreis | 63 |
| Abbildung 5.1: Darstellung der Oberflächenspannungen bei Biegebelastung..... | 67 |
| Abbildung 5.2: Balkenelement mit zwei Knoten in einem u,v-Koordinatensystem..... | 69 |
| Abbildung 5.3: Ansatzfunktion Balkenelement [103] | 69 |
| Abbildung 5.4: Linienberührung zweier Zylinder, links: Darstellung der Abplattung, rechts: Druckverteilung p_H über die Kontaktbreite $2a$ [107]..... | 72 |
| Abbildung 5.5: Verteilung der Spannungen im Kontaktbereich zweier Walzen [110] | 73 |
| Abbildung 5.6: Balkenmodell Elementaufteilung Arbeitswalze..... | 77 |
| Abbildung 5.7: Balkenmodell Elementaufteilung Stützwalze | 77 |
| Abbildung 5.8: Modell des Prüfstandes zur FE-Simulation, $l_{AW} > l_{SW}$ | 80 |
| Abbildung 5.9: Ausschnitt Prüfstand mit vernetzter Arbeits- und Stützwalze, $l_{AW} < l_{SW}$ | 80 |
| Abbildung 5.10: Vergleichsspannung – AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$, ohne GGB | 81 |
| Abbildung 5.11: Vergleichsspannung – AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$, GGB 2 MN | 82 |
| Abbildung 5.12: Vergleichsspannung Kontakt AW-SW, $F = 26 \text{ MN}$, ohne GGB | 82 |
| Abbildung 5.13: Vergleichsspannungen - AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$; links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN..... | 83 |
| Abbildung 5.14: Verschiebungen – AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$, ohne GGB..... | 83 |
| Abbildung 5.15: Verschiebungen – AW HSS, $F = 26 \text{ MN}$, GGB 2 MN | 84 |
| Abbildung 5.16: Um 1° geschränkte ICDP-Arbeitswalze | 85 |
| Abbildung 5.17: Abgerissener Zapfen Arbeitswalze HiCr | 86 |
| Abbildung 5.18: Darstellung a) reine Biegung, b) Querkraftbiegung [115] | 88 |
| Abbildung 5.19: Betrachtung a) unverformtes, b) verformtes Balkenelement [115] | 88 |
| Abbildung 5.20: Normalspannungsverteilung Stützwalze; Arbeitswalze HSS | 89 |
| Abbildung 5.21: Normalspannungsverteilung Stützwalze; Arbeitswalze ICDP..... | 89 |
| Abbildung 5.22: Normalspannungsverteilung Stützwalze; Arbeitswalze HiCr..... | 90 |

| | |
|--|-----|
| Abbildung 5.23: Abweichung Normalspannungsverteilung Messung – FEM | 92 |
| Abbildung 5.24: Biegespannungsverteilung bei a) frei aufliegenden Balken, b) fest miteinander verbundenen Balken [116] | 93 |
| Abbildung 5.25: Beeinflussung der Biegelinie durch Gegenbiegung | 95 |
| Abbildung 5.26: Biegerandspannungen in Ballenmitte - Arbeitswalze HSS | 95 |
| Abbildung 5.27: Links: Biegerandspannung in Ballenmitte – Arbeitswalze HSS (2D-Schnitt); Rechts: Vergleich Messung – FE-Simulation | 96 |
| Abbildung 5.28: Biegerandspannungen in Ballenmitte - Arbeitswalze ICDP | 96 |
| Abbildung 5.29: Links: Biegerandspannung in Ballenmitte – Arbeitswalze ICDP (2D-Schnitt); Rechts: Vergleich Messung – FE-Simulation | 97 |
| Abbildung 5.30: Biegerandspannungen in Ballenmitte - Arbeitswalze HiCr | 97 |
| Abbildung 5.31: Links: Biegerandspannung in Ballenmitte – Arbeitswalze HiCr (2D-Schnitt); Rechts: Vergleich Messung – FE-Simulation | 98 |
| Abbildung 5.32: Messergebnisse der Biegerandspannung in Ballenmitte mit Gegenbiegung - Arbeitswalze HSS | 98 |
| Abbildung 5.33: Messergebnisse der Biegerandspannung in Ballenmitte mit Gegenbiegung - Arbeitswalze ICDP | 99 |
| Abbildung 5.34: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (HSS) - SW | 101 |
| Abbildung 5.35: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (ICDP) - SW | 102 |
| Abbildung 5.36: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (ICDP) - SW mit Schränkung | 103 |
| Abbildung 5.37: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (HiCr) – SW | 103 |
| Abbildung 5.38: Haftschubspannung Kontaktbereich AW (HiCr) – SW mit Schränkung | 104 |
| Abbildung 5.39: FE-Netz im Kontaktbereich Arbeitswalze (HSS) – Stützwalze | 105 |
| Abbildung 5.40: Kontaktspannung in Ballenmitte, Arbeitswalze HSS, links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN | 106 |
| Abbildung 5.41: Kontaktspannung an Ballenkante, Arbeitswalze HSS, links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN | 107 |
| Abbildung 5.42: Untersuchte Bereiche der Kontaktspannungen – AW HSS | 107 |
| Abbildung 5.43: Kontaktspannung in Ballenmitte, Arbeitswalze ICDP, links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN | 108 |
| Abbildung 5.44: Kontaktspannung an Ballenkante, Arbeitswalze ICDP, links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN | 109 |
| Abbildung 5.45: Untersuchte Bereiche der Kontaktspannungen – AW ICDP | 109 |
| Abbildung 5.46: Kontaktspannung in Ballenmitte, Arbeitswalze HiCr, links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN | 110 |
| Abbildung 5.47: Kontaktspannung an Ballenkante, Arbeitswalze HiCr, links: Ohne Gegenbiegung, rechts: Mit Gegenbiegung 2 MN | 110 |
| Abbildung 5.48: Untersuchte Bereiche der Kontaktspannungen – AW HiCr | 111 |
| Abbildung 5.49: FE-Simulation der Lagerverschiebung an der Stützwalze | 112 |
| Abbildung 5.50: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze HSS) | 113 |
| Abbildung 5.51: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze HSS), Berechnungsdaten nach Balkenmodell | 113 |
| Abbildung 5.52: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze ICDP) | 114 |
| Abbildung 5.53: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze ICDP), Berechnungsdaten nach Balkenmodell | 115 |
| Abbildung 5.54: Durchbiegung Stützwalze (Arbeitswalze HiCr) | 116 |
| Abbildung 5.55: Durchbiegung HSS-Arbeitswalze seitliche Randfaser | 118 |
| Abbildung 5.56: Durchbiegung ICDP-Arbeitswalze seitliche Randfaser | 119 |

| | |
|---|-----|
| Abbildung 5.57: Durchbiegung HiCr-Arbeitswalze seitliche Randfaser | 120 |
| Abbildung 5.58: Berechnung der Stützwalzendurchbiegung nach [121]..... | 120 |
| | |
| Abbildung A.1: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW ICDP, ohne GGB..... | 129 |
| Abbildung A.2: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW ICDP, mit GGB | 129 |
| Abbildung A.3: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW ICDP, ohne GGB..... | 130 |
| Abbildung A.4: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW ICDP, mit GGB | 130 |
| Abbildung A.5: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW ICDP, ohne GGB..... | 131 |
| Abbildung A.6: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW ICDP, mit GGB | 131 |
| Abbildung A.7: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW HiCr, ohne GGB..... | 132 |
| Abbildung A.8: Vergleichsspannungen Gesamtübersicht, AW HiCr, mit GGB | 132 |
| Abbildung A.9: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW HiCr, ohne GGB | 133 |
| Abbildung A.10: Vergleichsspannungen Kontaktbereich, AW HiCr, mit GGB | 133 |
| Abbildung A.11: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW HiCr, ohne GGB..... | 134 |
| Abbildung A.12: Vergleichsspannungen Rahmenseite, AW HiCr, mit GGB | 134 |
| Abbildung A.13: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW ICDP, ohne GGB | 135 |
| Abbildung A.14: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW ICDP, mit GGB | 135 |
| Abbildung A.15: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW HiCr, ohne GGB | 136 |
| Abbildung A.16: Verschiebungen Gesamtübersicht, AW HiCr, mit GGB..... | 136 |
| Abbildung A.17: Maße Stützwalze | 137 |
| Abbildung A.18: Maße AW ICDP | 137 |
| Abbildung A.19: Maße AW HSS..... | 138 |
| Abbildung A.20: Maße AW HiCr..... | 138 |

Tabellenverzeichnis

| | |
|---|-----|
| Tabelle 1.1: Einfluss des Rohrdurchmessers auf Durchsatz und Gewicht..... | 10 |
| Tabelle 2.1: Chemische Zusammensetzung und Härtewerte von IC-Walzen [43] | 27 |
| Tabelle 2.2: Umwertetabelle ShC – HV – HRC [44]..... | 27 |
| Tabelle 2.3: Zusammensetzung / Härte des Randbereichs von ICDP-Walzen [43]..... | 29 |
| Tabelle 2.4: Härtewerte typischer Karbide [39]..... | 30 |
| Tabelle 2.5: Zusammensetzung / Härte von HSS- und Semi-HSS-Walzen [43] | 31 |
| Tabelle 2.6: Zusammensetzung / Härte von hochchromhaltigen Walzen [43] | 36 |
| Tabelle 2.7: Mechanische Eigenschaften unterschiedlicher Mantelwerkstoffe | 37 |
| Tabelle 2.8: Mechanische Eigenschaften unterschiedlicher Kernwerkstoffe | 38 |
| Tabelle 4.1: Umrechnung Betriebsdruck in wirkende Kraft | 60 |
| Tabelle 5.1: Untersuchte Arbeits- und Stützwalzen..... | 67 |
| Tabelle 5.2: Abweichung in Ballenmitte Normalspannung Messung-Rechnung | 91 |
| Tabelle 5.3: Haftschubspannungen Arbeitswalze – Stützwalze [MPa] | 105 |
| Tabelle 5.4: Abweichung Durchbiegung SW in Ballenmitte Messung - Rechnung..... | 116 |
| Tabelle 5.5: Vergleich der Durchbiegungen der Walzen in Ballenmitte | 117 |
| Tabelle 5.6: Parameterstudie Durchbiegungsberechnung nach Emicke | 121 |
| Tabelle 5.7: Abweichung Messergebnisse – Berechnungsergebnisse nach Emicke..... | 122 |

Abkürzungsverzeichnis

| | |
|------------|---|
| 1D, 2D, 3D | ein-, zwei-, dreidimensional |
| AW | Arbeitswalze |
| C | Kohlenstoff |
| CCD | charge-coupled device |
| Cr | Chrom |
| CNC | Computerized Numerical Control (Rechnergestützte Steuerung) |
| CVC | Continuous Variable Crown |
| DMS | Dehnungsmessstreifen |
| F1...7 | Gerüste der Fertigungsstraße in einem Warmbandwalzwerk |
| Fe | Eisen |
| FEM | Finite-Element-Methode |
| GGB | Gegenbiegung |
| GPa | Gigapascal |
| HiCr | Hoch-Chromhaltige Stähle |
| HRC | Härtewert nach Rockwell |
| HSS | High Strength Steel |
| HV | Härtewert nach Vickers |
| IC | Indefinite Chill |
| ICDP | Indefinite Chill Double Poured |
| ITM | Institut für Technologien der Metalle |
| MN | Meganewton |
| Mn | Mangan |
| Mo | Molybdän |
| MPa | Megapascal |
| Ni | Nickel |
| ShC | Härtewert nach Shore |
| Si | Silizium |
| SW | Stützwalze |
| V | Vanadium |
| W | Wolfram |

Symbolverzeichnis

| Symbol | Bedeutung | Einheit |
|--------------------|---|--------------------|
| a | Halbe Kontaktbreite Hertz'sche Pressung | [mm] |
| \mathbf{A}_i | Boole'sche Zuordnungsmatrix | [-] |
| A | Querschnittsfläche | [mm ²] |
| A_s | Schubfläche | [mm ²] |
| b | Bandbreite | [mm] |
| \mathbf{B} | Zeilenvektor einer Ansatzfunktion | [gemischt] |
| d | Zapfendurchmesser | [mm] |
| D | Ballendurchmesser | [mm] |
| \mathbf{D} | Materialmatrix | [MPa] |
| $\mathbf{d}_{e,i}$ | Knotenverschiebungen | [gemischt] |
| e | Abstand Lager – Ballenkante | [mm] |
| E | Elastizitätsmodul | [MPa] |
| ε | bezogene Abmessungsänderung (Dehnung) | [%] |
| \mathbf{f}_i | Knotenkräfte | [gemischt] |
| F_G | Gegenbiegekraft | [N] |
| F_N | Normalkraft | [N] |
| F_w | Walzkraft | [N] |
| $F_{x,y,z}$ | Volumenkräfte | [N] |
| G | Schubmodul | [MPa] |
| γ | Scherung | [-] |
| I | Flächenmoment | [mm ⁴] |
| \mathbf{K} | Elementsteifigkeitsmatrix | [gemischt] |
| κ | Schubkorrekturfaktor | [-] |
| l | Kontaktlänge | [mm] |
| L_B | Ballenbreite | [mm] |
| L_e | Abstand zwischen Knotenpunkten | [mm] |
| L_L | Lagerabstand | [mm] |
| $M(x)$ | Biegemoment | [Nmm] |
| ∇ | Nabla-Operator | [-] |

| SymbolBedeutung | | Einheit |
|------------------------|--|----------------|
| N_e | Ansatzfunktion | [gemischt] |
| $N_{i,j}$ | Formfunktionen Hermite-Polynome Einheitsverschiebungen | [-] |
| $\bar{N}_{i,j}$ | Formfunktionen Hermite-Polynome Einheitsneigungen | [-] |
| p_H | Maximalwert Hertz'sche Pressung | [MPa] |
| P | Linienkontaktlast | [N/mm] |
| $Q(x)$ | Querkraft | [N] |
| ρ | Radius | [mm] |
| Π | Potential innerer Kräfte | [Nmm] |
| $\psi_{i,j}$ | Knotenpunktneigungen | [rad] |
| σ | Normalspannung | [MPa] |
| σ_m | Mittelspannung | [MPa] |
| τ | Schubspannung | [MPa] |
| ν | Querdehnzahl | [-] |
| $v_{i,j}$ | Knotenpunktverschiebungen | [mm] |
| w | Knotenverschiebung (Verallgemeinert) | [mm] |
| $w_b(x)$ | Durchbiegung infolge Biegemoment | [mm] |
| w_K | Durchbiegung an Ballenkante | [mm] |
| w_M | Durchbiegung in Ballenmitte | [mm] |
| $w(P)$ | Summenkontaktverformung | [mm] |
| $w_s(x)$ | Durchbiegung infolge Schubeinfluss | [mm] |
| $w(x)$ | Gesamtdurchbiegung | [mm] |
| ξ | Bezogene Längskoordinate | [-] |
| x | Längskoordinate | [mm] |

Literaturverzeichnis

- [1] Wirtschaftsvereinigung Stahl, „Fakten zur Stahlindustrie in Deutschland 2016,“ [Online]. Available: <http://www.stahl-online.de>. [Zugriff am 22. Juni 2017].
- [2] A. I. Lurje, Räumliche Probleme der Elastizitätstheorie, Berlin: Akademie Verlag, 1963.
- [3] S. P. Timoschenko, Theory of Elasticity (Engineering Mechanics Series), Auckland etc: McGraw-Hill, Inc., 3rd Ed., 1970.
- [4] R. Steinbuch, Simulation im konstruktiven Maschinenbau (Anwendung von FEM- und verwandten Systemen in der Konstruktion), München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2004.
- [5] G. Pahl und Z. Zhang, „Dynamische und thermische Ähnlichkeiten in Baureihen von Schaltkupplungen,“ *Konstruktion*, Nr. 36, S. 421-426, 1984.
- [6] O. Pawelski und V. Schuler, „Versuche zum Regeln der Planheit von Band,“ *Stahl und Eisen*, Nr. 90, S. 1214-1222, 1970.
- [7] J. Schwarzer, „Entwicklung eines mathematischen Modells zur Ermittlung der Auffederung eines Quarto-Gerüsts bei besonderer Berücksichtigung des Walzeneinbaus,“ Diss. TU Clausthal, 1971.
- [8] H. Hertz, „Über die Berührung fester elastischer Körper,“ *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, Nr. 92, S. 156-171, 1881.
- [9] J. Betten, „Beitrag zur Ermittlung Airischer Spannungsfunktionen als Grundlage der Berechnung der Walzenabplattung,“ *Archiv für das Eisenhüttenwesen*, Nr. 42, S. 9-11, 1971.
- [10] W. Meindl, „Walzenabplattung unter Berücksichtigung der Kontaktschubspannungen,“ *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*, Nr. 1, S. 159-160, 2002.
- [11] G. Spur und T. Stöferle, Handbuch der Fertigungstechnik. Band 2 / 1. Umformen., München: Hanser, 1983.
- [12] L. Caithness, S. Cox und S. Emery, „Surface behavior of HSS in hot strip mills,“ *Proceedings of the Rolls 2000+ Conference, Birmingham, UK*, 1999.
- [13] G. Kemshall, „Roll types and their usage,“ *Steel Times 202 Nr. 7/8*, S. 499-500, 1974.

- [14] D. Cosset, J.-C. Werquin, J. Bocquet und u.a., „Use of high speed steel rolls on the finishing stands of Sollacs hot strip mills,“ *METEC Congress 94: 6th International Rolling Conference, Düsseldorf. Proc., Vol. 2: Hot rolling of flat products. Cold Rolling. Non ferrous metals.*, S. 52-58, 1994.
- [15] R. Webber, „Preferred Roll Specification for Rolling Ferrous Materials in Hot Strip Mills,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron and Steel Society, Inc., 2002, S. 289-307.
- [16] K. H. Ziehenberger und M. Windhager, „State of the art work rolls for hot rolling flat products,“ *CONAC 2007 - 3rd Steel Industry Conference and Exposition, Monterrey, Mexiko.*
- [17] K. H. Schröder, „A Basic Understanding of the Mechanics of Rolling Mill Rolls,“ *ESW-Handbook*, Eisenwerk Sulzau-Werfen, 2003.
- [18] VDEh Walzwerksausschuss, Arbeitsausschuss Flachprodukte - Berichte, Dillingen, 30.03-31.03. 2004.
- [19] W. Bald, G. Knepe, D. Rosenthal und P. Sudau, „Innovative Technologie zur Bänderzeugung,“ *Stahl und Eisen*, Bd. 119, Nr. 9, S. 77-85, 1999.
- [20] K. Hwang, S. Lee und H. Lee, „Effects of alloying elements on microstructure and fracture properties of cast high speed steel rolls. Part I: Microstructural analysis,“ *Material Science and Engineering*, Nr. A254, S. 282-295, 1998.
- [21] J. A. Schey, in *Tribology in Metalworking, chapter 6.4.5*, UMI, USA, 1984.
- [22] V. Goryany und P. J. Mauk, „Warmwalzwerke - Moderne Werkstoffe für gegossene Walzen,“ *Giesserei 94, Nr. 7*, S. 32-51, 2007.
- [23] V. Goryany und P. J. Mauk, „Verfahren zur Herstellung gegossener Walzen für Warmwalzwerke,“ *Giesserei 94, Nr. 2*, S. 60-63, 2007.
- [24] O. Johannsen, *Geschichte des Eisens*, Düsseldorf: VDEh, 1925.
- [25] H. E. Cooksen, *Early Roll Founding, Band 2*, Foundry Trade J., 1953.
- [26] E. Schüz, „Aus der frühesten Geschichte des Hartguß,“ in *Giesserei 22*, 1935, S. 22-26.
- [27] J. B. Mees, „The Metallurgy of Indefinite Chill Cast Iron,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron and Steel Society, Inc., 2002, S. 41-47.

- [28] F. Martiny und M. Sinnaeve, „Vertical Spin Casting of Work and Backup Rolls,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron and Steel Society, Inc., 2002, S. 161-166.
- [29] F. Martiny und M. Sinnaeve, „Improved Roughing Work Rolls for the Hot Rolling of Low Carbon and Stainless Steel,“ in *43rd MWSP Conference, Proceedings*, Charlotte, NC, USA, 2001, S. 683-692.
- [30] W. Hattwig und M. Wichert, „Einrichtung und Verfahren zum Gießen von Verbundgußwalzen,“ in *Int. Cl.: B 22 D 19-00, P 23 19208.7-24, DT-AS 2319208. Anmeldung 16.04.73, Bekanntmachung 03.04.75. Rhestahl-Giesserei AG, Mülheim*, 1973.
- [31] J. R. Valentine, „Horizontal Centrifugal Casting,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron and Steel Society, Inc., 2002, S. 153-159.
- [32] M. Windhager, J. Girardi und K. Maier, „Walzenguss: Vom Wegwerfprodukt zum umweltschonenden High-Tech-Werkzeug,“ in *Giesserei-Rundschau 51, Heft 5/6*, 2004, S. 100-102.
- [33] W. Patt, „Walzen, Walzenwerkstoffe und ihre Bearbeitung,“ in *Technische Mitteilungen 69, Nr. 11*, 1976, S. 578-587.
- [34] P. Harper, „Manufacture of Cast Iron Rolls,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron & Steel Society, Inc., 1990, S. 87-94.
- [35] N. Janco, *Centrifugal Casting*, Des Plaines: American Foundrymen's Society, Inc., 1988.
- [36] K. W. Marsden, „Review of Traditional Roll Manufacture,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron & Steel Society, Inc., 2002, S. 133-152.
- [37] H. J. Bargel und G. Schulze, *Werkstoffkunde*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.
- [38] A. Paar, M. Brandner, L. Elizondo, T. Trickl, C. Béal und C. Sommitsch, „From ICDP to (graphitized) HSS: Sophisticated Work Roll Grades for highest demands in Rolling Mills for Flat Products,“ in *10th International Rolling Conference and the 7th European Rolling Conference - Rolling 2016*, Graz, The Austrian Society for Metallurgy and Materials, 2016, S. 930-939.
- [39] J. Lecomte-Beckers, M. Sinnaeve und J. Tchuindjang T, „New Trends in Hot Strip Mill Rouhing Mills: Characterization of High Chromium Steel and Semi-HSS Grades,“ *AISTech 2011 Proceedings - Volume 1*, S. 1771-1782, 2011.

- [40] D. B. Collins, „The Metallurgy of High Speed Steel Rolls,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron and Steel Society, Inc., 2002, S. 83-91.
- [41] N. Oda, P. Fleiner und T. Hattori, „Latest Developments of a New Technology HSS Work Roll for Later Stands (F4-F7) in Hot Strip Mill Finishing Trains,“ *Iron & Steel Technology*, S. 56-62, November 2013.
- [42] Y. Sano, T. Hattori und M. Haga, „Characteristica of High-carbon High-Speed Steel Rolls for Hot Strip Mills,“ *ISIJ International*, 32, Nr.11, S. 1194-1201, 1992.
- [43] Union Electric Steel, [Online]. Available: www.uniones.com. [Zugriff am 13. März 2017].
- [44] ASTM E 140-79, Standard Hardness Conversion Tables for Metals.
- [45] S. Atamert, I. Kayahan, S. Acur und andere, „Back-up rolls: new surface, new life,“ *Rolls 2000*, 28.-29. März 1996, Birmingham, U.K., S. 547-557, 1996.
- [46] I. McCorry, „The development of a cast 5,“ in *Rolls 2000, Advances in Mill Roll Technology*, Birmingham, 12.-14. April 1999.
- [47] M. Tahir und B. Widell, „Roll Wear Evaluation of HSS, NiCr and IC Work Rolls in Hot Strip Mills,“ in *Steel Research International* 74, Nr. 10, 2003, S. 624-630.
- [48] J. Lecomte-Becker, L. Terziev und J. -P. Breyer, „Operational Properties of Rollers made from graphitized Chromium Cast Iron,“ in *Stal* 1, 2000, S. 46-50.
- [49] R. Voigt und S. Holmgren, „Crack initiation and propagation in grey and compacted graphite (GG) cast iron,“ in *Transactions of the American Foundrymen Society* 98, 1990, S. 213-225.
- [50] L. Medovar, A. Zykulenko und V. Schevtschenko, „Moderne Walzenwerkstoffe. Anforderungen, Werkstoffe und Herstellungsverfahren,“ in *Problemy Sovremennoi Elektrometallurgii*, Nr. 1, 2001, S. 34-48.
- [51] Y. Kang, J. Oh, H. Lee und andere, „Effects of Carbon and Chromium Additions on the Wear Resistance and Surface Roughness of Cast High Speed Steel Rolls,“ in *Metallurgical and Material Transactions* 32A, 2001, S. 2515-2525.
- [52] K. Goto, Y. Matsuda, K. Sakamoto und andere, „Characteristics and Microstructure of High-carbon High-Speed Steel Rolls for Hot Rolling Mill,“ in *ISIJ International* 32, Nr. 11, 1992, S. 1184-1189.

- [53] P. Munther, R. Webber und J. Lenard, „Evaluation of the coefficient of friction for HSS rolls from hot strip mill log book data,“ in *37th Mechanical Working and Steel Processing Conference*, 22.-25. Oktober 1995, Hamilton, Ontario, Kanada, 1995, S. 39-45.
- [54] M. Hashimoto, S. Otomo, K. Yoshida und andere, „Development of High-performance Rolls by Continuous Pouring Process for Cladding,“ in *ISIJ International* 32, Nr. 11, 1992, S. 1202-1210.
- [55] M. Hashimoto, T. Kawakami und R. Kurahashi, „Characteristics and applications of high-speed tool steel (HSS) rolls in hot strip rolling,“ in *35th Mechanical Working and Steel Processing Conference*, 1994, S. 55-64.
- [56] T. Kudo, R. Kawashima und R. Kurahashi, „Development of Monoblock Type High-carbon High-alloyed Rolls for Hot Rolling Mills,“ in *ISIJ International* 32, Nr. 11, 1992, S. 1190-1193.
- [57] R. Kurahashi, T. Kawakami, Y. Suruwatari und andere, „The Application of high speed tool steel (HSS) rolls in hot rolling,“ in *ISIJ Committee on Technology*, 24th Regular Meeting, Madrid, Spanien, 1992, S. 31-47.
- [58] D. Collins, „Factors affecting the use of HSS rolls in the hot strip mill,“ in *36th MWSP Conference*, 16.-19. Oktober 1994, Baltimore, MD, USA, 1994, S. 33-36.
- [59] M. Hashimoto, H. Takigawa und Y. Kawakami, „Development and applications of high-speed tool steel (HSS) rolls in hot strip rolling,“ in *37th MWSP Conference*, 22.-25. Oktober 1995, Hamilton, Ontario, Kanada, 1995, S. 275-282.
- [60] R. Webber, „The performance of high speed steel rolls at dofasco,“ in *37th MWSP Conference*, 22.-25. Oktober 1995, Hamilton, Ontario, Kanada, 1995, S. 267-269.
- [61] J. Kuskow, „Verwendung von hochlegierten Schnellarbeitsstählen für Walzwerkswalzen,“ in *Steel in Translation* 32, Nr. 4, 2004, S. 43-48.
- [62] C. Filho, M. De Carvalho, C. Morone und andere, „Development of high-speed steel rolls at Villares,“ in *41st MWSP Conference*, 24.-27. Oktober 1999, Baltimore, MD, USA, 1999, S. 335-339.
- [63] G. Huang, „Effect of chemical composition on microstructure on the carbide reinforced indefinite chilled rolls,“ in *Rolls 2003*, 9.-11. April 2003, Birmingham, U.K., 2003, S. 1-10.

- [64] E. Kerr, R. Hishon, W. Hill und andere, „Highspeed steel work rolls at Dofasco’s hot mill,“ in *Rolls 2000, Advances in Mill Roll Technology*, 12.-14. April 2000, Birmingham, U.K., 2000, S. 61-69.
- [65] K. Schröder, „Questions, answers, more questions. Twenty five years experience in discussion rolls and rolling technology,“ in *42nd MWSP Conference*, 22.-25.10 2000, Toronto, Ontario, Kanada, 2000, S. 697-708.
- [66] D. Burzan, „The use and performance of HSS rolls at inlands 80" hot strip mill,“ in *37th MWSP Conference*, 22.-25. Oktober 1995, Hamilton, Ontario, Kanada, 1995, S. 271-273.
- [67] T. Adams und D. Collins, „Properties of hot strip mill rolls and rolling,“ in *40th MWSP Conference*, 25.-28. Oktober 1998, Pittsburgh, PA, USA, 1998, S. 427-431.
- [68] I. Beverly, T. Robertson und M. Woodland, „Developing the use of high-speed steel rolls in the hot strip mills of British Steel,“ in *Rolls 2000, Advances in Mill Roll Technology*, 28.-29. März 1996, Birmingham, U.K., 1996, S. 81-89.
- [69] D. Collins, „HSS rolls through 2000,“ in *Rolls 2000, Advances in Mill Roll Technology*, 28.-29. März 1996, Birmingham, U.K., 1996, S. 76-89.
- [70] L. Delaitre, F. Briot und O. Milon, „High-speed steel rolls: tracking methods for first stands, performance optimization and metallurgical evolution,“ in *Rolls 2000, Advances in Mill Technology*, 28.-29. März 1996, Birmingham, U.K., 1996, S. 91-102.
- [71] M. Hashimoto und S. Shibao, „Recent technical trends of hot strip mill rolls at Nippon Steel Corporation,“ in *Rolls 2000, Advances in Mill Technology*, 28.-29. März 1996, Birmingham, U.K., 1996, S. 101-107.
- [72] S. Scheikhi, A. Angerbauer und C.-D. Wuppermann, „Entwicklungen auf dem Gebiet der Flachstahlprodukte,“ in *Stahl ist Zukunft*, Düsseldorf, Stahleisen GmbH, 2010, S. 118-129.
- [73] C. Zybilla, V. Goryany, J. Buch, O. Myronova und M. Römschied, „New graphitized HSS materials for rolls in finishing stands,“ *Stahl und Eisen* 135, Nr. 10, S. 61-64, 2015.
- [74] T. Hattori, C. Haberkorn, N. Oda und N. Maeda, „Neue HSS Arbeitswalzen für die hinteren Gerüste der Fertigstraße von Warmbandwerken,“ in *Internationale Jahrestagung Stahl 2013*, Congress-Center Düsseldorf, 2013.

- [75] T. Hattori, N. Oda und N. Maeda, „New Type of HSS work roll for later stands in hot strip mill finishing trains,“ in *Stahl und Eisen* 134, Nr. 3, 2014, S. 55-62.
- [76] B. Feistritzer, K. Schröder, M. Wandhager und andere, „Indefinite Chill: Upgrading and old HSM work roll grade,“ in *41st MWSP Conference, 24.-27. Oktober 1999*, Baltimore, MD, USA, 1999, S. 103-108.
- [77] R. Skorzynsky, G. Walmag und J. Breyer, „Improvement of the work roll performance on 2050 mm hot strip mill at Iscor Vanderbijlpark,“ in *42nd MWSP Conference, 22.-25. Oktober 2000*, Toronto, Ontario, Kanada, 2000, S. 665-673.
- [78] N. B. Skorokhvatov, V. V. Glukhov, V. S. Smirnov und K. A. Gostev, „Use of wear-resistant rolls on a 2000 continuous hot-strip mill,“ in *Metallurgist, Vol. 46, Nr. 07-08*, 2002, S. 208-212.
- [79] „Marichal Ketin,“ [Online]. Available: www.mkb.be. [Zugriff am 6. März 2017].
- [80] H. Haraoka, Y. Kataoka, K. Yuda und andere, „Application of a High-Chromium Steel to Roughing Work Rolls for Hot Strip Mills,“ in *ISIJ International* 32, Nr. 11, 1992, S. 1177-1183.
- [81] Universität Duisburg-Essen und Karl Buch Walzengießerei GmbH, „Abschlussbericht zum Ziel2.NRW-Projekt: Entwicklung eines ressourcenschonenden Fertigungs- und Modellierungssystems für sehr große Stütz- und Arbeitswalzen mit dem Ziel, neue ressourcenschonende Produktanwendungen zu ermöglichen,“ Duisburg/Siegen, 2014.
- [82] V. Ginzburg und R. Ballas, *Flat Rolling Fundamentals, Part VIII Profile and Flatness Control*, Pittsburgh, USA: Marcel Dekker Inc., 2000.
- [83] G. Mücke, K. F. Karhausen und P. D. Pütz, „Formabweichungen in Bändern: Einteilung, Entstehung, Messung und Beseitigung sowie quantitative Bewertungsmethoden,“ *Stahl und Eisen*, Bd. 122, Nr. 2, S. 33-39, 2002.
- [84] E. Neuschütz, „Planheitsmessung und -regelung beim Warm- und Kaltwalzen von Bändern: Grundlagen,“ in *Walzen von Flachprodukten*, Oberusel, DGM Informationsgesellschaft Verlag, 1987, S. 7-26.
- [85] DIN 50642, Prüfung der Formabweichung von Elektroblech und -band, Deutsches Institut für Normierung e.V., Beuth Verlag GmbH, 1975.
- [86] H. Hoffmann, R. Neugebauer und G. Spur, *Handbuch Umformen*, München: Carl Hanser Verlag, 2012.

- [87] H. G. Hartung, R. Holz und H. Pawelski, „Kaltbandertragssteigerung durch das EDC-System,“ *Metallwissenschaft und Technik*, Bd. 54, Nr. 10, S. 581-585, 2000.
- [88] J. T. Ruoff, „New technologies in flat steel production and their implications for cold rolling facilities and their customers,“ *Stahl und Eisen 120*, Nr. 5, S. 29-33, 2000.
- [89] F. Feldmann und M. Kerkmann, „Prozeßoptimierung an einem CVC-6HS-Reversiergerüst,“ *Stahl und Eisen 121*, Nr. 8, S. 81-88, 2001.
- [90] P. Kern, „Model-supported flatness control systems for cold rolling mills,“ *Iron and Steel Engineer*, Bd. 8, S. 38-45, 1999.
- [91] O. Pawelski, W. Rasp und S. Elsen, „Untersuchung zur lokalen Breitung beim Flachwalzen,“ *Verein zur Förderung von Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Walzwerkstechnik in der Hüttenindustrie*, Bd. 119, 2000.
- [92] W. Wilms, L. Voglmann, J. Klöckner, G. Beisemann und W. Rohde, „Steuerung von Profil und Planheit in Warmbreitbandstraßen,“ *Stahl und Eisen 105*, Nr. 22, S. 71-80, 1985.
- [93] W. Bolte, „CVC-Technologie. Ein neues Kaltwalzverfahren zur Erzeugung planer Stahlbänder,“ *Stahl und Eisen 106*, Nr. 9, S. 59-64, 1986.
- [94] M. Degner und U. Ratzek, „Entwicklungen beim Warm- und Kaltwalzen in Vergangenheit und Gegenwart,“ *Stahl und Eisen 126*, Nr. 7, S. 96-110, 2006.
- [95] IMS Messsysteme GmbH, „Planheitsmessrolle,“ [Online]. Available: <http://www.ims-gmbh.de/produktkatalog/kraftmessung/shapemeter-roll/>. [Zugriff am 23. Februar 2016].
- [96] VDEh-Betriebsforschungsinstitut (BFI), „Umform- und Veredelungsanlagen,“ [Online]. Available: http://www.bfi.de/de/Arbeitsgebiete/Prozesstechnik/Umform-_und_Veredelungsanlagen.php. [Zugriff am 22. Januar 2016].
- [97] W. Fabian, „On-line flatness measurement and control of hot wide strip,“ *Metallurgical Plant and Technology*, Bd. 8, Nr. 4, S. 68-75, 1985.
- [98] IMS Messsysteme GmbH, „Planheitsmessung TopPlan,“ IMS Messsysteme GmbH, [Online]. Available: <http://www.ims-gmbh.de/produktkatalog/warmbereich/topplan/>. [Zugriff am 23. Februar 2016].

- [99] IMS-Messsysteme GmbH, „Dickenmessung Warmband,“ [Online]. Available: <http://www.ims-gmbh.de/produktkatalog/warmbereich/thickness-gauge-x-ray/>. [Zugriff am 23. Februar 2016].
- [100] K. Hoffmann, Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen, Pfungstadt: HBM, 1987.
- [101] O. A. Bauchau und J. I. Craig, Structural Analysis, Heidelberg London New York: Springer, 2009.
- [102] A. Öchsner, Theorie der Balkenbiegung, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [103] B. Klein, FEM, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [104] D. Gross, W. Hauger und P. Wriggers, Technische Mechanik 4, Berlin Heidelberg: Springer, 2011.
- [105] K. L. Johnson, Contact mechanics, Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [106] A. Böge und W. Böge, Technische Mechanik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [107] D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch und J. Voßiek, Roloff / Matek Maschinenelemente, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015.
- [108] R. Stribeck, „Kugellager für beliebige Belastungen,“ *VDI-Zeitschrift*, Bd. 45, Nr. 3, S. 118-125, 1901.
- [109] C. Weber, „Beitrag zur Berührung gewölbter Oberflächen beim ebenen Formänderungszustand,“ *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, Bd. 13, Nr. 1, S. 11-16, 1933.
- [110] W. L. Roberts und C. D. Roberts, „Mechanical Principles of Rolling Processes,“ in *Rolls for the Metalworking Industries*, Iron and Steel Society, Inc., 2002, S. 215-265.
- [111] N. M. Belayev, „Local stresses as a result of the pressure between bodies in contact,“ *Engineering Structures and Structural Mechanics*, S. 27-108, 1924.
- [112] E. I. Radzimovsky, Stress distribution and strength condition of two rolling cylinders pressed together, University of Illinois, 1953.
- [113] H.-C. Seherr-Thoss, F. Schmelz und E. Aucktor, Gelenke und Gelenkwellen, Berlin Heidelberg: Springer, 2002.

- [114] V. Läßle, Einführung in die Festigkeitslehre, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [115] H. A. Richard und M. Sander, Technische Mechanik. Festigkeitslehre, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008.
- [116] P. Hagedorn und J. Wallaschek, Technische Mechanik Band 2: Festigkeitslehre, Hahn: Europa-Lehrmittel, 2015.
- [117] A. Aljabri und Z. Jiang, „Analysis of Thin strip Profile by Work roll Crossing and Shifting in Asymmetrical Cold Rolling,“ *International Journal of Modern Physics B*, Bd. 29, Nr. 10 & 11, S. 1540032, 2015.
- [118] H. Tibar und Z. Jiang, „Improving Thin Strip Profile Using Work Roll Cross and Work Roll Shifting Methods in Cold Strip Rolling,“ *International Journal of Metals*, Bd. 2017, Nr. Article ID 6489769, 2017.
- [119] A. Aljabri, Z. Jiang, D. B. Wei und H. Tibar, „Modeling of Thin Strip Profile during Cold Rolling on Roll Crossing and Shifting Mill,“ in *PRICM: 8 Pacific Rim International Congress on Advanced Materials and Processing*, Hoboken, NJ, USA, John Wiley & Sons, Inc, 2013.
- [120] A. Aljabri, Z. Jiang, D. B. Wei, X. D. Wang und H. Tibar, „Thin Strip Profile Control Capability of Roll Crossing and Shifting in Cold Rolling Mill,“ *Materials Science Forum*, Bd. 773/774, S. 70-78, 2014.
- [121] O. Emicke, „Beanspruchung, Abnutzung und Schleifen von Walzen für die Herstellung von Grob-, Mittel- und Feinblechen,“ *Stahl und Eisen*, Bd. 58, Nr. 4, S. 73-82, 1938.
- [122] J. Wittenburg und E. Pestel, Festigkeitslehre, Berlin Heidelberg: Springer, 2011.
- [123] R. G. Cowper, „The shear coefficient in Timoshenko’s beam theory,“ *Journal of Applied Mechanics*, Bd. 33, Nr. 2, S. 335-340, 1966.
- [124] M. Merkel und A. Öchsner, Eindimensionale Finite Elemente, Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2014.